

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

Mémoire de Master

Filière : Mécanique

Option : Optimisation des systèmes énergétiques

MODELISATION D'UNE INSTALLATION DE
CLIMATISATION SOLAIRE A ABSORPTION MUNIE D'UN
SYSTEME DE STOCKAGE PAR MATERIAUX A CHANGEMENT
DE PHASE

Réalisé par :

ELIAS ABDENOUR

Promoteur :

Pr B. BOUMEDDANE

Session Juin 2015

Abstract

Air conditioning is one of the major consumers of electrical energy in many parts of the world. The demand can be expected to increase because of the changing working times, increased comfort expectations and global warming. With more air conditioning units, the electricity demand has been rising thereby increasing the use of fossil fuels and nuclear energy. A drastic change, therefore, should be implemented in the energy structure of the countries.

Solar radiation as a sustainable energy resource is one of the most available forms of energy on the earth surface, which could reduce the fossil fuel consumption and CO₂ emission to the atmosphere. Solar cooling is a possible technological alternative to conventional air conditioning systems that has recently attracted a growing interest. Since the solar energy is available for only fraction of the day and its availability depends on several factors such as latitude and sky clearness, the storage of it is an important concern. Thermal energy storage is a practical way in conserving the solar energy as it can reduce the discrepancy between the energy supply and demand. Latent heat storage units (LHSU) using phase change materials (PCMs) are promising candidates as heat storage media.

In this thesis, the behavior of solar single effect absorption system integrated with LHSU was investigated. The mathematical model for the single effect absorption system and LHSU based on the mass and energy balances and heat transfer equations were developed. The model of the absorption system was implemented in EES and the one of LHSU was implemented in FORTRAN. The behavior of each system for different control parameters was investigated.

Résumé

La climatisation est l'un des plus gros consommateurs d'électricité dans le monde. La demande à cette énergie est de plus en plus forte à cause de l'écart entre la consommation et la demande, l'exigence de plus en plus élevée du confort de la part de l'individu et le réchauffement climatique, une solution propre et durable est primordiale pour assurer le confort de l'homme et la préservation de notre environnement.

L'énergie solaire est l'une des sources les plus abondantes sur terre. La climatisation solaire est une technologie alternative à la climatisation classique, elle a suscité un grand intérêt de la part des scientifiques ces dernières années.

Comme l'énergie solaire est intermittente entre le jour et la nuit et le mauvais temps, le stockage de la chaleur est nécessaire pour assurer un fonctionnement permanent de notre système d'où le recours à une cuve de stockage. Les matériaux à changement de phase ont un grand potentiel de stockage thermique ce qui nous amène à utiliser ces matériaux dans le stockage thermique.

Dans ce mémoire le comportement d'une machine à absorption simple effet liée par une cuve de stockage de chaleur par un matériau à changement de phase est étudié. Dans la cuve de stockage, un modèle mathématique basé sur les équations de conservation de masse et d'énergie et les équations de transfert de chaleur est développé. Pour la machine à absorption le modèle mathématique est développé à partir des équations de conservation d'énergie et de masse et ce dernier est implémenté dans EES, les résultats obtenus sont exposés sous forme de courbes, tandis que pour la cuve de stockage le code de calcul est réalisé dans FOTRAN et les résultats sont tracés avec EXCEL .

Remerciement

Ce travail est réalisé dans le département de mécanique à l'université de Blida, beaucoup de gens m'ont aidé afin de mener ce projet à terme.

Je tiens à remercier en premier lieu mon promoteur le Professeur BOUMEDDANE qui m'a beaucoup aidé et guider durant tout mon parcours de master et mon projet de fin d'étude et la confiance qui a placé en moi et surtout le temps qu'il m'a accordé malgré ses obligations.

Je tiens à remercier aussi le Dr HAMID pour ces précieux conseils et tout l'intérêt qui a accordé à mon projet.

Je remercie Mr Melbous, le Pr benkhedda et tous les enseignants qui m'ont formé durant ces 2 années.

Mes remerciements s'adressent aussi à mes camarades et ami, Linda, Abdellah et Souad et mes amis à la cité.

Dédicace

A ma mère :

« Tu m'as donné la vie, le courage, l'amour pour réussir.

