

UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE 1
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE

N° ordre : **31/DS/2017**

Série : **02/GCli/2017**

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

Doctorat en Sciences

en Génie Climatique

Option : **Génie Climatique**

Thème

**Etude des transferts de chaleur et de masse dans une
machine frigorifique à adsorption solaire**

Par : **MEBARKI Billal**

Directeur de Thèse : **Professeur GOMRI Rabah**

Soutenu le 06/03/2017

Devant le de jury:

Président:	M. BELHAMRI Azeddine	Professeur	Université des Frères Mentouri Constantine 1
Rapporteur:	M. GOMRI Rabah	Professeur	Université des Frères Mentouri Constantine 1
Examineurs:	M. BOUKHEIT Nahmane	Professeur	Université des Frères Mentouri Constantine 1
	M. AYADI Abdelhamid	Professeur	Université Larbi Ben M'Hidi Oum El Bouaghi
	M. BOUGRIOU Cherif	Professeur	Université de Batna 2

Dédicace

Je dédie cette thèse à mes chers parents, mon père et ma mère. A mon frère et mes sœurs. Veuillez trouvez dans ce travail un modeste témoignage de mon admiration et toute ma gratitude, de mon affection la plus sincère et de mon attachement le plus profond. J'espère qu'ils sont très fiers de moi et de mon travail, car je suis très fier d'avoir une telle famille.

Enfin, je dédie cette thèse à ma grande famille et mes amis, Inchaa Allah cette thèse servira d'outil de travail pour les autres chercheurs.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

J'adresse mes plus sincères remerciements à Monsieur **Rabah GOMRI**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri Constantine 1, Chef Département de Génie Climatique et Directeur de thèse pour son aide et ses encouragements au cours de ce travail, ses précieux conseils et la confiance dont il a fait preuve à mon égard et surtout pour le sujet intéressant qu'il m'a proposé ; ses compétences en matières d'encadrement, m'ont été d'une aide particulièrement précieuse.

Je remercie Monsieur **Azeddine BELHAMRI**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri Constantine 1 pour l'honneur qu'il m'a fait d'accepter de présider le jury de cette thèse.

Monsieur **Abdelhamid AYADI**, Professeur à l'Université l'Arbi ben Mhidi de Oum El Bouaghi, Monsieur **Nahmane BOUKHEIT**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri Constantine 1 et Monsieur **Cherif BOUGRIOU**, Professeur à l'Université Batna 2 trouvent ici l'expression de mes plus vifs remerciements pour avoir accepté de participer au jury de soutenance et pour l'intérêt qu'ils ont bien voulu porter à ce travail.

J'adresse également mes remerciements à Monsieur **Ismail SOLMUS**, Professeur Assistant à l'Université d'Atatürk à Erzurum, Turquie pour son aide amicale durant le court stage effectué au laboratoire de Génie Mécanique entre le 15 décembre 2014 et 15 février 2015.

Enfin, j'adresse mes remerciements à tous les enseignants et le personnel du Département de Génie Climatique ainsi que le personnel du campus Zerzara.

TABLES DES MATIERES

Dédicace	
Remerciements	
Tables des matières	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Introduction générale.....	01

Chapitre 1: Aspect Théorique

1.1. Introduction	05
1.2. Définition des milieux poreux.....	05
1.3. Les caractéristiques des milieux poreux.....	05
1.3.1. La porosité.....	05
1.3.2. La perméabilité intrinsèque	06
1.3.3. Volume élémentaire représentatif.....	06
1.4. Les modèles de transfert de masse externe	07
1.4.1. La loi Darcy.....	07
1.4.2. La loi de Darcy- Forchheimer	08
1.4.3. Modèle de Brinkman	08
1.4.4. Critères de validité des modèles de transfert de masse externe.....	09
1.5. Les modèles de transfert de masse interne	09
1.5.1. Modèle de L'équilibre	09
1.5.2. Les modèles de la diffusion	10
1.5.3. Modèle de la force motrice linéaire (Linear Driving Force - LDF).....	10
1.6. Les modèles de conservation d'énergie du milieu poreux.....	11
1.7. Définition de l'adsorption	11
1.8. Définition de l'adsorbant :.....	12
1.9. Définition de l'adsorbat	13

1.10. Thermodynamique de l'adsorption.....	13
1.10.1. Modélisation de l'isotherme d'adsorption.....	16
1.10.1.1. Modèle cinétique.....	16
1.10.1.2. Modèle phénoménologique.....	17
1.10.2. Chaleur isostérique de l'adsorption.....	21
1.11. Le cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption.....	21
1.12. Fonctionnement du groupe de production d'eau glacée avec deux lits d'adsorption.....	25

Chapitre 2: Recherche Bibliographique

2.1. Introduction	28
2.2. La travaux antérieurs dans le domaine de la production de froid par adsorption.....	28
2.3. Conclusion:	47

Chapitre 3: Comparaison entre les couples adsorbant/adsorbat

3.1. Introduction	49
3.2. Critères de choix du couple adsorbant/adsorbat	49
3.2.1. Choix de l'adsorbant.....	49
3.2.2. Choix de l'adsorbat.....	49
3.2.3. Critères thermodynamiques.....	50
3.2.4. Critères techniques.....	50
3.2.5. Critères de sécurité.....	50
3.3. Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption.....	51
3.3.1. Couple zéolithe/eau.....	51
3.3.2. Couple charbon actif/méthanol.....	52
3.3.3. Couple gel de silice/eau.....	53
3.3.4. Nouveaux couples.	53
3.4. Définition de la machine frigorifique à adsorption étudié.....	54
3.5. La modélisation mathématique de la machine frigorifique à adsorption.....	54
3.5.1. Equation de Dubinin et Astakhov	54
3.5.2. Chaleur isostérique d'adsorption suivant le modèle de Dubinin et Astakhov.....	57
3.5.3. Le coefficient de performance de la machine	58

3.5.3.1. La quantité de froid produite	59
3.5.3.2. La chaleur sensible de l'adsorbant Q_1	60
3.5.3.3. La chaleur sensible de la partie métallique Q_2	60
3.5.3.4. La chaleur sensible de l'adsorbant Q_3	60
3.5.3.5. La chaleur de désorption Q_{des}	60
3.6. La méthode de calcul des températures de seuil du cycle	61
3.7. Résultats et discussion.....	63
3.7.1. Validations des résultats	63
3.7.2. L'influence de la température de génération	64
3.7.3. L'influence de la température de condensation	67
3.7.4. L'influence de la température d'évaporation.....	70
3.6. Conclusion	74

Chapitre 4: La Modélisation Mathématique du lit d'adsorption

4.1. Introduction.....	75
4.2. Description du lit d'adsorption.....	75
4.3. Les hypothèses simplificatrices	76
4.4. Modélisation mathématique du lit d'adsorption	77
4.4.1. L'équation de la conservation de masse	77
4.4.2. L'équation de transfert de masse externe (dynamique)	78
4.4.3. Les équations de la conservation d'énergie.....	79
4.4.3. 1.L'équation de la conservation d'énergie de la phase gazeuse.....	79
4.4.3. 2.L'équation de la conservation d'énergie de la phase solide	80
4.4.3. 3.L'équation de la conservation d'énergie de la paroi métallique.....	80
4.4.3.4. L'équation de la conservation d'énergie du fluide de transfert de chaleur	80
4.5. L'équation de la chaleur d'adsorption	81
4.6. Coefficient de performance COP	81
4.7. La quantité de froid spécifique (Specific Cooling Power SCP)	82
4.8. Les conditions aux limites	82
4.9. Conditions initiales.....	86
4.10. La discrétisation et la méthode de résolution des équations différentielles partielles.....	86
4.11. Conclusion.....	98

Chapitre 5: Résultats et Discussions

5.1. Introduction	99
5.2. La méthode numérique.....	99
5.3. Les résultats et les discussions.....	100
5.3.1. L'effet de l'épaisseur de l'adsorbant.....	100
5.3.2. L'effet de la vitesse du fluide de l'échange de chaleur.....	104
5.3.3. L'effet de la longueur du lit d'adsorbant	108
5.3.4. L'effet du diamètre des particules de l'adsorbant	112
5.3.5. L'effet de la durée de la phase d'adsorption/désorption	116
5.3.6. L'effet de la pression de condensation.....	119
5.4. Conclusion	123
Conclusion Générale et Perspectives.....	124
Références Bibliographiques.....	127

Liste des tableaux

Tableau I-1: Les principales caractéristiques physique des adsorbants.....	13
Tableau I-2: Coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés.....	20
Tableau I-3: Coefficients de l'équation du D-R des couples utilisés.....	21
Tableau II. 1 : Les températures du fonctionnement des couples adsorbant/adsorbat les plus utilisées dans le domaine de la production du froid à adsorption.....	28
Tableau II. 2 : Les types des modèles de transfert de chaleur et de masse utilisés dans la littérature.....	47
Tableau III -1: Les adsorbats utilisées avec les zéolithes.....	51
Tableau III -2: Les adsorbats utilisées avec les charbons actifs.....	53
Tableau III -3 : Les caractéristiques des adsorbants utilisés.....	54
Tableau III -4 : Les coefficients de l'équation d'Antoine utilisé (pour le méthanol la pression en mmHg).....	55
Tableau III -5 : Les différentes caractéristiques des adsorbats utilisés.....	56
Tableau III -6 : Les coefficients des couples utilisées de l'équation Dubinin astakhov.....	57
Tableau III. 7 : comparaison entre les cop obtenue par notre modèle et les résultats trouvés dans la littérature (Ta=25°C, Tc=15°C mg=5kg de cuivre et le couple est Charbon actif 35 méthanol).....	64
Tableau IV.1 : Les paramètres de la simulation.....	97
Tableau V.1 : L'effet de nombre des mailles et le pas du temps sur la valeur de la température de la phase solide.....	100

Liste des figures

Figure I-1: Diagramme représentant la relation entre la température, la pression et la masse adsorbée.....	14
Figure I-2 : Les types d'isothermes d'adsorption	14
Figure I-3: Exemple d'une isotherme d'adsorption du couple zéolithe13x/eau.....	15
Figure I-4: Représentation de Polanyi d'une coupe d'un système solide-gaz.....	18
Figure I-5: Cycle de Clapeyron de base d'une machine frigorifique à adsorption.....	22
Figure I-6: Les différentes phases d'une machine frigorifique à adsorption	24
Figure I-7: Schéma du cycle du groupe de production d'eau glacée en phase 1.....	26
Figure I-8: Schéma du cycle du groupe de production d'eau glacée en phase 2.....	27
Figure II. 1: Schéma de couplage de système solaire avec groupe production d'eau glacée à adsorption [12].....	29
Figure II. 2: Le schéma de lit d'adsorption de K.C. Leong et Y. Liu [14].....	30
Figure II.3: Schéma de lit de l'adsorption de Solmus et al [1-15-16].....	32
Figure II.4: Schéma du groupe de production d'eau glacée couplé avec une tour de refroidissement [19].....	33
Figure II. 5: Schéma descriptif du lit d'adsorption de Niazmand et al [20].....	34
Figure II. 6: Schéma de la machine frigorifique à adsorption proposée Habib et al [22].....	35
Figure II. 7: Schéma du lit d'adsorbant étudié par Hong et al [25].....	36
Figure II. 8: Schéma du cycle de fonctionnement de groupe production d'eau glacée couplée avec le système solaire[27].....	37
Figure II. 9: Schéma du groupe de production d'eau glacée d'El-Sharkawy et al [31].....	39
Figure II. 10: Schéma du réacteur solaire d'Hassan et al [32].....	40
Figure II. 11: Schéma du système de traitement d'air par de Santori et al [35].....	41
Figure II. 12: Schéma de machine à production du froid à adsorption désigné par d'Umair et al [36].....	42
Figure II. 13: La machine frigorifique à adsorption développée à Tipaza [37].....	42
Figure II. 14: Le schéma du groupe production d'eau glacée à adsorption présenté par Alam et al [40].....	44

Figure II. 15: Le schéma représentatif du cycle de machine frigorifique à adsorption avec une onde de convection présenté par Çaglar et al [41].	45
Figure II. 16: Le schéma représentatif du cycle de machine frigorifique à adsorption couplée avec kit solaire présenté par El-Sharkawy et al [44].	46
Figure III. 1 : Cycle de Clapeyron de base d'une machine frigorifique à adsorption.	58
Figure III. 2: Organigramme de calcul des températures de seuil.	62
Figure III. 3 : Organigramme de calcul des performances du cycle frigorifique.	63
Figure III. 4 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de génération.	65
Figure III. 5 : Variation de la production frigorifique en fonction des températures de génération.	66
Figure III.6 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température de génération.	67
Figure III.7 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de condensation.	68
Figure III.8 : Variation de la production frigorifique en fonction de la température de condensation.	69
Figure III.9 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température de condensation.	70
Figure III.10 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation.	71
Figure III.11 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température d'évaporation.	72
Figure III.12 : Variation de la production frigorifique en fonction de la température d'évaporation.	73
Figure IV.1 : Coupe de lit d'adsorption.	76
Figure IV.2 : Organigramme de programme durant la phase d'adsorption.	94
Figure IV.3 : Organigramme de programme durant la phase de la désorption.	95
Figure IV.4 : Organigramme de programme durant la phase du chauffage.	96
Figure V.1 : Variation du COP avec la variation de l'épaisseur de l'adsorbant.	101
Figure V.2 : Variation du SCP avec la variation de l'épaisseur de l'adsorbant.	102
Figure V.3 : Influence de la variation de l'épaisseur de l'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant.	102
Figure V.4 : Influence de la variation de l'épaisseur de l'adsorbant sur la distribution de la concentration de l'adsorbat.	103

Figure V.5 : Influence de la variation de l'épaisseur de l'adsorbant sur la distribution de la pression.....	104
Figure V.6 : Variation du COP avec la variation de la vitesse du fluide de l'échange thermique.....	105
Figure V.7: Variation du SCP avec la variation de la vitesse du fluide de l'échange thermique.....	105
Figure V.8 : Influence de la vitesse du fluide de l'échange thermique sur la distribution de la température de la phase solide.....	106
Figure V.9 : Influence de la vitesse du fluide de l'échange thermique sur la distribution de la concentration de l'adsorbat	107
Figure V.10: Influence de la vitesse du fluide de l'échange thermique sur la distribution de la pression.....	108
Figure V.11 : Variation du COP avec la variation de la longueur du lit de l'adsorbant.....	109
Figure V.12 : Variation du SCP avec la variation de la longueur du lit de l'adsorbant.....	109
Figure V.13 : Influence de la longueur du lit de l'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide.....	110
Figure V.14 : Influence de la longueur du lit de l'adsorbant sur la distribution de la concentration de l'adsorbat.....	111
Figure V.15: Influence de la longueur du lit de l'adsorbant sur la distribution de la pression.....	112
Figure V.16: Variation du COP avec la variation du diamètre de la particule de l'adsorbant.....	113
Figure V.17 : Variation du SCP avec la variation du diamètre de la particule de l'adsorbant	113
Figure V.18 : Influence du diamètre de la particule de l'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide.....	114
Figure V.19 : Influence du diamètre de la particule de l'adsorbant sur la distribution de la concentration de l'adsorbat	115
Figure V.20 : Influence du diamètre de la particule de l'adsorbant sur la distribution de la pression	116

Figure V.21 : Variation du COP avec la variation de la période de la phase d'adsorption/désorption.....	117
Figure V.22 : Variation du SCP avec la variation de la période de la phase d'adsorption/désorption.....	117
Figure V.23: Influence de la durée de la phase d'adsorption/ désorption sur la distribution de la température de la phase solide.....	118
Figure V.24 : Influence de la durée de la phase adsorption désorption sur la distribution de la concentration de l'adsorbat	118
Figure V.25 : Influence de la durée de la phase adsorption désorption sur la distribution de la pression dans le lit d'adsorption.....	119
Figure V.26 : Variation du COP avec la variation de pression de condensation.....	120
Figure V.27 : Variation du SCP avec la variation de la pression de la condensation.....	120
Figure V.28 : Influence de la pression de condensation sur la distribution de la température de la phase solide.....	121
Figure V.29 : Influence de la pression de condensation sur la distribution de la concentration de l'adsorbat	122
Figure V.30 : Influence de la pression de condensation sur la distribution de la pression dans le lit d'adsorption	123

Nomenclature

a_v : Interface gaz-solide par l'unité de volume [1/m]

B : paramètre qui tient compte de la nature de l'adsorbant

c_p : Chaleur spécifique [J/kg.K]

D : paramètre qui prend en compte les propriétés du couple adsorbant/adsorbant

D_e : Diffusivité équivalente dans les particules de l'adsorbant [m^2/s]

D_o : Diffusivité référence [m^2/s]

d_p : Diamètre moyen de la particule de l'adsorbant [m]

E_a : Energie d'activation de la surface de la diffusion [J/mol]

E_0 : L'énergie caractéristique de l'adsorbant [J/mol]

h_{f-m} : Coefficient de transfert de chaleur par convection entre le fluide de transfert de chaleur et la paroi métallique [$W/m^2.K^{-1}$]

h_g : Coefficient de transfert de chaleur par convection inter faciale entre la phase gazeuse et solide de l'adsorbant [$W/m^2.K^{-1}$]

h_{m-ads} : Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'adsorbant et la paroi métallique [$W/m^2.K^{-1}$]

K_d : Coefficient qui tient en compte des caractéristiques adsorbant/adsorbant

K_p : perméabilité [m^2]

D_m : Coefficient de transfert de masse à l'intérieur de la particule de l'adsorbant [1/m]

K : Conductivité thermique [$W/m.K$]

L : Longueur du lit d'adsorption [m]

L_e : Chaleur de latente de l'évaporation [J/kg]

Nu : Nombre de Nusselt

P : Pression [kPa]

Pr : Nombre de Prandtl

Q_1 : Quantité de chaleur sensible de l'adsorbant [kJ]

Q_2 : Quantité de chaleur sensible de la partie métallique [kJ]
 Q_3 : Quantité de la chaleur sensible de l'adsorbat. [kJ]
 Q_{des} : Quantité de chaleur nécessaire pour la désorption [kJ]
 Q_f : quantité de froid produite [kJ]
 q_{st} : Chaleur iso stérique de l'adsorption [J/kg]
 R : Constante des gaz parfait [J/mol.K]
 R_e : Nombre du Reynolds
 R_{ep} : Nombre du Reynolds concernant la phase gazeuse de l'adsorbant (adsorbat)
 R_g : Constante des gaz parfait spécifique à vapeur d'eau [J/kg.K]
 R_1 : Diamètre intérieur du tube métallique [m]
 R_2 : Diamètre extérieur du tube métallique [m]
 R_3 : Diamètre extérieur du lit d'adsorption [m]
 r : Le coordonné radiale [m]
 T : Température [k]
 t : Temps [s]
 u_g : Vitesse de la phase gazeuse dans la direction radiale [m/s]
 v_g : Vitesse de la phase gazeuse dans la direction axiale [m/s]
 V_0 : Volume d'adsorbat initiale [m³ d'adsorbat/m³ d'adsorbant]
 X : Concentration de l'adsorbat [kg_{eau}/kg_{adsorbant}]
 $X_{équi}$: Capacité d'adsorption à l'équilibre [kg_{eau}/kg_{adsorbant}]
 z : Coordonné axiale [m]
 ΔX : La masse cycle [kg adsorbat/ kg adsorbant]

Symboles grecs

α : Coefficient de dilatation thermique
 β : Coefficient d'affinité
 ε_{pol} : Potentiel de Polanyi d'adsorption
 μ : Viscosité [N.s/m²]
 ϑ : Potentiel chimique
 ρ : masse volumique [kg/m³]
 ε_t : Porosité totale.

ε_b : Porosité du lit d'adsorption.

ε_p : La porosité de la particule.

λ_{g-e} : Conductivité thermique de la phase gazeuse [w/m.K]

λ_{s-e} : Conductivité thermique de la phase solide [w/m.K]

λ_m : Conductivité thermique de la paroi métallique [w/m.K]

λ_f : Conductivité thermique du fluide de transfert de chaleur [w/m.K]

Les indices

Co : Condenseur

e : Evaporateur

f : Fluide d'échange thermique

g : Phase gazeuse

i : Initiale

m : Paroi métallique

re : Régénération

s : Phase solide

sat : Saturation

Ads : adsorbant

ff : adsorbat

Introduction générale

Introduction générale

Les machines de climatisation modernes exercent une influence sur l'environnement essentiellement de deux façons. La première est due aux émissions des chlorofluorocarbures (CFC) et les hydro chlorofluorocarbones (HCFC) utilisés comme réfrigérants dans ces machines. Les atomes de chlore dans les CFC et les HFC sont à l'origine de la dégradation de la couche d'ozone dans la stratosphère qui protège la terre contre les rayons ultraviolet B du rayonnement solaire qui sont la cause de l'apparition du cancer de la peau. En 1985, les scientifiques ont vu un amincissement drastique de la couche d'ozone au-dessus de l'Antarctique, un phénomène annuel surnommé le "Trou d'ozone". Compte tenu de ces dangers, le 16 Septembre 1987, les dirigeants de 24 pays ont signé le Protocole de Montréal. Depuis lors, les nouvelles preuves scientifiques de l'urgence des dommages à l'ozone ont conduit les 196 membres des Nations Unies à ratifier le traité. La production de CFC est déjà interdite et l'élimination progressive des HCFC moins actifs devrait être complète d'ici 2030. La deuxième préoccupation environnementale due aux machines de conditionnement classique est son impact sur le réchauffement climatique. La plupart des frigorigènes utilisés dans les machines frigorifique à compression ont un très haut potentiel de réchauffement global (GWP). Par exemple, le HFC-134a, un des mélanges les plus largement utilisés comme fluide frigorigène, a un GWP équivalent à 1320 fois de la durée de CO₂ selon le calcul exigé par le Protocol de Kyoto. Outre la libération des gaz à effet de serre directement dans l'atmosphère par les fuites et la maintenance des équipements, la majeure partie de l'électricité produite pour exécuter ces machines provient également de la combustion de combustibles fossiles (une source importante d'émission de CO₂). Les gaz à effet de serre sont largement censés contribuer à une augmentation de la température moyenne observée de l'atmosphère de la terre, ce qui entraîne l'augmentation de la demande de refroidissement et créant ainsi une boucle de rétroaction positive.

La production frigorifique à adsorption est généralement considérée comme une utilisation respectueuse de l'environnement grâce à l'absence de CFC et HCFC comme fluide frigorigène et à l'absence des combustibles fossiles, responsable d'émission de CO₂, comme source de

chaleur. Par conséquent, ce système ne contribue pas au réchauffement climatique et à l'appauvrissement de la couche d'ozone. Au cours des dernières années, les systèmes frigorifiques à adsorption ont attirés beaucoup d'attention en raison de leur relativement plus faible impact sur l'environnement et un grand potentiel d'économie d'énergie. La réduction de l'énergie primaire pourrait être atteinte avec une utilisation raisonnable des déchets thermiques comme énergie motrice du système. Le cycle à adsorption a un avantage distinct par rapport aux autres systèmes de réfrigération par sa capacité à être entraîné par à la fois une chaleur motrice relativement faible et une basse température de génération.

L'inconvénient majeur des machines frigorifiques à adsorption, c'est leurs performances limitées à cause de grandes résistances de transfert thermique, de transfert de masse interne (intra-particule) et de transfert de masse externe (extra-particule) en raison de la faible conductivité thermique de l'adsorbant, la grande résistance de contact entre l'adsorbant et la paroi métallique du lit d'adsorption, le faible coefficient de transfert de masse à l'intérieur et l'extérieur des particules de l'adsorbant, ce qui a conduit à de nombreuses recherches sur le thème de l'amélioration et l'étude de transfert de masse et de chaleur dans le lit d'adsorption.

Le travail présenté dans cette thèse rentre dans le cadre des études menées sur le transfert de chaleur et de masse dans le lit d'adsorption afin de :

- Développer un modèle assez rigoureux de transfert de masse inter et intra particule de l'adsorbant et le transfert de chaleur dans le lit d'adsorption ainsi que le transfert de chaleur à l'intérieur et entre les différents éléments constructifs des lits d'adsorbant tels que le tube métallique et le fluide de transfert de chaleur.
- Etudier l'effet de certains paramètres tels que l'épaisseur de l'adsorbant, la vitesse du fluide de transfert de chaleur, la longueur du lit d'adsorption, le diamètre des particules de l'adsorbant, la durée de l'adsorption/désorption et la pression de condensation sur la performance de la machine frigorifique à adsorption à deux lits d'adsorption et sur la distribution des paramètres de fonctionnement dans le lit d'adsorption pour obtenir certaines informations utiles pour la conception des machines frigorifiques à adsorption.

Cette thèse est constituée d'une introduction générale, de cinq chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre est consacré à l'aspect théorique de notre sujet, nous présentons la définition des milieux poreux et leurs caractéristiques, le phénomène d'adsorption et sa thermodynamique et les différents modèles de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur et l'extérieur des particules de l'adsorbant ainsi que les différents modèles du taux d'adsorption. Le cycle de base de la machine frigorifique à adsorption et le cycle de production frigorifique à deux lits d'adsorption qui est le cycle étudié dans notre thèse ont été également présentés dans ce chapitre.

Afin de mieux identifier les développements récents sur les machines frigorifiques à adsorption, le deuxième chapitre est consacré à une recherche bibliographique. Un nombre important de références qui couvrent les principaux travaux disponibles dans la littérature scientifique relative au sujet ont été discutés.

Le troisième chapitre discute le choix de couple adsorbant/adsorbat qui est une étape très importante pour l'optimisation des performances d'une machine frigorifique à adsorption. On a présenté les critères de choix du couple adsorbant/adsorbat, les couples les plus utilisés dans les machines frigorifiques à adsorption et les nouveaux couples. Un modèle statique du cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption a été choisi, un code de calcul en Fortran correspondant à ce modèle a été établi, ce qui permet le bon choix du couple adsorbant/adsorbat.

Dans quatrième chapitre, nous avons établi un modèle d'un lit d'adsorbant qui prend en compte le transfert de chaleur entre les phases de l'adsorbant, la phase solide et la phase gazeuse, le transfert de masse interne et le transfert de masse externe et également le transfert de chaleur dans le tube métallique et le transfert de chaleur dans le fluide de transfert de chaleur ainsi que la présentation de la discrétisation de ces équations et la méthode de résolution du système d'équations différentielles.

Dans le cinquième chapitre, nous présentons la méthode de résolution numérique qui est la base de développement du programme informatique sur la plateforme MATLAB qui simule le fonctionnement de la machine frigorifique adsorption à deux lits à une basse température de génération qui peut être obtenue par un simple système de captage de l'énergie solaire tel que les capteurs solaires plans à eau. Ce programme prédit les valeurs des paramètres de

fonctionnement à chaque instant à l'intérieur du lit d'adsorption. Les résultats obtenus sont également présentés et discutés dans ce chapitre.

Dans la conclusion générale, nous regroupons les principaux résultats obtenus qui peuvent être considérés comme des informations utiles pour les concepteurs des machines frigorifiques à adsorption. Enfin, les perspectives pour les futurs travaux de recherches ont été données.

Chapitre 1

Aspect
théorique

1.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous donnons les définitions des phénomènes fondamentaux nécessaires à l'étude de la machine frigorifique à adsorption, tels que les milieux poreux et leurs caractéristiques, l'adsorption et sa thermodynamique, le transfert de masse interne (à l'intérieur des particules de l'adsorbant), le transfert de masse externe (à l'extérieur des particules de l'adsorbant) et le transfert de chaleur. De plus, les différents modèles de ces phénomènes ont été donnés.

Le cycle de base de la machine frigorifique à adsorption ainsi que le cycle à deux lits d'adsorption ont été expliqués dans ce chapitre. La définition de l'adsorbant et de l'adsorbat a été également présentée.

1.2. Définition du milieu poreux

Le milieu poreux est une matière composée d'une partie solide persistante qui s'appelle la matrice solide et le reste est un vide qui s'appelle l'espace des pores qui peut être rempli par un ou plusieurs fluides (eau, méthanol, etc.). Les exemples du milieu poreux dans la nature sont le sable, le gravier, les billes de verre, les roches calcaires, le bois, etc.

De nos jours les milieux poreux sont présents dans de nombreux secteurs industriels comme le génie civil (route, ponts,...), l'agroalimentaire (silo de blé,...), les industries chimiques (réactif, mélange,...) et pharmaceutique (comprimés,...). Cette omniprésence est également marquée dans divers milieux naturels (glissements de terrains, lits de rivières, cendres volcaniques, dunes,...).

1.3. Les caractéristiques du milieu poreux**1.3.1. La porosité ε :**

La porosité est le taux de vide dans un milieu poreux qui est calculée par la relation suivante :

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_T} \quad (I-1)$$

Il existe d'autres paramètres caractérisant la proportion de vide dans un matériau, c'est l'indice des vides "e" qui est défini comme le rapport du volume des vides entre les particules V_v et le volume des particules solides V_s .

$$e = \frac{V_v}{V_s} \quad (\text{I-2})$$

La relation entre la porosité et l'indice des vides peut être exprimée par :

$$\varepsilon = \frac{e}{e + 1} \quad (\text{I-3})$$

1.3.2. La perméabilité intrinsèque K_p

La perméabilité intrinsèque d'un matériau est sa propriété de se laisser traverser par un fluide. Cette caractéristique du milieu poreux est liée à la forme des grains et à la porosité. Lorsque la microstructure est isotrope, la perméabilité intrinsèque se résume à un simple coefficient scalaire K_p . C'est sous cette forme que par la suite on l'emploiera toujours dans la loi de Darcy. La perméabilité est généralement déterminée par des mesures expérimentales. Si on a un milieu poreux anisotrope, la perméabilité intrinsèque devient un tenseur, ce qui n'est pas le cas dans cette étude.

Il est important de noter que la perméabilité intrinsèque s'exprime en m^2 . La relation semi-empirique de Blake-Kozeny [1] est l'une des relations les plus utilisées pour calculer la perméabilité des milieux poreux :

$$K_p = \frac{\varepsilon^3 d_p^2}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad (\text{I-4})$$

1.3.3. Volume élémentaire représentatif (V.E.R)

Les bilans thermique et massique sont représentés par des équations différentielles partielles qui sont valables dans les milieux continus, ce qui n'est pas le cas dans les milieux poreux. Pour résoudre ce problème, la méthode des volumes élémentaires représentatifs est appliquée au milieu poreux pour écrire les équations différentielles partielles au niveau macroscopique. Autrement dit, à l'intérieur de ce volume élémentaire, les propriétés thermophysiques du fluide et du matériau sont uniformes et continues.

Le volume élémentaire représentatif doit respecter les conditions suivantes :

- Les dimensions du V.E.R sont généralement grandes par rapport à la taille du grain;
- Les V.E.R doivent être suffisamment petits pour que les variations d'un paramètre puissent être représentées par des fonctions continues.

1.4. Les modèles de transfert de masse externe

L'équation de Navier Stokes est l'une des équations les plus connues dans la modélisation des écoulements des fluides newtoniens, mais dans les milieux poreux cette équation n'est plus valable. Plusieurs modèles et équations ont donc été développés pour décrire la filtration d'un fluide dans un milieu poreux saturé.

Au premier lieu, la loi Darcy a été établie, cette loi est la plus ancienne et la plus utilisée dans différents domaines, mais son utilisation devra respecter certaines conditions. Toutefois, pour élargir le domaine de validité de cette équation, plusieurs modèles ont été établis tels que le modèle de Forchheimer et le modèle de Brinkman.

1.4.1. La loi Darcy

Henry Darcy était un ingénieur et chercheur français. Il a travaillé dans la conception des réseaux d'eau de la ville de Dijon, France. En se basant sur ce travail, il a publié les fontaines publiques de la ville de Dijon en 1856. Dans l'annexe de cette publication, en dessous du sous-titre « détermination de la loi du débit de l'eau à travers le sable », Darcy a écrit la fameuse équation que nous connaissons aujourd'hui.

La loi de Darcy exprime la relation de proportionnalité existante entre le débit spécifique, débit par unité de surface, d'un liquide à travers un milieu poreux et le gradient de pression, en écoulement laminaire. On parle d'écoulement Darcien d'un écoulement qui ne prend pas en considération les effets de la viscosité et de l'énergie d'inertie.

Cette loi a été exprimée par la relation suivante [2]:

$$Q = \frac{K_p \cdot \Delta P}{\mu_f} \quad (\text{I-5})$$

Où :

Q , le débit (m^3/s)

K_p , la perméabilité (m^2)

μ_f , la viscosité dynamique du fluide ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

On peut généraliser la loi Darcy par l'équation suivante [2]:

$$\vec{v}_{fil} = -\frac{K_p}{\mu_f} \vec{\nabla} P \quad (\text{I-6})$$

Où : v_{fil} est la vitesse de filtration du fluide dans un milieu poreux

Si le système est ouvert, l'effet de la pesanteur est présent, donc la relation précédente devient [2] :

$$\vec{v}_{fil} = -\frac{K_p}{\mu_f} (\vec{\nabla}P + \rho_f \cdot \vec{g}) \quad (I-7)$$

1.4.2. La loi de Darcy- Forchheimer

Si la vitesse d'entrée au bord d'attaque est suffisamment grande, on ne peut pas négliger l'effet de l'énergie d'inertie, ce qui a été montré expérimentalement. Forchheimer a proposé une modification empirique de la loi de Darcy en rajoutant une relation non linéaire du second ordre entre le gradient de pression et la vitesse de filtration. Cette formulation est appelée de Darcy-Forchheimer [2]:

$$\vec{\nabla}P = \rho_f \cdot \vec{g} - \frac{\mu_f}{K_p} \vec{v}_{fil} - F \cdot \frac{\rho_f}{\sqrt{K_p}} \cdot |\vec{v}_{fil}| \cdot \vec{v}_{fil} \quad (I-8)$$

F : est un paramètre caractéristique de la géométrie du milieu poreux, généralement appelé paramètre de Forchheimer.

1.4.3. Modèle de Brinkman

Si la porosité est proche de 0.8, il faut tenir compte des effets de la viscosité ce qui entraîne Brinkman de proposer une modification de la loi Darcy de la façon suivante [2] :

$$\vec{\nabla}P = \rho_f \cdot \vec{g} - \frac{\mu_f}{K_p} \vec{v}_{fil} - \mu_p \cdot \nabla^2 \cdot \vec{v}_{fil} \quad (I-9)$$

Ou :

μ_p désigne la viscosité dynamique effective du milieu poreux calculée par la relation suivante [2] :

$$\mu_p = \mu_f \cdot [1 + 2.5(1 - \varepsilon)] \quad (I-10)$$

En générale, dans les milieux poreux, lorsque la porosité n'atteint pas la valeur de 0.8, on prend la viscosité dynamique effective égale à la viscosité dynamique du fluide qui traverse ce milieu.

1.4.4. Critères de validité des modèles de transfert de masse externe

Les conditions d'application du modèle de Darcy sont [2] :

$$\varepsilon < 0.8 \quad (\text{I-11})$$

et

$$R_{ep} < 1 \quad (\text{I-12})$$

ou :

$$R_{ep} = \frac{\rho_f \cdot v_{inf} \cdot d_p}{\mu_f} \quad (\text{I-13})$$

R_{ep} , le nombre de Reynolds.

d_p , le diamètre des pores.

Les conditions d'application du modèle de Darcy- Forchheimer sont [2] :

$$\varepsilon < 0.8 \quad (\text{I-14})$$

et

$$R_{ep} > 10 \quad (\text{I-15})$$

La modèle de Brinkman est valable lorsque la porosité est supérieure à 0.8.

1 .5. Les modèles de transfert de masse interne

Le transfert de masse interne s'intéresse à l'échange de masse à l'intérieur des pores et à la surface des particules des milieux poreux. Les différents modèles de transfert de masse et de diffusion sont donnés ci-dessous.

1.5.1. Modèle de l'équilibre

Dans ce modèle, la résistance au transfert de masse interne est négligée. La masse adsorbée est donc égale à la masse adsorbée moyenne à l'équilibre.

$$X(t) = X_{\text{équi}} \quad (\text{I-16})$$

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

1.5.2. Les modèles de diffusion

Le mécanisme de diffusion interne résulte de plusieurs phénomènes de migration :

- **Diffusion moléculaire** : c'est la migration induite par l'agitation thermique, à l'exception des autres phénomènes;
- **Diffusion de Knudsen** : en considérant la diffusion des molécules de gaz à travers de très petits pores capillaires et si le diamètre des pores est plus petit que la longueur moyenne des parcours des molécules de gaz dans les pores et la densité du gaz est faible, les molécules de gaz entrent en collision avec les parois des pores plus fréquemment que les uns avec les autres. Ce processus est connu comme étant la diffusion de Knudsen.
- **Diffusion de surface des molécules adsorbées** : c'est un phénomène de surface par lequel des atomes ou des molécules de gaz ou de liquide se fixent sur une surface du matériau solide selon divers processus plus ou moins intenses comme les interactions de Van der Waals ou les interactions dipolaires.

En général, tout type de diffusion est exprimé par un coefficient de diffusion effective.

1.5.3. Modèle de la force motrice linéaire (Linear Driving Force, LDF)

A fin de simplifier l'équation de flux de transfert de masse, le modèle de la force motrice linéaire (LDF) est souvent utilisé pour décrire le transfert de masse d'une petite couche qui approxime une condition aux limites (interface solide) dans le sens que l'épaisseur de cette couche est suffisamment petite pour pouvoir linéariser les variations de la concentration. Le modèle de la force motrice linéaire est le produit de la différence entre la concentration moyenne et instantanée et le coefficient de diffusivité effective :

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_m \cdot [X_{\text{équi}} - X(t)] \quad (\text{I-17})$$

N.B : Vu que l'épaisseur du lit d'adsorption est petite, le modèle de la force motrice linéaire (LDF) a été utilisé pour décrire le transfert de masse interne.

1.6. Les modèles de conservation de l'énergie du milieu poreux

La modélisation de la conservation d'énergie du milieu poreux est basée sur deux modèles :

- Modèle de l'équilibre thermique:

Dans ce modèle, les températures des phases solide et gazeuse sont supposées égales, c'est-à-dire les effets de la résistance visqueuse et de l'énergie cinétique ont été négligés.

- Modèle de non équilibre thermique:

Dans ce modèle, les températures de différentes phases ne sont pas égales, ce qui a conduit à prendre en considération la convection inter-faciale entre la phase gazeuse et la surface des pores.

Dans la littérature, le coefficient de convection inter-faciale est calculé par la relation semi empirique suivante [3]:

$$h_g = \frac{\lambda_f}{d_p} (a + 1.8R_{ep}^b P_R^c) \quad (\text{I-18})$$

La surface spécifique des particules sphériques a été estimée par la relation suivante [3]:

$$a_v = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon_t)}{d_p} \quad (\text{I-19})$$

1.7. Définition de l'adsorption

L'adsorption est un phénomène de fixation de molécules de fluide sur la surface d'un solide, ce qui augmente la concentration des molécules de ce fluide sur la surface du solide sans modification du volume de ce milieu poreux.

Il existe deux types de processus d'adsorption : l'adsorption physique ou physisorption et l'adsorption chimique ou chimisorption.

Dans le cas de l'adsorption physique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait essentiellement grâce aux forces de Van der Waals et aux forces dues aux interactions électrostatiques de polarisation, dipôle et quadrupole pour les adsorbants ayant une structure ionique. L'adsorption physique se produit sans modification de la structure moléculaire et est parfaitement réversible (c'est-à-dire que les molécules adsorbées peuvent être facilement désorbées par le moyen d'une diminution de la pression ou augmentation de la température de la phase solide).

Dans le cas de chimisorption, l'adsorption se fait grâce à des liens chimiques entre les molécules du fluide adsorbées et les molécules de la surface solide. L'énergie de liaison est plus importante qu'avec la physisorption, ce qui pose des difficultés de réversibilité du processus et qui devient parfois irréversible. Le type d'adsorption étudié dans cette thèse est la physisorption.

Ce phénomène dépend quantitativement des propriétés physico-chimiques de la phase solide du milieu poreux (porosité, surface spécifique et l'acidité) ainsi que des propriétés physique du fluide du milieu poreux (diamètres des particules, viscosité).

Au cours de l'adsorption, le fluide 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 appelée chaleur isostérique d'adsorption.

L'adsorption est souvent utilisée dans plusieurs 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:

- La phase gazeuse constituée des molécules de gaz;
- La phase adsorbée formée des molécules de gaz situées sur la surface solide;
- La phase solide.

Le processus inverse, qui est le détachement des molécules adsorbées sur la surface du solide, notamment sous l'action de l'élévation de la température, se nomme la désorption, ce qui diminue la concentration des molécules de gaz sur la surface.

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

1.8. Définition de l'adsorbant

Les adsorbants sont des matériaux poreux qui ont des tailles des pores variant en générale entre quelque angström à une centaine d'angström et une surface spécifique (surface/unité de masse) supérieure à $100 \text{ m}^2/\text{g}$. Les adsorbants souvent utilisés sont le gel de silice, l'aluminium activé, les charbons actifs ainsi que les adsorbants à tamis moléculaires comme les zéolithes. Le tableau I-1 donne les caractéristiques physiques des adsorbants.

Tableau I-1 : Les principales caractéristiques physiques des adsorbants

Adsorbant	Taille des pores (Å)	Surface spécifique ($\text{m}^2 \cdot \text{g}^{-1}$)	Porosité interne	Masse volumique apparente ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
Charbons actifs	10 à 40	400 à 2000	0.4 à 0.8	300 à 600
Tamis moléculaires carbonés	30 à 80	300 à 600	0.35 à 0.5	500 à 700
Zéolithes	30 à 80	500 à 800	0.3 à 0.4	600 à 750
Gel de silice	20 à 50	600 à 800	0.4 à 0.5	700 à 800
Alumines activées	10 à 60	200 à 400	0.3 à 0.6	800 à 950
Adsorbants à base de polymères	40 à 200	100 à 700	0.4 à 0.6	400 à 700

1.9. Définition de l'adsorbat

Les adsorbats sont des matériaux ayant des molécules de petite taille. Les trois adsorbats couramment utilisés sont le méthanol, l'eau et l'ammoniac. Leurs caractéristiques les plus importantes sont : la chaleur latente, le volume spécifique, la pression de saturation, la stabilité chimique avec l'adsorbant et l'impact sur l'environnement.

1.10. Thermodynamique de l'adsorption

L'état thermodynamique d'un couple adsorbant/adsorbat est caractérisé par une relation bivariable entre trois grandeurs: masse, pression et température (m , P , T). A l'équilibre, la relation bivariable peut s'exprimer par:

- L'isotherme d'adsorption $T(m, P)$
- L'isobare d'adsorption $P(m, T)$
- L'isostère d'adsorption $m(P, T)$

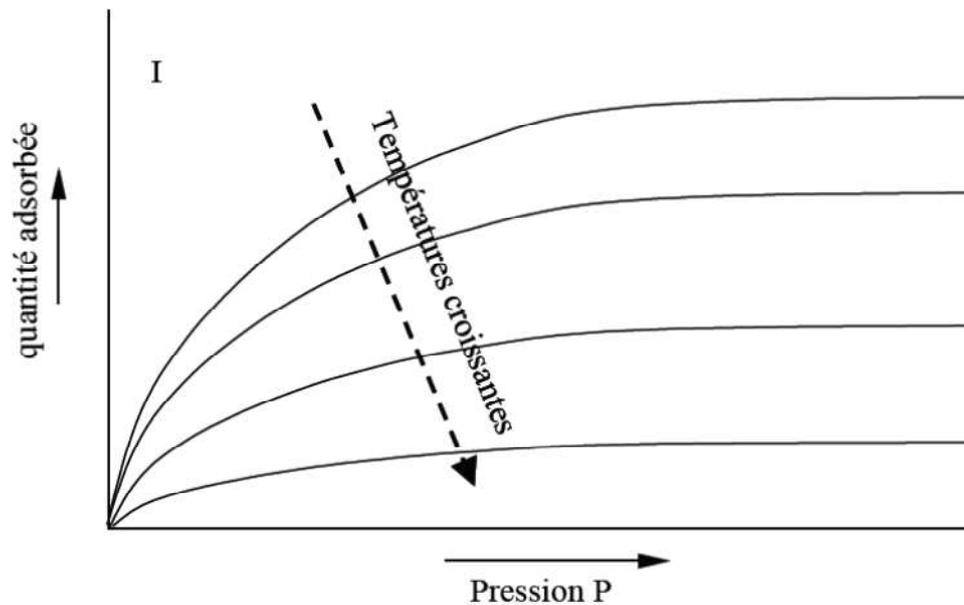


Figure I-1: Diagramme représentant la relation entre la température, la pression et la masse adsorbée [4]

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

De façon pratique, pour l'étude des systèmes frigorifiques à adsorption, on utilise les isothermes d'adsorption qui représentent, en fonction de la pression de vapeur, la quantité de gaz adsorbée par kilogramme d'adsorbant à température donnée: $m = f(p)$. Les isothermes d'adsorption présentées ont des formes variables et peuvent être regroupées en cinq types, présentés dans la figure (I-2)

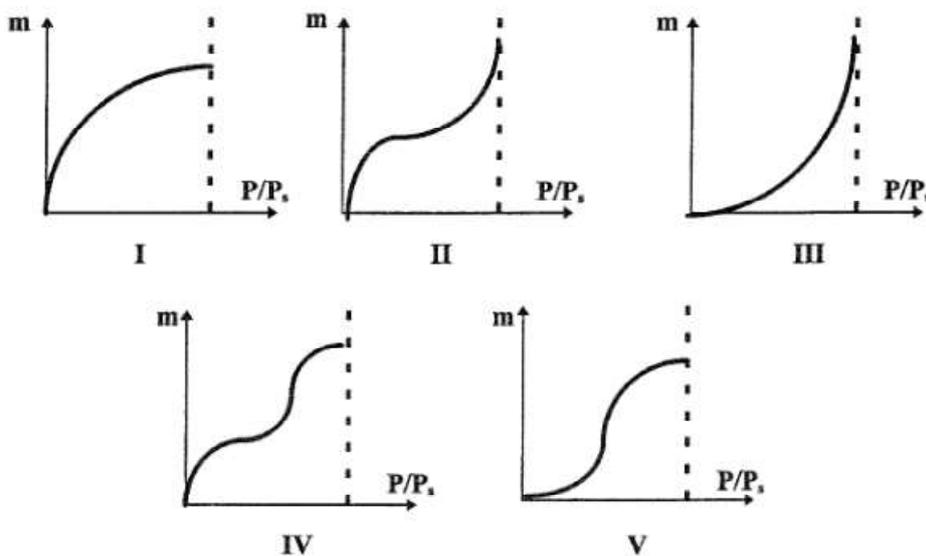


Figure I-2: Les types d'isothermes d'adsorption [5]

Type I : Présence d'un plateau horizontal jusqu'à la saturation $P/P_0=1$. Ce type d'isotherme est caractéristique du remplissage des micropores à faibles pressions relatives, souvent décrit par une isotherme de Langmuir. Ici, il peut y avoir de fortes interactions en jeu, éventuellement la chimisorption. C'est une adsorption essentiellement mono moléculaire

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

Type III : Ces isothermes correspondent à des solides non poreux ou macroporeux, caractéristiques des interactions faibles adsorbat/adsorbant comparées aux interactions adsorbat/adsorbant (surface/surface). L'adsorption est plus facile sur la première couche adsorbée que sur la surface.

