



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Djillali Liabès de Sidi Bel Abbès



Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique
Laboratoire des Matériaux et Systèmes Réactifs

THESE

Présentée pour l'obtention du Diplôme de Doctorat 3ème cycle

Par :

Mr Ahmed ALAMI

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique et Environnement

Intitulé de la thèse

**Etude et modélisation d'un système thermique alimenté
par énergie géothermique**

Soutenue le .. / .. /

Composition de jury :

Mr. KADDOURI Kacem	Professeur	Président	Univ. Sidi Bel Abbes
Mr. BOUCHAM Belhadj.	MCA	Directeur de thèse	Univ. Sidi Bel Abbes
Mr. KHALFI Ali.	Professeur	Co-Directeur de thèse	Univ. Sidi Bel Abbes
Mr. MILOUA Hadj.	MCA	Examineur	Univ. MS-Mascara
Mr. MELLAL Mounir	MCA	Examineur	Univ. Alger (USTHB)
Mme GHEZALI Faiza	MCA	Examineur	Univ. Sidi Bel Abbes

ANNEE UNIVERSITAIRE 2017/2018

Remerciements

Tout d'abord, je remercie **ALLAH**, le Tout Puissant, de m'avoir donné le courage et la volonté pour accomplir ce travail de recherche.

Je tiens à exprimer, plus particulièrement, ma profonde reconnaissance et ma grande estime à mon directeur de thèse **Mr Belhadj BOUCHAM**, enseignant de l'université Djilali Liabes-faculté de Technologie (Sidi Bel Abbés) pour m'avoir accueilli au sein de son équipe, pour sa grande disponibilité ainsi que ses encouragements constants, ce qui m'a apporté beaucoup tant sur le plan scientifique que personnel.

Je tiens à remercier également mon co-directeur de thèse **Mr Ali KHALFI**, professeur chercheur au laboratoire LMSR l'université Djilali Liabes-faculté de Technologie (Sidi Bel Abbés).

Mes remerciements vont également à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail, et en particulier :

Monsieur, **Kacem KADDOURI** de m'avoir fait l'honneur de présider le jury.

Mr **Hadj MILOUA**, à l'université de Mascara pour avoir accepté d'être examinateur de ce travail.

Mlle **Faiza GHEZALI**, à l'université de Sidi Bel Abbes pour avoir accepté d'être examinateur de ce travail.

Monsieur **Mounir MELLALE**, à l'université d'Alger (USTHB) pour avoir accepté d'être examinateur de ce travail.

Un grand merci à toute ma famille, qui m'a toujours encouragé, qui a su me soutenir à chaque moment et à qui je dois tout.

SOMMAIRES

Remerciement	
Résumé	
Sommaire	
Nomenclature.....	i
Liste des figures et tableaux	
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Géothermie et enjeux énergétiques des machines thermiques à sorption

I.1. INTRODUCTION.....	5
I.2. LES PRINCIPAUX ENJEUX ENERGETIQUES A L'ECHELLE DE LA PLANETE.....	5
I.2.1. Les ressources énergétiques mondiales.....	5
I.2.2. La demande énergétique mondiale.....	6
I.2.3. Impact environnemental.....	9
I.2.4. Protocole de Kyoto.....	9
I.3. CONTEXTE ENERGETIQUE NATIONAL	10
I.4. MESURES NATIONALES ET INTERNATIONALES POUR LUTTER CONTRE LE CHANGEMENT CLIMATIQUE.....	10
I.5. LA GEOTHERMIE.....	13
I.5.1. Les différents types de l'énergie géothermique.....	13
I.5.1.1. La géothermie à très basse énergie	13
I.5.1.2. La géothermie à basse énergie.....	13
I.5.1.3. La géothermie à moyenne énergie	13
I.5.1.4. La géothermie à haute énergie.....	13
I.5.2. Capteur géothermique	14
I.5.2.1. Classification des capteurs géothermiques.....	14
I.5.3. Système d'échange avec le sol.....	16
I.5.3.1. Capteur géothermique horizontal	16
I.5.3.2. Capteur géothermique vertical.....	16
I.5.4. Potentiel de l'énergie géothermique.....	17
I.6. DIFFERENTS TYPES DE POMPES A CHALEUR.....	18
I.7. LES TRANSFORMATEURS DE CHALEUR A ABSORPTION.....	20
I.8. TRANSFORMATEUR DE CHALEUR A ADSORPTION (PAC, Type II).....	21
I.8.1. Revue historique	21
I.9. DU DIPOLE THERMOPHYSIQUE AU PROCEDE ENERGETIQUE A SORPTION DE GAZ.....	23
I.9.1. Exergie de transit et critères exergétiques associés.....	27
I.9.2. Flux internes d'énergie et d'exergie dans les procédés à sorption.....	29
I.9.3. Performances énergétiques idéales	31
I.9.4. Critères exergétiques pour la maximisation des performances idéales.....	32
I.9.5. Critères thermodynamiques de qualité et de perfection technique d'un procédé.....	34
I.10. CONCLUSION	35

Chapitre II : *Thermodynamique de l'adsorption*

II.1. INTRODUCTION.....	41
II.2. DESCRIPTION DU PHENOMENE D'ADSORPTION (PHYSIQUE).....	41
II.2.1. Définitions.....	41
II.2. 2.1. Adsorption physique (physisorption).....	43
II.2. 2.2. Adsorption chimique (chimisorption).....	43
II.3. RELATIONS D'EQUILIBRE.....	43
II.4. CLASSIFICATIONS DES ISOTHERMES D'ADSORPTION.....	45
II.5. CHALEUR ISOSTERIQUE D'ADSORPTION.....	47
II. 6. MODELES DE L'ADSORPTION.....	48
II.6. 1. Modèles moléculaires.....	49
II.6. 1. 1. Modèle de Langmuir.....	49
II.6. 1. 2. Modèle de Brunauer, Emmet et Teller (B. E. T).....	50
II.6. 2. Modèles thermodynamiques.....	51
II.6. 2. 1. Théorie du remplissage en volume des micropores (théorie de Polanyi).....	52
II.6. 2. 2. Modèle de Dubinin.....	53
II.6. 2. 3. Équation de Dubinin-Radeshkevich et de Dubinin-Astakhov.....	54
II.6. 2. 4. Chaleur isostérique d'adsorption selon le modèle de Dubinin-Astakhov.....	57
II.7. CHOIX DU COUPLE ADSORBANT/ADSORBA.....	60
II.7. 1. Choix de l'adsorbant :.....	61
II.7. 2. Choix de l'adsorbat :.....	62
II.7. 2. 1. Critère technique.....	62
II.7. 2. 2. Critère écologique.....	62
II.7. 2. 3. Critère économique (coût d'investissement et d'exploitation).....	63
II.8. CONCLUSION.....	64

Chapitre III : *Généralités sur les éjecteurs et dimensionnement*

III.1. INTRODUCTION.....	69
III.2. AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE L'EJECTEUR.....	69
III.3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'EJECTEUR.....	70
III.4 DEVELOPPEMENTS RECENTS POUR L'AMELIORATION DE LA PERFORMANCE D'UN EJECTEUR.....	74

III.4.1 Ejecteur gravitationnel.....	74
III.4.2 Système de réfrigération bi-éjecteur.....	75
III.4.3. Système de réfrigération d'éjecteur avec effet de pompage thermal.....	76
III.4.4. Système de pompe à chaleur et éjecteur rafraichissant.....	77
III.4.5. Transformateur de chaleur d'absorption à éjecteur.....	78
III.4.6 Pompe à chaleur à éjecteur de vapeur couplé au sol.....	79
III.4.7. Machine frigorifique à adsorption à éjecteur.....	80
III.5. DIMENSIONNEMENT DE L'EJECTEUR.....	81
III.5.1. Présentation du domaine d'étude.....	81
III.5.2. Utilisation de Gambit et Fluent (CFD) :.....	83
III.5.2.1 Utilisation de Gambit :.....	83
III.5.2.2 Présentation du code fluent :.....	83
III.5.3. Démarche numérique du solveur :.....	84
III.5.3.1. Les étapes principales de simulation sous Fluent :.....	84
III. 5.4. La géométrie de l'éjecteur (tuyère primaire).....	87
III. 5.4.1. Dimensions à simuler:.....	87
III. 5.4.2. L'effet des géométries de la tuyère primaire:.....	88
III. 6. CONCLUSION.....	92

Chapitre IV : Généralités sur les éjecteurs

IV. 1. INTRODUCTION.....	97
IV.2. DESCRIPTION DES DEUX CYCLES DE TRANSFORMATEUR DE CHALEUR A ADSORPTION AVEC ET SANS EJECTEUR.....	97
IV.2. 1. Phase de chauffage.....	98
IV.2. 1.1. Phase de chauffage isostérique (2→3).....	98
IV. 2. 1.2. Phase de désorption - évaporation (3→4).....	98
IV. 2. 2. Phase de refroidissement.....	98
IV.2. 2. 1. Phase de refroidissement isostérique (4→1).....	98
IV.2. 2. 2. Phase d'adsorption - condensation (1→2).....	99
IV.3. DETERMINATION DES TEMPERATURES SEUIL DU CYCLE.....	101
IV.4. COEFFICIENTS DE PERFORMANCE THERMIQUE (COP_{th}).....	103
IV.4.1 Modélisation mathématique d'un transformateur de chaleur à adsorption.....	103
IV. 4. 2. Expression de Q_c	105
IV. 4. 2. 1. Chaleur sensible de l'adsorbant (Q_1).....	105

SOMMAIRES

IV. 4. 2. 2. Chaleur sensible des parties métalliques (Q_s).....	105
IV.5. ALGORITHME DE CALCUL.....	109
IV.6. RESULTATS ET DISCUSSIONS.....	110
IV.6.1. Résultats comparatives pour AHT et EAHT :.....	111
IV.6. 2. L'influence des températures de fonctionnement pour AHT.....	113
IV.6. 2. 1. L'influence de la température de régénération.....	114
IV. 6. 2.2. L'influence de la température de condensation.....	117
IV.6. 2. 3. L'influence de la température d'adsorption.....	119
IV. 7. CONCLUSION.....	123

Listes des figures et tableaux

a- Listes des figures

Chapitre I		
Figures	Titres	pages
Figure I.1	Evolution de l'énergie primaire 1971-2012 (AIE, 2014).	6
Figure I.2	Consommation finale d'énergie mondiale par secteur en 2010	7
Figure I.3	Consommation finale d'énergie par source d'énergie en 2010	8
Figure I.4	Pays signataires du protocole de Kyoto	11
Figure I.5	Système d'échange avec la nappe à boucle fermée	15
Figure I.6	Système d'échange avec la nappe à boucle ouverte	15
Figure I.7	Capteur géothermique horizontal	16
Figure I.8	Sondes géothermiques verticales	17
Figure I.9	Potentiel de l'énergie géothermique en Algérie	18
Figure I.10	Pompes à Chaleur mécaniques (Systèmes dithermes)	19
Figure I.11	Pompes à Chaleur/Machines frigorifiques (Systèmes Trithermes)	19
Figure I.12	Transformateurs thermiques (Systèmes Trithermes)	19
Figure I.13	Schéma représentatif d'un cycle mono-étagé d'un transformateur de chaleur à absorption	20
Figure I.14	Pompe à chaleur à absorption	21
Figure I.15	Transformateur de chaleur à absorption	21
Figure I.16	Transformateur de chaleur à adsorption	23
Figure I.17	Les isostères d'adsorption d'un transformateur de chaleur à adsorption	23
Figure I.18	Représentation schématique des deux modes de fonctionnement d'un dipôle thermophysique constitué d'un réacteur S/G et d'un évaporateur/condenseur	25
Figure I.19	Les différentes fonctionnalités pour un cycle thermo-physique	26
Figure I.20	Conversion/transformation de l'énergie dans un procédé énergétique quelconque et définition du rendement de Grassmann, rendement intrinsèque et efficacité exergetique	28
Figure I.21	Identification des flux internes d'énergie dans un procédé thermophysique fonctionnant en mode pompe à chaleur ou mode thermo-transformateur	30
Figure I.22	Représentation dans le diagramme (θ -Q) du fonctionnement d'un procédé Thermo-physique idéal fonctionnant en mode pompe à chaleur ou en mode thermo-transformation.	30
Chapitre II		
Figure II.1	Phénomène d'adsorption	42
Figure II.2	Allure schématique des isobares d'adsorption	44

Listes des figures et tableaux

Figure II.3	Allure schématique des isothermes d'adsorption	44
Figure II.4	Schéma d'un réseau d'isostères d'adsorption	45
Figure II.5	Classification des isothermes selon Brunauer, Emmet et Teller	46
Figure II.6	Détermination de la chaleur isostérique d'adsorption	48
Figure II.7	Modèle d'adsorption en monocouche	49
Figure II.8	Modèle d'adsorption en multicouches	50
Figure II.9	Présentation schématique du phénomène d'adsorption selon le modèle de Polanyi	52
Figure II.10	Représentation des courbes caractéristiques de trois adsorbats différents adsorbés sur le même adsorbant	53
Figure II.11	Isothermes théoriques (traits continus) et expérimentales d'adsorption d'ammoniac sur charbon actif BPL (traits discontinus)	55
Figure II.12	Comparaison entre la corrélation de Dubinin et celle de McEnaney	57
Figure II.13	Chaleur isostérique d'adsorption en fonction de la masse Adsorbée pour $T=58^{\circ}\text{C}$	59
Figure II.14	Chaleur isostérique d'adsorption mesurée et calculée selon le modèle de Dubinin-Astakhov pour le couple Zéolithe 13X/eau à $T = 58^{\circ}\text{C}$.	60
Figure II.15	Chaleur isostérique d'adsorption en fonction de la température et de la masse adsorbée	60
Chapitre III		
Figure III.1	Coupe d'un éjecteur et l'évolution des pressions	71
Figure III.2	Schéma du niveau de réfrigérant liquide dans les réfrigérateurs	75
Figure III.3	Bi-ERS alimenté par l'énergie solaire	76
Figure III.4	Un système de refroidissement avec un éjecteur et générateur multifonction	77
Figure III.5	Schéma d'une réfrigération par éjecteur gravitationnel	78
Figure III.6	Transformateur de chaleur à adsorption à éjecteur	79
Figure III.7	Pompe à chaleur géothermique à éjecteur	80
Figure III.8	Un système de réfrigération solaire à adsorption avec éjecteur	81
Chapitre IV		
Figure IV.1	Trajet thermodynamique d'un transformateur de chaleur de base dans un diagramme de Clapeyron	98
Figure IV.2	Transformateur de chaleur à adsorption	100
Figure IV.3	Transformateur de chaleur à adsorption avec éjecteur	100
Figure IV.4	Description schématique du cycle intermittent idéal dans un diagramme de Clapeyron	100
Figure IV.5	Température seuil de désorption en fonction de T_e et T_c ($T_a = 140^{\circ}\text{C}$)	102
Figure IV.6	Température seuil d'adsorption en fonction de T_e et T_c ($T_h = 150^{\circ}\text{C}$)	102

Listes des figures et tableaux

Figure IV.7	Organigramme de calcul	109
Figure IV.8	Comparaison de l'exergie de destructions des différents organes dans les deux systèmes	112
Figure IV.9	Variation de l'exergie totale de destruction en fonction de la température d'adsorption	112
Figure IV.10	Variation du COP_{th} en fonction de la température d'adsorption dans le EAHT et AHT	113
Figure IV.11	Variation du rendement exergetique en fonction de la température d'adsorption dans le EAHT et AHT	113
Figure IV.12	Variation du coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de T_h	114
Figure IV.13	Variation de la masse désorbée m_{min} et de la masse cyclée Δm en fonction de la température de régénération T_h	115
Figure IV.14	Variation de la chaleur totale fournie à l'adsorbeur Q_{ads} et la quantité de chaleur produite au condenseur Q_{cd} en fonction de la température de régénération T_h	115
Figure IV.15	Variation des différentes chaleurs sensibles et de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération T_h	116
Figure IV.16	Variation du coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de T_h pour trois couples du charbon actif /méthanol	116
Figure IV.17	Influence de la température de condensation sur la quantité de chaleur produite au niveau de l'adsorbeur Q_{ads}	117
Figure IV.18	Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance thermique COP_{th}	118
Figure IV.19	Influence de la température de condensation sur les différentes chaleurs sensibles et sur la chaleur de désorption	118
Figure IV.20	Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance thermique	119
Figure IV.21	Influence de la température d'adsorption sur la quantité de chaleur produite au condenseur	120
Figure IV.22	Influence de la température d'adsorption sur le coefficient de performance thermique COP_{th}	120
Figure IV.23	Influence de la température d'adsorption sur les différentes chaleurs sensibles et sur la chaleur de désorption	121
Figure IV.24	Effet de la masse des parties métalliques de l'adsorbeur sur la quantité de chaleur produite par le condenseur	121
Figure IV.25	Effet de la masse des parties métalliques de l'adsorbeur sur le coefficient de	122

Listes des figures et tableaux

performance thermique COP_{th}

b- Liste des tableaux

Tableaux	Titres	Pages
Chapitre I		
Tableau I.1	Pompe à chaleur	19
Chapitre II		
Tableau II.1	Coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés	56
Tableau II.2	Surface spécifique des différents adsorbants	61
Chapitre IV		
Tableau IV.1	Coefficients de l'équation	104
Tableau IV.2	Entrée et sortie des points de chaque organe des cycles AHT et EAHT	111
Tableau IV.3	Comparaison entre les paramètres de AHT et EAHT	111

Nomenclature :

T : Température [$^{\circ}\text{C}$]

P : Pression [Pa]

ρ : La densité de [kg/m^3]

ma : Masse adsorbé [kg/kg]

X : Rapport de la masse adsorbée à la masse de l'adsorbant / la position de sa sortie de la tuyère primaire

X_0 : Limitation du rapport de la masse

ω_0 : Volume maximal adsorbable [m^3/kg]

A_i : Potentiel d'adsorption de Polanyi, KJ/mol.

W_i : Volume adsorbé, l/kg.

D, n : Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbat

ΔH : Variation d'enthalpie [J/kg]

L : Chaleur latente d'évaporation [KJ/kg]

l : l'adsorbat (le réfrigérant)

R : Constante de la thermodynamique [J/kg]

Q : Energie de chaleur [KJ/kg]

C_p : Chaleur spécifique [J/kg.k]

M_s : Masse de de couple adsorptif [kg]

h : Enthalpie [J/kg]

S : Entropie [J/kg.k]

\dot{m} : Débit de masse [kg/s]

E, \dot{E}_x : Exergie [kw]

E_{tr} : exergie de transit [kw]

E' : exergie entrante [kw]

E'_c : exergie entrante consommée [kw]

E'_{nu} exergie entrante non utilisée [kw]

E'' exergie sortante [kw]

E''_p exergie produite [kw]

E''_r exergie produite inexploitée [kw]

E''_u : exergie utile [kw]

e_w : sélectivité exergetique

β : Coefficient d'affinite

Ψ : Teneur en exergie [kJ/kg]

θ : Facteur de Carnot

η : Rendement exergetique

n : constante de solide/vapeur

SUBSCRIPTS ET ABREVIATIONS

d,des: désorbeur, désorption

a,ad: adsorbeur, adsorption

c,cond: condenseur, condensation

e,ev: évaporateur, évaporation

st: isostirique

h,g: Régénération

b: basse

m: moyenne, seuil

e: entrée

h: haute

L : liquide

G : Gaz

S : Synthèse/Solide/Sortie

1,2,3,4,...: position

o : état de référence

p: produite

f : adsorbat

D: Destruction, Diffuseur

Lg : Longueur de gorge

Dg : Diamètre de gorge

CFC : Chlorofluorocarbures

HCFC : Hydro-chlorofluorocarbures

Nomenclature

HFC :	Hydrofluorocarbures
AIE :	Agence internationale de l'énergie
AIEA :	Agence Internationale de l'Energie Atomique
ANME :	Agence Nationale pour la Maîtrise de l'Energie en Tunisie
BFP :	Bureau Fédéral du Plan
CAS :	Centre d'Analyse Stratégique
CIME :	Conseil Intersectoriel de la Maîtrise de l'Energie
CEPS:	Centre for European Policy Studies
GIEC :	Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat
IPCC :	Intergovernmental Panel on Climate Change
OCDE :	Organisation de Coopération et de Développement Economiques
OPEP :	Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole
STEG :	Société Tunisienne de l'Electricité et du Gaz
UNFCCC:	United Nations Framework Convention on Climate Change
Mtep :	Million de tonnes équivalent pétrole
Gtonnes :	Gigatonne
COP:	Coefficient de performance
COA :	Coefficient opérationnel d'amplification
FE :	Facteur d'émission
PCI :	Pouvoir calorifique inferieur
EAHT :	Transformateur de Chaleur à Adsorption avec éjecteur
AHT :	Transformateur de Chaleur à Adsorption
ERS :	Système de réfrigération à éjecteur
MFG:	Une génératrice multifonction de réfrigération
ECS:	Ejecteur compact séries
NXP:	Position de la tuyère primaire par rapport á la chambre de mélange

INTRODUCTION GENERALE

Les systèmes de chauffage et de conditionnement d'air sont des consommateurs importants d'énergie. Ces systèmes sont habituellement actionnés par énergie électrique produite à partir de produits fossiles (pétrole, gaz naturel et charbon). Après le choc pétrolier de 1973, beaucoup d'états ont pris conscience de l'importance qu'il y avait à développer les énergies renouvelables et en particulier l'énergie géothermique. Durant la même période, les grandes organisations humanitaires ont dévoilé aux pays occidentaux les conditions de vie des habitants des pays en voie de développement, et l'impact de la durée disponible des ressources fossiles et les problèmes environnementaux. Cette association de facteurs a entraîné l'évolution des systèmes de production de la chaleur fonctionnant grâce aux transformateurs de chaleur géothermique.

La recherche et le développement intensif aussi bien que des applications n'ont commencé à se développer par Bougard J. qu'à partir de 1993. Jusqu'à présent la majeure partie de la recherche est basée sur les cycles thermodynamiques, la sélection du couple opérationnel, les systèmes de performance,...etc et ceci afin de préparer la réalisation de systèmes fonctionnels de transformateurs de chaleur à adsorption.

Ces systèmes sont particulièrement adaptés aux régions qui ont des sources thermales à basses et à hautes températures et où il n'y a pas de possibilité d'être raccordé à un réseau électrique. Les systèmes de chauffage géothermique ont été généralement utilisés comme un moyen complémentaire pour faire prolonger la chaîne de production de chaleur aux secteurs ruraux. Par ailleurs, l'Algérie est un pays où le potentiel des sources thermales à basse enthalpie. Il est donc important d'exploiter cette ressource naturelle notamment dans le domaine de la production de chaleur.

Récemment les transformateurs de chaleur à adsorption (AHT) ont attiré une attention croissante de chercheurs (Meunier F. 2013) et (Habib K. 2013) en raison de leur potentiel de stockage de chaleur et de l'utilisation de réfrigérants respectueux de l'environnement. Certains cycles avancés de sorption solide ont été développés pour la réfrigération (Qian S. 2013), la fabrication de glace (Le Pierre's N. 2006) la congélation (Yu N. 2014) et le stockage d'énergie thermique (Aristov 2007). Contrairement aux systèmes de compression conventionnels, l'AHT peut produire un effet de refroidissement et de chauffage en utilisant des déchets ou des sources de chaleur renouvelables comme source d'énergie qui peut conduire à une réduction essentielle de la consommation d'énergie primaire. Malgré les avantages connus de cette technologie (respectueuse de l'environnement, sans bruit,...etc.), l'AHT a encore des problèmes à surmonter pour la mise en œuvre.

Des efforts ont été effectués pour étudier les aspects thermodynamiques liés à l'amélioration de la performance AHT (Yu N. 2013). L'activité de recherche est axée sur le développement de nouveaux

Introduction générale

matériaux de sorbants en l'améliorant des paires de travail existantes (Li M. 2004). Parmi les frigorigènes communs utilisés dans l'AHT (eau-méthanol-éthanol et ammoniac), le plus intéressant est l'éthanol en raison de son faible point de congélation (159 K) et de sa compatibilité écologique. Les adsorbants d'éthanol typiques utilisés dans les AHT sont des carbones actifs (Gordeeva L. 2009). Les nouveaux matériaux composites récemment ajoutées « sel/gel de silica » avec une capacité de sorption avancée ont été proposés comme sorbants d'éthanol pour le refroidissement par adsorption (TX. Li 2014).

Dans ce travail, on s'intéresse à l'étude et à l'analyse des transformateurs de chaleur à adsorption avec et sans éjecteur pour améliorer la performance de la machine. Ce système est actionné par la chaleur (bas potentiel), telle que l'énergie géothermique. Il contribue à la réduction du CO₂ en utilisant une source d'énergie non fossile. Ainsi, le transformateur de chaleur à adsorption a l'avantage d'être saint pour l'environnement, avec un ODP zéro (potentiel d'épuisement de l'ozone) aussi bien qu'un GWP zéro (potentiel de chauffage global).

La profondeur de la recherche nous éclaire sur les avantages des réactions solide-gaz, tels la grande capacité d'accumulation de chaleur, la vaste gamme de températures opérationnelles, le stockage à long terme et les réactifs des produits, et la basse perte de chaleur...etc. Ceci nous suggère que cela pourrait être une option optimale pour élever la température de chaleur moyenne aussi bien que le stockage d'énergie. Ainsi, les transformateurs de chaleur solide/gaz ont été rapidement développés depuis les années 1990.

Cette technologie est un moyen de réduire considérablement la consommation électrique par la valorisation de la chaleur dégagée au niveau de l'adsorbeur et du condenseur et d'un fluide frigorigène propre et écologique. Les machines thermiques à adsorption utilisent des couples solide/vapeur où cette dernière joue un rôle de fluide frigorigène remplaçant les CFC-HCFC. Elles ont été étudiées avec plusieurs couples. L'utilisation de l'énergie géothermique dans les transformateurs de chaleur a été l'objet de divers travaux dans le 19^{ème} siècle. Certains cycles d'adsorption (solide/vapeur) ont été développés pour la réfrigération, la fabrication de glace, la surgélation, et le stockage d'énergie thermique. L'éjecteur est utilisé comme un compresseur dans un cycle entraîné thermiquement, ou comme un dispositif d'expansion dans les systèmes de réfrigération.

Pour ce faire, nous avons subdivisé notre travail en quatre chapitres et une conclusion générale:

Dans le premier chapitre, nous avons présenté la géothermie et les enjeux énergétiques des transformateurs de chaleur à adsorption, nous avons également défini l'intérêt de l'utilisation des transformateurs de chaleur (pompe à chaleur type 2) et les enjeux économiques et environnementaux liés à leur utilisation. Nous donnerons par la suite un aperçu historique sur le développement de ces machines et leurs critères de performances thermodynamiques.

Introduction générale

Dans le deuxième chapitre, une étude et une analyse du cycle de base de Clapeyron associées au transformateur de chaleur à adsorption ont été traitées. Pour ce faire, nous avons établi un modèle numérique basé d'une part sur l'équation d'état du modèle de Dubinin et Radushkèvich et d'autre part sur certaines considérations visant à assurer une optimisation telles les propriétés du couple adsorbant/adsorbat choisi, où nous avons utilisé des équations conçues à partir de données expérimentales disponibles dans la littérature. Le code de calcul élaboré, permet d'apprécier l'influence des différents paramètres sur la quantité de chaleur produite au niveau du condenseur et de l'adsorbeur, sur le coefficient de performance thermique de la machine et la quantité de la masse cyclée de l'adsorbat dans le système.

Dans le troisième chapitre nous avons défini les éjecteurs statiques ainsi que les équations qui les régissent. Un état de l'art pour l'utilisation de ces derniers sur les machines thermiques a été présenté. De même, pour faire un choix de l'éjecteur, un dimensionnement avec CFD a été effectué qui servira pour l'étude de notre système AHT.

Dans le dernier chapitre, nous présentons un transformateur de chaleur à adsorption géothermique avec et sans éjecteur afin de simuler le fonctionnement du groupe et comparer les deux machines, leurs performances, les chaleurs produites, les exergies de destruction et leurs efficacités. Nous avons aussi étudié l'influence de différents paramètres sur la quantité de chaleur produite aux niveaux du condenseur et l'adsorbeur ainsi sur le COP pour notre système idéal (AHT).

Une conclusion générale relatant les principaux résultats est présentée, ainsi que les perspectives recommandées et envisagées pour les futurs travaux.

Chapitre I

Géothermie et enjeux énergétiques des machines thermiques à sorption

I.1. Introduction

I.2. Les principaux enjeux énergétiques à l'échelle de la planète

I.3. Contexte énergétique national

I.4. Mesures nationales et internationales pour lutter contre le changement climatique

I.5. La géothermie

I.6. Différents types de pompes à chaleur

I.7. Transformateurs de chaleur à adsorption (PAC, type II)

I.8. Du dipôle thermophysique au procédé énergétique à sorption de gaz

I.9. Critères de performances thermodynamiques

I.10. Conclusion

I.1. INTRODUCTION

La prise de conscience de la dégradation de l'environnement au niveau planétaire et de la raréfaction des énergies fossiles aboutit à une demande de moyens pour permettre aux industriels et aux particuliers de diminuer leur consommation d'énergie, et/ou de mettre en œuvre des procédés basés sur des énergies renouvelables.

Cette prise en compte croissante de la dégradation de l'environnement, du réchauffement climatique (effet de serre) mais également des considérations économiques, amènent les industriels à intégrer dans leurs stratégies, la maîtrise de l'utilisation de l'énergie et la recherche de moyens pour récupérer la chaleur perdue et la réutiliser afin de diminuer leur consommation d'énergie et leurs rejets de CO₂, et donc par conséquent d'économiser de l'argent et protéger l'environnement.

La récupération et la revalorisation des chaleurs résiduelles générées par de nombreux procédés comptent parmi les mesures pour réduire la consommation d'énergie. Les pompes à chaleur sont des systèmes permettant de revaloriser des chaleurs résiduelles pour les rendre utiles. Ceci permet donc de limiter la consommation d'énergie fossile en utilisant des chaleurs résiduelles qui ont généralement une origine « fossile ».

Dans ce chapitre, nous donnons tout d'abord les principaux enjeux énergétiques à l'échelle mondiale. Des généralités sur la géothermie sont présentées pour voir son intérêt sur les installations thermiques. Nous donnerons par la suite un aperçu historique sur le développement de ces machines. Ce chapitre regroupera également la présentation des différents types des transformateurs de chaleur, leur principe de fonctionnement, les différentes sources de chaleur utilisées et les facteurs affectant leur fonctionnement. Plus particulièrement, les machines à adsorption, et notamment les thermo transformateurs, seront détaillés. Nous mettrons enfin en évidence les limites des thermo transformateurs à adsorption afin d'en introduire une nouvelle variante, objet de ce travail, seront décrits brièvement dans ce chapitre.

I.2. LES PRINCIPAUX ENJEUX ENERGETIQUES A L'ECHELLE DE LA PLANETE

I.2.1. Les ressources énergétiques mondiales

L'énergie est un facteur essentiel du développement économique et social de la société. Les progrès réalisés dans le monde au cours du 20^{ème} siècle ont été accomplis grâce à l'utilisation d'une énergie abondante, d'une grande souplesse d'utilisation et relativement bon marché. La figure suivante présente l'évolution de l'énergie primaire allant de 1971 à 2012.

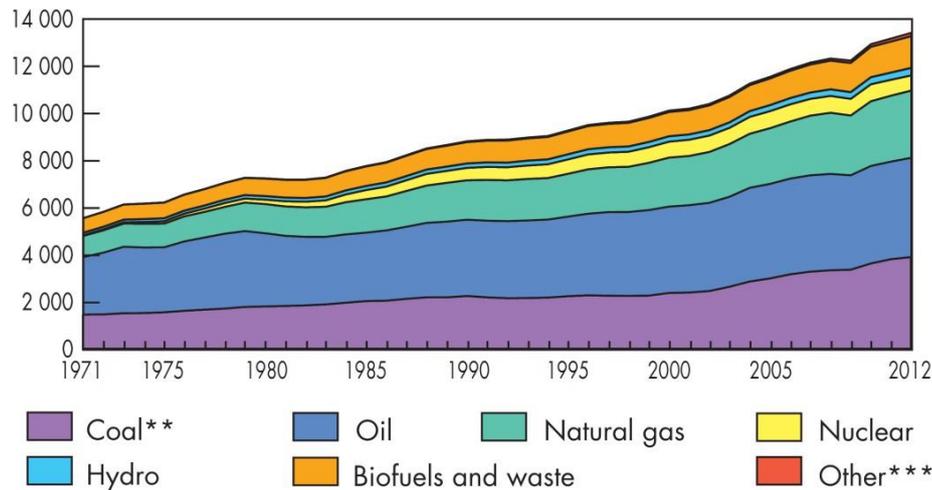


Figure I.1 : Evolution de l'énergie primaire 1971-2012 [1]

La demande d'énergie mondiale est évaluée de 6,106 Mtep en 1971 pour atteindre 13,371 Mtep en 2012. La demande d'énergie primaire est dominée par le charbon, le pétrole et le gaz naturel.

I.2.2. La demande énergétique mondiale

Le bilan énergétique englobe l'ensemble des opérations de production, d'importation, de transformation et d'acheminement de l'énergie, pour fournir celle-ci sous une forme utilisable à l'ensemble des acteurs sociaux et économiques (collectivités, entreprises et ménages). Les équipements consomment pour cela l'énergie produite à partir de trois grandes catégories de ressources: les énergies fossiles, l'énergie nucléaire, et les énergies renouvelables (hydraulique, biomasse, éolienne, solaire, géothermie).

La consommation d'énergie mondiale a plus que doublé depuis 1973. La quantité de ressources énergétiques consommées, rapportées pour les mesurer à un équivalent en pétrole, est ainsi passée selon l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) de 6,107 millions de tonnes équivalent pétrole (Mtep) à 12,717 Mtep en 2010. Cette énergie dite primaire, mesurée au niveau des ressources brutes, connaît en moyenne presque un tiers de pertes dans les différentes étapes avant sa livraison aux consommateurs sous forme dite finale, c'est-à-dire utilisable dans les équipements : la consommation de cette énergie finale représente en 2010 un total de 8,677 Mtep au niveau mondial. Cette consommation se répartit environ pour 28 % dans l'industrie, 27 % dans les transports, et pour 36 % dans le résidentiel, l'activité tertiaire et l'agriculture. Les 9 % restants concernent les usages non énergétiques de ressources énergétiques, notamment la fabrication de plastique à partir de pétrole ou l'utilisation de charbon dans la fonte [2].

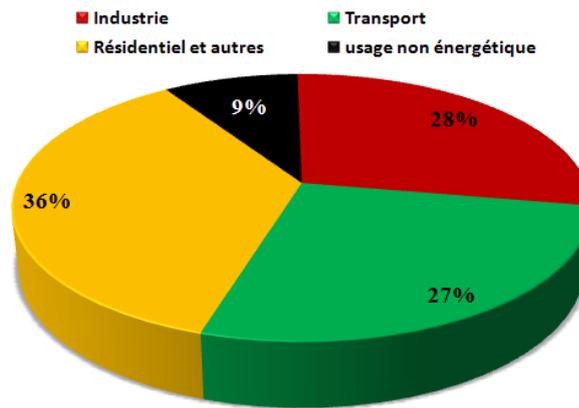


Figure I. 2 : Consommation finale d'énergie mondiale par secteur en 2010 [2]

La consommation d'énergie finale est basée pour près de quatre cinquièmes sur les énergies fossiles : le pétrole, qui couvre 42 % des usages et en particulier plus de 90 % des besoins des transports, le gaz, qui couvre 19 % des usages, et le charbon, qui en couvre 17 %. Les énergies renouvelables couvrent, toutes formes confondues, plus de 17 % des besoins de consommation d'énergie dans le monde, essentiellement grâce à l'utilisation de la biomasse, et dans une moindre mesure de l'hydroélectricité, qui représentent respectivement 13 % et 2.8 % de la consommation finale.

La production d'électricité à partir d'énergie nucléaire concerne une trentaine de pays où elle connaît un niveau de développement très variable; sa part dans le bilan mondial tend à reculer depuis plusieurs années. Au total, elle a fourni environ 13 % de l'électricité dans le Monde en 2010, couvrant ainsi environ 2.3 % de la consommation finale d'énergie.

L'union européenne a également connue une croissance globale de sa consommation d'énergie, toutefois moindre que l'évolution mondiale. La consommation totale d'énergie primaire de l'union représentait 1,758 Mtep en 2010, contre 1,669 Mtep en 1995 pour l'ensemble de ses 27 états actuellement membres. Les pertes en amont de la livraison aux consommateurs sont un peu moindres qu'au niveau mondial, pour une consommation d'énergie finale de 1,264 Mtep (AIE, 2014). L'union européenne représente donc un peu moins de 15 % de la consommation mondiale. Sa dépendance aux énergies fossiles est légèrement supérieure à la moyenne mondiale, avec plus de 81 %, dont la moitié pour le pétrole, mais elle s'appuie beaucoup plus sur le gaz, qui atteint 30 %, et moins sur le charbon qui représente 11 % de sa consommation finale. Enfin, les énergies renouvelables y occupent une part moindre, avec 13 % (dont un peu plus de 8 % pour la biomasse et 2.5 % pour l'hydroélectricité). À l'inverse, l'énergie nucléaire, qui a contribué en 2010 à plus de 27 % de la production d'électricité, représente presque 6 % de la consommation finale d'énergie de l'union européenne.

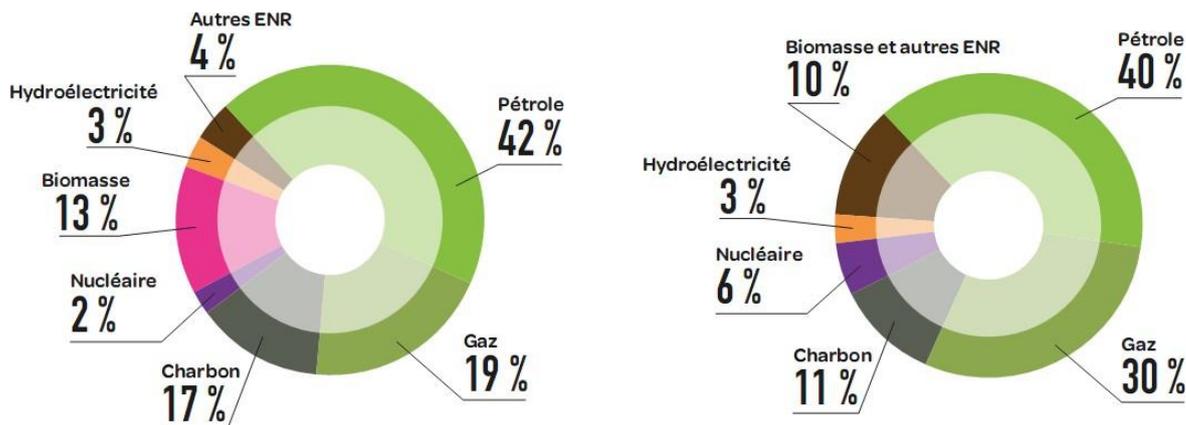


Figure I. 3 : Consommation finale d'énergie par source d'énergie en 2010.

a) Monde, b) Union européenne [2]

L'évolution de la consommation d'énergie et sa répartition par secteurs et entre ressources suit des tendances lourdes marquées par une forte inertie : les inflexions possibles dans la consommation d'énergie liée aux infrastructures de production et de transport de l'énergie, au parc de bâtiments, aux besoins industriels ou aux modes de transport obéissent à des temps longs. Toutefois, des changements plus rapides peuvent influencer les grands équilibres. Parmi ces mouvements susceptibles aujourd'hui de bouleverser la donne, se trouve le rôle croissant dans la consommation mondiale des pays émergents, au premier rang desquels la Chine, devenue en quelques années le premier consommateur mondial d'énergie. Cette dynamique, qui tire les besoins d'énergie mondiaux, se traduit également par un rôle croissant du charbon, qui constitue souvent l'une des principales sources d'énergie de ces pays.

Un deuxième phénomène important concerne l'accès aux ressources pétrolières et gazières dites « non conventionnelles », au sens où elles n'étaient pas considérées comme exploitables avec les techniques traditionnelles d'extraction. Parmi ces ressources figurent les gaz de schiste, qui ont connu notamment un développement rapide ces dernières années aux Etats-Unis, où la production a été multipliée par plus de dix depuis 2005. La période est également marquée par la percée des nouvelles énergies renouvelables telles que le solaire, l'éolienne ou encore la géothermie. Longtemps très marginales, elles ne représentaient encore qu'entre 1 et 2 % de la consommation finale d'énergie mondiale, mais connaissent une croissance rapide.

I.2.3. Impact environnemental

La demande d'énergie croît régulièrement pour répondre aux besoins d'une population mondiale en augmentation et dont le niveau de vie ne cesse de progresser. Entre le début et la fin du 20^{ème} siècle, la consommation mondiale d'énergie a été multipliée par près de dix, soit une croissance moyenne de 2.3 % par an (AIE, 2014). Le système énergétique actuel est loin de pouvoir être considéré comme soutenable. Il est très dépendant des énergies fossiles (charbon, pétrole et gaz naturel) lesquelles comptent pour plus de 88% du mix énergétique primaire [3]. L'augmentation de la consommation des ressources en énergies fossiles, soulève la question de la sécurité d'approvisionnement et le changement climatique de la durabilité du système énergétique, l'ensemble devant être appréhendé en tenant compte des enjeux économiques et notamment de compétitivité que les choix énergétiques impactent directement.

La croissance économique, et celle de la population dans les pays émergents tels que la Chine, l'Inde, la Russie ou le Brésil, engendrent une augmentation importante de la demande énergétique. Ainsi, la consommation énergétique mondiale devrait doubler d'ici 2050. Le scénario « politiques actuelles » de l'AIE, tel que décrit dans son rapport 2014, prévoit une augmentation de 56 % des émissions de CO₂ entre 2012 et 2050.