Rien au monde ne peut remplacer ton affection.

En témoignage je t'offre ce modeste travail. »

« Merci maman »

A mon père

« L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne la plus

Digne de mon estime et de mon respect »

A mon oncle

« Celui qui m'a élevé, qui ma guider et qui m'a transmis toute sa sagesse »

Table des matières

RESUMES.....	
REMERCIEMENTS.....	
TABLES DES MATIERES.....	
LISTES DES TABLEAUX ET FIGURES.....	
NOMENCLATURE.....	
INTRODUCTION	1
CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE.....	3
I.1 Introduction.....	3
I.2 Les matériaux à changement de phase.....	3
I.3 Classification des PCMs.....	4
I.3.1 Les PCMs inorganiques.....	4
I.3.2 Les PCMs organiques.....	5
I.3.3 Les PCMs eutectiques.....	5
I.4 Technologies utilisés dans la climatisation solaire.....	6
I.4.1 Techniques basées sur l'utilisation de l'énergie électrique.....	7
I.4.2 Techniques basées sur un processus thermodynamique.....	7
I.4.3 Techniques basées sur la sorption d'un gaz et les systèmes à dessiccation.....	7
I.4.3.1 Cycle à absorption.....	8
I.4.3.1.a Cycle à absorption simple effet.....	8
I.4.3.1.b Cycle à absorption double effet.....	10
I.4.3.2 Cycle à adsorption.....	11
I.5 Climatisation solaire.....	12
I.5.1 Système solaire à absorption.....	12
I.5.2 Système solaire à absorption LHS.....	12

I.5.3 Système solaire à absorption LHS-ATES.....	14
I.6 Réception Solaire Thermique.....	14
I.6.1 Les absorbeurs.....	14
I.6.2 La réception directe.....	15
I.6.2.1 Réception par capteurs simples.....	15
I.6.2.2 Réception par capteurs évolués.....	16
I.6.3 La réception à concentration.....	17
I.6.3.1 Réception à concentration à une seule direction.....	17
I.6.3.2 Réception à concentration à deux directions.....	18
I.7 Etat de l'art.....	19
I.7.1 Climatisation solaire.....	19
I.7.2 Stockage par PCMs.....	19
I.8 Objectif recherché.....	19
CHAPITRE II MACHINE A ABSORPTION.....	21
II.1 Introduction.....	21
II.2 Phénomène thermique.....	21
II.3 Machine thermique.....	23
II.4 Machine frigorifique et pompe à chaleur.....	23
II.5 Machine à énergie mécanique (Système ditherme).....	24
II.5.1 Machine à compression de vapeur	24
II.6 Machine consommant de l'énergie thermique.....	26
II.7 La machine à absorption.....	27
II.7.1 Description du cycle d'une machine à absorption simple effet.....	27
II.7.2 Description du cycle thermodynamique.....	28

II.7.3 Machine à absorption double effet.....	30
II.7.4 Couples utilisés dans la machines à absorption.....	30
II.7.5 Modélisation de la machine à absorption simple effet.....	31
II.7.5.1 Description du dispositif solaire d'absorption.....	32
II.7.5.2 Modélisation mathématique.....	33
II.8 Conclusion.....	40
CHAPITRE III CUVE DE STOCKAGE.....	41
III.1 Introduction.....	41
III.2 Principe de stockage d'énergie thermique.....	41
III.2.1 Stockage par chaleur sensible.....	41
III.2.2 Stockage par chaleur latente.....	42
III.2.3 Stockage thermochimique.....	42
III.3 Application du MCP pour le stockage thermique.....	43
III.4 Sélection du PCM.....	46
III.5 Modélisation.....	48
III.5.1 Présentation du système physique.....	48
III.5.2 Caractéristiques géométriques et thermique.....	48
III.5.2.1 Diamètre équivalent.....	48
III.5.2.2 La porosité.....	49
III.5.2.3 Longueur caractéristique.....	49
III.5.2.4 Surface d'échange.....	49
III.5.2.5 Taux de surface de contact.....	49
III.5.2.6 Coefficient d'échange.....	50
III.5.3 Hypothèse simplificatrice.....	50
III.5.4 Modèle mathématique.....	51