Type IV et V : Ces types caractérisent bien la présence des micropores et des macropores dans l'adsorbant. Les parties correspondantes à des pressions relatives faibles sont analogues à celles des isothermes de types II et III; ceci pour les mêmes raisons. Mais les parties des isothermes correspondantes à des pressions relatives supérieures pourraient s'expliquer par le remplissage des capillaires se terminant à une pression inférieure à la pression de saturation grâce aux forces d'attraction très développées régnant dans ces capillaires provoquant une condensation rapide de l'adsorbat.

La figure (I-3) présente l'exemple d'une isotherme d'adsorption du couple zéolithe13x/eau [5].

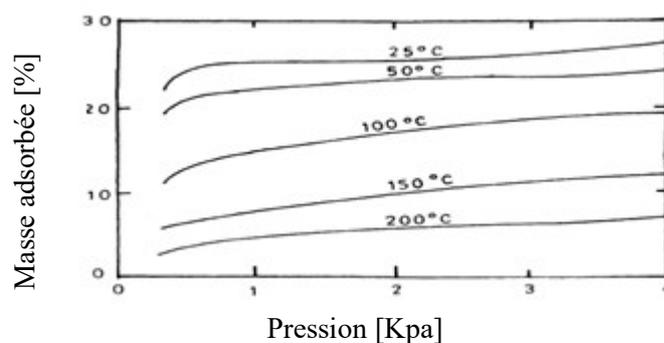


Figure I-3: Exemple d'une isotherme d'adsorption du couple zéolithe13x/eau [5]

1.10.1. Modélisation de l'isotherme d'adsorption

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

1.10.1.1. Modèles cinétiques

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

Isotherme de Langmuir

La première corrélation d'adsorption a été établie par Langmuir en 1916 qui est basée sur deux hypothèses :

- Les molécules adsorbées ne peuvent former qu'une couche mono moléculaire (monocouche);
- A l'équilibre dynamique d'adsorption, le nombre de molécules condensées par seconde sur une surface est proportionnel au nombre de molécules évaporées.

Dans le cas d'une adsorption mono moléculaire, Langmuir a proposé l'équation suivante [5]:

$$\theta = \frac{m}{m_0} = \frac{k \cdot p_v}{1 + k \cdot p_v} \quad (I-20)$$

Où

θ : taux de recouvrement de la surface

m : quantité d'adsorbat (kg)

m_0 : quantité d'adsorbat maximale pour former une monocouche (kg)

P_v : pression partielle de vapeur (kPa)

k : constante d'équilibre d'adsorption.

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

Isotherme de Brunauer, Emmet et Teller (B.E.T)

Elle est basée sur l'hypothèse que l'adsorbant est recouvert de couches multimoléculaires (multicouches), ces auteurs ont utilisé le postulat de Langmuir en supposant que :

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

Ce modèle fait intervenir un recouvrement par superposition de couches et est décrit par l'équation suivante, proposée par B.E.T [5]:

$$\frac{P_v}{V \cdot (P_s - P_v)} = \frac{1}{V_0 \cdot C_B} + \frac{(C_B - 1) \cdot P_v}{V_0 \cdot C_B \cdot P_s} \quad (\text{I-21})$$

Où

P_v : pression de vapeur de l'adsorbat mesurée (kPa)

P_s : pression de saturation à la température mesurée (kPa)

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

V_0 : le volume maximal adsorbable (m^3)

V : le volume adsorbé (m^3)

1.10.1.2. Modèle phénoménologique

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

Théorie du potentiel de l'adsorption de Polanyi [6]

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

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

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

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

$$\vartheta_l = R.T.\ln(P_s) \tag{I-22}$$

P_s , la pression de saturation à la température T,

R, la constante du gaz parfait.

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

$$\vartheta_v = R.T.\ln(P_v) \tag{I-23}$$

P_v est la pression d'équilibre du gaz.

L'expression du potentiel d'adsorption de Polanyi s'écrit [6] :

$$\Delta G = \vartheta_l - \vartheta_v = R.T.\ln\left(\frac{P_s}{P_v}\right) \tag{I-24}$$

Ou encore

$$\varepsilon_{pol} = R.T.\ln\left(\frac{P_s}{P_v}\right) \tag{I-25}$$

Le potentiel d'adsorption est donc défini comme étant l'écart d'énergie libre entre la phase gazeuse à la pression de saturation P_s , et la phase adsorbée à la pression d'équilibre du gaz P.

La représentation de Polanyi d'une coupe d'un système solide-gaz est illustrée par la figure I-4:

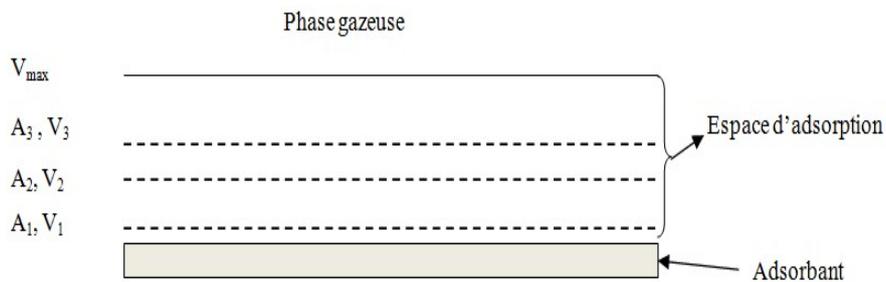


Figure I-4: Représentation de Polanyi d'une coupe d'un système solide-gaz

Les lignes en pointillé représentent les points de même potentiel d'adsorption et définissent les surfaces équipotentiels ($A_1, A_2, A_3, \dots, A_i$) qui délimitent les volumes $V_1, V_2, V_3, \dots, V_i, V_{\max}$. Cette dernière quantité, V_{\max} , représente l'espace entier d'adsorption. Il est alors possible de définir une fonction de distribution, représentée par $V=f(\varepsilon_{pol})$, qui à chaque potentiel ε_j fait correspondre un volume V , délimité par une surface équipotentielle.

Le postulat de base de la théorie de Polanyi énonce que le potentiel d'adsorption est indépendant de la température de sorte que $V=f(\varepsilon_{pol})$, et qu'il devra être le même pour un couple adsorbant/adsorbant donné à toute température. Cette invariance s'exprime par [6]:

$$\left(\frac{\partial \varepsilon_{pol}}{\partial T}\right)_v = 0 \quad (I-26)$$

Plusieurs équations ont été proposées pour déterminer cette courbe caractéristique: $V=f(\varepsilon_{pol})$.

Equation de Dubinin et Radushkevich

A partir du potentiel de Polanyi, Dubinin et Radushkevich en 1947 [6] ont développé un modèle théorique rendant compte des masses d'adsorbant piégées à la surface d'un adsorbant microporeux. Cette approche est basée sur trois hypothèses :

- Le taux de remplissage est une fonction du potentiel de Polanyi;
- La distribution des pores de l'adsorbant étant supposée Gaussienne ;
- L'adsorbant est supposée comme un gaz parfait.

L'équation de D-R est alors donnée par [6]:

$$V(T, P_b) = V_0(T, P_{sat}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot (R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{P_b}{P_{sat}} \right))^n \right] \quad (I-27)$$

Où :

B : paramètre qui tient compte de la nature de l'adsorbant

β : coefficient d'affinité

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

Le tableau I-2 donne le coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés.

Tableau I-2: Coefficient d'affinité pour quelques gaz fréquemment utilisés [4]

Adsorbant	Ammoniac	Dioxyde de charbon	Méthanol	Méthyl Amine	Dioxyde de soufre	Azote
B	0.28	0.35	0.45	0.54	0.47	0.35
Adsorbant	Benzène	Méthane	Ethane	Propane	i-butane	Ethanol
B	1	0.53	0.71	0.72	0.96	0.64

Le paramètre n reflète l'hétérogénéité du solide, 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. Typiquement, n varie entre 1.5 et 3 dans le cas des charbons actifs. Les valeurs proches de 1 correspondent à une largeur moyenne des micropores assez élevée ou indique un phénomène d'adsorption sur une surface, 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. Pour des systèmes microporeux assez homogènes, n est compris entre 2 et 5, notamment pour les zéolithes [4]. De plus, la corrélation entre la température et la pression de saturation pour l'adsorbant peut être représenté par l'équation de Clausius-Clapeyron [5]:

$$\ln P = A - \frac{C}{T} \quad (\text{I-28})$$

Où A et C dépendent de l'adsorbant

Substituer ceci dans l'équation (I.10) produit une nouvelle version de l'équation de D-R [5]:

$$V(T, T_{sat}) = V_0(T, T_{sat}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot \left(R \cdot C \cdot \left(\frac{T}{T_{sat}} \right) - R \cdot C \right)^n \right] \quad (\text{I-29})$$

On multiplie les deux cotés de l'équation (I-29) par la masse volumique $\rho(T)$ parce que ρ (T) est constant autour de la surface de l'adsorbent quand T est égale T_s . Cependant, ce n'est pas correct pour $M(T, T_s)$ à cause de la variation de la densité avec la température, donc:

$$X_\infty(T, T_{sat}) = X_0(T, T_{sat}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot \left(R \cdot C \cdot \left(\frac{T}{T_{sat}} \right) - R \cdot C \right)^n \right] \quad (\text{I-30})$$

On peut simplifier l'équation (I-30) sous la forme :

$$X_{\infty}(T, T_{sat}) = X_0(T, T_{sat}) \cdot \exp \left[K_d \cdot \left(\frac{T}{T_{sat}} - 1 \right)^n \right] \quad (\text{I-31})$$

Où :

T_b : température de l'adsorbant (K)

T_{sat} : température de saturation (K)

K_d : coefficient qui dépend du couple utilisé et ne dépend pas de la température

$$K_d = - \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot (R \cdot C)^n \quad (\text{I-32})$$

Le tableau I-3 donne les coefficients de l'équation du D-R des couples utilisés

Tableau I-3: Coefficients de l'équation du D-R des couples utilisés

Couple adsorbent / Adsorbant	X_0	K_d	n
charbon active/Méthanol [7]	0.3639	3.6571	0.94
gel de la silice/Eau [8]	0.346	5.6	1.6
Zéolithe 13x/Eau [9]	0.269	4.492	2

1.10.2. Chaleur isostérique d'adsorption

L'adsorption est un phénomène exothermique et la chaleur dégagée est appelée chaleur d'adsorption. Par contre la désorption est un phénomène endothermique et la chaleur absorbée est appelée chaleur de désorption.

1.11. Le cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption

Les figures I-5 et I-6 présentent les différents états thermodynamiques d'un cycle frigorifique à adsorption.

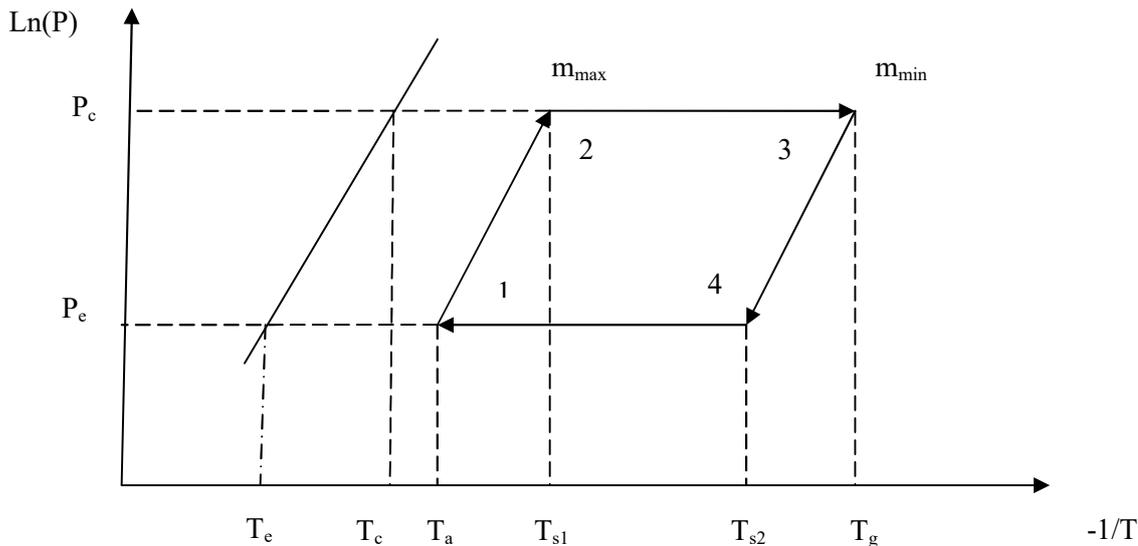


Figure I-5: Cycle de Clapeyron d'une machine frigorifique à adsorption de base

La phase 1-2

- Les vannes 1, 2 et 3 sont fermées (voir la figure I-6).
- Le point 1 est le point de départ du fonctionnement ou la concentration de l'adsorbat à la surface de l'adsorbant est au maximum.
- Le générateur est soumis à un flux de chaleur par la source chaude, ce qui conduit à une augmentation de la pression de P_e à P_c et de la température T_a à la température de saturation T_{s1} qui est le seuil pour commencer la phase désorption-condensation.

La phase 2-3

- La vanne 3 est ouverte (voir la figure I-6).
- Le chauffage du générateur continue ce qui génère la vapeur de l'adsorbat jusqu'à ce que la température de génération atteigne la température maximale T_g . La vapeur de l'adsorbat est émigrée vers le condenseur
- Le condenseur se refroidit par un agent refroidissant qui provoque une condensation de l'adsorbat
- Cette transformation se fait à une pression constante égale à la pression de condensation P_c .

La phase 3-4

- Les vannes 1, 2 et 3 sont fermées (voir la figure I-6).
- Le générateur est refroidi (par convection naturelle ou par un écoulement forcé) par air ou par eau ce qui provoque une diminution de la pression de P_c à P_e et de la température T_g à la température de saturation T_{s2} qui est le seuil pour commencer l'adsorption et l'évaporation.

La phase 4-1

- Les vannes 1, 2 sont ouvertes, la vanne 3 est fermée (voir la figure I-6).
- L'adsorbeur est refroidi. Grace à une évaporation partielle dus à la différence de la pression entre l'adsorbeur et le condenseur, l'ouverture des vannes 1 et 2 provoque une diminution de la température de l'adsorbat de T_c à T_e et la phase évaporation/adsorption se termine à l'équilibre c'est-à-dire retour au point initiale du cycle.

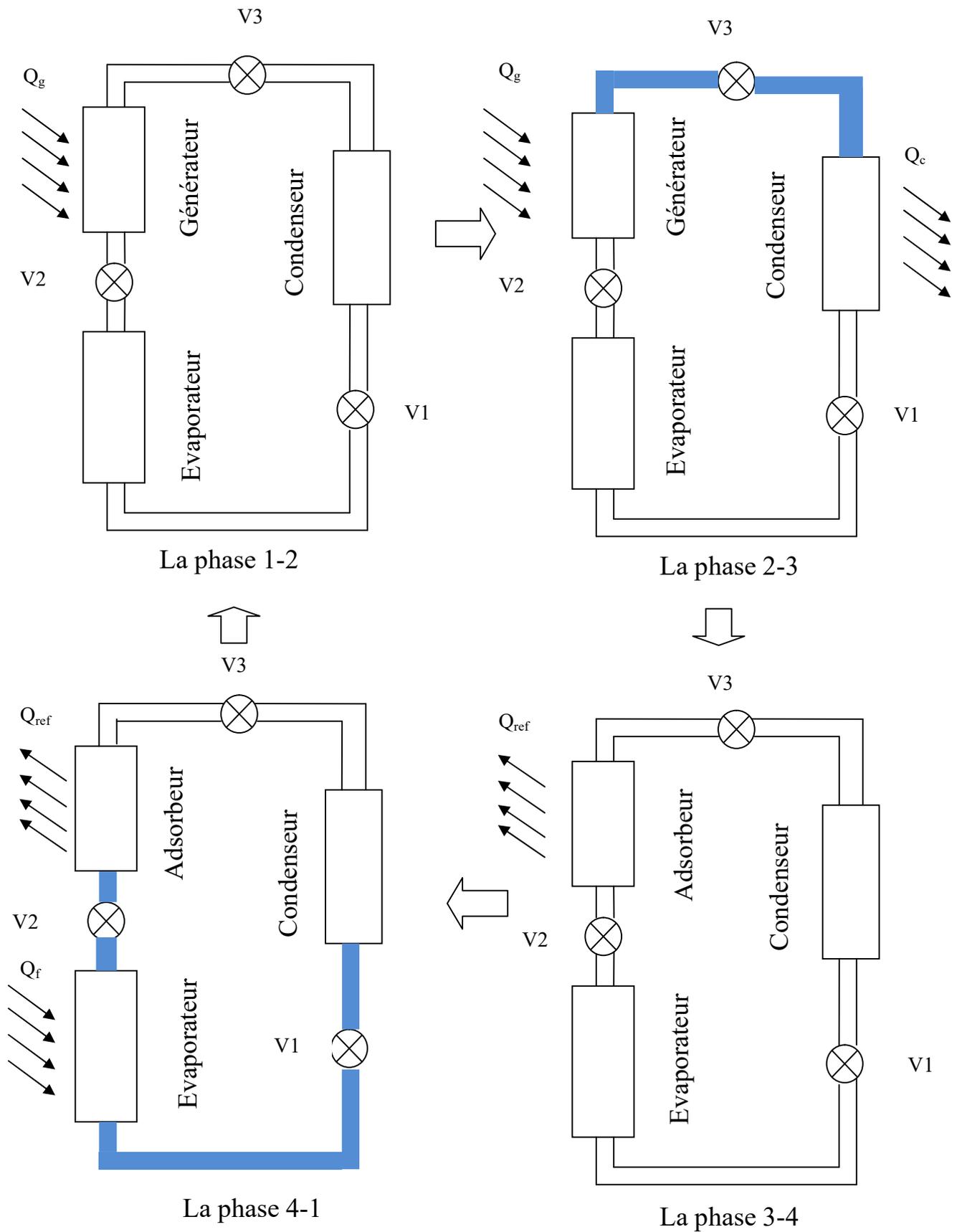


Figure I-6: Les différentes phases d'une machine frigorifique à adsorption

1.12. Fonctionnement du groupe de production d'eau glacée avec deux lits d'adsorption

Le groupe de production d'eau glacé par adsorption à deux lits est constitué d'un évaporateur, un condenseur et une paire d'éléments de sorption (ES1 et ES2).

Dans la première moitié du temps du cycle, l'élément de sorption ES1 est soumis un flux de chaleur cédé par l'eau chaude et l'élément de sorption ES2 est refroidi par l'eau de refroidissement. Le fonctionnement de la machine passe par quatre phases.

- La phase 1 est représentée dans la figure (I-7). C'est une phase de préchauffage et de pré-refroidissement. Dans cette phase, toutes les vannes sont fermées. Le générateur (ES1) est réchauffé par l'eau chaude, et l'adsorbeur (ES2) est refroidi par l'eau de refroidissement. La phase 1 continue jusqu'à ce que les pressions du générateur ES1 et de l'adsorbeur ES2 deviennent presque égales aux pressions de condensation et d'évaporation respectivement.
- La figure (I-8) présente la deuxième phase de fonctionnement du groupe frigorifique. Les vannes 2 et 4 sont fermées, pendant que les vannes 1 et 3 sont ouvertes. Dans cette phase de fonctionnement et lors du processus d'adsorption, l'évaporateur et l'adsorbeur ES2 sont connectés et lors du processus de désorption le condenseur et le générateur ES1 sont connectés. Lors du processus d'adsorption-évaporation l'adsorbat (eau) dans l'évaporateur s'évapore à la température d'évaporation, T_e , et la chaleur absorbée est Q_e (production de l'eau glacée). La vapeur d'eau produite est adsorbée par l'adsorbant (gel de silice) avec un dégagement de la chaleur d'adsorption, Q_{ads} (refroidissement par eau). Dans le processus de désorption-condensation, l'eau s'évapore à la pression de condensation, P_c (la désorption) parce que le générateur (ES2) est chauffé jusqu'à la température (T_g) par la chaleur de désorption Q_{des} , qui est fournie par l'eau chaude. La vapeur d'eau quittant le générateur ES2 se condense dans le condenseur. Le condenseur est refroidi par eau et la chaleur dégagée est Q_c .
- Dans la phase 3, toutes les vannes sont fermées. Le générateur (ES2) est chauffé par l'eau chaude, et l'adsorbeur (ES1) est refroidi par l'eau de refroidissement jusqu'à ce que les pressions du générateur ES1 et de l'adsorbeur ES2 deviennent presque égales aux pressions d'évaporation et de condensation respectivement.
- La phase 4 est semblable à la phase 2 mais l'adsorbeur ES2 est connecté avec l'évaporateur et le générateur ES2 est connecté avec le condenseur. Après cette phase, on revient à la phase 1. Si on inverse ES1 et ES2 dans les figures (I-7) et (I-8), on retrouve les schémas des phases 3 et 4 respectivement.

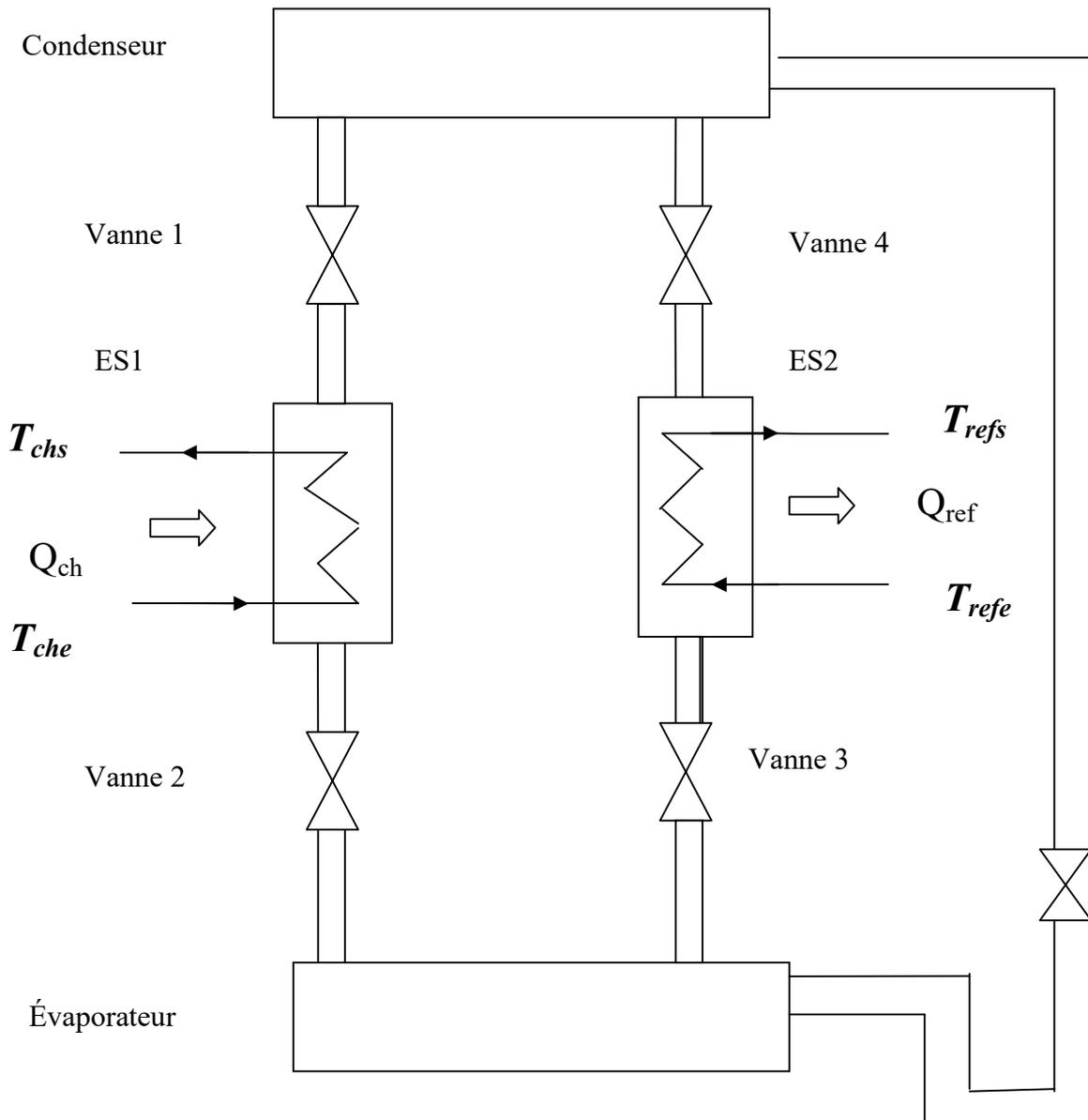


Figure I-7: Schéma du cycle d'un groupe de production d'eau glacée en phase 1

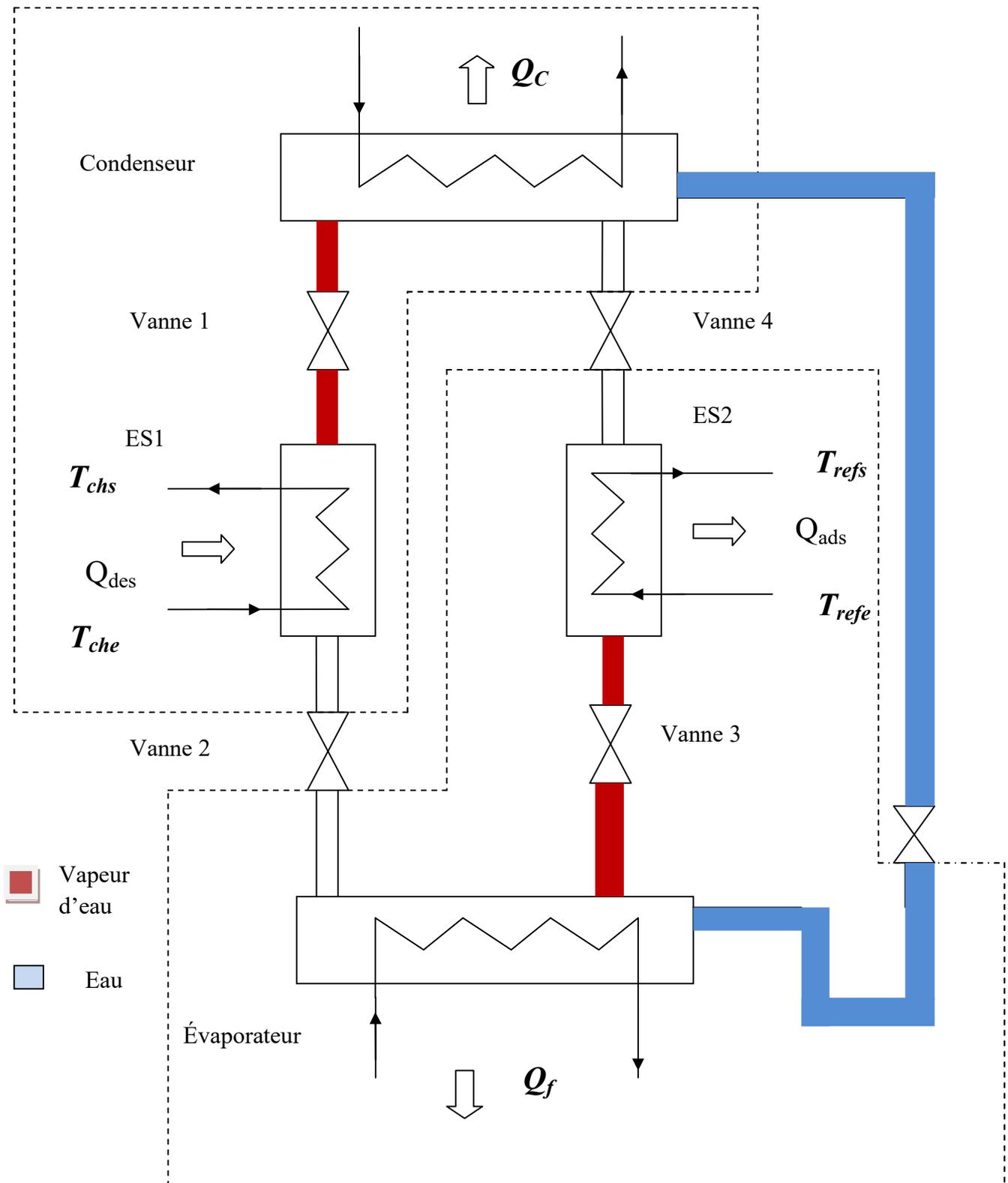


Figure I-8: Schéma du cycle d'un groupe de production d'eau glacée en phase 2

Chapitre 2

Recherche bibliographique

2.1. Introduction

Les propriétés des adsorbants sont connues depuis le début de la civilisation dans divers domaines tels que la purification des eaux, huile, etc.

En 1881, Kayser était le premier qui donna le nom de phénomène d'adsorption afin de le différencier à l'absorption. Puis, le premier modèle de l'isotherme d'adsorption avait été abordé par Freundlich en 1907. La première utilisation de l'adsorption pour chauffer et refroidir avait été reportée par Plank et Kuprianoff en 1960.

Dans les trois dernières décades, l'intérêt de la production de froid par adsorption était grandissant grâce à la consommation de l'énergie motrice relativement faible, le faible coût de maintenance et la faible température de génération. Dans le tableau II.1 nous présentons les températures de génération des couples les plus utilisés.

Le tableau II.1 : Les températures de fonctionnement des couples adsorbant/adsorbat les plus utilisés dans le domaine de la production de froid par adsorption.

Adsorbant	Adsorbat	Température d'évaporation	Température de génération	Référence
Gel de silice	Eau	7 à 20°C	>50°C	[10]
Zéolite	Eau	7 à 20°C	>80°C	[10]
Charbon actif	Méthanol	<0°C	80 à 120°C	[11]

2.2. Les travaux antérieurs dans le domaine de la production de froid par adsorption

Le sujet du développement des performances de la machine frigorifique à adsorption a fait l'objet de plusieurs travaux de recherches. Les trois axes principaux de ces recherches sont : l'amélioration des cycles de fonctionnement, l'essai de nouveaux couples adsorbant/adsorbat et les modifications sur le design du lit de l'adsorbant.

Gomri et Mebarki [12] ont comparé numériquement les performances de la machine frigorifique à adsorption à deux lits sans et avec récupération de masse et une simulation du groupe couplée avec un kit solaire complet, le réservoir de stockage de l'eau chaude et les capteurs solaires, ils ont trouvé que la récupération de masse diminue la température de génération nécessaire pour la même quantité de froid produite et que le système peut produire du froid pendant 24 heures et que ce système n'a besoin que de 33% d'énergie motrice comme énergie d'appoint. Les résultats obtenus montrent l'intérêt de l'utilisation de la récupération de masse.

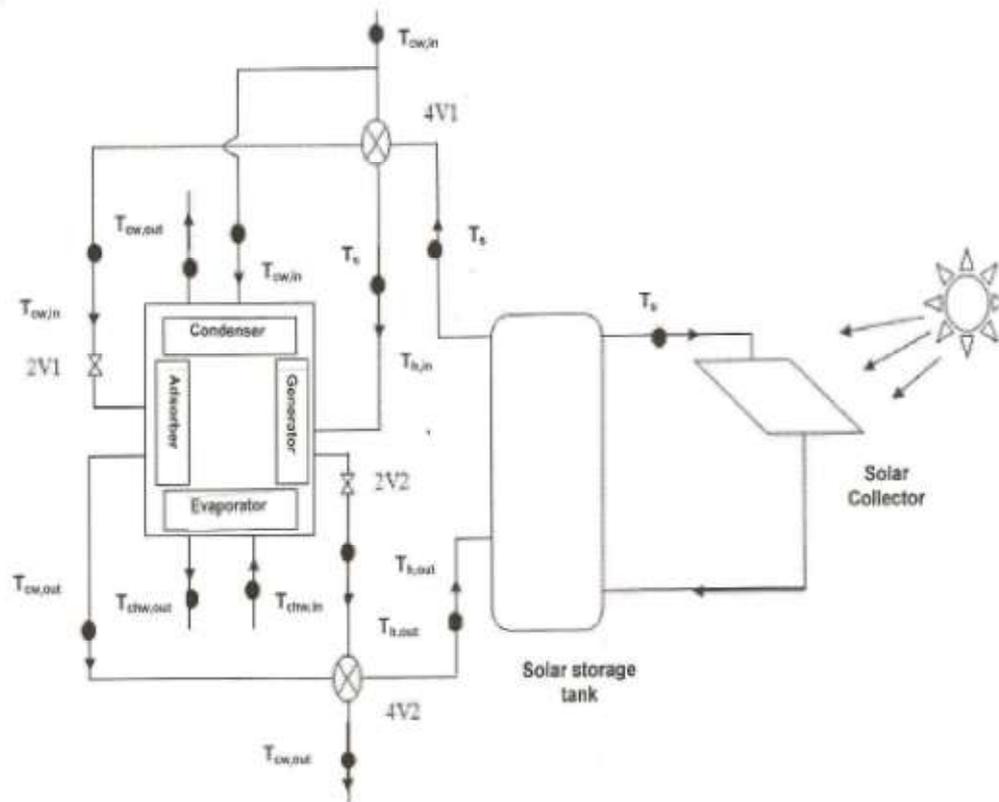


Figure II.1: Schéma de couplage du système solaire avec groupe de production d'eau glacée à adsorption [12]

Wang et al. [13] ont développé un modèle numérique d'un groupe de production d'eau glacée à quatre lits d'adsorption utilisant le gel de silice/eau comme couple adsorbant/adsorbat. Ils ont considéré l'uniformité spatiale de la température et de la pression dans le lit d'adsorbant, la résistance au transfert de masse interne a été négligée. Ils ont trouvé que leur modèle peut prédire le coefficient de performance et la puissance frigorifique produite avec une erreur ne dépassant pas 12% et 10%, respectivement.

Leong et Liu [14] ont étudié l'influence de certains paramètres tels que la longueur du lit d'adsorbant, l'épaisseur de l'adsorbant et la vitesse du fluide de transfert de chaleur sur les performances d'une machine à deux lits d'adsorption avec récupération de masse et de chaleur grâce à un modèle qui tient compte du transfert de masse externe et interne des particules de l'adsorbant avec un modèle de transfert de chaleur qui est basé sur l'équilibre thermique de l'adsorbant. Ils ont trouvé que l'augmentation de la température de génération entraîne une augmentation à la fois du coefficient de performance (COP) et la production frigorifique spécifique (SCP) du cycle d'adsorption. Ainsi, les performances du système peuvent être gravement détériorées par des vitesses du fluide d'échange de chaleur inférieure à

une valeur critique. De plus, une augmentation de l'épaisseur du lit d'adsorbant implique une augmentation du COP et une diminution du SCP.

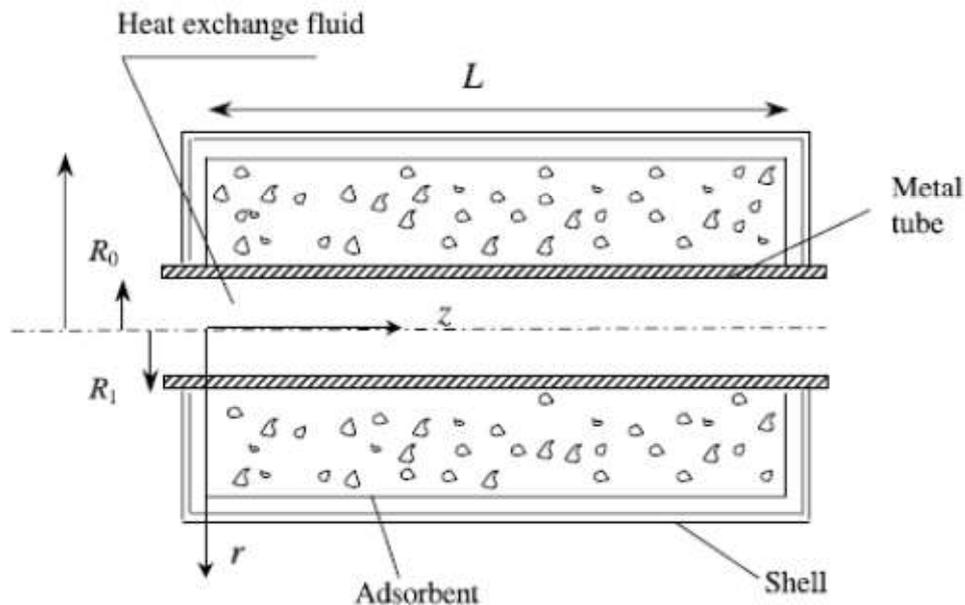


Figure II.2: Schéma du lit d'adsorption de K.C. Leong et Y. Liu [14]

L'influence de différents paramètres de conception sur les distributions transitoires de la température, la pression et la quantité adsorbée dans la direction radiale d'un lit d'adsorbant cylindrique d'une unité de refroidissement d'adsorption en utilisant du gel de silice/eau ont été étudiés numériquement par Solmus et al [15]. A cet effet, un modèle local unidimensionnel thermique transitoire non-équilibre qui tient compte à la fois des résistances de transfert de masse interne et externe a été développé en utilisant la méthode des moyennes volumiques locales. La validité de l'équilibre thermique local et les hypothèses de lit spatialement isobares ont été confirmées. Pour améliorer les performances du lit considéré, les efforts devraient se concentrer sur la réduction des résistances de transfert de chaleur et les résistances de transfert de masse.

L'influence des dimensions du lit d'adsorbant, le coefficient de transfert de chaleur convectif entre le fluide de refroidissement et le lit d'adsorbant et la conductivité thermique de l'adsorbant sur les distributions transitoires de la différence entre la température de la phase solide et la température de la phase gazeuse, la différence entre la concentration de l'adsorbant prédite par le modèle de l'équilibre et par le modèle de la force motrice linéaire, la température en phase solide, la pression du gaz et la concentration d'adsorbant à l'intérieur du lit d'adsorption d'un système de refroidissement à adsorption ont été étudiés numériquement par Solmus et al [1] pour un procédé d'adsorption presque isobare. Le gel de silice/eau est

sélectionné comme couple de travail. Un modèle à deux dimensions locale transitoire non-équilibre thermique a été mis au point qui prend en compte à la fois les résistances de transfert de masse interne et externe. La méthode des moyennes volumiques locales a été utilisée. Il ont constaté qu'en général, les effets des paramètres étudiés sur les distributions transitoires de la différence de température entre les phases, la différence dans la concentration d'adsorbat entre les modèles d'équilibre instantané et le modèle LDF et des gradients de pression en phase gazeuse sont faibles et presque négligeables. L'épaisseur du lit d'adsorbant pour une longueur du lit d'adsorbant donné et la conductivité thermique de l'adsorbant ont une grande influence sur la distribution transitoire de la température de la phase solide et de la concentration d'adsorbat. D'autre part, La variation de la température et de la concentration d'adsorbat ne sont que faiblement affectés par la variation de la longueur du lit d'adsorbant et le coefficient de transfert de chaleur par convection pour les conditions étudiées.

Un modèle de non équilibre thermique à deux températures a été développé par Solmus et al [16] pour étudier les influences de transfert de chaleur et les paramètres de fonctionnement sur le comportement dynamique d'un lit d'adsorbant cylindrique pendant le processus d'adsorption. La méthode des moyennes volumiques locales a été utilisée. Le modèle de la force motrice linéaire et l'équation de Darcy ont été considérés pour tenir compte des résistances au transfert de masse interne et externe, respectivement. Le gel de silice/eau a été choisi pour être le couple de travail. Les paramètres étudiés sont les coefficients de transfert thermique convectifs, la conductivité thermique de l'adsorbant, l'épaisseur du lit de l'adsorbant, la pression d'évaporation, la pression de condensation, la température de génération et la température de la source de refroidissement. Il ont conclu que la quantité de fluide frigorigène circulant à travers le système augmente avec l'augmentation de la température de génération, la pression d'évaporation et la diminution de la pression de condensation et la température de la source de refroidissement, la durée du procédé d'adsorption est plus sensible aux résistances de transfert de chaleur qu'aux résistances de transfert de masse, les résistances conductrices et convectifs doivent être réduites pour atteindre les conditions d'équilibre dans un court temps et donc avoir une meilleure puissance frigorifique spécifique.

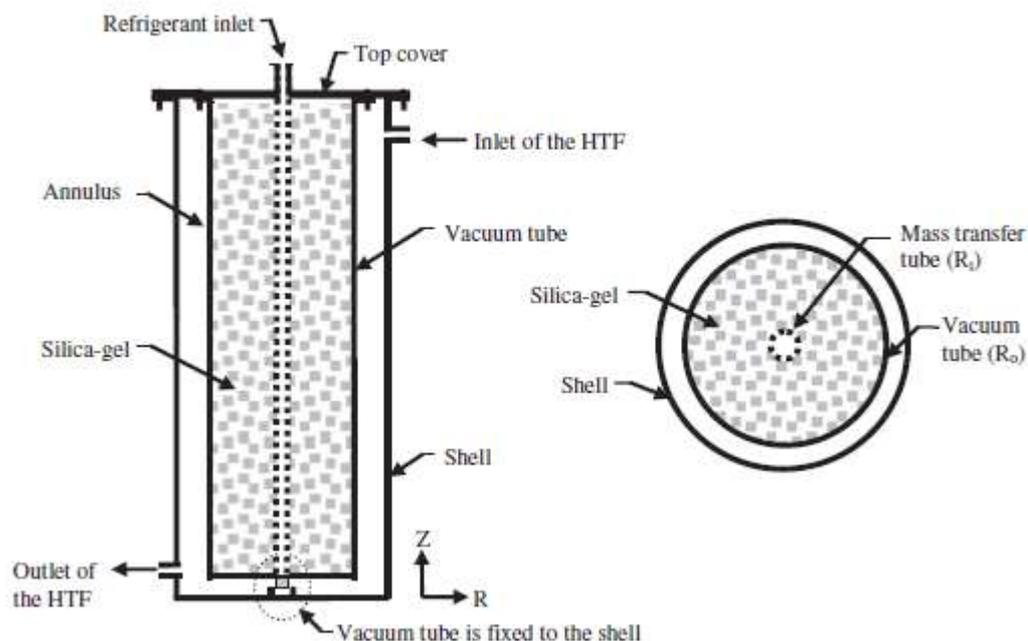


Figure II.3: Schéma du lit d'adsorption de Solmus et al [1-15-16].

Un groupe de production d'eau glacée à adsorption généré par une basse température de génération a été conçu et testé avec succès par Grisel et Smeding [17]. Un modèle simple a été développé pour faciliter la conception et de prédire les performances de ce groupe. Le système comprend deux réacteurs de sorption identiques afin d'assurer une production continue de froid. Le réacteur de sorption utilisé se composait de six plaques d'échangeurs de chaleur à ailettes disponibles dans l'industrie d'automobile où les grains de gel de silice ont été logés entre les ailettes. La puissance frigorifique moyenne produite a été de 3.6 kW fournie à 12°C. Ceci représente 72% de la valeur prédite lors de la conception. Cette différence peut être attribuée en grande partie au faible débit d'écoulement du fluide de transfert de chaleur à travers le réacteur de sorption. Le COP est de 0.62 et la densité de puissance est de 17 kW/m³.

Un groupe de production d'eau glacée à adsorption sans vannes à vide a été fabriqué et étudié par Chen et al [18]. Ce Groupe contient deux chambres d'adsorption/désorption et un réservoir d'eau froide. Chaque chambre d'adsorption/désorption se compose d'un adsorbent, un condenseur et un évaporateur. Le réservoir de l'eau froide est adopté pour atténuer la variation de la température de sortie d'eau glacée. La récupération de masse et la récupération de chaleur entre les deux évaporateurs a été réalisée dans ce groupe.

Il ont trouvé que la puissance de production de froid spécifique et le COP étaient 9.60 kW et 0.49 respectivement lorsque les températures d'entrées d'eau chaude de génération, de l'eau de refroidissement, et de l'eau glacée étaient de 82.0°C, 31.6°C et 12.3°C, respectivement.

Chen et al [19] ont proposé le couplage du groupe de production d'eau glacée à adsorption étudié par Chen et al [18] avec une tour de refroidissement par voie humide. Cette machine à adsorption se compose de deux chambres à vide, chacune avec un adsorbent, un condenseur et un évaporateur. Un processus de récupération de chaleur a été réalisé après un processus de récupération de masse pour améliorer le coefficient de performance (COP). L'intégration de la tour de refroidissement par voie humide dans le refroidisseur pourrait assurer la propreté de l'eau de refroidissement circulant dans le refroidisseur et promouvoir la configuration pratique du refroidisseur. Un modèle mathématique transitoire basé sur l'uniformité de la température et la pression du lit d'adsorption a été adopté pour étudier cette machine à adsorption. Ils ont trouvé que la puissance du froid produit est la COP étaient 10.76 kW et 0.51 respectivement lorsque la température d'entrée de l'eau chaude, la température d'entrée de l'eau à glacée, la température humide d'entrée de l'air et la température du thermomètre sec était de 85°C, 15°C, 28°C et 30°C, respectivement.

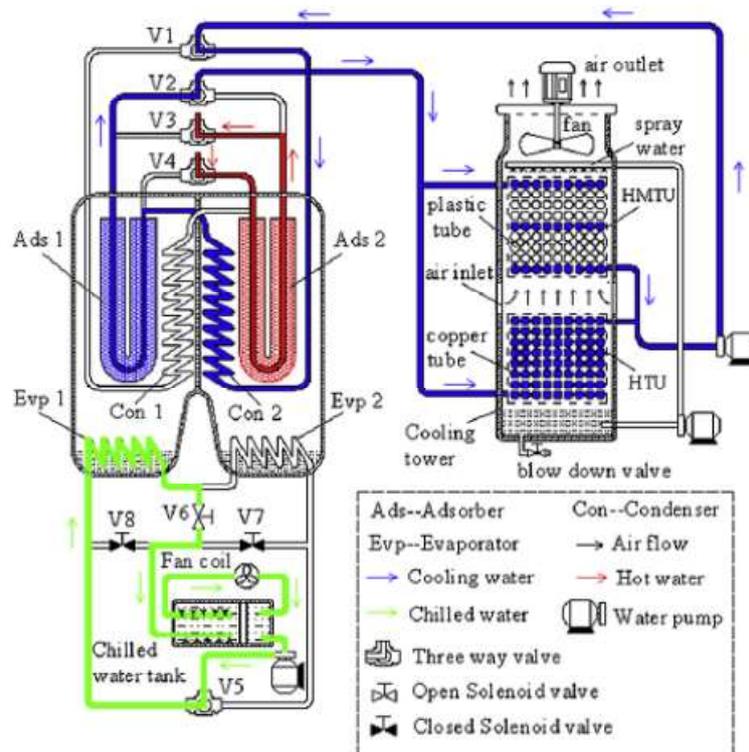


Figure II.4: Schéma du groupe de production d'eau glacée couplé avec une tour de refroidissement [19].