L'augmentation de la température du globe sous l'effet des gaz produit un effet de serre dont l'impact global sur le climat et sur la biosphère semble sans aucune mesure avec d'autres pollutions : la diminution de la couverture neigeuse, une sécheresse et désertification accrues dans certaines régions, l'augmentation de la fréquence de cyclones violents ainsi que des canicules et la fonte régulière des glaciers.

I.2.4. Protocole de Kyoto

Il devient urgent, après la prise de conscience du Protocole de Kyoto (signé en 1997 et entré en vigueur en 2005, était le seul outil juridique contraignant limitant les émissions de gaz à effet de serre, à l'origine du réchauffement de la planète) de développer les sources d'énergie les plus respectueuses de l'environnement et économes en ressources naturelles. Il faut parallèlement optimiser la consommation pour obtenir un service donné avec la quantité d'énergie minimale.

- **COP-21** : Lors de la COP21, qui a été faite en décembre 2015 à Paris (COP- 21, 2015), les responsables politiques et les chefs d'entreprises ont pu prendre des décisions indispensables pour maintenir l'augmentation moyenne de la température mondiale en-dessous de la limite de 1.5 à 2 °C. Pour rester sous ce seuil, les émissions de carbone ne doivent désormais pas dépasser les 1000

Gtonnes, selon le Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC). Mais si le volume de consommation actuel est maintenu, notre « budget carbone » sera entièrement épuisé d'ici 2040. Les engagements ont été adoptés par l'accord de plus de 195 pays et ils sont élaborés sous forme de différents scénarios de maîtrise et de transitions énergétiques. Permettant ainsi de mettre fin aux émissions de CO₂, d'éliminer progressivement l'énergie nucléaire, et de rendre inutile toute nouvelle exploitation pétrolière avec des propositions des feuilles de route pour une transition vers des sources d'énergie renouvelables (Greenpeace, 2015).

I.3. CONTEXTE ENERGETIQUE NATIONAL

L'Algérie est le premier producteur de gaz naturel en Afrique, le deuxième plus grand fournisseur de gaz naturel de l'Europe, et parmi les trois premiers producteurs de pétrole de l'Afrique. L'Algérie est devenue membre de l'Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole (OPEP) en 1969, peu de temps après qu'elle a commencé la production pétrolière en 1958. L'économie algérienne est fortement tributaire des recettes provenant de son secteur des hydrocarbures, qui représentent environ 30 % du Produit Intérieur Brut (PIB) du pays pour l'année 2013, Direction Générale Trésor (DGT, 2013), contre 45.9% en 2007 (CEA-AN, 2012), plus de 95 % des recettes d'exportation, et près de 70% des recettes fiscales (EIA, 2014), mais employant seulement 3% de sa population active. Le contrôle de la croissance de la consommation domestique, l'intensification des investissements et la mise en service de nouveaux sites de production (le pays dispose d'importantes réserves, notamment en gaz de schiste), constituent les principaux enjeux à moyen terme de ce secteur.

Les réserves d'hydrocarbures non conventionnels (gaz de schiste) sont estimées pour leur part à 700 trillions de m³ ce qui correspond à quatre fois le niveau des réserves gazières actuelles et représentant ainsi la troisième réserve plus importante au monde (DGT, 2013).

I.4. MESURES NATIONALES ET INTERNATIONALES POUR LUTTER CONTRE LE CHANGEMENT CLIMATIQUE

Afin de prévenir les risques liés aux changements climatiques, depuis le Sommet de la Terre à Rio en 1992, plusieurs traités internationaux évoqués ci-dessous ont été mis en place afin de limiter les émissions de gaz à effet de serre pour prévenir toute perturbation anthropique dangereuse pour le climat. Notons également qu'avant cette date, d'autres dispositifs généralement nationaux avaient été mis en place pour réduire les consommations d'énergie et surtout de pétrole, suite au premier choc pétrolier de 1973. D'autres mesures internationales avaient aussi été prises et pour limiter l'utilisation des substances qui appauvrissent la couche d'ozone (protocole de Montréal en 1987).

Le Sommet de la Terre à Rio en 1992, a marqué la prise de conscience internationale du risque

de changement climatique et a conduit à la **Convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques (CCNUCC)** [4]. Les Etats les plus riches, pour lesquels une baisse de croissance semblait plus supportable et qui étaient en outre responsables des émissions les plus importantes, y avaient pris l'engagement de stabiliser en 2000 leurs émissions au niveau de 1990.

Le Protocole de Kyoto, en 1997, traduisait des engagements quantitatifs juridiquement contraignants cette volonté de stabiliser les émissions. Ce protocole explicite les objectifs et les moyens pour mettre en œuvre la CCNUCC. Les émissions de 39 pays les plus industrialisés doivent être réduites d'au moins 5 % sur la période 2008-2012 par rapport à 1990 [4]. L'objectif est différencié par pays. Les émissions considérées comprennent six gaz à effet de serre d'origine anthropique : CO₂, CH₄, N₂O, HFC, PFC et SF₆.

Signé en 1997, ce protocole n'est entré en vigueur qu'après sa ratification par 38 Etats représentant plus de 55 % des émissions des pays. Ce quorum a été atteint en septembre 2004 après la ratification de la Russie, permettant l'entrée en vigueur du Protocole en 2005. Seuls les États-Unis ne l'ont pas ratifié. Parmi les pays l'ayant ratifié; l'Union européenne a accepté une réduction de 7% de ces émissions et le Japon de 6%. A la suite de cet engagement, l'Union européenne a estimé nécessaire de procéder à une répartition de la charge de cet objectif entre les quinze Etats- Membres. Au niveau communautaire, l'Union européenne achève de mettre en place les instruments juridiques nécessaires et traduit ainsi sa volonté d'appliquer les dispositions du Protocole de Kyoto (1997) [4].



Figure I.4 : Pays signataires du protocole de Kyoto [4]

Suite à l'entrée en vigueur du protocole de Kyoto, l'Union Européenne [4] pour atteindre son objectif global de réduction de 8% des émissions de GES a annoncé en mars 2007 les objectifs climatiques à l'horizon 2020 visant à :

- Porter à 20% la part des énergies renouvelables dans les énergies consommées.
- Améliorer de 20% l'efficacité énergétique.
- Réduire de 20% les émissions de GES par rapport à 1990.

Le paquet énergie-climat de mars 2009, composé de quatre textes, fixe les moyens précis pour atteindre ces objectifs et les répartit entre les Etats-Membres. Parmi les mesures mises en place, on peut citer le système européen d'échange de quotas de CO₂ qui vise à contrôler les émissions des plus grosses installations industrielles à l'origine de 50% des émissions de GES.

A l'échelle nationale [4], d'autres types de mesures peuvent être mises en place. En France, le Grenelle de l'Environnement a rappelé l'objectif de diviser par 4 les émissions de GES d'ici 2050 en accélérant les progrès d'efficacité énergétique dans le bâtiment, en favorisant les modes de transport peu émetteurs de CO₂ et un urbanisme plus efficace et équitable, et en développant une politique énergétique de réduction des consommations et du contenu carbone de la production. Des mesures fiscales incitatives sont en particulier mises en place pour favoriser pour l'habitat l'installation de systèmes de chauffage ou de production d'électricité utilisant des énergies renouvelables (pompes à chaleur à compression et systèmes solaires) et pour encourager les travaux d'isolation thermique. Des bonus-malus sur les automobiles suivant leurs rejets de CO₂ ont aussi été mis en place. Une taxe environnementale sur l'émission de dioxyde de carbone a été proposée fin 2009. Cette taxe dite « taxe carbone », devait s'appliquer à tous les produits utilisés comme carburant ou combustible. Cette taxe CO₂, initialement fixée à 17 € par tonne de CO₂, a été finalement abandonnée début 2010 dans l'attente d'une taxe européenne.

Le récent abandon de cette taxe en France et l'échec du Sommet de Copenhague de décembre 2009, qui n'a pas pu proposer de mesures contraignantes pour aller au-delà des résolutions du protocole de Kyoto, témoignent de la difficulté d'accepter des mesures au niveau national ou international pour réduire les émissions de CO₂ car ces mesures ont des conséquences économiques lourdes qui les rendent impopulaires.

Après ce bref aperçu du contexte énergétique mondial et national, au travers duquel nous avons pu voir que l'utilisation des transformateurs de chaleur pour la revalorisation de chaleurs résiduelles ou de chaleur gratuite renouvelable pourrait contribuer à réduire significativement les consommations d'énergie thermique et les émissions de gaz à effet de serre associées (réduction jusqu'à 16% selon certains auteurs).

I.5. LA GEOTHERMIE

La géothermie est un mot grec composé de deux mots : « **géo** » c'est-à-dire la terre et « **thermie** » c'est à dire la chaleur. Dans le domaine du chauffage, on peut considérer deux techniques spécifiques de la géothermie :

- La géothermie se rapportant au captage de la chaleur du sol pour des faibles profondeurs. Cette technique est adaptée au pavillonnaire et au petit résidentiel.
- La géothermie se rapportant au captage de la chaleur issue de nappes phréatiques. Ces nappes étant généralement à des grandes profondeurs. Cette technique est adaptée au grand résidentiel (généralement plusieurs milliers de logements).

I.5.1. Les différents types de l'énergie géothermique

I.5.1.1. La géothermie à très basse énergie

C'est une géothermie utilisée au chauffage individuel pour des faibles profondeurs de 30 à 120 mètres, elle concerne généralement les aquifères. La température des sources est de l'ordre de 10 à 30°C.

I.5.1.2. La géothermie à basse énergie

Appelée basse enthalpie ou basse température ou les sources sont des nappes profondes situées entre quelques centaines et quelques milliers de mètres. Elles ont une température comprise entre 30 et 100°C, le niveau de chaleur est idéal pour le chauffage ou la production d'eau chaude sanitaire.

I.5.1.3. La géothermie à moyenne énergie

Appelée moyenne enthalpie se présente sous forme d'eau chaude ou de vapeur humide avec une température jusqu'à 150°C pour produire de l'électricité. Elle se trouve dans les zones convenables à la géothermie à haute énergie, mais elle a une profondeur inférieure à 1000 m. Elle se situe également dans les bassins sédimentaires, à des profondeurs allant de 2000 à 4000 mètres.

I.5.1.4. La géothermie à haute énergie

La géothermie à haute énergie est destinée pour l'exploitation des gisements profonds ayant des températures élevées et supérieures à 150°C en général. L'électricité est produite au moyen de la vapeur géothermique. Des travaux de forage sont obligatoires pour atteindre les réservoirs de chaleur

qui sont situés généralement à plus de 1500 mètres de profondeur.

I.5.2. Capteur géothermique

C'est un échangeur de chaleur constitué des tubes en polyéthylène ou en cuivre gainé, ces tubes étant déroulés ou enterrés dans le sol, donc le capteur n'est pas exposé à la corrosion comme il résiste aux compressions du sol. Il capte la chaleur du sol pour la transmettre à une pompe à chaleur de chauffage.

I.5.2.1. Classification des capteurs géothermiques

I.5.2.1.1. Système d'échange avec la nappe

Le système de captage sur nappe phréatique consiste à récupérer les calories contenues dans l'eau. Il utilise une énergie stable quelles que soient les conditions climatiques extérieures. En effet, à partir d'une profondeur de 10 m, la température de l'eau des nappes phréatiques ne varie que très légèrement (10 °C en moyenne).

I.5.2.1.2. À boucle fermée

Les pompes à chaleur sur nappes puisent la chaleur contenue dans l'eau : nappes phréatiques (où la température de l'eau est constante entre 7 et 12 °C), rivière ou lac. Elles nécessitent deux forages pouvant atteindre chacun plusieurs dizaines ou centaines de mètres de profondeur. Ce type d'installation permet de fournir le chauffage et le rafraîchissement aux bâtiments collectifs ou tertiaires pour des nappes situant à faible profondeur ou aux maisons individuelles.

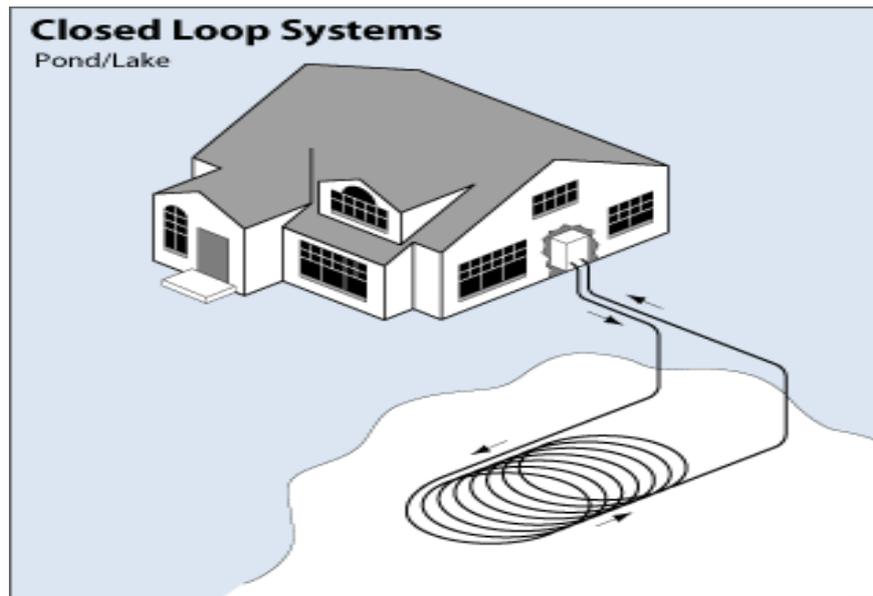


Figure I.5 : Système d'échange avec la nappe à boucle fermée [5]

I.5.2.1.3. À boucle ouverte

Les circuits ouverts utilisent l'eau souterraine d'un puits classique comme source de chaleur. La thermopompe y puise l'eau et en extrait la chaleur au moyen d'un échangeur thermique. L'eau est ensuite retournée dans un puits de rejet. La composition de l'eau devrait être analysée pour s'assurer qu'elle n'obstruera pas la thermopompe.

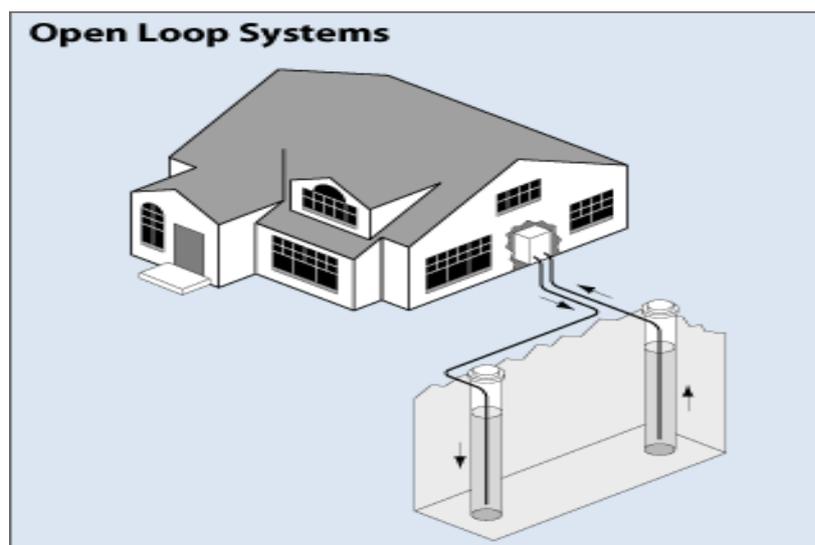


Figure I.6 : Système d'échange avec la nappe à boucle ouverte [5]

I.5.3. Système d'échange avec le sol

Ce système est le résultat d'emplacement d'un capteur géothermique à boucle fermée et en contact direct avec le sol. Les circuits fermés sont les plus courants. Sous l'action d'une pompe située à l'intérieur de la maison, le liquide circule dans la boucle et dans la thermopompe, qui puise la chaleur dans le sol l'hiver et l'y évacue l'été. Dans un circuit fermé, le fluide est captif à l'intérieur de la boucle et de la thermopompe. Il existe deux principaux types de configurations de circuits fermés : verticale et horizontale. La configuration verticale est la plus couramment utilisée, car elle ne nécessite que très peu d'espace.

I.5.3.1. Capteur géothermique horizontal

Les capteurs horizontaux sont répartis et enterrés à faible profondeur (de 0.6 à 1.2 m). Selon la technologie employée, de l'eau glycolée ou le fluide frigorigène de la pompe à chaleur circule en circuit fermé à l'intérieur de ces capteurs. La surface de capteurs nécessaire représentera environ 1,5 à 2 fois la surface habitable à chauffer. Pour une maison de 150 m², les capteurs occuperont donc entre 225 et 300 m² du jardin.

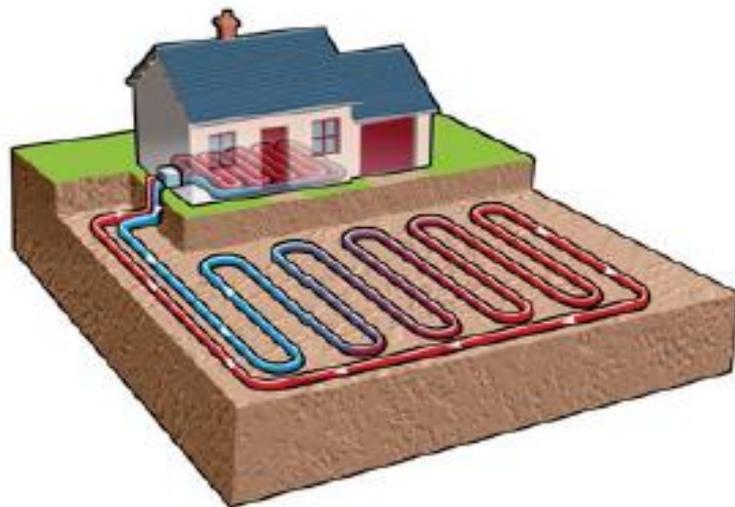


Figure I.7 : Capteur géothermique horizontal [6]

I.5.3.2. Capteur géothermique vertical

Les sondes ou capteurs verticaux sont installés dans un forage et scellés par du ciment. La profondeur peut atteindre plusieurs centaines de mètres où la température est stable tout au long de

l'année. L'eau glycolée est circulée dans un circuit fermé. L'emprise au sol est minime par rapport aux capteurs horizontaux. Pour chauffer une maison de 120 m² habitable, une sonde géothermique de 100m de profondeur est suffisante.

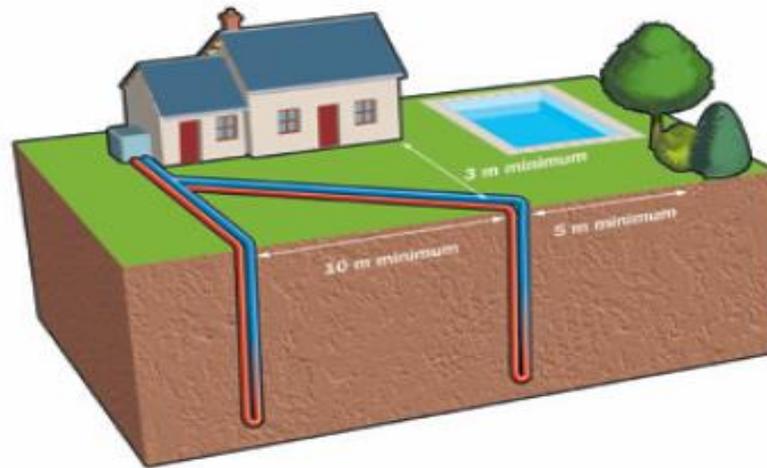


Figure I.8 : Sondes géothermiques verticales [6].

I.5.4. Potentiel de l'énergie géothermique

La compilation des données géologiques, géochimiques et géophysiques permet de tracer une carte géothermique préliminaire. Plus de deux cent (240) sources chaudes ont été inventoriées dans la partie Nord du Pays (voire figure I. 9). Un tiers environ (33%) d'entre elles ou les températures sont supérieures à 45°C. Il existe des sources à hautes températures pouvant atteindre 118°C à Biskra. Des études sur le gradient thermique ont permis d'identifier trois zones dont le gradient qui dépasse les 5°C/100m. [7]

- ❖ Zone de Relizane et Mascara
- ❖ Zone d'Aïne Boucif et Sidi Aïssa
- ❖ Zone de Guelma et Djebel El Onk

Les différentes régions géothermiques avec moyenne températures :

- ❖ 65°C dans la région de l'Ouest
- ❖ 80°C dans la région Centre,
- ❖ 94°C pour la région de l'Est.
- ❖ 50°C en moyenne dans le Sud.

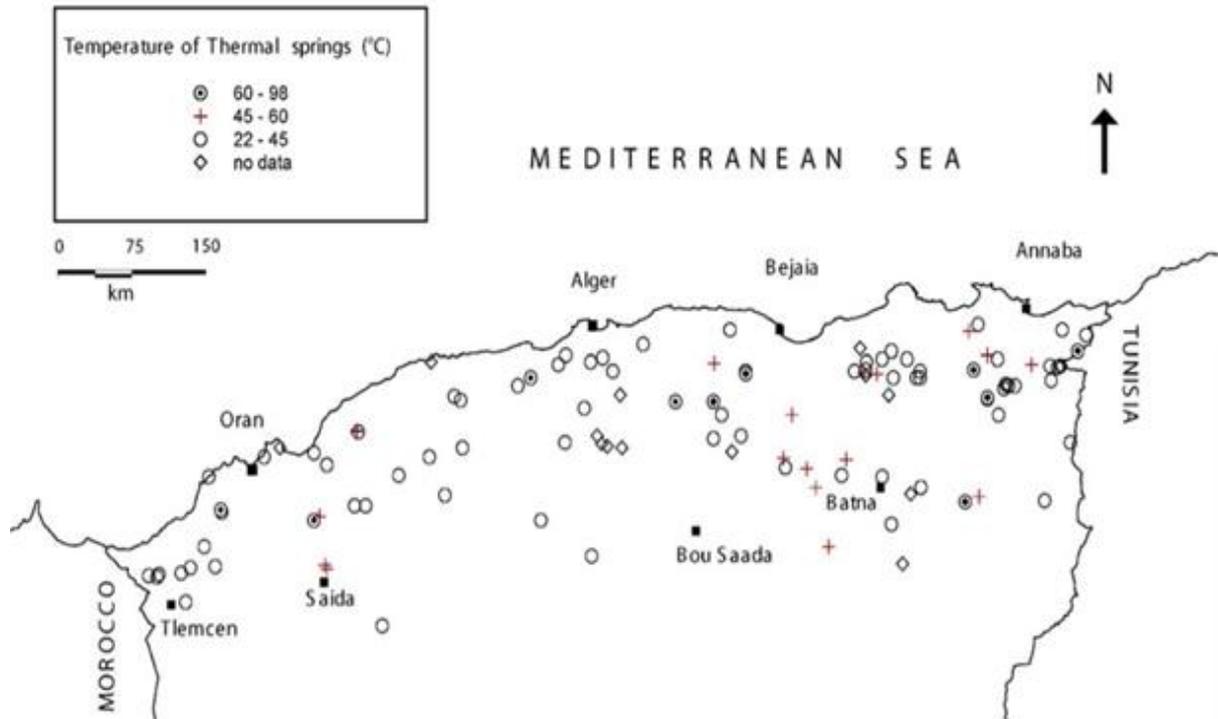
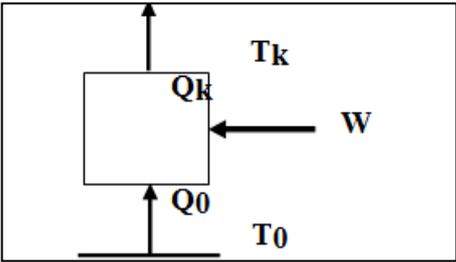
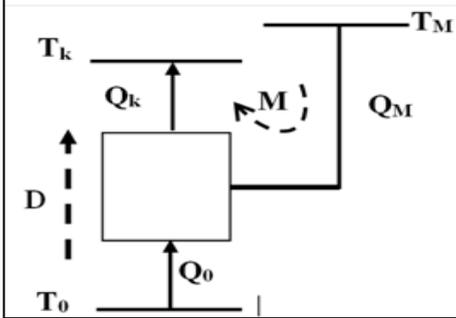
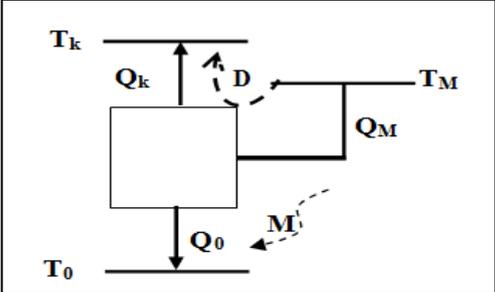


Figure I. 9 : Potentiel de l'énergie géothermique en Algérie [8]

I.6. DIFFERENTS TYPES DE POMPES A CHALEUR

Principalement l'énergie peut être présente sous forme mécanique ou de chaleur, avec évidemment la possibilité d'être transformée d'une forme à l'autre. Comme montrées par la figure (I.10) du tableau I.1, les pompes à chaleur qui reçoivent de l'énergie mécanique dénotée W , doivent similairement aux moteurs thermiques, impliquer au moins deux sources calorifiques, d'où la dénomination pompe à chaleur ditherme. D'autres configurations de machine nécessitent au moins trois sources de chaleurs donnant les pompes à chaleur tri-thermes comme illustré par les figures (I.11) et (I.12), ci-dessous.

TABLEAU I.1: Pompes à Chaleur. [9-10]

Figures	Description
 <p>Figure I.10 : Pompes de Chaleur mécaniques (Systèmes dithermes)</p>	<p>La source froide T_0, où la chaleur gratuite est prélevée, la source chaude T_k, où la chaleur est cédée et W l'énergie mécanique mise en œuvre pour assurer le transfert.</p> <p>En plus des deux sources T_0 (source froide) et T_k (source chaude), une troisième source T_M qui fournit de la chaleur motrice Q_M. Pour cette configuration on peut distinguer deux cas :</p>
 <p>Figure I.11 : Pompes de Chaleur/Machines frigorifiques (Systèmes Trithermes)</p>	<p>1. Si T_M est supérieur aux deux autres sources (Figure I.11), la machine peut indifféremment jouer le rôle de machine frigorifique ou de pompe à chaleur. Notons bien que la chute de température ($T_M - T_k$) que subit la chaleur motrice exerce un effet moteur (M) qui permet de déplacer (D) la chaleur gratuite de T_0 à T_k.</p>
 <p>Figure I.12 : Transformateur thermique (Systèmes Trithermes)</p>	<p>2. Si T_M est inférieure à T_k et supérieure à T_0 (Figure I.12), une grande partie de la chaleur motrice subit la chute de température ($T_M - T_0$). L'effet moteur qui en résulte permet de déplacer le restant de la chaleur de T_M à T_k. C'est ce qu'on appelle Transformateur Thermique, et s'il peut jouer le rôle d'une pompe à chaleur, ne peut pas être utilisé pour produire du froid puisqu'il ne prélève pas de la chaleur à la source froide mais au contraire lui cède.</p>

D'un point de vue énergétique, les pompes à chaleur thermiques apparaissent moins efficaces que celles mécaniques. Pour assurer une même tâche donnée, les premières nécessitent un équivalent d'énergie mécanique W plus grand que celui consommé par les deuxièmes. Cependant l'intérêt pour les pompes à chaleur thermiques est principalement dû à la plus grande disponibilité de la chaleur par rapport à l'énergie mécanique qui elle dépend de différentes sources surtout électriques qui sont parfois assez coûteuses. Donc globalement les pompes à chaleurs trithermes peuvent être considérées comme plus simples et peuvent être aussi plus efficaces que celles mécaniques [11].

Les transformateurs de chaleur à adsorption qui sont l'objet de la présente étude, seront traités plus en détails dans ce qui suit.

I.7. LES TRANSFORMATEURS DE CHALEUR A ABSORPTION

Dans les transformateurs de chaleur à absorption, la compression par moteur est remplacée par un système à absorption couplé à un générateur de chaleur. Le fluide véhiculé dans le système selon le cycle thermodynamique à absorption est un couple frigorigène/absorbant [12].

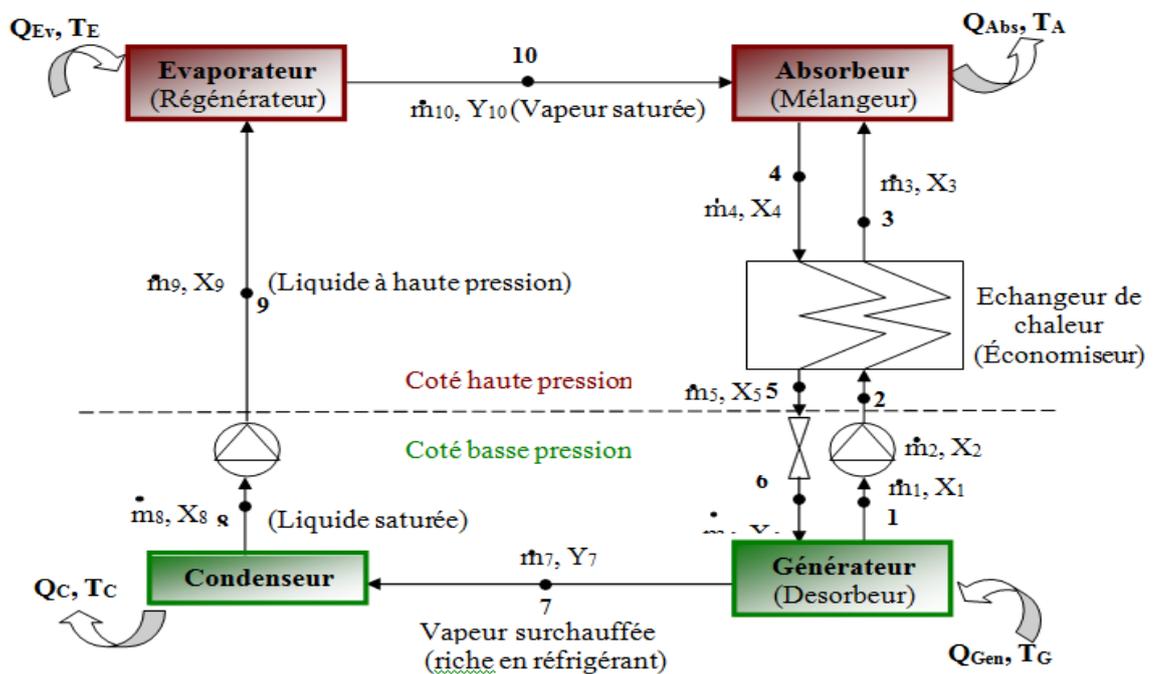


Figure I.13 : Schéma représentatif d'un cycle mono-étagé d'un transformateur de chaleur à absorption [12].

La technologie d'une pompe à chaleur à absorption est très similaire à celle des machines frigorifiques à absorption. La différence principale réside surtout dans le fait que l'objectif n'est plus la production frigorifique mais surtout la production calorifique de l'absorbéur et du condenseur.

Une machine à absorption comporte deux parties principales :

- Un compresseur formé de l'ensemble générateur (bouilleur) – absorbeur, dont le but est de fournir un réfrigérant à haute pression, et d'aspirer ce même réfrigérant à basse température;
- Un ensemble condenseur – vanne – évaporateur identique à celui des machines à compression. Le compresseur fonctionne en utilisant comme fluide actif un mélange d'un réfrigérant volatil et un solvant peu volatil.

Le cycle fondamental à absorption a deux configurations possibles : la pompe à chaleur à absorption (PAC, Type I) et le transformateur de chaleur (PAC, Type II). La différence entre les deux configurations consiste en la différence du niveau de pression dans les quatre principaux échangeurs thermiques (l'évaporateur, l'absorbeur, générateur et le condenseur), qui influe sur les niveaux de température des flux de chaleur voir les figures (I.14) et (I.15).

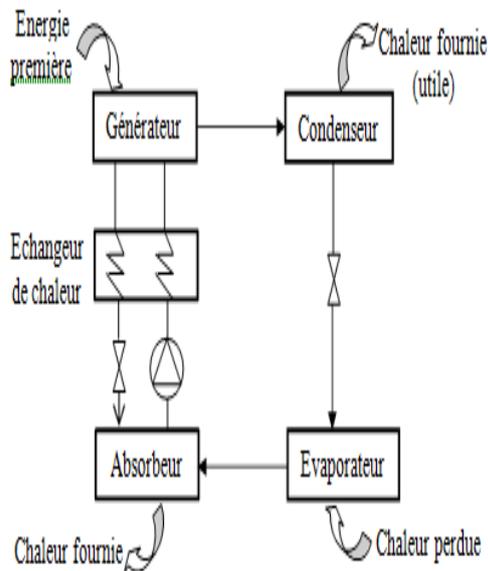


Figure I.14 : Pompe à chaleur à absorption

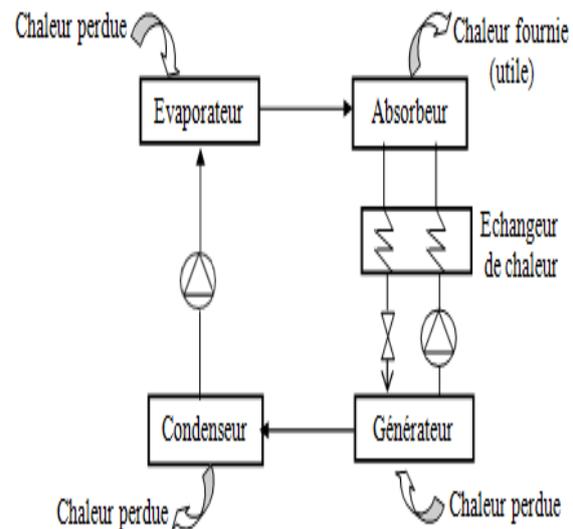


Figure I.15 : Transformateur de chaleur à absorption

I.8. TRANSFORMATEUR DE CHALEUR A ADSORPTION (PAC, Type II)

I.8.1. Revue historique

D'après des références rapportées dans la littérature, il ressort que les principes de base des cycles idéaux d'un transformateur de chaleur à adsorption furent proposés pour la première fois par Altenkrich 1913-1920 [10], puis développés davantage en une forme plus complète et avec une esquisse systématique très claire par Nesselmann K. 1933 [13]. Toutefois, dans les premières années, seulement quelques applications pratiques furent suggérées (Niebergall W. 1955 [14]).

En raison du faible prix de l'énergie, le coût élevé de l'investissement et le manque des couples solide/vapeur appropriés, les transformateurs de chaleur furent pratiquement délaissés jusqu'à la fin des années soixante-dix, avec la forte hausse des prix de l'énergie [15]. A partir de 1976, les Japonais réalisèrent beaucoup de travaux de recherche sur le développement de la pompe à chaleur pour aboutir à la construction du premier transformateur de chaleur industriel en 1981 (Mashimo K.1987 [16]), basé sur l'utilisation d'une vapeur organique à une température de 98°C (chaleur perdue) pour produire de l'eau chaude à la température de 133°C d'où une capacité calorifique produite de l'ordre de 2354 KW avec un coefficient de performance égal à 0.35. En mars 1984, le premier transformateur de chaleur industriel européen fût installé en Allemagne (Suhr L. 1985 [17]). Il pouvait transformer de la chaleur perdue à une température de 100°C à une chaleur utile d'une température de 145°C avec une capacité calorifique d'environ 1MW. Par conséquent plusieurs pays européens, comme l'Allemagne, la Suède, la France et les Pays-Bas (Netherlands), encouragèrent le développement de tels transformateurs de chaleur [15]. Le premier transformateur de chaleur industriel aux Pays-Bas avait été mis en service en 1985, utilisant de la vapeur saturée à la température de 100°C pour en produire à la température de 145°C avec une capacité calorifique de 780 KW (Bouma J. 1990 [18]). Un autre transformateur de chaleur industriel aux Pays-Bas fût opérationnel depuis 1991 dans une usine d'acier (Hoogovens Groep BV), récupérant la chaleur résiduaire (perdue) de l'eau de refroidissement à 90°C, pour produire de la vapeur utile (utilisable) à 130°C avec une capacité de 4,2 MW.

Stephan K. et Seher D. [20, 21] ont passé en revue les connaissances sur les transformateurs de chaleur à absorption, par le biais d'exemples de réalisations et d'applications pratiques tout en se basant sur une analyse thermodynamique. Les transformateurs de chaleur utilisant Zéolithe/H₂O furent étudiés par de nombreux chercheurs, tels qu'Ishwar (1990) [22], S.Ulku (1986) [23], D.Jung (1984) [22], Suhr L. (1985) [17], Grossman G. (1986) [25] et D.J. Techernev (1980) [16], par contre ceux utilisant charbon actif/méthanol furent étudiés par F.Meunier (1982) [24], Ertas A. (1987) et al. [27], et Ismail M. (1995) [28].

Depuis 1981, des dizaines de transformateurs de chaleur industriels ont été installés et opérationnels utilisant le couple Zéolithe/H₂O, principalement au Japon (Mashimo, 1987 et Berntsson K.M et al. 1989 [25]).

Après, les transformateurs de chaleur à adsorption avec de nouveaux cycles et de nouveaux fluides actifs firent leur apparition. En effet des transformateurs à double effet (transformateur de chaleur à double étage) furent proposés et rapportés par Alefeld G. et al. (1985) [30], Bokelmann H. (1987) [31] et Felli M. et al (1991) [32]. Le premier transformateur de chaleur à adsorption bi-étagé

fût fabriqué par Mitsubishi Electric Corporation au Japon (Yamanaka G.1989[33]). Par ailleurs, plusieurs études ont été consacrées à la recherche des nouveaux fluides actifs. De nouveaux couples prometteurs furent suggérés par Seher D. et (1983) [34], Bokelmann H. (1986) [35], Nowaczyk U. et al. (1987) [36], Borde I. (1988) [37], Tyagi K.P et al (1989) [38], Zhuo C.Z et al. (1996) [39] et Vincenzo Tufano (1997) [40].

I.9. DU DIPOLE THERMOPHYSIQUE AU PROCEDE ENERGETIQUE A SORPTION DE GAZ

Les transformateurs thermophysiques sont des procédés thermiques reposant sur la gestion de la thermicité de processus physico-chimiques renversables de sorption entre un gaz et un milieu sorbant. Selon la nature de ce milieu, on parlera d’absorption d’un gaz dans une solution liquide, d’adsorption d’un gaz à la surface d’un solide microporeux ou de réaction chimique entre un solide réactif et un gaz. La sorption renversible d’un gaz G sur un sorbant S est en général caractérisée par un équilibre thermodynamique selon la formulation [41] :



Dans le sens 1, le gaz G se fixe sur le sorbant S de manière exothermique et libère de la chaleur de sorption. Par contre, l’apport de chaleur au milieu sorbant riche en gaz permettra de faire désorber le gaz G de manière endothermique (sens 2). Dans le cas de la réaction S/G, le sens 2 caractérise la décomposition d’un solide réactif charge, tandis que le sens 1 permet sa synthèse, voire figures (I.16) (I.17).

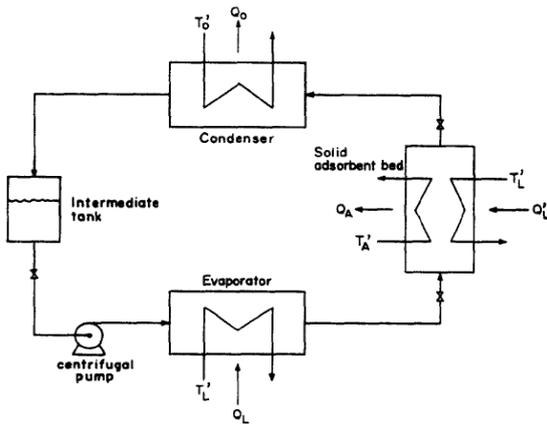


Figure I.16 : Transformateur de chaleur à adsorption [41]

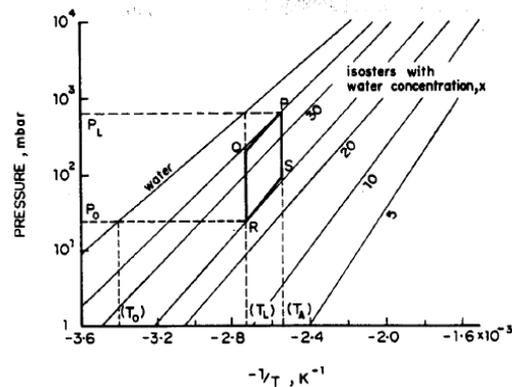


Figure I.17 : Les isostères d’adsorption d’un transformateur de chaleur à adsorption [41]

Les processus d’absorption (L/G) et d’adsorption (S/G) sont bivariants, c’est-à-dire qu’à

l'équilibre thermodynamique, la quantité totale de gaz fixée dans la solution ou à la surface du solide dépend de deux grandeurs intensives : la pression et la température. Par contre pour la réaction chimique S/G, cet équilibre est monovariant comme dans le cas des changements d'état L/G. La quantité de gaz fixée sur le réactif solide est alors indépendante de ces grandeurs et à l'équilibre thermodynamique, la pression et la température sont reliées par la relation de Clausius-Clapeyron :

$$\ln\left(\frac{P_{eq}}{P_{ref}}\right) = -\frac{\Delta H^\circ}{\Delta T_{eq}} + \frac{\Delta S^\circ}{R} \quad (I.2)$$

Ainsi, en négligeant la variation de ΔH et ΔS du processus avec la température, les positions d'équilibre thermodynamique peuvent être représentées, dans le cas d'une réaction S/G ou d'un changement d'état L/G, par une droite dans un diagramme $(\ln P, -1/T)$ de Clausius-Clapeyron. Dans le cas des processus bivariants d'absorption ou d'adsorption, l'enthalpie et l'entropie de sorption dépendent de la quantité de gaz fixée. Les positions d'équilibre thermodynamique sont alors représentées par un faisceau de droites, ou réseau d'isostères, chacune de ces droites caractérisant les couples pression / température d'équilibre pour une même quantité de gaz fixée. La mise en œuvre de ces procédés, dans leur version la plus simple, est basée sur le couplage massique de deux réservoirs via le gaz actif ; l'un est siège d'un processus endothermique produisant le gaz (par évaporation ou désorption du gaz), le second est siège d'un processus, identique ou différent, consommant ce gaz de manière exothermique (par condensation ou absorption du gaz). Pour une même pression de travail, les températures d'équilibre associées à chaque processus sont donc distinctes. L'élément, siège du processus endothermique est en contact avec une source de chaleur à T_1 tandis que le second élément, exothermique, est en contact avec un puits de chaleur à T_2 . Cette association conduit donc à la définition du « dipôle thermophysique », constitué d'un système fermé recevant et délivrant de la chaleur à des températures différentes par transfert de gaz. Deux modes de fonctionnement de ce dipôle sont possibles selon le sens du transfert du gaz actif d'un pôle à l'autre, et ce indépendamment de la pression du système. La figure (I.18) illustre ces deux phases de fonctionnement pour un dipôle thermophysique constitué d'un réacteur S/G et d'un évaporateur/condenseur.