III.5.5	Discrétisation et résolution des équations.....	53
III.6	Conclusion.....	55
CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION.....		56
IV.1	Introduction.....	56
IV.2	Présentation des logiciels EES et FORTRAN.....	56
IV.3	Caractéristiques physiques et géométriques des systèmes étudiés.....	56
IV.3.1	Cuve de stockage.....	56
IV.3.2	Machine à absorption.....	57
IV.4	Présentation et discussion des résultats de la cuve de stockage.....	57
IV.4.1	Mode stockage.....	57
IV.4.2	Mode déstockage.....	62
IV.5	Présentation et discussion des résultats de la machine à absorption.....	64
IV.6	Conclusion	66
V. CONCLUSION GENERALE.....		67
REFERENCES.....		68
ANNEXE.....		70

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Propriétés de quelques matériaux à changement de phase	6
Tableau 2.1 : Mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique.....	21
Tableau 2.2 : Comparaison des propriétés des couples d'absorption les plus utilisés dans la machine à absorption (Herold et al.1996).....	31
Tableau 3.1 : PCM sélectionnés pour des applications de climatisation solaire par absorption niveau de température [100-150].....	46
Tableau 3.2 : PCM sélectionnés pour des applications de climatisation solaire par absorption niveau de température [79-96].....	46
Tableau 3.3 : Propriétés thermo-physiques du PCM et du HTF utilisés dans le sujet	47
Tableau 4.1 : Températures des composants de la cuve.....	56
Tableau 4.2 : Paramètres nominaux de la machine à absorption.....	57
Tableau 4.3 : Résultats de la simulation de la machine à absorption.....	58

Liste des figures

Figure 1.1 Classification des PCMs.....	4
Figure 1.2 Différents procédés utilisés dans la climatisation solaire.....	6
Figure 1.3 Comparaison entre les différentes technologies.....	8
Figure 1.4 Cycle frigorifique à absorption.....	9
Figure 1.5 Cycle frigorifique à double effet.....	10
Figure 1.6 Description du cycle frigorifique à adsorption.....	11
Figure 1.7 Système de climatisation par absorption.....	12
Figure 1.8 Cycle à absorption avec tour de refroidissement.....	13
Figure 1.9 Système à absorption LHS-ATES.....	14
Figure 1.10 Absorbeur PTR70.....	15
Figure 1.11 Le capteur Tubo 12 CPC.....	16
Figure 1.12 Vue d'une boucle de captage à cylindre-paraboliques « Andasol-1 ».....	17
Figure 1.13 Variantes de réflecteurs à deux axes.....	18
Figure 2.1 Schéma de principe de fonctionnement des machines thermiques.....	22
Figure 2.2 Principe d'une machine frigorifique et d'une pompe à chaleur.....	23
Figure 2.3 Système ditherme.....	24
Figure 2.4.a Schéma d'une machine à compression de vapeur.....	25
Figure 2.4.b Cycle de fonctionnement dans le diagramme (T.S).....	25
Figure 2.5 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique et pompe à chaleur.....	26
Figure 2.6 Schéma de principe d'une machine à absorption à simple effet	28
Figure 2.7 Présentation du cycle d'absorption simple effet dans le diagramme d'Oldham.....	28
Figure 2.8 Présentation du cycle d'absorption simple effet dans le diagramme de Merkel.....	29
Figure 2.9 Schéma représentatif d'un cycle double effet.....	30

Figure 2.10 Groupe de climatisation solaire par absorption	32
Figure 2.11 Schéma représentatif de la machine étudiée.....	33
Figure 2.12 Générateur.....	34
Figure 2.13 Absorbeur	36
Figure 2.14 Echangeur interne.....	37
Figure 2.15 Condenseur.....	38
Figure 2.16 Evaporateur.....	39
Figure 3.1 Densité de stockage en fonction du procédé.....	43
Figure 3.2 Schéma accumulateur sous forme parallélépipédique.....	44
Figure 3.3 Changement de phase dans un accumulateur cylindrique.....	45
Figure 3.4 Capsules sphérique.....	45
Figure 3.5 Schéma détaillé d'une capsule.....	45
Figure 3.6 Courbe enthalpique de l'Erythritol.....	47
Figure 3.7 Schéma cuve de stockage.....	48
Figure 4.1 Evolution de la température du PCM en fonction du temps.....	57
Figure 4.2 Evolution de la température du PCM suivant la profondeur de la cuve.....	58
Figure 4.3 Evolution de la température du fluide en fonction du temps.....	59
Figure 4.4 Evolution de la chaleur stockée en fonction du temps.....	60
Figure 4.5 Profils de température du PCM en fonction du coefficient de convection.....	61
Figure 4.6 Profils de température du PCM en fonction de T_{in}	61
Figure 4.7 Variation du taux de liquide en fonction du débit du fluide.....	62
Figure 4.8 Profils de température du PCM lors du déstockage.....	62