Une étude numérique transitoire en trois dimensions en considérant à la fois les résistances de transfert de masse inter-particules et intra-particulaires avec la considération d'un équilibre thermique dans l'adsorbant a été abordée par Niazmand et al [20] pour examiner la performance du groupe de production d'eau glacée à adsorption utilisant le gel de silice/eau comme couple adsorbant/adsorbat. Les effets de la résistance de contact entre l'adsorbant et la paroi métallique et la conductivité thermique variable ont été examinés. En outre, une étude comparative a été réalisée par les auteurs afin d'identifier l'intérêt de l'utilisation des ailettes dans le lit d'adsorption. En plus, les effets de la hauteur des ailettes et de l'espacement sur le COP et le SCP ont été étudiés dans les deux formes d'ailettes à plaques annulaires et carrées.

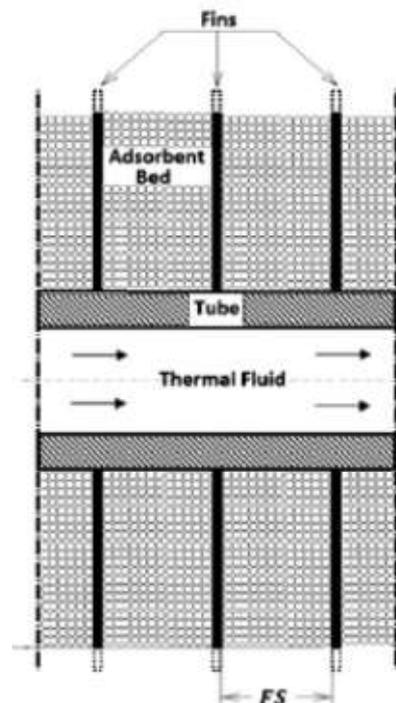


Figure II.5: Schéma descriptif du lit d'adsorption de Niazmand et al [20]

Habib et al [21] ont présenté une étude expérimentale et numérique d'un système de production de froid en cascade en deux étages : le cycle haut est un cycle à deux lits d'adsorption qui fonctionne avec le charbon actif/R134A comme couple adsorbant/adsorbat et le cycle bas à deux lits d'adsorption fonctionne avec le couple charbon actif/R507A. Ils ont montré que l'on peut atteindre des températures d'évaporation inférieures à -10°C avec une température de la source chaude égale à 70°C .

Habib et al [22] ont proposé le couplage du groupe de production d'eau glacée à adsorption étudié par Habib et al [21] et un système solaire constitué de capteurs solaires, un réservoir de stockage de l'eau chaude de génération et un générateur de chaleur auxiliaire. Afin

d'optimiser les performances de la machine suivant les températures de génération, la durée du cycle et les températures d'entrées au système dans la région Singapour-Malaisie, un programme de simulation de fonctionnement du système a été élaborée. Ils ont trouvé que la production maximale est atteinte par le système solaire entre 10 et 17 heures et qu'avec une température de génération de 76°C on peut atteindre des températures d'évaporation égale à -10°C , ce qui est idéal pour des applications de réfrigération.

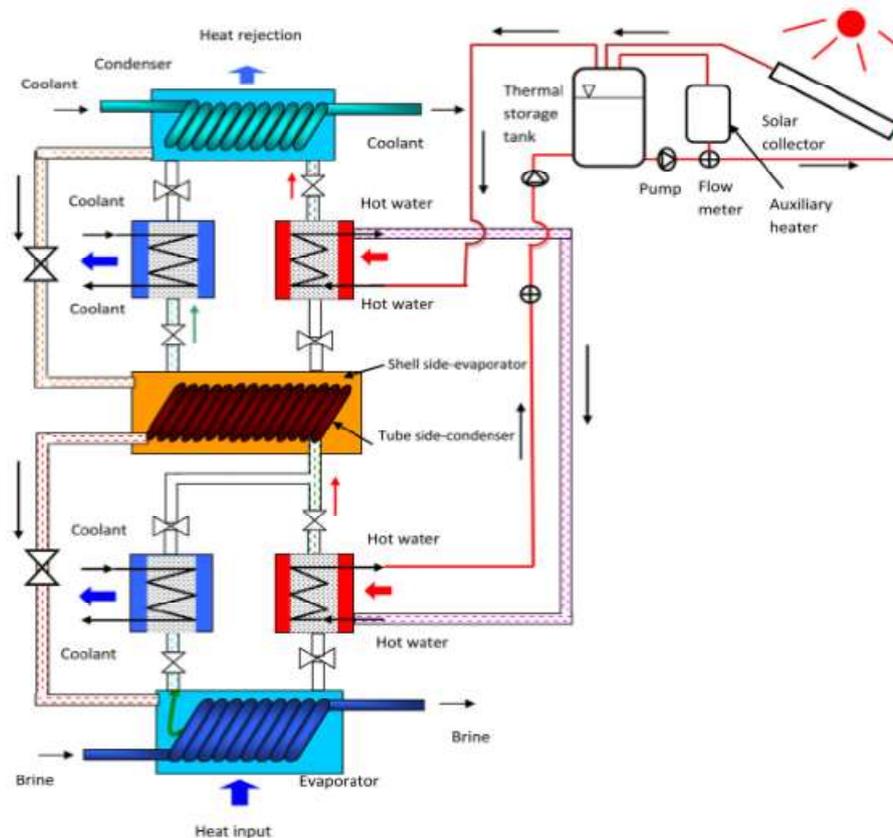


Figure II.6: Schéma de la machine frigorifique à adsorption proposé par Habib et al [22]

Saha et al [23] ont comparé les résultats expérimentaux d'une machine conventionnelle de production de froid à adsorption utilisant le couple gel de silice/eau avec les résultats numériques issues de la simulation de la même machine utilisant un adsorbant composé de CaCl_2 avec le gel de silice. Ils ont trouvé que l'amélioration de la production frigorifique spécifique SCP et le coefficient de performance COP de la machine frigorifique à adsorption est de 20% et 25%, respectivement.

Un modèle de simulation du groupe de production d'eau glacée à adsorption combinée avec un système solaire a été élaboré par Zhang et al [24]. Ils ont montré que l'utilisation du cycle d'eau chaude de génération ouvert sans réservoir de l'eau chaude liée directement avec le

système de captage de l'énergie solaire améliore les performances de la machine pour une courte durée au voisinage de midi solaire, mais pour une grande période de production de froid, l'utilisation de réservoir d'eau chaude est plus performante que sans réservoir de l'eau chaude.

Une étude numérique de transfert de chaleur et de masse dans un adsorbant cylindrique avec des ailettes afin de quantifier et d'optimiser l'effet de 10 paramètres sur les performances de la machine frigorifique à adsorption a été faite par Hong et al [25]. Les auteurs ont supposé que les températures des phases liquide, gazeuse et solide de l'adsorbant sont égaux (équilibre thermique). Ils ont trouvé que la plus grande influence sur le coefficient de performance COP et la production frigorifique spécifique SCP de la machine est due à la température de l'eau chaude de génération et à l'épaisseur de l'ailette et que les valeurs maximum du COP et du SCP sont 0.6782 et 217.68 W/kg, respectivement.

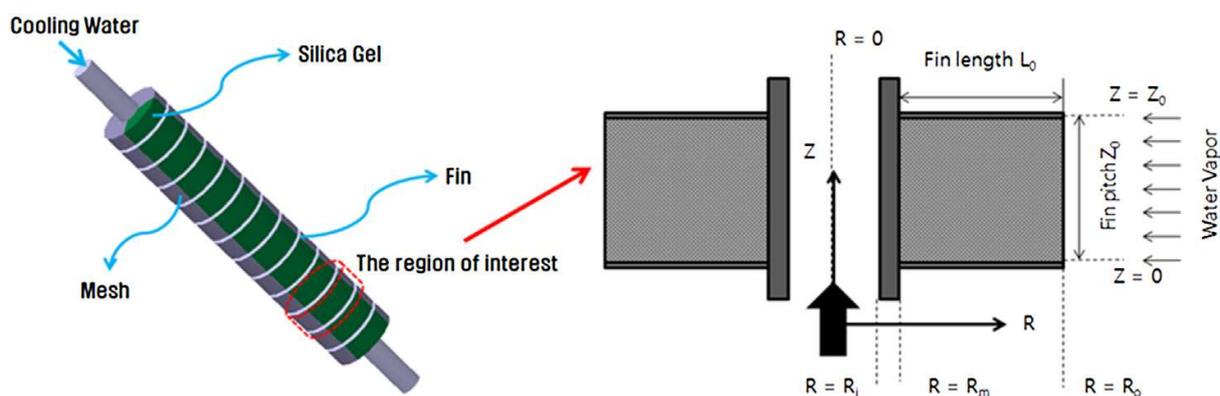


Figure II.7: Schéma du lit d'adsorbant étudié par Hong et al [25]

Thu et al [26] ont réalisé une étude de génération de l'entropie d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption pour évaluer les pertes dissipatives au niveau du cycle de fonctionnement. Ils se sont intéressés à des températures de génération comprises entre 65°C et 80°C. Ils ont trouvé que la génération de l'entropie (10.8 à 46.2 w/k) augmente avec l'augmentation de la température de génération et la plus part de l'entropie générée est réalisée dans la phase d'adsorption, puis dans la phase de désorption, l'évaporation et la condensation, respectivement.

Une étude de simulation du fonctionnement d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption couplée avec des capteurs solaires et un réservoir de stockage de l'eau chaude a été effectuée par Di et al [27]. Le résultat trouvé montre que l'utilisation du réservoir de stockage

de l'eau chaude est justifiée lorsque l'intensité du rayonnement solaire est faible, mais ce n'est pas le cas de fortes intensités de rayonnement.

Askalany et al [28] ont présenté une synthèse des couples adsorbant/adsorbats de point de vue des températures de fonctionnement et une comparaison entre les performances atteintes lors de l'utilisation de ces couples.

Lu et al [29] ont présenté une étude expérimentale d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption avec récupération de masse et de chaleur couplée avec un système solaire pour climatiser une maison verte à la ville de Dezhou en Chine. Ils ont trouvé que sous les conditions climatiques de l'été de cette ville l'efficacité moyenne des capteurs solaires, le coefficient de performance frigorifique moyen et la performance de tout le système sont égaux aux 0.36 ,0.46 et 0.16, respectivement.

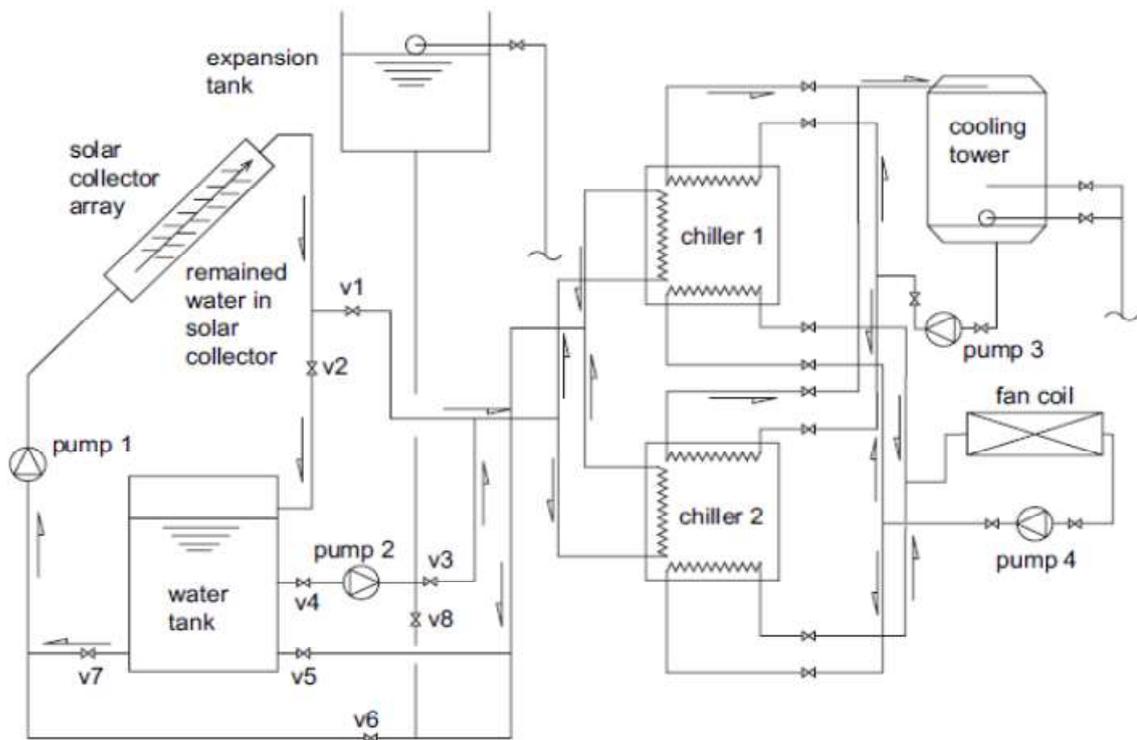


Figure II.8: Schéma de cycle de fonctionnement de groupe de production d'eau glacée couplée avec un système solaire [27].

Najim et al [30] ont fait une synthèse sur des machines frigorifiques à adsorption s'intéressant à la faisabilité et aux avantages de ces machines par rapport aux machines frigorifiques à compression mécanique. Les couples adsorbant/adsorbats et les problèmes survenus lors du développement de la machine frigorifique à adsorption et ses remèdes ont été présentés. Ils

ont trouvé que l'on peut considérer que la machine frigorifique à adsorption est un moyen intéressant de production de froid grâce à son respect de l'environnement et parce qu'elle ne contient pas de matériaux toxiques et peuvent fonctionner à faible température de génération. Également, ce type de machine ne contient pas des parties roulantes comme le compresseur dans les machines frigorifiques à compression mécanique. Les remèdes trouvés dans la littérature pour résoudre le problème de la faible conductivité thermique de l'adsorbant et la grande résistance de transfert de masse à l'intérieur du lit de l'adsorbant sont des modifications au niveau des lits d'adsorption, par exemple ajouter des ailettes pour favoriser le transfert de chaleur ainsi que l'essai de nouveaux adsorbants qui ont des caractéristiques thermophysiques favorisant la production de froid.

El-Sharkawy et al [31] se sont intéressés à la durée d'allocation entre les phases d'adsorption, de désorption, de pré-refroidissement et de préchauffage d'un groupe de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption utilisant le gel de silice/eau comme couple adsorbant/adsorbant. En se basant sur la durée du phénomène de désorption est la durée du phénomène d'adsorption, ils ont proposé un coefficient noté « f » qui est le rapport entre le temps de la phase de désorption et le temps de la phase d'adsorption. Ils ont trouvé que le « f » devra être toujours inférieur à l'unité et que chaque cycle a une valeur optimum de « f ». Pour atteindre des performances maximales dans leur cas, le « f » est égal à 0.8 et la durée du demi-cycle est de 350 s avec un temps de pré-refroidissement ou préchauffage de 35 s.

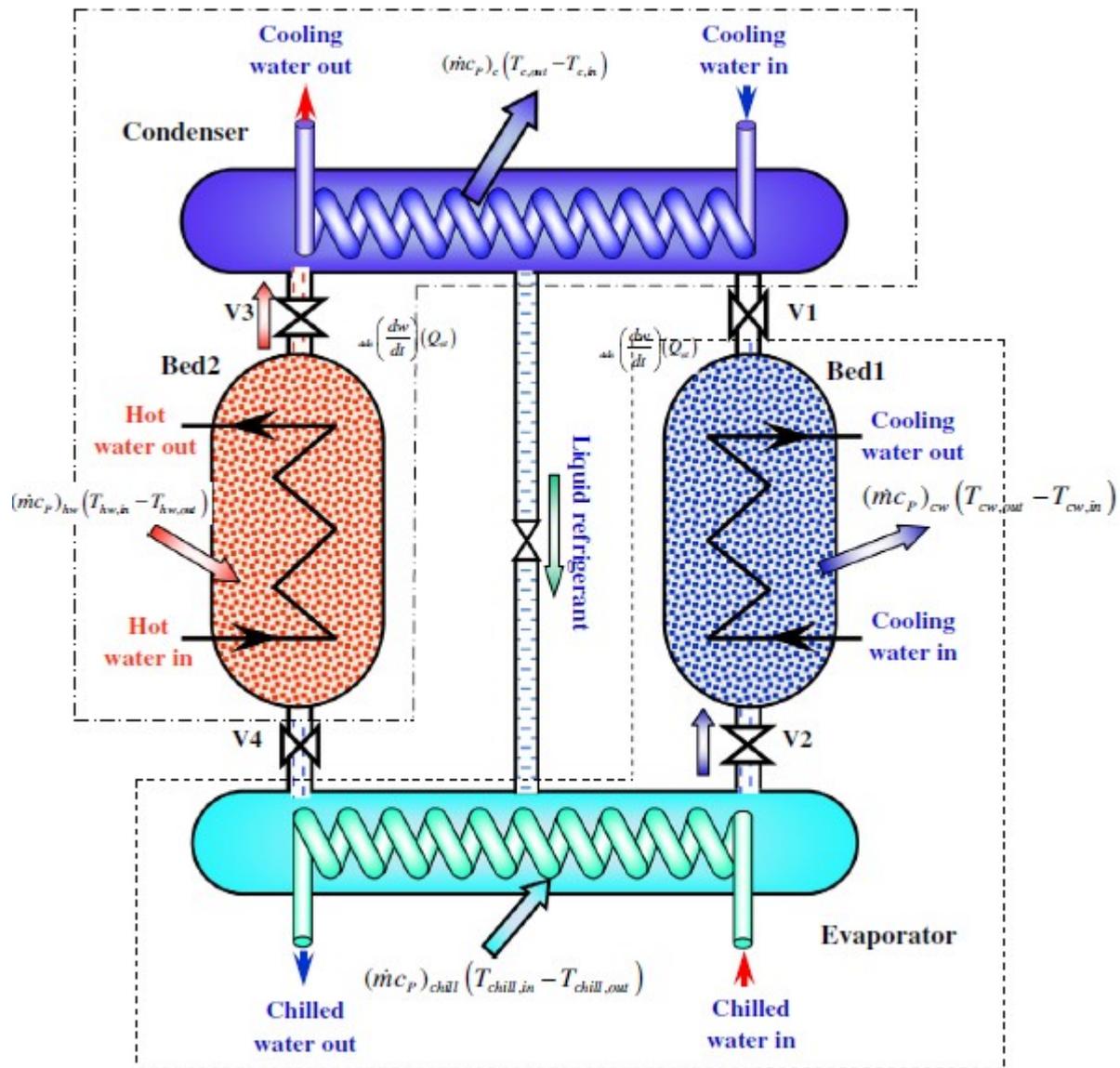


Figure II.9: Schéma du groupe de production d'eau glacée d'El-Sharkawy et al [31]

Hassan et al [32] ont réalisé une étude de simulation de fonctionnement d'un réacteur solaire plan tubulaire utilisant le charbon actif/méthanol comme couple adsorbant/adsorbat afin d'avoir une machine de production de froid autonome pour les régions rurales. La modélisation de cette machine a été basée sur un modèle de l'équilibre thermique entre les phases de l'adsorbant pour démontré que le transfert de chaleur ainsi que la résistance de transfert de masse sont négligeables. Les résistances thermiques du collecteur solaire, la vitre transparente, le condenseur et l'évaporateur ont été pris en considérations. Ils ont trouvé que le coefficient de performance et la puissance frigorifique spécifique de la machine sont égaux

à 0.211 et 2.326 kW/kg respectivement et que la distribution de la pression dans le réacteur solaire est presque spatialement uniforme, mais ce n'est pas le cas avec le temps.

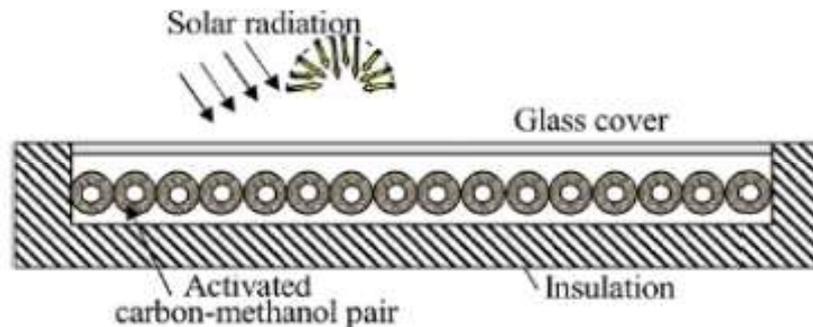


Figure II.10: Schéma du réacteur solaire présenté par Hassan et al [32]

Chang et al [33] ont présenté une étude expérimentale d'un groupe de production d'eau glacé à deux lits d'adsorption qui est développé et fabriqué à l'institut de recherche sur la technologie de l'industrie au Taiwan. Ils ont trouvé que la température d'entrée de l'eau chaude de génération, la température d'entrée de l'eau de refroidissement et la température d'entrée de l'eau glacée sont égales à 80°C, 30°C et 14°C, respectivement. Le coefficient de performance et la puissance produite par la machine sont égaux à 0.37 et 9 kW avec une production frigorifique spécifique de 72 w/kg. La simulation du fonctionnement du groupe entre juillet et octobre 2006 sous les conditions météorologiques de la ville de Taiwan a donné les résultats suivants : l'efficacité énergétique des capteurs solaire varie entre 18.5 à 32.4 % avec une moyenne de 27.3% et la variation de la moyenne journalière du coefficient de performance de la machine est de 0.338 à 0.497 avec une moyenne de 0.403 et une moyenne de la puissance frigorifique produite de 7.79 kW. Ils ont trouvé que l'utilisation de petit réservoir de stockage de l'eau glacée diminue la fluctuation de la température de l'eau glacée produite par le système.

Une machine frigorifique à adsorption en cascade à quatre étages a été étudiée par Rahman et al [34]. Les résultats montrent que la machine peut produire du froid avec une température de génération égale à 35°C et une température de refroidissement égale à 30°C. Le coefficient de performance et la puissance frigorifique de la machine sont faibles.

Santori et al [35] ont présenté un programme de simulation dynamique d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption à deux lits d'adsorption couplée avec un système solaire constitué des capteurs solaires et du réservoir de stockage de l'eau chaude de génération et

une centrale de traitement d'air. Le coefficient de performance moyen est égal à 0.18. Ils ont comparé l'effet des différents paramètres du fonctionnement sur le coefficient de performance. Ils ont trouvé que la température d'évaporation a le plus grand effet sur le coefficient de performance.

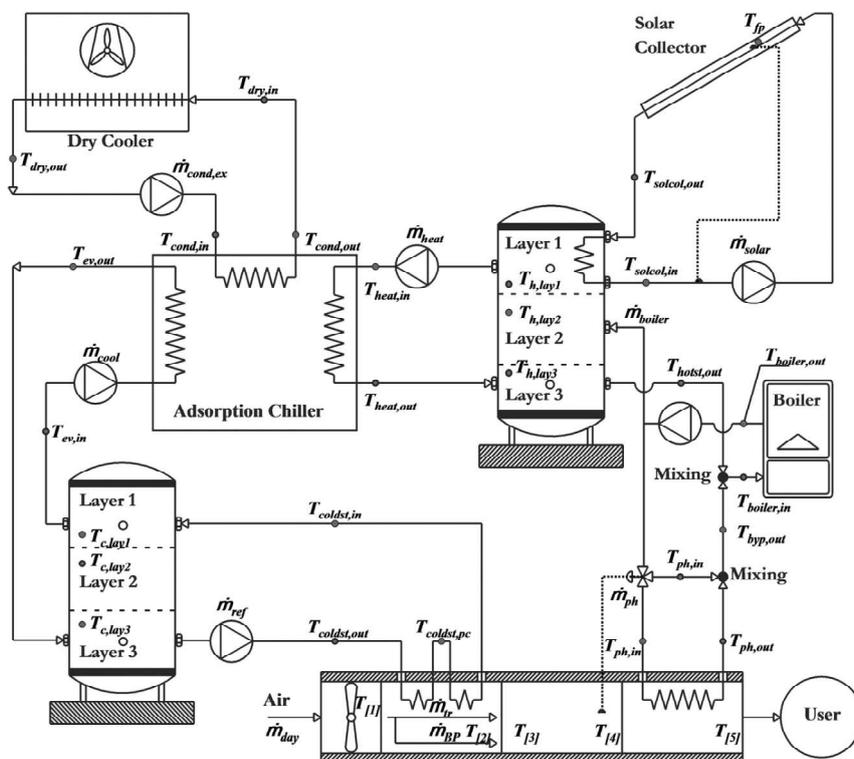


Figure II.11: Schéma du système de traitement d'air de Santori et al [35].

Umair et al [36] ont présenté une étude numérique d'une machine frigorifique à adsorption pour la production continue de froid utilisant deux réacteurs solaires de type parabolique. Des simulations du fonctionnement de la machine ont été effectuées dans cette étude sur une période de 48 heures sous les conditions climatiques du moyen orient. Une comparaison entre cette machine de production continue de froid et une machine conventionnel de production de froid par intermittence a été faite. Ils ont trouvé que la production frigorifique diminue à midi à cause de fortes températures extérieures et que les performances du système augmentent avec l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur entre le collecteur et l'adsorbant et que la température d'évaporation du système intermittent augmente pendant la journée.

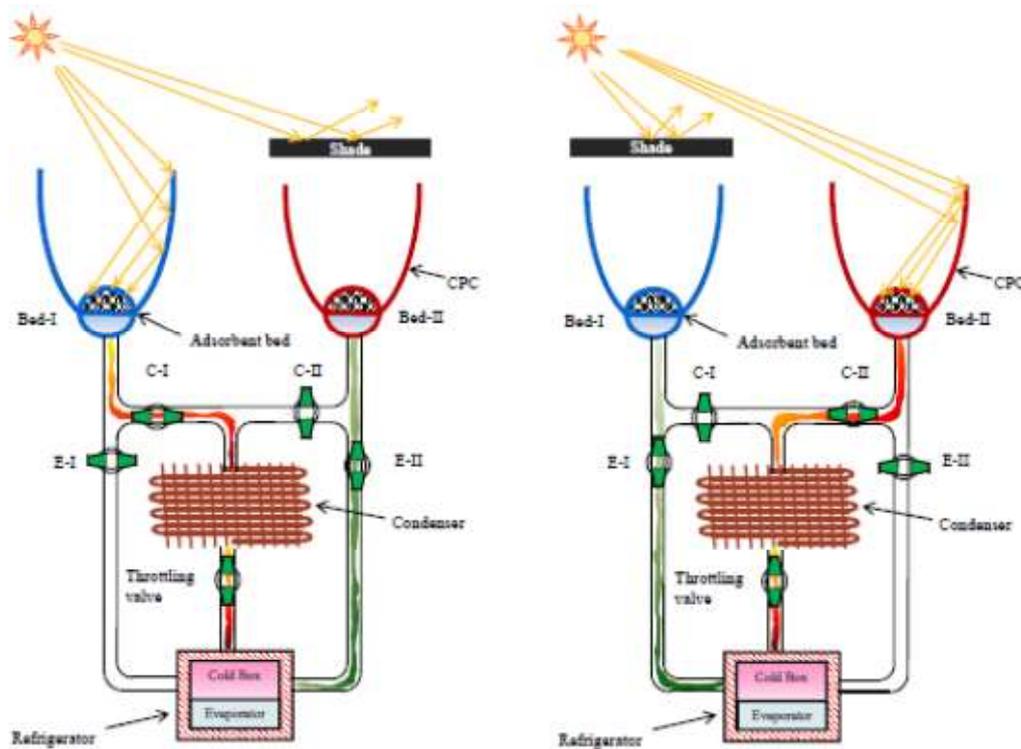


Figure II.12: Schéma de la machine de production de froid à adsorption d'Umair et al [36].

Dans l'unité de développement des équipements solaires à Tipaza, Algérie, une machine prototype de production de froid à adsorption par intermittence utilisant le charbon actif/méthanol comme couple adsorbant adsorbé a été fabriquée par Berdja et al [37]. Les résultats expérimentaux montrent que les coefficients de performance thermique et solaire de la machine sont égaux à 0.081 et 0.49, respectivement.

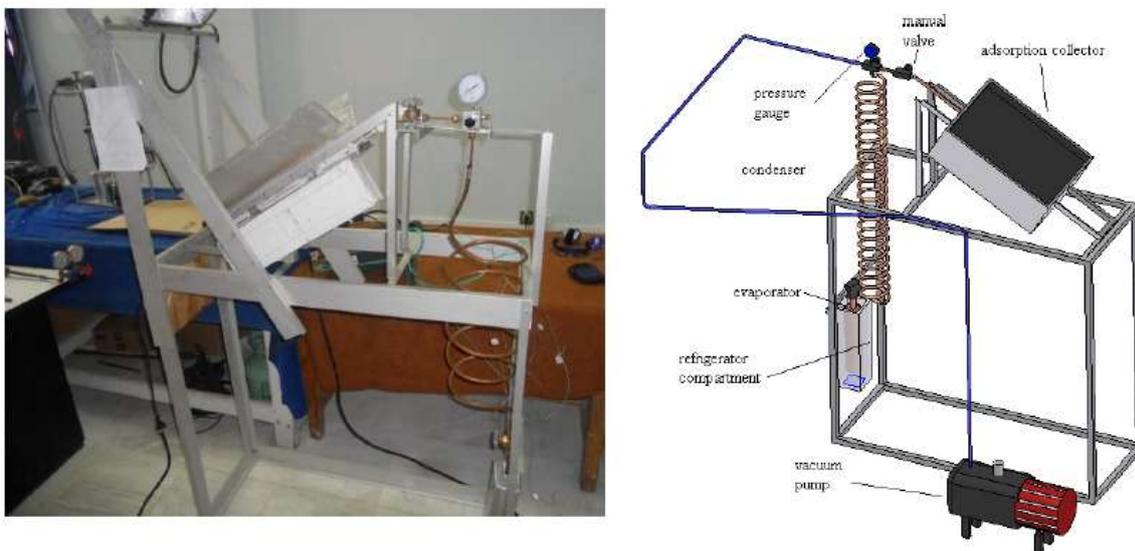


Figure II.13: La machine frigorifique à adsorption développée par Berdja et al [37].

Lu et al [38] ont testé numériquement un groupe de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption utilisant le gel de silice/eau comme adsorbant/adsorbat afin d'étudier l'effet de récupération de masse et de chaleur sous différentes conditions de fonctionnement. Ils ont trouvé que dans le cas d'une basse température de génération, il faut augmenter la période de récupération de masse. Par exemple, quand la température d'entrée de l'eau chaude de génération, la température d'entrée de l'eau de refroidissement et la température de sortie de l'eau glacée sont égaux à 55°C, 26°C et 16°C respectivement, le coefficient de performance sera égal à 0.31 avec une période de récupération de masse égale à 180s et 0.27 avec une période de récupération de masse égale à 90s. Pour des températures de 80°C, 30°C et 15°C, le coefficient de performance et la puissance frigorifique produite sont égaux à 0.5 et 15.3 kw sans récupération de chaleur et 0.53 et 15.8 kw avec une période de récupération de chaleur égale à 30s.

Rezk et al [39] ont pris un modèle de groupe de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption déjà validé expérimentalement et ils ont appliqué toutes les récentes solutions pour améliorer le transfert de chaleur dans l'adsorbant tels que ajouter des additives d'aluminium au gel de silice pour améliorer la conductivité thermique effectifs du lit, ajouter des ailettes pour augmenter la surface d'échange entre l'adsorbant et la paroi métallique et enfin arranger l'adsorbant dans des billes sur la surface extérieur des tube métallique dans le but d'éliminer l'effet de la résistance de contact. Ils ont trouvé que les taux maximums d'amélioration de la puissance frigorifique et le coefficient de performance sont 25% et 10%, respectivement.

En se basant sur un modèle d'équilibre thermique, une pression uniforme dans les lits d'adsorption et en négligeant la résistance au transfert de masse interne, Alam et al [40] ont présenté une étude numérique d'un système de climatisation constitué d'un groupe de production d'eau glacée couplé à un système solaire composé de capteurs solaires et un réservoir de stockage de l'eau chaude de génération sous les conditions climatique de Tokyo, Japon. Ils ont trouvé que 15 capteurs de 2.415m² chacun peuvent assurer une production de froid durant de toute la journée et que les coefficients de performance thermique et solaire maximums du groupe sont égaux à 0.55 et 0.3 respectivement et que la puissance frigorifique produite à midi solaire est égale à 10 kW.

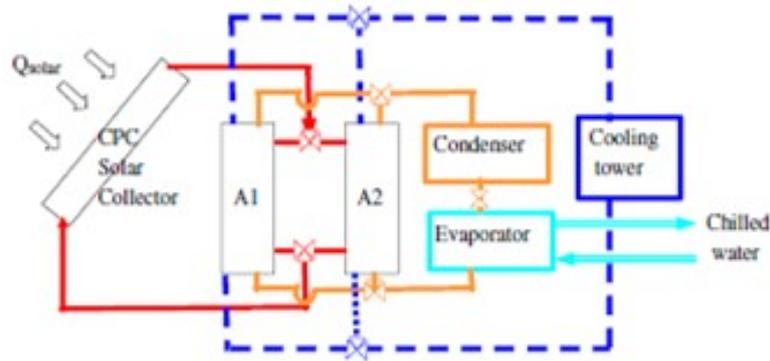


Figure II.14: Le schéma du groupe de production d'eau glacée à adsorption présenté par Alam et al [40],

Çaglar et al [41] ont étudié un modèle à deux dimensions de transfert de chaleur et de masse d'un lit d'adsorption qui contient des ailettes basée sur le critère de l'équilibre thermique entre les phases de l'adsorbant afin d'étudier l'effet de certains paramètres de fonctionnement de la machine sur la distribution de la température de l'adsorbant, la pression et la concentration de l'adsorbat dans le lit d'adsorption. Le cycle de fonctionnement choisi dans cette étude est le cycle de production continue de froid à deux lits d'adsorption. Ils ont trouvé que la vitesse du fluide de transfert de chaleur a une grande influence sur le transfert de chaleur lorsque la conductivité thermique de l'adsorbant est inférieure 1 W/m.K et qu'avec une épaisseur de l'adsorbant plus grande que le diamètre intérieur du tube métallique provoque des hystérise au niveau de la température de l'adsorbant.

Une simulation du fonctionnement d'un groupe de production d'eau glacée à adsorption couplé à des capteurs solaires sous les conditions climatiques de Rio Di Janeiro, Brésil, utilisant la plateforme TRNSYS a été achevée par Vollaro et al [42]. Ils ont montré que l'on peut produire de l'eau glacée à 10°C et une puissance frigorifique de 2 kW avec une petite surface de captage de l'énergie solaire égale à 10m^2 et qui est suffisante pour climatiser un appartement de surface d'environ 70 à 80 m^2 .

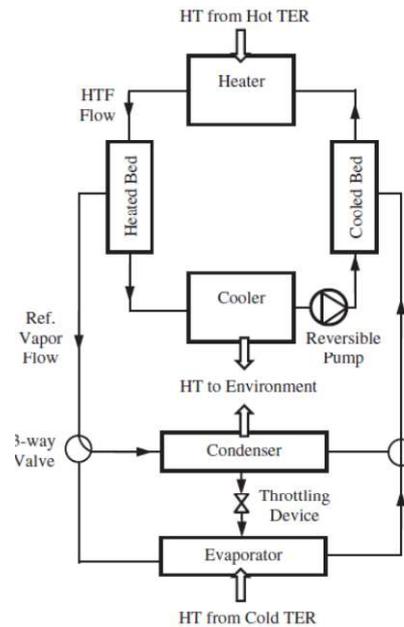


Figure II.15: Le schéma représentatif du cycle de la machine frigorifique à adsorption avec une onde de convection présenté par Çaglar et al [41].

Sapienza et al [43] ont présenté une étude expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption afin de prédire l'effet des paramètres de fonctionnement sur les performances de la machine. Ils ont trouvé que la durée du cycle et la période des phases d'adsorption et de désorption ont la plus grande influence sur la performance et que le coefficient de performance et la puissance frigorifique spécifique augmente de 133% et de 43% respectivement avec l'augmentation de la durée du cycle de 5 à 20 minutes et que l'augmentation de la période de désorption et la réduction de la période d'adsorption augmente les performances de la machine.

El-Sharkawy et al [44] ont présenté une simulation de fonctionnement d'un groupe de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption couplée avec des capteurs à concentration et un réservoir de stockage de l'eau chaude de génération a été effectuée sous les conditions météorologique du Caire et Aswan en Egypte et Djeddah en Arabie Saoudite.

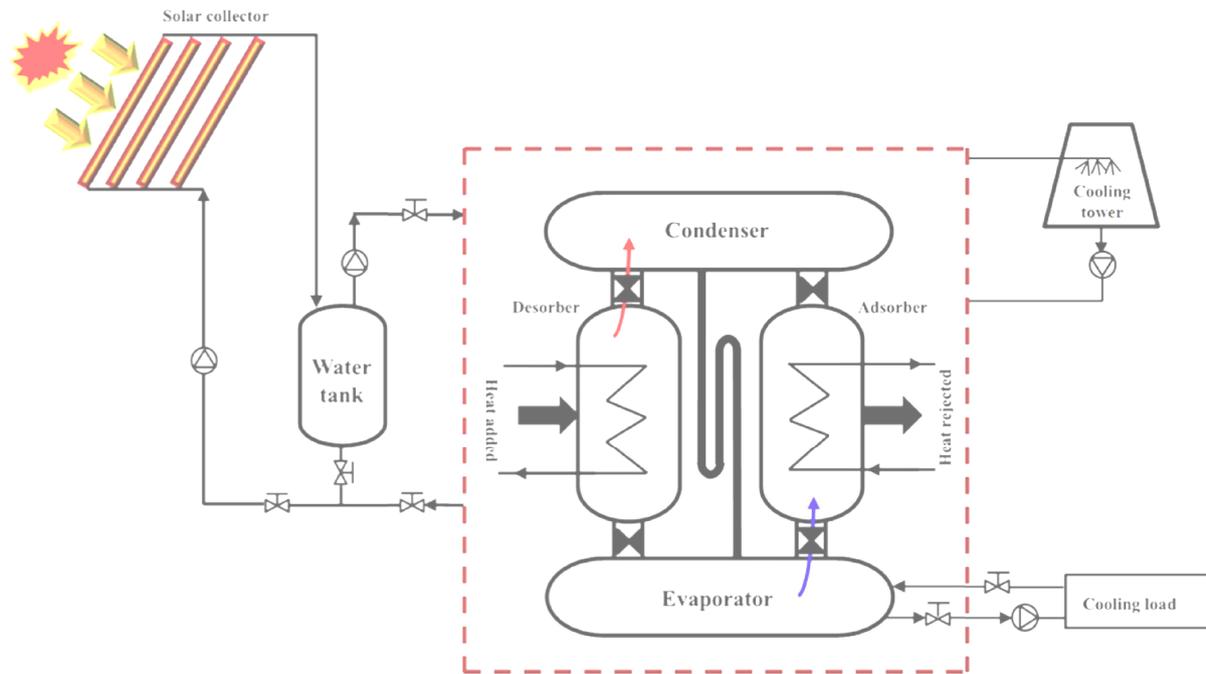


Figure II.16: Schéma représentatif du cycle de la machine frigorifique à adsorption couplée avec un kit solaire [44]

Solmus et al [45] ont présenté une étude expérimentale sur une machine prototype de production froid à adsorption utilisant le couple zéolithe/eau comme adsorbant/adsorbat fabriquée à l'université Moyen Orient à Ankara, Turquie. Ils ont trouvé que sous les conditions expérimentales de température d'adsorption, de température de désorption, de température de condensation et de température d'évaporation de 45°C, 150°C, 30°C et 10°C respectivement, le coefficient de performance et la production frigorifique spécifique sont 0.25 et 7 kW/kg respectivement.

Dans le tableau II.2 nous présentons une classification des travaux scientifiques disponibles selon le modèle de transfert de chaleur, de transfert de masse interne, de transfert de masse externe, les dimensions des modèles utilisés et les couples adsorbant adsorbat/adsorbat utilisés.

Tableau II.2 : Types de modèles de transfert de chaleur et de masse utilisés dans la littérature
(LTE: modèle d'équilibre thermique et LTNE: modèle de non équilibre thermique)

Référence	Dimension	Transfert de masse interne	Transfert de masse externe	Equation de l'énergie	Couple utilisé
[46,14,47]	2D	LDF	Loi de Darcy	LTE	Zéolithe13X/ eau
[48,38,49,40,50]	Boite noire	LDF	pression uniforme	Uniforme température	Gel de silice/ eau
[51]	2D	Equilibre	pression uniforme	LTE	Charbon actif/ ammoniac
[52]	1D	LDF	pression uniforme	LTE	Charbon actif/ methanol
[53,54,55,56]	1D	Equilibre	pression uniforme	LTE	Charbon actif/ ammonic
[1,15,57]	2D	LDF	Loi de Darcy	LTNE	Gel de silice/ eau
[58]	2D	LDF	pression uniforme	LTE	AC809/ methanol
[59,60]	3D	LDF	Loi de Darcy	LTE	Zéolithe13X/ eau
[61]	3D	LDF	Loi de Darcy	LTE	Charbon actif/ methanol

2.3. Conclusion

Dans ce chapitre, une recherche bibliographique sur les récents développements des machines frigorifiques à adsorption utilisant des sources de chaleur à basse température (énergie solaire) a été faite. Ces travaux contiennent des informations concernant les nouveaux couples adsorbant/adsorbat utilisés, les nouveaux cycles pour développer la performance grâce à des moyens de récupération de masse et de chaleur, et de stratégie de commande et les simulation

des machine frigorifique à adsorption couplées avec le système de captage d'énergie solaire afin de vérifier le fonctionnement sous différentes conditions métrologiques .

Dans le chapitre suivant, on présentera les couples adsorbant/adsorbat les plus utilisés et leurs critères de choix. De plus, un modèle statique fonctionnant avec le cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption a été développé afin de choisir le meilleur couple adsorbant/adsorbat.

Chapitre 3

Comparaison entre
les couples
Adsorbant/Adsorbat

3.1. Introduction

Dans la littérature, on n'a pas un paramètre ou une théorie qui est utilisé pour le choix du couple adsorbant/ adsorbat. La seule méthode de choix du meilleur couple adsorbant/adsorbat est de simuler le fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption suivant son cycle basique sous les conditions de fonctionnement désirées.

Dans notre région, la nature du climat saharien oblige que les températures de génération soit comprises entre 65°C et 90°C, ce qui peut être obtenu par une installation d'énergie solaire.

Pour cela, un modèle de la machine frigorifique à adsorption suivie le cycle basique à la base de modèle de taux d'adsorption de Dubinin Astakhov et sa dérivée de chaleur isostérique de l'adsorption a été développée. Le grand avantage de l'utilisation de l'équation de Dubinin-Astakhov est sa fiabilité d'utilisation du point de vue de la prédiction du taux d'adsorption avec le minimum d'informations du couple utilisé.

Notre modèle est basé sur certaine hypothèse simplificatrice telle que la négligence des pertes thermique, la résistance de transfert de masse et de chaleur et tous les paramètres ne dépend pas de temps.

3.2. Les critères de choix du couple Adsorbant/Adsorbat

Le choix du couple adsorbant/adsorbat est l'un des étapes les plus importantes dans la conception d'une machine frigorifique à adsorption. Il se fait en fonction des niveaux de températures de l'utilisation frigorifique envisagée (réfrigération, conservation des aliments, climatisation, pompe à chaleur ou stockage d'énergie) et d'autres critères qui sont présenté ci-dessous.

3.2.1. Choix de l'adsorbant

Les adsorbants sont souvent choisis en fonction de leurs capacités d'adsorption et leurs fortes conductivités thermiques. La capacité d'adsorption doit être élevée à basse température. Par contre, elle doit être faible à haute température. Comme l'adsorption est un phénomène surfacique, le choix s'est porté sur les adsorbants microporeux de plus grande surface spécifique (charbons actifs, zéolithes, gel de silice et alumines activées).

3.2.2. Choix de l'adsorbat

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

- Avoir une forte chaleur latente de vaporisation;
- Une petite taille des molécules pour faciliter le phénomène d'adsorption;
- Non toxique, non inflammable et non corrosive;

- Une faible valeur de la pression de saturation (légèrement supérieure à la pression atmosphérique);
- Être facilement adsorbable à basse température et plus difficilement adsorbable à haute température.

Les adsorbants couramment utilisés dans les systèmes à adsorption peuvent être classés par ordre décroissant de leur chaleur latente de vaporisation: il s'agit de l'eau, de l'ammoniac et des alcools primaires (méthanol, éthanol).

3.2.3. Critères thermodynamique

Ce choix doit prendre en considération :

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

3.2.4. Critères technique

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

- La stabilité chimique du couple surtout à haute température de fonctionnement;
- La corrosion qui peut être due à la réactivité du couple avec les matériaux des composants et des canalisations de la machine;
- La solidification du fluide frigorigène à basse température;

3.2.5. Critères de sécurité

Deux paramètres fondamentaux sont à respecter:

- La toxicologie de chacun des éléments du couple (contrainte écologique);
- L'inflammabilité des éléments de la machine.

3.3. Les couples les plus utilisés en machines frigorifiques à adsorption

Il existe trois principaux couples adsorbant/adsorbat utilisés dans la production de froid : zéolithe/eau, charbon actif/méthanol et gel de silice/eau.

3.3.1. Couple zéolithe/eau

Les zéolithes sont des matériaux cristaux poreux d'aluminosilicates d'origine naturelle. La structure primaire consiste en un assemblage de tétraèdres de SiO_4 et d' AlO_4 .