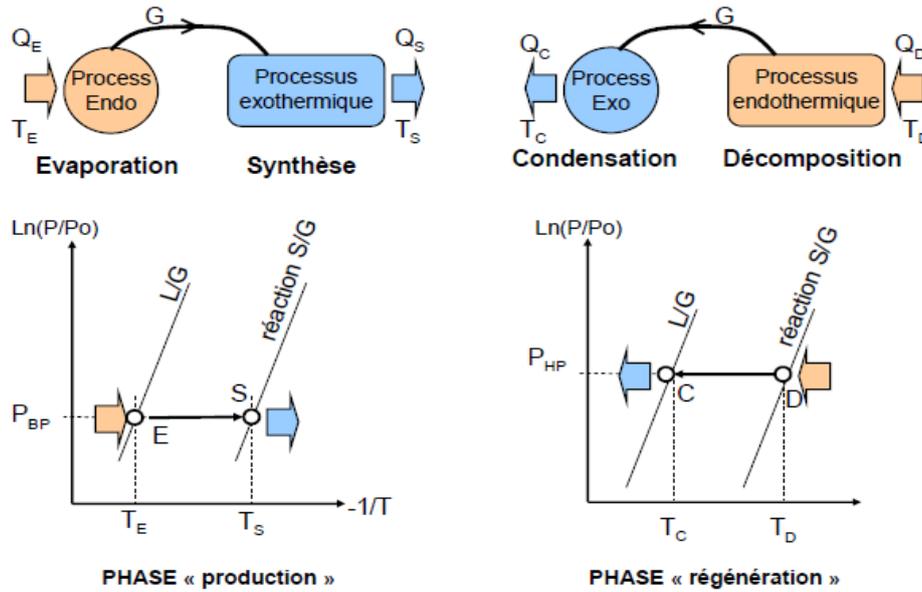


Figure I.18 : Représentation schématique des deux modes de fonctionnement d'un dipôle thermophysique constitué d'un réacteur S/G et d'un évaporateur/condenseur [42].

En adaptant la pression opératoire associée à chaque mode de fonctionnement du dipôle, en fonction des températures des sources et puits de chaleur, on peut définir un cycle thermophysique quadritherme (ou tritherme si les températures de rejet de chaleur sont identiques). Ces cycles comportent deux phases principales : une phase de production de froid et/ou de chaleur utile suivie d'une phase de régénération consommatrice d'énergie thermique généralement coûteuse. Selon que la phase de production est réalisée à basse ou à haute pression, deux modes génériques de fonctionnement du cycle sont possibles : le mode pompe à chaleur (heat pump) ou le mode thermo-transformation (heat transformer). Ainsi en exploitant une source de chaleur à T_h , ces deux modes permettent de remplir plusieurs fonctionnalités figure (I.19) : une production de froid à T_f et/ou de chaleur à T_c , une production de chaleur à T_c avec amplification ou une revalorisation du niveau thermique de chaleur de T_h à T_{val} . Cette dernière fonctionnalité est spécifique aux systèmes à sorption de gaz. Dans de nombreux cas d'application, ces procédés par nature quadrithermes opèrent dans la pratique sur trois niveaux de température. La mise en œuvre d'un seul dipôle conduit à des cycles thermo-physiques ou la phase de production de chaleur/froid utile est réalisée de manière totalement dissociée dans le temps de la phase de régénération. Ce mode de fonctionnement discontinu est à la base des applications de stockage de l'énergie thermique, de production de forte puissance instantanée ou de la valorisation d'une source intermittente d'énergie telle que l'énergie solaire. Par contre, l'utilisation de deux dipôles identiques fonctionnant en opposition de phase conduit à un procédé qui permet une production pseudo-continue dans le cas de la sorption S/G ou continue dans le cas des procédés à absorption L/G. En effet, la nature liquide du sorbant permet de réaliser un transfert continu

de matière entre les deux dipôles (transfert simultané de solution riche de l'adsorbeur vers le désorbeur et de solution pauvre du désorbeur vers l'absorbeur).

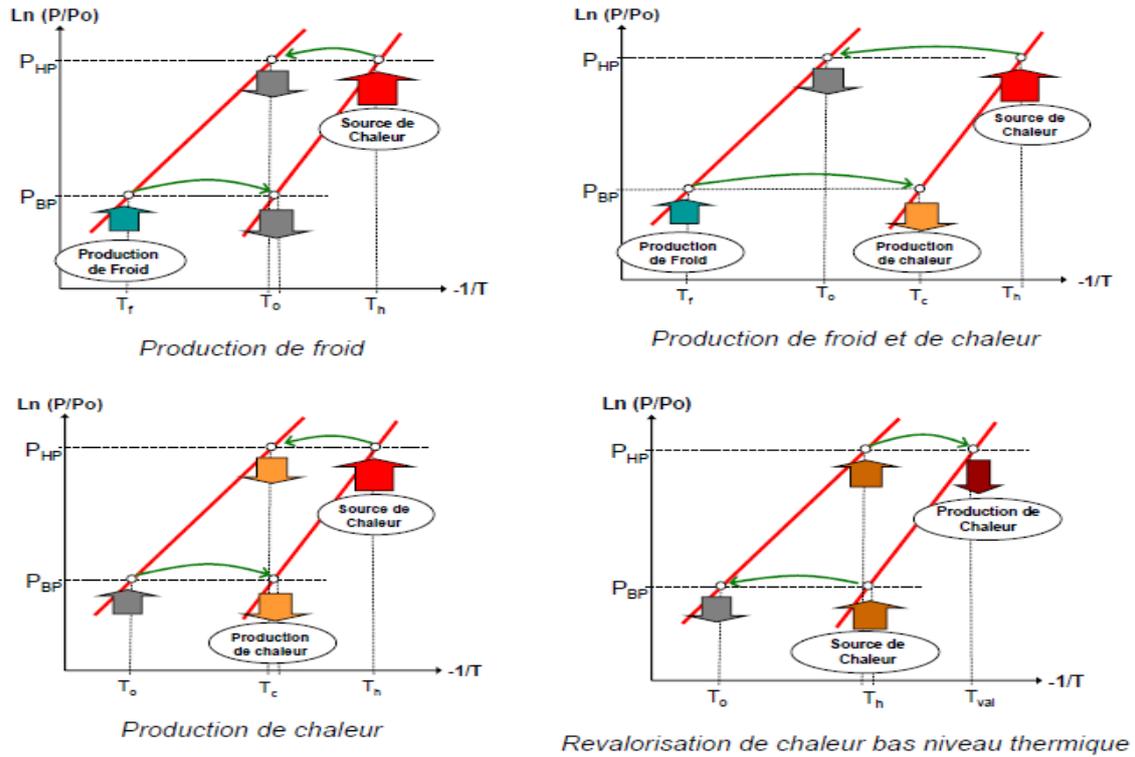


Figure I.19 : Les différentes fonctionnalités pour un cycle thermo-physique [42]

L'utilisation de plusieurs dipôles thermophysiques implémentant des processus physicochimiques différents permet aussi, par des couplages thermiques pertinents, d'envisager des procédés multi-effets ou en cascade, visant des performances accrues ou plus spécifiquement permettant de répondre aux verrous posés par des applications particulières (transport de froid/chaleur à longue distance, production de froid à très basse température à partir d'une source de faible niveau thermique,...etc).

Les performances de ces procédés, qui sont principalement thermiques, peuvent s'exprimer au travers de divers critères énergétiques telle que la puissance moyenne sur un cycle de fonctionnement dans le cas d'une production pseudo-continue, la puissance spécifique ou encore la densité énergétique (massique ou volumique selon l'objectif applicatif) pour les applications de stockage de l'énergie thermique. Elles peuvent aussi être caractérisées par des facteurs exprimant la qualité de la transformation énergétique.

Ces critères de qualité rendent compte d'un bilan énergétique sur un cycle et sont habituellement définis par l'intermédiaire d'un coefficient de performance (*COP*) pour les applications de production de froid ou d'un coefficient opérationnel d'amplification de chaleur (*COA*) pour les applications de production de chaleur. Ils sont définis comme le rapport de la quantité d'énergie utile

produite à la quantité d'énergie couteuse consommée par le procédé.

Le rendement exergetique (η_{ex}) est un facteur de qualité thermodynamique qui compare les performances énergétiques réelles du procédé, aux performances idéales qu'il serait en mesure d'atteindre s'il n'entraînait aucune irréversibilité thermodynamique. Ce critère permet de rendre compte de l'écart à l'idéalité thermodynamique d'un procédé, par rapport au procédé idéal de Carnot fonctionnant dans les mêmes conditions opératoires. Il permet ainsi de savoir comment le procédé exploite tout le potentiel fourni par les sources motrices du procédé. A ces critères, il convient également d'ajouter des critères plus technico-économiques liés à la complexité du procédé, tels que la surface totale d'échangeurs mise en œuvre, le nombre et la taille des composants, le mode de gestion et de contrôle du procédé...etc.

I.10. CRITERES DE PERFORMANCES THERMODYNAMIQUES

De nombreuses études analysent et proposent des critères pour caractériser les performances idéales des procédés à sorption. L'analyse thermodynamique des cycles à absorption quadrithermes menée par Abrahamson K. [43] est l'une des premières études complètes basées sur le 1er et le 2ème principe de la thermodynamique. L'intérêt d'une réflexion sur les performances idéales a été fortement actualisé par les travaux de Le Goff P. [44] et Brodyanski V. [45], qui tendent à une nouvelle démarche dans l'analyse thermodynamique des procédés : celle d'une analyse exergetique impliquant la définition de l'exergie de transit. Contrairement aux approches classiques, cette analyse permet de caractériser et de comparer la qualité thermodynamique de procédés idéaux avant toute analyse des irréversibilités induites dans la conversion énergétique.

I.9.1. Exergie de transit et critères exergetiques associés

L'exergie est un concept introduit par Gouy G. en 1889 [46] permettant de quantifier non seulement la quantité d'énergie considérée mais également sa qualité en termes de potentiel. L'exergie d'une source d'énergie peut être définie comme le travail maximal qu'il serait possible d'en obtenir au moyen d'un cycle moteur de Carnot, en contact avec un puits d'énergie en équilibre thermodynamique avec l'environnement (état de référence défini par la température T_0 , pression P_0 et potentiels chimiques μ_{i0} de ses constituants). Ainsi, le contenu exergetique d'une quantité de chaleur Q disponible à T est déterminé par :

$$Ex = Q \cdot \theta$$

Où θ est le facteur de Carnot et T : la température $\theta = 1 - \frac{T_0}{T}$

L'analyse exergetique d'un procédé de conversion ou de transformation de l'énergie permet non

seulement de qualifier sa qualité thermodynamique, mais également d'identifier les pertes d'exergie dans le procédé. Elle permet ainsi d'analyser le manque de performance d'un procédé afin d'en optimiser la structure par la suite. Cette analyse repose en général sur l'évaluation des flux énergétiques dans le procédé et la comparaison des flux d'exergie à la frontière du système.

Le rendement exergetique classique η_G , défini par Grassman P. (1950) [47] comme le rapport de l'ensemble des exergies sortantes E'' sur les exergies entrantes E' du procédé, permet de caractériser de manière globale les pertes exergetiques (D) dues aux irréversibilités thermodynamiques dans le procédé. Cependant, il ne rend pas compte de la réelle qualité de la transformation de l'énergie dans le procédé. Une définition plus adéquate doit prendre en compte la fraction E'_c de l'exergie entrante qui est réellement consommée pour produire de l'exergie E''_p par conversion/transformation dans le procédé. En s'appuyant sur le concept d'exergie en transit proposé par Kostenko G. [48] puis développé par Brodyanski V. [45], B. Spinner et M. Sorin ont introduit la notion de rendement intrinsèque η_{in} d'un procédé thermophysique qui permet de répondre à la faiblesse du rendement de Grassmann.

L'exergie en transit dans le procédé est la part de l'exergie entrante E'_{nu} non utilisée par le procédé et qui conserve sa forme énergétique en traversant le système.

Cependant, pour compléter cette analyse, il faut aussi prendre en considération que toute l'exergie réellement produite ($E''_p = E'' - E'_{nu}$) par le procédé n'est pas nécessairement exploitée en totalité par l'utilisateur. Ceci implique alors qu'une fraction E''_r de l'exergie produite E''_p est produite en excès, et donc inexploitée, conduisant à une perte exergetique : c'est le cas par exemple d'une production de froid à une température plus basse ou d'une production de chaleur à une température plus élevée que celle effectivement utilisée [42].

On peut ainsi définir la notion de productivité exergetique d'un procédé rejoignant la notion pour les anglo-saxons : l'efficacité exergetique η_y est alors définie comme le rapport de l'exergie utile E''_u , réellement produite par conversion/transformation, à l'exergie totale entrante E' dans le procédé figure I.20.

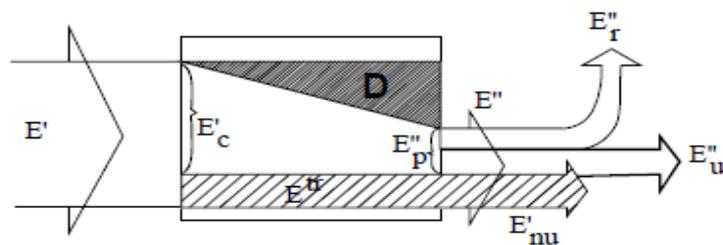


Figure I.20 : Conversion/transformation de l'énergie dans un procédé énergétique quelconque et définition du rendement de Grassmann, rendement intrinsèque et efficacité exergetique [42].

Rendement de Grassman $\eta_G = \frac{E''}{E'} = 1 - \frac{D}{E'}$

Rendement intrinsèque $\eta_{in} = E''_p/E'_cS$ (I.3)

Efficacité exergetique $\eta_y = E''_u/E'$

L'intérêt d'un tel critère exergetique est non seulement de permettre une comparaison de systèmes idéaux, mais aussi d'évaluer les performances énergétiques idéales. Ainsi, pour un procédé thermique il faut utiliser une source de chaleur à T_h pour produire de la chaleur utile à T_{ad} . L'évaluation de ces performances idéales nécessite néanmoins de connaître la distribution des flux d'énergies à l'intérieur de ces structures. La maximisation des performances d'un procédé nécessite par conséquent la maximisation de l'efficacité exergetique.

I.9.2. Flux internes d'énergie et d'exergie dans les procédés à sorption

Dans le cas d'un procédé thermophysique quadritherme impliquant un seul dipôle, l'énergie thermique Q_D introduite à T_D et qui permet la désorption (D) du gaz (ou une décomposition), est stockée pour une part dans le gaz désorbé sous forme de chaleur latente (l) puis transportée par ce gaz au condenseur rejetant alors à T_C la chaleur de condensation Q_C . Une seconde part de cette énergie Q_D est stockée dans le sorbant sous forme de potentiel chimique (r) et permet par la suite de réaliser l'absorption S du gaz (ou une synthèse) à T_S impliquant alors le pompage de chaleur Q_E par évaporation à T_E . On peut en conclure que la phase de régénération du dipôle est une phase de stockage d'exergie dans le sorbant sous forme, soit d'énergie réticulaire dans le cas de processus thermo-physique S/G , soit d'énergie de mélange dans le cas de l'absorption L/G . On peut alors écrire de manière simplifiée que $\Delta H_r = r + l$ et $\Delta H_v = l$.

Pour un procédé thermophysique idéal, fonctionnant à l'équilibre thermodynamique avec des enthalpies de processus physico-chimiques considérés constantes (donc indépendants de P et de T) et où les chaleurs sensibles des composés actifs sont négligées, on peut identifier de manière simple les flux énergétiques mis en œuvre au cours d'un cycle complet de fonctionnement du dipôle (régénération puis production). Il est alors possible de définir les flux d'exergie qui transitent dans le procédé ainsi que les exergies produites en excès ou utiles. La figure (I.21) représente de telles distributions de flux dans un procédé thermo-physique fonctionnant en mode pompe à chaleur avec production de chaleur et de froid utile ou en thermo-transformation. Les représentations de la figure (I.22) peuvent aussi être transposées dans un diagramme (facteur de Carnot θ – chaleur Q) qui permet de visualiser les transferts d'exergie dans les dipôles. Ainsi, la dégradation du potentiel thermique d'une quantité de chaleur (représentée par une flèche descendante) permet, comme par effet de levier, la remontée du

potentiel thermique d'une autre quantité de chaleur (flèche ascendante) [42].

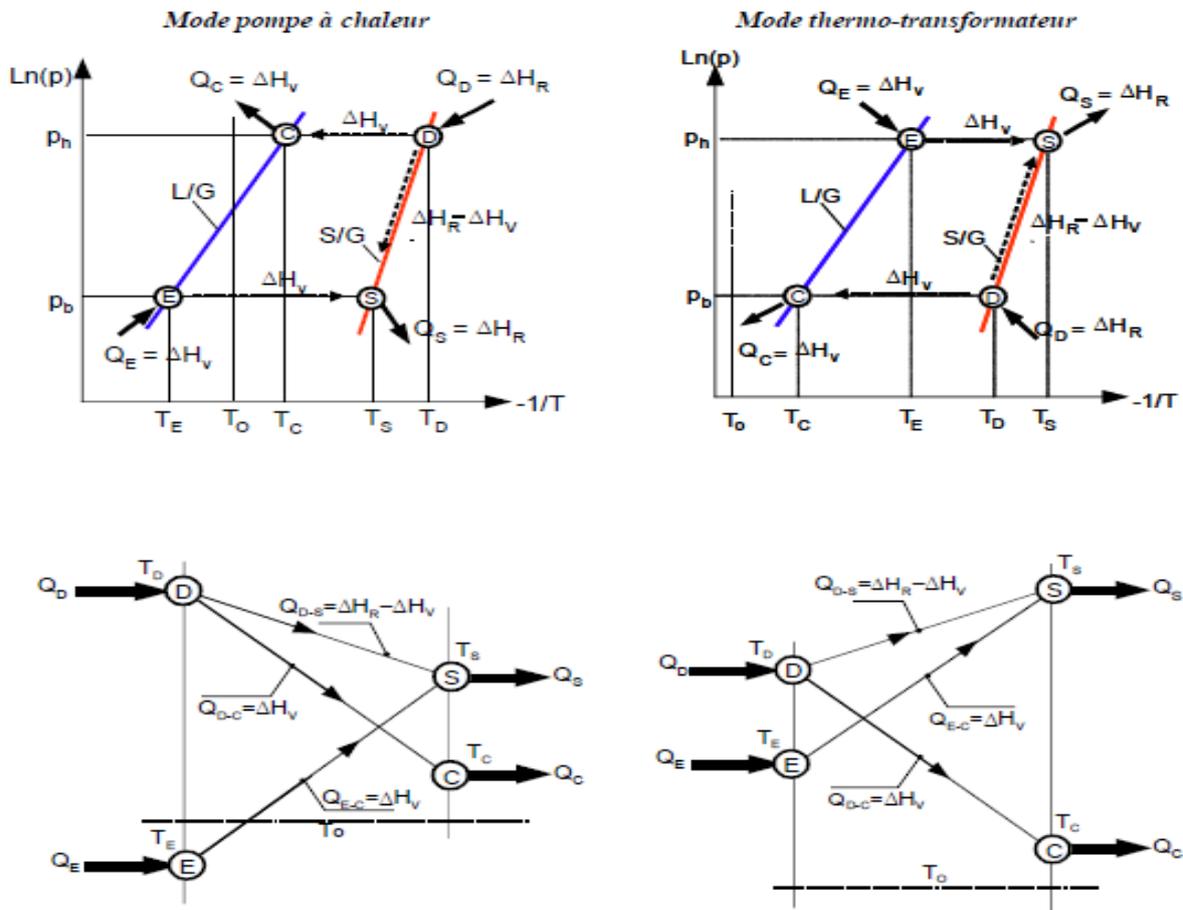


Figure I.21 : Identification des flux internes d'énergie dans un procédé thermophysique fonctionnant en mode pompe à chaleur ou mode thermo-transformateur [42].

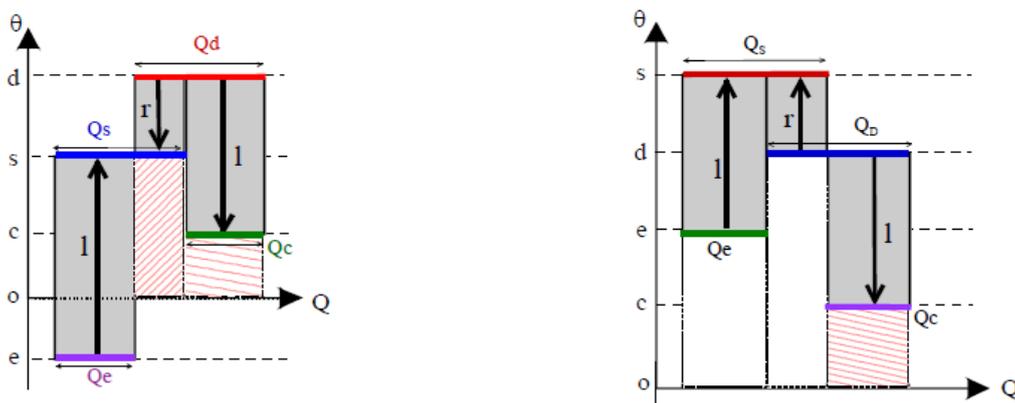


Figure I.22 : Représentation dans le diagramme (θ - Q) du fonctionnement d'un procédé Thermo-physique idéal fonctionnant en mode pompe à chaleur ou en mode thermo-transformateur [42].

Pour un procédé réel, l'exergie produite ou valorisée (aire $Q \cdot \Delta\theta \uparrow$) par le procédé est plus faible que l'exergie exploitée ou dévalorisée (aire $Q \cdot \Delta\theta \downarrow$) traduisant ainsi des pertes exergétiques (D).

Dans le cas d'un procédé idéal, ces aires sont égales et on peut alors exprimer les bilans exergetiques selon le mode de fonctionnement du procédé :

$$\text{En mode pompe à chaleur : } Q_E(\theta_s - \theta_e) = (\theta_D - \theta_e)(\theta_d - \theta_s) + Q_S(\theta_d - \theta_c) \quad (\text{I.4})$$

$$\text{En mode transformateur de chaleur : } Q_E(\theta_s - \theta_e) + (\theta_d - \theta_c)(\theta_s - \theta_d) = Q_C(\theta_d - \theta_c) \quad (\text{I.5})$$

Ces bilans exergetiques permettent alors de déterminer des coefficients de performance idéaux du procédé selon l'application envisagée, c'est-à-dire en fonction du caractère utile des exergies transitant ou produites par le procédé.

I.9.3. Performances énergétiques idéales

Les bilans exergetiques précédents permettent d'exprimer les coefficients de performance idéale d'un transformateur thermophysique selon la finalité énergétique :

• mode pompe à chaleur en production de froid :

L'effet utile est le froid produit à l'évaporateur Q_E . Le coefficient de performance idéal en mode réfrigération s'écrit dans ce cas :

$$COP_i^R = \frac{Q_E}{Q_D} = \frac{(\theta_d - \theta_c) - \frac{Q_S}{Q_D}(\theta_s - \theta_c)}{(\theta_c - \theta_e)} \quad (\text{I.6})$$

Cette expression se simplifie dans deux cas :

- si les rejets de chaleur du procédé Q_C et Q_S se font au même niveau de température, c'est à dire $T_r = T_c = T_s$:

$$COP_i^R = \frac{(\theta_d - \theta_r)}{(\theta_r - \theta_e)} \quad (\text{I.7})$$

- Si l'on considère comme négligeable les chaleurs massiques des composés actifs intervenant dans les processus et si l'on fait l'hypothèse que l'enthalpie ΔH et l'entropie ΔS des processus impliqués dans le dipôle thermophysique sont constantes, c'est-à-dire indépendantes de la pression et de la température, alors $Q_S = Q_D = \Delta H_R$.

$$COP_i^R = \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_d}\right) \left(\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c}\right)^{-1} \quad (\text{I.8})$$

Cette dernière formulation est en accord avec l'égalité des pressions d'équilibre des processus mis en œuvre dans un dipôle lors des différentes phases de fonctionnement (décomposition/condensation et synthèse/évaporation) :

$$\ln \frac{(P_h)}{P_{ref}} = \frac{-\Delta H_R}{RT_d} + \frac{\Delta S_R}{R} \quad (\text{I.9})$$

$$\ln \frac{(P_b)}{P_{ref}} = \frac{-\Delta H_R}{RT_s} + \frac{\Delta S_R}{R} \quad (I.10)$$

qui par combinaison aboutit à l'expression du COP_i^R simplifiée (I.8).

• **Mode pompe à chaleur en production de chaleur :**

L'effet utile dans ce cas est la production de chaleur et l'expression du COP idéal pour cette finalité peut s'écrire :

$$COP_i^H = \frac{Q_c + Q_s}{Q_d} = \frac{(\theta_d + \theta_e) - \frac{Q_s}{Q_d}(\theta_s - \theta_e)}{(\theta_c - \theta_e)} \quad (I.11)$$

Dans le cas où la production de chaleur est réalisée à un même niveau de température c'est-à-dire pour $T_s = T_c = T_u$ (cas a) ou lorsque $Q_s = Q_d = \Delta H_R$ (cas b), cette expression se simplifie en :

$$(a) \quad COP_i^H = 1 + \frac{(\theta_d - \theta_u)}{(\theta_u - \theta_e)} \quad \text{ou} \quad (b) \quad COP_i^H = 1 + \frac{(\theta_d - \theta_c)}{(\theta_c - \theta_e)} \quad (I.12)$$

• **Mode thermo-transformateur:**

L'effet utile est dans ce cas la production de chaleur à T_s et l'expression du COP idéal pour ce mode de fonctionnement spécifique aux procédés à sorption, s'exprime :

$$COP_i^{HT} = \frac{Q_s}{Q_d + Q_e} = \frac{(\theta_d + \theta_e) - \frac{Q_E}{Q_d}(\theta_e - \theta_c)}{(1 + \frac{Q_E}{Q_d})(\theta_s - \theta_c)} \quad (I.13)$$

qui se simplifie lorsque les entrées de chaleurs Q_E et Q_D sont réalisées à un même niveau de température ($T_e = T_d = T_{ed}$) :

$$COP_i^{HT} = \frac{(\theta_{ed} - \theta_c)}{(\theta_s - \theta_c)} \quad (I.14)$$

I.9.4. Critères exergetiques pour la maximisation des performances idéales

L'analyse des transferts d'exergie par l'intermédiaire des diagrammes θ - Q permet aussi de dégager des pistes d'amélioration des performances idéales. Nous développons ici, selon le mode de fonctionnement, la démarche permettant de définir les conditions optimales de fonctionnement de ces procédés qui conduisent à la maximisation de l'efficacité exergetique et donc des performances idéales.

• **En mode pompe à chaleur :**

Dans le cas d'un procédé destiné à une application de production uniquement de froid, les exergies en transit $(Q_d - Q_c) \cdot \theta_s$ et $Q_c \cdot \theta_c$ sont inutiles pour l'utilisateur et sont donc à soustraire de l'exergie en entrée du procédé pour définir le facteur de conversion α_e . Par ailleurs, l'exergie $(Q_e \cdot \theta_s)$

est produite en excès par le procédé, ce qui conduit à définir le facteur de sélectivité exergetique e_w :

$$x_e = \frac{Q_d\theta_d - (Q_d - Q_c)\theta_s - Q_c\theta_c}{Q_d\theta_d} = \frac{Q_E(\theta_s - \theta_e)}{Q_d\theta_d} \quad \text{et} \quad e_w = \frac{Q_e\theta_s}{Q_d\theta_d} \quad (\text{I.15})$$

Conduisant à l'efficacité exergetique idéale :

$$\eta_y = \frac{E''_u}{E'} = \frac{Q_E(-\theta_e)}{Q_d\theta_d} = x_e - e_w \quad (\text{I.16})$$

L'expression du coefficient de performance du procédé idéal en mode production de froid seul devient:

$$COP_i^R = \frac{Q_E}{Q_d} = (x_e - e_w) \frac{\theta_d}{-\theta_e} \quad (\text{I.17})$$

La maximisation de ce coefficient de performance consistera alors à mettre en œuvre des processus physico-chimiques adéquats permettant d'annuler les exergies de transit non utiles, et de rendre utile toute l'exergie produite (ou valorisée) par le procédé. Ceci est possible en mettant en œuvre un procédé tritherme dans lequel les processus physico-chimiques choisis permettent de rejeter les chaleurs Q_c et Q_s dans l'environnement à T_o .

Dans le cas d'un procédé thermophysique destiné à une application de production simultanée de froid et de chaleur, les exergies en transit $(Q_d - Q_c)\theta_s$ et $Q_c\theta_c$ sont utiles à condition que les niveaux de températures de rejet T_c et T_s ne soient pas trop bas ($x_e = 1$). Si par contre la chaleur de condensation Q_c , n'est pas utilisée à cause de son niveau trop bas et est rejetée à l'environnement avec $T_c > T_o$, toute l'exergie d'entrée $Q_d\theta_d$ n'est pas totalement utilisée, ce qui implique que x_e devient inférieure à 1. Par contre, l'exergie $(Q_e\theta_s)$ n'est plus produite en excès par le procédé car elle est dans ce cas considérée comme utile (production de chaleur), ce qui conduit à définir un facteur de sélectivité exergetique égal à 0.

Dans le cas d'un procédé destiné à une application de production uniquement de chaleur, un raisonnement identique conduit à réaliser un pompage de chaleur Q_e le plus près du niveau de température T_o afin de minimiser la sélectivité exergetique et à utiliser en totalité les rejets de chaleur Q_s et Q_c afin de maximiser le taux de conversion exergetique [42].

• **En mode thermo-transformation :**

Dans ce mode de configuration de fonctionnement, l'exergie $(Q_c \cdot \theta_c)$ ne fait que transiter dans le système et n'est pas utilisée, alors que les exergies $Q_e \cdot \theta_e$ et $(Q_d - Q_c) \theta_d$ (valorisées dans le procédé) permettent d'avoir l'effet utile recherché (production de chaleur Q_s à T_s). Dans ce cas, nous avons :

$$x_e = \frac{Q_d\theta_d + Q_E\theta_e - Q_c\theta_c}{Q_d\theta_d + Q_E\theta_e} = 1 - \frac{Q_c\theta_c}{Q_d\theta_d + Q_E\theta_e} \quad \text{Avec} \quad e_w = 0 \quad (\text{I.18})$$

$$\eta_y = \frac{Q_s \theta_s}{Q_d \theta_d + Q_E \theta_e} = x_e \quad (\text{I.19})$$

Le coefficient de performance idéale d'un thermo-transformateur s'exprime par :

$$COP_i^{HT} = \frac{Q_s}{Q_d + Q_e} = 1 - \frac{Q_c}{Q_d + Q_e} \quad (\text{I.20})$$

I.9.5. Critères thermodynamiques de qualité et de perfection technique d'un procédé

La perfection d'un procédé de conversion énergétique est habituellement caractérisée au travers d'indicateurs de qualité, définis sur une base exergetique, comparant ses performances énergétiques réelles à celles maximales du procédé idéal associé. Les critères classiques développés sur cette approche permettent alors une mesure correcte de l'écart à l'idéalité thermodynamique de ces procédés.

En effet, du fait que ces procédés idéaux soient en contact direct avec les sources et puits de chaleur, les transferts thermiques internes ou externes au procédé sont supposés être réalisés idéalement avec des ΔT nuls, donc de manière infiniment lente, conduisant par conséquent une production de puissance nulle. On caractérise donc en définitive le procédé réel au travers d'un critère thermodynamique qui tend à comparer les performances énergétiques réelles du procédé mettant en œuvre des niveaux de puissances déterminés, à celles d'un procédé idéal développant des puissances nulles. De manière équivalente, on mesure la qualité d'une machine réelle de taille donnée (en termes de surface totale d'échange) à une machine idéale qui nécessiterait une surface d'échange totale infinie pour produire les mêmes niveaux de puissance [42].

Ces critères de qualité ne caractérisent donc pas de manière explicite, en terme de taille ou de surface totale d'échange mise en œuvre, la qualité technique d'un procédé développant des niveaux de puissance définis. Ils sont donc inadaptés pour caractériser la « perfectionabilité » technique du procédé.

Pour répondre à cette carence, nous avons donc développé une approche basée sur la thermodynamique en dimensions finies, qui permet de dégager de nouveaux critères caractérisant d'une manière plus réaliste les procédés de conversion de l'énergie. Cette approche a été initiée par Chambadal P. [49] et Novikov J. [50] indépendamment en 1957, puis popularisée par les travaux de nombreux auteurs tels que de Curzon F.L et Ahlborn [51], De Vos A. [52], Sieniutycz S. [53], Bejan A. [54], Wu C. et al [55], Chen L. [56] et Feidt M. [57]. Elle permet dans sa formulation de distinguer les irréversibilités systémiques, liées aux transformations internes subies par le fluide de travail, de celles liées aux transferts de chaleur réalisés de manière finie entre les sources et puits externes de chaleur et le système : les transferts sont réalisés sur une durée finie ou à travers des surfaces d'échange de dimensions finies.

I.10. CONCLUSION

Ce chapitre nous a permis de cadrer le contexte général dans lequel s'inscrit notre thèse et de cerner les objectifs de notre travail. La synthèse bibliographique des enjeux environnementaux et économiques a également permis de montrer l'intérêt d'utiliser en général des pompes à chaleur, et des thermo-transformateurs en particulier pour revaloriser des chaleurs résiduelles et limiter la consommation d'énergie fossile et les rejets de CO₂ associés pour la production de chaleur utile.

Les limites actuelles des thermo-transformateurs à Adsorption (AHT) ont été montrées : leurs coûts d'investissement et de fonctionnement restent élevés en particulier à cause de l'étape de séparation réalisée classiquement par distillation et leur développement a été limité.

Références bibliographiques

1. Agence Internationale de l'Energie (AIE), 2014. Vienne, Modèle pour l'Analyse de la Demande d'énergie (MAED-2), p196.
2. Batho D, 2013. Le dossier du débat national sur la transition énergétique : Imaginons ensemble notre énergie de demain. Ministère de l'écologie, du développement durable et de l'énergie. p92.
3. Alami A, 2006. Haut commissariat au plan, Royaume du Maroc, Energie 2030 " Prospective Maroc 2030 ".
4. Commissariat général au développement durable, 2010, L'environnement en France. Edition 2010, Paris, Service de l'observation et des statistiques, Ministère de l'écologie de l'énergie du développement durable et de la mer, 140p.
5. <http://energy.gov/energysaver/geothermal-heat-pumps>
6. La géothermie une source d'énergie renouvelable et respectueuse de l'environnement, syndicat des énergies renouvelable sur site http://www.enr.fr/userfiles/files/Kit%20de%20communication/2010104945_SERGoothermie20100607LD.pdf
7. <http://www.mem-algeria.org/fr/enr/pot.htm>
8. Diaf, S., 2014. R & D dans le domaine des énergies renouvelables en Algérie, Centre de Développement des Energies Renouvelables pg18 ;
9. Cauchepin, J. L. *Les Pompes à Chaleur à Absorption : recherches, développements, perspectives*. 1983, PYC Edition, Paris.
10. Maxime Duminil et Jean – Pierre Domblides. Histoire et évolution des systèmes frigorifiques : La production thermique du froid – 2^{ème} partie. Article de la Revue – 100 ans d'innovation dans le froid. Publié par la Revue Générale du froid et du conditionnement d'air, Edition 2008.
11. Hermann Halozan, René Rieberer. *HFC ou anciens frigorigènes — de quoi l'avenir sera-t-il fait?* Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, Inffeldgasse, 25 / B, A-8010 Graz, Austria.
12. La recherche en matière de chauffage thermodynamique. *Extrait de la stratégie nationale de recherche énergétique. Approche thématique : les énergies renouvelables.* <http://www.developpement-durable.gouv.fr/>
13. Nesselmann, K. 1933. Zur theorie der wärme transformation, *Wissensch Veröffentl Sitemens Konzern*, Vol. 12, No. 4, pp 77-81.
14. Niebergall, W. 1955. Absorptions anlagen als warm epumpen warm etransformations anlagen, *Gesundheits.-Ing.*, Vol. 76, No. 7-8, pp 129-137.
15. Cunzhen Zhuo. Absorption Heat transformer with TFE-Pyr as the Working Pair. *Thesis (Doctorat) Delft University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Marine*

- Technology*. 1995.
16. Mashimo, K. 1987. Overview of heat transformer in Japan, *Heat pumps: Prospects In Heat Pump Technology and Marking*, Florida, USA, pp 271-285.
 17. Suhr, L., Paikert, P., Bokelmann, H. 1985. Operational experience with an industrial-scale heat transformer, *Proc. Of the Int. Workshop on Heat transformer and Storage, Ispra, Italy*, pp 381-393.
 18. Bouma, J.W.J. 1990. Experience with a heat transformer in the chemical industry, *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, Vol. 8, No. 4, pp 12-15.
 19. Artamo, 1993. Steam generating heat transformer, *Heat Pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress*, Elsevier Science Publisher BV, Amsterdam, The Netherlands, pp 463-468.
 20. Stephan K. Seher, D. 1984a. Heat transformer cycles – I. one and two-stage processes, *J. of Heat Recovery Systems*, Vol. 4, No. 5, pp 365-369.
 21. Stephan K. Seher, D. 1984b. Heat transformer cycles – II. Thermodynamic analysis and optimization of a single-stage absorption heat transformer, *J. of Heat Recovery Systems*, Vol. 4, No. 5, pp 371-375.
 22. Nokanishi, T. 1981. Industrial high temperature heat pump for waste heat recovery, *Conference on New Energy Conservation Technologies and Their Commercialization*, Berlin, Germany.
 23. Watanabe, H. 1981. Absorption type heat pump now in practical use, *Conference on New Energy Conservation Technologies and Their Commercialization*, Berlin, Germany.
 24. Kripalani, V.M., Murthy. S.S., Murthy, M.V.K. 1984. Performance analysis of a vapour absorption heat transformer with different working fluid combinations. *J. of Heat Recovery Systems*, Vol. 4, No. 3, pp 129-140.
 25. Grossman, G. 1986. Heat and mass transfer in film absorption, *Handbook of Heat and Mass Transfer*, Vol. 2, Gulf publishing company, Houston, USA, pp 211-257.
 26. Rojey, A., Cohen, G., Cariou, J.P. 1983. Heat transformers: present state of a new technology, *IMech E*, Vol. 197A, No. 12, pp 71-77.
 27. Ertas, A., Gandhidasan, P., Luthan, J.J. 1987. Feasibility study of ammonia-water vapour absorption heat transformer, *ASME Trans.*, Vol. 109, pp 96-100.
 28. Ismail, M. (1995). Upgrading of heat through absorption heat transformers. *Int. J. Refrig.* Vol. 18, No. 7, pp. 439-446.
 29. Berntsson, K.M., Berntsson, T., Franck, P. Holmberg, P., Wallin, E. 1989. *Learning from experiences with heat transformers in industrial processes*, CADDET, sittard, The Netherlands.
 30. Alefeld, G., Ziegler, F. 1985. Advanced heat pump and air conditioning cycles for the working pair zeolithe/water, part 2: industrial applications, *ASHRAF Trans.*, Vol. 91, Part 2, pp 2072-2080.
 31. Bokelmann, H. 1987. Industrial heat recovery with heat transformers – practical applications and development of advanced systems, *Heat Pumps: Prospects in Heat Pump Technology and*

- Marking*. Florida, USA, pp 287-301.
32. Felli, M., Cotana, F., Asdrubali, F. 1991. Design and performances of a two stages absorption heat transformer, *18th Int. Congress of Refrig.*, Montreal, Canada, pp 1020-1028.
 33. Yamanaka, G. 1989. Research on two-stage absorption heat transformer, *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, Vol. 7, No. 1, pp 6-8.
 34. Seher, D., Stephan, K. 1983. Trifluorethanol als arbeitsstoff für absorptions wärmepumpen und absorption wärmetransformatoren, *Ki Klima-Kälte-Heizang*, No. 7-8, pp 295-301.
 35. Bokelmann H., Steimle, F. 1986. Development of advanced heat transformers utilizing new working fluids, *Int. J. of Refrig.*, Vol. 91, pp 51-59.
 36. Nowaczyk, U., Schmidt E.L., Steimle, F. 1987. New working fluids systems for absorption heat and absorption heat transformers, *17th Int. Congress of Refrig., Com. E.*, Wien, Austria. Pp 815-822.
 37. Borde, I. 1988. Development of absorption heat pumps with organic working fluids for refrigeration and heating applications, *Proc. of the Int. Symp. on Recent Developments in Heat Pump Technology*, Tokyo, Japan, pp 123-132.
 38. Tyagi, K.P., Mathur, S., Singh, A., Srinivas, A. and Mathur, G. Working fluids for heat transformers. *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 9, No. 2, pp 175-181, 1989.
 39. Zhuo, C. Z. and Machielsen, C. H. M. Performance of high-temperature Absorption Heat Transformers using Alkiltrate as the Working Pair. *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, No. 3, pp. 255-262, 1996.
 40. Vincenzo Tufano. Simplified criteria for the development of new absorption working pairs. *Applied Thermal Engineering* Vol. 18, Nos 3-4, pp. 171-177, 1998.
 41. Isi-iwar chandra, theoretical studies on adsorption heat ransformer using zeolite-water vapour pair, *J Heat Recovery Systems & CHP* Vol. 10, No. 5/6, pp. 527-537, 1990.
 42. Habilitation à Diriger des Recherches en Énergétique - Génie des Procédés présentée à L'UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA par Driss STITOU Ingénieur de Recherche Laboratoire PROMES - UPR CNRS 8521
 43. Abrahamson K., Jernqvist A., Aly G., Thermodynamics analysis of absorption heat cycles, *Proc. Int. Abs. Heat Pump Conf., ASME, AES 31*, pp375-383, 1993
 44. Le Goff P., Hornut J.M., Laouir A., Daoudi R, Graphical representation of irreversibility's in industrial processes, *Proc. TAIES 97, beijing (China)*, pp148-157, 1997
 45. Brodyanski V, Sorin M, Legoff P., The efficiency of industrial processes: exergy, analysis and optimisation, Elsevier science publishers B.V., 1994
 46. Gouy G., About available energy, *Journal Physique II*, 8, pp 501-518, 1889
 47. Grassman P., zur allgemeinen definition des wirkungs grades, *Chem Eng. Technik*, 4, 77-80,1950

48. Kostenko G., Promishlenaya Teplotekhnika, vol 4, pp. 70-73, 1983.
49. Chambadal P., Les centrales nucléaires, Armand Colin Ed., Paris, 1957.
50. Novikov II., J. of Nuclear Energy, 7 (1958), 125-128.
51. Curzon F.L., Ahlborn B., Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, American Journal of Physics, 43 (1), (1975), 22-24
52. De Vos A., Thermodynamics of photochemical solar energy conversion, Solar Energy Materials and Solar Cells, 38 (1995), 11-22
53. Sieniutycz S. et al., Dynamical energy limits in traditional and work-driven operations, Int. J. of Heat Mass Transfer, 45 (2002), 2995-3012
54. Bejan A., Theory of heat transfer-irreversible power plants, Int. J. Heat and Mass Transfer, 38 (1995), 433
55. Wu C., Recent Advance in Finite Time Thermodynamics, Nova Science Ed., New-York, 1999
56. Chen L, Zheng T., Sun F. , Wu C., Power, power density and efficiency optimization of an endoreversible Braysson cycle, Exergy, An Int. Journal, Vol 2 (4), 345-351, (2002) 160
57. Feidt M., Goth Y., Recherche des conditions optimales de fonctionnement des pompes à chaleur ou machines à froid associées à un cycle de Carnot endoréversible, C.R. Acad. Sci. Paris, Tome 3.3, série II, n°1, 113-122 (1986)

Chapitre II

Thermodynamique de l'adsorption

II.1. Introduction

II.2. Description du phénomène d'adsorption

II.3. Relations d'équilibre

II.4. Classifications des isothermes d'adsorption

II.5. Chaleur isostérique d'adsorption

II.6. Modèles de l'adsorption

II. 7. Choix du couple adsorbant/adsorbant

II.8. Conclusion

II.1. INTRODUCTION

Vu l'importance du phénomène d'adsorption dans l'analyse et l'étude des transformateurs de chaleur à adsorption, nous avons vu l'importance de consacrer ce chapitre à l'étude thermodynamique de ce phénomène avec ces différents aspects.