Figure 4.9 Autonomie de stockage en fonction de la puissance.....	63
Figure 4.10 Schéma de la machine à absorption.....	64
Figure 4.11 Variation du COP en fonction de T_g et T_e	65
Figure 4.12 Variation du COP en fonction de T_g et T_c	65
Figure 4.13 Variation du COP en fonction de T_e et T_c	66

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
x	Concentration	-
P	Pression	bar
h	Enthalpie massique	KJ/Kg
T	Température	°C
T_m	Température de fusion	°C
Q	Quantité de chaleur	KJ
\dot{Q}	Puissance calorifique	KW
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	kJ/kg K
w	Travail	kJ
ρ	Masse volumique	kg/m ³
t	Temps	S
FR	Taux de circulation	-
Eff	Efficacité de l'échangeur	-
COP	Coefficient of performance	-
L	Chaleur latente de fusion	kJ/kg
d	Diamètre équivalent	m
D	Diamètre de la cuve	m
a	Taux de surface	m ⁻¹
U	Vitesse du fluide	m/s
h_v	Coefficient d'échange volumique	watt/m ³ k

h_{cf}	Coefficient d'échange surfacique	watt/m ² k
Δx	Élément de longueur	m
dt	Pas de temps	S

Indices

Désignation

$libr$	Bromure de Lithium
e	Evaporateur
a	Absorbeur
c	Condenseur
g	Générateur
f	Fluide
ca	Capsules
l	Liquide
s	Solide
h	Haute
b	Basse

Lettres Grec

Désignation

Unité

ξ	Longueur caractéristique	m
ε	Porosité	-
Δ	Variation	-

INTRODUCTION GENERALE

La recherche de meilleures conditions de vie et de confort a conduit l'homme à une intensification de consommation de l'énergie sous ses différentes formes (pétrole, gaz, charbon, électricité, etc.). Cette tendance a engendré des effets néfastes pour la planète tels que la pollution de l'atmosphère, l'effet de serre, la désertification, la fonte des glaciers, la perforation de la couche d'ozone, etc.

La prise de conscience mondiale des dangers qui guettent la terre, a conduit les chercheurs et les industriels à développer des modes d'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie dans les procédés industriels [1]

La difficulté du marché des énergies fossiles liée à l'économie d'un monde en crise, outre les contraintes environnementales, rendent indispensable le recours à des énergies propres et durables connues sous le nom d'énergies renouvelables. Les coupures répétées d'électricité dues aux surcharges des réseaux de distribution de celle-ci qu'a connues la majorité des villes algériennes en été 2012 à titre d'exemple et qui ont causé des dommages de matériel électrique et de denrées alimentaires par défaut de conservation sont une preuve concrète de l'influence négative de l'utilisation des machines de climatisation fonctionnant avec de l'énergie électrique qui connaissent une forte utilisation en été et consomment de fortes quantités d'énergie. L'utilisation des énergies renouvelables, et plus particulièrement celle de l'énergie solaire pour contribuer à la climatisation estivale est une alternative remarquablement attirante, puisque le maximum d'énergie solaire reçue par la terre correspond à celui des besoins en froid. Outre les systèmes faisant appel à la conversion de l'énergie solaire en énergie électrique, les technologies utilisant directement l'énergie solaire thermique sont les plus performantes, l'une d'entre elles est abordée dans le présent travail, il s'agit de la climatisation par absorption.