Les zéolithes se présentent sous forme de billes brunes/blanches ou de poudre. Les matériaux adsorbés par la zéolithe sont très variés entre des gaz de nature minérales ou organique grâce à sa grande surface spécifique et à sa propriété hydrophobe-hydrophile. Certaines zéolithes ont une grande affinité pour l'eau, cela se traduit par une capacité d'adsorption pouvant atteindre jusqu'à 30% du poids de la zéolithe, et ce, sans aucune variation de son volume.

La zéolithe de type 13X (porosité 13 angström) qui est disponible sur le marché, sous forme de billes de 1.5 à 2.5mm de diamètre, est la plus utilisée dans le domaine de la production de froid à adsorption. La zéolithe n'a aucun danger sur la santé ou sur l'environnement et sa destruction est très facile. Le Tableau III-1 donne les adsorbats utilisées avec les zéolithes

Tableau III -1: les adsorbats utilisées avec les Zéolithes

Adsorbant \ Adsorbat	Méthanol	Eau
Zéolithe 13x	Ben Chanaa [63]	Ben Abdellah [62] Ben Chanaa [63] Belkacemi [64] Cacciola et al [65]
Zéolithe 5A	Aittomaki et al [66]	
Zéolithe 4A	Aittomaki et al [66]	Cacciola et al [65]

L'eau est toujours considérée comme un fluide frigorigène presque parfait grâce à sa disponibilité et ses caractéristiques thermophysiques. L'inconvénient majeur de l'eau, c'est ses pressions de fonctionnement qui sont inférieures à la pression atmosphérique, ce qui implique un renforcement de l'étanchéité pour éviter l'entrée d'air dans l'installation.

3.3.2. Couple charbon actif/méthanol

Le charbon actif peut être produit à partir de toute matière organique végétale riche en carbone: bois, écorce, pâte de bois, coques de noix de coco, coques de cacahuètes, noyaux d'olives, ou bien de houille, tourbe, lignite, résidus pétroliers.

Le charbon actif ou charbon activé est une poudre noire, légère, très salissante, constituée essentiellement de matière carbonée à structure microporeuse. Le charbon actif obtenu à partir du bois présente une très grande surface spécifique. La surface développée par le charbon actif est relativement élevée: un gramme de charbon actif peut développer une surface spécifique comprise entre 400 et 2000m² [67]. Il est hydrophobe. L'adsorption des gaz nécessite des pores de 1 à 2 nm [62].

L'énergie de liaison adsorbant/adsorbant est généralement plus faible pour le charbon actif que pour les autres adsorbants, ce qui diminue la quantité d'énergie nécessaire pour la phase de génération.

Le charbon actif présente une faible sélectivité (capacité à séparer deux composés) par rapport aux autres adsorbants, du fait de sa grande distribution de la taille des pores. Cependant, cette grande distribution permet d'adsorber de nombreuses espèces chimiques, et en particuliers beaucoup de composés organiques volatils (COV) [62].

Le méthanol (CH₃OH) est un gaz toxique, incolore, et alcalin. Dans des conditions de température et de pression normale, la chaleur latente d'évaporation est importante et est presque égale à la moitié de celle de l'eau et son point d'ébullition est d'environ 65°C [67]. Le méthanol se décompose à une température de 120°C [67]. Sa gamme de température pour produire le froid est comprise entre -15°C et 10°C, ce qui en fait un fluide frigorigène intéressant. Les molécules de ce fluide sont petites, de l'ordre de 4Å [62], pouvant être facilement adsorbées dans les micropores du charbon actif. La pression de fonctionnement est faible (5 mbar à 100 mbar). Comme l'eau, le méthanol nécessite des équipements spéciaux pour éviter les entrées d'air extérieur [62].

Le tableau III-2 donne les adsorbats utilisées avec les charbons actifs.

Tableau III -2: Les adsorbats utilisées avec les charbons actifs

Adsorbant \ Adsorbat	Méthanol	Éthanol	Ammoniac	Méthyl amine
AC35/1.8	Gaciola et al [65] Chekirou [4] Passos et al [68]		Critoph [69]	
AC35/3	Diny[5]	Diny[5]		
AC40/3	Boubakri [70]			
AC35	Critoph [71] Guilleminot et al [72]		Critoph [71]	
Charbon actif			Bougard et al [73] Al Mers et al [74]	Critoph [71]
Charbon 203C, 207C et 208C	Critoph [75]		Critoph [75]	
Charbon 205C			Critoph [75]	

3.3.3. Couple gel de silice/eau

Le gel de silice ($\text{SiO}_2 \cdot \text{NH}_2\text{O}$) est une silice synthétique amorphe, dont la structure des pores créée par l'agglomération des microparticules est sensiblement sphériques de dimension à peu près uniforme comprise entre 2 et 20 nm. Cette structure est responsable de la très grande surface spécifique, typiquement 500-800 m^2/g . Le gel de silice est souvent disponible sur le marché sous la forme des bouchons dessiccateurs qui sont généralement utilisés comme agent d'assèchement des caméras, des films, des chaussures, etc.

Le gel de silice a une grande capacité d'adsorption de l'eau (400 g/kg) à une pression de vapeur d'eau proche de la saturation, donc il est largement utilisé avec l'eau comme couple pour la production du froid.

3.3.4. Nouveaux couples

Pour améliorer les performances de la machine frigorifique à adsorption, les chercheurs utilisent des nouveaux couples tels que le charbon actif/hydrogène [76-77], le zéolithe/ CO_2 [78-79], le charbon actif/R134a [80- 81] et le charbon actif/R507a [82].

3.4. Définition de la machine frigorifique à adsorption étudiée

La machine frigorifique à adsorption étudiée est constituée de 5kg de cuivre pour 1kg de charbon actif. Pour définir la masse des différents adsorbants, on considère que le volume occupé par l'adsorbant est constant. Le tableau III-3 donne les caractéristiques des adsorbants utilisés.

Tableau III-3 Caractéristiques des adsorbants utilisés

Adsorbant	ρ_{ads} (kg/m ³)	V_{ads} (m ³)	M_{ads} (kg)	Cp_{ads} (kJ/kg.K)
Charbon actif	500	2.10^{-3}	1	920
Gel de la silice	800	2.10^{-3}	1.6	924
Zéolithe 13x	640	2.10^{-3}	1.28	980

3.5. La modélisation mathématique de la machine frigorifique à adsorption

Le modèle développé dans ce chapitre tient compte de la quantité de chaleur globale échangée durant le cycle utilisant les quatre points du cycle de Clapeyron, pour calculer le coefficient de performance de la machine et la quantité de la masse cyclée de l'adsorbat entre l'adsorbeur/générateur et l'évaporateur/condenseur.

3.5.1. Equation de Dubinin - Astakhov

Cette équation a été développée pour standardiser l'utilisation de l'équation de Dubinin et Radushkevich [5] :

$$X(T) = \rho_f(T) \cdot V_0 \cdot \exp \left[- \left(\frac{R \cdot T}{E_0 \cdot \beta} \right) \cdot \ln \left(\frac{P_b}{P_{sat}} \right) \right]^n \quad (\text{III -1})$$

Ou :

E_0 : est l'énergie caractéristique de l'adsorbant qui permet de prendre en compte la nature de l'adsorbant.

β : coefficient d'affinité, qui permet de prendre en compte la nature de l'adsorbat

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

p_b et p_{sat} : sont des pressions de saturation qui peuvent être calculées par la relation d'Antoine :

$$P(kpa) = \exp \left(A - \frac{B}{c + T(k)} \right) \quad (\text{III -2})$$

Le tableau III-4 présente les différents coefficients de l'équation d'Antoine utilisée dans ce chapitre.

Tableau III -4 : Les coefficients de l'équation d'Antoine
(pour le méthanol la pression est en mmHg et on utilise le logarithme décimal)

Adsorbat	A	B	C	Ref
Méthanol	8.0724	1574.99	-34.11	[83]
Eau	16.54	3985	-39	[84]
Ethanol	16.19	3424	-55.72	[84]
CO ₂	15.38	1956	-2.11	[84]
Benzène	14.16	2949	-44.56	[84]
R134a	14.41	2094	-33.06	[84]
Ammoniaque	15.49	2363	-22.62	[84]

La relation III-1 peut être représentée aussi par la formule suivante :

$$X(T) = \rho_f(T) \cdot V_0 \cdot \exp \left[-D \cdot \left(T \cdot \ln \left(\frac{P_b}{P_{sat}} \right) \right)^n \right] \quad (\text{III -3})$$

Ou :

D : est un paramètre qui prend en compte les propriétés du couple adsorbant/adsorbant qui peut être exprimé en fonction de l'énergie caractéristique E_0 par :

$$D = \left(\frac{R}{E_0 \cdot \beta} \right)^n \quad (\text{III -4})$$

Dans le tableau III-5, on a présenté les différentes caractéristiques des adsorbats utilisés dans ce chapitre.

Le grand avantage de l'équation Dubinin Astakhov est la standardisation de l'équation, c'est-à-dire avec la connaissance de trois paramètres, qui ne dépendent pas de la température de l'adsorbant (V_0 , E_0 et n), on peut modéliser le taux d'adsorption avec n'importe quelle adsorbant grâce à l'affinité β de l'adsorbant.

Tableau III-5 : Les différentes caractéristiques des adsorbats [85]

Adsorbant	ρ_f (kg/m ³)	C_{p_f} (kJ/kg.K)	L (kJ/kg)	α (10 ⁻⁶ .K ⁻¹)
Méthanol	/	2.51	/	1100
Eau	999	/	2257	150
Ethanol	790	2.44	860	1100
CO ₂	1180	1.95	350	3100
Benzène	884	1.72	394	1200
R134a	1380	1.28	215	2190
Ammoniaque	697	4.6	1357	2400

La masse volumique du méthanol (kg/m³) est exprimé par la relation donnée par Diny [5] :

$$\rho_f(T) = 917.35 + 4.1898 \cdot 10^{-3}T - 1.4679 \cdot 10^{-3}T^2 \quad (\text{III -12})$$

La chaleur latente de vaporisation du méthanol (kJ/kg.K) par la relation suivante Diny [5] :

$$L_f(T) = 654.23 + 4.3956 T - 8.5436 \cdot 10^{-3}T^2 - 1.7968 \cdot 10^{-6}T^3 \quad (\text{III -13})$$

La chaleur spécifique massique de l'eau (J/kg°C) :

$$cp_f(T) = 4216.66 + 3.165 T - 0.886 \cdot 10^{-2}T^2 - 0.101 \cdot 10^{-2}T^3 \quad (\text{III -13})$$

Dans le tableau III-6, on a présenté les différents coefficients de l'équation de Dubinin et Astakhov des couples utilisés.

Tableau III-6: Les coefficients de l'équation de Dubinin et Astakhov des couples utilisés

Couple adsorbant/adsorbat	$\beta \times E_0$ (J/mol)	W_0 (l/kg)	N	Ref
Charbon actif 35 /méthanol	0.45×15714.25	0.425	2.15	[4]
Gel de silice /Eau	3780.08	0.398	1.016	[86]
Zéolithe 13x /Eau	18445	0.2114	0.806	[86]
Charbon actif 35/ Ethanol	0.64×15714.25	0.425	2.15	[4]
Charbon actif 35 / CO ₂	0.35×15714.25	0.425	2.15	[4]
Charbon actif 35 /Benzène	1×15714.25	0.425	2.15	[4]
Charbon actif 35/R134a	82900	1.66	1.3	[87]
Charbon actif/Ammoniaque	5346.3	0.3594	1.224	[86]

3.5.2. Chaleur isostérique d'adsorption suivant le modèle de Dubinin et Astakhov

On peut définir la chaleur isostérique par l'équation de Clapeyron [4]:

$$q_{st} = R \cdot T^2 \cdot \left(\frac{\partial \ln P}{\partial T}\right)_m \tag{III -5}$$

On peut écrire les relations de la masse adsorbée sous la forme :

$$\ln\left(\frac{X}{V_0}\right) = \ln(\rho_f(T)) - D \cdot \left(T \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{sat}}\right)\right)^n \tag{III -6}$$

Ou

$$\ln\left(\frac{X}{V_0}\right) = \ln(\rho_f(T)) - \left(\frac{R}{E_0 \cdot \beta} \cdot T \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{sat}}\right)\right)^n \tag{III -7}$$

Donc la dérivation des équations (III-6) et (III-7) donne les équations suivantes:

$$\frac{\partial \ln P}{\partial T} = \frac{\partial \ln P_s}{\partial T} + \ln \frac{P_s}{P} \cdot \left(T^{-1} + \frac{\alpha}{n \cdot D} \cdot \left(T \cdot \ln \frac{P_s}{P}\right)^{-n}\right) \tag{III -8}$$

$$\frac{\partial \ln P}{\partial T} = \frac{\partial \ln P_s}{\partial T} + \ln \frac{P_s}{P} \cdot \left(T^{-1} + \frac{\alpha}{n} \cdot \left(\frac{R}{E_0 \cdot \beta} \cdot T \cdot \ln \frac{P_s}{P}\right)^{-n}\right) \tag{III -9}$$

Ou : $\alpha = -\frac{\partial \rho_f(T)}{\partial T}$ (Coefficient de dilatation thermique)

On trouve la formule de la chaleur isostérique par la multiplication des deux cotés des équations (III-8) et (III-9) par $R.T^2$ [4]:

$$q_{st} = L_e(T) + R.T.\ln\frac{P_s}{P} + \frac{\alpha.R.T}{n.D} \cdot (T.\ln\frac{P_s}{P})^{1-n} \quad \text{(III -10)}$$

$$q_{st} = L_e(T) + R.T.\ln\frac{P_s}{P} + \frac{\alpha.T.(E_0.\beta)^{-n}}{n} \cdot (R.T.\ln\frac{P_s}{P})^{1-n} \quad \text{(III -11)}$$

Ou : $L_e(T) = R.T^2 \cdot (\frac{\partial \ln P_s}{\partial T})$ (La chaleur latente de condensation).

3.5.3. Le coefficient de performance de la machine

Le cycle de la machine frigorifique à adsorption étudié est présenté dans la figure III.1

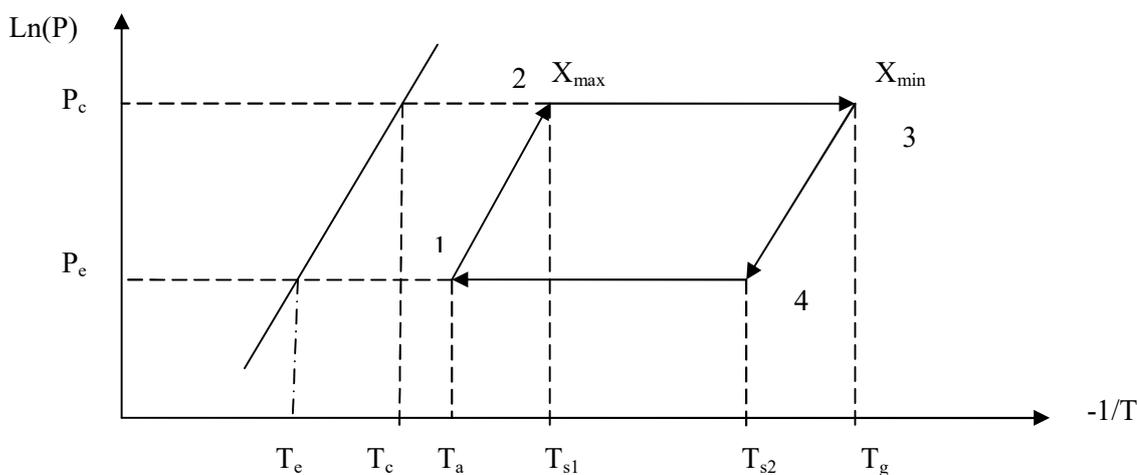


Figure III.1 Cycle de Clapeyron d'une machine frigorifique à adsorption

On peut définir les performances de la machine frigorifique à adsorption par le coefficient de performance, COP, qui est le rapport entre la quantité de froid produit et la quantité de chaleur fournie.

$$COP = \frac{Q_f}{Q_c} \quad (III -12)$$

Ou : Q_f est la quantité de froid produite par la machine.

Q_c est la quantité de chaleur fournie à la machine.

La quantité de chaleur Q_C est composée de quatre parties:

Q_1 : la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de l'adsorbant de la température ambiante (T_a) à la température de génération (T_g).

Q_2 : la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température des parties métalliques de l'adsorbent de la température ambiante (T_a) à la température de génération (T_g).

Q_3 : la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de l'adsorbat contenu dans l'adsorbent de la température ambiante (T_a) à la température de génération (T_g)

Q_{des} : la quantité de chaleur nécessaire pour la désorption.

$$Q_C = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (III -12)$$

3.5.3.1. La quantité de froid produite

La quantité de froid produite par la machine est donnée par [4]:

$$Q_f = m_{ads} \cdot \Delta X \cdot \left[L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C p_f (T) \cdot dT \right] \quad (III -12)$$

Le premier terme représente la quantité de chaleur absorbée par l'adsorbat pour l'évaporer et le deuxième terme représente la quantité de chaleur nécessaire pour diminuer la température de l'adsorbat de la température de condensation à la température d'évaporation.

Δm , c'est la différence entre la masse maximale de l'adsorbat au début de la phase de désorption et la masse minimale à la fin de la phase de désorption, ce qui est appelé par la suite la quantité de la masse cyclée qui est calculée par la relation suivante:

$$\Delta X = X(T_a, T_e) - X(T_g, T_c) \quad (III -13)$$

3.5.3.2. La chaleur sensible de l'adsorbant Q_1

Q_1 est calculé par la relation suivante [4]:

$$Q_1 = m_{ads} \cdot \int_{T_a}^{T_g} C_{p_{ads}}(T) \cdot dT = m_{ads} \cdot C_{p_{ads}} \cdot (T_g - T_a) \quad (\text{III -14})$$

3.5.3.3. La chaleur sensible de la partie métallique Q_2

Q_2 est calculé par la relation suivante [4]:

$$Q_2 = m_m \cdot \int_{T_a}^{T_g} C_{p_m}(T) \cdot dT = m_m \cdot C_{p_m} \cdot (T_g - T_a) \quad (\text{III -15})$$

3.5.3.4. La chaleur sensible de l'adsorbant Q_3

Q_3 est calculé par la relation suivante [4]:

$$Q_3 = m_{ads} \cdot \int_{T_a}^{T_g} X(T) \cdot C_{p_{ff}}(T) \cdot dT \quad (\text{III -16})$$

Dans la phase de chauffage, entre les points 1 et 2, ce qui correspond au terme de température T_a et T_{s1} , la masse adsorbée est constante et égale à $m(T_a, T_e)$. Donc [4] :

$$\begin{aligned} Q_3 &= m_{ads} \cdot X(T_a, T_e) \int_{T_a}^{T_{s1}} C_{p_{ff}}(T) \cdot dT + m_{ads} \cdot \int_{T_{s1}}^{T_g} X(T) \cdot C_{p_{ff}}(T) \cdot dT \quad (\text{III -17}) \\ &= m_{ads} \cdot X(T_a, T_e) \cdot C_{p_{ff}} \cdot (T_{s1} - T_a) + m_{ads} \cdot C_{p_{ff}} \cdot \int_{T_{s1}}^{T_g} X(T) \cdot dT \end{aligned}$$

3.5.3.5. La chaleur de désorption Q_{des}

On peut définir cette énergie par la relation suivante [4] :

$$Q_{des} = m_{ads} \cdot \int_{X_{max}}^{X_{min}} q_{st}(T) \cdot dX \quad (\text{III -18})$$

Ou : q_{st} est la quantité de chaleur nécessaire pour désorber 1 kg de l'adsorbant.

On peut représenter la dérivée de la masse par la relation suivante [4] :

$$dX = n \cdot D \cdot X \cdot T^n \cdot \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \left[d \ln P - \frac{q_{st}}{R \cdot T^2} dT \right] \quad (\text{III -19})$$

Sachant que la pression durant la phase de condensation-désorption est constante, l'équation (III-18) devient [4]:

$$Q_{des} = n \cdot D \cdot m_{ads} \cdot \int_{T_{s1}}^{T_g} X(T) \cdot T^n \cdot \left(\ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1} \cdot \frac{q_{st}^2}{R \cdot T^2} dT \quad (\text{III -20})$$

3.6. La méthode de calcul des températures de seuil du cycle

La détermination des températures de seuil T_{s1} et T_{s2} est une étape indispensable pour compléter le cycle de Clapeyron. On peut définir ces températures comme étant les températures ou la pression dans l'adsorbent atteint la pression de condensation dans le cas de T_{s1} et la pression d'évaporation dans le cas de T_{s2} .

Les relations analytiques entre T_{s1} , T_{s2} , T_c et T_e sont basées sur l'hypothèse de deux isostères pendant les phases de chauffage et de refroidissement :

$$X(T_a, T_e) = X(T_{s1}, T_c) \quad (\text{III -21})$$

$$X(T_g, T_c) = X(T_{s2}, T_e) \quad (\text{III -22})$$

La méthode numérique de résolution de ces deux équations suit les étapes suivantes:

- Donner des valeurs arbitraires aux températures T_{s1} et T_{s2} proche et inférieure à T_g et proche et supérieure à T_a respectivement.
- Calculer les masses $X(T_{s1}, T_c)$ et $X(T_{s2}, T_e)$
- Comparer les masses obtenues avec les masses $X(T_a, T_e)$ et $X(T_g, T_c)$, respectivement.
- Si la différence est inférieure 10^{-6} on considère les températures T_{s1} et T_{s2} comme la solution sinon on refait tous les étapes avec des températures T_{s1} et T_{s2} plus éloignées des températures T_g et T_a respectivement que les températures T_{s1} et T_{s2} de l'itération précédente.

Les figures III-2 et II-3 représentent l'organigramme de calcul des températures de seuil.

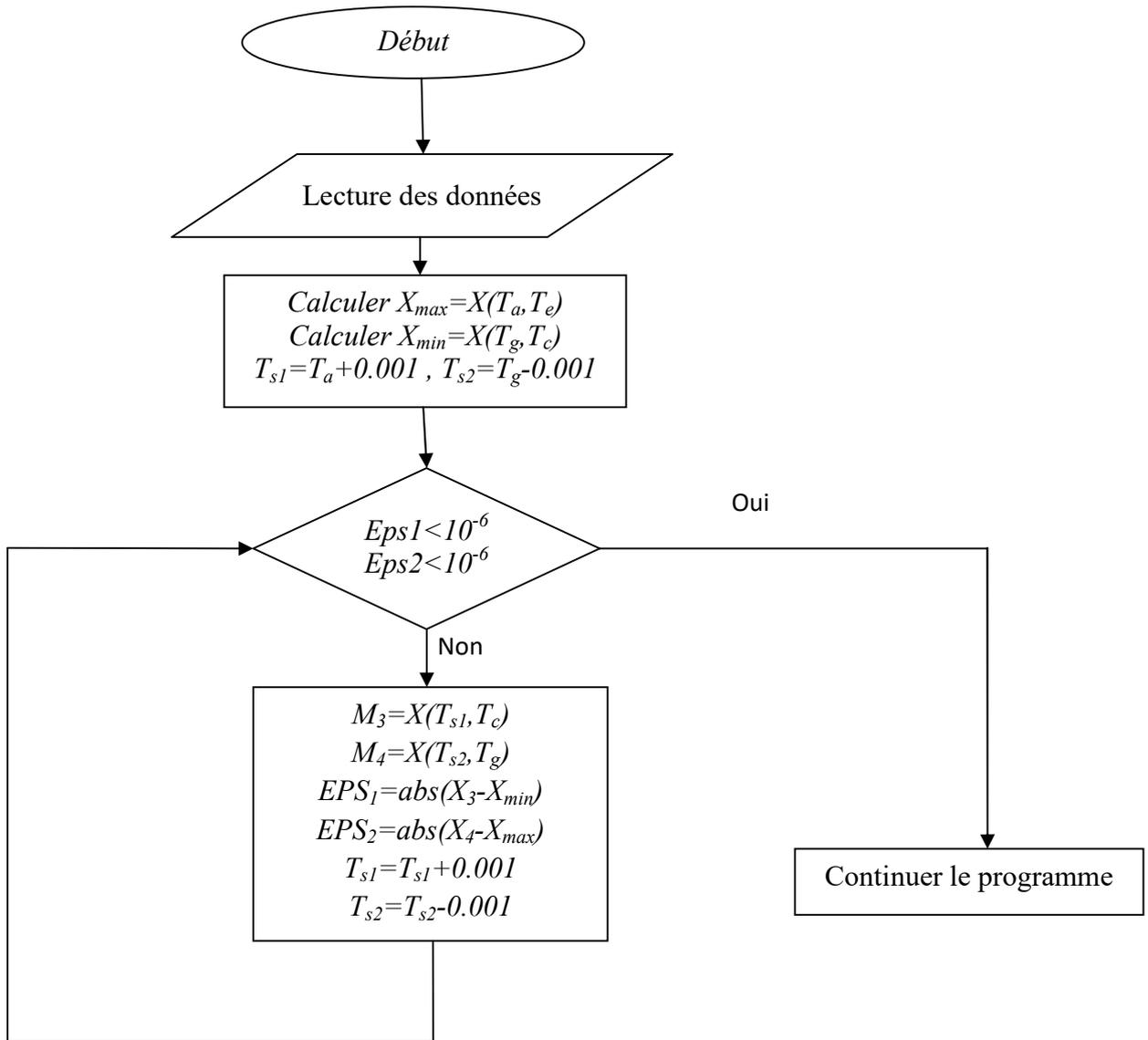


Figure III.2: Organigramme de calcul des températures de seuil

La figure III-3 donne l'organigramme de calcul de la performance du cycle frigorifique.

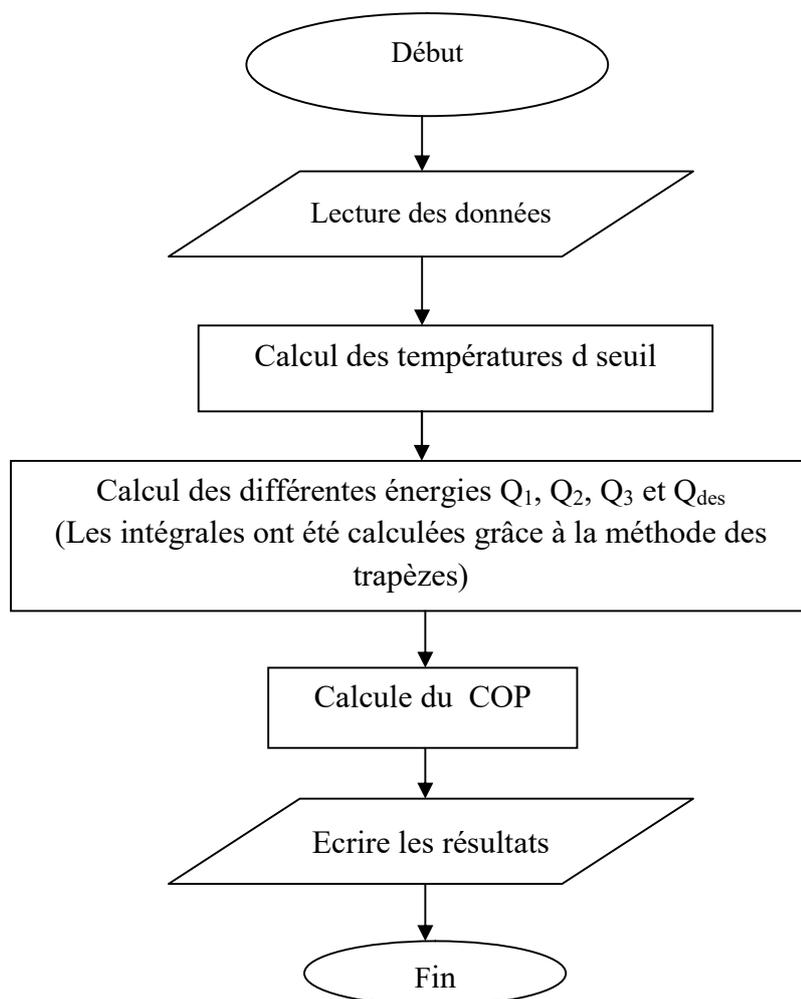


Figure III. 3 : Organigramme de calcul des performances du cycle frigorifique

3.7. Résultats et discussion

Dans cette partie, une comparaison entre les couples adsorbant/adsorbats les plus utilisés dans le domaine de la production de froid par adsorption a été achevée grâce à notre programme développée sous l'environnement FORTRAN.

3.7.1. Validations des résultats :

Une comparaison des obtenus par notre modèle et les résultats obtenus par le modèle de Chekirou [4] et le modèle de Pons et al [88] sous les mêmes charges et les mêmes conditions de fonctionnement a été faite. Les résultats de cette comparaison sont regroupés dans le Tableau III-7 :

Tableau III-7: comparaison entre les COP obtenus par notre modèle et les résultats trouvés dans la littérature ($T_c=25^\circ\text{C}$, $m_g=5\text{kg}$ de cuivre et le couple est Charbon actif 35/méthanol)

Modèle	T_g ($^\circ\text{C}$)	T_e ($^\circ\text{C}$)	T_a ($^\circ\text{C}$)	COP	La différence relative (%)
Notre Modèle	70	10	15	0.6	4.76
	75	5	15	0.56	6.55
	80	0	15	0.53	7.1
	105	0	30	0.469	2.29
Modèle de Pons et al [87]	105	0	30	0.48	/
Modèle de Chekirou [4]	70	10		0.63	/
	75	5		0.61	/
	80	0		0.57	/

Il est clair que nos résultats sont très proches des résultats obtenus par Chekirou [4] et le modèle de Pons et al [88]. On peut expliquer les différences constatées par le fait que les formules de calcul et les caractéristiques thermophysiques de l'adsorbant ne sont pas les mêmes. Dans tous les cas ces différences ne dépassent pas 8% et n'influent pas sur le but de ce chapitre qui est la comparaison entre les performances des couples adsorbant/adsorbant utilisés dans le domaine de la production de froid par adsorption.

3.7.2. L'influence de la température de génération :

Dans cette partie, la température de génération est variable dans l'intervalle de température entre 65 et 90 $^\circ\text{C}$, ce qui peut être facilement obtenu par les installations de captage de l'énergie solaire. Les températures d'évaporation, de condensation et la température ambiante sont égales à 5 $^\circ\text{C}$, 30 $^\circ\text{C}$ et 30 $^\circ\text{C}$ respectivement, afin d'étudier l'influence de la température de génération sur le coefficient de performance, la quantité de la production frigorifique et la quantité de la masse cyclée.

La figure III.4 présente la variation du coefficient de performance en fonction de la température de génération. On constate qu'une augmentation de la température de génération entraîne une augmentation du coefficient de performance et que le couple gel de silice/eau a le

plus grand coefficient de performance suivi par le couple charbon actif 35/méthanol. Les COP des couples zéolithe 13x/eau, charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif/Ammoniac, charbon actif 35/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement. On peut expliquer ces résultats par le fait que l'augmentation de la température de génération T_g entraîne une diminution de la masse minimum $X_{\min}(T_g, T_c)$, ce qui implique une augmentation de la masse cyclée et par conséquent, une augmentation de la quantité de froid produit à l'évaporateur Q_f et le COP du système est enregistrée .

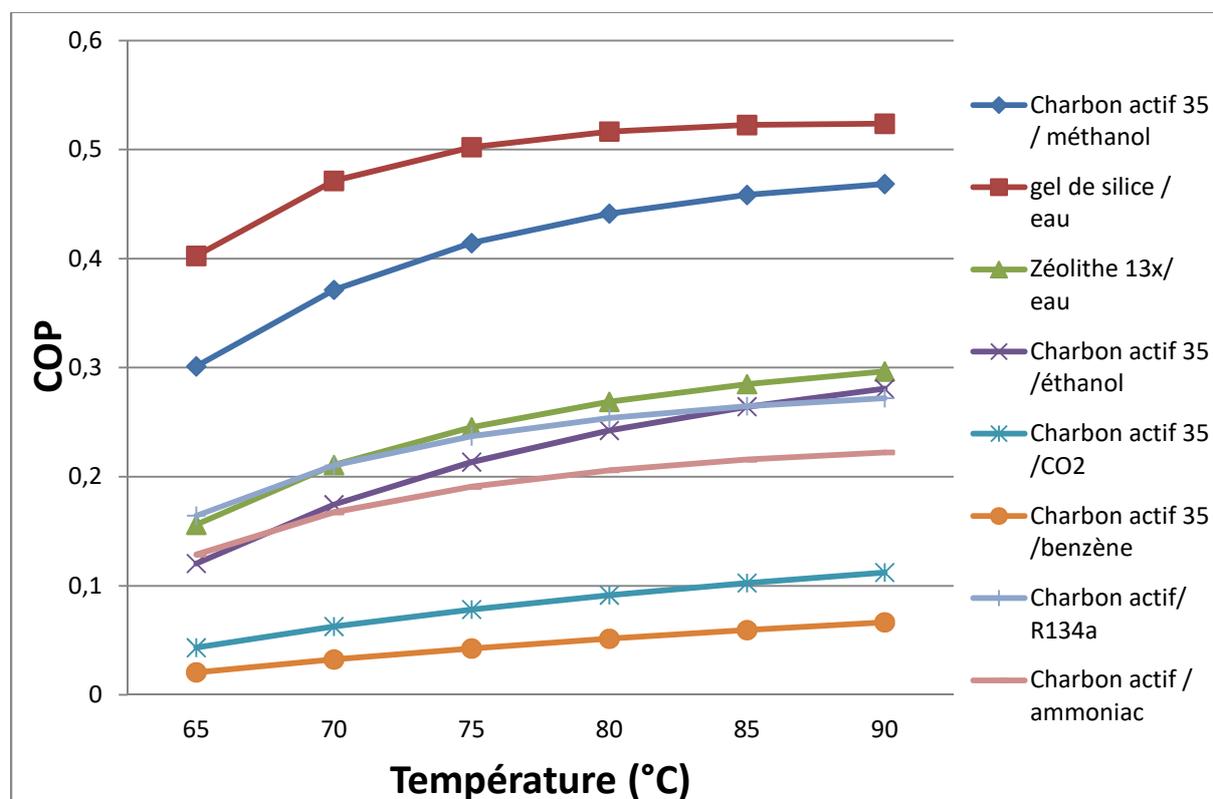


Figure III. 4 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de génération

La figure III.5 présente la variation de la production frigorifique en fonction des températures de génération. On constate qu'une augmentation de la température de génération entraîne une augmentation de la production frigorifique et que le couple gel de la silice/eau a la plus grande production de froid suivi par les couples charbon actif 35/méthanol et zéolithe 13x/eau, respectivement. Les quantités de froid produite des couples charbon actif/Ammoniac, charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proche, à la fin on a les

couples charbon actif 35/CO₂ et charbon actif/Benzène, respectivement. On peut expliquer les résultats obtenus par l'augmentation de la température de génération T_g qui entraîne une diminution de la masse minimum X_{min}(T_g, T_c), ce qui implique une augmentation de la masse cyclée et par conséquent, une augmentation de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f.

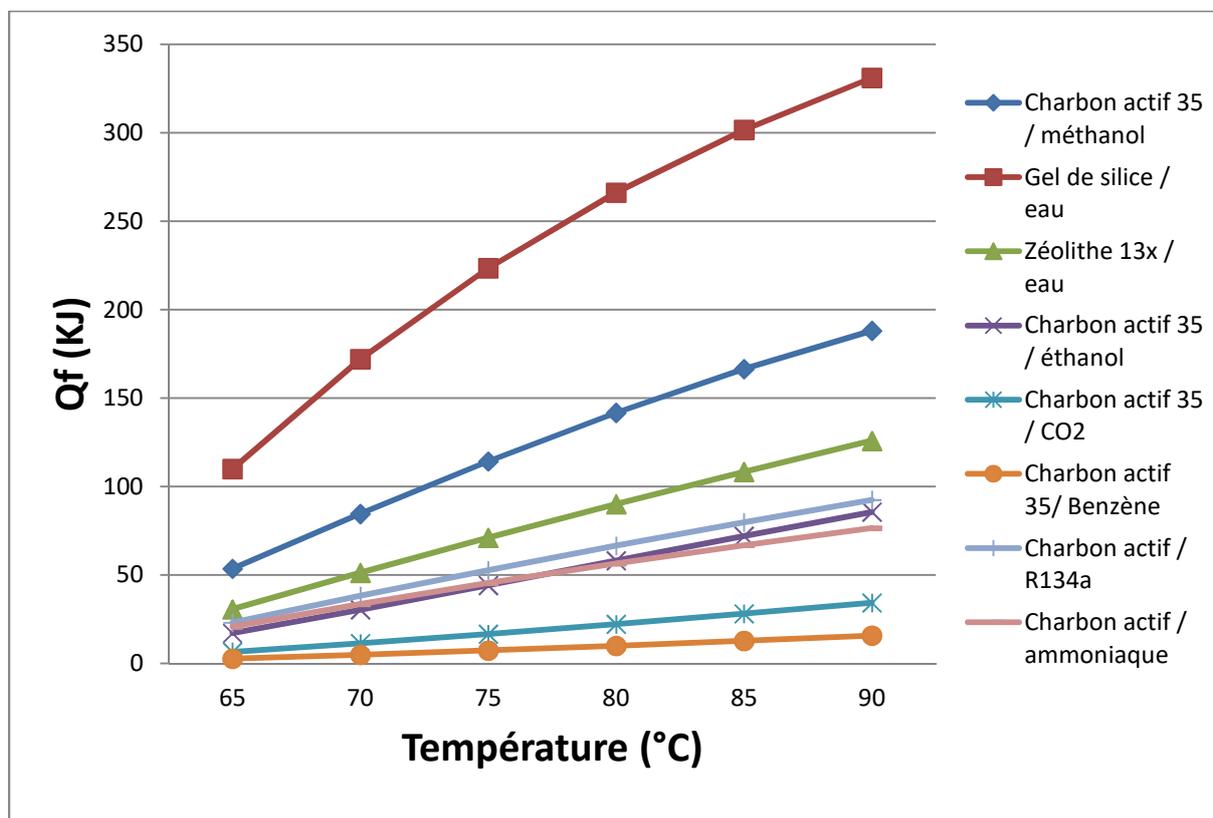


Figure III.5: Variation de la production frigorifique en fonction des températures de génération

La figure III.6 représente la variation de la masse cyclée en fonction de la température de génération. On constate qu'une augmentation de la température de génération entraîne une augmentation de la masse cyclée et que le couple charbon actif/R134a a la plus grande masse cyclée suivi par le couple charbon actif 35/méthanol. La quantité de masse cyclée des couples charbon actif 35/CO₂, charbon actif 35/éthanol et gel de silice/eau sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif 35/Ammoniac, charbon actif/benzène et zéolithe 13x/eau, respectivement. On peut expliquer les résultats obtenus par l'augmentation de la température de la génération T_g entraîne une diminution de la masse minimum X_{min}(T_g, T_c), ce qui implique une augmentation de la masse cyclée.

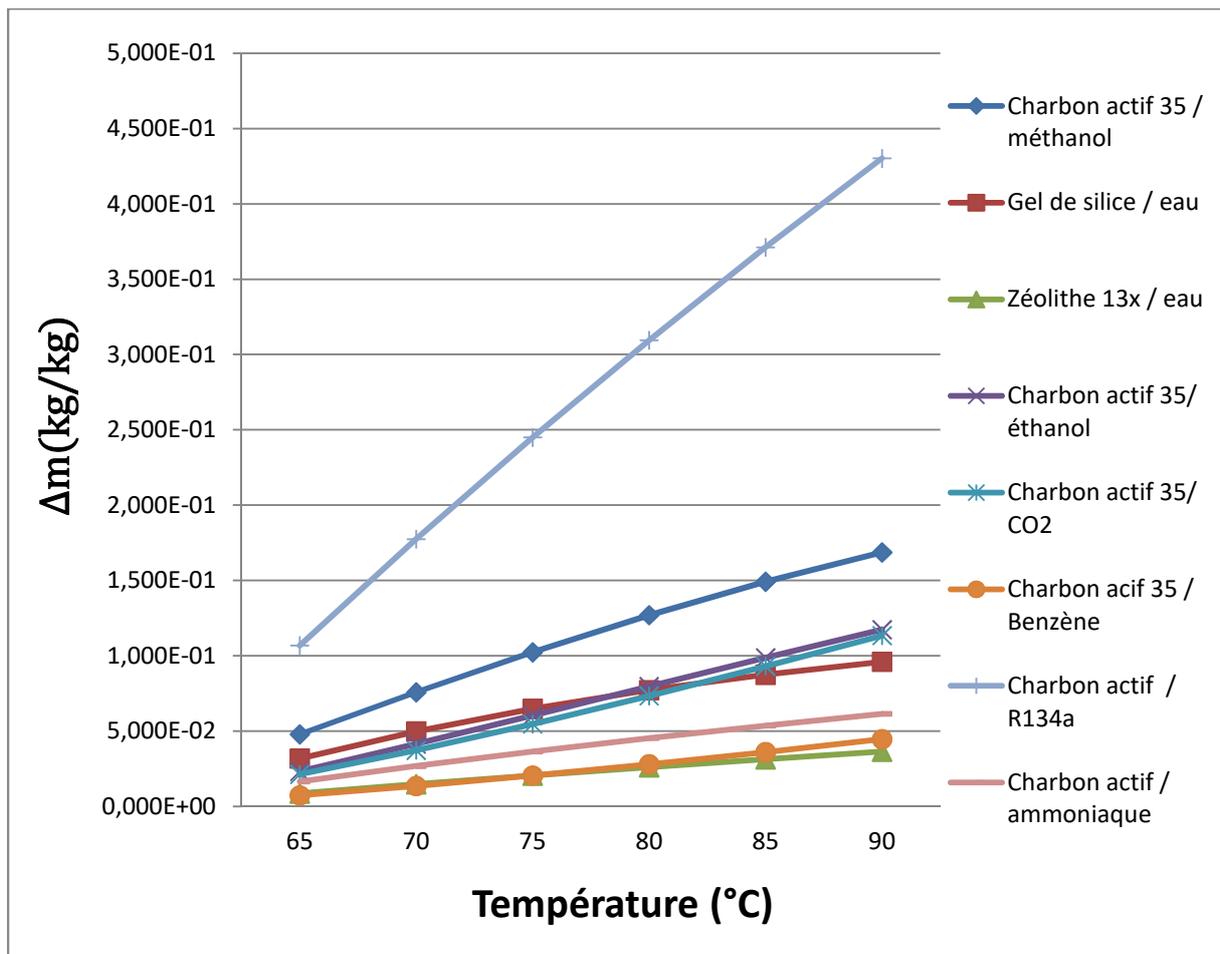


Figure III.6 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température de génération.

3.7.3. L'influence de la température de condensation :

Dans cette partie, la température de condensation est variable dans l'intervalle de température entre 30 et 45°C et les températures d'évaporation, de génération et la température ambiante sont égales à 5°C, 90°C et 30°C respectivement, afin d'étudier l'influence de la température de condensation sur le coefficient de performance, la quantité de la production frigorifique et la quantité de la masse cyclée.

La figure III.7 présente la variation du coefficient de performance en fonction de la température de condensation. On constate qu'une augmentation de la température de condensation entraîne une diminution du coefficient de performance et que le couple gel de silice/eau a le plus grand coefficient de performance suivi par le couple charbon actif 35/méthanol. Les COP des couples zéolithe 13x/eau, charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif/Ammoniac, charbon actif

35/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement. On peut expliquer ces résultats par le fait que l'augmentation de la température de condensation implique une augmentation de la pression de saturation $P_s(T_c)$, ce qui provoque une diminution de la masse d'eau $X(T_g, P_s(T_c))$. Donc, la masse cyclée diminue et provoque une diminution de la production frigorifique ce qui diminue le coefficient de performance de la machine frigorifique.

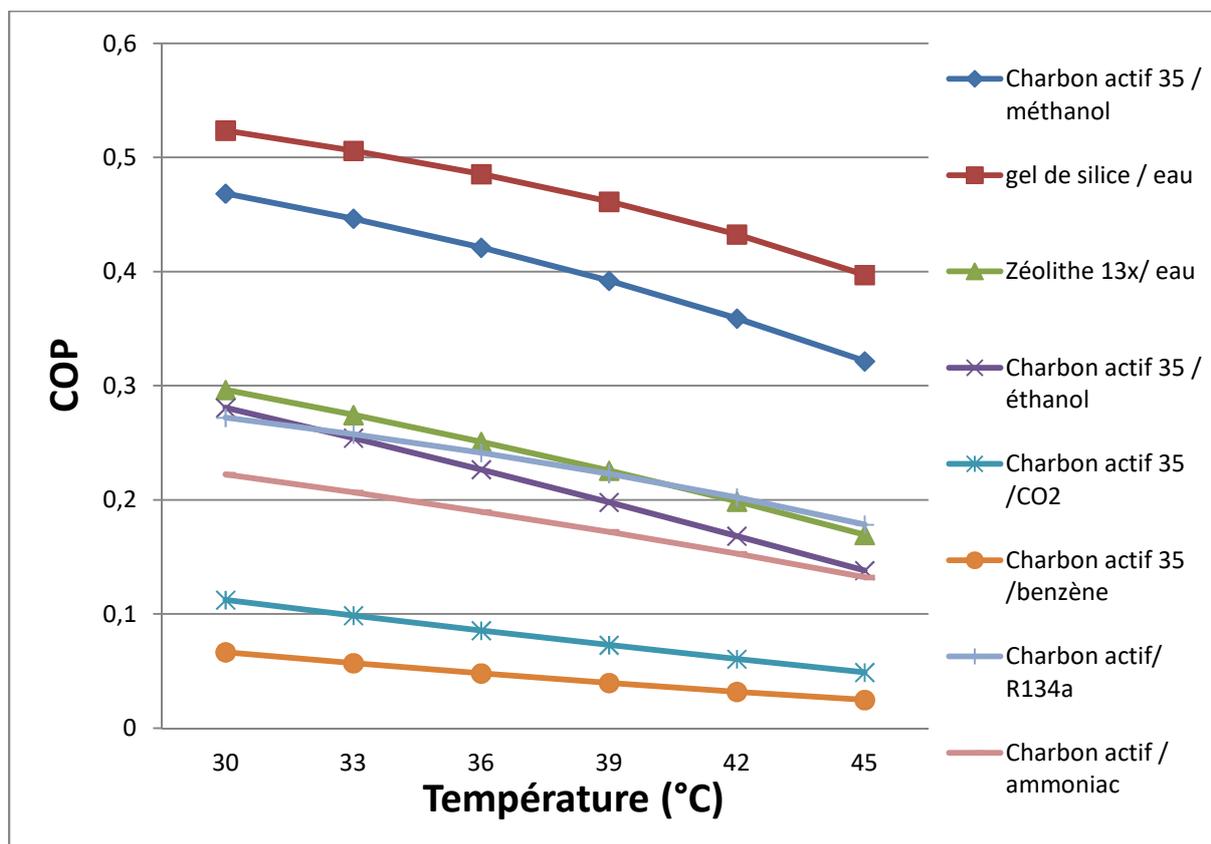


Figure III.7 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de condensation.