Après une brève explication sur le mécanisme d'adsorption, nous avons distingué deux types d'adsorption (physique ou chimique) selon leurs natures de fixation des molécules de gaz et leurs énergies mises en jeu.

La détermination des variables intensives indépendantes du système permet de conclure la bivariate du système, cette dernière permet de constater plusieurs relations d'équilibre (les isothermes, les isobares et les isostères). Les isothermes d'adsorption sont les plus connues et les plus importantes pour une bonne modélisation du phénomène d'adsorption. Les principaux modèles qui l'ont traité avec succès sont les modèles moléculaires (modèle de Langmuir et modèle de B. E. T.) et les modèles thermodynamiques (modèle de Polanyi et modèle de Dubinin) et qui feront l'objet d'une étude dans ce chapitre. Le modèle de Dubinin- Astakhov a été préféré pour servir de base à notre travail de thèse.

L'importance dans l'étude du phénomène d'adsorption et spécialement les transformateurs de chaleur à adsorption, est le choix du couple adsorbant/adsorbat. Ce choix est dicté par certains critères physiques et chimiques reliés au couple lui-même et aux conditions de fonctionnement de la machine. Donc, tous ces points cités ci-dessus seront discutés et détaillés dans ce qui suit.

II.2. DESCRIPTION DU PHENOMENE D'ADSORPTION (PHYSIQUE)

II.2.1. Définitions

Fantana et Schelle [14] ont découvert le phénomène d'adsorption en 1711. Ce phénomène (figure II.1) rend compte de la fixation de molécules de gaz (espèce adsorbable ou adsorbat) sur la surface du solide (adsorbant) au moyen de l'augmentation de la concentration des molécules de ce gaz à la surface du solide par rapport à la quantité totale initiale du gaz, sans modifier le volume de l'adsorbant.

Ce phénomène dépend quantitativement des propriétés physiques (porosité, surface spécifique,...etc), chimiques (acidité) et de la nature des molécules adsorbées.

Au cours de l'adsorption, le gaz ne subit pas de transformation chimique, le solide conserve son intégrité physique et son architecture cristallographique, en particulier il n'y a pas de gonflement du solide.

Ce phénomène s'accompagne d'un dégagement de chaleur s'appelle chaleur isostérique d'adsorption. Il met en jeu deux types d'interactions (figure II.1):

- Les interactions adsorbant/adsorbat (entre le solide et les molécules adsorbées).
- Les interactions adsorbat/adsorbat (entre les différentes molécules adsorbées).

L'adsorption est déjà utilisée dans un certain nombre de processus physiques et industriels, en particulier dans le domaine de la filtration et de la purification des gaz, de l'affinage des eaux potables et dans les cycles de réfrigération.

L'adsorption d'un gaz par un solide comporte trois phases (figure II.1) :

- La phase gazeuse constituée de molécules de gaz.
- La phase adsorbée (l'adsorbat) formée des molécules adsorbées à la surface.
- La phase solide qu'est l'adsorbant.

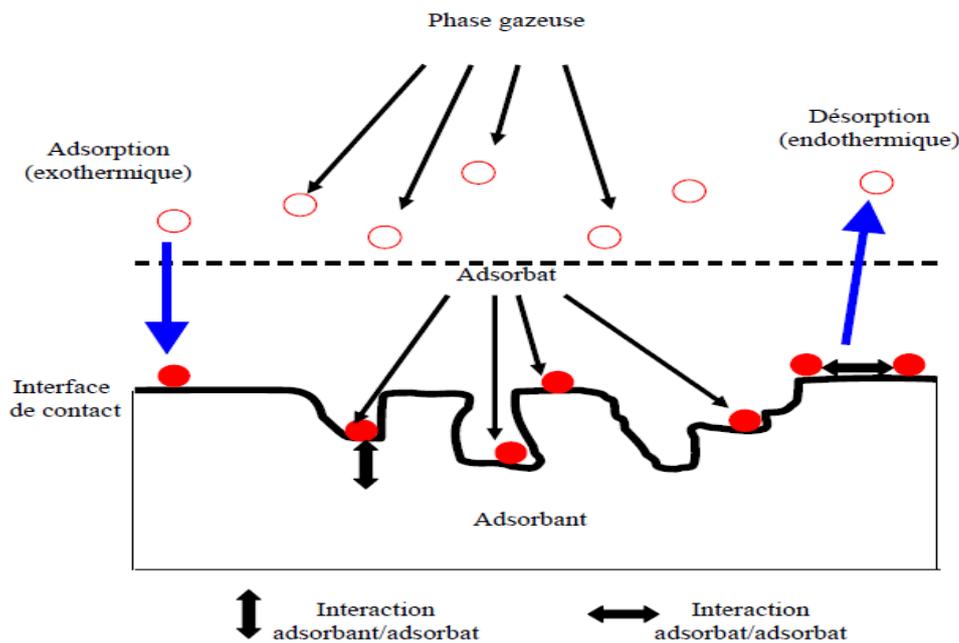


Figure II.1 : Phénomène d'adsorption [32]

Le processus inverse, par lequel les molécules adsorbées sur la surface du solide s'en détachent, notamment sous l'action de l'élévation de la température, se nomme la **désorption**, ce dernier se traduit par la diminution de la concentration des molécules de gaz à la surface par rapport à

la concentration totale du gaz adsorbé. Ce processus est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'on lui apporte de la chaleur.

II.2.2. Types d'adsorption

L'étude du phénomène d'adsorption montre que la nature de celle-ci varie selon les situations étudiées. Généralement, on distingue deux types d'adsorption qui diffèrent par leur nature de fixation et par les énergies mises en jeu :

II.2. 2.1. Adsorption physique (physisorption)

Dans le cas de l'adsorption physique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait essentiellement par les forces de liaisons faibles du type Van Der Waals. Elle se produit sans modification de structure moléculaire, mettant en jeu une chaleur d'adsorption assez faible (de l'ordre de 5 à 25 KJ/mole), parfaitement réversible [14, 15] et qui est en outre favorisée par une basse température.

II.2. 2. 2. Adsorption chimique (chimisorption)

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant, donnant naissance à des forces de liaisons très importantes (c'est pourquoi le phénomène est appelé chimisorption). La chaleur d'adsorption mise en jeu est en général assez grande, dépassant les 80 KJ/mole [14, 15]. L'adsorption chimique est souvent irréversible (ou difficilement réversible) et favorisée par une haute température.

II.3. RELATIONS D'EQUILIBRE

La détermination du nombre de degrés de liberté du système consiste en une étape préliminaire dans le développement d'un modèle de simulation, ce nombre représente les variables intensives indépendantes du système, il est déterminé comme suit : Lors de l'adsorption d'un gaz sur une surface solide, il y a une distribution des molécules entre les phases gazeuse et adsorbée jusqu'à un état d'équilibre (similaire à celui existant entre un liquide et sa vapeur) dont le nombre de degrés de liberté au sens de GIBBS vaut [16]:

$$V = n - \phi + 2 \quad (\text{II.1})$$

V : Nombre de degrés de liberté

n : Nombre de constituants

ϕ : Nombre de phases

Dans notre cas : $V = 2 - 2 + 2 = 2$

Le système est donc bivalent, cela signifie que deux variables indépendantes seulement décrivent complètement le système et que l'équilibre thermodynamique est contrôlé par ces deux variables. Pour caractériser cet équilibre, nous avons besoin de connaître une grandeur en fonction des deux autres. Il s'agit de la loi décrivant la quantité de matière adsorbée en fonction de la température et de la pression ; donc pour un couple adsorbant/adsorbé donné, la masse adsorbée est donnée par :

$$m = f(T, P) \quad (\text{II.2})$$

$f(T, P)$ représente l'approche utilisée pour corrélérer les variables T et P .

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

- à pression constante $m = f(T)$, nous obtenons des courbes isobares (figure II.2)

- à température constante $m = f(P)$, nous obtenons des courbes isothermes; vu ses richesses en renseignements et ses simplicités de réalisation expérimentale, ces courbes sont plus utilisées (voir figure II.3).

- à masse constante $P = f(T)$, nous obtenons des courbes isostériques; l'expérience et la théorie montrent que ces dernières sont approximativement des droites dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$) (voir Figure II.4).

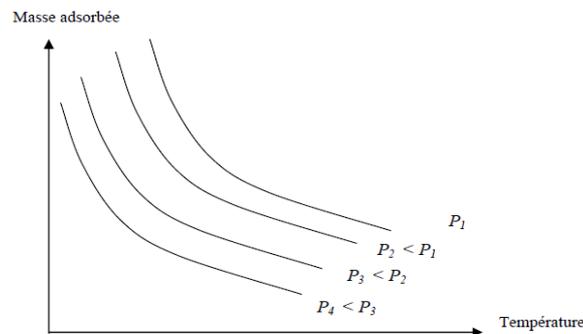


Figure II.2 : Allure schématique des isobares d'adsorption [32]

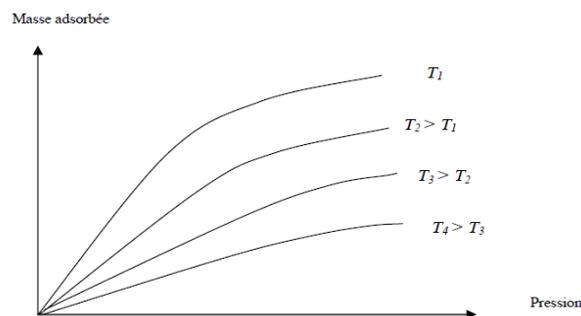


Figure II.3 : Allure schématique des isothermes d'adsorption [32]

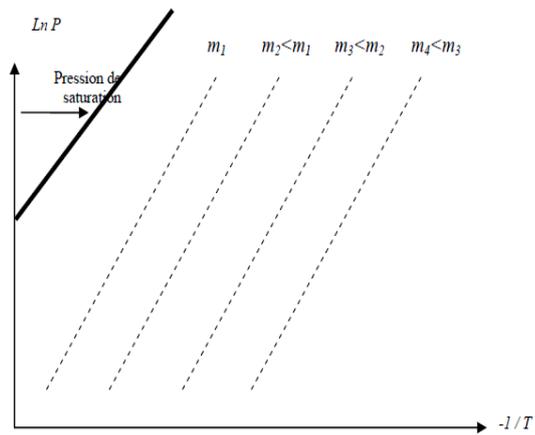


Figure II.4 : Schéma d'un réseau d'isostères d'adsorption [32]

II.4. CLASSIFICATIONS DES ISOTHERMES D'ADSORPTION

Comme nous avons déjà vu que l'adsorption d'un gaz sur la surface d'un solide montre qu'il y a une formation d'un équilibre entre la pression de ce gaz et la quantité de gaz adsorbée par unité de masse de solide. La présentation la plus utilisée de cet équilibre est l'isotherme d'adsorption, qui à température constante, donne la quantité de gaz adsorbée par le solide en fonction de la pression d'équilibre du gaz.

Selon le couple adsorbant/adsorbat étudié, l'allure de la courbe isotherme peut être largement différente. La grande majorité des isothermes peut être classée en cinq types selon leur allure globale d'après la classification de Brunauer, Emmet et Teller [17] (voir Figure II.5):

Type I : L'isotherme de type I est la plus simple et la plus complète, elle est typique d'un adsorbant microporeux; puisque les diamètres des micropores sont de même ordre de grandeur que les dimensions d'une molécule de gaz où les pores se remplissent même aux faibles pressions [15]. Elle fournit une bonne estimation du volume total de micropores du solide et elle représente le cas d'une adsorption en couche monomoléculaire d'adsorbat [1]. Cette isotherme traduit aussi une interaction relativement forte entre l'adsorbat et l'adsorbant, elle est entièrement réversible sur tout le domaine de pression [18].

Type II : C'est l'isotherme la plus fréquemment rencontrée, quand l'adsorption se produit sur des surfaces non microporeuses [19] ou ayant des macropores (diamètre supérieur à 500Å environ [15]), elle est caractérisée par une supériorité de l'attraction par l'adsorbant vis-à-vis des attractions intermoléculaires de l'adsorbat [1].

Type III: Ce type est relativement rare, il représente le cas où l'interaction adsorbant/adsorbat est faible par rapport aux interactions adsorbat/adsorbat, mais suffisante pour accroître la tendance des molécules à s'accumuler à la surface de l'adsorbant [1]. Un tel comportement indique que la surface du solide n'est pas homogène, et que l'adsorption s'effectue sur des sites préférentiels. Cette isotherme

est caractérisée par une énergie d'adsorption égale au minimum de l'énergie de liquéfaction du gaz [15].

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

Type IV et V : Les isothermes de type IV et V leurs parties initiales sont analogues à celles des types II et III, respectivement. Elles sont caractérisées par des interactions adsorbant/adsorbé respectivement, fortes et faibles, mais les parties supérieures sont caractérisées par l'existence des pores et des capillaires dans l'adsorbant qui se remplissent à une pression plus faible que la tension de vapeur saturante à la température considérée [1].

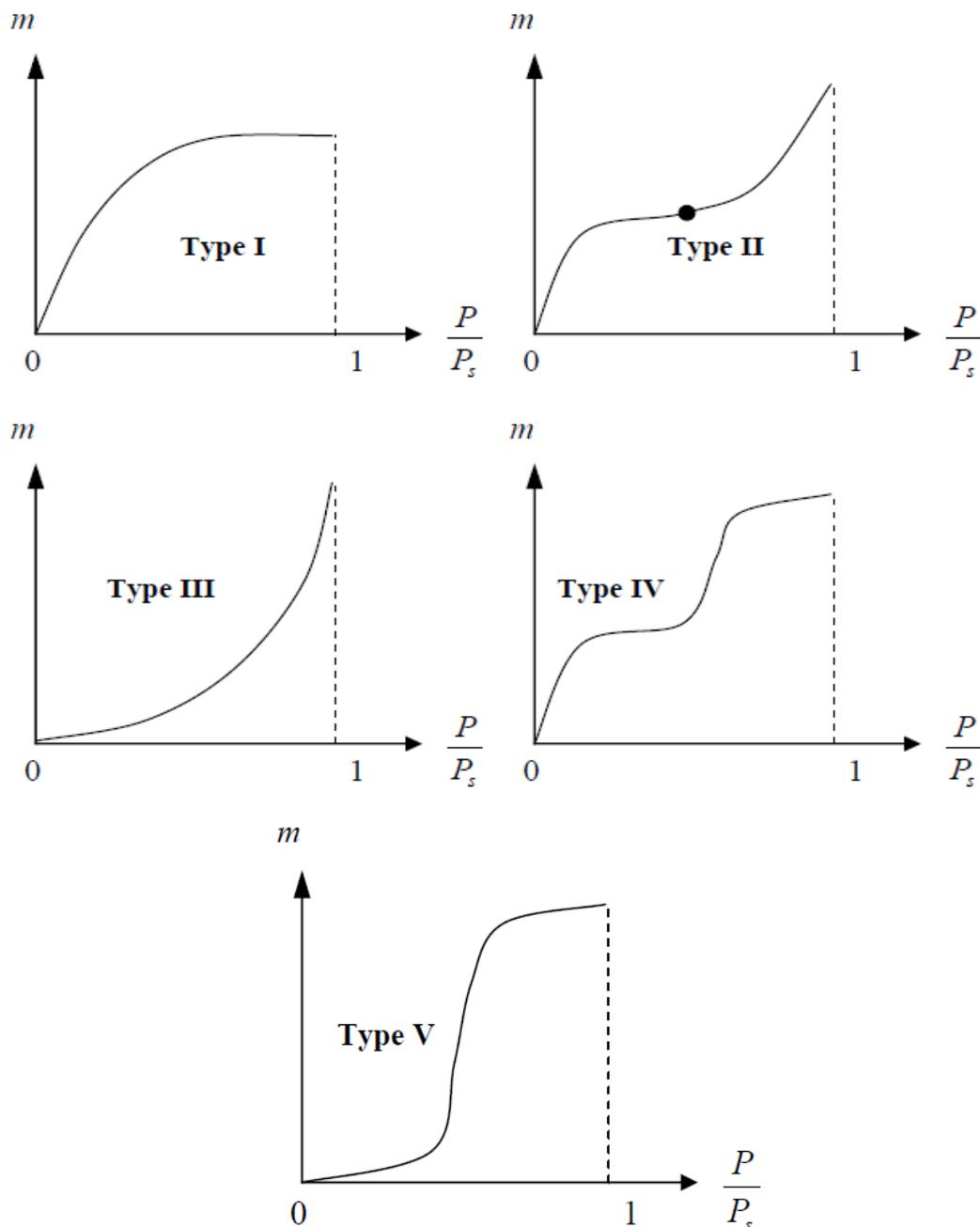


Figure II.5 : Classification des isothermes selon Brunauer, Emmet et Teller [17].

II.5. CHALEUR ISOSTERIQUE D'ADSORPTION

L'adsorption est un processus exothermique qui se produit donc avec un dégagement de chaleur; la principale justification qui a toujours été donnée pour prouver que l'adsorption est exothermique est la suivante:

L'adsorption d'un gaz sur un solide est un processus spontané qui s'accompagne donc d'une diminution d'enthalpie libre de GIBBS du système ($\Delta G < 0$). En s'adsorbant, le gaz perd des degrés de liberté. Par conséquent, son entropie diminue ($\Delta S < 0$) et conformément au deuxième principe de la thermodynamique dont l'équation est [16] :

$$\Delta H_{ads} = \Delta G + T \Delta S \quad (\text{II.3})$$

Où: ΔH_{ads} est l'enthalpie ou chaleur isostérique d'adsorption (appelée aussi chaleur différentielle d'adsorption), cette dernière doit être négative. L'adsorption est donc un processus exothermique.

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

* Etape 1: Condensation: $\Delta H = \Delta H_{condensation}$.

* Etape 2: Fixation des molécules sur la surface active: $\Delta H = \Delta H_{adhésion}$.

Donc:

$$q_{st} = \Delta H_{ads} = \Delta H_{condensation} + \Delta H_{adhésion} \quad (\text{II.4})$$

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

Généralement, la chaleur isostérique d'adsorption q_{st} peut être mesurée par des techniques expérimentales ou estimées à partir de plusieurs méthodes analytiques; choisissant l'une basée sur les lois de base de la thermodynamique développée comme suit:

Le processus d'adsorption étant un processus à l'équilibre, obéit à une équation du type Clausius-Clapeyron [29]:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\text{chaleur isostérique d'adsorption}}{(V_{gaz} - V_{adsorbat})T} = \frac{q_{st}}{(V_{gaz} - V_{adsorbat})T} \quad (\text{II.5})$$

Comme à l'équilibre, le volume du gaz en phase gazeuse est beaucoup plus grand que le volume du gaz adsorbé, l'équation se réduit à:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{q_{st}}{V_{gaz} T} \quad (\text{II.6})$$

Dans le cas où nous avons un gaz parfait, le volume d'une mole du gaz est donné par :

$$V_{gaz} = RT/P \quad (\text{II.7})$$

Cette relation permet de modifier la précédente équation :

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dT} = \frac{q_{st}}{RT^2} \quad (\text{II.8})$$

L'intégration de cette équation permet de trouver :

$$\ln P \frac{q_{st}}{RT} + C \quad (\text{II.9})$$

Où C est la constante d'intégrale.

La quantité q_{st} peut donc être déterminée à partir d'une droite représentant la variation de $\ln P$ en fonction de $(-1/T)$ (voir la Figure II.6).

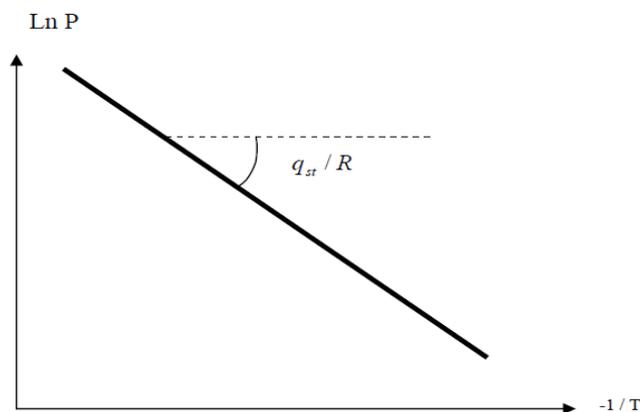


Figure II.6 : Détermination de la chaleur isostérique d'adsorption [32]

II. 6. MODELES DE L'ADSORPTION

La modélisation des cycles à adsorption solide nécessite une bonne modélisation du phénomène d'adsorption. Donc, il est essentiel de maîtriser des informations concernant l'équilibre, ce dernier nécessite un choix convenable de modèle d'adsorption (isotherme d'adsorption) qui peut décrire correctement les propriétés d'adsorption du couple utilisé.

Les isothermes d'adsorption sont souvent connues expérimentalement. Elles sont ensuite corrélées par des modèles mathématiques qui doivent les représenter au mieux dans une plage étendue de concentration et de température.

Les principaux modèles qui ont traité le phénomène avec succès et permettant de l'expliquer ou de l'interpréter seront exposés dans ce chapitre :

- Modèles moléculaires de Langmuir et de B. E. T.
- Modèles thermodynamiques de Polanyi puis développé par Dubinin.

II.6. 1. Modèles moléculaires

Les modèles moléculaires traitent l'adsorption en deux formes, le premier modèle a été développé par Langmuir, il traite l'adsorption dans le cas d'une couche monomoléculaire adsorbée. Le deuxième (modèle de B. E. T.) généralise le premier pour l'adsorption en multicouches.

II.6. 1. 1. Modèle de Langmuir

Langmuir fut le premier à proposer une relation entre la quantité d'un gaz adsorbé et sa pression d'équilibre en 1918 [20]. Il définit l'équilibre comme un processus dynamique entre les molécules arrivant sur la surface et celles quittant la surface.

La théorie de Langmuir repose sur les hypothèses suivantes [20]:

- l'adsorption se fait en couche monomoléculaire d'adsorbat (voir Figure II.7).
- Les interactions intermoléculaires de la phase adsorbée sont négligeables.
- Tous les sites sont équivalents et la surface est uniforme.

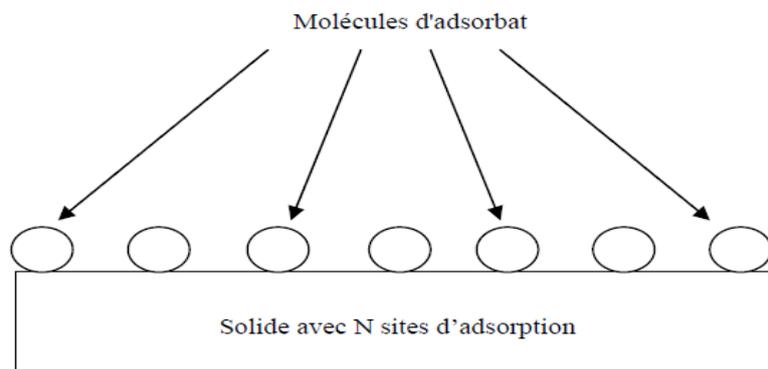


Figure II.7 : Modèle d'adsorption en monocouche [32]

On écrit les équations de la variation du taux de recouvrement en fonction du temps:

$$\frac{d\theta}{dt} = K_a(1 - \theta) - K_d\theta \quad (\text{II.10})$$

Le taux de recouvrement est défini par θ , il est donné par $\theta = \frac{m}{m_0}$; m est la masse adsorbée; m_0 est la masse d'adsorbat nécessaire pour former une couche monomoléculaire et P est la pression du gaz à l'équilibre.

K_a et K_d sont les constantes de vitesse d'adsorption et de désorption.

On définit $\mathbf{b} = \frac{K_a}{K_d}$ la constante d'équilibre d'adsorption, elle ne dépend que de la température [21].

À l'équilibre, $\frac{d\theta}{dt} = 0$, on obtient l'équation de Langmuir [1,18]:

$$\theta = \frac{bp}{1+bp} \tag{II.11}$$

Le modèle de Langmuir décrit les isothermes d'adsorption de type I avec une saturation vers une pression infinie [21]. Il ne représente le phénomène d'adsorption que lorsque les interactions sont fortes et voisines des liaisons chimiques. Il est uniquement valable pour une surface d'adsorption homogène [21]. Donc, ce modèle est insuffisant.

II.6. 1. 2. Modèle de Brunauer, Emmet et Teller (B. E. T)

La validité de l'équation (II.11) pour l'adsorption en multicouche était l'une des insuffisances majeures de la théorie de Langmuir. Cette remarque était l'origine de la théorie de Brunauer, Emmet et Teller, ces derniers qui ont développé un modèle appelé modèle de B. E. T et ont utilisé le postulat de base de Langmuir en supposant de plus que:

- Dans toutes les couches adsorbées, sauf pour la première, la chaleur d'adsorption est égale à la chaleur de condensation [18].
- La vitesse d'évaporation des molécules adsorbées dans une couche est égale à la vitesse de condensation de l'adsorbat sur la couche précédente [1].

Les interactions gaz-gaz et gaz-solide sont prises en considération et chaque molécule adsorbée dans une couche est un site d'adsorption pour une molécule de la couche suivante (voir la Figure II. 8).

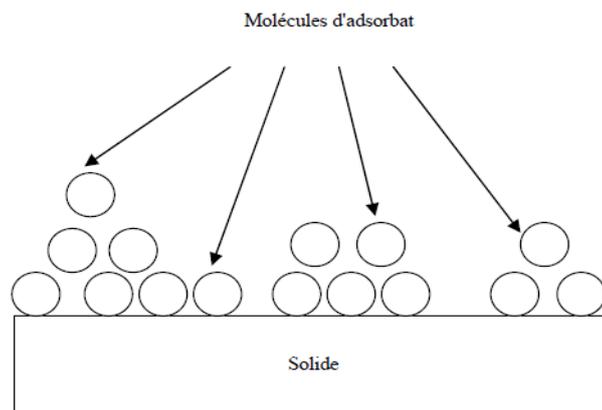


Figure II.8 : Modèle d'adsorption en multicouches [32]

L'équation de B. E. T. s'écrit traditionnellement pour l'adsorption sur un adsorbant poreux sous la forme:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{CX}{1-X} \frac{1-(n+1)X^n+nX^{n+1}}{1+(C-1)X+CX^{n+1}} \tag{II.12}$$

Avec : n est le nombre de couches moléculaires d'adsorbat.

$X = \frac{P}{P_s}$ est la pression relative où P est la pression d'équilibre et P_s est la pression de saturation de l'adsorbat liquide.

m est la masse adsorbée de l'adsorbat.

m_0 est la masse d'adsorbat nécessaire pour former une couche mono moléculaire.

C est une constante caractéristique du gaz, elle est donnée approximativement par l'équation suivante:

$$C = \exp\left(\frac{\Delta H_{ads} - \Delta H_{con}}{RT}\right) \quad (\text{II.13})$$

ΔH_{ads} est la chaleur d'adsorption de la première couche.

ΔH_{con} est la chaleur de condensation de l'adsorbat.

Généralement, l'expression (II.12) est en bon accord avec les isothermes expérimentales dans le domaine de température et de pression relativement moyennes ($0.05 < \frac{P}{P_s} < 0.3$) [31, 33]. Pour $n = 1$, l'équation (II.12) se réduit à celle de Langmuir.

Pour $n \rightarrow \infty$, cas où le nombre de couche est illimité, l'équation (II.12) s'écrit alors:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{CX}{(1-X)(1+(C-1)X)} \quad (\text{II.14})$$

Qui peut être mise sous la forme :

$$\frac{P}{m(P_s - p)} = \frac{1}{m_0 C} + \frac{C-1}{m_0 C} \frac{P}{P_s} \quad (\text{II.15})$$

Le modèle de B. E. T représente de façon satisfaisante les isothermes de type II et III [21]. Brunauer, Emmet et Teller ont réalisé des progrès notables par rapport à la théorie originale de Langmuir. Cependant, il reste encore des détails où les deux théories ne tiennent pas compte de l'interaction intermoléculaire de l'adsorbat ou de l'inhomogénéité de la surface adsorbante. Ce qui oblige les chercheurs à trouver une solution alternative tels que les modèles thermodynamiques.

II.6. 2. Modèles thermodynamiques

Plusieurs corrélations ont été proposées, elles se basent toutes sur les travaux de Polanyi de la théorie de potentiel d'adsorption. Cette théorie ne s'intéresse pas à tous les détails tels que l'interaction entre les molécules ou la structure de l'adsorbant. C'est une approche purement thermodynamique du

phénomène d'adsorption, mais le modèle qui a décrit le phénomène avec plus de précision est celui de Dubinin, qui sera développé ici.

II.6. 2. 1. Théorie du remplissage en volume des micropores (théorie de Polanyi)

L'origine de la théorie du modèle de Polanyi est basée sur la supposition que l'espace au voisinage de l'interface adsorbant/adsorbat comme une succession de surfaces équipotentielles, dont chacune limite un volume W_i comme le montre la figure (II.9).

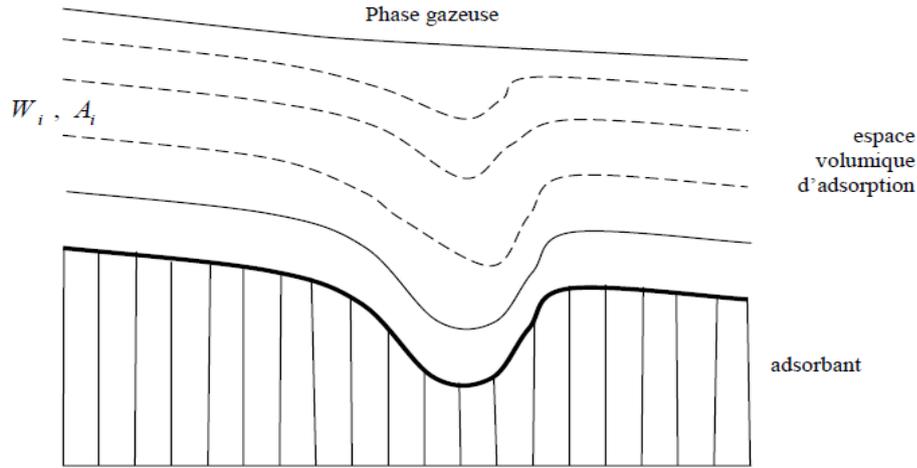


Figure II.9: Présentation schématique du phénomène d'adsorption selon le modèle de Polanyi [32]

Cette théorie est fondée sur un critère purement thermodynamique et conduit à une courbe pour chaque couple adsorbant/adsorbat reliant le volume adsorbé W_i (à température T et à pression P) au potentiel d'adsorption A_i , cette courbe est régie par la fonction suivante:

$$W_i = f(A_i) \tag{II.16}$$

Le potentiel A_i défini comme étant le travail nécessaire pour faire passer une molécule de l'adsorbat de la phase gazeuse à la pression P_s (pression de saturation à la température T) jusqu'à la phase adsorbée à la pression d'équilibre P , qui règne au voisinage de la surface adsorbante à la même température:

$$A_i = \int_P^{P_s} W_i dP = \int_P^{P_s} RT \frac{dP}{P} = RT \ln \frac{P_s}{P} \tag{II.17}$$

La fonction A_i est appelée potentiel d'adsorption de Polanyi.

Polanyi admet que pour un gaz et une quantité adsorbée, le potentiel d'adsorption est indépendant de la température:

$$\left(\frac{\partial A_i}{\partial T}\right)_{w_i=0} = 0 \tag{II.18}$$

C'est la condition d'invariance de température qui signifie que la courbe donnant le potentiel d'adsorption est la même quelle que soit la température. Cette courbe est appelée courbe caractéristique.

Polanyi admet aussi l'hypothèse que la phase adsorbée est analogue à un liquide. Donc l'espace volumique W_i est donné par:

$$W_i = \frac{m}{\rho_l(T)} \quad (\text{II.19})$$

Où : m est la masse adsorbée à la pression P .

$\rho_l(T)$ est la masse volumique du liquide à la température T .

Nous pouvons remarquer que d'une part les courbes caractéristiques sont uniques pour un système adsorbant/adsorbat donné quelque soit sa température. Pour le même adsorbant et pour un adsorbat différent, on obtient des courbes différentes qui ont les propriétés d'être affines entre elles (Figure II.10). Ce qui signifie que l'on passe de l'une à l'autre par un facteur multiplicatif spécifique β . Donc, dans ce cas l'équation (II.16) devient:

$$W_i = \beta(A_i) \quad (\text{II.20})$$

Le paramètre β est appelé coefficient d'affinité, il est indépendant de la température et permet de prendre en compte la nature de l'adsorbat. Par convention, le Benzène est la référence [22] et $\beta(C_6H_6)=1$.

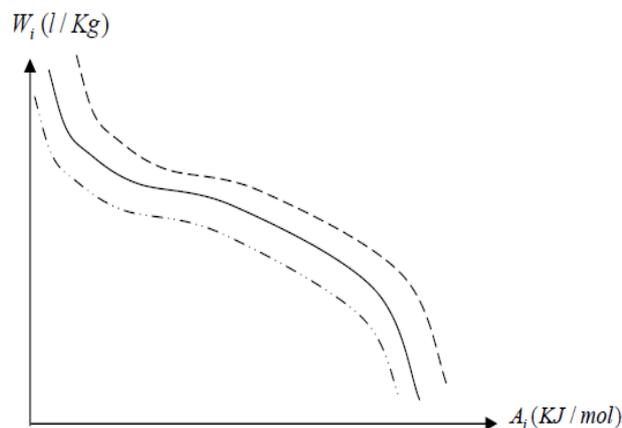


Figure II.10 : Représentation des courbes caractéristiques de trois adsorbats différents adsorbés sur le même adsorbant [32]

II.6. 2. 2. Modèle de Dubinin

Plus tard, Dubinin et al. [23], ont interprété la fonction A_i comme la variation d'énergie libre ΔG qui correspond au transfert isotherme - réversible d'une mole d'adsorbat de l'état liquide (à température T et à pression de saturation P_s) à l'état adsorbé (à température T et à pression d'équilibre

P). Donc ΔG est égale à la différence entre les potentiels chimiques de l'adsorbat dans la phase liquide et dans la phase adsorbée à la même température :

$$A_i = -\Delta G = RT \ln \frac{P_s}{P} \quad (\text{II.21})$$

II.6. 2. 3. Équation de Dubinin-Radeshkevich et de Dubinin-Astakhov

À partir d'une analyse de données expérimentales d'adsorption de diverses vapeurs sur des adsorbants microporeux, Dubinin et al. [23] ont considéré le volume d'adsorption w_i , comme une fonction Gaussienne du potentiel d'adsorption, en considérant l'adsorption comme un remplissage volumique de l'adsorbant:

$$w = w_0 \exp \left[-K \left(\frac{A_i}{\beta} \right)^2 \right] \quad (\text{II.22})$$

w est le volume occupé par la phase adsorbée.

w_0 est le volume maximal adsorbable.

β est le coefficient d'affinité.

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

En substituant A_i par son expression d'après la théorie de Polanyi (équation (II.17)), on obtient l'équation de l'isotherme d'adsorption de gaz sur un solide microporeux :

$$w = w_0 \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^2 \right] \quad (\text{II.23})$$

$D = \frac{KR^2}{\beta^2}$ est une constante qui caractérise le couple adsorbant/adsorbat.

Donc, la masse adsorbée est donnée par :

$$m = W_0 \rho_l(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^2 \right] \quad (\text{II.24})$$

L'équation (II.24) est connue sous le nom équation de Dubinin-Radeshkevich (D-R).

L'adsorption sur des adsorbants microporeux peut être représentée par l'équation de (D-R) sur un domaine de pression relative de [14] : $10^{-5} < \frac{P}{P_s} < 0.2$.

L'équation de (D-R) proposée par Dubinin-Radeshkevich ne peut représenter la réalité physique que dans un domaine limité de température et de pression. Pour mieux élargir ce domaine, Dubinin et Astakhov [24] ont proposé une forme plus générale de l'équation (II.24).

Ils ont introduit pour des pressions élevées, l'expression du potentiel chimique qui pour une vapeur réelle sera remplacée par:

$$A_i = RT \ln \frac{f_s}{f} \tag{II.25}$$

f_s et f sont respectivement, les fugacités de l'adsorbé de l'état saturé et l'état d'équilibre.

Ce sont des pressions corrigées à l'écart par rapport aux gaz parfaits.

L'équation de Dubinin et Astakhov proposée est la suivante [24]:

$$m = w_0 \rho_l(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{f_s}{f} \right)^n \right] \tag{II.26}$$

Où, n est un paramètre ajustable, permettant d'améliorer la corrélation des données expérimentales.

L'équation (II.26) est désignée sous le nom d'équation de Dubinin-Astakhov (D-A). Le domaine de validité de cette dernière équation est plus large que celui de (D-R). Cependant, la fidélité du modèle de Dubinin-Astakhov se dégrade très rapidement, lorsque la température augmente (Figure II.11(a)). Cette dégradation est par ailleurs largement amplifiée aux hautes pressions pour les quelles les prédictions théoriques annoncent une masse adsorbée plus faible [1].