Il existe de multiples configurations possibles d'installations solaires de rafraîchissement de locaux. Les deux systèmes couplage capteurs solaires thermiques et machine frigorifique à sorption (absorption ou adsorption), et couplage capteurs solaires thermiques à un système de conditionnement d'air par rafraîchissement évaporatif (DEC) ont fait l'objet de réels travaux de développement et d'opérations de démonstration de taille significative. [2]

Le système que nous proposons d'étudier est un couplage de capteur solaire couplé à une machine à absorption dotée d'une cuve de stockage avec un matériau à changement de phase.

INTRODUCTION GENERALE

Dans le premier chapitre nous abordons les matériaux utilisés pour le stockage de chaleur par changement de phase suivi par les différents systèmes de réfrigération utilisant l'énergie solaire et les travaux qui ont été réalisées dans ce sens.

Le deuxième chapitre fait un rappel sur les machines tri thermes et les machines frigorifiques à compression de vapeur, suivie d'une synthèse sur la machines à absorption et on termine par une modélisation d'une machine à absorption en établissant les équations thermodynamiques régissant chaque composant du système.

Dans le troisième chapitre nous étudions un système de stockage par chaleur latente représenté par une cuve de stockage remplie par des capsules contenant du PCM et ce en présentant les équations qui régissent le transfert thermique entre les capsules et le fluide caloporteur et en discrétisant ces dernières par la méthode des différences finies.

Dans le quatrième chapitre nous présentons les différents résultats obtenus lors de la simulation sous forme de graphes suivis par une discussion de ces résultats.

I.1 Introduction

La demande des nouvelles technologies pour des soucis environnementaux, la carence énergétique et son coût élevé ont causé un regain d'intérêt de la part des scientifiques ces trente dernières années, depuis quelques années, l'utilisation des énergies renouvelables telles que, l'énergie solaire, éolienne, géothermique, et la biomasse, ont trouvé leur place dans des applications domestiques et industrielles. L'utilisation de l'énergie solaire est un moyen prometteur pour réduire la consommation des énergies fossiles et les émissions de CO₂ dans l'atmosphère. L'énergie solaire a deux inconvénients, l'intermittence et la dispersion. Ainsi le rendement et le stockage économique sont les principaux facteurs dans l'utilisation de l'énergie solaire.

Les matériaux à changement de phase pour le stockage d'énergie PCM¹ ont prouvé un grand potentiel dans les applications de l'énergie solaire. Contrairement aux matériaux de stockage à chaleur sensibles (eau, galets...) les matériaux de stockage à chaleur latente stockent beaucoup plus de chaleur par unité de volume, un autre avantage de ces matériaux réside dans le fait que le stockage et la restitution de la chaleur se fait à température constante, ce qui les rend idéals pour des applications comme le chauffage. [6]

Dans ce chapitre on abordera les PCM et les différentes technologies utilisées dans la climatisation solaire et on va faire un état d'art de quelques travaux qui ont été fait dans la climatisation solaire.

I. 2 Les matériaux à changement de phase (PCMs)

Les PCM sont des matériaux de stockage thermique par changement de phase, ils utilisent leurs propriétés chimiques pour stocker et restituer la chaleur. Ce transfert thermique survient lors d'un changement de phase liquide-solide ou solide-liquide. Les PCM utilisés pour le stockage doivent avoir les propriétés suivantes :

- Importante quantité de chaleur latente et chaleur spécifique par unité de volume et masse.
- Doit être abondant avec un faible coût.

¹ Phase change materials

- Ne se dégrade pas au cours des cycles.
- Avoir un faible changement de volume durant la solidification.
- Qui ne présente pas de risque d'inflammabilité ou nocivité.
- Stabilité chimique, non corrosif.
- Point de fusion adaptée avec le système utilisé.
- Basse pression de vaporisation dans les températures opérationnelles. [6]

I. 3 Classification des PCMs

Parmi les MCP subissant cette transformation, nous avons trois groupes de matériaux : les inorganiques, les organiques et les eutectiques.