La figure III.8 présente la variation de la production frigorifique en fonction de la température de condensation. On constate qu'une augmentation de la température de condensation entraîne une diminution de la production frigorifique et que le couple gel de la silice/eau a la plus grande production de froid suivi par les couples charbon actif 35/méthanol et zéolithe 13x/eau, respectivement. Les quantités de froid produite des couples charbon actif/Ammoniac, charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif 35/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement. On peut expliquer ces résultats par le fait que l'augmentation de la température de condensation implique une

augmentation de la pression de saturation. Donc, la masse cyclée est diminuée, ce qui provoque une diminution de la production frigorifique.

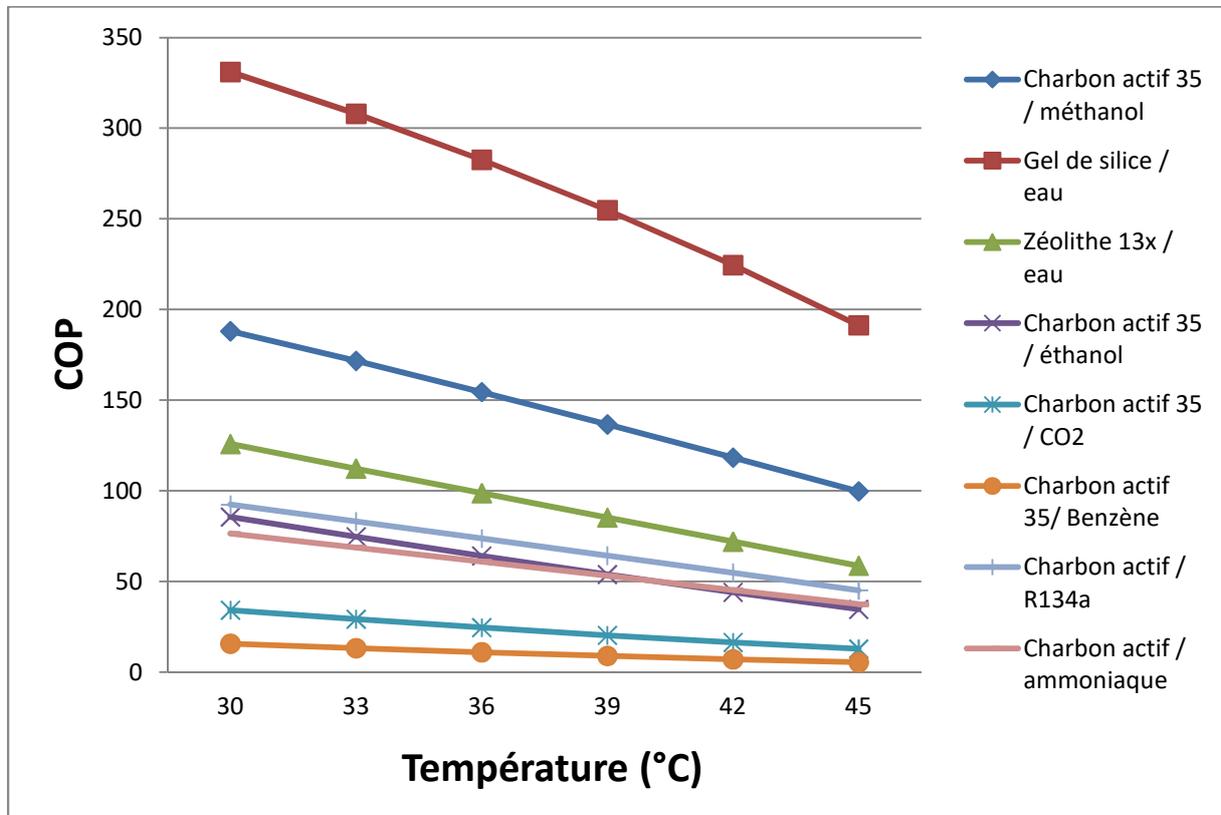


Figure III.8 : Variation de la production frigorifique en fonction de la température de condensation.

La figure III.9 présente la variation de la masse cyclée en fonction de la température de condensation. On constate qu'une augmentation de la température de condensation entraîne une diminution de la masse cyclée et que le couple charbon actif/R134a a la plus grande masse cyclée suivi par le couple charbon actif 35/méthanol. La quantité de masse cyclée des couples charbon actif 35/CO₂, charbon actif 35/éthanol et gel de silice/eau sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif 35/Ammoniac, charbon actif/benzène et zéolithe 13x/eau, respectivement. On peut expliquer les résultats obtenus par fait que l'augmentation de la température de condensation implique une augmentation de la pression de saturation $P_s(T_c)$ ce qui provoque une diminution de la masse d'eau $X(T_g, P_s(T_c))$

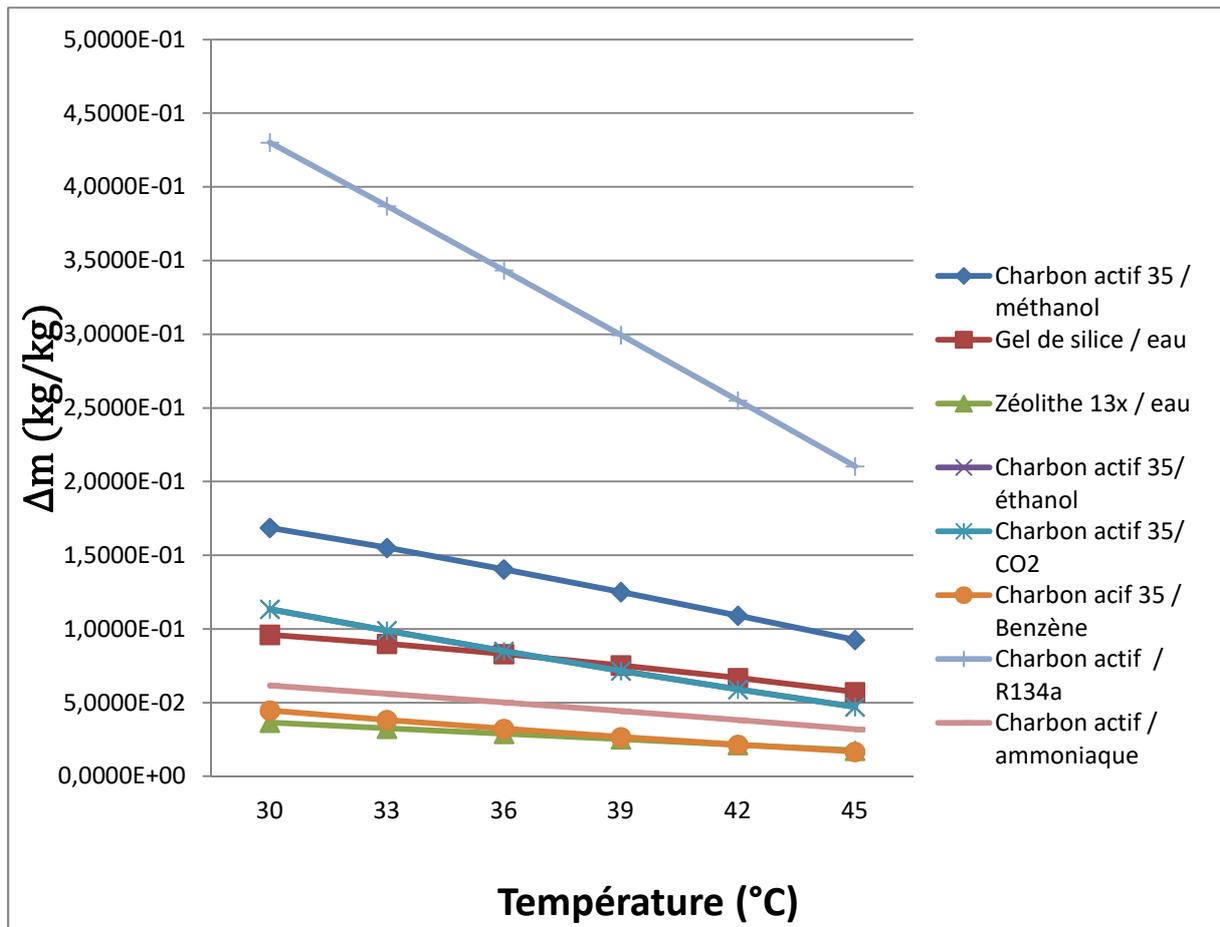


Figure III.9 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température de condensation.

3.8.4. L'influence de la température d'évaporation:

Dans cette partie, la température d'évaporation varie entre -10°C et 14°C et les températures de condensation, de génération et la température ambiante sont égales à 30°C, 90°C et 30°C respectivement, afin d'étudier l'influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance, le froid produit et la quantité de la masse cyclée.

La figure III.10 présente la variation du coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation. On constate qu'une augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation du coefficient de performance et que dans les cas des températures d'évaporation comprise entre 5°C et 14°C, le couple gel de silice/eau a le plus grand coefficient de performance suivi par les couples charbon actif 35/méthanol et zéolithe 13x/eau, respectivement. Les COP des couples charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proches, à la fin on a les couples charbon actif/ammoniac, charbon actif 35/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement. Et dans les cas des températures d'évaporation comprises entre -10°C et 5°C le couple charbon actif 35/méthanol a le plus grand coefficient

de performance. Les COP des couples charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif/ammoniac, charbon actif 35/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement On peut expliquer les résultats obtenus par le fait que l'augmentation de la température d'évaporation augmente la pression de saturation $P_s(T_e)$, ce qui provoque une augmentation de la masse d'eau $X(T_a, P_s(T_e))$, ce qui implique une augmentation de la masse cyclée et de la production frigorifique qui provoque à leur tour une augmentation du coefficient de performance.

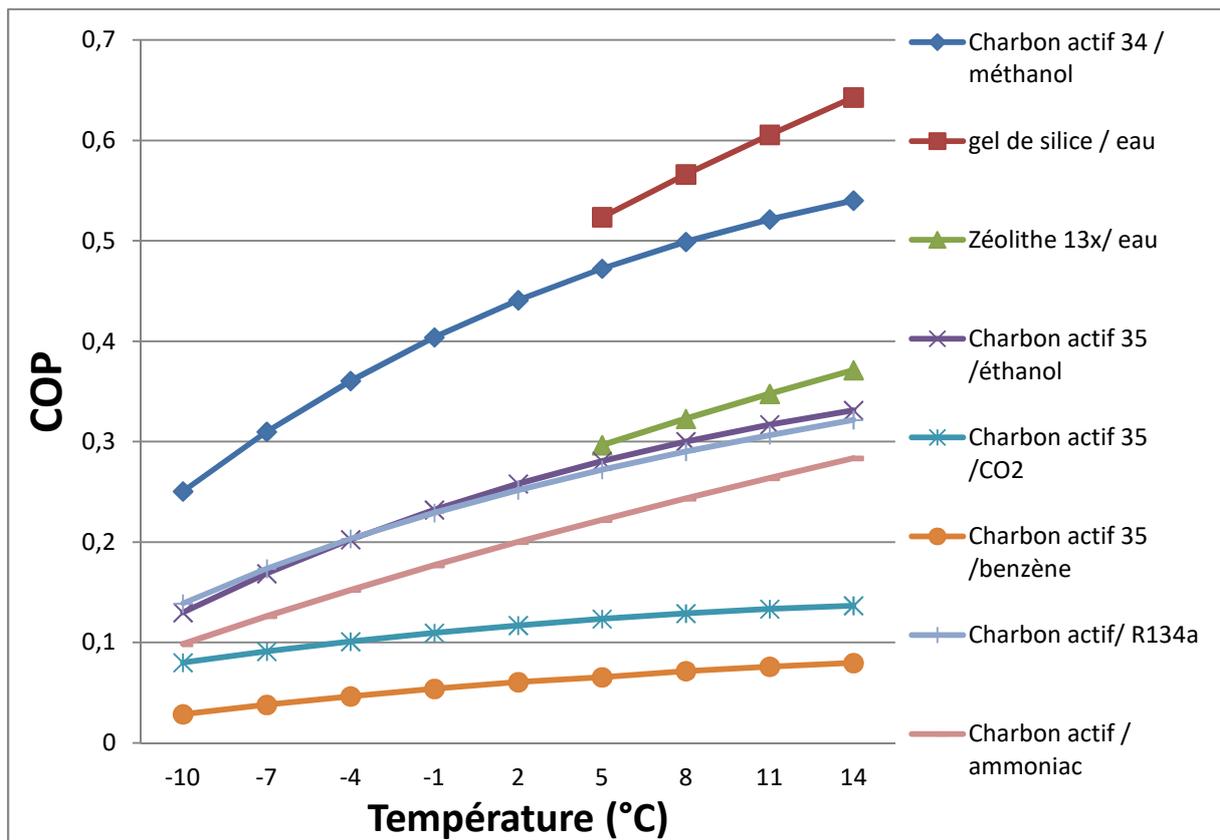


Figure III.10 : la variation du coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation

La figure III.11 présente la variation de la masse cyclée en fonction de la température d'évaporation. On constate qu'une augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation de la masse cyclée et que dans les cas des températures d'évaporation comprises entre 5°C et 14°C le couple charbon actif/R134a a la plus grande masse cyclée suivi par le couple charbon actif 35/méthanol. La quantité de masse cyclée des couples charbon actif 35/CO₂, charbon actif 35/éthanol et gel de silice/eau sont très proche, à la fin on

a les couples charbon actif 35/ammoniaque, charbon actif/benzène et zéolithe 13x/eau, respectivement. Et dans les cas des températures d'évaporation comprises entre -10°C et 5°C le couple Charbon actif/R134a a la plus grande masse cyclée suivi par le couple charbon actif 35/méthanol. La quantité de masse cyclée des couples charbon actif 35/ CO_2 , charbon actif 35/éthanol sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif 35/ammoniaque, charbon actif/benzène, respectivement. On peut expliquer ces résultats par le fait que l'augmentation de la température d'évaporation T_e conduit à une augmentation de la pression de saturation $P_s(T_e)$. Donc, la masse adsorbée $X(T_a, P_s(T_e))$ augmente, impliquant une augmentation de la masse cyclée. L'effet qualitatif de l'augmentation de T_e peut être vérifié sur le diagramme de Clapeyron.

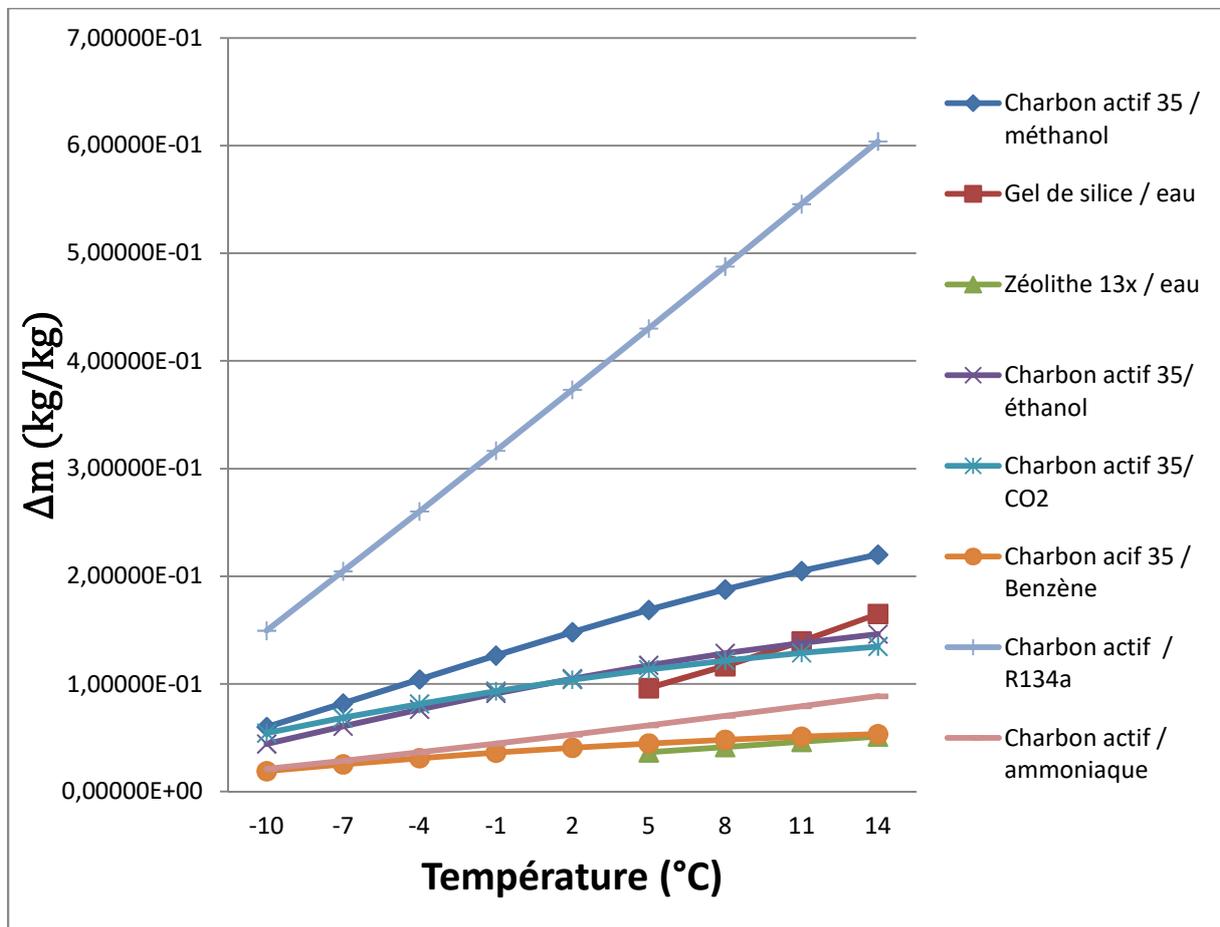


Figure III.11 : Variation de la masse cyclée en fonction de la température d'évaporation.

La figure III.12 représente la variation de la production frigorifique Q_f en fonction de la température d'évaporation. On constate qu'une augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation de la production frigorifique et dans les cas des températures

d'évaporation comprise entre 5°C et 14°C le couple gel de silice/eau a la plus grande quantité de production de froid suivi par les couples charbon actif 35/méthanol et zéolithe 13x/eau, respectivement. La quantité de froid produit des couples, charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif/ammoniac, charbon actif 35/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement. Et dans les cas des températures d'évaporation comprise entre -10°C et 5°C le couple charbon actif 35/méthanol a la plus grande quantité de la production de froid. La quantité de froid produite des couples charbon actif 35/éthanol et charbon actif/R134a sont très proche, à la fin on a les couples charbon actif/ammoniac, charbon actif 35/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement. On peut expliquer les résultats obtenus par le fait que l'augmentation de la température d'évaporation augmente la pression de saturation $P_s(T_e)$, ce qui provoque une augmentation de la masse d'eau $X(T_a, P_s(T_e))$, ce qui implique une augmentation de la masse cyclée et de la production frigorifique.

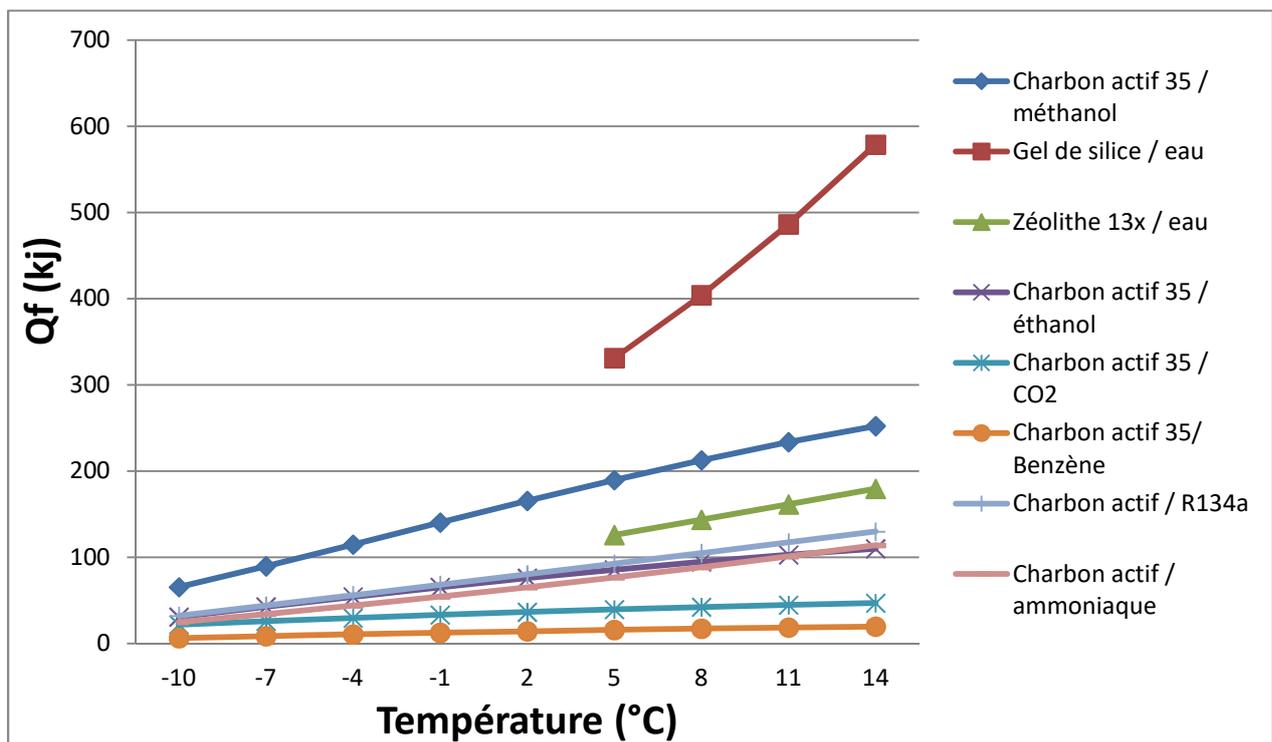


Figure III.12 : Variation de la production frigorifique Q_f en fonction de la température d'évaporation.

3.8. Conclusion :

Une comparaison entre les couples adsorbant/adsorbat souvent utilisés dans le domaine de la production de froid à adsorption sous les mêmes charges et conditions de fonctionnement a été achevée dans ce chapitre, les conclusions suivantes ont été obtenues:

- Pour des basses températures de génération entre 65°C et 90°C et des températures d'évaporation supérieures à 5°C le couple gel de silice/eau est le meilleur couple et suivi par charbon actif 35/méthanol, zéolithe 13x/eau, charbon actif 35/éthanol, charbon actif/R134a, charbon actif/ammoniac, charbon actif/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement.
- Pour des basses températures de génération 65°C et 90°C et des températures d'évaporation inférieures à 5°C le couple charbon actif 35/méthanol est le meilleur couple suivi par le charbon actif 35/éthanol, charbon actif/R134a, charbon actif/ammoniac, charbon actif/CO₂ et charbon actif/benzène, respectivement.

Pour des applications en climatisation on n'a pas besoin de températures d'évaporation inférieures à 5°C, donc le couple gel de silice/eau, c'est le couple qui sera utilisé dans les chapitres suivants.

Chapitre 4

Modélisation mathématique du lit d'adsorption

4.1. Introduction

Les performances de la machine frigorifique à adsorption sont limitées à cause de grandes résistances de transfert thermique, de transfert de masse interne (intra-particule) et de transfert de masse externe (extra-particule) qui sont dus aux faibles valeurs de la conductivité thermique de l'adsorbant, la grande résistance de contact et les faibles valeurs des coefficients de transfert de masse à l'intérieur et à l'extérieur des particules.

On peut diminuer la résistance de transfert de masse externe par l'utilisation d'un lit d'adsorbant tassé de haute perméabilité. La résistance de transfert de masse interne peut être diminuée par l'utilisation des particules qui ont de petits diamètres et/ou des particules qui ont de larges pores [56]. On peut augmenter le transfert de chaleur par l'application d'une pression aux particules de l'adsorbant du lit ou/et l'utilisation des particules qui ont de petits diamètres, ce qui diminuera la résistance thermique de contact dans le lit d'adsorption [88].

Toutefois, l'augmentation du transfert de chaleur grâce à la diminution de la perméabilité entraîne une augmentation de la résistance de transfert de masse et l'augmentation de la perméabilité entraîne une augmentation de la résistance de contact thermique, ce qui est néfaste pour le transfert de chaleur dans le lit d'adsorption [55]. Donc, la nécessité de l'optimisation du transfert de chaleur et de masse pour améliorer les performances de la machine frigorifique à adsorption est évidente. Pour cette raison, un modèle mathématique, pour mieux comprendre le transfert de chaleur et de masse dans le lit d'adsorption, a été développé, ce modèle peut être utilisé dans le développement et l'optimisation d'un lit d'adsorption.

4.2. Description du lit d'adsorption

Le lit d'adsorption étudié est constitué de deux tubes: l'un de 20 mm de diamètre et l'autre de 40 mm. Le fluide de transfert de chaleur, l'eau, s'écoule à l'intérieur de petits tubes et à l'extérieur de ces tubes on a l'adsorbant. Le tout est entouré par un grand tube qui a une ouverture pour l'entrée et la sortie de l'adsorbat (la vapeur d'eau). Le couple adsorbant/adsorbat utilisé dans notre étude est le gel de silice/eau qui a des caractéristiques thermophysiques favorables pour une production frigorifique à partir d'une basse température d'une source d'énergie renouvelable telle que l'énergie solaire. La figure III.1 présente une coupe d'un lit d'adsorption.

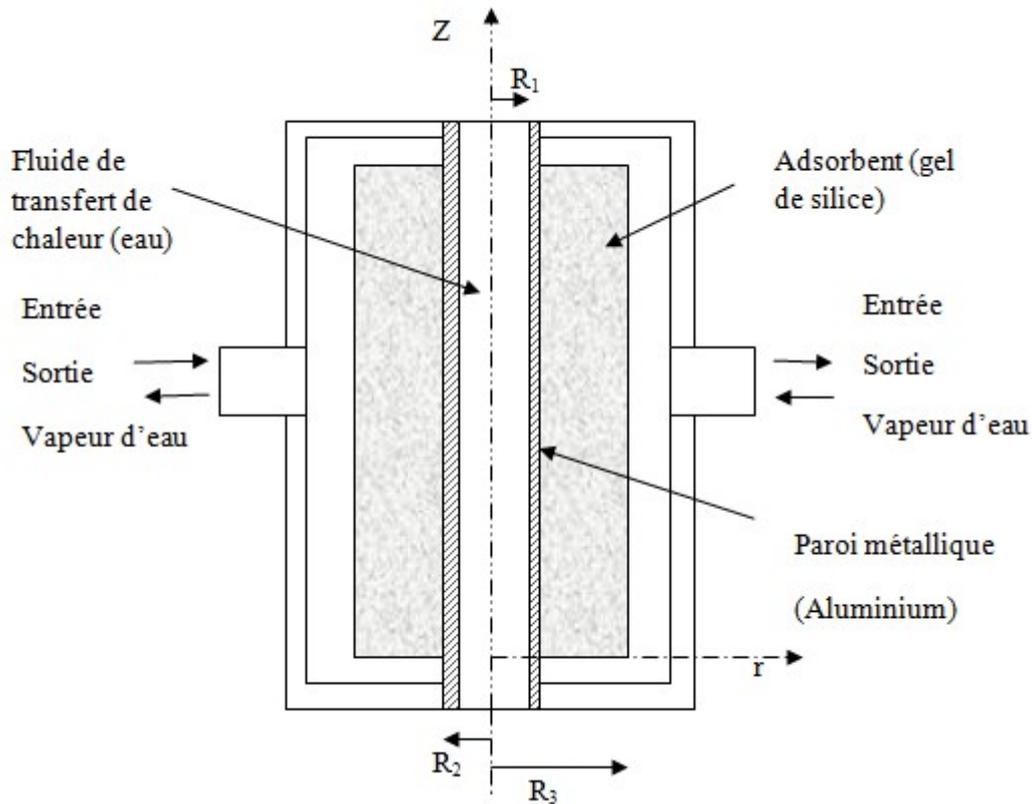


Figure IV.1 : Coupe d'un lit d'adsorption

4.3. Les hypothèses simplificatrices

Dans les milieux poreux et à l'échelle microscopique, la répartition des propriétés de la vapeur de l'adsorbat (la vitesse, la pression, la température) est légèrement irrégulière au niveau des pores.

Dans notre étude, la méthode des moyennes volumiques locales est utilisée d'une manière extensive pour dériver les équations de conservation à l'échelle macroscopique qui est à l'origine microscopique.

Les hypothèses simplificatrices sont :

- la taille de toutes les particules de l'adsorbant est uniforme;
- la taille de tous les pores de l'adsorbant est uniforme;
- l'adsorbat est considéré comme un gaz parfait;
- les effets de l'échange radiatif de chaleur, la dissipation de la viscosité et le travail dû à la différence de pression sont supposés négligeables;
- La porosité est supposée égale à la porosité totale;
- Les propriétés thermophysiques de l'adsorbant, l'adsorbat, la paroi métallique et le fluide caloporteur sont supposées constantes et ne dépendent pas de la température.

4.4. Modélisation mathématique du lit d'adsorption

L'adsorption est un phénomène de fixation des molécules de l'adsorbat sur la surface de l'adsorbant, ce qui forme un film mono ou multicouche de l'adsorbat. A cause de la diminution de la pression à l'intérieur des petits pores, il y aura une apparition du liquide de l'adsorbat (condensation) qui remplira les pores étendus à l'intérieur de la particule.

Dans notre étude, nous avons considéré que l'on n'a pas un changement de phase sur la surface ou dans les pores de l'adsorbant. Par conséquent, nous avons trois phases: la phase gazeuse de l'adsorbat, l'adsorbat adsorbée sur la surface de l'adsorbant et l'adsorbant. L'adsorbat adsorbée sur la surface de l'adsorbant est considérée immobile et en équilibre thermique avec l'adsorbant et sa fraction volumique est négligeable. La combinaison de l'adsorbat adsorbée sur la surface de l'adsorbant et l'adsorbant a été modélisée comme une seule phase, ce qui s'appelle la phase solide du lit d'adsorption. Donc, on a deux modèles: l'un pour la phase solide, l'adsorbant lui même et l'adsorbat adsorbée sur la surface de l'adsorbant, et l'autre pour la phase gazeuse qui est mobile.

4.4.1. Equation de conservation de masse

L'équation de conservation de masse s'exprime par la relation suivante [1]:

$$\frac{\partial(\varepsilon_g \rho_g)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_g \cdot \rho_g)}{\partial r} + \frac{\partial(v_g \cdot \rho_g)}{\partial z} + \rho_s \frac{\partial X}{\partial t} = 0 \quad (\text{IV.01})$$

La fraction volumique de la phase gazeuse est supposée égale à la porosité totale qui est estimée par la relation suivante [1]:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_b + (1 - \varepsilon_b) \varepsilon_p \quad (\text{IV.02})$$

La variation du taux d'adsorption par rapport au temps $\left(\frac{\partial X}{\partial t}\right)$ exprime la quantité de l'adsorbat en phase gazeuse adsorbée ou désorbée suivant le type de phénomène (adsorption ou désorption) dans une période. Cette variation est modélisée par le modèle de la force motrice linéaire (LDF) qui s'exprime par la relation suivante :

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_m (X_{\text{équi}} - X) \quad (\text{IV.03})$$

Ou D_m est le coefficient de transfert de masse interne qui peut être représenté par la relation suivante [1]:

$$D_m = 60. D_e / d_p^2 \quad (\text{IV.04})$$

D_e est le coefficient de diffusivité équivalente dans la particule de l'adsorbant qui peut être calculé par la relation suivante [1]:

$$D_e = D_0 \exp(-E_a / RT_s) \quad (\text{IV.05})$$

Le taux d'adsorption X peut être défini par la relation modifiée de Dubinin et Radushkevich [1]:

$$X_{\text{équi}} = 0.346 \exp [5.6(T_s / T_{\text{sat}} - 1)^{1.6}] \quad (\text{IV.06})$$

4.4.2. Equation de transfert de masse externe

L'irrégularité de la distribution de la pression dans l'adsorbant à cause de la résistance de transfert de masse externe a été prise en considération dans ce modèle. Vu que la vitesse de la phase gazeuse qui s'écoule entre les particules de l'adsorbant est très faible, l'énergie cinétique a été ignorée et la loi de Darcy qui prend en considération l'effet de la viscosité a été utilisée dans ce modèle.

$$u_g = - \frac{K_p}{\mu_g \cdot r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial P}{\partial r} \right) \quad (\text{IV.07})$$

$$v_g = - \frac{K_p}{\mu_g} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (\text{IV.08})$$

Ou K est la perméabilité apparente qui peut être déterminée par la relation semi empirique de Blake –Kozeny [1]:

$$K_p = \frac{\varepsilon_a^3 d^2}{150(1 - \varepsilon_a)^2} \quad (\text{IV.09})$$

Vu que on cherche la distribution de la pression de l'adsorbat dans lit de l'adsorption il faut effectuer des modifications nécessaire de l'équation (IV.01) à fin d'avoir une équation ou l'inconnue est la pression par :

- la substitution des vitesses de la phase gazeuse u_g et v_g par ses formules de Darcy
- la substitution de la densité de la phase gazeuse ρ_g par l'équation de gaz parfait qui s'exprime par l'équation suivante :

$$\rho_g = \frac{P}{R.T} \quad (\text{IV.10})$$

4.4.3. Les équations de conservation de l'énergie

4.4.3. 1 Equation de conservation de l'énergie de la phase gazeuse

On peut représenter l'équation de l'énergie de la phase gazeuse par l'équation suivante [1] :

$$\begin{aligned} \rho_g c_{pg} \left(\varepsilon_t \frac{\partial T_g}{\partial t} + u_g \frac{\partial T_g}{\partial r} + v_g \frac{\partial T_g}{\partial z} \right) + (1 - \varepsilon_a) \rho_s c_{pg} (T_s - T_g) \frac{\partial X}{\partial t} \\ = \lambda_{g-e} \left(\frac{\partial^2 T_g}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_g}{\partial r} \right) + \lambda_{g-e} \left(\frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} \right) + a_v h_g (T_s - T_g) \end{aligned} \quad (\text{IV.11})$$

Ou λ_{g-e} est la conductivité thermique effective de la phase gazeuse qui est calculée par la relation suivante :

$$\lambda_{g-e} = \varepsilon_t k_g \quad (\text{IV.12})$$

a_v est la surface spécifique fluide-solide d'une particule sphérique qui est obtenue par la relation suivante [3]:

$$a_v = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon_t)}{d_p} \quad (\text{IV.13})$$

h_g est le coefficient de convection inter faciale qui est définie par la relation suivante [3]:

$$h_g = \frac{\lambda_w}{d_p} (2 + 1.8 R_{ep}^{0.33} P_{rp}^{0.5}) \quad (\text{IV.14})$$

Ou :

$$P_{ep} = \frac{\mu_g \cdot c p_g}{k_g} \quad (\text{IV.15})$$

Pour la direction r :

$$R_{ep} = \frac{\rho_g \cdot u_g \cdot d_p}{\mu_g} \quad (\text{IV.16})$$

Pour la direction z :

$$R_{ep} = \frac{\rho_g \cdot v_g \cdot d_p}{\mu_g} \quad (\text{IV.17})$$

4.4.3. 2. Equation de conservation de l'énergie de la phase solide

L'équation de conservation de l'énergie de la phase solide est définie par l'équation suivante [1]:

$$\begin{aligned} \rho_s(1 - \varepsilon_t)(c_{ps} + X C_{pw}) \frac{\partial T_s}{\partial t} & \quad (\text{IV.18}) \\ = \lambda_{s-e} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \lambda_{s-e} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) + (1 - \varepsilon_a) \rho_s \cdot q_{st} \cdot \frac{\partial X}{\partial t} \\ - a_v h_g (T_s - T_g) \end{aligned}$$

Ou λ_{s-e} est la conductivité thermique effective de la phase solide qui est calculée par la relation suivante :

$$\lambda_{s-e} = (1 - \varepsilon_t) k_s \quad (\text{IV.19})$$

4.4.3. 3. Equation de conservation de l'énergie de la paroi métallique

L'équation de conservation de l'énergie de la paroi métallique peut être représentée par la relation suivante

$$\rho_m c_{pm} \frac{\partial T_m}{\partial t} = \lambda_m \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_m}{\partial r} \right) + \lambda_m \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial z^2} \right) \quad (\text{IV.20})$$

4.4.3.4. Equation de conservation de l'énergie du fluide de transfert de chaleur

L'équation de conservation de l'énergie du fluide de transfert de chaleur a été définie par la relation suivante :

$$\rho_f c_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial t} + u_f \rho_f c_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial z} = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) + \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) \tag{IV.21}$$

4.5. Equation de la chaleur d'adsorption

La quantité de la chaleur nécessaire pour adsorber un kilogramme de l'adsorbat (eau) sur un kilogramme de l'adsorbant (gel de la silice) peut être calculée en fonction du taux d'adsorption X par la relation suivante [15] :

$$q_{st} = 3500 - 13400.X \quad X \geq 0.05 \text{ kg}_w/\text{kg}_{ad} \tag{IV.22}$$

$$q_{st} = 2950 - 1400.X \quad X < 0.05 \text{ kg}_w/\text{kg}_{ad} \tag{IV.23}$$

4.6. Coefficient de performance COP

On peut définir le coefficient de performance d'une machine par la relation suivante :

$$COP = \frac{Q_f}{Q_g} \tag{IV.24}$$

Ou :

Q_f : est la quantité de froid produite par la machine frigorifique qui peut être calculée par l'équation suivante :

$$Q_f = 2\pi \rho_s L_s \int_{R_2}^{R_3} \int_0^{t_s} X r dr dz dt \tag{IV.25}$$

Q_g : est la quantité de la chaleur fournie par le fluide caloporteur ou la chaleur motrice qui peut être calculée par l'équation suivante :

$$Q_g = 2\pi U_f C_{pw} \int_{R_2}^{R_3} \int_0^{t_s} (T_f^{Z=0} - T_f^{Z=L}) r dr dt \tag{IV.26}$$

4.7. La quantité de froid spécifique (Specific Cooling Power) SCP

Dans l'étude des machines frigorifiques à adsorption, le SCP (Specific Cooling Power) est un facteur très important afin d'optimiser et d'améliorer la rentabilité thermique et économique d'une quantité d'adsorbant utilisable dans les adsorbants.

Le SCP est la quantité de froid produit par l'unité de masse de l'adsorbant, son unité est le kJ/kg.

On peut définir le SCP par la relation suivante :

$$SCP = \frac{2 \cdot Q_f}{m_s \cdot t_s} \quad (IV.27)$$

4.8. Les conditions aux limites

Pour $z=0$:

A l'entrée du lit d'adsorption, la température du fluide caloporteur ou fluide refroidisseur est la température de la source froide ou la température de la source chaude.

$$T_f = T_{ref} \quad (IV.28)$$

Ou

$$T_f = T_{ch} \quad (IV.29)$$

La première dérivée des températures du tube métallique, la partie gazeuse de l'adsorbant et la partie solide de l'adsorbant est égale à zéro parce que l'on n'a pas une continuité de la matière.

$$\frac{\partial T_m}{\partial z} = 0 \quad (IV.30)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (IV.31)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = 0 \quad (IV.32)$$

La pression de la phase gazeuse est égale à la pression d'évaporation dans le cas de l'adsorbeur et égale à la pression de condensation dans le cas du générateur.

Dans le cas de l'adsorbeur:

$$P(0, r, t) = P_{ev} \quad (\text{IV.33})$$

Dans le cas du générateur:

$$P(0, r, t) = P_{cd} \quad (\text{IV.34})$$

Pour $z=L$:

A la sortie du lit d'adsorption, la première dérivée de la température du fluide caloporteur est égale à zéro parce qu'à la sortie du lit d'adsorption on n'a pas un échange thermique, donc la température du fluide caloporteur est constante.

$$\frac{\partial T_f}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.35})$$

La première dérivée des températures du tube métallique, la de partie gazeuse de l'adsorbant et la partie solide de l'adsorbant est égale à zéro parce que l'on n'a pas une continuité de la matière

$$\frac{\partial T_m}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.36})$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.37})$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.38})$$

La pression de la phase gazeuse est égale à la pression d'évaporation dans le cas de l'adsorbeur et égale à la pression de condensation dans le cas du générateur.

Dans le cas de l'adsorbateur:

$$P(L, r, t) = P_{ev} \quad (IV.39)$$

Dans le cas du générateur:

$$P(L, r, t) = P_{cd} \quad (IV.40)$$

➤ Pour $R=R_3$:

Les températures de la partie solide et gazeuse de l'adsorbant sont constantes parce qu'elles ont la même température de l'adsorbat (température d'évaporation ou température de condensation).

$$\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad (IV.41)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial r} = 0 \quad (IV.42)$$

La pression de la phase gazeuse est égale à la pression d'évaporation dans le cas de l'adsorbateur et égale à la pression de condensation dans le cas du générateur

Dans le cas d'adsorbateur:

$$P(z, R_3, t) = P_{ev} \quad (IV.43)$$

Dans le cas du générateur:

$$P(z, R_3, t) = P_{cd} \quad (IV.44)$$

➤ Pour $R=R_2$:

A l'interface extérieure du tube métallique, le bilan énergétique est donné par les relations suivantes :

$$-\lambda_s \cdot \frac{\partial T_m}{\partial r} = h_{m-ads} \cdot (T_m - T_s) \quad (IV.45)$$

$$-\lambda_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial r} = h_{m-ads} \cdot (T_s - T_m) \quad (IV.46)$$

$$-\lambda_g \cdot \frac{\partial T_g}{\partial r} = h_{m-ads} \cdot (T_g - T_m) \quad (\text{IV.47})$$

Où h_{m-ads} est le coefficient de transfert de chaleur global entre la paroi métallique et l'adsorbant qui est considéré comme une constante.

La première dérivée de la pression de la phase gazeuse de l'adsorbant est nulle parce qu'il n'y a pas de continuité de la matière.

$$\frac{\partial P}{\partial r} = 0 \quad (\text{IV.48})$$

➤ Pour $R=R_1$:

Le bilan énergétique entre le fluide caloporteur et la paroi métallique à l'interface intérieure est:

$$-\lambda_m \cdot \frac{\partial T_m}{\partial r} = h_{f-m} \cdot (T_m - T_f) \quad (\text{IV.49})$$

$$-\lambda_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial r} = h_{f-m} \cdot (T_f - T_m) \quad (\text{IV.50})$$

Où h_{f-m} est le coefficient de transfert thermique entre le fluide caloporteur et la paroi métallique. Il peut être exprimé par la célèbre relation qui donne le coefficient de transfert thermique par convection d'un fluide en régime turbulent dans un tube :

$$h_f = 0,0023 \cdot \frac{\lambda_w}{D} R_e^{0.8} P_r^{0.4} \quad (\text{IV.51})$$

➤ Pour $R=0$

Vu que la géométrie du tube métallique est cylindrique, la condition au limite au centre du tube sera une condition de symétrie, elle s'exprime par:

$$\frac{\partial T_f}{\partial r} = 0 \quad (\text{IV.52})$$

4.9. Conditions initiales

À l'instant initial, nous prenons par hypothèse une répartition spatiale uniforme des températures de la partie solide de l'adsorbant, la partie gazeuse de l'adsorbant et la paroi métallique qui sont égales à la température de génération pour le lit d'adsorption qui joue le rôle d'adsorbeur et la température ambiante pour le lit d'adsorption qui joue le rôle de générateur. La pression du lit d'adsorption est aussi supposée être spatialement répartie d'une manière uniforme et égale à la pression d'évaporation durant la phase d'adsorption (adsorbeur) et égale à la pression de condensation durant la phase de désorption (générateur). Pour le taux d'adsorption, la distribution spatiale est supposée être uniforme et égale au taux d'adsorption maximal pour le générateur et au taux d'adsorption minimal pour l'adsorbeur.

Pour l'adsorbeur 1 (générateur) :

A $t = 0$:

$$T_s = T_g = T_m = T_a \quad T_f = T_{reg} \quad P = P_e \quad X = X_{\text{equi}}(T_a, P_{eva}) \quad (\text{IV.53})$$

Pour l'adsorbeur 2 (adsorbeur) :

A $t = 0$:

$$T_s = T_g = T_m = T_{reg} \quad T_f = T_c, \quad P = P_{co} \quad X = X_{\text{equi}}(T_g, P_{cond}) \quad (\text{IV.54})$$

4.10. La discrétisation et la méthode de résolution des équations différentielles partielles

Les équations différentielles partielles ont été résolues numériquement à cause de leurs complications et leur non linéarité. La technique des différences finies a été utilisée pour convertir ces équations en un système d'équations linéaires algébriques. Un schéma totalement implicite a été choisi pour éliminer les instabilités numériques.

Les termes : instantané, diffusion, convectifs, ont été discrétisés en utilisant les schémas aux différences finies en avant, différences finies centré et différences finies décentré de premier ordre, respectivement.

Le schéma aux différences finies décentré de premier ordre est :

$$v_r \cdot \frac{\partial u}{\partial r} = (1 - a) \cdot v_r \cdot \frac{u_i - u_{i-1}}{\Delta r} + a \cdot v_r \cdot \frac{u_{i+1} - u_i}{\Delta r} \quad (IV.55)$$

Avec :

$$\text{Si } v_r > 0 \quad a = 0$$

$$\text{Si non } v_r < 0 \quad a = 1$$

La discrétisation des équations permet de transformer les équations différentielles partielles non linéaires du système vers un système d'équations linéaires. Par conséquent, on a un système de onze équations linéaires avec 15 inconnues qui sont $\rho_g, u_g, v_g, T_g, T_s, P, X_{\text{equi}}, k_m, X, c_{ms}, R_{\text{ed}}, h_{gs}, Q_{\text{ad}}, T_m, T_f$.

Afin de faciliter la résolution numérique des équations et bien poser le problème physique il faut réduire le nombre d'inconnues par substitutions :

- les vitesses V_r, V_z par les équations de Darcy dans l'équation de la conservation d'énergie de la phase gazeuse;
- la masse volumique de la phase gazeuse ρ_g par l'équation du gaz parfait dans l'équation de conservation de la masse;
- La chaleur isostérique de désorption Q_{ad} dans les équations de conservation de l'énergie des phases gazeuse et solide.