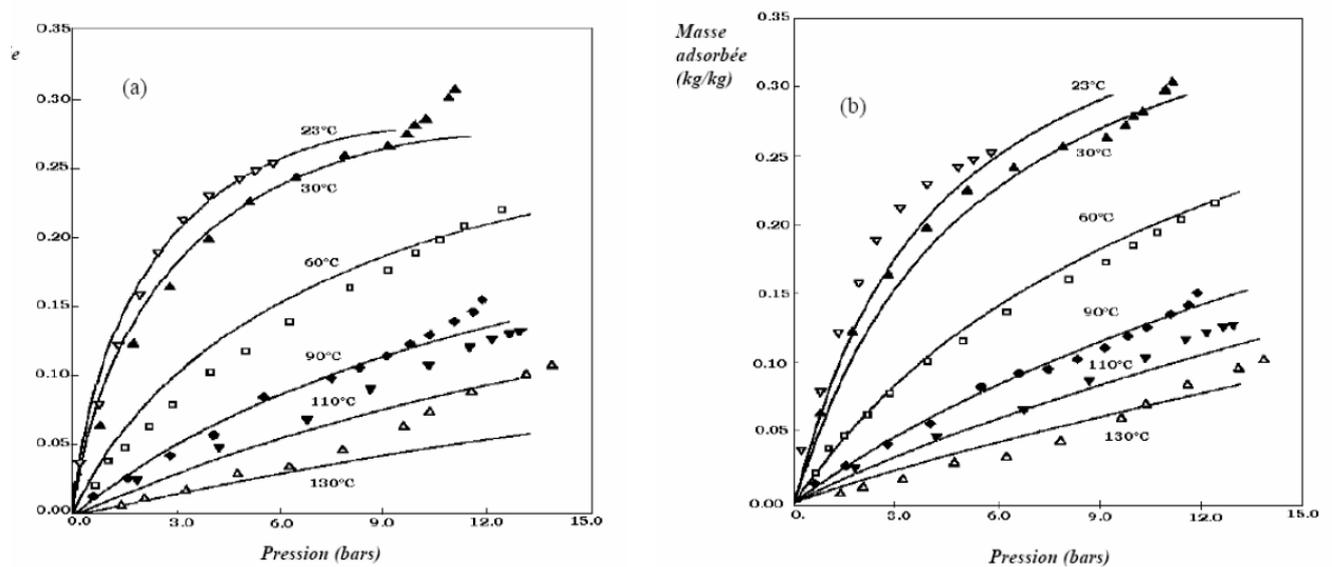


Figure II.11 : Isothermes théoriques (traits continus) et expérimentales d'adsorption d'ammoniac sur charbon actif BPL (traits discontinus) [1]

(a) modèle de Dubinin- Astakhov: $W_0 = 0.456 \cdot 10^{-3} D = 0.531 \cdot 10^{-4}$, $n = 1.49$, écart **relatif 12%**. (b) modèle de B. E. T. : $m_0 = 0.271$, $C = 3.2$, $n = 1.62$, écart **relatif 9%**.

Si on suppose que le gaz se comporte comme un gaz parfait, les fugacités peuvent être remplacées par les pressions, et la forme finale de l'équation (D-A) devient:

$$m = w_0 \rho_l(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{p_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (\text{II.27})$$

L'équation (II.27) peut s'écrire en fonction de l'énergie caractéristique d'adsorption E du couple adsorbant/adsorbant sous la forme:

$$m = w_0 \rho_l(T) \exp \left[-\left(\frac{RT}{E} \ln \frac{p_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (\text{II.28})$$

L'énergie caractéristique E d'un système adsorbant/adsorbant donné, est reliée aux paramètres β et E_0 par la relation :

$$E = \beta E_0 \quad (\text{II.29})$$

Où, E_0 est l'énergie caractéristique de l'adsorbant qui permet de prendre en compte la nature de l'adsorbant. β est le coefficient d'affinité, qui permet de prendre en compte le type de l'adsorbant. Le tableau II.1 présente le coefficient d'affinité déterminé expérimentalement pour quelques adsorbats fréquemment utilisés [25].

TABLEAU II.1: Coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés [38]

Adsorbant	ammoniac	Dioxyde de Carbone	méthanol	Méthyle amine	Dioxyde de soufre	eau
β	0.28	0.35	0.45	0.54	0.47	0.35
Adsorbant	benzène	Methane	Ethane	propane	i-butane	éthanol
β	1.0	0.53	0.71	0.72	0.96	0.64

L'avantage majeur des équations (II.27) et (II.28) vient du fait qu'elles utilisent des paramètres bien définis indépendants de la température (w_0 , n et D) ou (w_0 , n et E). Ce qui permet de décrire les isothermes d'adsorption avec un minimum de données.

Le paramètre n reflète l'hétérogénéité du solide [26], plus il est élevé, plus la structure du solide est homogène. Selon la classification de Dubinin, lorsque $n = 2$, l'adsorbant est considéré comme homogène de point de vue de la distribution de la taille des pores [26] (équation D-R).

Typiquement, n varie entre 1.5 et 3 dans le cas des charbons actifs. Les valeurs proches de 1 correspondent à une largeur moyenne de micropores assez élevée ou indique un phénomène d'adsorption sur une surface [27]. Tandis que les valeurs supérieures à 2 traduisent une largeur moyenne de micropores faible. Une valeur proche de 3 est trouvée pour des pores ayant une taille très voisine de la taille de la molécule adsorbée avec une distribution de taille de pores très réduite [28].

Pour des systèmes microporeux assez homogènes, n est compris entre 2 et 5, notamment pour les zéolithes [18].

L'énergie caractéristique de l'adsorbant E_0 est par hypothèse une fonction de la taille des pores de l'adsorbant. Donc, elle représente la structure microporeuse de l'adsorbant.

M. M. Dubinin, H. F. Stoeckli [26], M. M. Dubinin, et G. M. Plavnik [29] et B. McEnaney [30] ont proposé des corrélations entre la taille des pores et l'énergie caractéristique de l'adsorbant.

La corrélation Avec: $Xt = 2X$

La figure (II.12) montre la comparaison entre les deux corrélations (II.30) et (II.32). Ces dernières sont donc fondées sur des observations expérimentales. Elles ne doivent pas être considérées comme exactes mais comme permettant l'obtention d'un ordre de grandeur réaliste de Dubinin-Stoeckli [26]:

$$X = \frac{K}{E_0 \cdot 10^{-3}} \quad (\text{II.30})$$

Avec:

$$K = 13.028 - 1.053 \cdot 10^{-5} (E_0 \cdot 10^{-3})^{3.5} \quad (\text{II.31})$$

X (nm) : Demi largeur pour un pore en fente

La corrélation de Mc Enaney est [30]:

$$E_0 = 41.26 \cdot 10^3 \exp(-.056Xt) \quad (\text{II.32})$$

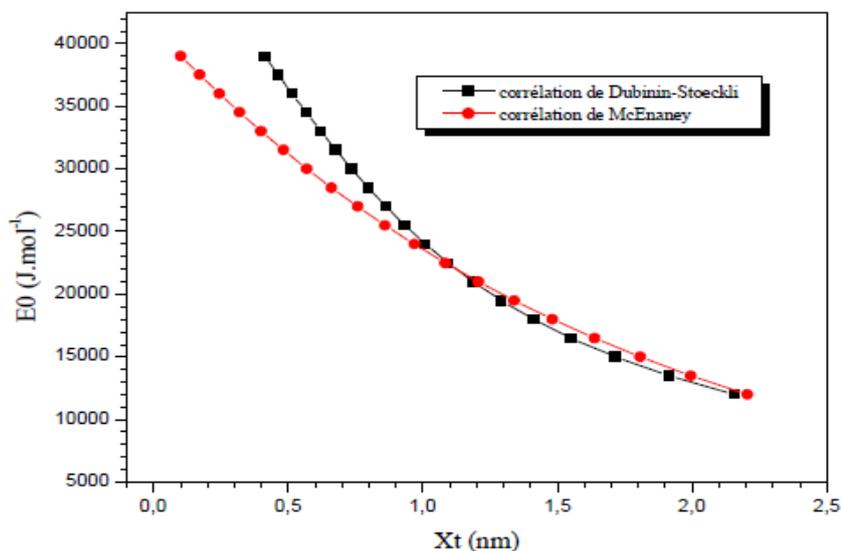


Figure II.12 : Comparaison entre la corrélation de Dubinin et celle de McEnaney [32]

II.6. 2. 4. Chaleur isostérique d'adsorption selon le modèle de Dubinin-Astakhov

La chaleur isostérique d'adsorption est une donnée primordiale pour le calcul des bilans énergétiques d'un cycle à adsorption, rappelant que celle-ci est reliée aux isothermes d'adsorption par l'équation de Clapeyron [1, 31]:

$$q_{st} = RT^2 \left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_m \quad (\text{II.33})$$

La masse adsorbée d'après d'équation (II.27) peut s'écrire sous la forme :

$$\ln \left(\frac{P}{w_0} \right) = \ln(\rho_l(T)) - D \left[T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right]^n \quad (\text{II.34})$$

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

$$\frac{\partial \ln P}{\partial T} = \frac{\partial \ln P_s}{\partial T} + \ln \frac{P_s}{P} \left\{ T^{-1} + \frac{\alpha}{nD} \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{-n} \right\} \quad (\text{II.35})$$

Avec : $\alpha = -\frac{d\rho_l(T)}{dT}$ est le coefficient d'expansion thermique de l'adsorbat liquide [32].

La multiplication de chaque terme de l'équation (II.35) par (RT^2) , donne la chaleur isostérique d'adsorption q_{st} en fonction de la pression et de la température [31, 32, 33] :

$$q_{st} = L(T) + RT \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) + \left[\frac{\alpha RT}{nD} \right] \left[T \ln \frac{P_s}{P} \right]^{(1-n)} \quad (\text{II.36})$$

$L(T)$ est la chaleur latente de condensation, elle est donnée par :

$$L(T) = RT^2 \left(\frac{\partial \ln P_s}{\partial T} \right) \quad (\text{II.37})$$

D'après l'équation (II.36), on remarque que la chaleur isostérique d'adsorption diverge pour les faibles pressions et à la saturation, formant une limitation majeure de l'équation de (D-A):

$$\text{Pour: } P \rightarrow 0, \ln \frac{P_s}{P} \rightarrow \infty$$

$$\text{Pour: } P \rightarrow P_s, \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^{(1-n)} \rightarrow \infty \text{ pour } (1 < n < 2)$$

Par contre, l'expérience fournit une valeur finie de la chaleur d'adsorption pour ces deux limites, généralement voisine de la chaleur de condensation (au voisinage de la saturation de l'adsorbat) [1,31]. Cette remarque a été montrée expérimentalement en 1986 par **M. Pons** et **Ph.Grenier** [32].

La relation (II.36) de la chaleur isostérique d'adsorption q_{st} est une fonction de la température. Pour connaître q_{st} en fonction de la quantité adsorbée, il est possible d'écrire à partir de l'équation (II.27) :

$$P = P_s \exp \left[-\frac{1}{TD^{1/n}} \left(\ln \frac{w_0 \rho_l(T)}{m} \right)^{1/n} \right] \quad (\text{II.38})$$

Et par substitution de l'équation (II.38) dans l'équation (II.36), on obtient la chaleur isostérique d'adsorption comme fonction de la masse adsorbée. La figure (II.13) représente la chaleur isostérique

d'adsorption du couple zéolithe 13X/eau calculée en fonction de la masse adsorbée, pour une température $T=58\text{ }^{\circ}\text{C}$, selon le modèle de Dubinin Astakhov.

Les paramètres de l'équation de (D-A) pour le couple charbon actif AC-35/méthanol sont déterminés expérimentalement par **M. Pons** et **Ph.Grenier** (figure II.13)[32]:

$$w_0 (l/kg) = 0.425 \quad , \quad D = 5.02 \times 10^{-7} \text{ et } n = 2.15 .$$

Les estimations de la pression de saturation et de la chaleur latente de condensation de l'eau sont données par. R. C. Weast [34], A. Bejan et A. D. Kraus [35]. Le coefficient d'expansion thermique de l'adsorbat liquide est pris égal à $\alpha = 1.26 \times 10^{-3}$ [36].

À propos de la masse volumique de la phase adsorbée du méthanol (T) ρ_l est considérée similaire à celle de la phase liquide. Ses valeurs sont données aussi par R. C. Weast [34], A. Bejan et A. D. Kraus [35].

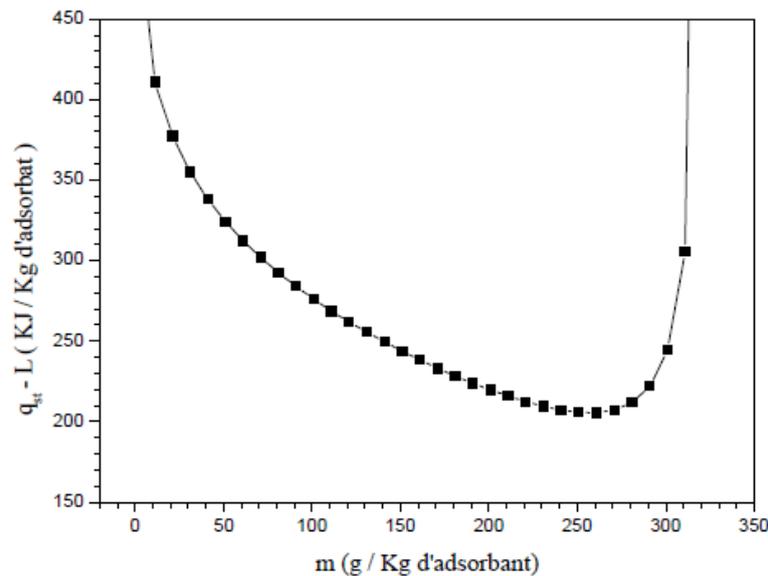


Figure II.13 : Chaleur isostérique d'adsorption en fonction de la masse Adsorbée pour $T=58\text{ }^{\circ}\text{C}$ [32]

Les valeurs de la chaleur d'adsorption trouvées selon le modèle de Dubinin-Astakhov sont validées expérimentalement par M. Pons et Ph.Grenier [32], pour la même valeur de température $T=58\text{ }^{\circ}\text{C}$ (voir Figure II.14).

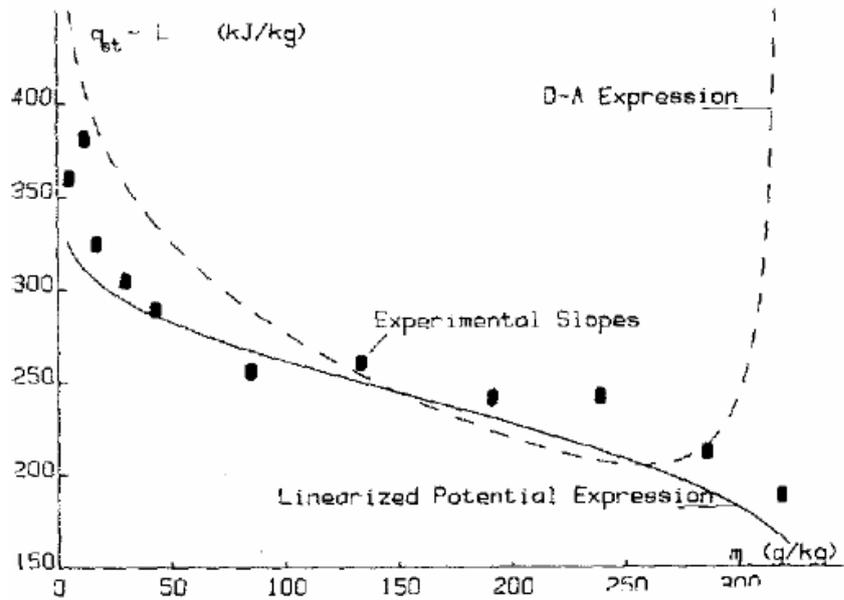


Figure II.14 : Chaleur isostérique d'adsorption mesurée et calculée selon le modèle de Dubinin-Astakhov pour le couple zéolithe 13X/eau à T = 58 °C [45]

L'équation (II.36), montre que q_{st} est une fonction de la température pour une valeur de masse adsorbée constante. En effet, la température n'a d'effet que pour les grandes valeurs de la masse adsorbée (voir Figure II.15).

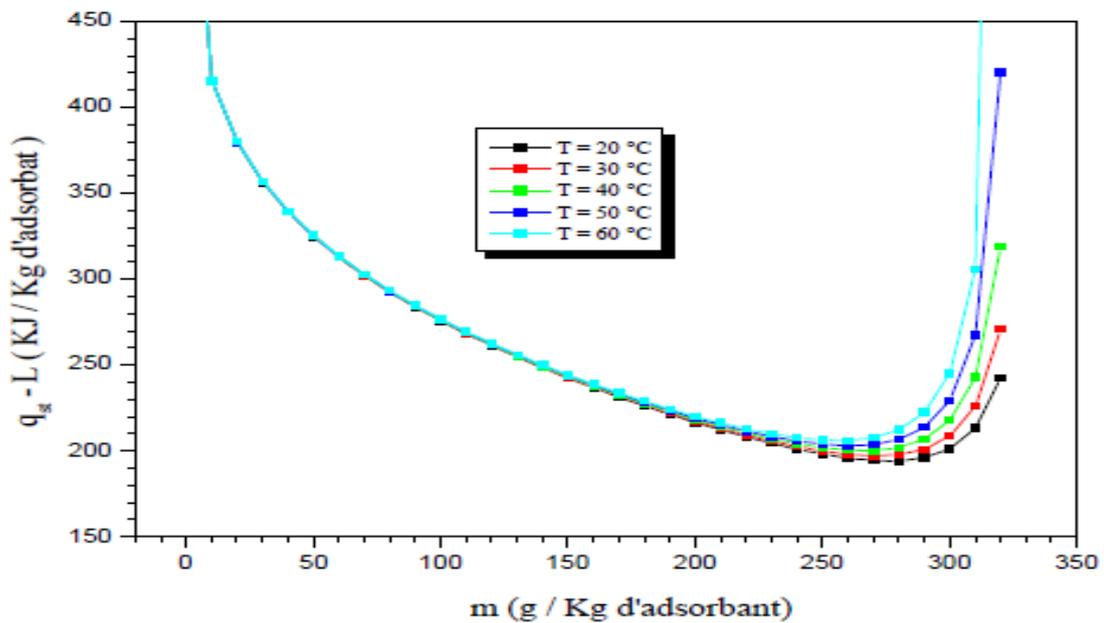


Figure II.15 : Chaleur isostérique d'adsorption en fonction de la température et de la masse adsorbée [32]

II.7. CHOIX DU COUPLE ADSORBANT/ADSORBAT

Il est largement identifié que l'un des problèmes les plus significatifs dans la conception d'un transformateur de chaleur à adsorption est le choix du couple adsorbant/adsorbant approprié [50]. En effet, plusieurs couples ont été utilisés dans ce genre de machines.

Cependant, la sélection de ces derniers est essentielle car l'efficacité de la machine dépend de certaines caractéristiques physiques et chimiques prépondérantes, telles les conditions thermodynamiques (température et pression, ...etc), la complexité dans la manipulation et les soucis environnementaux ...etc.

Tant que le couple adsorptif est composé d'un adsorbant et adsorbat, une étude séparée de chaque partie du couple est nécessaire.

II.7. 1. Choix de l'adsorbant :

Le choix de l'adsorbant dans l'étude du phénomène d'adsorption est vaste, mais peut être limité dans le domaine des transformateurs à adsorption par certains critères, citons :

- Les corps utilisés en tant qu'adsorbants sont des matériaux poreux ou microporeux qui présentent une très grande surface spécifique. A titre d'exemple, les charbons actifs présentent une surface spécifique de l'ordre de 400 à 2000 m^2 / g [21]. Le tableau II.2 donne la surface spécifique des différents adsorbants utilisés dans l'adsorption selon la classification de L. M. Sun et F. Meunier [21].

TABLEAU II.2 : Surface spécifique des différents adsorbants selon L. M. Sun et F. Meunier [21]

Adsorbant	Surface spécifique (m^2 / g)
Charbons actifs	400 à 2000
Tamis moléculaires carbonés	300 à 600
Zéolites	500 à 800
Gels de silice	600 à 800
Alumines activées	200 à 400
Adsorbants à base de polymère	100 à 700

- L'adsorbant doit avoir une grande capacité d'adsorption à la température ambiante et à basse pression, mais une faible capacité d'adsorption à la température maximum du système et à haute pression pour obtenir une grande quantité de production du froid.
- Il doit posséder une bonne conductivité thermique.
- Il doit avoir une faible chaleur spécifique.
- Il faut que l'adsorbant soit chimiquement compatible avec l'adsorbat choisi et aille des pores de dimensions proches à celle des molécules de l'adsorbat.
- Il doit être non toxique et non corrosif.
- Ne présentant aucune détérioration avec le temps et l'usage.
- Et présentant un coût abordable en étant largement disponible.

Les considérations précédentes justifient donc le choix porté dans la majorité des travaux effectués jusqu'à maintenant, sur les adsorbants suivants: les zéolites, les charbons actifs, les gels de silice et les alumines activées, ...etc. Ces adsorbants sont soit des corps naturels, soit améliorés par un traitement qui a pour effet d'augmenter leur surface spécifique, ou bien des corps artificiels dont certains ont une composition et une structure voisines de celles des corps Naturels.

II.7. 2. Choix de l'adsorbant :

L'autre partie du couple est l'adsorbant (ou le réfrigérant). L'identification et le choix de ce dernier sont basés sur trois critères (technique, écologique et économique) :

II.7. 2. 1. Critère technique

Le choix de l'adsorbant est dicté par un ensemble des contraintes techniques (pression, propriétés thermodynamiques et sécurité) suivantes : [32]

- Posséder une grande chaleur latente d'évaporation.
- Avoir une faible viscosité.
- Avoir une grande conductivité thermique.
- Etre constitué de petites molécules facilement adsorbables.
- Avoir une chaleur spécifique la moins élevée possible.
- Avoir la composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine.
- Etre compatible avec le matériau de construction de la machine.
- N'ayant pas d'effet sur les denrées à conserver dans le cas de la congélation et la réfrigération.
- Etre sans toxicité.
- Etre ininflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Et sa pression doit être supérieure à la pression atmosphérique pour éviter des problèmes techniques tels que les fuites.

II.7. 2. 2. Critère écologique

L'utilisation et la fabrication des adsorbats doivent être réalisées sans aucun effet négatif sur l'environnement. À titre d'exemple: l'utilisation des CFC est interdite. Des HCFC et des HFC sont soumis à une réglementation de plus en plus sévère du fait de leur contribution à l'effet de serre. D'autres recherches s'orientent vers le développement de nouveaux fluides frigorigènes possédant une efficacité énergétique intéressante tout en restant neutres vis-à-vis de l'environnement [32].

II.7. 2. 3. Critère économique (coût d'investissement et d'exploitation)

Selon l'offre et la demande, il convient de dire que l'adsorbat a un coût raisonnable du fait de sa disponibilité à l'échelle industrielle.

Les différents critères et propriétés cités ci-dessus sont techniquement contradictoires car l'amélioration d'une caractéristique entraîne souvent la détérioration d'une autre. Jusqu'à maintenant, l'adsorbat qui réunit toutes ces conditions n'existe pas pratiquement. Néanmoins, il y a des adsorbats qui satisfont à un nombre élevé de ces conditions et ce en fonction des besoins spécifiques en froid. Parmi eux nous citons : l'eau, l'ammoniac et le méthanol. On présente ci-dessous quelques caractéristiques de ces adsorbats:

L'eau : (H_2O) est un frigorigène parfaitement sûr pour l'homme, disponible, a des bonnes propriétés thermiques et sa pression de fonctionnement est faible (20 mbar-80 mbar) [28]. Sa gamme de température de production de froid est réduite (0 °C, 10 °C), qui ne peut être utilisée dans des applications de congélation. Mais elle est bien adaptée pour la climatisation et la production de chaleur. Toutefois, l'eau reste un fluide «idéal» d'un point de vue toxicité et environnement.

L'ammoniac : (NH_3) ce fluide frigorigène présente une chaleur latente d'évaporation et une conductivité thermique élevées, sa pression de fonctionnement est élevée (0.5 bar - 5 bar) [28] supérieure à la pression atmosphérique, ce qui peut être retenu comme avantage. La gamme de température de production de froid est importante (-50 °C, 10 °C) et de chaleur. Cependant, il est très dangereux, formant avec l'air un mélange explosif et peut former une certaine réaction chimique avec les matériaux de construction de la machine telle que le cuivre. Donc, il nécessite pour son emploi l'utilisation des matériaux résistants comme l'acier inoxydable.

Le méthanol : (CH_3OH) est un frigorigène agréable, il possède les propriétés suivantes :

- La gamme de température de production de froid est (-15 °C, 10 °C).
- Sa chaleur latente d'évaporation est haute et égale presque à la moitié de celle de l'eau.
- Ses molécules sont petites (4 Å) pouvant être facilement adsorbées dans les micropores de diamètre plus petit que 20 Å [31].
- Son point d'ébullition (~ 65 °C à pression égale à 1 atm) est beaucoup plus haut que la température ambiante. Cependant, il a quelques inconvénients tels que :
- Sa décomposition à des températures supérieures à 150°C [19,31] ce qui impose une prise de précautions pour son utilisation dans des applications solaires.
- Sa pression de son fonctionnement est faible (5 mbar -100 mbar) [28], est inférieure à la pression atmosphérique, ce qui nécessite des équipements spéciaux pour éviter les fuites.
- Son niveau de toxicité est élevé et sa forte odeur.
- Son inflammabilité. Il brûle dans l'air en formant du dioxyde de carbone et de l'eau.

Le choix d'un bon couple dépend aussi de l'application. Par exemple, le zéolithe/eau et le silicagel/eau sont préférables pour la production de la chaleur, le conditionnement de l'air et la conservation des produits pharmaceutiques. La température de régénération avec ces deux couples est un peu élevée.

Dans le cas où l'on veut obtenir des températures inférieures à 180 °C, il n'est plus possible d'utiliser le méthanol comme adsorbat. L'utilisation de la zéolithe comme adsorbant avec l'eau comme adsorbat n'est pas possible aussi, car une dissociation chimique de l'eau commence à se produire à des températures inférieures à 100 °C [38], ce qui bloque le processus d'adsorption. Avec la zéolithe, cette dissociation est négligeable à des températures inférieures à 150 °C [19,31], ce qui est parfaitement approprié aux applications solaires de chauffage et conditionnement d'air. De plus, la zéolithe permet de cycler une masse d'eau plus grande que le charbon actif et conduit à un coefficient de performance thermique plus élevé [38]. Pour les applications de congélation, plusieurs études ont montré que les performances du couple zéolithe/méthanol sont supérieures à celles du couple zéolithe/eau [39]. Néanmoins, la pression de travail dans le cas du méthanol est loin d'être idéale, ce qui nécessite des mises en œuvre en dépression difficiles à réaliser. Par ailleurs, le couple zéolithe/eau nécessite des températures de régénération supérieures à 100°C[1,40]. Donc, il est difficile d'atteindre ces températures avec un capteur solaire plan simple. F. Meunier [39] a étudié la performance des couples charbon actif/méthanol, zéolithe/eau et autres couples. Les résultats trouvés ont montré que le zéolithe/eau est le meilleur couple pour les applications solaires en raison de son haut coefficient de performance thermique et sa basse température de régénération par rapport aux autres couples.

II.8. CONCLUSION

L'étude de fonctionnement de la machine est abordée par une analyse thermodynamique classique des bilans énergétiques des quatre phases du cycle. En partant de la condition d'isostérité du cycle, deux relations mathématiques entre les quatre points du cycle sont déduites, afin de déterminer les deux températures seuil du cycle, en fonction de la température de condensation et d'évaporation. Les résultats obtenus ont montré que la performance de la machine traduite par le coefficient de performance thermique, dépend fortement de plusieurs paramètres. Pour améliorer la performance de la machine, un bon choix des critères des différents paramètres s'impose.

Références bibliographiques :

1. A. Mimet. Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique 1991.
2. J. Bonnin, P. J. Wilbur et S. Karaki, Réfrigération solaire, SCM Paris 1980.
3. N. Medini, B. Marmottant, ES. Golli et Ph. Grenier, Study of a solar icemaker Machine.
 - a. Int. Journal of Refrigeration, No 14, pp 363-367, 1991.
4. A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Alimoussa, M. Pons, F. Meunier, J. J. Guillemintot, Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco)-1. Performance in actual site, Renewable Energy, 2(1), pp7-13, 1992.
5. A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Alimoussa, M. Pons, F. Meunier, J. J. Guillemintot, Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco) -2. Influence of meteorological parameters, Renewable Energy, 2(1), pp 15- 21, 1992.
6. K. Sumathy et Li. Zhongfu. Experiments with solar-powered adsorption ice- maker.
 - a. Renewable Energy, Vol. 16, pp 704-07, 1999.
7. F. Poyelle, J. J. Guillemintot, F. Meunier, Experimental tests of and predictive model of an adsorptive air conditioning unit, Ind. Eng. Chem. Res., Vol. 38, pp 298-309, 1999.
8. A. Boubakri, J. J. Guillemintot, F Meunier, Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model, Solar Energy, 69(3), pp 249-63, 2000.
9. A. Boubakri, A new conception of an adsorptive solar powered ice maker. Renewable Energy, Vol. 28, pp 831-842, 2003.
10. F. Buchter, Ph. Dind, M. Pons, An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp 79-86, 2003.
11. M. Li, B. H. Huang, R. Z. Wang, L. L. Wang, W. d. Cai, Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for ice maker. Renewable Energy, 29(15), pp 2235 - 2244, 2004.
12. C. Hildbrand, P. Dind, M. Pons, F. Buchter, A new solar powered adsorption refrigerator with high performance, Solar energy, Vol. 77, pp 311-318, 2004.
13. F. Lemmini, A. Errougani, Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator, Renewable Energy, Vol 30, pp 1989-2003, 2005.
14. 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; Vol. 32, pp 697-712, 2007.
15. M. Nieman, J. Kreuzburg, K. R. Schreitmuller and L. Leppers, Solar process heat generation using an ETC collector filed with external parabolic circle concentrator (PCC) to operate an

- adsorption refrigeration system. Solar energy, Vol. 59, N (1-3), pp 67 ,1997.
16. J. J. Guillemint and F. Meunier, Etude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle zéolithe-eau. Rev. Gen. Therm. Vol. 239, pp 825,1981.
 17. A. Boubakri, Performance of an adsorptive solar ice maker operating with a single double function heat exchanger (evaporator/condenser), Renewable energy, article in press.
 18. R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz, Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris, 1979.
 19. Héliothermique: le gisement solaire méthodes et calculs, Pierre Henri COMMUNAY, 2002.
 20. J.M.Chassériaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, Bordas Paris, 1984.
 21. A.A.SFEIR, G.GUARRACINO, Ingénierie des systèmes solaires, application à l'habitat. Technique et documentation, 1981.
 22. S. A. Klein and J. C. Theilaker, An algorithm for calculating monthly overage radiation on inclined surfaces, journal of solar energy engineering, Vol. 103, pp 29-33, 1981.
 23. B. Liu and R.C. Jordan, The interrelationship and characteristic distribution of distribution of direct, diffuse and total solar radiation, Solar Energy, Vol. 4, pp 1-19, 1960.
 24. S. A. Klein, calculation of monthly overage insolation on titled surfaces, solar energy, Vol. 19, pp 325-329, 1977.
 25. D. G. Erbs, S. A. Klein and J. A. Duffie, estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly overage global radiation, solar energy, 28(4), pp 293-304, 1982.
 26. M. Collares-pereira and A. Rabl, The overage distribution of solar radiation correlations between daily and hourly insolation values, solar Energy, Vol. 22, pp 155, 1979.
 27. S. T. GREGG and K. W. SING, adsorption surface area and porosity, 2nd ED.
 28. Academic press, London, 1977.
 29. Chems. Eddine Chitour, physico-chimie de surfaces, Vol 2, les interfaces gaz –solide et liquide-solide.
 30. U. Borel, D. Favrat, thermodynamique et énergétique, 1 De l'énergie à l'exergie, Presses Polytechnique et universitaires romandes, 2005.
 31. F. Rouquerol, Textures des solides poreux ou divisés. Technique de l'ingénieur, P 3645, PP 1-14, 1982.
 32. G. Couderec, Contribution à l'étude de l'adsorption binaire par les carbonnes non poreux et poreux, thèse de Doctorat, Université de Neuchâtel, 2002.
 33. W. Chekirou, étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, thèse de doctorat, Université de Constantine 2008.
 34. M. A. Slasli, Modélisation de l'adsorption par les charbons microporeux : approche théorique

- et expérimentale, thèse de Doctorat, Université de Neuchâtel, 2002.
35. L. M. Sun et F. Meunier, Adsorption : Aspects théorique, Technique de l'ingénieur. J 2730 ; 1-16.
 36. M. M. Dubinin, the potential theory of adsorption of gases and vapors for adsorbents with energetically nonuniform surfaces. Chem. Rev. 1960 ,60, 235- 241.
 37. B. P. Bering, M. M. Dubinin and V. V. Serpinski, theory of volume filling for vapor adsorption, J. Col. Int. Sci., Vol. 21, PP. 378-303, 1966.
 38. M. M. Dubinin and V. A. Astakhov, Description of adsorption equilibria of vapors on zeolithe over wide ranges of temperature and pressure, Adv. Chem. Ser. Vol. 102, pp 69-85, 1971.
 39. S. Follin, V. Goetz, A. Guillot, Influence du fluide frigorigène sur les performances d'un cycle à adsorption en production de froid, 19th international congress of refrigeration, proceeding, Vol. IVa, pp 193 - 200, 1995.
 40. M. M. Dubinin, H. F. Stoeckli, homogeneous and heterogeneous micropore structures in carbonaceous adsorbents. J. Colloid. Interface. Sci., 75 (1), PP. 34 - 42, 1980.
 41. M. Suzuki, Adsorption engineering, chemical engineering monographs, Vol. 25, Kodansera, Tokyo, 1989.
 42. S. Follin, Approche de Dubinin pour la caractérisation de charbons actifs et évaluation des performances des cycles frigorifiques à adsorption. Application à la production de froid par le couple charbon actif/dioxyde de carbone, université de Perpignan, thèse de Doctorat, 1996.
 43. M. M. Dubinin, et G. M Plavnik, microporous structure of carbonaceous adsorbents, Carbon, 6(2), pp 183-192, 1966.
 44. B. McEnaney, Estimation of the dimensions of microspores in activated carbons using the Dubinin-Radashkevich equation, Carbon, 25(1), PP 69-75, 1987.
 45. A. P. F. Leite, M. Daguinet, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, Energy. Convers. Manag., Vol. 41, pp 1625 - 1647, 2000.
 46. M. Pons and Ph. Grenier, A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the Zeolithe + Water pair, Carbon, 24-5, pp 615-625, 1986.

Chapitre III : Généralités sur les éjecteurs et dimensionnement

III.1. Introduction

III.2. Avantages et inconvénients de l'éjecteur

III.3. Principe de fonctionnement de l'éjecteur

III.4 Développements récents pour l'amélioration de la performance d'un éjecteur

III.5. Dimensionnement de l'éjecteur

III.6. Conclusion

III.1. INTRODUCTION

La valeur de performance de réfrigération et les systèmes de pompes à chaleur par modification de cycle est un sujet de recherche émergente de nos jours, cela afin de réduire l'électricité consommée menant à atténuer les problèmes relatifs à la pollution environnementale par l'utilité de la centrale électrique. Dû à l'absence de composants amovibles, un bas coût, une structure simple et de basses demandes de maintenance, l'usage d'un éjecteur est devenu récemment une modification de cycle prometteur.

L'avantage principal de l'éjecteur peut être trouvé dans la récupération du travail d'expansion normalement perdu dans les procédés de ralentissement à une valeur d'expansion typique. L'usage de l'éjecteur comme un appareil d'expansion en remplaçant la valve de détente dans les cycles de réfrigération à compression de vapeur par exemple, paraît être une des méthodes efficaces pour réduire les pertes de ralentissement ou l'irréversibilité d'expansion dans les pompes à chaleur et de refroidissement Kornhauser [1], qui a analysé la performance thermodynamique du cycle de réfrigération de l'expansion de l'éjecteur utilisant R12 comme un fluide frigorigène. Après son travail, d'énormes recherches ont été conduites sur ce domaine durant les deux décennies.

Cependant, parmi les meilleures connaissances d'auteurs, seul un article a été publié récemment qui est limité uniquement au principe d'opération, la modélisation thermodynamique d'un cycle de réfrigération à un seul étage et les effets de paramètres opérationnels et les fluides fonctionnels sur la performance, mais non sur le cycle de configuration d'éjecteur avancé et les effets de paramètres de design sur l'éjecteur et le système de performance et de contrôle.

III.2. AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE L'EJECTEUR

Le principal avantage que procure l'éjecteur supersonique à un cycle de production de chaleur est : au lieu d'utiliser les énergies nobles (Énergie électrique, Énergie cinétique...etc), il utilise des énergies thermiques gratuites ou non nocives (énergie solaire) où, il recycle les énergies perdues en forme de chaleur [2].

Un éjecteur supersonique est un système mécanique très simple sans pièces en mouvement, par conséquent il ne demande pas d'entretien ou une maintenance coûteuse (pas de lubrification ou de friction...etc), Aussi:

- La Fabrication d'un transformateur de chaleur à adsorption avec éjecteur supersonique est très simple.
- Grande sécurité d'emplois.
- Le système à éjecteur a une étanchéité parfaite du cou :

- Les fluides frigorigènes utilisés ne causent pas de pollution à l'environnement.
- Le système de transformateur de chaleur à adsorption peut fonctionner à des niveaux de pression très basses ce qui permet l'utilisation de fluides frigorigènes inédits comme par exemple l'eau.

Signalons à ce propos que l'un des problèmes pratiques rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle, est ses performances qui dépendent beaucoup de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est bien évidemment fonction du rapport d'entraînement, mais une variation de ce dernier induit une modification de la géométrie optimale de l'éjecteur, qui est bien évidemment impossible à réaliser.

Il s'ensuit qu'un éjecteur s'adapte mal à un fonctionnement hors des conditions de design.

III.3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'EJECTEUR

Les éjecteurs, appelés également appareils à éjecteur ou encore trompes, sont des appareils statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides et parfois des solides grâce à la détente d'un fluide primaire (*moteur*). Celui-ci peut être gazeux, en régime subsonique ou supersonique, ou liquide (*en régime incompressible*), et apporte l'énergie nécessaire à l'entraînement du fluide secondaire [2].

Un éjecteur supersonique (figure III. 1) reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques :

- 1- fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou fluide primaire.
- 2- fluide à basse pression, appelé fluide entraîné ou fluide secondaire.
 - Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent (*tuyère primaire*), créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire.
 - Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante. Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique.
 - Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en une augmentation de pression.

L'éjecteur réalise ainsi une compression du fluide secondaire au prix d'une baisse d'enthalpie du fluide primaire.

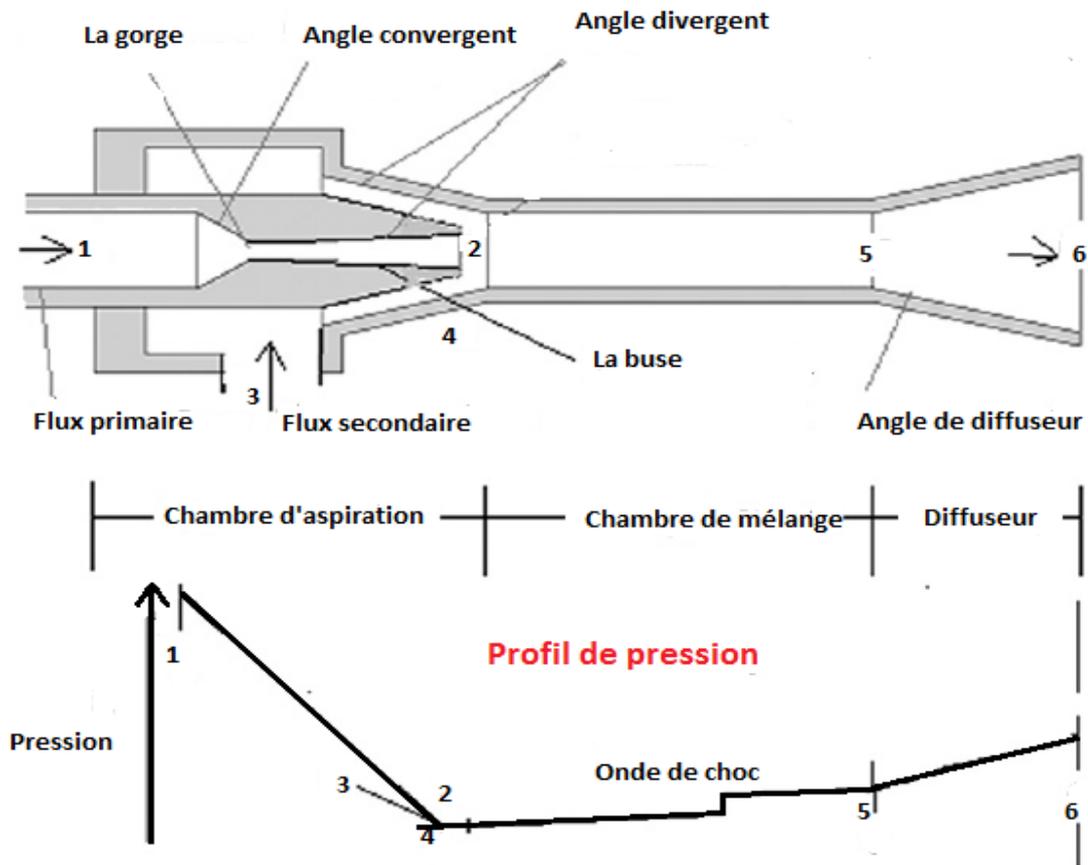


Figure III.1 : Coupe d'un éjecteur et l'évolution des pressions [3]

La description mathématique de cet écoulement à l'intérieur de l'éjecteur est très complexe. A coté des équations de conservation de masse, d'énergie et de temps, équation d'état, principe de changement de phase, relations isentropiques aussi bien que des suppositions appropriées sont nécessaires à l'utilisation pour aider à la description de l'écoulement et le mélange dans l'éjecteur à deux phases [4].