Les équations discrétisées sont :

- L'équation de l'énergie de la phase solide :

$$F_1 = -cds_{i,j}^{t+\Delta t} \cdot \frac{T_{i,j}^{t+\Delta t} - T_{i,j}^t}{\Delta t} \quad (IV.56)$$

$$+ \lambda_s \cdot \left(\left(\frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} + T_{i-1,j}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta r^2} \right) + \left(\frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} + T_{i-1,j}^{t+\Delta t}}{2 \cdot \Delta r} \right) \right) + \lambda_s \cdot \left(\frac{T_{i,j+1}^{t+\Delta t} + T_{i,j-1}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta z^2} \right)$$

$$+ (1 - \varepsilon_a) \cdot \rho_s \cdot \Delta H \cdot \frac{x_{i,j}^{t+\Delta t} - x_{i,j}^t}{\Delta t} - a_v \cdot h_g \cdot (T_{s,i,j}^{t+\Delta t} - T_{g,i,j}^{t+\Delta t})$$

- L'équation de l'énergie de la phase gazeuse :

$$\begin{aligned}
 F_2 = & -\rho_{g,i,j}^{t+\Delta t} \cdot c_g \cdot \left(\frac{T_{i,j}^{t+\Delta t} - T_{i,j}^t}{\Delta t} + (1 - J) * \frac{k_p}{\mu_g} \right. \\
 & * \frac{P_{i+1,j}^{t+\Delta t} - P_{i,j-1}^{t+\Delta t}}{2 \cdot \Delta r} \cdot \frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} - T_{i,j-1}^{t+\Delta t}}{\Delta r} - J * \frac{k_p}{\mu_g} * \frac{P_{i+1,j}^{t+\Delta t} - P_{i,j-1}^{t+\Delta t}}{\Delta r} \cdot \frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} - T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta r} - (1 - J) * \frac{k_p}{\mu_g} \\
 & * \left(\frac{P_{i+1,j}^{t+\Delta t} - P_{i,j-1}^{t+\Delta t}}{\Delta r} \cdot \frac{T_{i,j}^{t+\Delta t} - T_{i,j-1}^{t+\Delta t}}{2 \cdot \Delta z} \right) - I * \frac{k_p}{\mu_g} * \left(\frac{P_{i+1,j}^{t+\Delta t} - P_{i,j-1}^{t+\Delta t}}{\Delta z} \cdot \frac{T_{i,j+1}^{t+\Delta t} - T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta z} \right) \\
 & - (1 - \varepsilon_a) \cdot \rho_s \cdot c_{pg} \cdot (T_{s,i,j}^{t+\Delta t} - T_{g,i,j}^{t+\Delta t}) \cdot \frac{x_{i,j}^{t+\Delta t} - x_{i,j}^t}{\Delta t} \\
 & + \lambda_g \cdot \left(\frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} + T_{i-1,j}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta r^2} + \frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} + T_{i-1,j}^{t+\Delta t}}{2 \cdot \Delta r} \right) + \lambda_g \cdot \left(\frac{T_{i,j+1}^{t+\Delta t} + T_{i,j-1}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta z^2} \right) \\
 & + a_v \cdot h_g \cdot (T_{s,i,j}^{t+\Delta t} - T_{g,i,j}^{t+\Delta t})
 \end{aligned} \tag{IV.57}$$

- L'équation du gaz parfait :

$$F_3 = -\rho_{g,i,j}^{t+dt} + \frac{P_{i+1,j}^{t+\Delta t}}{R \cdot T_{g,i,j}^{t+\Delta t}} \tag{IV.58}$$

- L'équation de conservation de la masse :

$$\begin{aligned}
 F_4 = & -\frac{P_{i,j}^{t+\Delta t} - P_{i,j}^t}{\Delta t} \\
 & + \frac{P_{i,j}^{t+\Delta t}}{T_{g,i,j}^{t+\Delta t}} \cdot \frac{T_{g,i,j}^{t+\Delta t} - T_{g,i,j}^t}{\Delta t} + T_{g,i,j}^{t+\Delta t} * \frac{R_w \cdot k_p}{\mu_g} \\
 & * \left(\left(\frac{P_{i+1,j}^{t+\Delta t} - P_{i-1,j}^{t+\Delta t}}{2 \cdot \Delta r} \right) + \left(\frac{P_{i+1,j}^{t+\Delta t} + P_{i-1,j}^{t+\Delta t} - 2 \cdot P_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta r^2} \right) \right) \\
 & + \left(\frac{P_{i,j+1}^{t+\Delta t} + P_{i,j-1}^{t+\Delta t} - 2 \cdot P_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta z^2} \right) + R \cdot \rho_s \cdot T_{g,i,j}^{t+\Delta t} \cdot \varepsilon_s \cdot K_{m,i,j}^{t+\Delta t} \cdot \frac{x_{i,j}^{t+\Delta t} - x_{i,j}^t}{\varepsilon_t}
 \end{aligned} \tag{IV.59}$$

- L'équation du taux d'équilibre d'adsorption :

$$F_5 = -x_{inf,i,j}^{t+\Delta t} + x_1 \cdot \exp(-x_2 \cdot \left(\frac{T_{s,i,j}^{t+\Delta t}}{T_{Sat}} - 1 \right) x_3) \tag{IV.60}$$

- L'équation de K_m :

$$F_6 = -K_{m,i,j}^{t+\Delta t} + \frac{60 \cdot D_0}{d_p^2} \cdot \exp\left(\frac{-E_a}{R \cdot T_{s,i,j}^{t+\Delta t}}\right) \quad (IV.61)$$

- L'équation de transfert de masse externe :

$$F_7 = -\frac{x_{i,j}^{t+\Delta t} - x_{i,j}^t}{\Delta t} + K_{m,i,j}^{t+\Delta t} \cdot (x_{inf,i,j}^{t+\Delta t} - x_{i,j}^t) \quad (IV.62)$$

- L'équation de la chaleur massique spécifique équivalente de la partie solide:

$$F_8 = -c d s_{m,i,j}^{t+\Delta t} + \rho_s \cdot \varepsilon_s \cdot c_s + \rho_s \cdot \varepsilon_s \cdot c_s \cdot x_{i,j}^{t+\Delta t} \quad (IV.63)$$

- L'équation du coefficient de transfert de chaleur entre la phase solide et la phase gazeuse de l'adsorbant :

$$F_9 = -h_{i,j}^{t+\Delta t} + \frac{\lambda_{g-e}}{d_p} \cdot (2 + 1.8 * Pr^{0.33} * Re^{0.5}) \quad (IV.64)$$

- L'équation du bilan d'énergie du fluide caloporteur :

$$F_{10} \quad (IV.65)$$

$$= -\rho_f \cdot c_{pf} \cdot \frac{T_{1,j}^{t+\Delta t} - T_{1,j}^t}{\Delta t} - u_f \cdot \rho_f \cdot c_{pf} \cdot \frac{T_{i,j}^{t+\Delta t} - T_{i,j-1}^{t+\Delta t}}{\Delta z}$$

$$+ \lambda_f \left(\frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} + T_{i-1,j}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta r^2} + \frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} - T_{i-1,j}^{t+\Delta t}}{2\Delta r} \right) + \lambda_f \cdot \left(\frac{T_{i,j+1}^{t+\Delta t} + T_{i,j-1}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta z^2} \right)$$

- L'équation du bilan d'énergie de la paroi métallique :

$$\begin{aligned}
 F_{11} = & -\rho_m \cdot c_m \cdot \frac{T_{l,j}^{t+\Delta t} - T_{l,j}^t}{\Delta t} & (IV.66) \\
 & + \lambda_m \cdot \left(\frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} + T_{i-1,j}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta r^2} \right. \\
 & \left. + \frac{1}{r} \cdot \frac{T_{i+1,j}^{t+\Delta t} - T_{i-1,j}^{t+\Delta t}}{2\Delta r} \right) + \lambda_m \cdot \left(\frac{T_{i,j+1}^{t+\Delta t} + T_{i,j-1}^{t+\Delta t} - 2 \cdot T_{i,j}^{t+\Delta t}}{\Delta z^2} \right)
 \end{aligned}$$

Le système d'équations linéaires à résoudre est:

$$F_1 = 0 \quad (IV.67)$$

$$F_2 = 0 \quad (IV.68)$$

$$F_3 = 0 \quad (IV.69)$$

$$F_4 = 0 \quad (IV.70)$$

$$F_5 = 0 \quad (IV.71)$$

$$F_6 = 0 \quad (IV.72)$$

$$F_7 = 0 \quad (IV.73)$$

$$F_8 = 0 \quad (IV.74)$$

$$F_9 = 0 \quad (IV.75)$$

$$F_{10} = 0 \quad (IV.76)$$

$$F_{11} = 0 \quad (IV.77)$$

La méthode numérique choisie pour la résolution de ce système algébrique à trois dimensions (le temps et deux dimensions spatiales) est la méthode itérative ligne par ligne de Newton-Raphson combinée avec la méthode de Thomas pour la solution du système tridiagonale. Les étapes de programmation sont:

Etape 1

En premier lieu, on définit la matrice de Jacobi du système d'équations et la matrice de la fonction F qui est présentée sous la forme matricielle :

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial x_1} & \frac{\partial F_1}{\partial x_2} & \cdot & \cdot & \cdot & \frac{\partial F_1}{\partial x_{11}} \\ \frac{\partial F_2}{\partial x_1} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \frac{\partial F_{11}}{\partial x_1} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \frac{\partial F_{11}}{\partial x_{11}} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \delta_{11} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ F_{11} \end{pmatrix}$$

Ou :

$$\delta_1 = T_s^{t+\Delta t} - T_s^t \tag{IV.78}$$

$$\delta_2 = T_g^{t+\Delta t} - T_g^t \tag{IV.79}$$

$$\delta_3 = d_g^{t+\Delta t} - d_g^t \tag{IV.80}$$

$$\delta_4 = P^{t+\Delta t} - P^t \tag{IV.81}$$

$$\delta_5 = X_{equi}^{t+\Delta t} - X_{equi}^t \tag{IV.82}$$

$$\delta_6 = K_m^{t+\Delta t} - K_m^t \tag{IV.83}$$

$$\delta_7 = X^{t+\Delta t} - X^t \tag{IV.84}$$

$$\delta_8 = C_{ds}^{t+\Delta t} - C_{ds}^t \tag{IV.85}$$

$$\delta_9 = h^{t+\Delta t} - h^t \tag{IV.86}$$

$$\delta_{10} = T_m^{t+\Delta t} - T_m^t \tag{IV.87}$$

$$\delta_{11} = T_f^{t+\Delta t} - T_f^t \tag{IV.88}$$

Etape 2

On définit une matrice tridiagonale où chaque ligne représente un nœud, chaque élément de cette matrice est une matrice de Jacobi qui a été présentée précédemment.

Chaque élément du vecteur X est un vecteur des δ_n qui a été présenté précédemment.

Chaque élément du vecteur D est un vecteur des f_n qui a été présenté précédemment.

Le système d'équations est donné par la relation suivante:

$$A.X_{i-1,j}^{t+\Delta t} + B.X_{i,j}^{t+\Delta t} + C.X_{i+1,j}^{t+\Delta t} = D_i^{t+\Delta t} \tag{IV.89}$$

Ou sous forme matricielle:

$$\begin{pmatrix} B_1 & C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_2 & B_2 & C_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & . & . & . & 0 & 0 \\ 0 & 0 & . & . & . & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_{N-1} & B_{N-1} & C_{N-1} \\ 0 & 0 & 0 & A_N & B_N & \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_{1,j}^{t+\Delta t} \\ x_{2,j}^{t+\Delta t} \\ . \\ . \\ . \\ x_{N,j}^{t+\Delta t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ . \\ . \\ . \\ D_N \end{pmatrix}$$

Ce système a été résolu par la méthode de Thomas de substitution en arrière. La méthode de Thomas nécessite certaines modifications de la matrice, ce qui est détaillé ci-dessous:

$$B_i \text{ a été remplacé par } B_i - \frac{A_i}{B_{i-1}} \cdot C_{i-1} \quad \text{pour } i=2, \dots, N$$

$$D_i \text{ a été remplacé par } D_i - \frac{A_i}{B_{i-1}} \cdot D_{i-1} \quad \text{pour } i=2, \dots, N$$

Les inconnues ont été calculées par la méthode de substitution en arrière :

$$X_N = \frac{D_N}{B_N} \quad \text{Pour } i=N$$

$$X_i = \frac{D_i - C_i \cdot X_{i+1}}{B_i} \quad \text{Pour } i=N-1, N-2, \dots, 1$$

Les étapes de calcul sont répétées avec la considération de prendre les résultats obtenus comme des données initiales jusqu'à atteindre la précision désirée qui est :

$$\delta < 10^{-6} \quad (\text{IV.90})$$

La figure (IV.2) représente l'organigramme du programme durant la phase d'adsorption.

La figure (IV.3) représente l'organigramme du programme durant la phase de désorption.

La figure (IV.4) représente l'organigramme du programme durant la phase de chauffage.

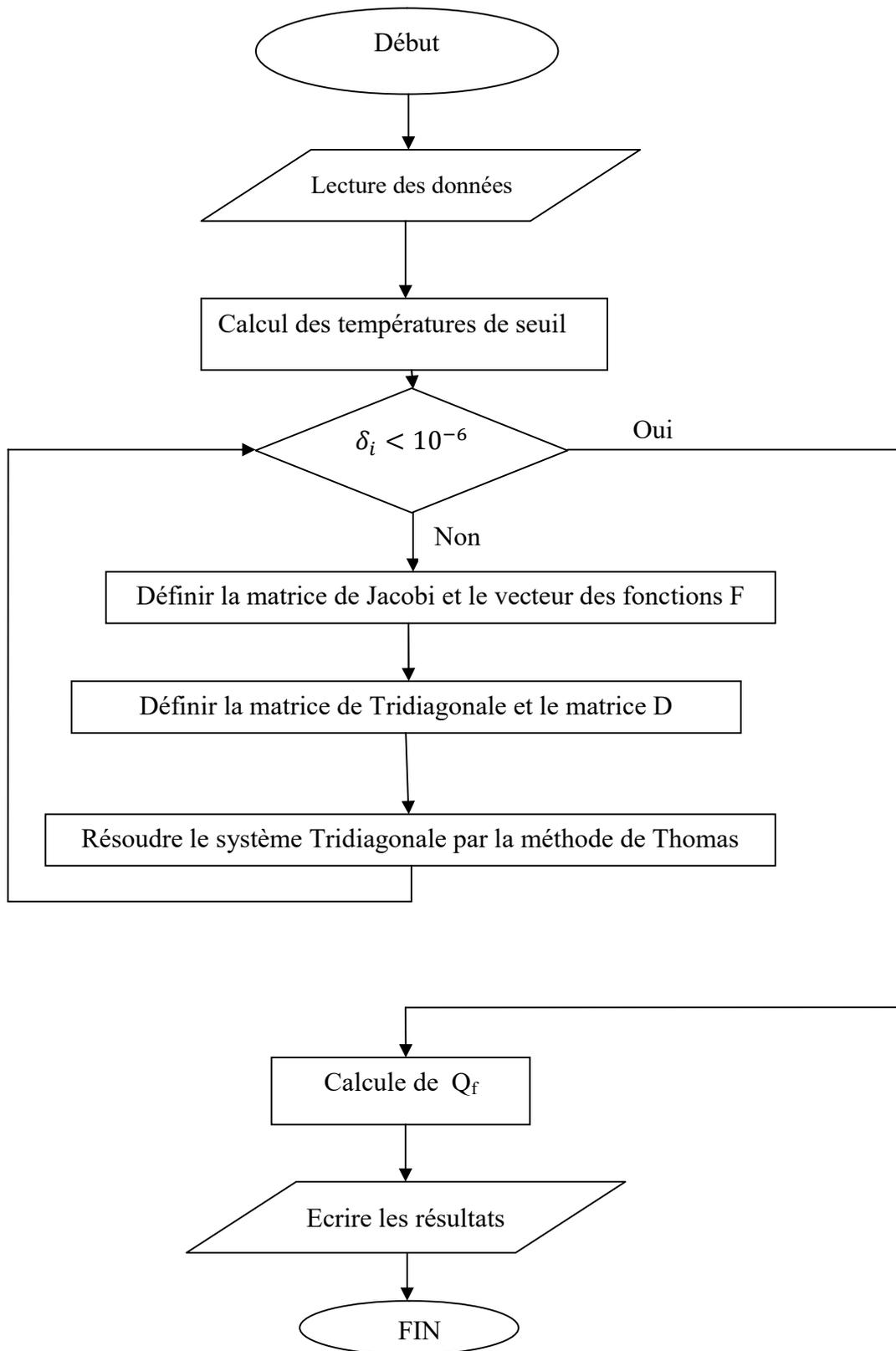


Figure (IV.2) : Organigramme du programme durant la phase d'adsorption.

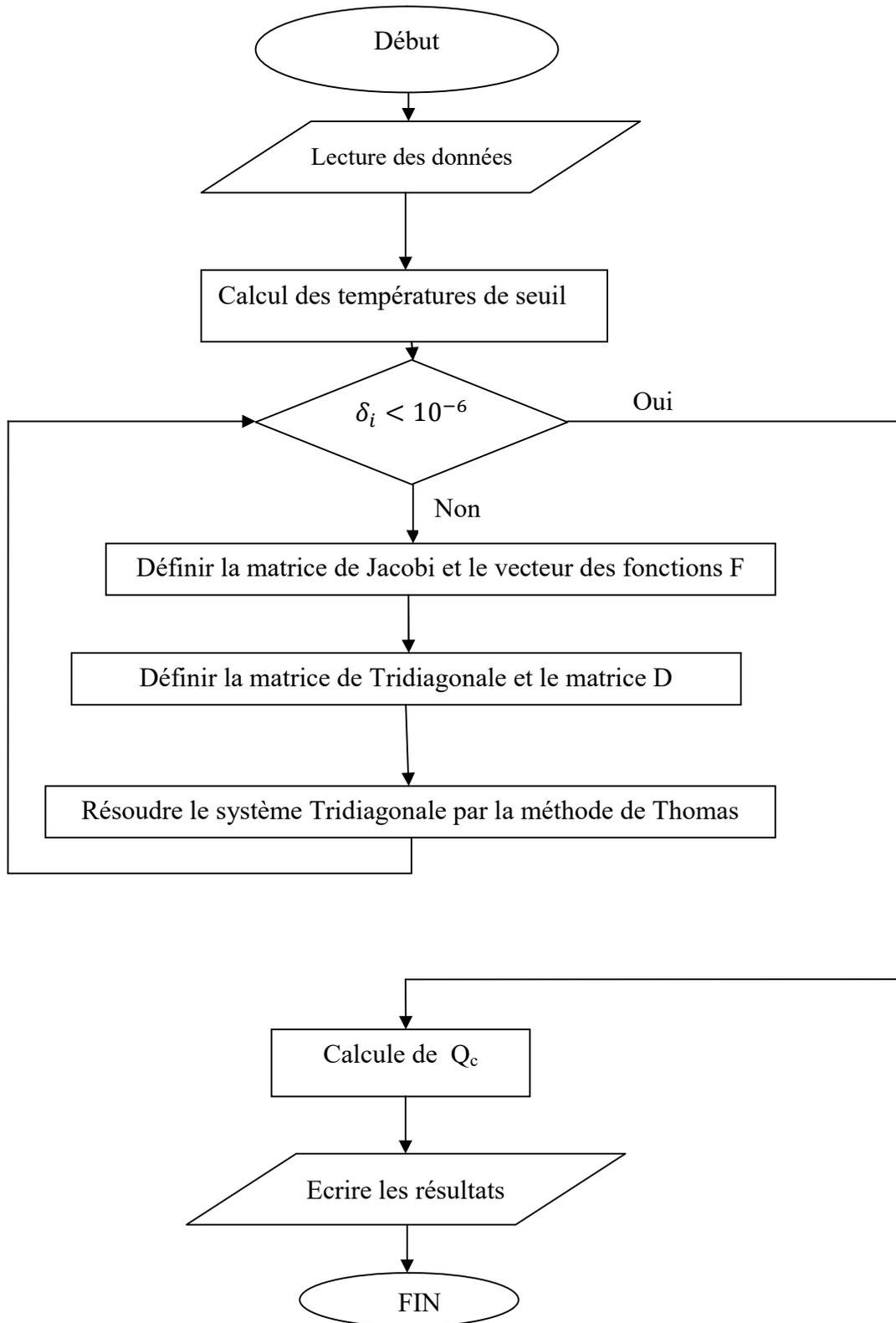


Figure (IV.3) : Organigramme du programme durant la phase de la désorption.

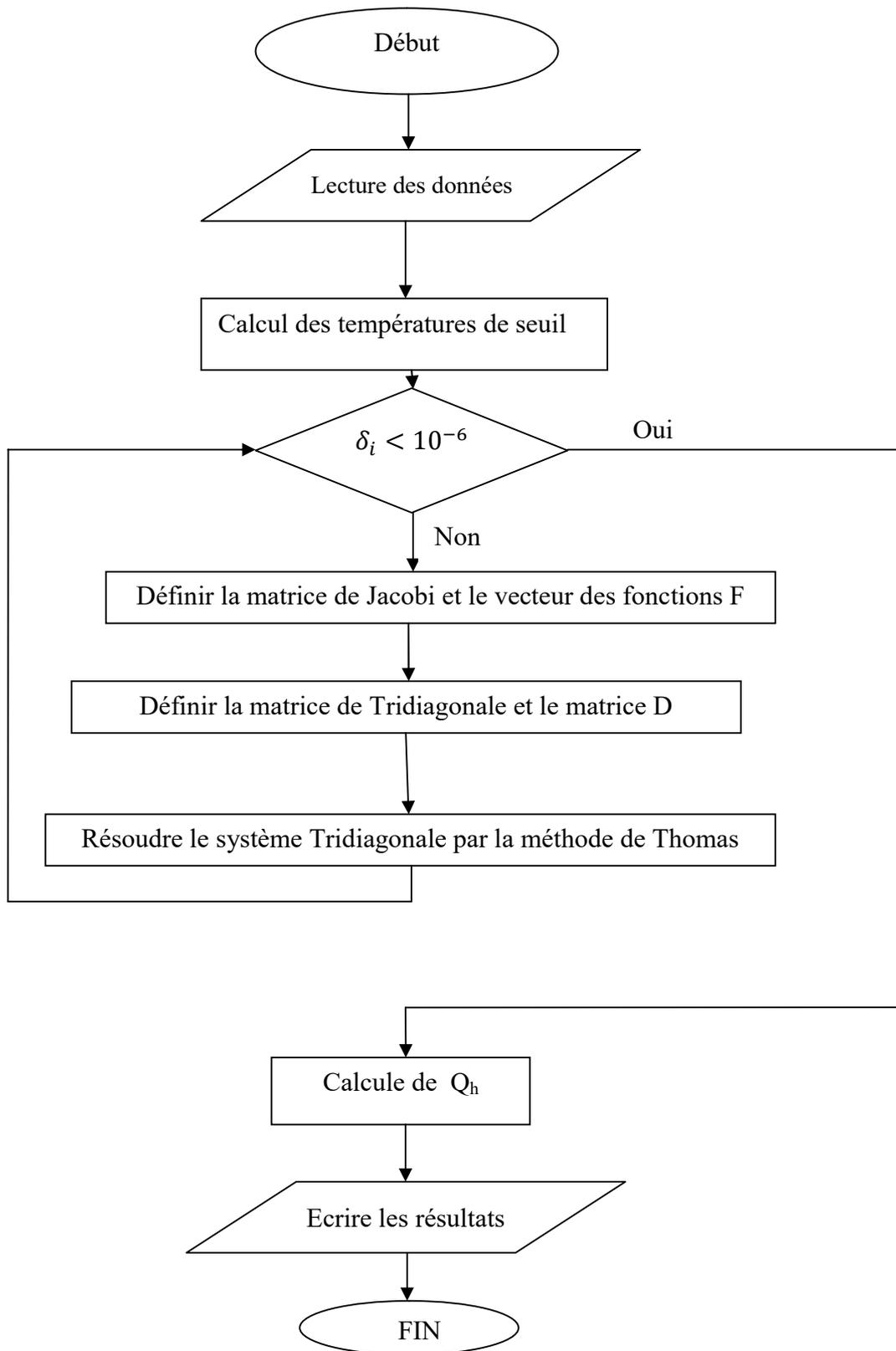


Figure (IV.4) : Organigramme du programme durant la phase du chauffage.

Les paramètres de simulation sont présentés dans le tableau IV.1.

Tableau IV.1 : les paramètres de la simulation

Paramètre	Valeur	Unité	Réf.
C_{pg}	1800	J/kgK	[16]
C_{ps}	924	J/kgK	[16]
D_p	1.4×10^{-3}	m	[16]
D_o	2.54×10^{-4}	m^2/s	[16]
E_a	4.2×10^4	J/mol	[16]
k_g	0.024	W/mK	[16]
k_s	0.198	W/mK	[16]
L	0.35	m	
P_{co}	4.246	kPa	[16]
Pe	1.228	kPa	[16]
R_3	0.036	m	
R_2	0.021	m	
R_1	0.02	m	
T_{con}	40	$^{\circ}C$	
T_{reg}	90	$^{\circ}C$	
ε_b	0.37		[16]
ε_p	0.64		[16]
μ_g	1.5×10^{-5}	kg/ms	[16]
ρ_s	2027	kg/m^3	[16]
ρ_m	2700	kg/m^3	
C_{pm}	900	J/kgK	
k_m	237	W/mK	
ρ_f	1000	kg/m^3	
C_{pf}	4180	J/kgK	
k_f	0.6	W/mK	
U_f	0.6	m/s	

4.11. Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle mathématique du lit d'adsorption de la machine de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption a été présenté ainsi que la présentation de la méthode de résolution numérique du système d'équations différentielles partielles.

Dans le chapitre suivant, nous présenterons les résultats de la simulation numérique, les discussions de ces résultats. Une comparaison avec les travaux de recherche antérieurs ont été également présentée.

Chapitre 5

Résultats et discussions

5.1. Introduction

Une bonne modélisation du système physique sans prendre en considération l'aspect numérique et le choix correct de la méthode de résolution numérique compatible à notre système, ne conduira pas vers les objectifs attendus.

La méthode numérique a été expliquée dans ce chapitre, les résultats de simulation ont été présentés et discutés.

5.2. La méthode numérique

Les équations différentielles qui ont été présentées dans le chapitre précédent sont résolues numériquement en utilisant la méthode des différences finies. Les schémas aux différences finies centré, différences finies décentré de premier ordre et différences finies avant ont été utilisés afin de discrétiser les dérivées spatiales d'ordre deux, les dérivées des termes convective et les termes instantanés, respectivement.

La méthode de résolution du système d'équations algébriques linaires résultant de la discrétisation est une méthode itérative basée sur le schéma implicite qui n'a aucune condition pour assurer la stabilité des solutions.

Cette méthode de résolution numérique de notre système est une combinaison entre la méthode de Newton -Raphson et l'algorithme de la solution des matrices tridiagonales de Thomas.

L'influence des différents nombre de mailles et des pas de temps sur les valeurs de la température de la phase solide de différents emplacements près de l'équilibre thermique a été indiquée dans le tableau IV.1.

Les différences entre les résultats obtenus pour les différents nombre de mailles (40 x 10), (15 x 10) et (30 x 20) et les pas de temps (0.02s, 0.04s, 0.1s et 1 s) sont assez petites que l'on peut conclure que le nombre de mailles et le pas de temps n'influent pas sur les résultats trouvés.

Par conséquent, le nombre de mailles et le pas de temps choisis sont (30×20) et 0.02s respectivement pour assurer la fiabilité des calculs numériques. Le critère de convergence utilisé dans le programme de simulation est 10^{-6} .

Un programme MATLAB a été développé afin de simuler le fonctionnement de la machine et dessiner les résultats obtenus.

Tableau V.1 : Effet du nombre de mailles et le pas de temps sur la valeur de la température de la phase solide

$R(m), z(m)$	$\Delta t=0.02$ sec			$\Delta t=0.04$ sec		
	40×10	30×20	15×10	40×10	30×20	15×10
0.023, 0	327.8206	327.8081	327.6185	327.8202	327.8584	327.6688
0.031, 0.175	338.6148	338.5191	338.3353	338.5090	338.5254	338.3430
0.036, 0.35	339.1587	339.1487	339.1432	339.1587	338.1505	339.1419
$R(m), z(m)$	$\Delta t=0.1$ sec			$\Delta t=1$ sec		
	40×10	30×20	15×10	40×10	30×20	15×10
0.023, 0	327.8215	327,8465	327.7017	327.8313	327.8584	327.6688
0.031, 0.175	338.5124	338.5229	338.4242	338.5651	338.5254	338.3430
0.036, 0.35	339.1587	339.1514	339.1446	339.1591	338.1505	339.1419

5.3. Résultats et discussions

L'effet de l'épaisseur de l'adsorbant, la vitesse du fluide d'échange thermique, la longueur du lit d'adsorption et le diamètre des particules de l'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant, le taux d'adsorption, la pression dans l'adsorbant durant la période d'adsorption et les performances du groupe de production d'eau glacée à adsorption avec deux lits qui sont le coefficient de performance (COP) et la production frigorifique spécifique (SCP) ont été présentés dans ce chapitre.

5.3.1. Effet de l'épaisseur de l'adsorbant

L'épaisseur de l'adsorbant est un paramètre important dans la conception de la machine frigorifique à adsorption grâce à sa grande influence sur les performances d'un lit d'adsorption. Les figures V.1 et V.2 montrent l'effet de l'épaisseur de l'adsorbant sur le coefficient de performance et la production frigorifique spécifique de notre machine frigorifique à adsorption. Nous pouvons constater que le coefficient de performance augmente légèrement avec l'augmentation de l'épaisseur de l'adsorbant, par contre la production frigorifique spécifique diminue fortement avec l'augmentation de l'épaisseur de l'adsorbant.

On peut expliquer ces résultats par les mauvais transferts de chaleur et de masse dans l'adsorbant.

Des résultats similaires de l'effet de l'épaisseur de l'adsorbant sur les performances du système ont été trouvés par Leong et Liu [14].

Les figures V.3, V.4 et V.5 montrent les distributions de température de la phase solide, la concentration du taux d'adsorption et la pression régnant dans l'adsorbant pour des épaisseurs de l'adsorbant de $R = 5$ mm, 11 mm et 15 mm et un temps de $t = 20$ s, 200 s et 400 s après le début de la phase d'adsorption. On peut constater qu'une augmentation de l'épaisseur de l'adsorbant conduit à l'apparition d'un écart significatif dans les distributions de température de la phase solide et de la concentration de l'adsorbat, ce n'est pas la même chose pour la répartition de la pression dans l'adsorbant. On peut expliquer ces résultats par le fait que les résistances thermiques à travers le lit d'adsorbant deviennent considérables lorsque son épaisseur est augmentée. Par conséquent, une augmentation de l'épaisseur de l'adsorbant conduit à une augmentation du temps du cycle pour les mêmes conditions de fonctionnement tels que la température de la source chaude et le flux de chaleur moteur. On peut conclure que l'épaisseur de l'adsorbant doit être la plus petite possible afin de réduire le temps du cycle ce qui conduira à une amélioration de la production frigorifique spécifique.

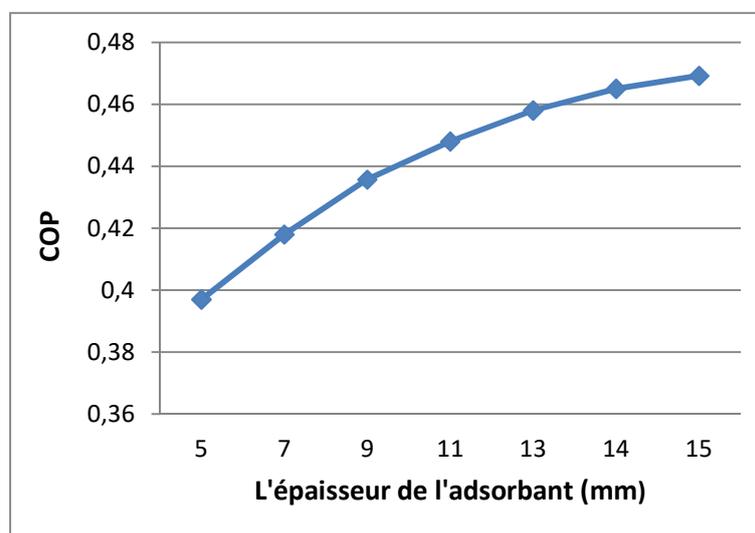


Figure V.1 : Variation du COP avec la variation de l'épaisseur de l'adsorbant

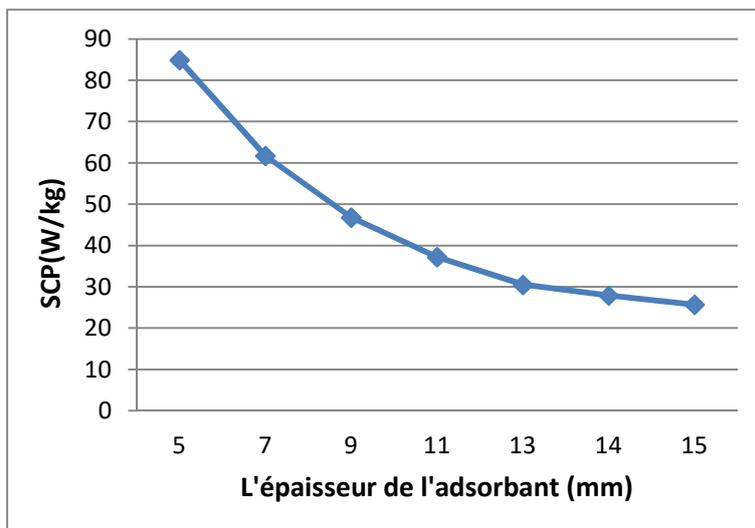


Figure V.2 : Variation du SCP avec la variation de l'épaisseur de l'adsorbant

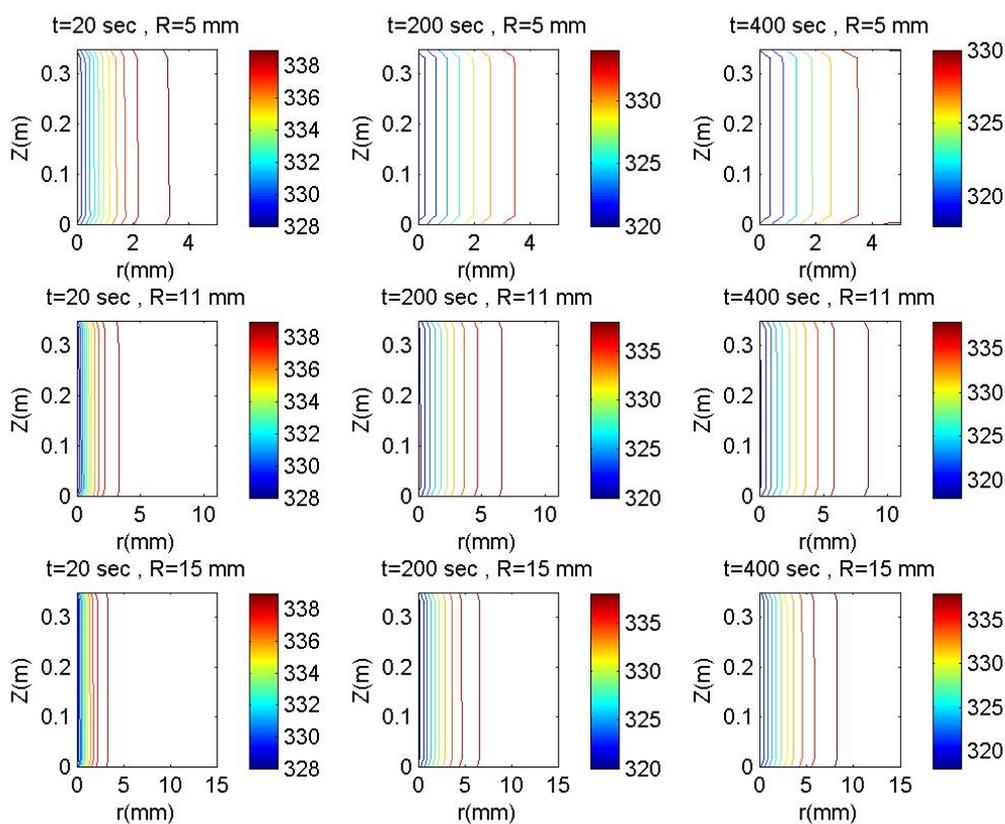


Figure V.3 : Influence de la variation de l'épaisseur de l'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant

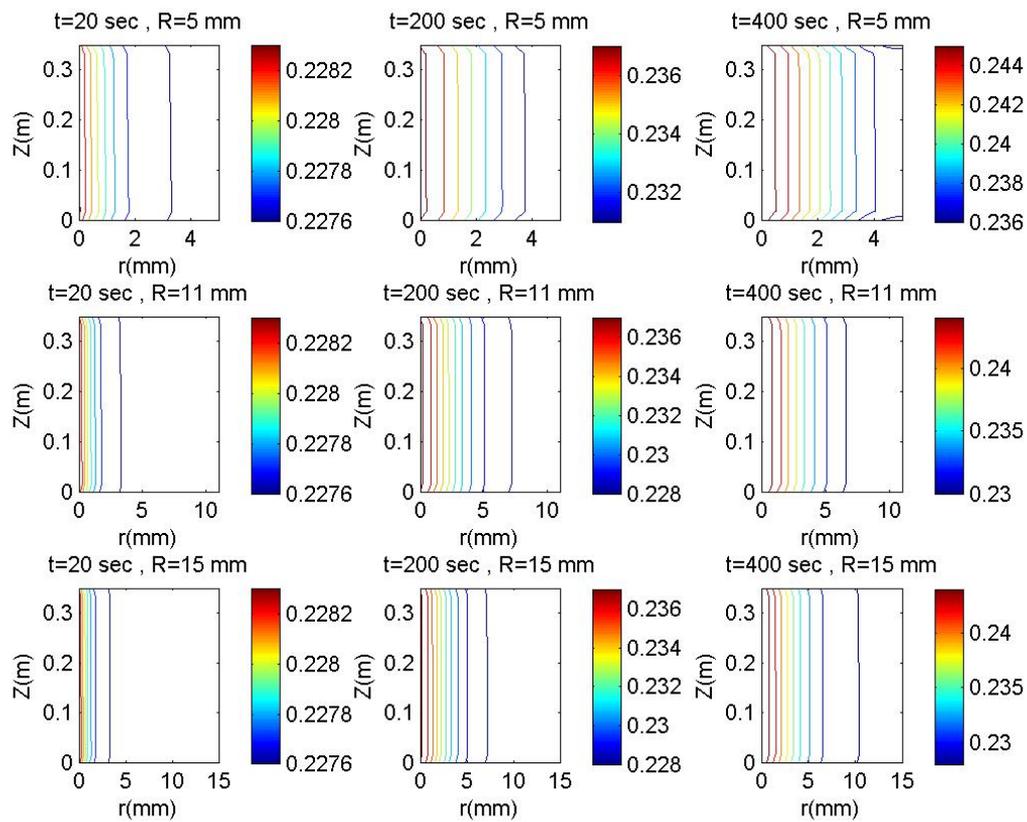


Figure V.4 : Influence de la variation de l'épaisseur de l'adsorbant sur la distribution de la concentration de l'adsorbant

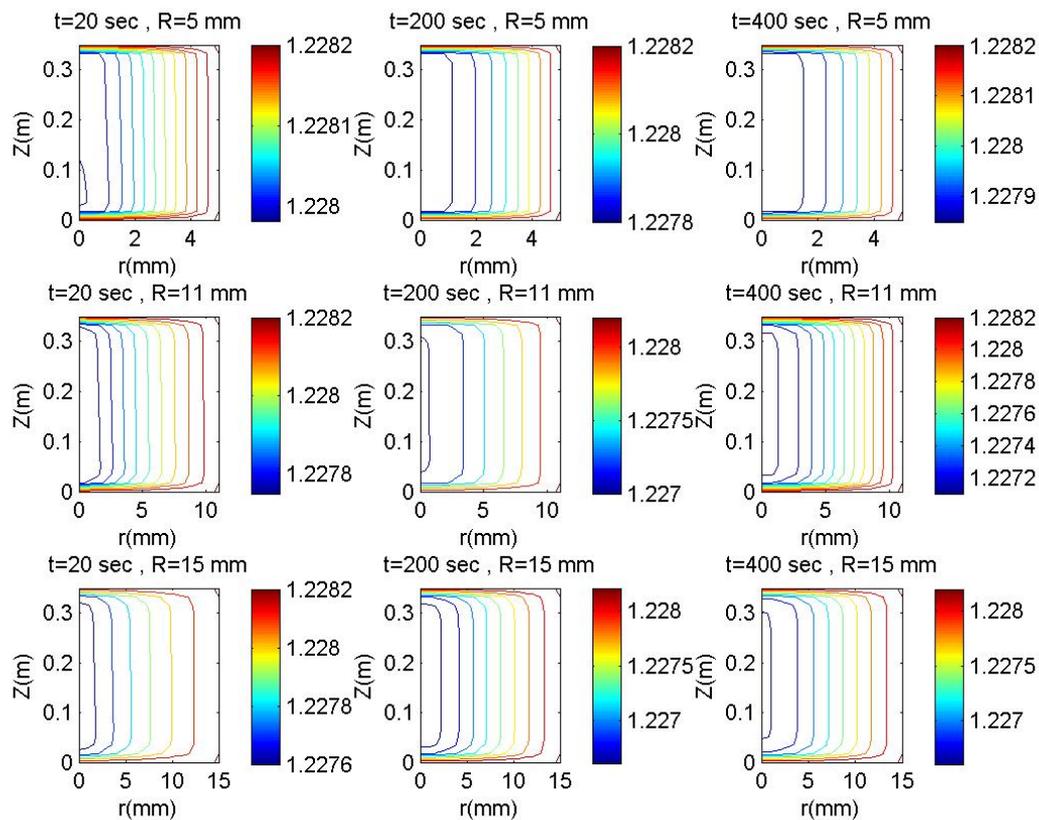


Figure V.5 : Influence de la variation de l'épaisseur de l'adsorbant sur la distribution de la pression

5.3.2. Effet de la vitesse du fluide d'échange de chaleur

L'effet de la vitesse du fluide d'échange de chaleur sur le coefficient de performance est présenté dans les figures V.6 et V.7. Le coefficient de performance augmente légèrement avec la l'augmentation de la vitesse du fluide d'échange thermique jusqu'à 0.3 m/s et au-delà de cette valeur son effet sur les coefficients de performances est négligeable.

L'effet de la vitesse du fluide d'échange de chaleur lorsque $U_f = 0.1$ m/s, 0.3 m/s et 0.6 m/s sur la répartition de la température de la phase solide, la concentration de l'adsorbant et la pression dans l'adsorbant pour un temps de $t = 20$ s, 100 s et 400 s sont représentés sur les figures V.8, V.9 et V.10, respectivement.

Les distributions de la température de la phase solide, la concentration de l'adsorbant et la pression dans l'adsorbant présentent une forte dépendance de la vitesse du fluide d'échange de chaleur au début de la phase d'adsorption. On peut expliquer ces résultats par fait que le

gradient de température dans la direction axiale dans le cas de grandes valeurs de la vitesse du fluide d'échange de chaleur est élevé à cause du transfert de chaleur entre le fluide d'échange thermique et la paroi métallique et ce gradient de température devient insignifiant avec le temps. En d'autres termes, le temps de cycle diminue avec l'augmentation de la vitesse du fluide d'échange de chaleur.

Des constatations similaires liées à l'effet de la vitesse du fluide d'échange de chaleur sur la performance du système ont été signalés par Leong et Liu [14].

La vitesse optimale du fluide d'échange de chaleur devrait être dans l'intervalle [0.1-0.3 m/s].

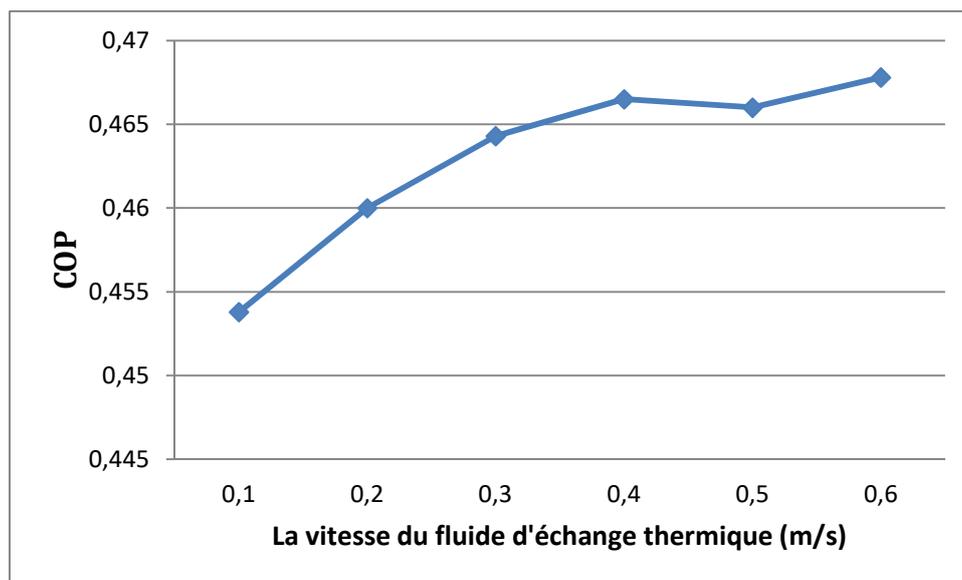


Figure V.6 : Variation du COP avec la variation de la vitesse du fluide d'échange thermique

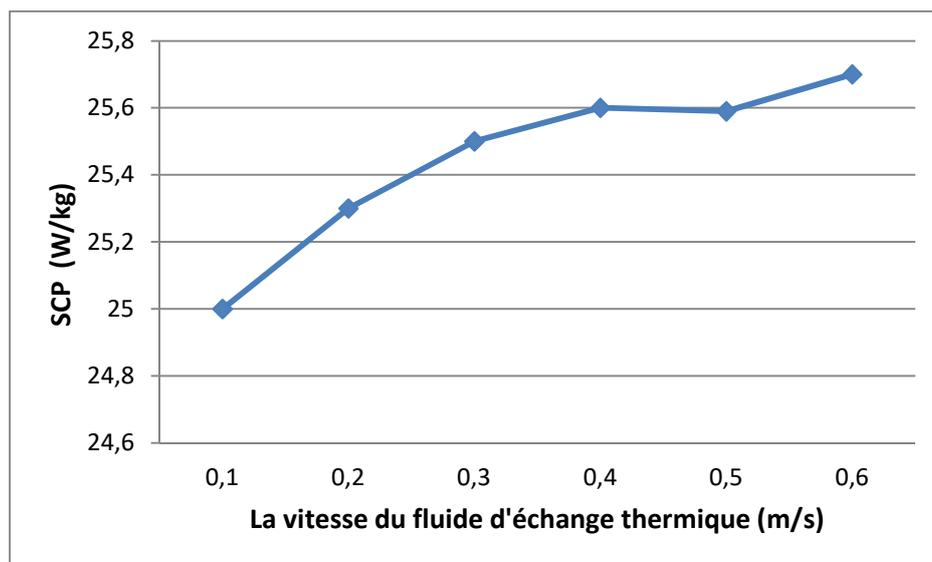


Figure V.7: Variation du SCP avec la variation de la vitesse du fluide d'échange thermique

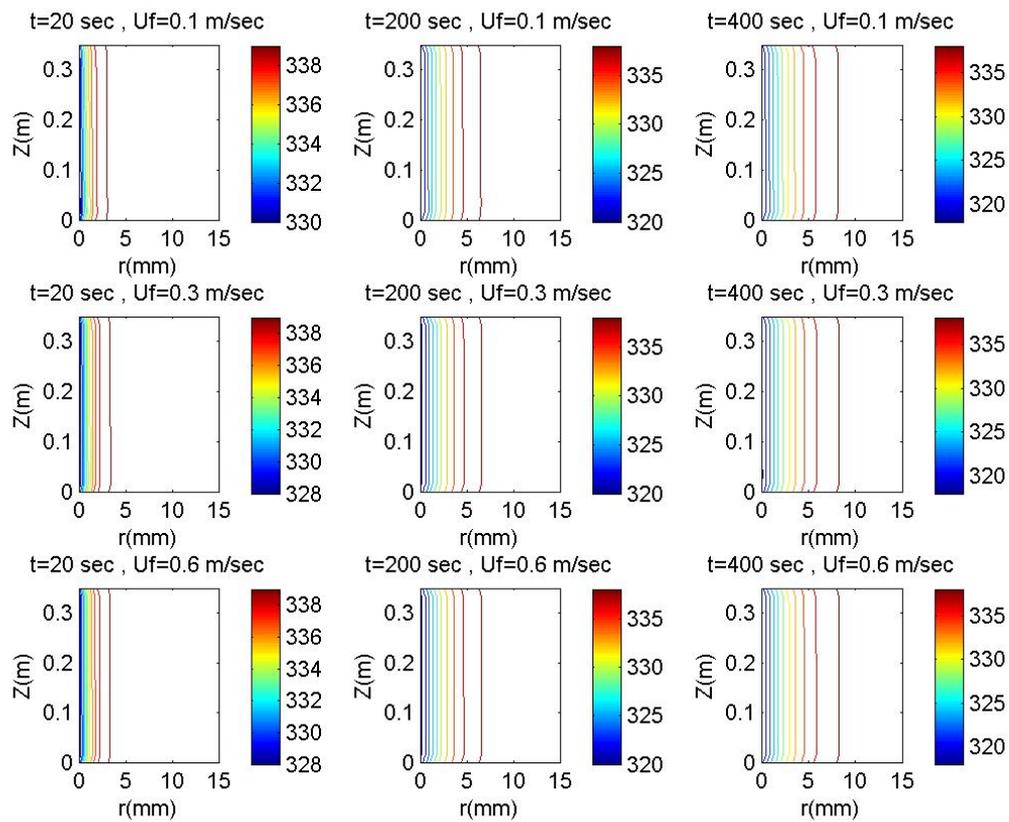


Figure V.8 : Influence de la vitesse du fluide d'échange thermique sur la distribution de la température de la phase solide

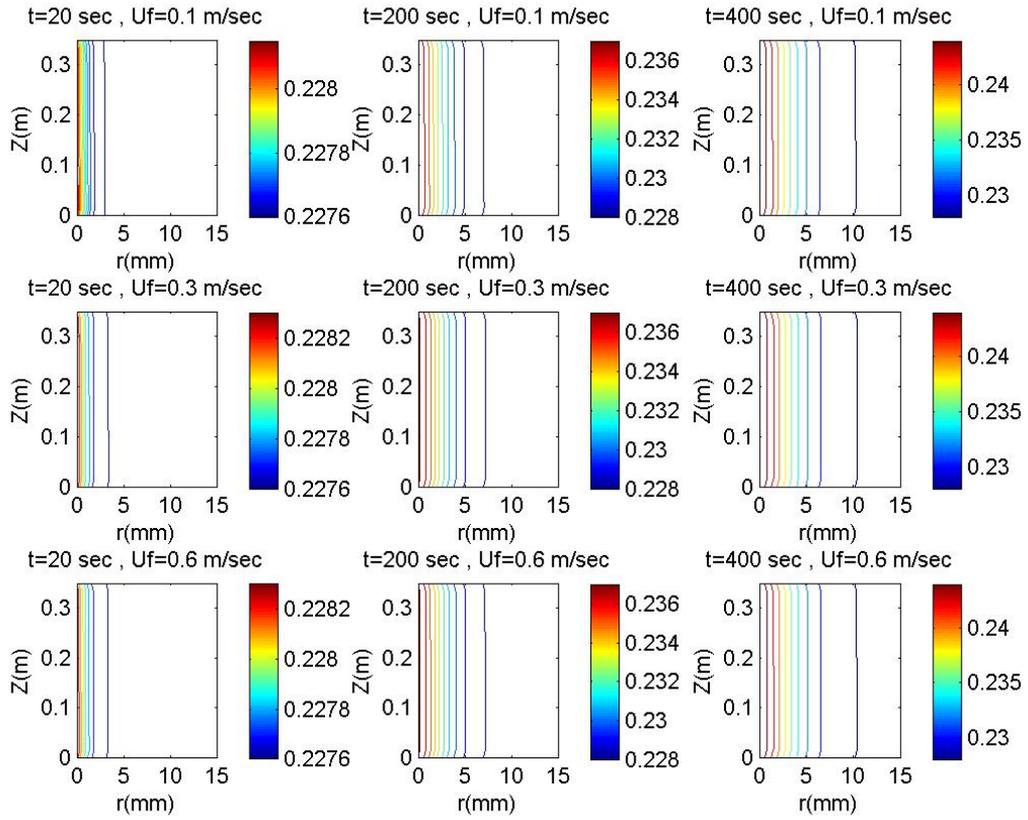


Figure V.9 : Influence de la vitesse du fluide d'échange thermique sur la distribution de la concentration de l'adsorbate

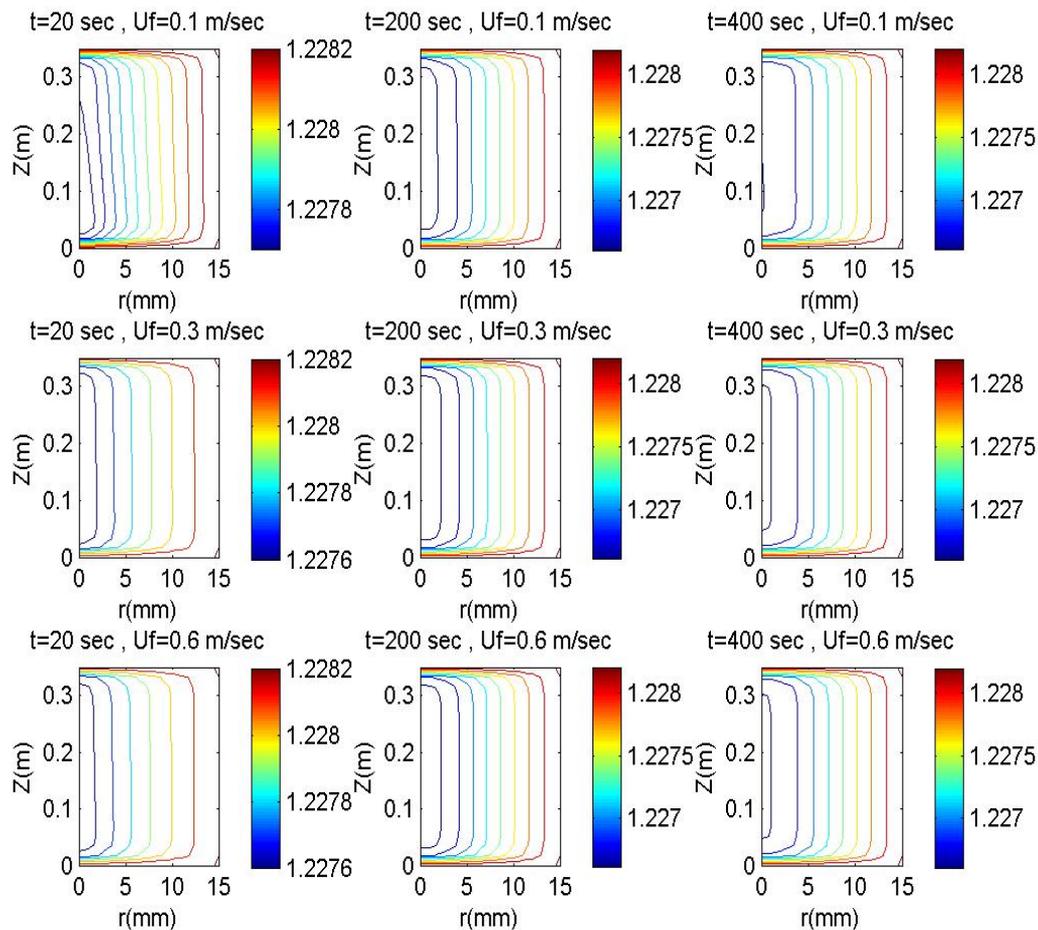


Figure V.10: Influence de la vitesse du fluide d'échange thermique sur la distribution de la pression

5.3.3. Effet de la longueur du lit d'adsorbant

L'effet de la variation de la longueur du lit d'adsorbant sur le coefficient de performance du système est présenté dans les figures V.11 et V.12. Il est clair que le coefficient de performance et la production frigorifique spécifique augmente légèrement avec la l'augmentation de la longueur du lit d'adsorbant.

L'effet de la longueur du lit d'adsorbant pour des longueurs de 0.35m, 0.65m et 0.85m et un temps après le début de la phase d'adsorption de $t = 20$ s, 200 s et 400 s sur les distributions de la température de la phase solide, la concentration d'adsorption et la pression régnant dans le lit d'adsorbant sont présentés sur les figures V.13, V.14 et V.15, respectivement.

Il est clair que les distributions de la température de la phase solide, de la pression et de la concentration de l'adsorbat sont légèrement affectées avec l'augmentation de la longueur du

lit d'adsorbant. Cette constatation est également exprimée par Leong et Liu [14]. Par conséquent, le choix de la longueur du lit d'adsorbant dépend de la puissance frigorifique.

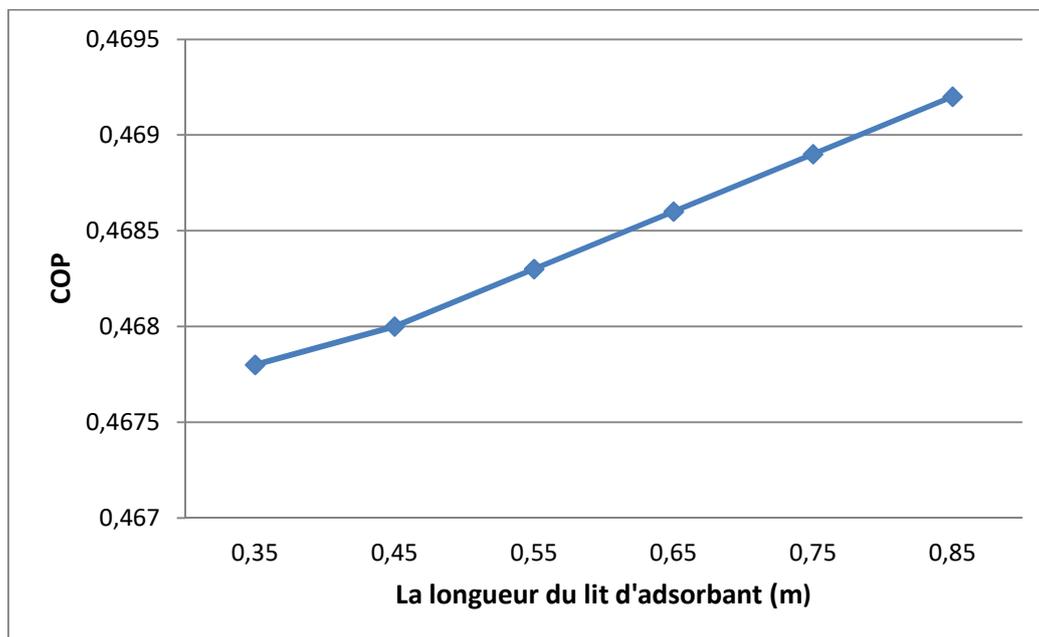


Figure V.11: Variation du COP avec la variation de la longueur du lit d'adsorbant

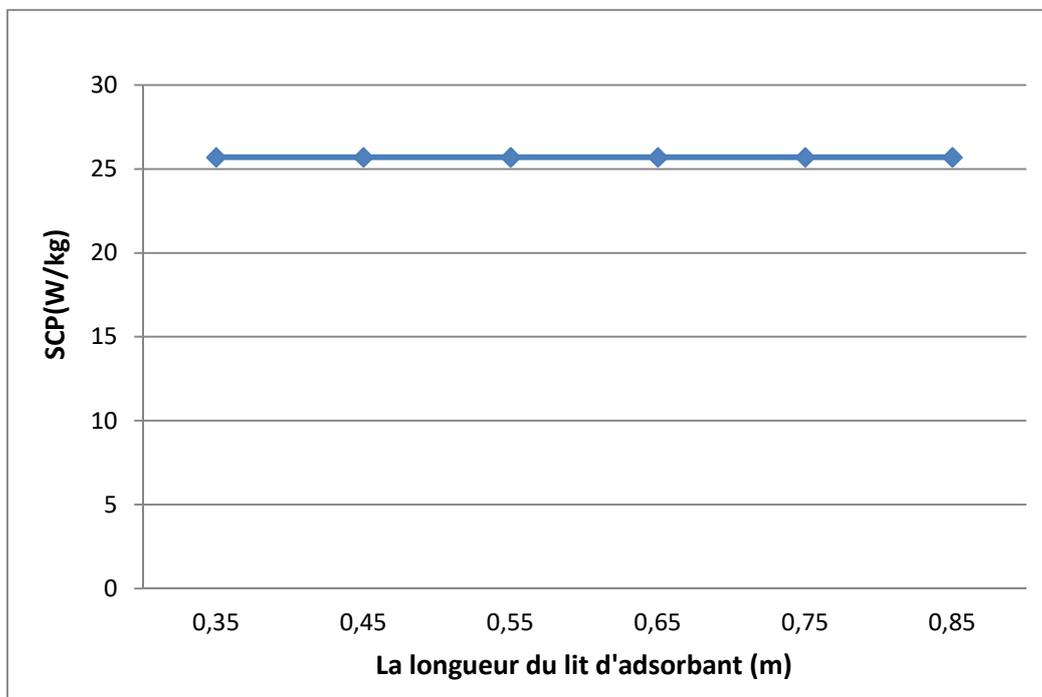


Figure V.12 : Variation de SCP avec la variation de la longueur du lit de l'adsorbant

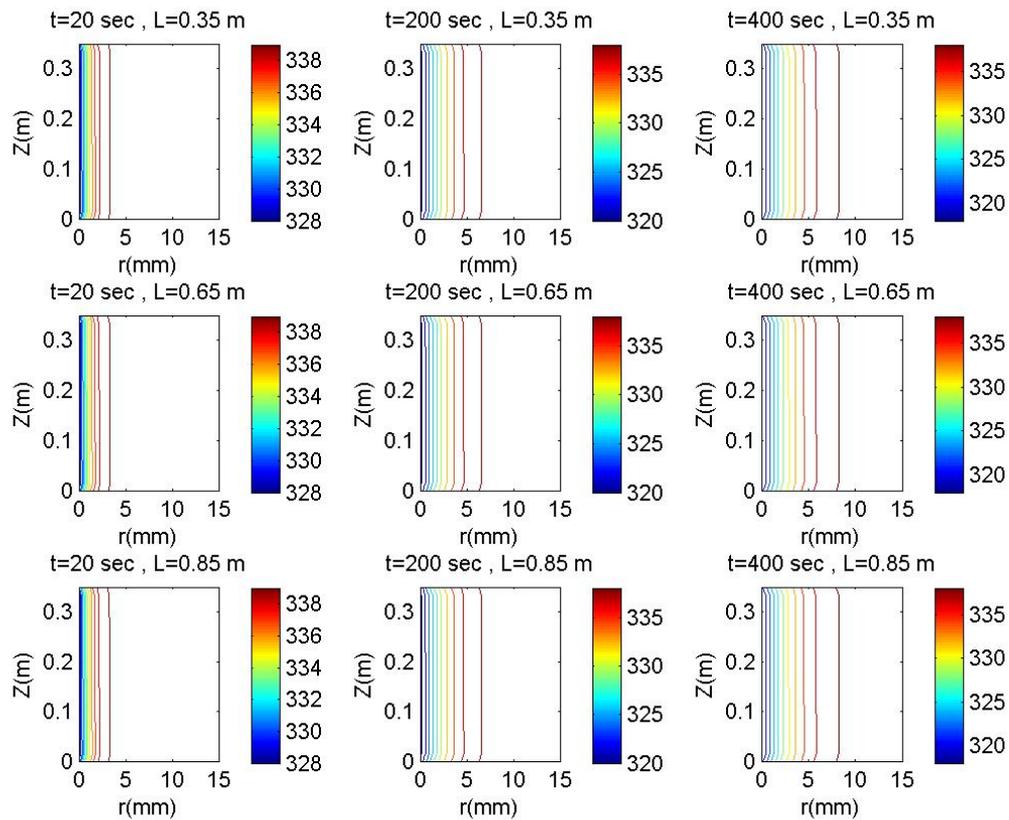


Figure V.13 : Influence de la longueur du lit de l'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide.

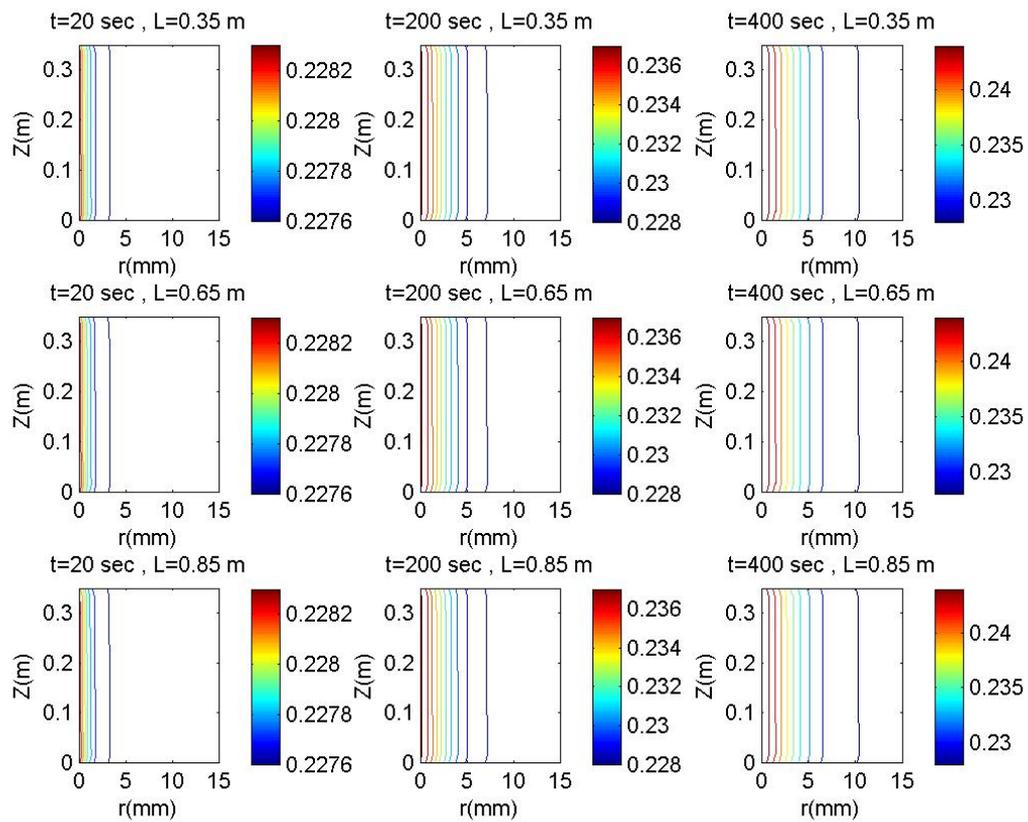


Figure V.14 : Influence de la longueur du lit d'adsorbant sur la distribution de la concentration de l'adsorbant

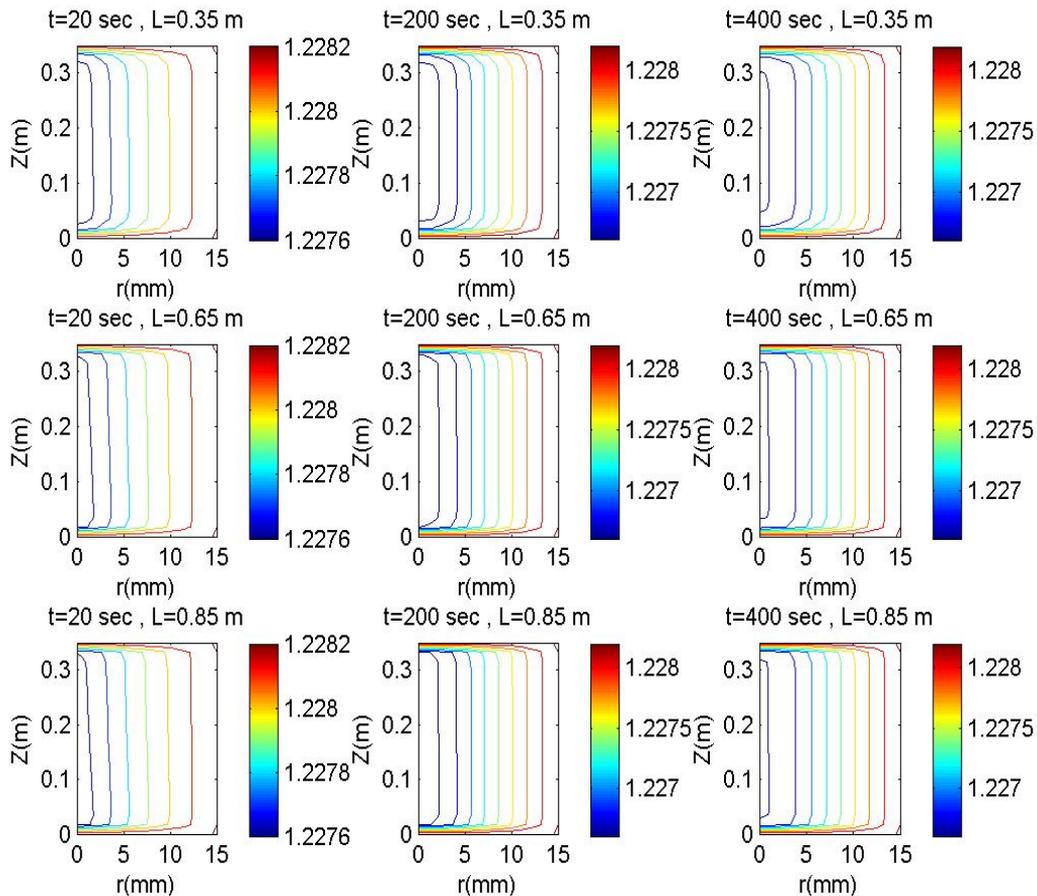


Figure V.15: Influence de la longueur du lit d'adsorbant sur la distribution de la pression

5.3.4. Effet du diamètre des particules d'adsorbant

L'effet du diamètre des particules d'adsorbant sur le coefficient de performance a été représenté sur les figures V.16 et V.17. On peut constater que le coefficient de performance et la production frigorifique spécifique augmentent avec la diminution du diamètre des particules d'adsorbant.

L'effet du diamètre des particules d'adsorbant, pour des diamètres de 1.2 mm, 1.8 mm et 2.2 mm, et un temps après le début de la phase d'adsorption de $t = 20$ s, 200 s et 400 s sur la répartition de la température de la phase solide, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorbant sont représentés sur les figures V.18, V.19 et V.20.

Les distributions de la concentration de l'adsorbat, la température de la phase solide et de la pression dans le lit d'adsorbant sont fortement affectées par la variation du diamètre des particules.

Il est clair d'après les figures V.18, V.19 et V.20 que la concentration de l'adsorbant dans le lit d'adsorbant et la pression diminuent avec l'augmentation du diamètre des particules et la température de la phase solide augmente avec l'augmentation du diamètre des particules. On peut expliquer ces résultats par le fait que la surface spécifique de l'adsorbant augmente avec la diminution du diamètre des particules. Par conséquent, le diamètre des particules doit être aussi petit que possible.

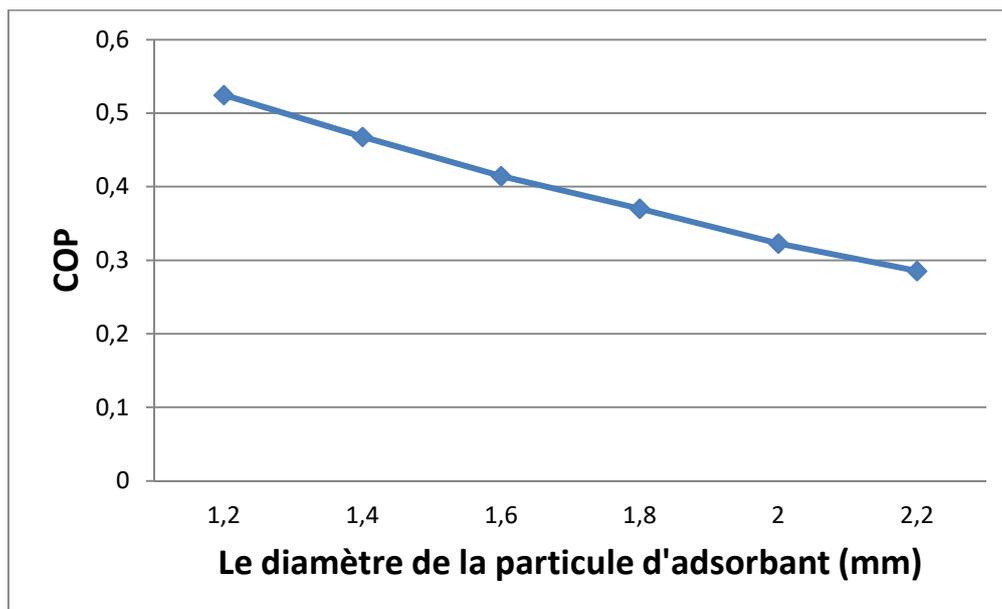


Figure V.16 : Variation du COP avec la variation du diamètre de la particule d'adsorbant

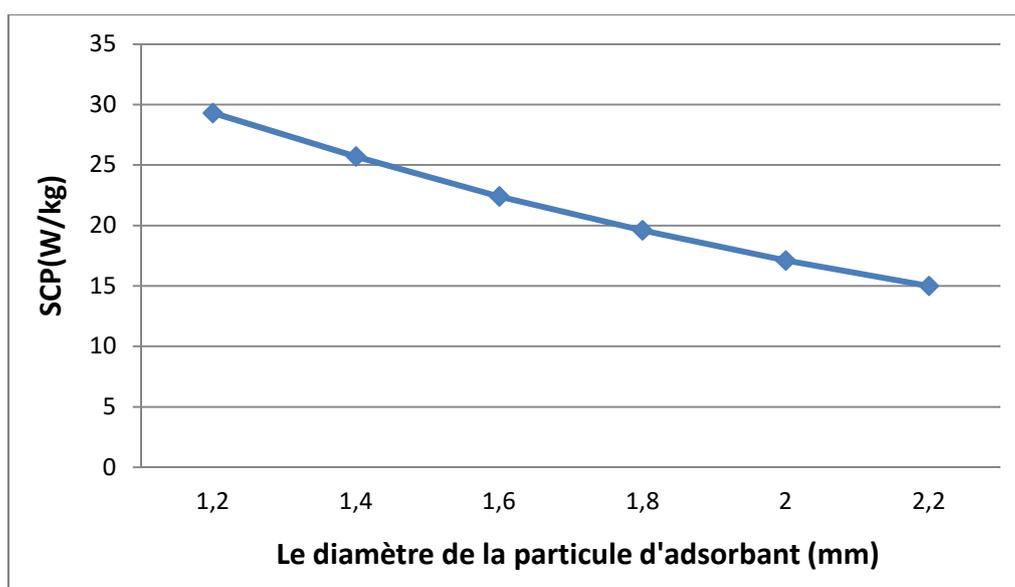


Figure V.17 : Variation du SCP avec la variation du diamètre de la particule d'adsorbant

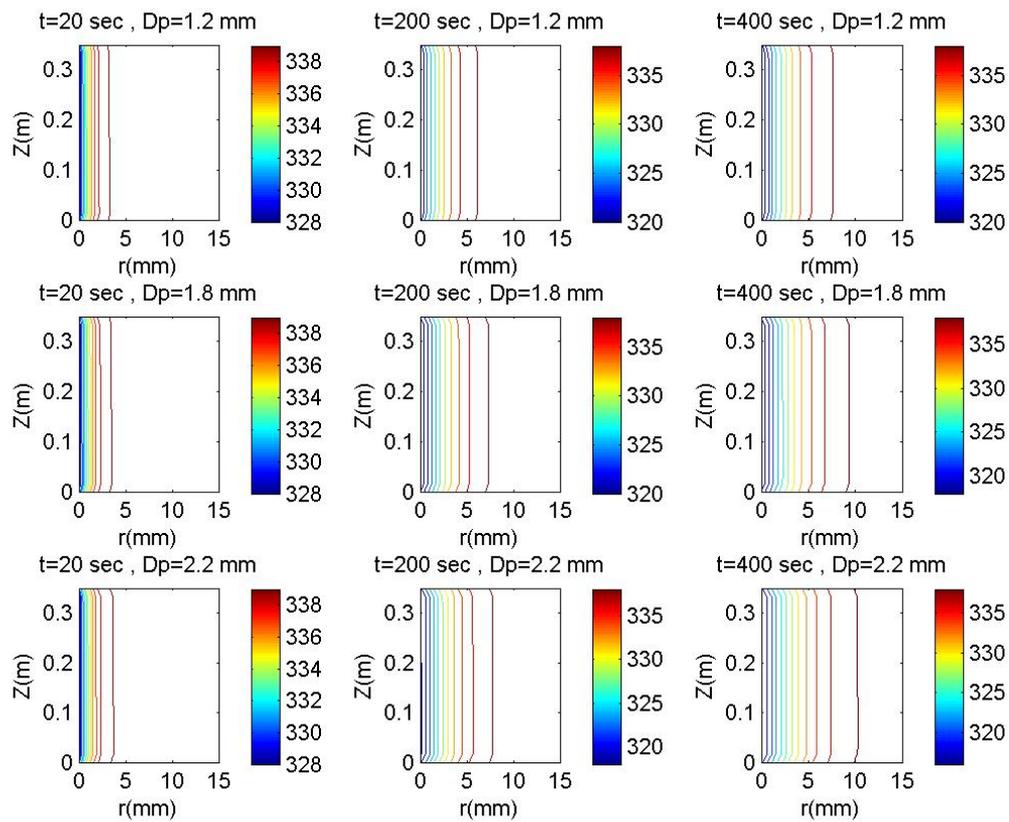


Figure V.18 : Influence du diamètre de la particule d'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide

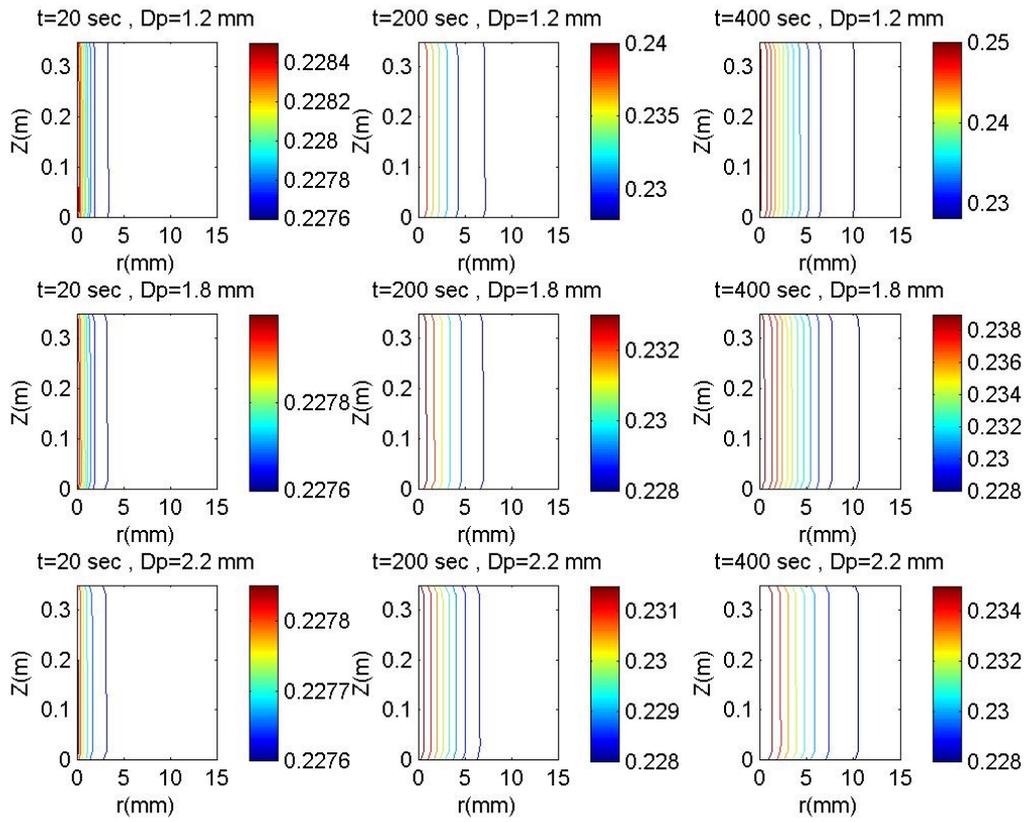


Figure V.19 : Influence du diamètre de la particule d'adsorbant sur la distribution de la concentration de l'adsorbat

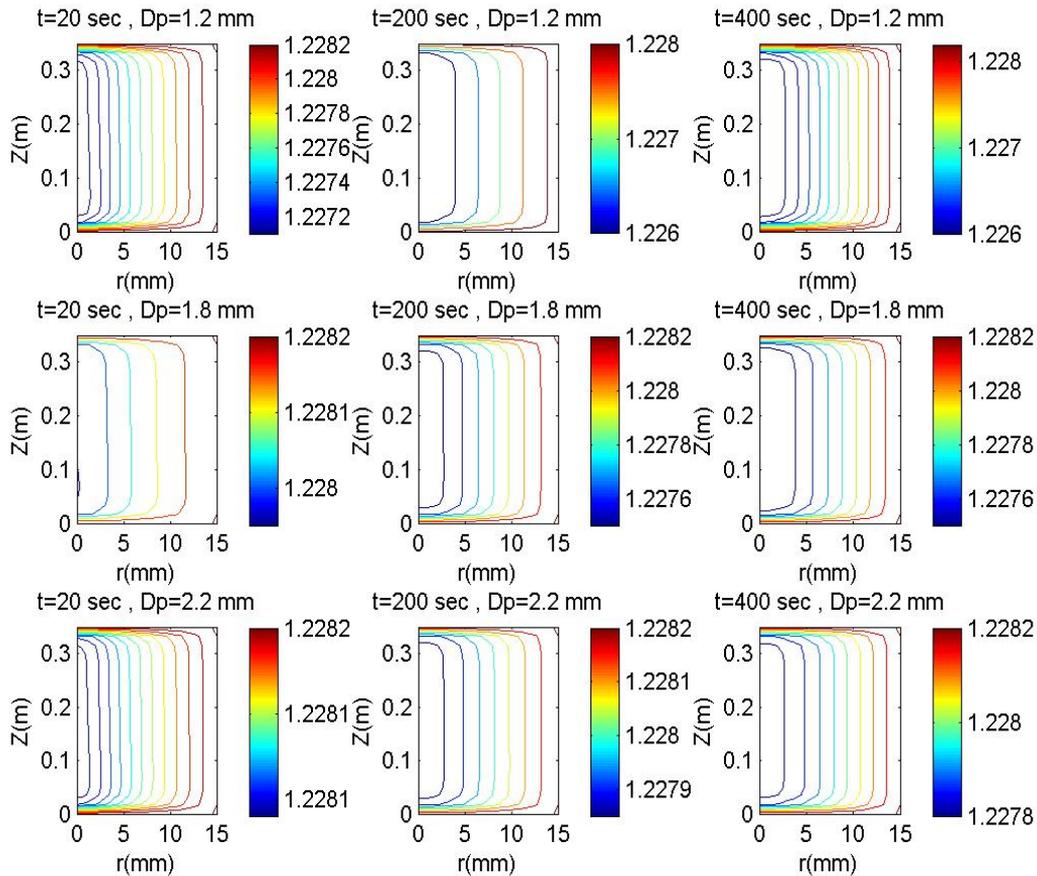


Figure V.20 : Influence du diamètre de la particule d'adsorbant sur la distribution de la pression

5.3.5. Effet de la durée de la phase d'adsorption/désorption

L'effet de la variation de la durée de la période de la phase d'adsorption/désorption sur les performances du système est présenté dans les figures V.21 et V.22. Il est clair que le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de la durée de la phase d'adsorption/désorption et que la production frigorifique spécifique augmente jusqu'à un pic dans un temps égal à 300s puis, diminue avec l'augmentation de la durée de la phase d'adsorption/désorption. On peut expliquer ces résultats par le fait que le nombre de molécules adsorbées au début du phénomène d'adsorption est plus grand qu'à la fin, c'est-à-dire que cette vitesse d'adsorption diminue avec l'augmentation du temps jusqu'à la saturation.

L'effet de la durée de la phase d'adsorption/désorption, pour des durées de 100s, 200s, 300s et 400s, sur les distributions de la température de la phase solide, la concentration d'adsorption

et la pression régnant dans le lit d'adsorbant sont présentées sur les figures V.23, V.24 et V.25, respectivement. Il est clair que l'homogénéité de la distribution de la température de la phase solide, la concentration d'adsorption et la pression régnant dans le lit d'adsorbant augmente avec l'augmentation de la durée d'adsorption/désorption, ce qui diminue les écarts de la température et de la pression et du taux d'adsorption. Par conséquent, le choix de la durée d'adsorption/désorption est basé sur un compromis entre le COP et le SCP pour une utilisation optimale du potentiel de production de froid par le gel de silice.

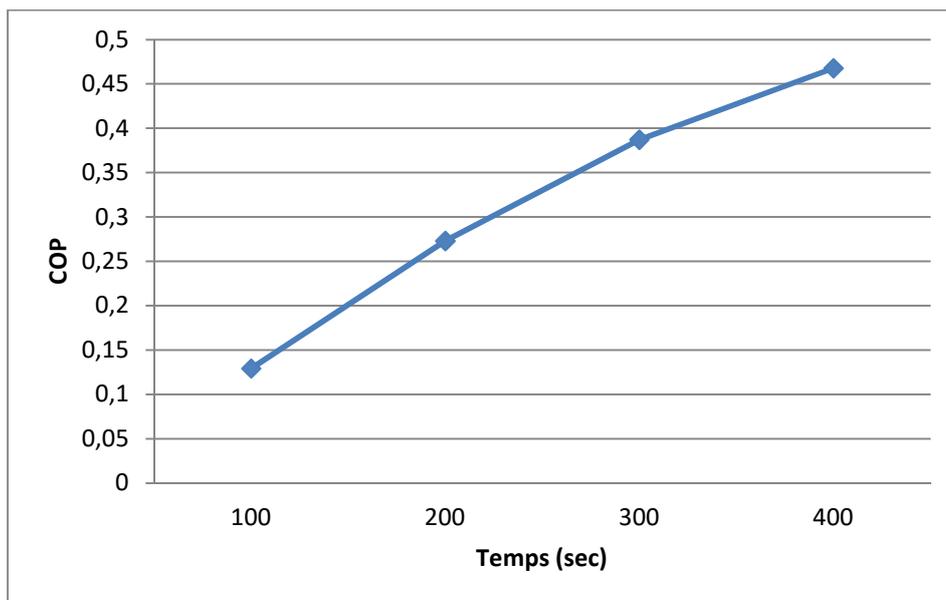


Figure V.21 : Variation du COP avec la variation de la période de la phase adsorption/désorption

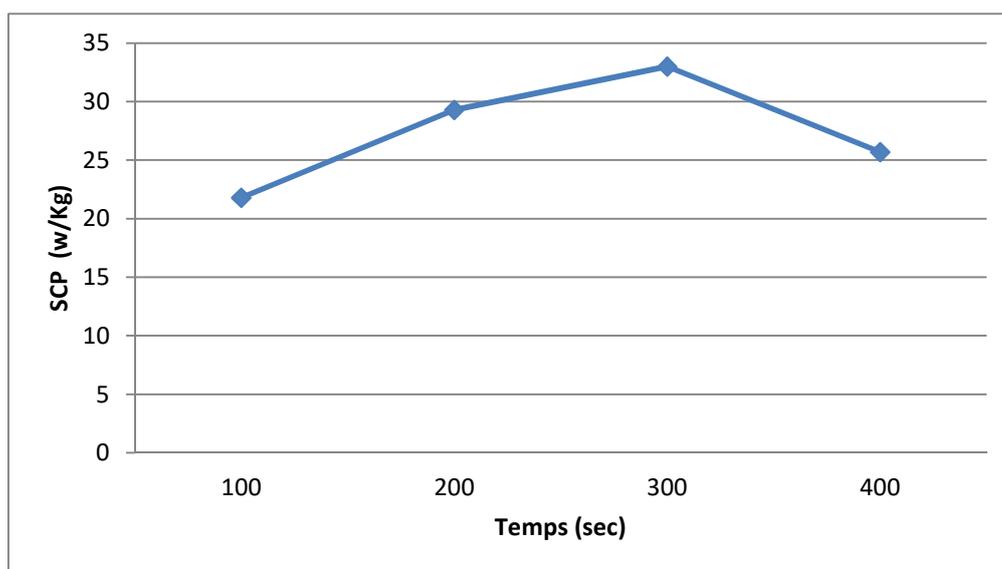


Figure V.22 : Variation du SCP avec la variation de la période de la phase adsorption/désorption

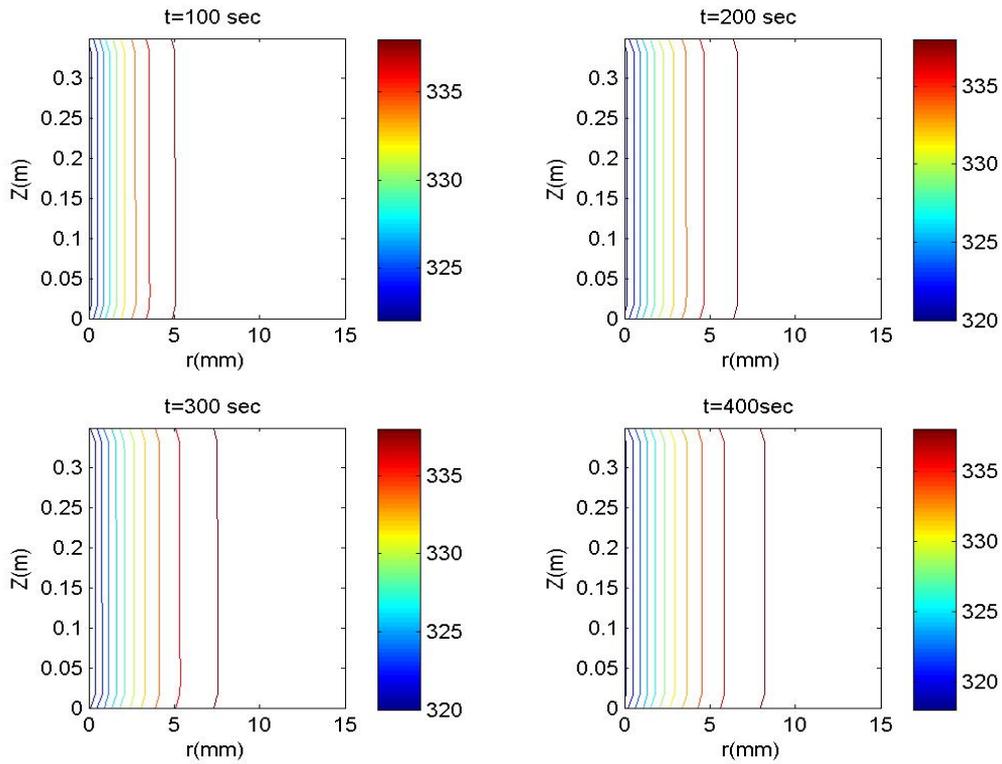


Figure V.23: Influence de la durée de la phase d'adsorption/désorption sur la distribution de la température de la phase solide

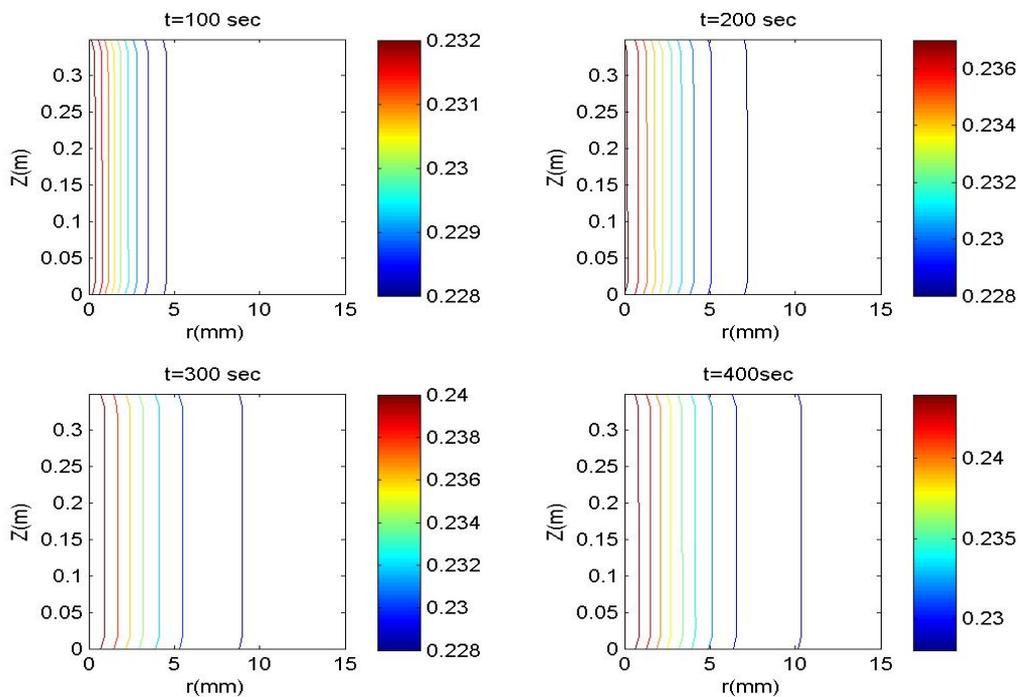


Figure V.24 : Influence de la durée de la phase d'adsorption/désorption sur la distribution de la concentration de l'adsorbate

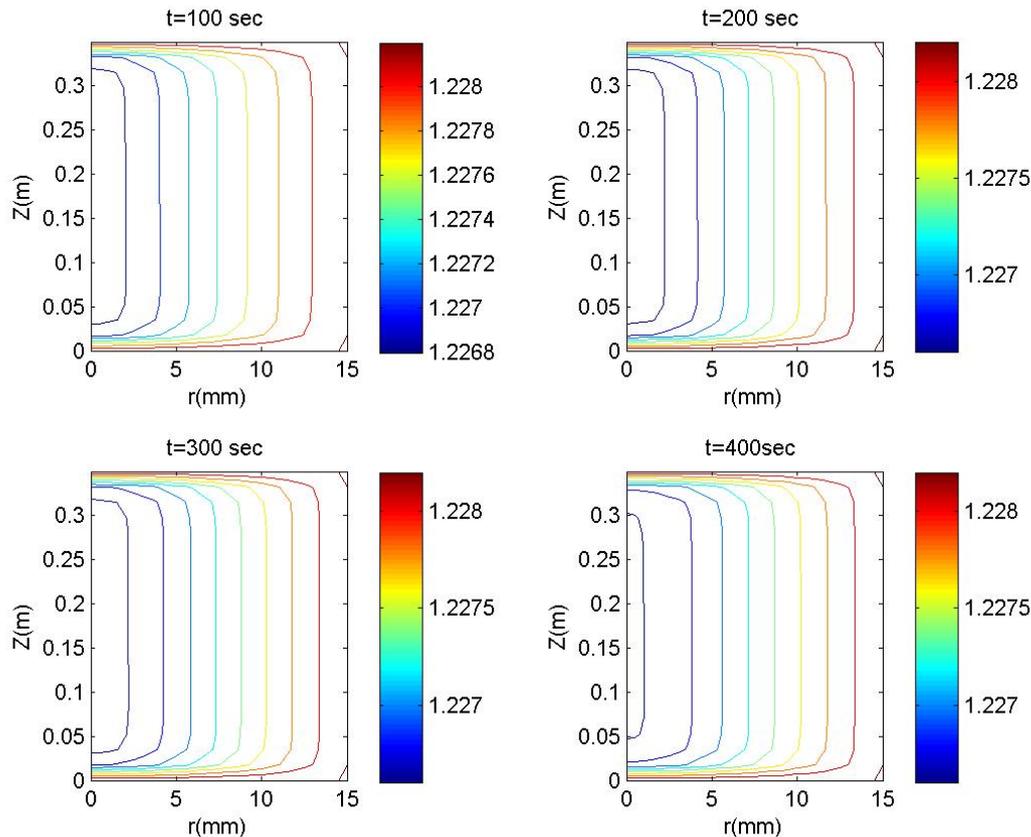


Figure V.25 : Influence de la durée de la phase d'adsorption désorption sur la distribution de la pression dans le lit d'adsorption

5.3.6. Effet de la pression de condensation

L'effet de la variation de la pression de condensation sur les performances de la machine frigorifique à adsorption a été représenté sur les figures V.26 et V.27. On peut constater que le coefficient de performance et la production frigorifique spécifique diminuent avec l'augmentation de la pression de condensation.