La modélisation des éjecteurs repose le plus souvent sur l'hypothèse que les fluides primaire et secondaire peuvent être assimilés à des gaz idéaux dans la chambre de mélange, ce qui est à peu près justifié compte tenu de la basse pression qui y règne. Toutefois, il existe aussi des cas où l'un de ces fluides est liquide ou diphasique, de telle sorte que le mélange peut être diphasique, et plusieurs hypothèses peuvent être retenues : soit mener les calculs avec les propriétés du fluide réel tout en utilisant l'hypothèse d'un écoulement monophasique, soit négliger la phase liquide dans le calcul des vitesses, soit considérer un fluide équivalent.

Le calcul de l'éjecteur (modèle dit unidimensionnel) repose sur les hypothèses suivantes :

- La détente des fluides primaire et secondaire dans la tuyère d'entrée est supposée adiabatique, avec prise en compte des irréversibilités grâce à un rendement isentropique.

- La pression reste constante dans la chambre de mélange (il existe des éjecteurs à section de mélange constante, mais ils sont moins performants que les autres et nous ne les considérerons pas ici).
- Lorsque le flux mélangé est supersonique, un choc normal peut prendre place dans la chambre de mélange, ce qui ralentit le fluide et crée une surpression importante.
- La compression dans le diffuseur est supposée adiabatique, avec prise en compte des irréversibilités grâce à un rendement isentropique.
- Les propriétés du fluide sont homogènes dans toute la section. Le modèle que nous avons retenu est celui proposé par Li et Groll, qui présente l'avantage d'être formulé d'une manière indépendante des propriétés du fluide, et nous l'avons légèrement reformulé, et complété pour tenir compte d'un choc éventuel, ces deux auteurs se limitant implicitement au cas où le flux mélangé est subsonique.

Dans ce modèle, on fait pour simplifier les calculs une hypothèse à priori sur la perte de pression entre l'aspiration du flux secondaire P_e et l'entrée dans la zone de mélange P_b . Nous considérerons, ce qui est équivalent, un facteur multiplicatif de P_e . Il est clair qu'en pratique, on ne connaît pas la valeur de ce facteur, qui n'est pas directement mesurable. Si l'on veut s'imposer une valeur de la pression en sortie d'éjecteur P_d ou du rapport de compression P_d/P_e , il faut alors itérer sur la valeur de ce facteur, ce qui est facile à faire une fois le modèle est paramétré et validé.

Le modèle décompose l'éjecteur en 4 principales zones :

- La zone de détente du flux moteur
- La zone de détente du flux entraîné
- La zone de mélange, avec choc éventuel
- Le diffuseur.

Les équations de l'énergie de balance dans les sections primaires et secondaires de la tuyère :

$$h_1 = h_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad \text{et} \quad \eta_{is} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{[P_2, S_1]}} \quad (\text{III.1})$$

$$h_3 = h_4 + \frac{u_4^2}{2} \quad \text{et} \quad \eta_{is} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{[P_4, S_3]}} \quad (\text{III.2})$$

Equations de masse en termes de ratio d'entraînement ($\mu = m_4/m_2$)[3]:

$$\rho_2 \alpha_2 u_2 = m_2 = 1/(1+\mu) \quad (\text{III.3})$$

$$\rho_4 \alpha_4 u_4 = m_4 = \mu/(1+\mu) \quad (\text{III.4})$$

$$\rho_2 \alpha_2 u_2 + \rho_4 \alpha_4 u_4 = \rho_5 \alpha_5 u_5 = 1 \quad (\text{III.5})$$

$$\rho_2 \alpha_2 + \frac{1}{1+\mu} u_2 + \rho_4 \alpha_4 + \frac{1}{1+\mu} u_4 = \rho_5 \alpha_5 + u_5 + \Delta P_f a_5 \quad (\text{III.6})$$

$$\frac{1}{1+\mu} \left(h_2 + \frac{u_2^2}{2} \right) + \frac{\mu}{1+\mu} \left(h_4 + \frac{u_4^2}{2} \right) = h_5 + \frac{u_5^2}{2} \quad (\text{III.7})$$

Bien que les valeurs des zones de coupe transversale des sorties de la tuyère et les sections de mixage dépendent du design de l'éjecteur, pour la simplicité, l'un peut prendre $a_5 = a_2 + a_4$. Il peut être noté que pour éviter la complexité du mixage à deux phases, les chutes de pression ont été négligées pour la plupart des études théoriques et quelque fois l'efficacité de mixage a été prise en considération pour la chute de pression qui est dépendante de la géométrie de l'éjecteur et des conditions opérationnelles.

Le bilan énergétique dans la section diffuseur [3]:

$$h_6 = h_5 + \frac{u_{52}^2}{2} \quad \text{et} \quad \eta_{is} = \frac{h[P_6, S_6] - h_5}{h_6 - h_5} \quad (\text{III.8})$$

Le bilan énergétique global de l'éjecteur :

$$\frac{1}{1+\mu} h_1 + \frac{1}{1+\mu} h_3 = h_6 \quad (\text{III.9})$$

Pour les applications de refroidissement ou de chauffage, les plus importants paramètres de performance d'un éjecteur sont un ratio d'entraînement ou une ration de circulation ou un ratio d'augmentation de pression P_6/P_3 (figure III.1) qui est relatif à la capacité de refroidissement et à la fonction du compresseur. Ces paramètres étaient aussi valables pour dépendre directement des géométries de l'éjecteur et son fluide fonctionnel. Beaucoup d'études récentes ont proposé et testé de nouveaux critères dans la désignation d'un éjecteur qui a une haute performance d'augmentation de pression. Ces idées étaient supposées minimiser toutes pertes créées par les procédés de mélange et de choc. L'efficacité de l'éjecteur (le ratio du fonctionnement réel par le potentiel maximum de récupération de travail) est donnée par [6] :

$$\eta_e = \frac{(m_2 + m_4)\Delta h_c - m_4 u_4^2 / 2}{m_2(h_1 - h_2)} = \frac{(1 + \mu)\Delta h_c - \mu u_4^2 / 2}{h_1 - h_2} \quad (\text{III.10})$$

Où Δh_c est la tache conservée pour la compression à partir de pression de l'évaporateur vers l'arrivée de la pression.

Mesurer un éjecteur consiste en la position de la tuyère, le diamètre de l'artère de la tuyère, le diamètre de sortie de la tuyère, le diamètre de la zone constante de la chambre de mixage, le diamètre de sortie du diffuseur, les angles divergents et convergents de la chambre d'aspiration, l'angle divergeant du diffuseur et la longueur de la chambre de zone constante. Ces paramètres géométriques affecteront la performance de l'éjecteur. Selon l'invention par Takenchi et al [6], le ratio de portion de mixage au diamètre de sortie de la tuyère est dans une rangée de 1.50 – 10, le ratio de longueur au

diamètre de portion de mixage est égal ou inférieur à 120, la longueur du diffuseur est 10-14 fois celle de la longueur de mixage et un angle d'extension de diffuseur est dans une rangée de $0.2-34^{\circ}$.

Cependant, ces paramètres peuvent être optimisés pour obtenir une efficacité d'éjecteur maximum [6], qui sont dépendant des conditions opérationnelles et réfrigérantes en usage. L'utilisation d'un éjecteur dans un système de compression de vapeur affectera ultimement les paramètres de performance du système tels la capacité de rafraîchissement et le COP, la capacité volumétrique du rafraîchissement et du réchauffement, les pertes d'énergie (irréversibilités) du système et ses composants, et une seconde loi d'efficacité.

III.4 DEVELOPPEMENTS RECENTS POUR L'AMELIORATION DE LA PERFORMANCE D'UN EJECTEUR

La capacité de faire utiliser une énergie renouvelable et les avantages de simplicité en concentration, installation et maintenance rend l'ERS plus compétitif effectivement comparé à d'autres systèmes de rafraîchissement et de chauffage.

La performance du système pour l'ERS, cependant, est relativement basse. Alors, les ingénieurs et les chercheurs sont entrain d'œuvrer dans le but d'améliorer l'efficacité du système pour ERS. La décennie précédente a vu beaucoup d'innovations de recherche de meilleure performance de système, incluant la réduction de la fonction de la pompe mécanique dans l'ERS, l'utilisation de réfrigérants spéciaux et l'utilisation du stockage d'énergie renouvelable disponible.

Beaucoup de groupes de recherche ont largement établi des calculs théoriques, des simulations informatiques et des travaux d'expérimentation dans ces domaines.

III.4.1 Ejecteur gravitationnel

Kasperski et al. [7] ont présenté un ERS gravitationnel comme montré dans la figure III.2 dans un modèle de simulations. Différemment de la version de pompe à éjecteur, les échangeurs de chaleur sont placés à niveaux différents. Ainsi, avec l'aide de la pression hydrostatique réfrigérante, l'arrangement vertical des échangeurs de chaleur stimule les différences de pressions entre les échangeurs pour être égalisées. La plus basse pression dans l'installation du réfrigérateur était obtenue dans l'évaporateur. Elle a causé l'afflux de liquide vers le plus haut niveau de l'installation. La plus haute pression était obtenue dans un générateur à vapeur, qui force le plus bas niveau de liquide. La limitation de ce système se trouve dans sa demande de différence de taille importante et la longueur de tube de travail, qui augmente les pertes de fraction et de chaleur. D'ou, la conception du réfrigérateur

gravitationnel (Figure III.2a) était développée plus tard dans un réfrigérateur rotatif (Figure III.2b) par Kasperski et al. [8].

Avec des accélérations du mouvement rotatif, ce réfrigérateur (roto-gravitationnel) a visiblement diminué le volume / la taille) du réfrigérateur de gravitation. Cependant, l'auteur a seulement proposé un modèle mathématique et aucun résultat n'a été présenté.

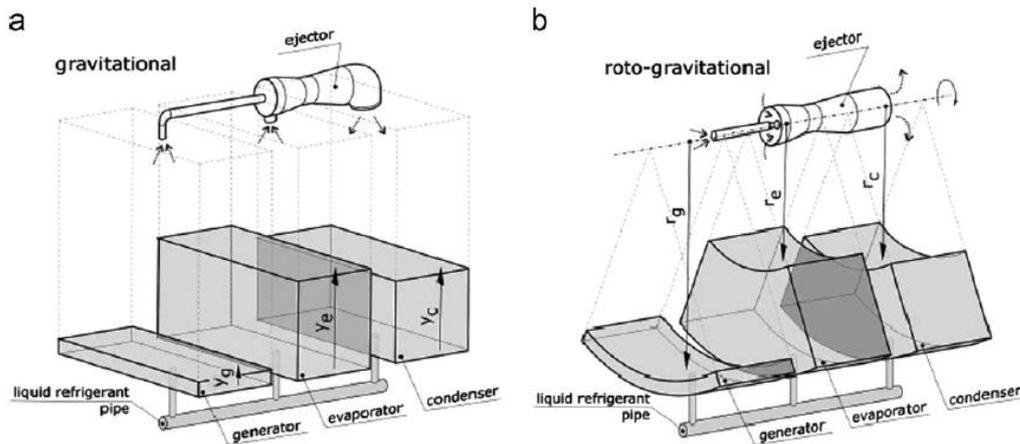


Figure III.2 : Schéma du niveau de réfrigérant liquide dans les réfrigérateurs

Éjecteurs gravitationnels (a) androïdes-gravitationnels (b) [8]

III.4.2 Système de réfrigération bi-éjecteur

Une vue schématique du puissant solaire bi-ERS désigné par Shen et al. [9] est montrée dans la figure III.3. Dans ce système, un éjecteur remplace la pompe mécanique pour monter la pression du liquide de condensat et transporte le condensat de nouveau au générateur. Dans le meilleur des cas, le système mènera à la consommation nulle de l'électricité.

Les auteurs ont étudié l'exécution de ce système avec différents réfrigérants en utilisant un modèle numérique. Les résultats ont prouvé que le COP global du système a été principalement affecté par le rapport d'entraînement d'éjecteur de gaz-gaz dans la boucle de réfrigération. Comparé à d'autres réfrigérants, dans les mêmes conditions de fonctionnement, le rapport gazeux-liquide d'entraînement d'éjecteur de R718 était relativement haut. Cependant, le meilleur COP de système global réalisé était 0.26 (R717) employant comme réfrigérant.

Dans le travail de démarche, Wang et Shen [10] ont pris en considération l'effet des structures de l'éjecteur sur la performance du système. Les propriétés thermiques du fluide ont été considérées dans le modèle thermodynamique du nouvel éjecteur. Les auteurs ont conclu qu'avec l'augmentation de la température de générateur, le rapport d'entraînement de l'éjecteur et l'efficacité thermique du capteur

solaire ont été réduits, tandis que le rapport d'entraînement de l'éjecteur et de COP du sous-ensemble de civière étaient améliorés. Le COP global du système a atteint une valeur optimale de 0,132.

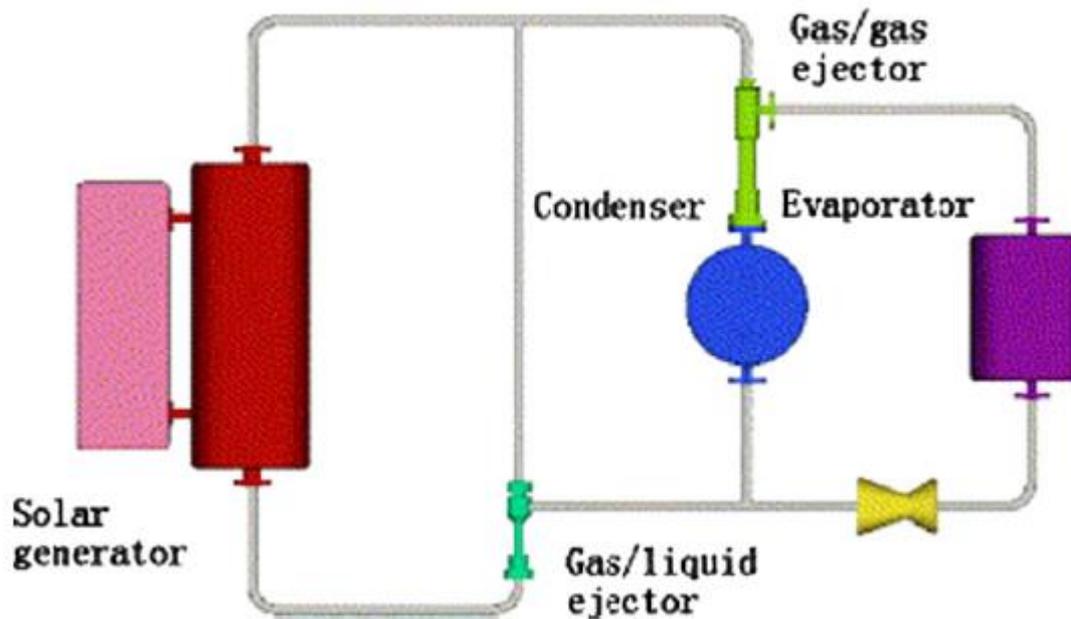


Figure III.3 : Bi-ERS alimenté par l'énergie solaire [9]

III.4.3. Système de réfrigération d'éjecteur avec effet de pompage thermal

Un ERS utilise une génératrice multifonction (MFG) pour éliminer la pompe mécanique et qui était présenté par Huang et Wang [11-12]. Le MFG sert comme une pompe et comme un générateur à vapeur. Le diagramme schématique du système de rafraîchissement de l'éjecteur à générateur multifonctions (ECS/MFG) est montré dans figure III.4. Il y avait deux générateurs dans le ECS/MFG. Chaque générateur consiste en un générateur à vapeur et une chambre d'évacuation. Le générateur à vapeur était un échangeur de chaleur comme une chaudière conventionnelle pour presser et générer la vapeur. La chambre d'évacuation était composée d'une enveloppe rafraîchissante et d'un réservoir de liquide. L'enveloppe rafraîchissante prouvait un effet de rafraîchissement pour pressuriser le générateur afin d'amener le liquide de la condensation. La description du système détaillé peut être référée à Huang et Wang [11-12]. Ce système fait l'usage de changement de pression dans le générateur pour créer un reflux du liquide condensé. Cependant le système est composé de beaucoup d'éléments, qui amèneront à une consommation inévitable d'énergie thermique disponible.

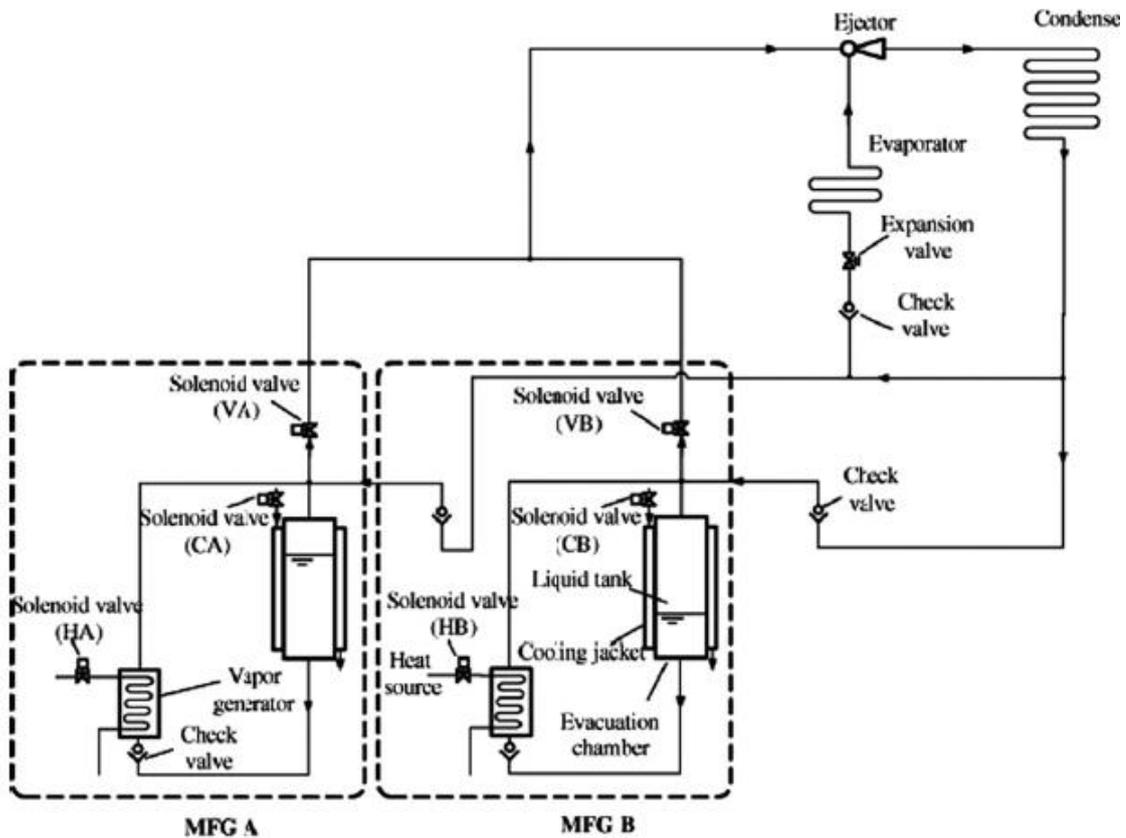


Figure III.4 : Un système de refroidissement avec un éjecteur et générateur multifonction [11]

III.4.4. Système de pompe à chaleur et éjecteur rafraichissant

L'intégration de la pompe à chaleur avec un éjecteur résultera en un système de haute performance et compacte ce qui ne demande pas de travail de pompe additionnelle. Ce système peut aussi utiliser l'énergie solaire ou des sources hybrides, il réduit également la demande d'électricité et la consommation de combustible fossile. Le cycle basique du tube à chaleur/ERS est montré dans la (figure III.5). Le système consiste en une pompe à chaleur, éjecteur, évaporateur et une valve d'expansion.

Le bas potentiel de chaleur est ajouté au système dans la section du générateur. Ensuite, le fluide opérationnel s'évapore et se déverse à travers la tuyère primaire. Alors, il se répand et contribue à la diminution de la pression dans l'évaporateur. Ainsi le cycle de réfrigération peut être complété. Dans le condenseur, une partie du fluide opérationnel est retournée par l'action de la mèche, pendant que le reste était répandu à travers la valve d'expansion vers l'évaporateur.

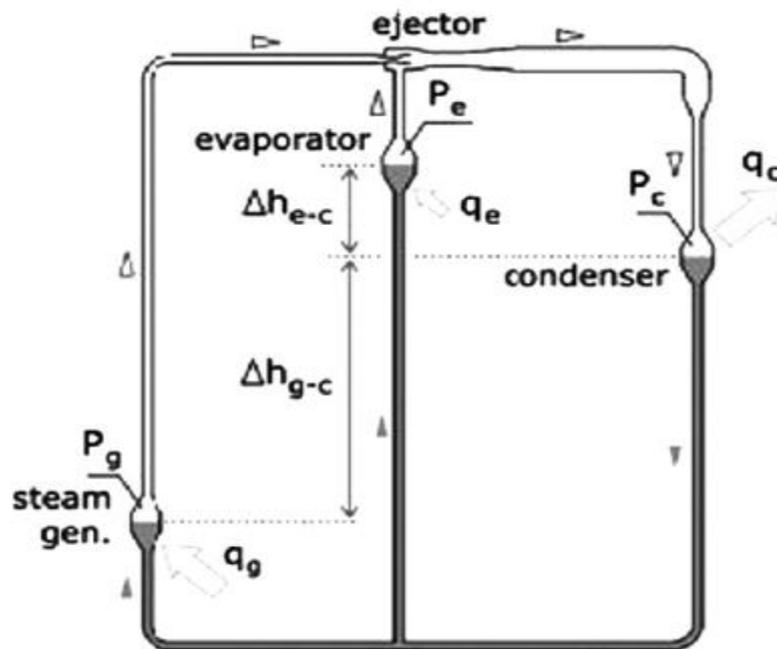


Figure III.5 : Schéma d'une réfrigération par éjecteur gravitationnel [13]

Le système de réfrigération de compression de vapeur est alimenté par énergie électrique générée par les pompes à chaleur, par contre, l'ERS ne demande aucun apport d'électricité. L'objectif de trouver des conditions optimales d'opération pour une pompe à chaleur ERS. Ziapour et al. [14] ont mené une analyse d'énergie et d'exergie basée sur les premières et deuxièmes lois de la thermodynamique.

Les résultats de simulation étaient comparés à une information expérimentale disponible à partir de la littérature pour réfrigération d'éjecteur à vapeur. Les résultats ont montré que le COP pouvait atteindre environ 0,30 à une température de 100°C, température de condenseur de 30°C et température d'évaporateur de 10°C.

III.4.5. Transformateur de chaleur d'absorption à éjecteur

La figure III.6 montre un système de géo-solaire accouplé à un transformateur de chaleur à absorption EAHT [15]. Comme démontré dans la figure, le EAHT consiste basiquement en un évaporateur, un générateur, un condenseur, un absorbeur, un économiseur et un éjecteur, des pompes et une valve. Une quantité de chaleur perdue Q_g est ajoutée à une basse température relativement à T_g au générateur pour vaporiser le fluide opérationnel de la faible solution salée contenant une basse concentration d'adsorbant. Le fluide opérationnel vaporisé déverse vers le condenseur délivrant un taux de chaleur Q_c à une température réduite T_c . Le liquide abondant le condenseur est pompé vers l'évaporateur ou il est évaporé en utilisant une quantité de chaleur perdue à une température

intermédiaire T_e . Après cela, le fluide vaporisé déverse vers l'absorbeur ou il est absorbé pour riche solution salée venant du générateur et délivre une chaleur Q_a à une haute température T_a .

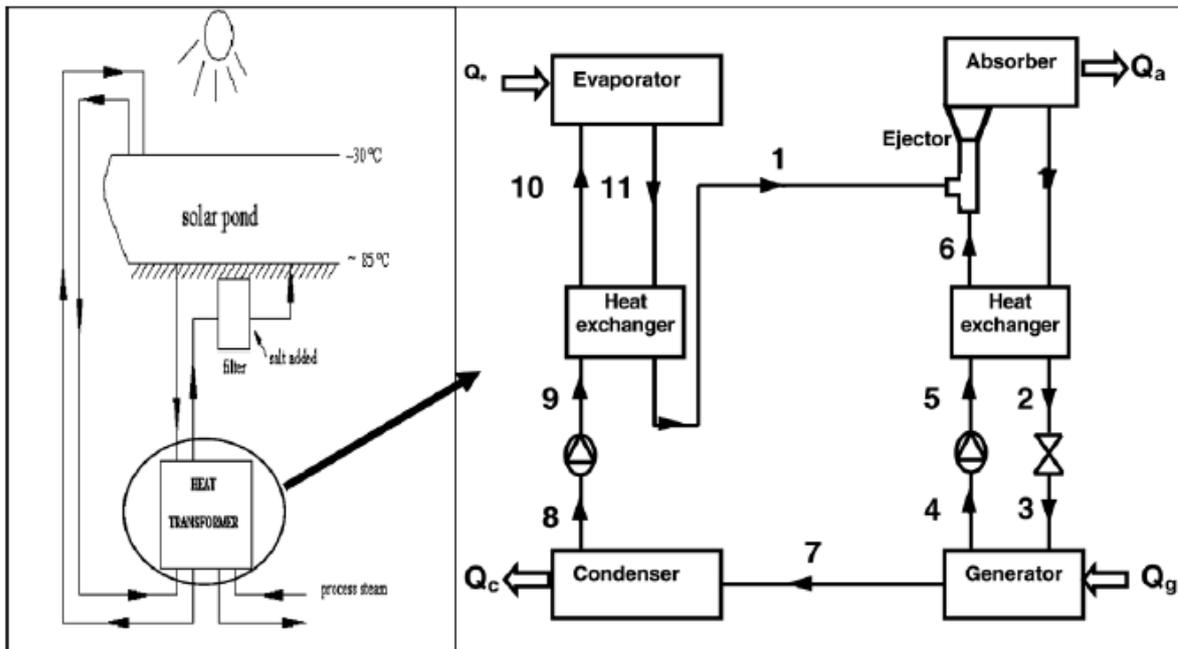


Figure III.6 : Transformateur de chaleur à absorption à éjecteur [15]

Finalement la faible solution salée est retournée au générateur préchauffant la forte solution salée dans l'économiseur avant de répéter le cycle de nouveau. Le EAHT opérant avec le transformateur de chaleur est un appareil qui peut délivrer de la chaleur à une température supérieure à la température du fluide par lequel elle est amenée. Les caractéristiques du EAHT sont indiquées par Chunnanond K. [16]. Il peut transférer une chaleur de bas niveau à une chaleur de haut niveau, pendant qu'il consomme seulement peu de charge par les pompes. Il n'a pas d'appareils rotatifs exceptés les pompes, donc il est simple en configuration, facile à opérer et à maintenir à une longue durée de vie. Il peut réduire la perte d'énergie et la décharge du CO_2 , réduisant ainsi l'effet de serre. Le EAHT opère avec trois niveaux de pressions et trois niveaux de températures. La plus haute température est obtenue dans l'absorbeur quand la chaleur est fournie au générateur et à l'évaporateur à une température intermédiaire. Ainsi, la haute chaleur est délivrée par l'absorbeur.

III.4.6 Pompe à chaleur à éjecteur de vapeur couplé au sol

La pompe à chaleur couplé au sol GCHP (figure III.7) est utilisée pour chauffer et refroidir les bâtiments résidentiels et commerciaux en échangeant de la chaleur avec le sol comme source thermique. Cependant, l'investissement initial est plus élevé que celui des pompes à chaleur aérothermiques en raison des coûts de pipes, de boucles, de terre, des puits, des canaux et des pompes de circulation. Le système d'éjecteur avec son avantage de longue durée de vie d'opérations, la

fiabilité élevée (haute fiabilité) et le coût de maintenance faible sont une alternative pour réduire le coût initial de GCHP.

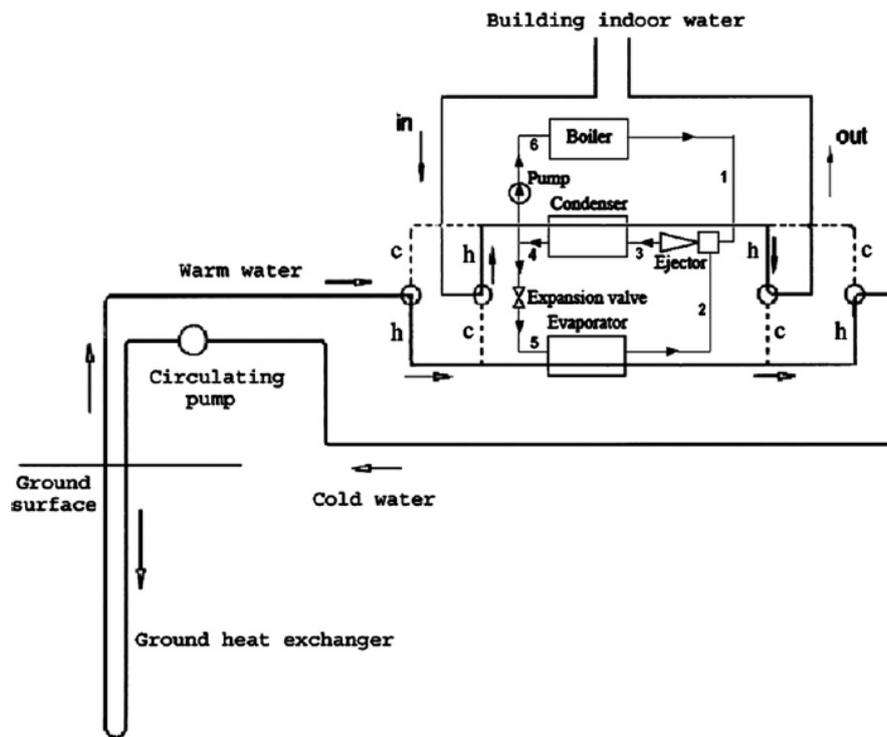


Figure III.7 : Pompe à chaleur géothermique à éjecteur [17]

Sanay et al.[17] ont étudié un GCHP (Pompe à chaleur géothermique). Ils ont inclus deux sections principales d'échangeur de chaleur de sol vertical fermé et de pompe à chaleur à éjecteur de vapeur. Ils ont optimisé le système et participé à la conception optimale de la section transversale principale de l'éjecteur et l'étude des effets du temps ainsi que le type de sol et de la capacité du système. Les résultats de simulation ont été validés avec des données expérimentales de la littérature.

Les auteurs ont conclu que la valeur du coût annuel moyen du système est minimale et que le COP est plus important dans les différents climats.

III.4.7. Machine frigorifique à adsorption à éjecteur

Dans le but de surmonter l'intermittence de la réfrigération par adsorption Li et al. présentaient un article d'un nouveau système de réfrigération par un cycle combiné solaire à adsorption avec éjecteur, utilisant la zéolite 13X-eau comme un couple de travail.

Le cycle se composait de deux sous-système (figure III.8) : sous système éjecteur pour fournir la réfrigération pendant la journée et le sous système adsorption qui réfrigère pendant la nuit. On peut trouver une description détaillée du système dans [18], il a été démontré que le COP du sous-système d'éjection s'améliorait lorsque la température de l'adsorbat augmentait ou lorsque la pression

diminuait. Un COP de 0.4 a été obtenu avec une température d'évaporation de 9°C, d'une température de condensation de 40°C et d'une température de désorption de 120°C.

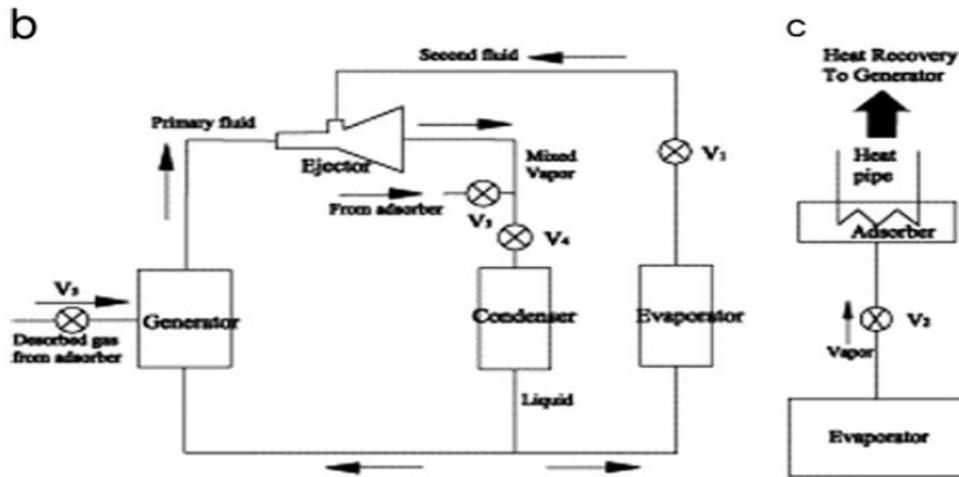


Figure III.8 : Un système de réfrigération solaire à adsorption avec éjecteur [18]

III .6. CONCLUSION

Les applications des éjecteurs dans les pompes à chaleur (type I et II) et les machines frigorifiques ont été menées. Les différents éjecteurs ont amélioré les configurations des systèmes et leurs caractéristiques de performance sont bien documentées. Les effets de divers paramètres de fonctionnement ; paramètres géométriques et variétés de réfrigérants sur les performances de l'éjecteur (rapport d'entraînement, rapport de levage de la pression et l'efficacité de l'éjecteur), ainsi, que les performances du système (capacité du système, COP, perte d'exergie ou irréversibilité et l'efficacité de la seconde loi) sont bien résumés pour diverses configurations de cycle.

Le travail d'un certain nombre de chercheurs prouve que le CFD est un outil puissant de prévision des phénomènes se passant à l'intérieur de l'éjecteur. Ceci aide à comprendre la relation entre les différents paramètres aussi bien géométriques (ou de dimensionnements) que ceux de fonctionnement (température, pression, vitesse,...etc) de toutes les parties de l'éjecteur et de leur influence sur l'entraînement du fluide secondaire.

En simulant donc avec Fluent un éjecteur fonctionnant avec de l'eau comme frigorigène, nous avons utilisé ce programme comme outil de design. Nous avons commencé par optimiser géométriquement l'éjecteur; Ceci pour les diverses dimensions du dispositif (position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la chambre de mélange, le diamètre de la gorge ainsi que leurs longueurs, de même que le diamètre de la chambre de mélange).

Pour conclure, cette étude a permis de mieux comprendre et de savoir comment des

logiciels de simulation numérique commerciaux tels que Fluent fonctionnent. D'en mesurer la relative efficacité et précision ; surtout lorsque des formes relativement compliquées, comme celle de l'éjecteur, sont à étudier. Ceci par comparaison à l'autre voie plus compliquée de développement d'un programme personnel d'analyse.

Finalement nous allons utiliser l'éjecteur dimensionné dans notre système AHT avec la géométrie 6.

References bibliographiques:

1. Kornhauser AA, The use of an ejector as a refrigerant expander. Proceedings of USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, USA (1990).
2. LIMANE Abdelkrim .Étude numérique d'un système de réfrigération à éjecteur. Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister.2008/2009
3. Jahar Sarkar. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems—A review Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 6647–6659

4. He S, Li Y, Wang RZ. Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renewable Sustainable Energy Reviews* 2009;13:1760–80.
5. Chunnanond K, Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable Sustainable Energy Reviews* 2004;8:129–55.
6. Takeuchi H, Kume Y, Oshitani H, Ogata G, Ejector cycle system. U.S. Patent 6,438,993 B2 (2002).
7. Kasperski J. Two kinds of gravitational ejector refrigerator stimulation. *Applied Thermal Engineering* 2009;29:3380–5.
8. Kasperski J. Rotational type of a gravitational ejector refrigerator – A system balance of the refrigerant analysis. *International Journal of Refrigeration* 2010;33:3–11.
9. Shen S, Qu X, Zhang B, Riffat S, Gillott M. Study of a gas-liquid ejector and its application to a solar-powered bi-ejector refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 2005;25:2891–902.
10. Wang F, Shen S. A novel solar bi-ejector refrigeration system and the performance of the added injector with different structures and operation parameters. *Solar Energy* 2009;83:2186–94.
11. Huang BJ, Hu SS, Lee SH. Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:476–84.
12. Wang JH, Wu JH, Hu SS, Huang BJ. Performance of ejector cooling system with thermal pumping effect using R141b and R365mfc. *Applied Thermal Engineering* 2009;29:1904–12.
13. Yazdani M, Alahyari AA, Radcliff TD, Numerical modeling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications. *International Journal Heat Mass Transfer* 2012; 55: 5744–5753.
14. Ziapour BM, Abbasy A. First and second laws analysis of the heat pipe/ ejector refrigeration cycle. *Energy* 2010;35:3307–14.
15. Abdulateef JM, Sopian K, Alghoul MA, Sulaiman MY. Review on solar-driven ejector refrigeration
16. Chunnanond K, Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2004;8:129–55.
17. Sanaye S, Niroomand B. Vertical ground coupled steam ejector heat pump; thermal-economic modeling and optimization. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:1562–76.
18. Li CH, Wang RZ, Lu YZ. Investigation of a novel combined cycle of solar powered adsorption-ejection refrigeration system. *Renewable Energy* 2002;26:611–22.
19. Eames IW, Wu S, Worall M, Aphornratana S. An experimental investigation of steam

ejectors for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat. Proc Instn Mech Eng a 1999; 213:351–61.

20. Aphornratana, Eames IW. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles. Int J Energy Res 1996; 20(10):871–85.

Chapitre IV

Etude et analyse du cycle idéal d'un transformateur de chaleur à adsorption avec et sans éjecteur

IV.1. Introduction

IV.2. Cycle de base d'un transformateur de chaleur à adsorption

IV.3. Détermination des températures seuil du cycle

IV.4. Coefficients de performance thermique (COP_{th})

IV.5. Bilan exergétique et énergétique des deux cycles AHT et EAHT

IV.6. Résultats et discussions

IV.7. Conclusion

IV. 1. INTRODUCTION

Dans le cadre de l'optimisation d'un transformateur de chaleur à adsorption, une étude et analyse du cycle de base de Clapeyron associé à cette machine sont nécessaires. Pour ce faire, nous avons établi un modèle numérique basé d'une part sur l'équation d'état du modèle de Dubinin-Astakhov et d'autre part sur certaines considérations visant à assurer une optimisation telles que les propriétés du couple adsorbant/adsorbat choisi, où nous avons utilisé les équations de données expérimentales disponibles dans la littérature.

Le code de calcul élaboré permet d'apprécier l'influence de divers paramètres sur la quantité de chaleur produite au condenseur et à l'adsorbeur sur le coefficient de performance thermique de la machine et sur l'exergie de destruction:

- L'effet des températures de fonctionnement.
- L'effet des propriétés de l'adsorbeur (sa masse et son matériau de construction).
- L'effet du couple adsorbant/adsorbat.

La modélisation du cycle de base de transformateur de chaleur à adsorption a fait l'objet de nombreuses études tant théoriques qu'expérimentales, il faut noter en particulier les travaux de: Andrea Frazzica et al. [1], Wim G [2], YURLI [3], T.X.LI et al. [4], G. Cacciola et G. Restuccia [5], K. Sumathy et Li. Zhonghu [6], S. Ülkü [7], A. Mimet [8], E. E. Anyanwu et N. V. Ogueke [9], S. Follin et al. [10] et ISHWAR Chandra [11].

IV.2. DESCRIPTION DES DEUX CYCLES DE TRANSFORMATEUR DE CHALEUR A ADSORPTION AVEC ET SANS EJECTEUR

Un transformateur de chaleur à adsorption fonctionne par cycle. La figure (IV.1) représente le trajet thermodynamique de base d'une telle machine dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$). Ce cycle dit idéal, représente l'évolution de l'état de mélange adsorbant/adsorbat contenu dans l'adsorbeur.

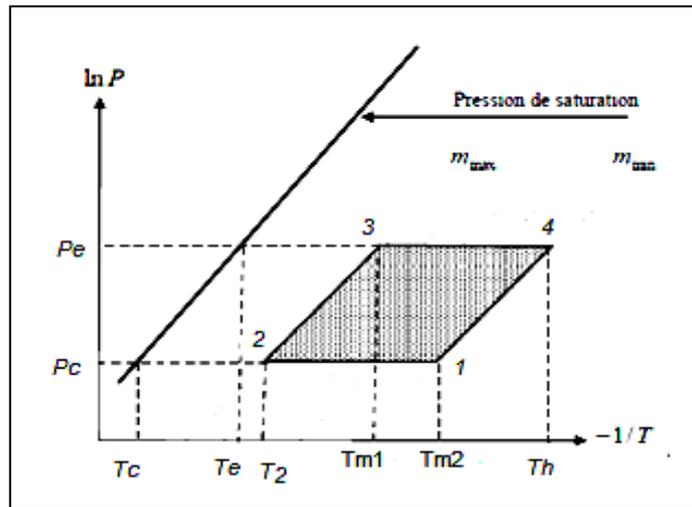


Figure IV.1 : Trajet thermodynamique d'un transformateur de chaleur de base dans un diagramme de Clapeyron.

IV.2. 1. Phase de chauffage

IV.2. 1.1. Phase de chauffage isostérique (2→3)

Au début du cycle (point 1), le mélange adsorbant/adsorbant est à sa température minimale T_{m2} (température d'adsorption) et à la pression P_c (pression de condensation) ; à ce moment, l'adsorbent est isolé. Sous l'effet d'une source thermique, la pression et la température du mélange augmentent, tandis que la masse totale du réfrigérant adsorbée reste constante (transformation isostérique) le long de la transformation (2→3) et égale à m_{max} . Cette phase de pressurisation s'achève dès que la pression devient égale à celle qui règne dans l'évaporateur P_e (point 3). La température atteinte est dite température seuil de désorption T_{m1} .