L'effet de la pression de condensation, pour des pressions de 3.8 kPa, 4.1 kPa et 4.4 kPa, et un temps après le début de la phase d'adsorption de $t = 20$ s, 200 s et 400 s sur la répartition de la température de la phase solide, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorbant aux temps sont représentés sur les figures V.28, V.29 et V.30. Les distributions de la concentration de l'adsorbat, la température de la phase solide et la pression dans le lit d'adsorbant sont fortement affectées par la variation de la pression de condensation. Il est clair d'après les figures V.28, V.29 et V.30 que l'homogénéité des distributions de concentration de l'adsorbat, la température de la phase solide et de la pression dans le lit d'adsorbant diminue

avec l'augmentation de la pression de condensation. Donc, la pression de condensation doit être la plus petite possible.

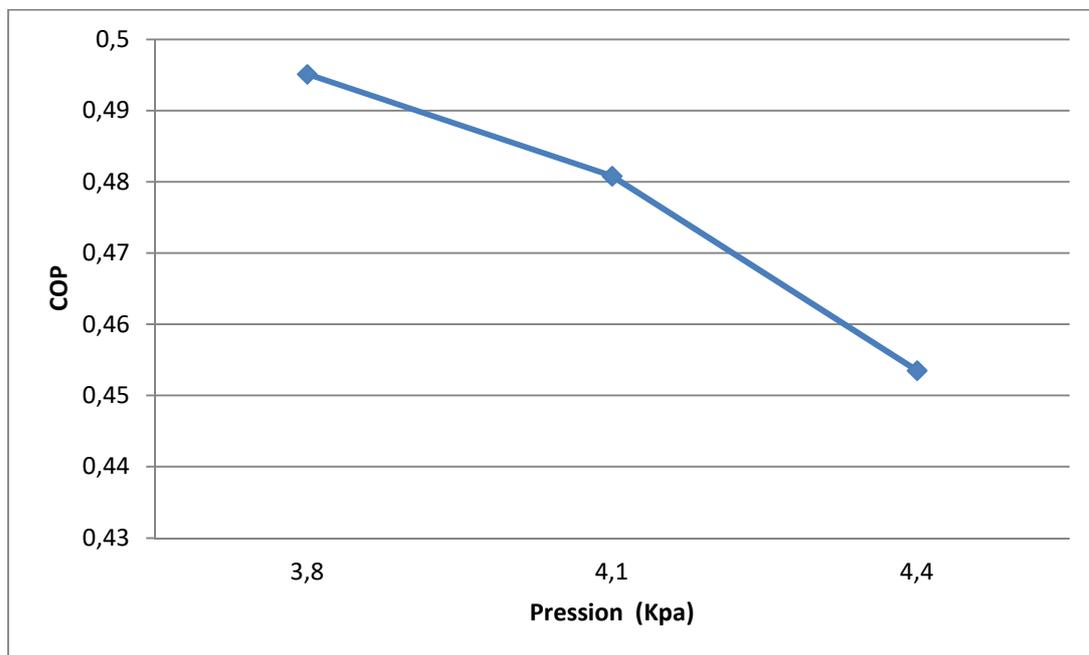


Figure V.26 : Variation du COP avec la variation de la pression de condensation

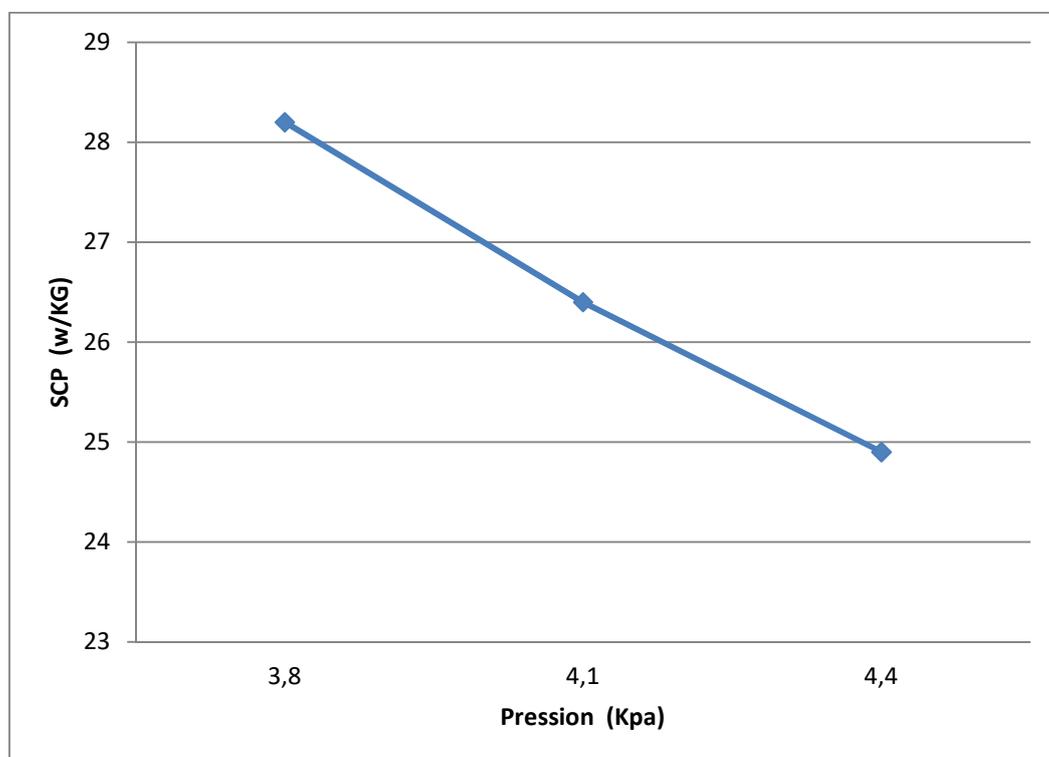


Figure V.27 : Variation du SCP avec la variation de la pression de condensation

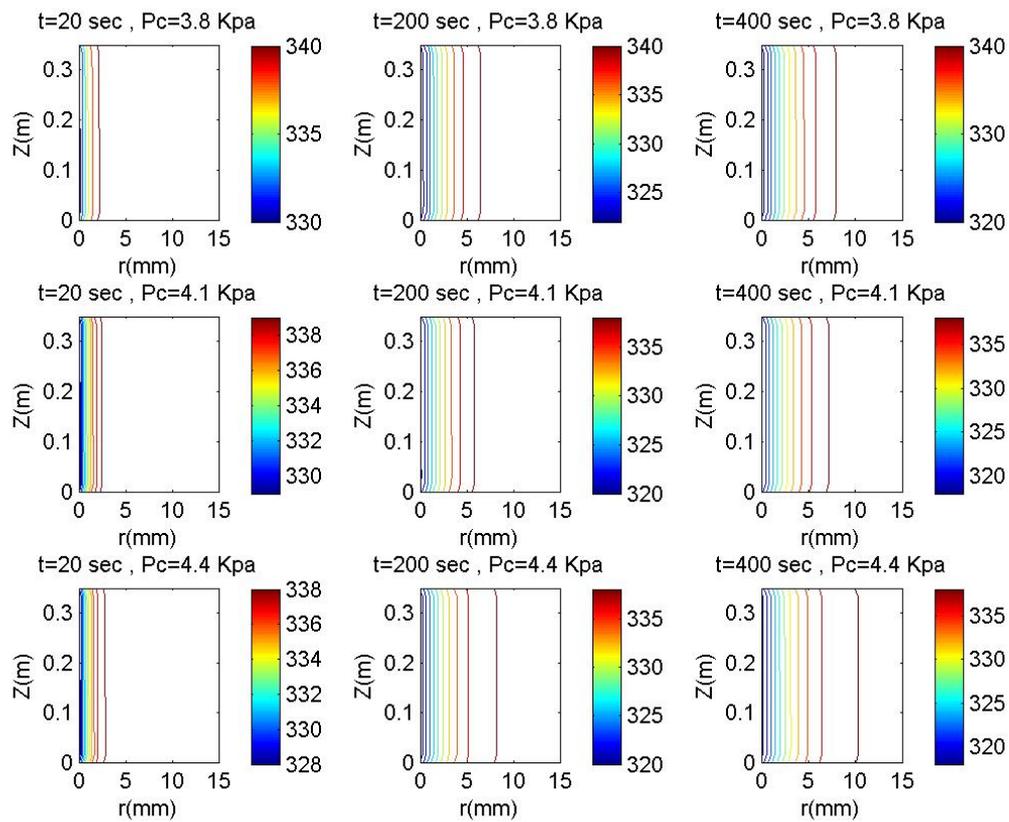


Figure V.28 : Influence de la pression de condensation sur la distribution de la température la phase solide

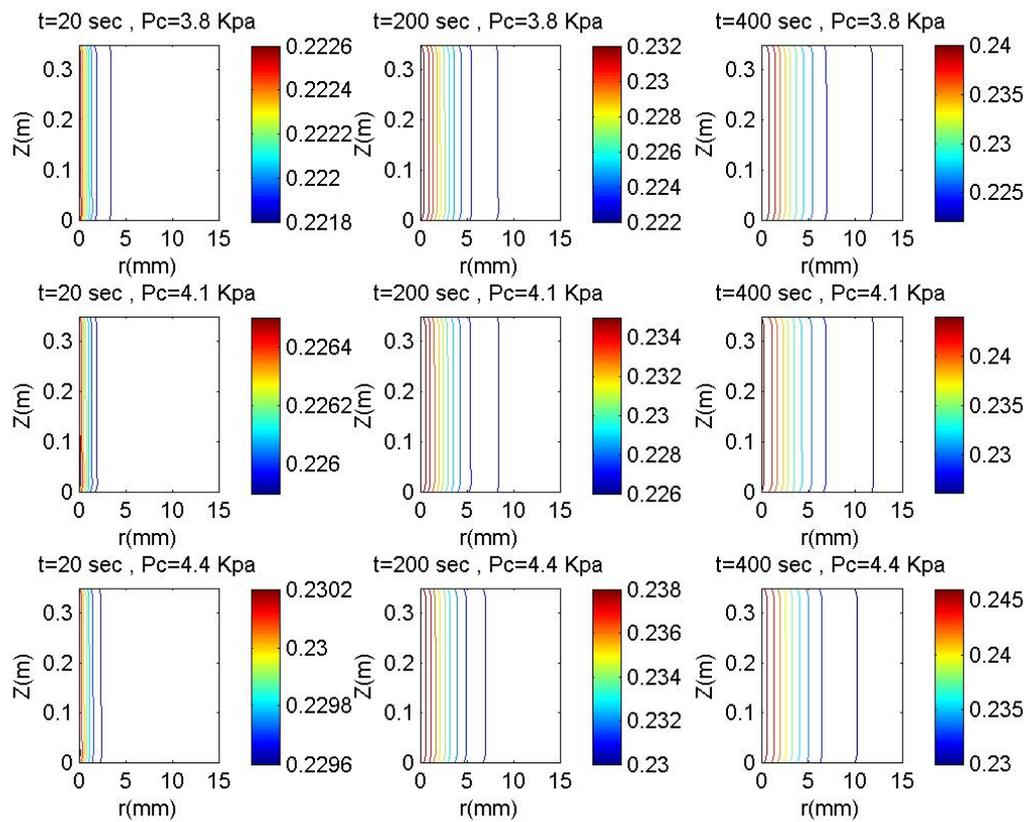


Figure V.29 : Influence de la pression de condensation sur la distribution de la concentration de l'adsorbat

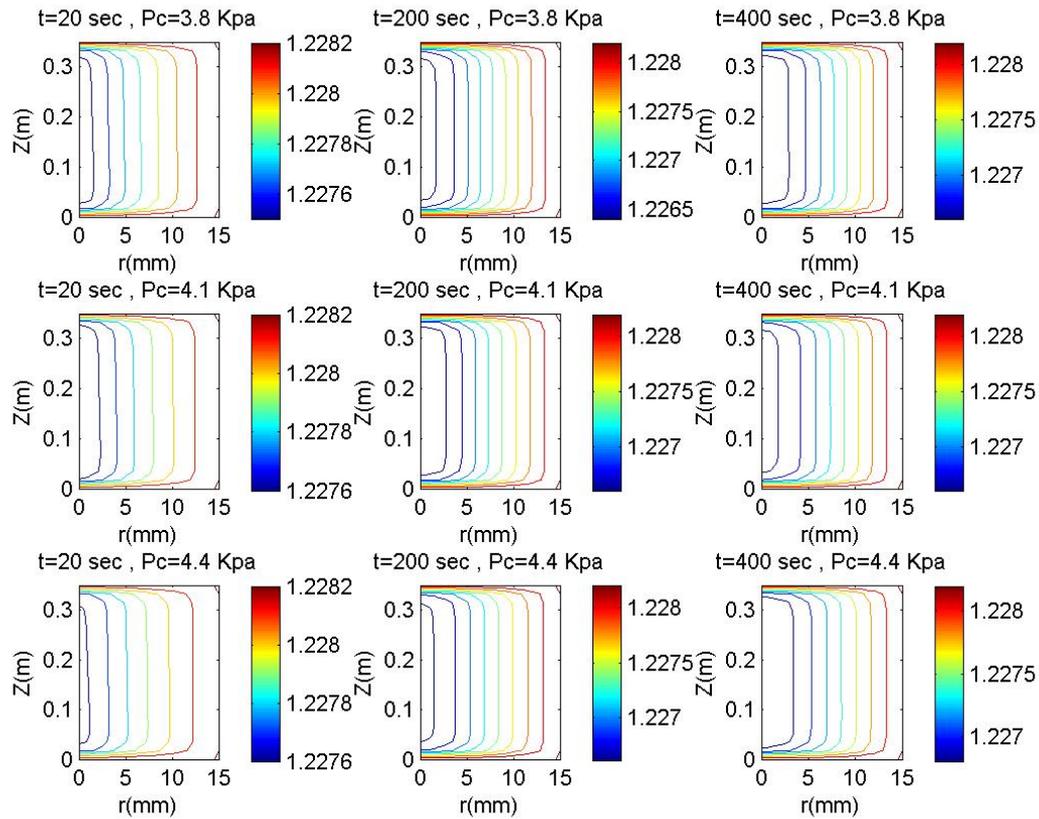


Figure V.30 : Influence de la pression de condensation sur la distribution de la pression dans le lit d'adsorption

5.4. Conclusion

Les résultats de l'étude dynamique de transfert de chaleur et de masse dans l'adsorbant ainsi que leurs discussions ont été présentés dans ce chapitre. Afin de valider les résultats obtenus une comparaison avec les résultats des travaux antérieurs a été faite.

Dans le chapitre suivant, un résumé des principaux résultats obtenus ainsi que les perspectives pour les futurs travaux de recherche sont présentés.

Conclusion générale
et
perspectives

Conclusion générale et perspectives

Une étude paramétrique des performances d'un groupe de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption utilisant le gel de la silice/eau comme couple adsorbant/adsorbat a été réalisée dans ce recherche. L'effet de l'épaisseur de l'adsorbant, la vitesse du fluide d'échange thermique, la longueur du lit d'adsorption et le diamètre des particules de l'adsorbant sur la distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant, le taux d'adsorption, la pression dans l'adsorbant durant la période d'adsorption et les performances du groupe de production d'eau glacée à adsorption avec deux lits qui sont le coefficient de performance (COP) et la production frigorifique spécifique (SCP) ont été présenté.

Le choix de couple gel de silice/eau a été justifié par une étude comparative des couples: charbon actif 35/ méthanol, gel de silice/eau, zéolithe 13x/eau, charbon actif 35/éthanol, charbon actif 35/CO₂, charbon actif 35/benzène, charbon actif/R134a et le charbon actif/ammoniac grâce à un modèle statique développé d'une machine frigorifique à adsorption de basse.

Les transferts de chaleur et de masse dans l'adsorbant ont été étudiés d'une manière originale et rigoureuse par rapport aux travaux antérieurs, en considérant une approche de deux phases solide et gazeuse dans le lit d'adsorbant. La modélisation proposée décrit le couplage des transferts thermique et massique et tient compte de la diffusion massique à l'extérieur des particules d'adsorbant utilisant la loi Darcy pour décrire la résistance de transfert de masse à l'intérieur des particules, le modèle de la force motrice linéaire (LDF) pour décrire le taux d'adsorption ainsi que nous avons pris en considération la résistance thermique de la paroi métallique et du fluide de transfert de chaleur.

Les principaux résultats obtenus sont *les suivants*:

- Pour des basses températures de génération entre 65 et 90°C et des températures d'évaporation supérieures à 5°C, le couple gel de silice/eau est le meilleur couple suivi

par charbon actif 35/ méthanol, le zéolithe 13x/eau, le charbon actif 35/éthanol, le charbon actif/R134a, le charbon actif/ammoniac, le charbon actif/CO₂ et le charbon actif/benzène, respectivement.

- Pour des basses températures de génération 65 et 90°C et des températures d'évaporation inférieures à 5°C, le couple charbon actif 35/ méthanol est le meilleur couple suivi par le charbon actif 35/éthanol, le charbon actif/R134a, le charbon actif/ammoniac, le charbon actif/CO₂ et le charbon actif/benzène, respectivement.
- Le coefficient de performance du système est positivement affecté par l'augmentation des valeurs de l'épaisseur du lit d'adsorbant, mais le contraire a été observé pour la production frigorifique spécifique.
- La distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant et la concentration de l'adsorbat est fortement affectée par l'augmentation des épaisseurs du lit d'adsorbant, mais ce n'est pas le cas de la pression.
- Les vitesses du fluide de transfert de chaleur plus grande que 0.3 m/s n'ont pas une grande influence sur les valeurs du coefficient de performance du système et la production frigorifique spécifique.
- La valeur optimale de la vitesse du fluide de transfert de chaleur est dans l'intervalle de 0.1 à 0.3 m/s.
- La distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorbant dépendent fortement de la variation de la vitesse du fluide de transfert de chaleur; particulièrement, au début de la phase de l'adsorption.
- L'effet de la longueur du lit d'adsorbant sur le coefficient de performance et la production frigorifique spécifique est négligeable.
- La distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorbant ne dépend pas sa longueur du lit d'adsorption.
- Le dimensionnement de la longueur du lit d'adsorption dépend de la puissance frigorifique désirée.
- La diminution du diamètre des particules de l'adsorbant entraîne une augmentation des performances du système.

- La distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorbant dépend fortement du diamètre des particules de l'adsorbant.
- L'augmentation de la durée de la phase d'adsorption/désorption entraîne une augmentation du coefficient de performance COP du système et une augmentation de la production frigorifique spécifique pour atteindre un maximum en un temps égal à 300 secondes.
- La distribution de la température de la phase solide de l'adsorbant, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorbant dépend fortement de la durée de la phase d'adsorption/désorption.
- le choix de la durée d'adsorption/désorption est basé sur un compromis entre le COP et le SCP pour une production optimale de froid couple du gel de silice/eau.
- Le coefficient de performance COP du système et la production frigorifique spécifique diminuent avec l'augmentation de la pression de condensation.
- La distribution de la température de la phase solide d'adsorbant, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorbant dépend fortement de la pression de condensation.
- Les résultats obtenus permettent aux chercheurs et aux concepteurs des machines frigorifiques à adsorption de comprendre les effets des paramètres étudiés sur les performances de la machine et sur le transfert de chaleur et de masse à l'intérieur de l'adsorbant.

Ce travail de recherche est seulement une optimisation énergétique. L'optimisation économique doit être réalisée en parallèle en tenant compte de tous les frais de montage et des coûts des matières premières.

Toutes les solutions pour améliorer le transfert de chaleur et de masse dans le lit d'adsorption ou bien les nouvelles stratégies de commande de cycle de fonctionnement peuvent être considérées comme perspectives d'avenir pour compléter et améliorer l'étude présentée dans la présente thèse.

Références bibliographiques

Références

Bibliographiques

- [1] Ismail Solmuş, D. Andrew S. Reesb, Cemil Yamalıa, Derek Baker
" A two-energy equation model for dynamic heat and mass transfer in an adsorbent bed using silica gel/water pair", International Journal of Heat and Mass Transfer , Volume 55, September 2012, Pages 5275–5288
- [2] Sassane Nadjette , " Modélisation du transfert de chaleur lors de l'écoulement d'un fluide à l'intérieur d'une paroi poreuse", mémoire de magistère de l'Université 20 Août 55- Skikda, Département des science fondamentales, 2008.
- [3] A. Mhimid, "Theoretical study of heat and mass transfer in a zeolite bed during water desorption: validity of local thermal equilibrium assumption". International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 41, 1998, Pages 2967-2977.
- [4] W. Chekirou, "étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption". Thèse de doctorat, Université Mentouri – Constantine, Département de physique, 2008.
- [5] M . Diny, Thèse de doctorat, " Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption - modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine", Université Henri Poincare, Nancy 1, (1996).
- [6] Y. Teng, R. Z. Wang and J. Y. Wu, "Study of the fundamentals of adsorption systems", Applied Thermal Engineering Volume 17, 1997, Pages 327-338
- [7] J.J Guillemot, "Caractérisation de l'état stationnaire liquide-gaz-adsorbant lors de l'adsorption de gaz facilement condensable sur les zéolithes", thèse de doctorat, Université de Dijon, France 1978

- [8] Li Yong, K. Sumathy, "Performance analysis of a continuous multi-bed adsorption rotary cooling system", *Applied Thermal Engineering*, Volume 25, 2005, Pages 393–407
- [9] N. Khelifa, "Das Adsorptionspaar Silicagel-Wasserdampf, Anwendung als Solares Klimatisierungssystem ", *Disertation, Ludwig-Maximilians Universität, Munich* (1984).
- [10] Anyanwu EE, "Review of solid adsorption solar refrigeration II: An overview of the principles and theory", *Energy Conversion and Management*, Volume 45, 2004, Pages 1279-1295
- [11] Critoph RE, "Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping", *Carbon*, Volume 27, 1989, Pages 63-70
- [12] Rabah Gomri and Billel Mebarki , "Study and Analysis by Numerical Simulation of a Solar Continuous Adsorption Chiller" , *Applied Mechanics and Materials*, Volume. 773-774, 2015, Pages 605-609
- [13] Xiaolin Wang , Zhilong He , Hui Tong Chua , "Performance simulation of multi-bed silica gel water adsorption chillers", *international journal of refrigeration*, Volume 52, 2015, Pages 32 - 41
- [14] K.C. Leong, Y. Liu, " System performance of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle: A parametric study", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 49, 2006, Pages 2703–2711
- [15] Ismail Solmuş, D. Andrew S. Rees, Cemil Yamalı, Derek Bakera, Bilgin Kaftanoğlu, " Numerical investigation of coupled heat and mass transfer inside the adsorbent bed of an adsorption cooling unit", *International Journal of Refrigeration*, Volume 35, Issue 3, May 2012, Pages 652–662
- [16] Ismail Solmuş, Cemil Yamalı, Cihan Yıldırım, Kadir Bilen, " Transient behavior of a cylindrical adsorbent bed during the adsorption process", *Applied Energy*, volume 142, 2015, Pages 5275–5288
- [17] Ruud J.H. Grisel , Simon F. Smeding, " Waste heat driven silica gel/water adsorption cooling in trigeneration", *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, 2010, Pages 1039–1046
- [18] C.J. Chen, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, J.K. Kiplagat, Z.S. Lu, " Study on a compact silica gel–water adsorption chiller without vacuum valves: Design and experimental study", *Applied Energy*, Volume 87, 2010, Pages 2673–2681

- [19] C.J. Chen, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, J.K. Kiplagat, " Study on a silica gel–water adsorption chiller integrated with a closed wet cooling tower", *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 49, 2010, Pages 611–620
- [20] Hamid Niazmand, Hoda Talebian, Mehdi Mahdavihah, "Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers", *international journal of refrigeration*, Volume 35, 2012, Pages 2261 - 2274
- [21] Khairul Habib , Bidyut Baran Saha , Anutosh Chakraborty, Shigeru Koyama, Kandadai Srinivasan ;" Performance evaluation of combined adsorption refrigeration cycles", *international journal of refrigeration*, Volume 34, 2011, Volume 129 - 137
- [22] Khairul Habib , Bidyut B. Saha , Anutosh Chakraborty , Seung Taek Oh , Shigeru Koyama, " Study on solar driven combined adsorption refrigeration cycles in tropical climate", *Applied Thermal Engineering*, Volume 50, 2013, Pages 1582- 1589
- [23] Bidyut Baran Saha, Anutosh Chakraborty, Shigeru Koyama, Yu I. Aristov;" new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel–water system", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, 2009, Pages 516–524
- [24] G. Zhang, D.C. Wang, J.P. Zhang, Y.P. Han, Wanchao Sun;" Simulation of operating characteristics of the silica gel–water adsorption chiller powered by solar energy", *Solar Energy*, Volume 85, 2011, Pages 1469–1478
- [25] S.W. Hong , S.H. Ahn , O.K. Kwon , J.D. Chung , " Optimization of a fin-tube type adsorption chiller by design of experiment", *international journal of refrigeration*, Volume 49, 2015, Pages 49 -56
- [26] Kyaw Thu , Young-Deuk Kim , Aung Myat , Won Gee Chun , Kim Choon NG," Entropy generation analysis of an adsorption cooling cycle ", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 60, 2013, Pages 143–155
- [27] J.Di, J.Y. Wu, Z.Z. Xia, R.Z. Wang," Theoretical and experimental study on characteristics of a novel silica gel water chiller under the conditions of variable heat source temperature", *International Journal of Refrigeration*, Volume 30, 2007, Pages 515-526
- [28] Ahmed A. Askalany , M. Salem , I.M. Ismael , A.H.H. Ali , M.G. Morsy , Bidyut B. Saha , "An overview on adsorption pairs for cooling", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 19, 2013, Pages 565–572

- [29] Zisheng Lu, Ruzhu Wang, Zaizhong Xia , " Experimental analysis of an adsorption air conditioning with micro-porous silica gel water", Applied Thermal Engineering, Volume 50, 2013, Pages 1015- 1020
- [30] Mafat Najim, Dr. Mehta Nirvesh, Dabhi Jaspalsinh," Waste Heat Recovery : Review of Solar Adsorption Cooling System", International Journal for Scientific Research & Development , Volume. 2, 2014, pages 493-497
- [31] I. El-Sharkawy, H. AbdelMeguid, B.B. Saha,"Towards an optimal performance of adsorption chillers: Reallocationof adsorption/desorption cycle times", International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 63, 2013, Pages 171–182
- [32] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, R. Bennacer, " Simulation of an adsorption solar cooling system", Energy, Volume 36, 2011, Pages 530-537
- [33] W.-S. Chang , C.-C. Wang, C.-C. Shieh," Design and performance of a solar-powered heating and cooling system using silica gel/water adsorption chiller", Applied Thermal Engineering , Volume 29, 2009, Pages 2100 - 2105
- [34] A.F.M. Mizanur Rahman, Y. Ueda¹, A. Akisawa, T. Miyazaki²and B.B. Saha, " Design and performance of Four-Stage Adsorption System", International Journal of Research in Engineering and Science , Volume 2, 2014, Pages 1-10
- [35] Giulio Santori , Alessio Sapienza , Angelo Freni , " A dynamic multi-level model for adsorptive solar cooling", Renewable Energy, Volume 43, 2012, Pages 301 - 312
- [36] Muhammad Umair, Atsushi Akisawa and Yuki Ueda," Simulation Study of Continuous Solar Adsorption Refrigeration System Driven by Compound Parabolic Concentrator", The Open Renewable Energy Journal, Volume 7, 2014, Pages 1 à 12
- [37] Mohand Berdja, Brahim Abbad, Ferhat Yahi, Fateh Bouzefour, Maamar Ouali, "Design and realization of a solar adsorption refrigeration machine powered by solar energy", Energy Procedia, Volume 48, 2014 , Volume 1226 – 1235
- [38] Z.S. Lu, R.Z. Wang," Performance improvement by mass-heat recovery of an innovative adsorption air-conditioner driven by 50-80 °C hot water", Applied Thermal Engineering, Volume 55, 2013, Pages 113 - 120
- [39] A. Rezk, R.K. Al-Dadah, S. Mahmoud, A. Elsayed," Effects of contact resistance and metal additives in finned-tube adsorbent beds on the performance of silica gel/water adsorption chiller", Applied Thermal Engineering, Volume 53, 2013, Pages 278 – 284

- [40] K.C. Amanul Alam , Bidyut Baran Saha , Atsushi Akisawa , " Adsorption cooling driven by solar collector: A case study for Tokyo solar data", Applied Thermal Engineering, Volume 50, 2015, Pages 1603-1609
- [41] Ahmet Çağlar , Cemil Yamalı , Derek K. Baker , "Two dimensional transient coupled analysis of a finned tube adsorbent bed for a thermal wave cycle", International Journal of Thermal Sciences , Volume 73, 2013, Pages 58 - 68
- [42] Roberto de Lieto Vollaro, Fabio Botta, Andrea de Lieto Vollaro, Giorgio Galli, "Solar cooling system for buildings: Thermal analysis of solid absorbents applied in low power adsorption system " , Energy and Buildings, Volume 80, 2014, Pages 436 - 440
- [43] Alessio Sapienza, Salvatore Santamaria, Andrea Frazzica, Angelo Freni, " Influence of the management strategy and operating conditions on the performance of an adsorption chiller", Energy, Volume 36, 2011, Pages 5532-5538
- [44] Ibrahim I. El-Sharkawy, Hossam AbdelMeguid , Bidyut Baran Saha , " Potential application of solar powered adsorption cooling systems in the Middle East " , Applied Energy, Volume 126, 2014, Pages 235-245
- [45] Ismail Solmus , Bilgin Kaftanoğlu , Cemil Yamalı , Derek Baker , " Experimental investigation of a natural zeolite–water adsorption cooling unit ", Applied Energy, Volume 88, 2011, Pages 4206 - 4213
- [46] Wei-Dong Wu, Hua Zhang , Da-Wen Sun, "Mathematical simulation and experimental study of a modified zeolite 13X–water adsorption refrigeration module" Applied Thermal Engineering, Volume 29, 2009, Pages 645–651
- [47] K.C. Leong, Y. Liu, "Numerical study of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle", International Journal Heat and Mass Transfer, Volume 47, 2004, Pages 4761–4770
- [48] Ahmed R.M. Rezk, Raya K. Al-Dadah, Physical and operating conditions effects on silica gel/water adsorption chiller performance Applied Energy 89(2012) 142–149
- [49] Sourav Mitra, Pramod Kumar, Kandadai Srinivasan, Pradip Dutta, "Simulation study of a two-stage adsorber system", Applied Thermal Engineering, Volume 72, 2014, Pages 283-288
- [50] İsmail SOLMUŞ , Cihan YILDIRIM, "adsorpsiyonlu bir soğutma sisteminin performansının farklı çalışma çiftleri için teorik analizi", Thermal Science and Technology, Volume 34, 2014, Pages 29-37

- [51] A. Al Mers , A. Azzabakh , A. Mimet , H. El Kalkha , "Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair", *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, 2006, Pages 1866–1875
- [52] W. Chekirou , A. Chikouche , N. Boukheit , A. Karaali , S. Phalippou, "Dynamic modelling and simulation of the tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy", *International Journal of Refrigeration*, Volume 39, 2014 Pages 137-151
- [53] Mohamed Louajari , Abdelaziz Mimet , Ahmed Ouammi, "Study of the effect of finned tube adsorber on the performance of solar driven adsorption cooling machine using activated carbon–ammonia pair" , *Applied Energy*, Volume 88, 2011, Pages 690–698
- [54] A. El Fadar , A. Mimet , M. Pe´rez-Garcia , "Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector", *Solar Energy*, Volume 83, 2009, Pages 850–861
- [55] M.H. Chahbani, J. Labidi, J. Paris, "Effect of mass transfer kinetics on the performance of adsorptive heat pump systems", *Applied Thermal Engineering*, Volume 22, 2002, Pages 23–40
- [56] M.H. Chahbani, J. Labidi, J. Paris, "Modeling of adsorption heat pumps with heat regeneration", *Applied Thermal Engineering*, Volume 24, 2004, Pages 431–447.
- [57] İsmail Solmuş, Cemil Yamal, Cihan Yıldırım , Kadir Bilen , "Transient behavior of a cylindrical adsorbent bed during the adsorption Process" , *Applied Energy*, Volume 142, 2015, Pages 115–124
- [58] X.J. Zhang , H.X. Liu , R.Z. Wang , F. Shi , "Numerical simulation of heat transfer in regenerator of solid adsorption refrigeration system" , *Renewable Energy*, Volume 26, 2002, Pages 599–610
- [59] L.Z. Zhang, L. Wang, "Effects of coupled heat and mass transfers in adsorbent on the performance of a waste heat adsorption cooling unit", *Applied Thermal Engineering*. Volume 19, 1999, Pages 195–215
- [60] L.Z. Zhang, "A three dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system", *Solar Energy*, Volume 69, 2000, Pages 27–35

- [61] Y.J. Dai, K. Sumathy, "Heat and mass transfer in the adsorbent of a solar adsorption cooling system with glass tube insulation", *Energy*, Volume 28, 2003, Pages 1511– 1527.
- [62] H. M. Benabdaellah, " Étude expérimentale de production frigorifique par adsorption solide : application à la conception d'une plateforme de tri-génération à partir de biomasse en milieu rurale", Thèse de magistère, Université M'Hamed Bougara , Boumerdess, 2011.
- [63] M. Ben Chanaa, "Valorisation de machines frigorifiques à adsorption sur zéolithes ", *Thermochimicu Actu*, Volume 175,1991, Pages 149-173
- [64] Z. Belkacemi, "modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire a adsorption", Thèse de magistère, Université de Batna, 2007
- [65] G. Cacciola , G. Restuccia, "Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model" , *International Journal of Refrigeration*. Volume 18, 1995, Pages 100 -106,
- [66] A. Attomki, M. Hakonen, "Zeolite heat pump-adsorption of methanol In synthetic zeolites 13X, 4A and 5A", *International Journal of Refrigeration*, Volume 9, 1986, Pages. 240-244
- [67] A.A. Askalany, M. Salem, I.M. Ismael , A.H.H. Ali M.G. Morsy, B B. Saha "An overview on adsorption pairs for cooling", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 19, 2013, Pages 565–572.
- [68] E. Passos, F. Meunier, J.C. Gianola, "Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon", *Journal of Heat Recovery Systems*, Volume 6, 1986, Pages 259-264
- [69] R.E. Critoph, "Adsorption refrigerator using carbon-ammonia pair", *International Journal of Refrigeration* , Volume 20, 1997, Pages 146-155.
- [70] A. Boubakri, "Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco) - influence of meteorological parameters ", *Renewable energy* , Volume 2 1992, Pages 15-21.
- [71] R.E. Critoph, "Performance limitation of adsorption cycle for solar cooling", *Solar Energy*, Volume 41 , 1988, Pages 21-31
- [72] J.J. guilleminot, F. Meunier, "Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model", *Solar Energy*, Volume 69, 2000, Pages 249-263

- [73] J. Bougard, A. Mimet, G. Veronikis, "Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly", *Applied Thermal Engineering*, Volume 24, 2004, Pages 2537-2555
- [74] A. Al Mers, A. Azzabakh, A. Mimet, H. El Kalkha, "Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair" ,*Applied Thermal Engineering*, Volume 26, 2006, Pages 1866–1875
- [75] R. E. Critoph, "activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping", *Carbon*, Volume 27, 1989, Pages 63-70
- [76] H. Chen-Chia, C. Hsiu-Mei, C. Chien-Hung, "Hydrogen adsorption on modified activated carbon", *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 35, 2010, Pages 2777–2780
- [77] K. Yoshitsugu, K. Yasuaki, K. Akihiko, S. Nobuaki, H. Tetstuya, H. Tatsumi, et al., "Hydrogen adsorption and desorption by carbon materials", *Journal of Alloys and Compounds*, Volume 421, 2006, Pages 204–208
- [78] N. R. Firas, P. A. Webley, "Entropic effects and isosteric heats of nitrogen and carbon dioxide adsorption on chabazite zeolites", *Microporous Mesoporous Materials*, Volume. 132, 2010, Pages. 22–30
- [79] Y. Zhong R.E. Critoph, R. Thorpe, "Evaluation of the performance of solid sorption refrigeration systems using carbon dioxide as refrigerant", *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, 2006, Pages 1807–1811
- [80] B.B. Saha, K. Habib, I. El-Sharkawy, S. Koyama, "Adsorption characteristics and heat of adsorption measurements of R-134a on activated", *International Journal of Refrigeration*, Volume 32, 2009, 1563–1569
- [81] A.A. Askalany, M. Salem, I.M. Ismael, A.H.H. Ali, M.G. Morsy, "Experimental study on adsorption–desorption characteristics of granular activated carbon/R134a pair", *International Journal of Refrigeration*, Volume 35, 2012, Pages 494–498
- [82] K. Habib, B.B. Saha, K.A. Rahman, A. Chakraborty, S. Koyama, K.Ng Choon, "Experimental study on adsorption kinetics of activated carbon/R134a and activated carbon/R507A pairs", *International Journal of Refrigeration*, Volume 33, 2010 Pages 706–713

- [83] <http://www.engr.umd.edu/~nsw/ench250/antoine.dat>
- [84] Isodoro Martinez, Vapour pressure for liquid-vapour equilibrium
- [85] Isodoro Martinez, Properties of liquids
- [86] B. Ambrożek, K. Zwarycz-Makles, W. Szaflik , "Equilibrium and heat of adsorption for selected adsorbent-adsorbate pairs used in adsorption heat pumps", polska energetyka słoneczna, 2012, page 1-4
- [87] M. Pons and Ph. Grenier, "A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the Activated Carbon + Methanol pair", Carbon, Volume 24, 1986, Pages 615-625
- [88] H. Demir, M.Mobedi, S. U lku, "Effect of porosity on heat and mass transfer in a granular adsorbent bed" Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 36 2009, Pages 372- 377

Etude des Transferts de Chaleur et de Masse dans une Machine Frigorifique à Adsorption Solaire

Résumé:

Le but de cette thèse est l'étude de l'influence des paramètres constructive d'un lit d'adsorption sur les performances d'un groupe de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption et sur la distribution de la température de l'adsorbant, la concentration de l'adsorbat et la pression dans le lit d'adsorption.

Dans le cadre du choix du couple adsorbant/adsorbat, une étape très importante pour l'optimisation des performances d'une machine frigorifique à adsorption, un modèle statique d'une machine à cycle de base de production de froid a été développée ainsi qu'un code de calcul en Fortran correspondant à ce modèle a été développé, ce qui permet le bon choix du couple adsorbant/adsorbat.

Une étude numérique des performances d'un groupe de production d'eau glacée à deux lits d'adsorption et l'influence des dimensions du lit, la vitesse du fluide de transfert de chaleur, le diamètre de la particule de l'adsorbant et la période d'adsorption/désorption et la pression de condensation sur la distribution de la température de la partie solide, la concentration de l'adsorbat et la pression a été réalisée dans cette étude.

Un modèle de non-équilibre thermique bidimensionnel local transitoire qui prend en compte les résistances de transfert de masse interne et externe a été développé pour simuler le fonctionnement du groupe de production de froid à adsorption. Les transferts de masse interne et externe ont été modélisés par le modèle de la force motrice linéaire (LDF) et la loi Darcy, respectivement.

Enfin, les résultats de ce travail peuvent être considérés comme des informations utiles pour les concepteurs de ce type de groupe de production d'eau glacée à adsorption.

Les mots clés : Adsorption, Froid, Gel de silice/eau, Force motrice linéaire (LDF), Modélisation, COP

Study of Heat and Mass Transfer in a Solar Adsorption Cooling Machine

The abstract:

The aim of this thesis is to study the influence of the constructive parameters of an adsorption bed on the performance of a two-bed adsorption chiller and on the temperature distribution of the adsorbent, the rate of the adsorbate and the pressure in the adsorption bed. In the context of the choice of the adsorbent-adsorbate couple, a very important step in optimizing the performance of an adsorption refrigeration machine, a static model of an adsorption cooling machine was developed. A FORTRAN computation code corresponding to this model has been established allowing the best choice of the adsorbent-adsorbate couple. The performance of two adsorbent bed silica gel-water adsorption chiller and the influences of its adsorbent bed dimensions, the velocity of heat exchange fluid and the adsorbent particle diameter on the transient distributions of the solid phase temperature, adsorbate concentration and the pressure are numerically examined in this study. A transient two-dimensional local thermal non-equilibrium model that takes into account both internal and external mass transfer resistances is developed to simulate the adsorption chiller considered herein. The internal and external mass transfers are predicted by the linear driving force (LDF) model and Darcy's equation, respectively. The results of our simulations provide useful guidelines for the design of this type of adsorption chillers.

Keywords: Adsorption, Cooling, Silica gel/water, Linear driving Force Model (LDF), COP

دراسة انتقال الحراري و المادي في آلة تبريد بالامتزاز الحراري

تلخيص:

إن الهدف من هذه الأطروحة دراسة فعالية لآلة إنتاج ماء مجمد ذات سريرين للامتزاز و تأثير قياسات سرير الامتزاز سرعة مائع الناقل للحرارة و قطر جزيئية المادة الماصة على توزيع درجة حرارة للمادة الماصة ، تركيز المادة الممتزة و الضغط.

في إطار اختيار الزوج الممتز الممتزة الذي هو مرحلة هامة في تحسين فعالية ماكينة التبريد بالامتزاز طورنا نموذج ستاتيكي لماكينة التبريد بالامتزاز و برنامج الحاسوبي أيضا بلغة البرمجة الفور ترون لهذه الماكينة الذي يضمن لنا أفضل اختيار لزوج الممتز الممتزة.

دراسة فعالية لآلة إنتاج ماء مجمد ذات سريرين للامتزاز الشمسي و تأثير قياسات سرير الامتزاز سرعة مائع الناقل للحرارة و قطر جزيئية المادة الماصة و فترة الامتزاز/الافتكاك و ضغط التمييه على توزيع درجة حرارة للمادة الماصة ، تركيز المادة الممتزة و الضغط أتمت في هذه دراسة. قانون مبني على عدم التجانس الحراري و أخذنا بالاعتبار مقاومة انتقال المادة داخل و خارج جزيئية المادة الماصة تم أيضا تطويره. تم احتساب انتقال المادة داخل و خارج جزيئية المادة الماصة بقوانين القوة الداخلية الدافعة و قانون دارسي، احتراماً.

و في الأخير يمكن اعتبار المعلومات المستقاة من هذه الدراسة معلومات مفيدة للمطورين هذا النوع من آلات التبريد بالامتزاز.

الكلمات الدلالية : امتزاز، تبريد، جال السيليس الماء