IV. 2. 1.2. Phase de désorption - évaporation (3→4)

Cette phase commence lorsque la pression du mélange dans l'adsorbent atteint la pression de l'évaporation P_e (pression de saturation correspondante à la température d'évaporation), l'adsorbent est mis en communication avec l'évaporateur et la désorption de chaleur commence. Tout en continuant le chauffage, la température du mélange dans l'adsorbent augmente jusqu'à la température maximale T_h (températures de régénération) au point 4, fixée pour le cycle correspondant. Cette phase est généralement appelée génération car c'est celle qui rend l'adsorbent propice à une nouvelle phase de production de chaleur.

IV. 2. 2. Phase de refroidissement

IV.2. 2. 1. Phase de refroidissement isostérique (4→1)

Par opposition à la première phase, le refroidissement du mélange adsorbant/adsorbant commence au point 4, où la température et la pression diminuent jusqu'à ce que la pression devienne égale à celle

qui règne dans le condenseur. La température atteinte est dite température seuil d'adsorption T_{m2} (point 1). La masse totale du fluide adsorbée reste constante dans cette phase et est égale à m_{min} .

IV.2. 2. 2. Phase d'adsorption - condensation (1→2)

Cette phase est la phase motrice du cycle, pendant laquelle la chaleur est produite. Au point 3, commence la condensation du réfrigérant (eau) en produisant de la chaleur dans le condenseur illustré dans la figure (IV. 2). Le condensat produit s'adsorbe de nouveau dans l'adsorbeur, jusqu'à ce que la température du mélange adsorbant/adsorbat devienne minimale T_2 (production de la chaleur au niveau de l'adsorbeur), fixée pour le cycle correspondant.

Durant la transformation (1→2), le système suit l'isobare, et qui correspond à la pression de saturation du réfrigérant (eau) à la température de condensation. À ce moment, la machine est prête pour un nouveau cycle.

En ce qui concerne l'EAHT figure (IV.3), les vapeurs sortantes du désorbeur (entrée primaire) et de l'évaporateur (entrée secondaire) se mélangent et quittent l'éjecteur par le diffuseur qui se trouve à la même pression que celle de l'adsorbeur. Ce mélange de vapeur pénètre dans l'adsorbeur et retourne au désorbeur par la vanne 4.

Le cycle thermodynamique est totalement défini par les quatre températures de fonctionnement :

T_2 : Température minimale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température d'adsorption).

T_h : Température maximale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température de régénération).

T_c : Température de condensation.

T_e : Température d'évaporation.

La conception et les choix technologiques des transformateurs de chaleur à adsorption sont guidés par la volonté d'une optimisation de ce quadruplet de températures. Vu l'alternance des phases (désorption-condensation et évaporation-adsorption), l'évaporation n'a lieu que pendant une partie du cycle, c'est pourquoi ce cycle est appelé intermittent. Cette intermittence est synchronisée avec celle de la source énergétique.

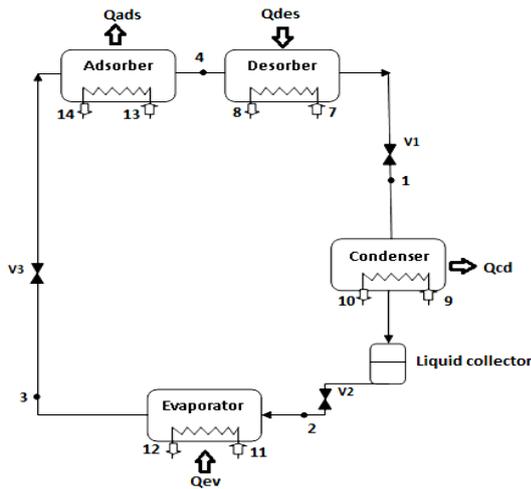


Figure IV.2 : Transformateur de chaleur à adsorption sans éjecteur

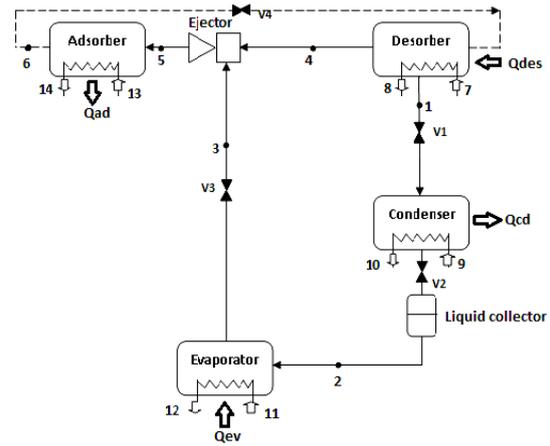


Figure IV.3 : Transformateur de chaleur à adsorption avec éjecteur

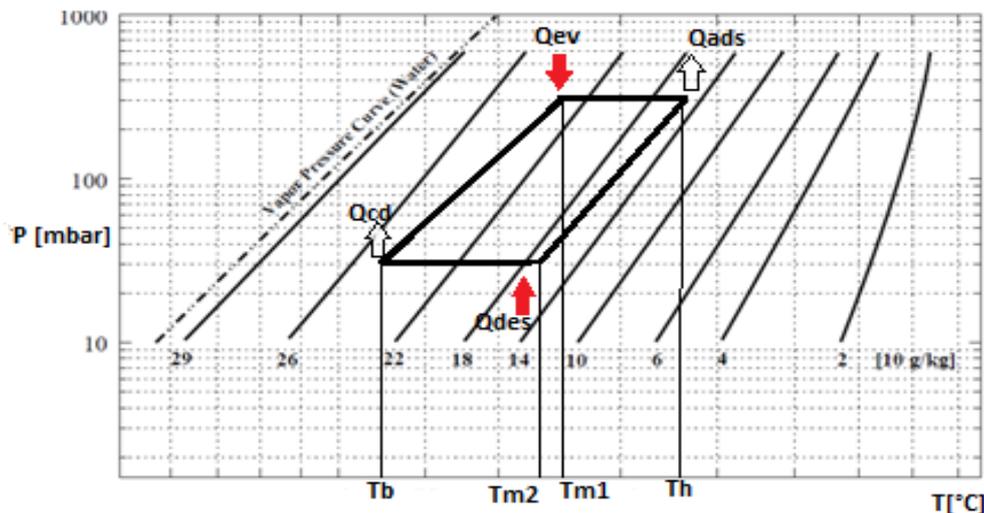


Figure IV.4 : Description schématique du cycle intermittent idéal dans un diagramme de Clapeyron

Un cycle réel s'éloigne un peu de cette description, pour les raisons suivantes:

- Les gradients de température et de concentration existants principalement dans les phases de chauffage et de refroidissement isostérique ((2→3) et (4→1)) produisent, en fait, plusieurs lignes correspondant aux différentes parties du lit poreux. Pour cette même raison le seuil de désorption ou d'adsorption ne correspond pas exactement à un seul point sur ce diagramme. Ainsi, le concept de pression seuil (au lieu de température seuil) est plus convenable pour la description du cycle réel.

- La pression dans le condenseur et l'évaporateur durant les phases isobares ((1→2) et (3→4)) est supposée constante. Tandis que dans le cas d'un condenseur à air, l'évolution de la température de condensation aura une allure proche de celle de la température ambiante. En ce qui concerne la pression de l'évaporateur, son évolution dépend également de l'application.

- La machine réelle ne suit pas un cycle thermodynamique fermé, c'est-à-dire le cycle ne revient pas à son point de départ (point 1) à cause de la présence des pertes thermiques au niveau de l'adsorbeur durant les phases de refroidissement.

IV.3. DETERMINATION DES TEMPERATURES SEUIL DU CYCLE

La définition du cycle thermodynamique d'une machine à adsorption est achevée lorsque les deux points critiques (seuils) de ce cycle sont déterminés et définis. Cependant dans le calcul du coefficient de performance thermique nous n'avons besoin que la température seuil de désorption T_{m1} . Alors que, T_{m2} est plus convenable dans les calculs des performances des pompes à chaleur [6,8].

La température seuil de désorption T_{m1} est définie comme la température à partir de laquelle le phénomène de désorption commence, elle correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur. La température seuil d'adsorption T_{m2} est définie comme la température à partir de laquelle le phénomène d'adsorption commence, elle correspond à l'évaporation de la première goutte liquide dans l'évaporateur.

Pour obtenir les relations analytiques entre T_{m1} et T_{m2} avec la température de condensation et d'évaporation, nous devons tenir compte de la supposition de deux isostères pendant les phases (2→3) et (4→1) (voir la figure IV.1), on obtient :

$$m(T_a, P_e) = m(T_{m1}, P_e) \quad (IV.1)$$

$$m(T_h, P_c) = m(T_{m2}, P_c) \quad (IV.2)$$

En rappelant, que l'équation d'état de l'adsorption est donnée par:

$$m = \omega_0 \rho_1(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (IV.3)$$

Par l'application de l'équation (IV.3) aux équations (IV.1) et (IV.2), on obtient respectivement :

$$\rho_l(T_a) \exp \left[-D \left(T_a \ln \frac{P_s(T_a)}{P_c} \right)^n \right] = \rho_l(T_{m1}) \exp \left[-D \left[T_{C1} \ln \frac{P_s(T_{m1})}{P_c} \right]^n \right] \quad (IV.4)$$

$$\rho_l(T_h) \exp \left[-D \left(T_h \ln \frac{P_s(T_h)}{P_e} \right)^n \right] = \rho_l(T_{m2}) \exp \left[-D \left[T_{m2} \ln \frac{P_s(T_{m2})}{P_c} \right]^n \right] \quad (IV.5)$$

Pour obtenir la température T_{m1} , nous devons résoudre l'équation (IV.4). On donne des valeurs à la température T_{m1} dans un intervalle $[T_a, T_{m1}]$, où T_{m1max} est la valeur maximum de T_{m1} (arbitrairement choisie) et chaque fois, on compare les valeurs de la masse adsorbée calculée correspondante à des valeurs de température données précédemment, à $m(T_a, P_e)$ jusqu'à l'obtention de la valeur de T_{m1} correspondant à $m(T_a, P_e) - m(T_{m1}, P_e) = 0$

La résolution de l'équation (IV.5) nous donne la température seuil d'adsorption T_{m2} , en utilisant la même procédure que précédemment.

À partir du diagramme de Clapeyron du cycle de la figure (IV.1), on peut arriver à l'effet qualificatif de la température d'évaporation et de condensation sur les deux températures seuil du cycle.

L'algorithme de calcul utilisé dans notre modèle pour obtenir les deux températures seuil de désorption et d'adsorption T_{m1} et T_{m2} est résumé dans les figures (IV.5) et (IV.6).

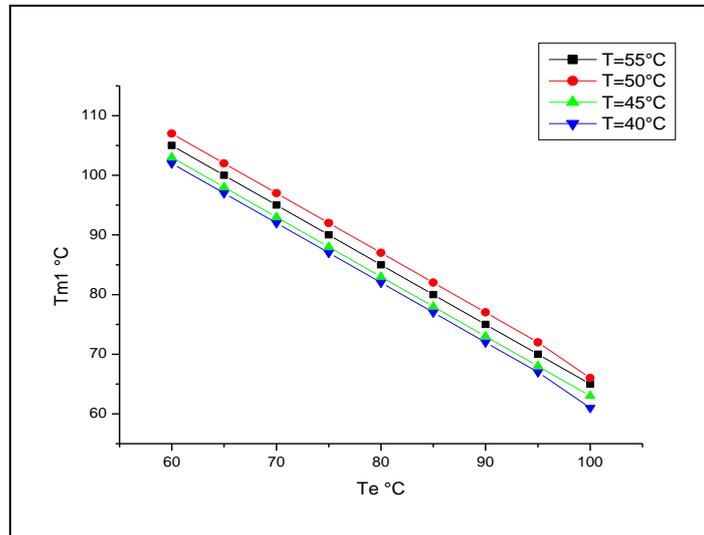


Figure IV.5 : Température seuil de désorption en fonction de T_e et T_c ($T_a = 140^\circ\text{C}$)

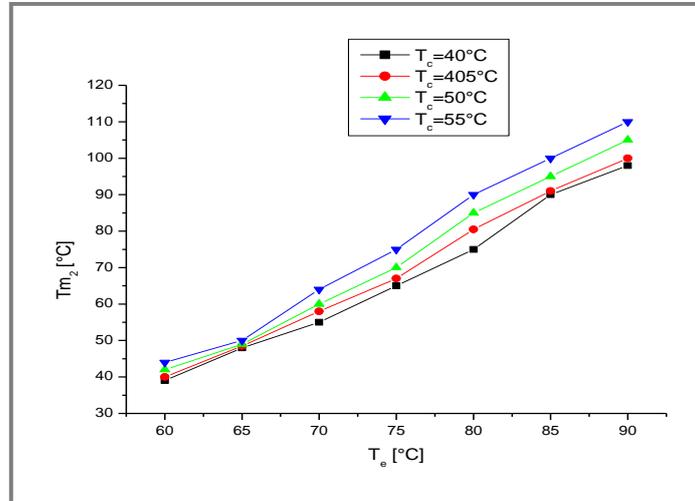


Figure IV.6 : Température seuil d'adsorption en fonction de T_e et T_c ($T_h = 150^\circ\text{C}$)

Le cycle représenté dans cette figure a été réalisé grâce au modèle de Dubinin-Astakhov [14] pour des températures de fonctionnement suivantes: $T_h = 150^\circ\text{C}$, $T_a = 140^\circ\text{C}$, $T_c = 55^\circ\text{C}$ et $T_e = 104^\circ\text{C}$. Il est bien clair que la masse adsorbée de l'eau reste constante durant les phases de chauffage et de refroidissement isostériques. Elle est égale à 230 g / kg d'adsorbant pendant la phase de chauffage isostérique (cette valeur est déterminée par les conditions de température et de pression du point 1 ou du point 2), et égale à 70 g / kg d'adsorbant pendant la phase de refroidissement isostérique (cette valeur est ainsi déterminée par les conditions de température et de pression du point 3 ou du point 4).

Durant la phase de désorption-condensation la masse adsorbée de l'eau diminue avec l'augmentation de la température et l'inverse durant la phase d'adsorption- évaporation.

IV.4. COEFFICIENTS DE PERFORMANCE THERMIQUE (COP_{th})

Dans le cadre de l'optimisation de la machine, une étude thermodynamique de fonctionnement sera discutée.

Le modèle qui sera développé dans cette partie est un modèle statique, basé sur l'utilisation des équations d'état (adsorbant/adsorbat) à l'équilibre thermodynamique. Il ne tient compte ni des effets de la cinétique d'adsorption, ni des différences de température ou de pression dues aux transferts de chaleur et de masse (c'est-à-dire que la température, la pression et la masse adsorbée sont supposées uniformes) et que la condensation et l'évaporation s'effectuent à température constante. On néglige ainsi, l'effet des pertes thermiques associées au chauffage de l'adsorbeur. Le coefficient de performance pour AHT est défini comme le rapport entre la production d'énergie disponible de l'adsorbeur et l'entrée d'énergie totale dans le désorbeur et l'évaporateur, qui est donné par [11].

$$COP_{th} = \frac{Q_{ads}}{Q_{des}+Q_{ev}} \quad (IV.6)$$

Q_{ads} est la quantité de chaleur produite au niveau de l'adsorbeur.

Q_{des} est la quantité de chaleur produite au niveau du désorbeur.

Q_{ev} est la quantité de chaleur produite au niveau de l'évaporateur.

Le COP_{th} calculé dans cette partie est un COP_{th} thermique thermodynamique, c'est-à-dire qu'il prend en compte les bilans sur l'adsorbant, l'adsorbat et les parties métalliques de l'adsorbeur. Mais, le COP_{th} réel d'un tel cycle tient compte des bilans thermiques sur l'adsorbeur et sur les différents organes du transformateur de chaleur à adsorption (condenseur et évaporateur). Les quantités de chaleur mises en jeu dans le cycle seront directement calculées par l'intermédiaire de la relation de (D-A), où aucune simplification ne sera effectuée.

IV.4.1 Modélisation mathématique d'un transformateur de chaleur à adsorption

L'étude thermodynamique du transformateur de chaleur a été effectuée en établissant un bilan thermique au niveau des quatre éléments du circuit (adsorbeur, désorbeur, évaporateur et condenseur) pour chacune des phases du cycle.

La masse d'adsorbat contenue à chaque instant dans l'adsorbant est calculée par la corrélation de DUBININ et ASTAKHOV en fonction de la pression et de la température :

$$m_a(P, T) = \rho(T) \cdot \omega_0 \cdot \exp \left\{ -D \left[T_{adsorbant} \cdot \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right]^n \right\} \quad (IV.7)$$

Pour le couple Zéolithe-H₂O, Douss et Meunier [15] ont présenté les coefficients suivants:

$$\omega_0 = 0.269 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg et } D = 1.8 \times 10^{-7} \text{ et } n = 2$$

La chaleur isostérique d'adsorption est une donnée primordiale pour le calcul des bilans énergétiques d'un cycle à adsorption, elle est reliée aux isothermes d'adsorption par l'équation de Clapeyron :

$$\Delta H_{\text{ads}} = R \cdot T^2 \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right) \quad (\text{IV.8})$$

On a :

$$\ln P_s(T) = a(m) + b(m) \quad (\text{IV.9})$$

avec

$$a(m) = a_0 + a_1 m + a_2 m^2 + a_3 m^3 \quad (\text{IV.9a})$$

$$b(m) = b_0 + b_1 m + b_2 m^2 + b_3 m^3 \quad (\text{IV.9b})$$

où $a(m)$ et $b(m)$ sont des fonctions polynomiales en fonction de la masse adsorbée et fournies par le tableau IV.1.

TABLEAU IV.1

Coefficients de l'équation (IV.9a) et (IV.9b) (Zéolithe-H₂O)

Paramètres	Zéolithe 13X – H ₂ O
a ₀	13.4244
a ₁	1.10854
a ₂	73.176 × 10 ⁻³
a ₃	1.6448 × 10 ⁻³
b ₀	-7373.78
b ₁	67.2292
b ₂	0.562447
b ₃	-3.4867 × 10 ⁻³

- Analyse énergétique du système

Le modèle énergétique est basé sur la première loi de la thermodynamique, c'est un procédé fondamental utilisé pour l'analyse du cycle. Pour simplifier le processus de simulation, certaines hypothèses sont présentées comme suit:

- 1- Le système fonctionne à un état stable.

2- Les pertes de chaleur et de charge dans les échangeurs de chaleur et dans les conduites sont négligeables.

IV. 4. 2. Expression de Q_c

L'adsorbeur reçoit l'énergie de la source chaude dont une partie sera utilisée pour chauffer les parties métalliques de l'adsorbeur, une autre partie sert à chauffer l'adsorbant et l'adsorbat et le reste servant à la désorption.

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (IV.10)$$

Q_1 , Q_2 et Q_3 sont des chaleurs sensibles, respectivement utilisées pour le chauffage de l'adsorbant, des parties métalliques de l'adsorbeur et de l'adsorbat.

Q_{des} est la chaleur nécessaire à la désorption correspondant à la masse de l'adsorbat désorbé.

Dans toute la suite de ce chapitre, nous admettons l'hypothèse d'incompressibilité des liquides et des solides, qui conduit à: $C_p = C_v$.

C_p est la chaleur spécifique à pression constante.

C_v est la chaleur spécifique à volume constant.

IV. 4. 2. 1. Chaleur sensible de l'adsorbant (Q_1)

Q_1 est la chaleur nécessaire pour porter la température de l'adsorbant solide de la température T_a à la température T_h , elle est donnée par:

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_h} C_{p2} dT = m_a C_{p2} (T_h - T_a) \quad (IV.11)$$

m_a est la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbeur.

C_{p2} est la chaleur spécifique de l'adsorbant et $(m_a \cdot C_{p2})$ représente la capacité calorifique de l'adsorbant.

IV. 4. 2. 2. Chaleur sensible des parties métalliques (Q_2)

Q_2 est la chaleur nécessaire pour porter la température des parties métalliques de l'adsorbeur de la température T_a à la température T_h , elle est donnée par:

$$Q_2 = m_g \int_{T_a}^{T_h} C_{pw} dT = m_g C_{pw} (T_h - T_a) \quad (IV.12)$$

m_g est la masse des parties métalliques de l'adsorbeur.

C_{pw} est la chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbeur.

$(m_g C_{pw})$ représente la capacité calorifique des parties métalliques de l'adsorbeur.

IV. 4. 2. 3. Chaleur sensible de l'adsorbat (Q_3).

Q_3 est la chaleur nécessaire pour chauffer l'adsorbat de la température T_a à la température T_h , elle est donnée par:

$$Q_3 = m_a \int_{T_a}^{T_h} m(T) C_{pl}(T) dT \quad (IV.13)$$

$$= m_a m_{max} \int_{T_a}^{T_{m1}} C_{pl}(T) dT + m_a \int_{T_{m1}}^{T_h} m(T) C_{pl}(T) dT$$

$m(T)$ est la masse adsorbée à la température T et à la pression de condensation P_c (phase (1→2) de la figure (IV.1), calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov.

$$\Delta m = m_{max} - m_{min} = m(T_a, P_e) - m(T_h, P_c) \quad (IV.14)$$

m_{max} est la masse adsorbée correspondante à la température d'adsorption T_a et la pression d'évaporation P_e voir figure (IV.1), calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov.

m_{min} est la masse adsorbée correspondante à la température de régénération T_h et la pression de condensation P_c voir figure (IV. 1), calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov.

Au niveau du désorbeur, la quantité de chaleur introduite dans le générateur pour chaque kilogramme d'adsorbant solide est donnée par l'expression:

$$Q_{des} = \int_{T_{m1}}^{T_h} M_s \cdot (C_{PS} + m_{adsorbat} \cdot C_{pf}) \cdot dT + \int_{T_{m1}}^{T_h} M_s \cdot Q_{st} \cdot \left(\frac{\partial ma(T)}{\partial T} \right)_p \cdot dT \quad (IV.15)$$

Au niveau du condenseur, l'enthalpie dégagée par la vapeur d'adsorbat est :

$$Q_{cond} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (IV.16)$$

Au niveau de l'adsorbeur, la chaleur sensible pour abaisser la température des masses d'adsorbant et d'adsorbat de T_h à T_{m2} , à laquelle s'ajoute la chaleur d'adsorption à prélever à la masse d'adsorbat cyclée (réaction exothermique) est :

$$Q_{ads} = \int_{T_{m2}}^{T_h} M_s \cdot (C_{ps} + mad \cdot C_{pf}) \cdot dT + \int_{T_{m2}}^{T_h} M_s \cdot Q_{st} \cdot \left(\frac{\partial ma(T)}{\partial T} \right)_p \cdot dT \quad (IV.17)$$

Au niveau de l'évaporateur, l'enthalpie extraite à laquelle s'ajoute la chaleur sensible à fournir est :

$$Q_{ev} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) \quad (IV.18)$$

Le rendement exergetique, η_{ex} pour AHT est défini comme étant le rapport de la production d'exergie disponible de l'adsorbeur et de l'apport total d'exergie dans le désorbeur et l'évaporateur, qui est donné par [8] :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_{ads}(1-T_0/T_h)}{Q_{des}(1-T_0/T_{m1}) + Q_{ev}(1-T_0/T_{m2})} \quad (IV.19)$$

- **Analyse exergetique**

On parle souvent de thermo-compresseur ou de thermo-compression lorsqu'il s'agit des cycles de transformateurs de chaleur utilisant un éjecteur au lieu d'un compresseur. L'analyse exergetique est importante pour déterminer la réduction de l'irréversibilité pour chaque organe du système. Elle permet également de déterminer s'il y a une amélioration de l'efficacité du cycle. En effet, l'analyse de l'exergie permet de diminuer l'irréversibilité et l'énergie détruite [17].

L'exergie est définie comme étant le travail réversible possible maximal qui peut être obtenu lorsque la chaleur rejetée par le système est en équilibre avec le milieu environnant. La teneur en exergie d'une substance pure est généralement donnée par [18]

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (IV.20)$$

On suppose que la variation de l'énergie cinétique et le potentiel entre les entrées et sorties de chaque composant sont négligeables dans le cycle du système. L'état de référence est indiqué par l'indice " 0 " qui représente respectivement la pression atmosphérique et la température ambiante de 100 KPa et 22°C, [19]

$$\dot{E}x = \dot{m}\Psi \quad (IV.21)$$

La destruction d'exergie et de l'efficacité de chaque membre dans le système est calculée avec l'équation suivante:

$$\dot{E}x_D = \Sigma \dot{m}_i \Psi_i - \Sigma \dot{m}_o \Psi_o - Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - w \quad (IV.22)$$

Le premier terme du côté à droite est la somme de l'entrée exergetique. La seconde est la somme de la sortie d'exergie, tandis que le troisième terme est l'exergie de chaleur Q, qui est transférée à la température constante T, ce dernier est égal au travail obtenu par un Carnot qui fonctionne entre T et T_0 , et est donc égal au travail réversible maximum qui peut être obtenu à partir de l'énergie thermique Q. Le dernier terme est le transfert de travail mécanique ou des systèmes.

Le bilan de masse et d'exergie pour calculer les exergies de destructions et produites de chaque organes est comme suit :

Dans le condenseur :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (IV.23)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (IV.24)$$

$$\dot{E}x_P = \dot{m}_9 (\Psi_9 - \Psi_{10}) \quad (IV.25)$$

$$\dot{E}x_{D_cond} = \dot{m}_1 \Psi_1 - \dot{m}_2 \Psi_2 - Q_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_l}\right) \quad (IV.26)$$

Dans l'évaporateur :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (IV.27)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (IV.28)$$

$$\dot{E}x_P = \dot{m}_{11} (\Psi_{11} - \Psi_{12}) \quad (IV.29)$$

$$\dot{E}x_{D_ev} = \dot{m}_2 \Psi_2 - \dot{m}_3 \Psi_3 - Q_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{m2}}\right) \quad (IV.30)$$

Dans l'éjecteur :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (IV.31)$$

$$\dot{m}_5 = \rho_5 \cdot V_5 \cdot A_5 \quad (IV.32)$$

$$\dot{E}x_P = (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_3) \quad (IV.33)$$

$$\dot{E}x_{D_ej} = (\dot{m}_3 \Psi_3 + \dot{m}_4 \Psi_4) - \dot{m}_5 \Psi_5 - Q_{ej} \left(1 - \frac{T_0}{T_5}\right) \quad (IV.34)$$

Dans l'adsorbeur :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (IV.35)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (IV.36)$$

$$\dot{E}x_P = \dot{m}_{13} (\Psi_{13} - \Psi_{14}) \quad (IV.37)$$

$$\dot{E}x_{D_ad} = \dot{m}_3 \Psi_3 - \dot{m}_4 \Psi_4 - Q_{ads} \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) \quad (IV.38)$$

Dans le désorbeur :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 \quad (IV.39)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (IV.40)$$

$$\dot{E}x_P = \dot{m}_7 (\Psi_7 - \Psi_8) \quad (IV.41)$$

$$\dot{E}x_{D_des} = \dot{m}_2 \Psi_2 - \dot{m}_3 \Psi_3 - Q_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{m2}}\right) \quad (IV.42)$$

La destruction totale de l'exergie pour le système d'EAHT est *calculée* par la sommation suivante [20]:

$$\dot{E}x_{tot/D} = \dot{E}x_{D_eject} + \dot{E}x_{D_ad} + \dot{E}x_{D_des} + \dot{E}x_{D_evp} + \dot{E}x_{D_cond} \quad (IV.43)$$

Le rendement exergetique s'exprime par le rapport de la production totale d'exergie de sortie sur l'exergie totale de l'entrée [20-21] :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_s}{\dot{E}x_e} = \frac{\dot{E}x_{ad}}{\dot{E}x_{des} + \dot{E}x_{ev}} \quad (IV.44)$$

IV.5. ALGORITHME DE CALCUL

L'algorithme de calcul utilisé dans notre modèle a pour but de calculer le coefficient de performance thermique et l'efficacité d'AHT et d'EAHT de la quantité de chaleur produite à l'adsorbeur. Les exergies perdues sont représentées dans l'organigramme de la figure (IV.7).

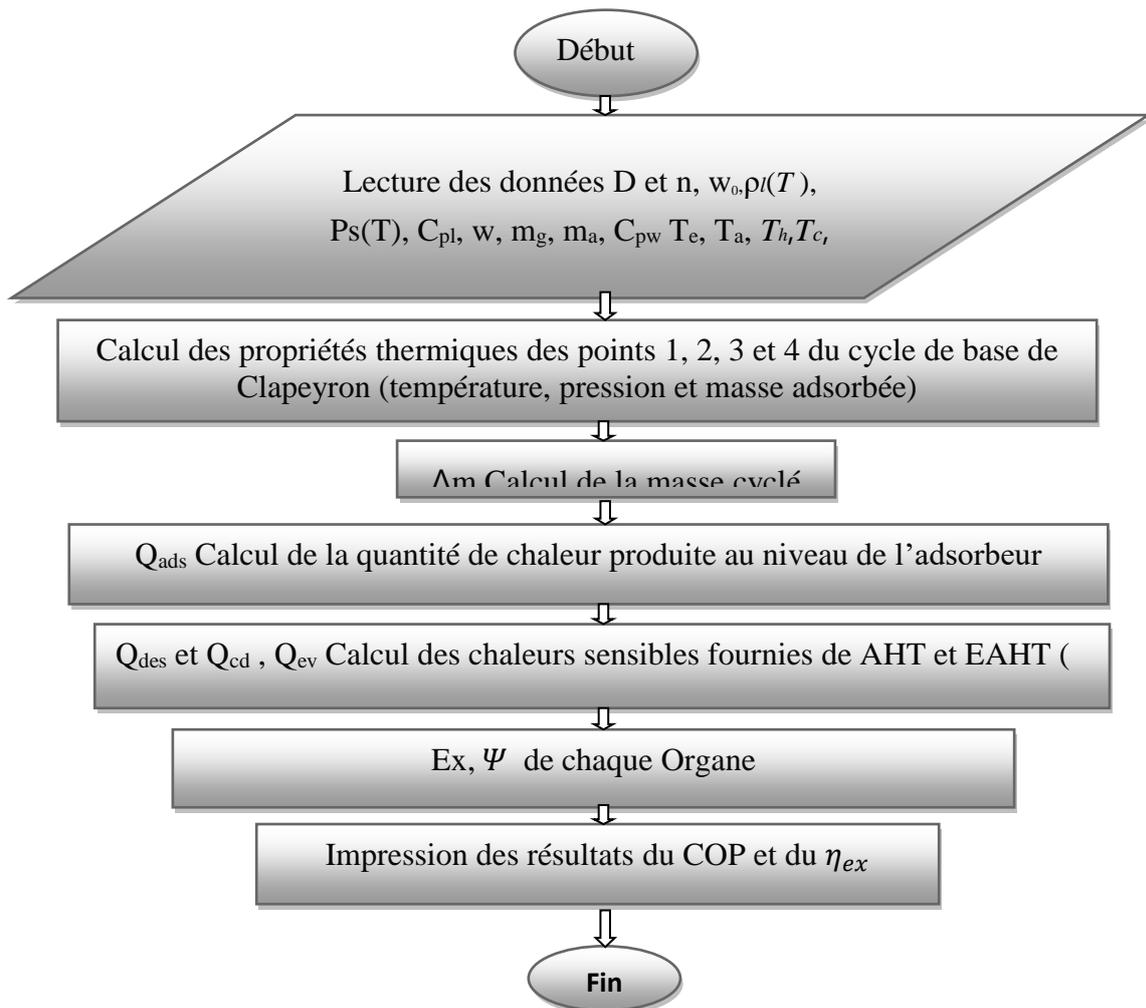


Figure IV.7 : Organigramme de calcul du COP et du η_{ex}

Les différentes étapes de calcul peuvent se résumer comme suit :

- Entrée de données : les températures de fonctionnement (T_c , T_e , T_a et T_h), les propriétés thermiques des parties métalliques de l'adsorbeur, de l'adsorbant et de l'adsorbant doivent être prises comme données fondamentales, ainsi que les paramètres de l'équation de Dubinin– Astakhov. (figure IV.7)

- Calcul des propriétés thermiques des points 1, 2, 3 et 4 du cycle de base AHT et avec éjecteur EAHT (température, pression et masse adsorbée) en adoptant les considérations suivantes :

a) Les phases d'évaporation - adsorption (1→2) et de désorption – condensation (3→4) sont isobariques.

b) Les phases de chauffage (1→2) et de refroidissement (3→4) sont isostériques.

* **Point 1** ($T_a = T_1$)

* Appel du sous programme de calcul de la pression de saturation de l'adsorbat $P_1=P_c=P_s(T)$.

* Appel du sous programme de calcul de la masse adsorbée $m_1 = m_{\max} = m(T_a, P_c)$.

* Appel du sous programme de calcul de la température seuil d'adsorption T_{m2} ; $T_1 = T(P_c, m_1)$.

* **Point 2**

* Appel du sous programme de calcul de la pression de saturation de l'adsorbat $P_2=P_c=P_s(T_c)$

* Appel du sous programme de calcul de la température de désorption T_{m1} par la condition d'isostérité ($m_2=m_3= m_{\max}$) ; $T_3 = T_{m1} = T(P_c, m_1)$.

* **Point 3** ($T_{m1} = T_3$) ; $P_e = P_3 = P_4$ suite à la condition d'isobare.

* Appel du sous programme de calcul de la masse adsorbée $m_3 = m(T_{m1}, P_e)$

* **Point 4** $P_4 = P_e = P_3$; $m_4 = m_1$ suite à la condition d'isostérité.

* Appel du sous programme de calcul de la température seuil d'adsorption T_{m2} ; $T_4=T_h = T(P_e, m_4)$.

- Calcul de la masse cyclée $\Delta m = m_{\max} - m_{\min} = m(T_a, P_c) - m(T_h, P_e)$.

- Calcul de la quantité de chaleur produite au niveau de l'adsorbeur pour les deux cycles Q_{ads}

* Appel du sous programme de calcul des intégrales selon la méthode des trapèzes.

- Calcul les chaleurs fournies à l'évaporateur et au condenseur Q_{ev} et Q_{cd} .

- Calcul de la chaleur totale de désorption.

- Calcul de l'exergie totale et de destruction de chaque organe pour les deux systèmes.

* Appel du sous programme de calcul de la masse adsorbée selon le modèle de Dubinin- Astakhov.

* Appel du sous programme de calcul de la chaleur isostérique d'adsorption selon le modèle de Dubinin-Astakhov.

* Appel du sous programme de calcul des intégrales selon la méthode des trapèzes.

- Calcul du coefficient de performance thermique COP_{th} et le rendement exergétique η_{ex} (pour les deux cycles).

IV.6. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Cette partie présente les différents résultats obtenus à partir de la résolution du modèle développé ci-dessus. Ce modèle permet d'analyser et d'étudier les influences des différents paramètres sur l'efficacité de la machine et la quantité de chaleur produite au niveau d'adsorbeur et du condenseur, ainsi que la chaleur totale fournie au système puis de calculer l'exergie de destruction et le

rendement exergetique, en faisant varier un seul paramètre et les autres paramètres sont maintenus constants puis faire une comparaison avec les deux systèmes AHT et EAHT:

IV.6.1. Résultats comparatives pour AHT et EAHT :

Le tableau IV.2 présente le débit massique, la température, l'enthalpie et l'entropie spécifique pour l'eau et la teneur en exergie. Les propriétés thermodynamiques données de l'eau sont obtenues à partir du code de calcul (MAPLE). La modélisation est conçue pour déterminer la puissance de chauffage la plus élevée et la plus faible perte d'exergie dans AHT et EAHT.

TABLEAU IV.2.

Entrée et sortie des points de chaque organe des cycles AHT et EAHT

AHT						EAHT				
Point	T [K]	H [KJ/kg]	S [KJ/kg.K]	Ψ [KJ/kg]	\dot{m} [Kg/s]	T [K]	H [KJ/kg]	S [KJ/kg.K]	Ψ [KJ/kg]	\dot{m} [Kg/s]
1	373.15	2687,3	8,3925	2381.83	0.06	373.15	2687,3	8,3925	2381.83	0.06
2	328.15	230.26	0,76802	115.40	0.06	328.15	230.26	0,76802	115.40	0.06
3	408.15	2726,9	6,9772	2456.82	0.06	408.15	2726,9	6,9772	2456.82	0.06
4	417.15	2738,5	6,8919	2470.55	0.23	373.15	2687,3	8,3925	2381.83	0.23
5	417.15	2738,5	6,8919	2470.55	-	417.15	2738,5	6,8919	2470.55	0.29
6	-	-	-	-	-	423.15	2745,9	6,8371	2479.32	0.23
7	393.15	503,81	1,5279	3662.46	2.5	393.15	503,81	1,5279	3662.46	2.5
8	378.15	440,27	1,3633	310.53	2.5	385.15	469.88	1,4408	338.13	2.5
9	298.15	104,83	0,36722	-0.0005	2.5	298.15	104,83	0,36722	-0.0005	2.5
10	313.35	168,37	0,57507	58.34	2.5	313.35	168,37	0,57507	58.34	2.5
11	393.15	503,81	1,5279	369.96	2.5	393.15	503,81	1,5279	369.96	2.5
12	377.15	436,89	1,3544	307.38	2.5	377.15	436,05	1,3522	307.38	2.5
13	298.15	104,83	0,36722	-0.0005	2.5	298.15	104,83	0,36722	-0.0005	2.5
14	316.15	180,91	0,61490	69.88	2.5	313.15	167,53	0,5724	57.570	2.5
0	295.15	92,282	0,32493	-	-	295.15	92,282	0,32493	-	-

Le tableau IV.3 indique les puissances calculées pour les différents organes, ainsi que le COP et le rendement exergetique pour les deux systèmes, AHT et EAHT. On constate une diminution des puissances pour l'adsorbeur et le désorbeur du système EAHT par rapport au système AHT; cependant, on remarque une augmentation d'environ 12% du COP et de η_{ex} .

TABLEAU IV.3.

Comparaison entre les paramètres dans AHT et EAHT

Paramètres	AHT	EAHT
------------	-----	------

Q_{ads} [kw]	190.2	176.1
Q_{des} [kw]	158.85	84.82
Q_{cond} [kw]	270.26	270.2
Q_{ev} [kw]	274.63	274.6
COP	0.43	0.50
η_{ex}	0.40	0.45

L'histogramme de la figure (IV.8) montre que l'exergie de destruction est la plus élevée pour le condenseur (pour les deux systèmes) et la plus faible pour l'évaporateur. En utilisant l'éjecteur, la destruction diminue au niveau de l'adsorbent et le désorbent.

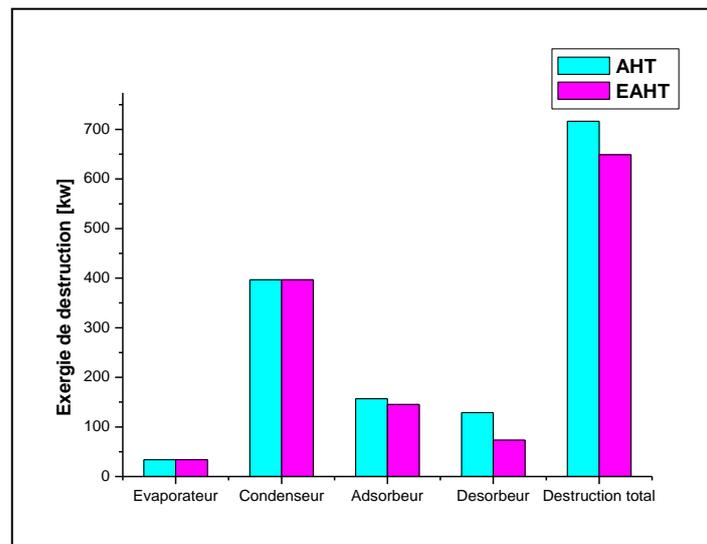


Figure. IV.8 : Comparaison de l'exergie de destructions des différents organes dans les deux systèmes (AHT et EAHT)

Dans l'histogramme de la figure (IV.9), il apparait une diminution de l'exergie totale de destruction dans le système EAHT, elle est plus faible que le système AHT, et que cette dernière est proportionnelle à la température d'adsorption dans les deux systèmes.

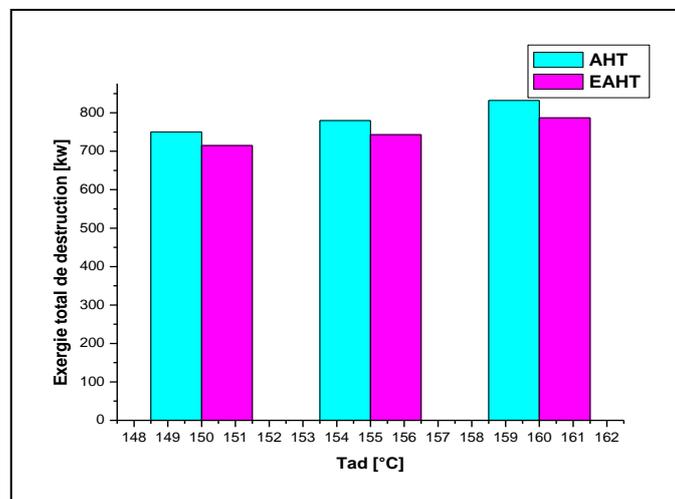


Figure IV.9 : Variation de l'exergie totale de destruction en fonction de la température d'adsorption pour les deux systèmes (AHT et EAHT)

Les deux courbes de la figure (IV.10) présentant le COP_{th} en fonction de la température d'adsorption, indiquent que ce dernier est toujours important dans le système EAHT que celui du système AHT.

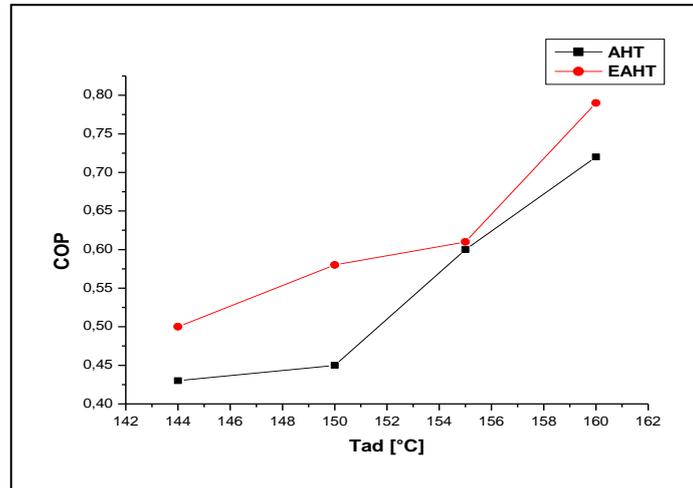


Figure IV.10 : Variation du COP_{th} en fonction de la température d'adsorption dans le EAHT et AHT.

Il en est de même pour la figure (IV.11) où le rendement exergetique est toujours plus élevé dans le système EAHT par rapport au système AHT.

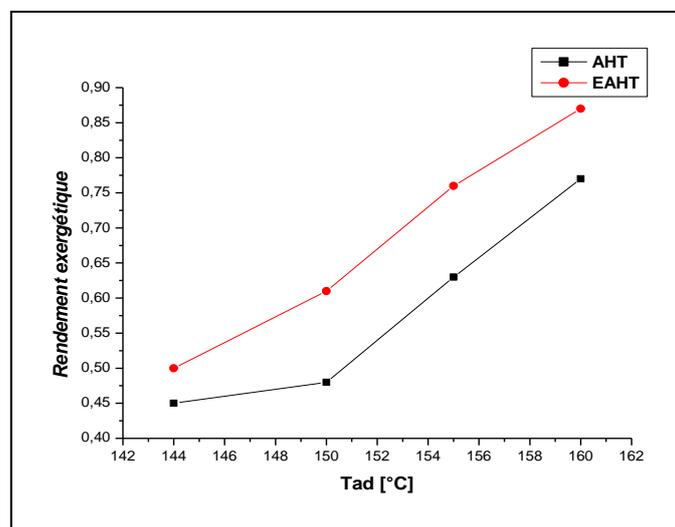


Figure IV.11 : Variation du rendement exergetique en fonction de la température d'adsorption dans le EAHT et AHT

IV.6. 2. L'influence des températures de fonctionnement pour AHT

Ce paragraphe rend compte de la sensibilité de trois quantités du cycle: Q_c , Q_{cd} et COP_{th} aux températures de fonctionnement T_h , T_c , T_e et T_a respectivement:

Dans ce qui suit dans ce paragraphe, nous admettons les données suivantes: le couple *Zéolithe-H₂O* comme couple adsorptif, le cuivre comme matériaux de construction de l'adsorbent de masse $m_g = 5 \text{ kg}$ et $m_a = 1 \text{ kg}$ comme masse de l'adsorbant. La chaleur spécifique de l'adsorbant et de l'adsorbent sont respectivement : $C_{p2} = 920 \text{ KJ / kg K}$ et $C_{pw} = 380 \text{ KJ /kg K}$. Les estimations de la pression de vapeur saturante, de la chaleur spécifique et de la chaleur latente de l'eau sont données par R. C.Weast [14] et A. Bejan, A. D. Kraus [15]. Pour le couple *Zéolithe-H₂O*, Douss et Meunier [27] ont présenté les coefficients suivants: $\omega_0 = 0.269 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ et $D = 1.8 \times 10^{-7}$ et $n = 2$.

IV.6. 2. 1. L'influence de la température de régénération

Rappelons que la température de régénération du cycle T_h est définie comme la température maximale atteinte par l'adsorbant à la fin de la phase de désorption-condensation. De ce fait, la gamme de sa variation est beaucoup plus grande que les autres températures de fonctionnement du cycle. Donc, cette température a l'effet le plus important sur la performance du système. En fixant la température d'adsorption $T_a = 45 \text{ °C}$, la température de condensation $T_c = 40 \text{ °C}$ et la température d'évaporation $T_e = 104 \text{ °C}$ tout en faisant varier T_h .

Nous présentons dans la figure (IV.12) la variation du coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de T_h . Le COP_{th} croît avec T_h jusqu'à un maximum atteint pour une température optimale notée $T_{h\max}$ égale à 110 °C . Pour des températures supérieures à cette valeur le COP_{th} décroît. Ce comportement peut être justifié par le fait qu'après une certaine température de régénération $T_{h\max}$, l'énergie de chauffage ne sert qu'à augmenter la température du *Zéolithe-H₂O*, la température des parties métalliques de l'adsorbent et la température de l'eau, néanmoins la masse de l'eau désorbée m_{\min} devient de plus en plus faible voir figure (IV.13), où la chaleur fournie au système augmente la chaleur cédée par le condenseur et l'adsorbent Q_{ads} voir figure (IV.14).

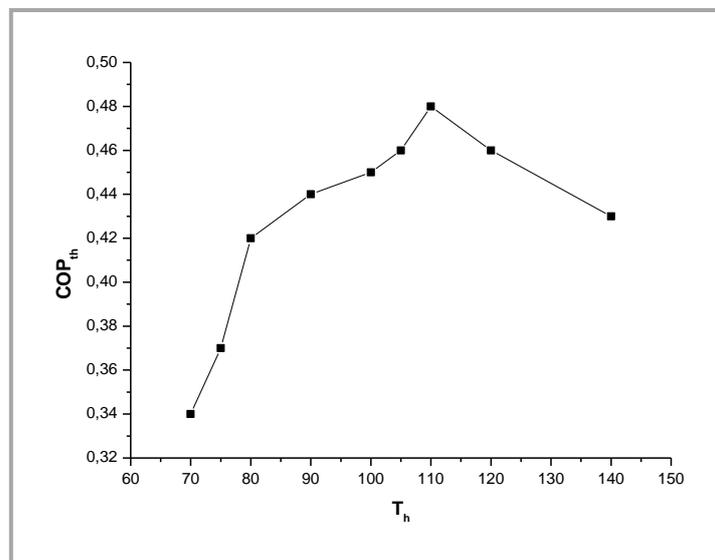


Figure IV.12 : Variation du coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de T_h

$$(T_a=45^\circ\text{C}, T_c=40^\circ\text{C}, T_e=104^\circ\text{C}, \text{ et } m_g=5\text{kg}).$$

Selon la figure (IV.13), la masse désorbée de l'eau m_{min} devient plus faible pour les grandes valeurs de T_h . La diminution de m_{min} entraîne une augmentation de la masse cyclée Δm , ce qui conduit à une augmentation de la quantité de chaleur fournie par l'adsorbeur et le condenseur (figure IV.14).

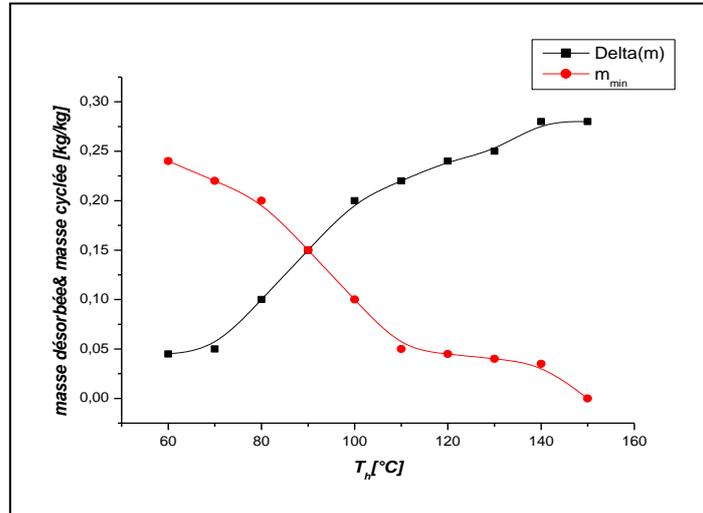


Figure IV.13 : Variation de la masse désorbée m_{min} et de la masse cyclée Δm en fonction de la température de régénération T_h ($T_a=45^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e=104^\circ\text{C}$, et $m_g=5\text{kg}$)

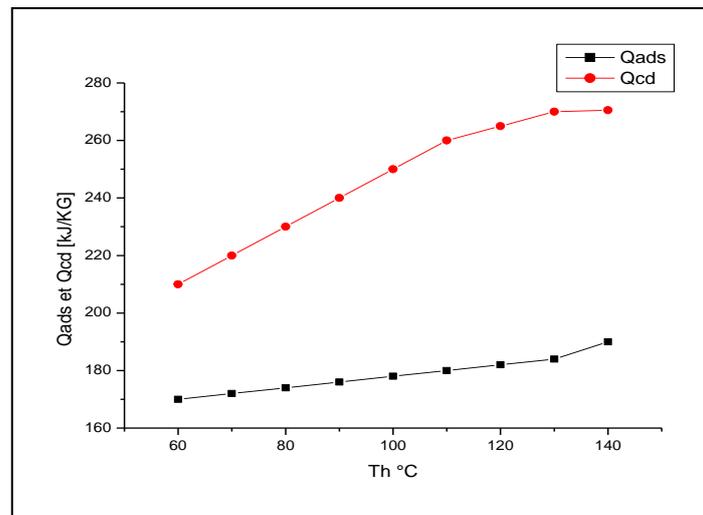


Figure IV.14 : Variation de la chaleur totale fournie à l'adsorbeur Q_{ads} et la quantité de chaleur produite au condenseur Q_{cd} en fonction de la température de régénération T_h pour ($T_a=45^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e=104^\circ\text{C}$, et $m_g=5\text{kg}$)

Nous présentons dans la figure (IV.15) l'effet de la température de régénération T_h sur les différentes chaleurs sensibles et la chaleur de désorption. Nous constatons que T_h a moins d'effet sur la chaleur sensible utilisée pour le chauffage de l'adsorbant (Q_1 , Q_2 et Q_3) et plus d'effet sur la chaleur de désorption Q_{des} . Il faut signaler également que son effet sur les chaleurs sensibles utilisées pour le chauffage de l'adsorbant et les parties métalliques de l'adsorbeur n'est pas négligeable.

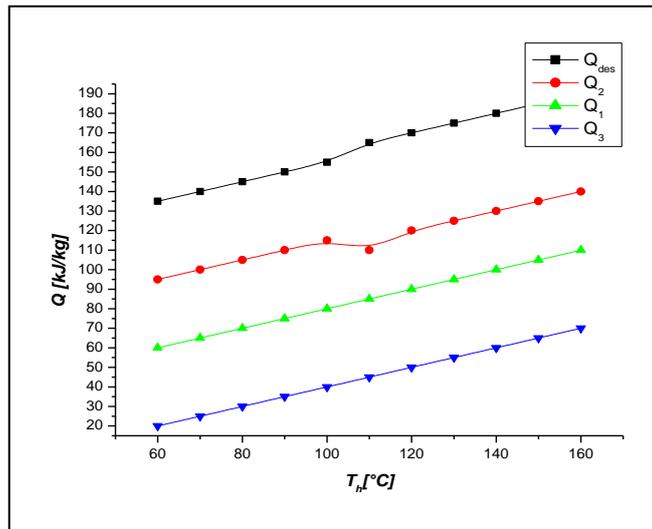


Figure IV.15 : Variation des différentes chaleurs sensibles et de la chaleur de désorption en fonction de la température de régénération T_h ($T_a=45^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e=104^\circ\text{C}$, et $m_g=5\text{kg}$)

Parmi ces résultats, nous représentons dans la figure (IV.16) les résultats numériques trouvés par E. Passos et al. [28], pour les couples AC-35/méthanol, PKST/méthanol et LH/méthanol, et pour une capacité calorifique de la partie métallique de l'adsorbeur égale à 1.05 KJ/kg K. Il apparaît nettement sur cette figure que le COP est une fonction croissante de T_h , cependant cette croissance s'inverse pour les valeurs élevées de T_h .

La température de régénération T_h est une variable qui doit être optimisée [9]. D'une façon générale, nous la choisissons pour obtenir une grande quantité de masse cyclée à des niveaux les plus bas de T_h , limitée par 140 °C où l'eau se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption est bloqué [29,30].

Dans un transformateur de chaleur géothermique à adsorption, T_h dépend de la température de la source thermique. L'utilisation d'une bonne température de la source géothermale va aussi dans le sens d'augmenter T_h .

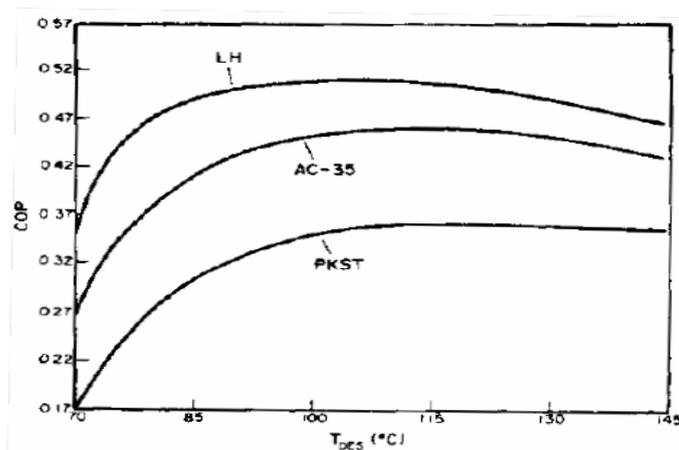


Figure IV.16 : Variation du coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de T_h pour trois couples du charbon actif /méthanol ($T_a=25^\circ\text{C}$, $T_c=30^\circ\text{C}$ et $T_e=35^\circ\text{C}$) [16]

Le coefficient de performance thermique du cycle idéal à adsorption est toujours inférieur à celui du cycle de Carnot COP_c qui fonctionne par les quatre températures caractéristiques du cycle idéal T_h , T_c , T_e et T_a .

À titre d'exemple, pour $T_a=45^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$ et $T_e=104^\circ\text{C}$, le coefficient de performance thermique COP_{th} est égal à 0.48 par contre le coefficient de performance de Carnot COP_c est égal à 1,06.

Le rapport entre le coefficient de performance thermique COP_{th} et celui de Carnot COP_c s'appelle le rendement exergetique η_{ex} du cycle, ce dernier est égal à 0,45.

IV. 6. 2. 2. L'influence de la température de condensation

Les figures (IV.17) et (IV.18) montrent l'effet de la température de condensation sur la chaleur produite au niveau du condenseur Q_{cond} et sur le coefficient de performance thermique COP_{th} en fonction de la température de régénération T_h .

En fixant $T_a = 45^\circ\text{C}$ et $T_e = 104^\circ\text{C}$ et en faisant varier T_h et T_c , le COP_{th} du système diminue avec l'augmentation de la température de condensation T_c , ceci peut être interprété par le fait que l'augmentation de T_c entraîne une augmentation de la pression de saturation à cette température $P_s(T_c)$. Donc, la masse désorbée de l'eau $m(T_h, P_s(T_c))$ augmente, impliquant ainsi une diminution de la masse cyclée donnée par l'équation (IV. 14) et par une augmentation de la quantité de chaleur produite par le condenseur Q_{cd} et le COP_{th} du système (AHT).

D'après le diagramme de Clapeyron du cycle de la figure (IV.1), il est facile de remarquer que pour une valeur fixée de T_h , la masse désorbée m_{min} augmente pour les grandes valeurs de T_c .

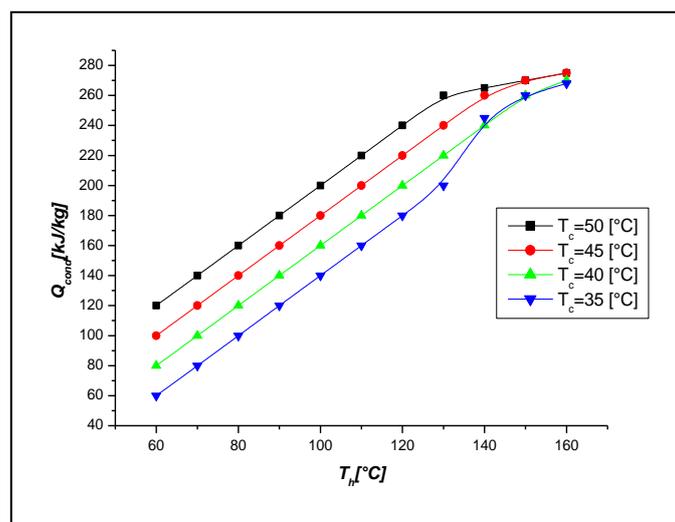


Figure IV.17 : Influence de la température de condensation sur la quantité de chaleur produite au niveau de l'adsorbent Q_{ads} ($T_a=45^\circ\text{C}$, $T_e = 104^\circ\text{C}$, et $m_g=5\text{kg}$)

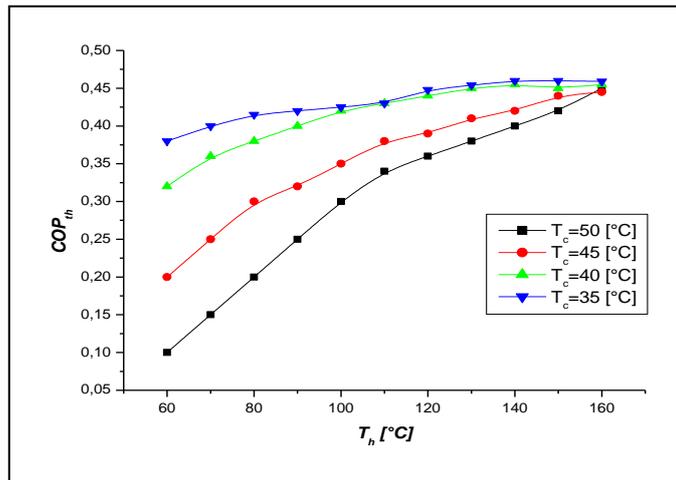


Figure IV.18 : Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance thermique COP_{th} ($T_a=45^{\circ}C$, $T_e =104^{\circ}C$, et $m_g=5kg$)

D'après la figure (IV.19), qui représente cet effet, nous constatons que T_c n'a aucun effet sur la chaleur sensible utilisée pour le chauffage de l'adsorbant Q_1 et celle utilisée pour le chauffage des parties métalliques de l'adsorbeur Q_2 . En revanche, son influence est plus faible sur la chaleur sensible utilisée pour le chauffage de l'adsorbat Q_3 . Par contre, son influence est nettement sensible sur la chaleur nécessaire pour la désorption de l'eau Q_{des} . Où l'augmentation de T_c entraîne une diminution de Q_{des} , du fait que Q_{des} est directement proportionnelle à la masse cyclée Δm . Enfin, on peut dire que l'augmentation de T_c entraîne une diminution de la chaleur totale fournie à l'adsorbeur Q_c .

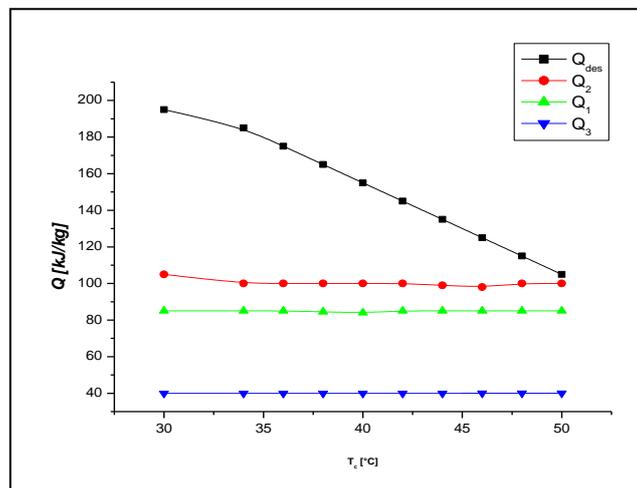


Figure IV.19 : Influence de la température de condensation sur les différentes chaleurs sensibles et sur la chaleur de désorption ($T_a=45^{\circ}C$, $T_e =104^{\circ}C$ et $m_g = 5kg$)

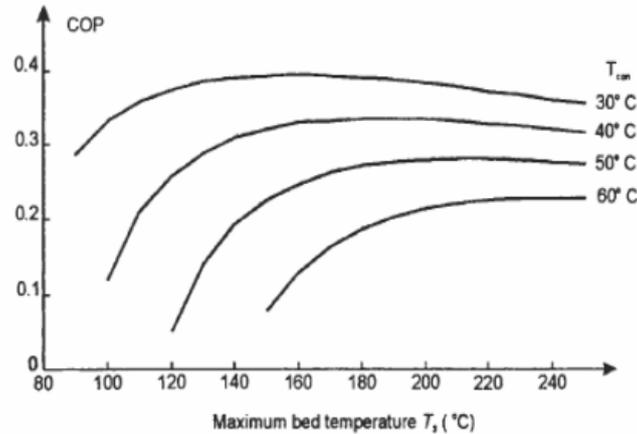


Figure IV.20 : Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance thermique. ($T_a = T_c$ et $T_e = 80^\circ\text{C}$) [31].

Notons que dans le cas d'un transformateur de chaleur géothermique à adsorption, il est difficile de fixer certaines conditions, telle que la température du condenseur. Cette dernière dépend de plusieurs facteurs aléatoires liés au type du climat du site d'application et cela est valable pour un condenseur à air que pour un condenseur à eau [17]. Donc, T_c pour un condenseur à air ne peut être inférieure à la température ambiante [2,32].

IV.6. 2. 3. L'influence de la température d'adsorption

L'influence de la température d'adsorption sur la quantité de chaleur produite au condenseur Q_{cd} et sur le coefficient de performance thermique COP_{th} est illustrée respectivement, par les figures (IV.21) et (IV.22). En maintenant les températures ($T_e = 104^\circ\text{C}$ et $T_c = 40^\circ\text{C}$) constantes et en faisant varier T_h et T_a .

L'augmentation de la température d'adsorption entraîne un accroissement du COP_{th} et Q_{cd} . En effet, la relation de la masse adsorbée selon le modèle de Dubinin –Astakhov montre qu'en diminuant T_a , la masse adsorbée $m(T_a, P_s(T_e))$ augmente. Cette masse correspond à la pression de saturation et à la température d'évaporation. Par conséquent la masse cyclée augmente, ce qui entraîne une augmentation du COP_{th} et Q_{cd} . Ce comportement peut être facilement vérifié par le diagramme de Clapeyron (figure IV.1). Donc, Il est toujours intéressant de commencer le cycle correspondant d'un transformateur de chaleur à adsorption par la température la plus basse possible, de sorte que la forte masse adsorbée m_{max} soit aussi haute que possible, ceci maximise la masse cyclée [2, 33].

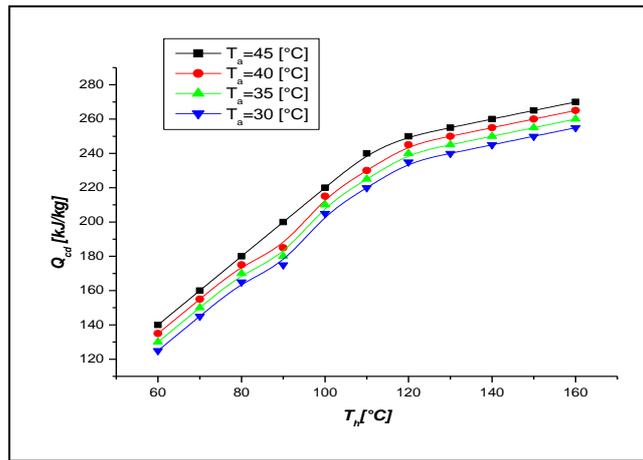


Figure IV.21 : Influence de la température d'adsorption sur la quantité de chaleur produite au condenseur Q_{cd} ($T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e =104^\circ\text{C}$ et $m_g = 5\text{kg}$)

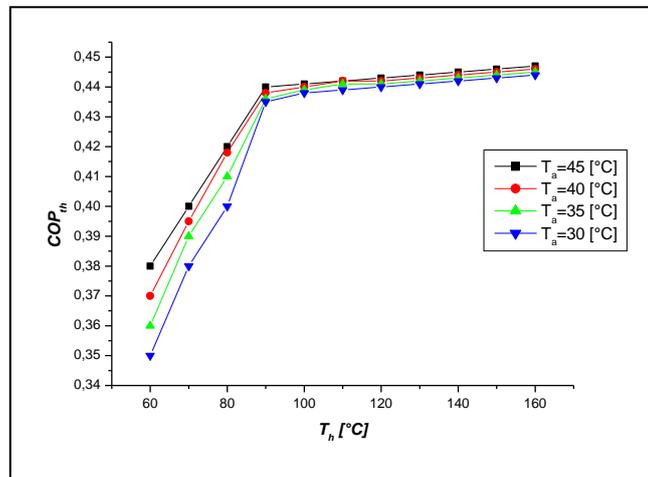


Figure IV.22 : Influence de la température d'adsorption sur le coefficient de performance thermique COP_{th} ($T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e =104^\circ\text{C}$ et $m_g = 5\text{kg}$)

A propos de l'effet de T_a sur les différentes chaleurs sensibles Q_1 , Q_2 , Q_3 et la chaleur de désorption Q_{des} . La figure (IV.23) montre que l'augmentation de la température d'adsorption entraîne une faible diminution de toutes les chaleurs sensibles utilisées pour le chauffage de l'adsorbant Q_1 , les parties métalliques de l'adsorbeur Q_2 et l'adsorbat Q_3 . Par contre, elle induit une forte diminution de la chaleur de désorption de l'eau Q_{des} . Au total, l'augmentation de la température d'adsorption entraîne une diminution de la chaleur totale fournie à l'adsorbeur Q_c .

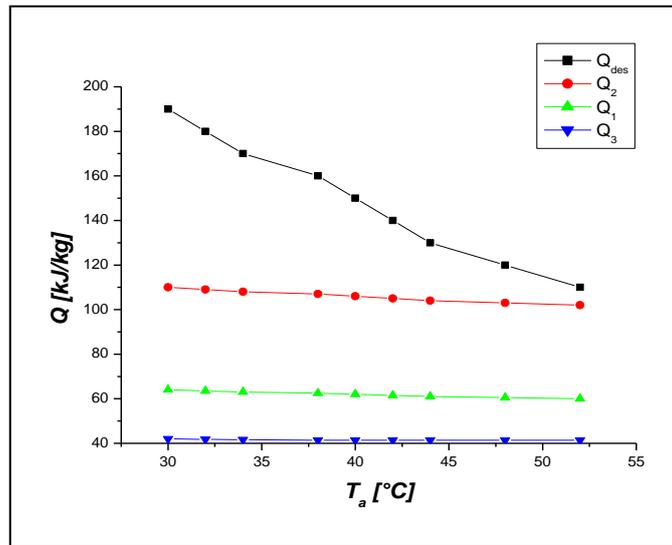


Figure IV.23 : Influence de la température d'adsorption sur les différentes chaleurs sensibles et sur la chaleur de désorption Q_c ($T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e =104^\circ\text{C}$ et $m_g = 5\text{kg}$)

Très peu d'études ont été faites sur l'effet de la température d'adsorption, car la plupart des modèles cités dans la littérature ont supposé que cette température est égale à celle de condensation. Donc, son effet n'apparaît pas explicitement. Néanmoins, les résultats expérimentaux de K. Sumathy et Li. Zhongfu [29] représentent bien son effet sur la performance pour le couple charbon actif CHK-3/méthanol.

La masse des parties métalliques de l'adsorbent n'a aucun effet sur la quantité de chaleur produite Q_{cd} voir figure (IV.24). Ceci est prévu théoriquement d'après l'équation (IV.16), où aucune relation n'apparaît entre m_g et Q_{cd} .

Au total, m_g n'a aucun effet sur Q_{cd} et l'augmentation de m_g entraîne une augmentation de Q_c . Donc, on peut prévoir que plus m_g est élevée plus le COP_{th} diminue, et la figure (IV.25) confirme ce résultat.

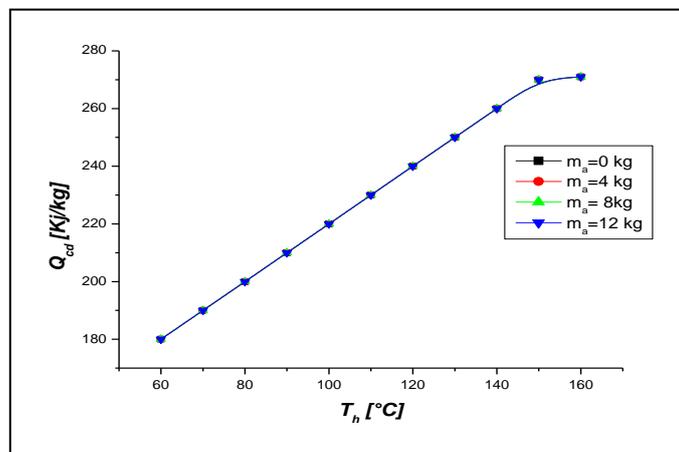


Figure IV.24 : Effet de la masse des parties métalliques de l'adsorbent sur la quantité de chaleur produite par le condenseur Q_{cd} ($T_a=45^\circ\text{C}$, $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_e =104^\circ\text{C}$ et $m_g = 5\text{kg}$)

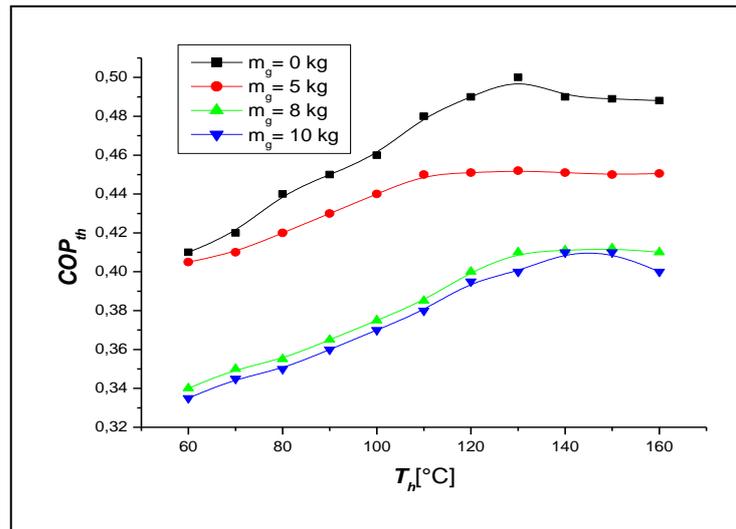


Figure IV.25 : Effet de la masse des parties métalliques de l'adsorbeur sur le coefficient de performance thermique COP_{th} ($T_a=45^{\circ}C$, $T_c=40^{\circ}C$, $T_e=104^{\circ}C$)

IV. 7. CONCLUSION

Le modèle statique du cycle que nous avons établi est basé sur la thermodynamique des états d'équilibre via le modèle de Dubinin-Astakhov d'une part et sur certaines considérations (telles que la négligence des effets de la cinétique d'adsorption, des différences de température ou de pression dues aux transferts de chaleur et de masse, et l'effet des pertes thermiques associées au chauffage de l'adsorbant) et d'autre part, visant à assurer une optimisation des performances. Cependant, l'application de ce modèle nécessite une connaissance des propriétés thermodynamiques du couple adsorbant/adsorbat utilisé, pour lequel nous avons utilisé les équations disponibles dans la littérature.

L'étude de fonctionnement de la machine est abordée par une analyse thermodynamique classique des bilans énergétiques des quatre phases du cycle.

En partant de la condition d'isostérité du cycle, deux relations mathématiques entre les quatre points du cycle sont déduites, afin de déterminer les deux températures seuil du cycle, en fonction de la température de condensation et d'évaporation.

Les résultats obtenus par ce modèle ont montré que la performance de la machine traduite par le coefficient de performance thermique, dépend fortement de plusieurs paramètres. Pour améliorer la performance de la machine, un bon choix des critères des différents paramètres s'impose. Parmi les paramètres les plus importants nous pouvons citer:

- Un éjecteur statique
- Les températures de fonctionnement du cycle (température de condensation, d'évaporation, d'adsorption et de régénération). En effet, pour des températures d'adsorption, de condensation et d'évaporation fixées, nous avons montré l'existence d'un coefficient de performance thermique optimal, correspondant à une température de régénération optimale dans l'adsorbant. Cependant la quantité de la chaleur produite à l'évaporateur continue de croître. L'augmentation de la température de condensation et d'adsorption entraîne une augmentation de la performance thermique. Par contre, l'augmentation de la température d'évaporation conduit à une diminution de la performance thermique de la machine.

Références bibliographiques

1. Andrea Frazzica, Novel experimental methodology for the characterization of thermodynamic performance of advanced working pairs for adsorptive heat transformers. *Applied Thermal Engineering* (2014) 1e8.
2. Wim G. Haije, Jakobert B.J. Solid/vapour sorption heat transformer: Design and performance. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1371–1376.
3. Yuriy I. Aristov. Optimal adsorbent for adsorptive heat transformers: Dynamic Considerations. *International journal of refrigeration* 32 (2009) 675 – 686.
4. T.X. Li and R.Z. Wang Integrated energy storage and energy upgrade, combined cooling and heating supply, and waste heat recovery with solid–gas thermo chemical sorption heat transformer. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 76 (2014) 237–246.
5. G. Cacciola and G. Restuccia, Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model. *Int. Journal of Refrigeration*, 18(2), pp100-106, 1995.
6. K. Sumathy et Li. Zhongfu. Experiments with solar-powered adsorption ice- maker. *Renewable Energy*, Vol. 16, pp 704-07, 1999.
7. S. Ülkü, adsorption heat pumps, *J Heat recovery systems*, Vol. 6, N 04, pp 277-284 , 1986
8. A Mimet. Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique 1991.
9. E. E. Anyanwu and N. V. Ogueke, Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar heat pump. *Renewable energy*, Vol. 30, pp 81-96, 2005.
10. S. Follin, V. Goetz, A. Guillot, Influence du fluide frigorigène sur les performances d'un cycle à adsorption en production de froid, 19th international congress of refrigeration, proceeding, Vol. IVa, pp 193 - 200, 1995.
11. Ishwar Chandra, VS Patwardhan, *Heat Recovery Systems and CHP*, Volume 10, Issues 5-6 , 1990 , Pages 527-537.
12. A. P. F. Leite, M. Daguinet, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, *Energy. Convers. Manag.*, Vol. 41, pp 1625 - 1647, 2000.
13. M. Pons and Ph. Grenier, A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the Activated Carbon + Methanol pair, *Carbon*, 24-5, pp 615-625, 1986.
14. A. P. F. Leite, thermodynamic analysis and modeling of an adsorption cycle system for refrigeration from grade energy sources, *J. of the Brazilian Society of Mechanical Sci.*, 20 (3), pp 301-324, 1998.

15. J. Bonnin, P. J. Wilbur et S. Karaki, Réfrigération solaire, SCM Paris 1980.
16. 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 recov. Sys., Vol. 6, No 3, pp 259-264, 1986. J. Bonnin, P. J. Wilbur et S. Karaki, Réfrigération solaire, SCM Paris 1980.
17. R. C. Weast, Handbook of chemistry and physics, 75 th Edition , C RC press, 1995.
18. D. G. Erbs, S. A. Klein and J. A. Duffie, estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly overage global radiation, solar energy, 28(4), pp 293-304, 1982.
19. A. Bejan and A. D. Kraus, Heat transfer handbook, John wiley and Sons, New York, 2003.
20. M. B. Grilo, Développement expérimental d'un réfrigérateur solaire pour production de glace qui utilise le couple charbon actif/ méthanol. Thèse de Doctorat, João Pessoa Paraíba – Brésil, 2004.
21. L. M. Sun et F. Meunier, Adsorption : Aspects théorique, Technique de l'ingénieur. J 2730 ; 1-16.
22. M. M. Dubinin, the potential theory of adsorption of gases and vapors for adsorbents with energetically non uniform surfaces. Chem. Rev. 1960, 60, 235- 241.
23. E. Passos, Etude des couples Charbon actif – Méthanol et de leur application à la réfrigération solaire PhD. Thesis, federal Polytechnic College of Lausanne, Switzerland, 1986.
24. Héliothermique: le gisement solaire méthodes et calculs, pierre Henri COMMUNAY, 2002.
25. DoussN, MeunierF. Effect of operating temperatures on the coefficient of performance of active carbon–methanol systems. Heat Recovery Syst CHP 1988; 8:383–92.
26. X. D. Zhang, D. P. Hu, Performance analysis of the single stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water. Appl. Therm. Eng. 37 (2012) 129–135.
27. Kotas TJ. The exergy method of thermal plant analysis. London: Butter worths; 1985.
28. Aphornratana. S and Eames. IW, “Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamic method”, International journal.
29. Ersoy HK, Bilir N. The influence of ejector component efficiencies on performance of ejector expander refrigeration cycle and exergy analysis. Int J Exergy 2010; 30:425–38.
30. M. Kilic, O. Kaynakli, Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. Energy 32 (2007): 1505–1512
31. Alsuhaibani Z, Ersoy HK, Hepbasli A. Exergetic and sustainability performance assessment of geothermal (ground source) ejector heat pumps. Int J Exergy 2012;11(3):371–86.

32. Matawala VK. Exergo economic optimization of an industrial aqua ammonia vapour absorption refrigeration unit. PhD thesis, The Maharaja Sayajirao University of Baroda, Vadodara; 2012.
33. R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz, Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris, 1979.

CONCLUSION GENERALE

Les transformateurs de chaleur à adsorption permettent de couvrir les besoins de la chaleur sur une large plage de température. Elles ont de nombreux avantages (simplicité, fiabilité et utilisation de diverses sources d'énergie,...etc) mais souffrent encore, en comparaison avec les systèmes à compression, d'une efficacité énergétique faible. Ce travail a été conduit dans le but d'améliorer l'efficacité de ce système et l'influence de quelques paramètres thermodynamiques sur le COP_{th} et la chaleur produite.

Le développement de la technologie des transformateurs de chaleur à adsorption peut être effectué par des études expérimentales d'une part et par la modélisation mathématique d'autre part. Cette dernière méthode économique est facile à mettre en œuvre pour simuler les variations des différents paramètres. Elle nécessite cependant que l'on effectue des comparaisons entre ses prévisions et les résultats expérimentaux correspondants.

L'obtention des puissances et des performances élevées pour un encombrement réduit nécessite une étroite collaboration entre les études thermiques et thermodynamiques des phénomènes mis en jeu dans ce type de machines. Dans ce contexte et à la lumière des résultats disponibles dans la littérature, nous avons visé des objectifs principaux utilisant la modélisation mathématique:

- Dimensionnement de l'éjecteur statique.
- L'étude du cycle de base de Clapeyron associé à un transformateur de chaleur à adsorption utilisant le couple (Zéolither13X/H₂O).
- L'étude de transfert de chaleur et de masse se manifeste à l'intérieur de l'élément le plus important dans la machine, en utilisant l'énergie géothermique comme source d'alimentation de la machine.

Le but de cette étude est tout d'abord le dimensionnement de l'éjecteur pour différentes variantes géométriques (diamètre de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la chambre de mélange, le diamètre et la longueur de la gorge). Ensuite, on analyse une simulation d'un transformateur de chaleur à adsorption avec et sans éjecteur pour la production de la chaleur par une source thermique à basse température. Une comparaison théorique de la thermodynamique a été faite entre un cycle d'éjection (EAHT) (Zéolithe 13X/H₂O) et un cycle classique (AHT) alimenté par une source thermique à une température 90°C.

A partir des résultats obtenus on tire les conclusions suivantes :

Une pression importante à la sortie du diffuseur de l'éjecteur (entrée de l'adsorbent) et qui nous donne un système plus performant et d'irréversibilité faible.

Pour la première loi de la thermodynamique, la quantité d'énergie et le COP_{th} ont été calculés pour les cycles AHT et EAHT. On constate que le COP_{th} est supérieur dans le système

CONCLUSION GENERALE

EAHT en raison de l'introduction d'un éjecteur entre l'évaporateur et le désorbeur. En outre, l'élévation de la température [150-165°C] d'adsorption fait augmenter le COP_{th} à (11-12)% des deux systèmes. Pour la deuxième analyse l'exergie de destruction, la perte d'exergie au niveau des composants est déterminée par le même modèle et constate que cette dernière est plus importante dans le système AHT qu'EAHT. L'irréversibilité totale du système EAHT est inférieure à celle d'AHT même avec une augmentation de la température d'adsorption. Il en est de même pour le rendement exergetique, il est plus élevé dans le système EAHT à environ 12.5%.

Pour la deuxième étude, les résultats obtenus peuvent se résumer comme suit :

- L'augmentation de la température de génération sert à augmenter le coefficient de performance et la production de chaleur jusqu'à une valeur maximum et la valeur du COP_{th} devienne presque constante.
- L'augmentation de la température de génération augmente les chaleurs sensibles de désorption.
- L'augmentation de la température de condensation augmente la chaleur de condenseur et le coefficient de performance thermique de la machine d'une part et d'autre part elle contribue à la diminution de la chaleur sensible de désorbeur y compris la chaleur de désorption.
- La température d'adsorption est influencée par l'augmentation de la chaleur du condenseur et le coefficient de performance thermique de la machine et contribue également à diminuer la chaleur sensible du désorbeur et la chaleur de désorption.
- La variation de la masse des parties métalliques de l'adsorbeur n'a aucune influence sur la quantité de chaleur produite par le condenseur.
- Comme perspective, on peut développer cette étude et on pourra dimensionner la deuxième partie de l'éjecteur (tuyère secondaire). Une comparaison des influences des températures de fonctionnement sur l'énergie thermique produite et le COP_{th} pourra être effectuée pour les deux systèmes AHT et EAHT. Ce travail peut être amélioré en modélisant un système Geosol afin d'obtenir une température de surface pour alimenter le réacteur (adsorbeur/désorbeur) de ce système.