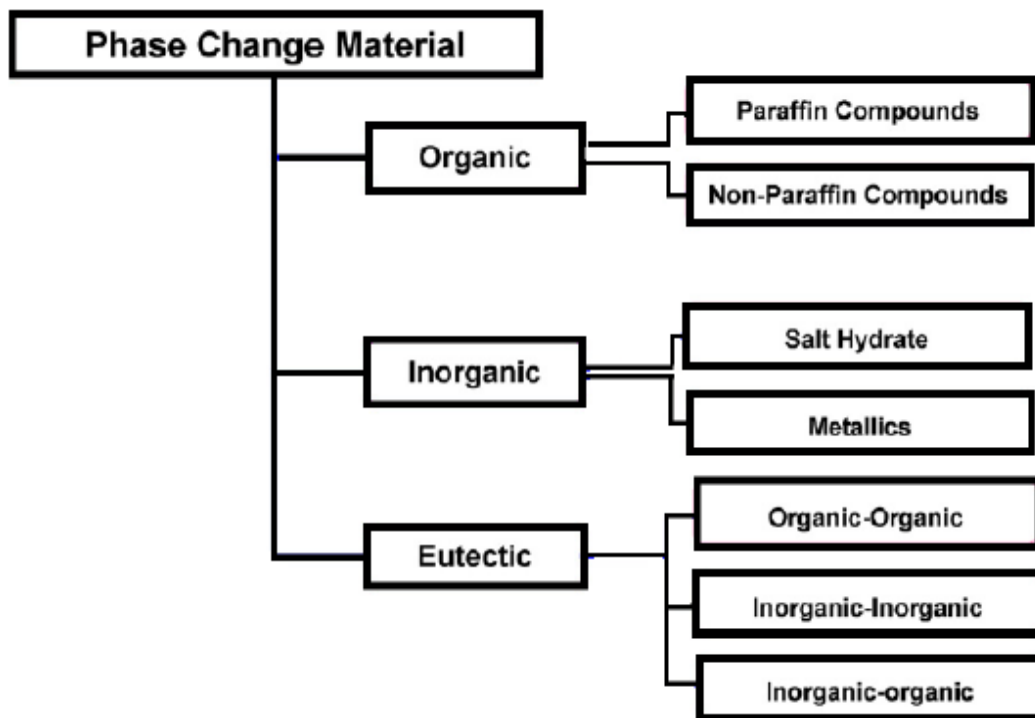


Figure 1.1 Classification des PCM

I.3.1 Les PCMs inorganiques

Les matériaux ou les substances inorganiques ont une température ou une plage de températures de fusion comprise entre $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $+1000\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les plus utilisés sont, les solutions aqueuses de sel (température de fusion inférieure à $0\text{ }^{\circ}\text{C}$), des sels hydratés (température de fusion comprise entre $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $130\text{ }^{\circ}\text{C}$), des mélanges de sels, des mélanges de métaux (température de fusion supérieur à $150\text{ }^{\circ}\text{C}$). Ils ont plusieurs

avantages : ils ont une chaleur latente importante et une haute conductivité thermique. Ils ont une fusion nette (c'est-à-dire une plage de fusion étroite). Ils sont non-inflammables et ils ont un coût d'investissement abordable. Ils sont en général facilement disponibles. Les problèmes majeurs rencontrés lors de leurs utilisations sont en rapport avec la ségrégation², la corrosion et la surfusion³ nécessitant ainsi l'utilisation d'agent de nucléation afin d'être fiables. [7]

I.3.2 Les PCM organiques

Les matériaux ou les substances organiques ont une température ou une plage de température comprise entre 0° C et 150°. Les plus utilisés sont essentiellement à base de paraffine, des acides gras et des alcools de sucre. Ils comportent certains inconvénients, comparés aux avantages des MCP inorganiques : ils ont une plus faible conductivité à l'état solide et à l'état liquide, ils ont une chaleur latente de fusion plus faible, ils sont inflammables. Par contre, ils ont des avantages majeurs ; ils sont disponibles dans une large gamme de températures et sont compatibles avec les matériaux conventionnels de construction, ils sont chimiquement stables et ne nécessitent pas l'utilisation d'agents de nucléation. Ils sont non réactifs la plus part du temps et ils sont recyclables. [7]

I.3.3 Les PCM eutectiques

Les MCP eutectiques sont des substances composées de plusieurs MCP purs. En général, ce sont des mélanges de MCP organiques et inorganiques (organique inorganique, inorganique-inorganique). Ils ont deux principaux avantages ; ils ont un point de fusion net similaire à une substance pure et leurs chaleurs latentes volumétriques sont légèrement supérieures à celle des composés organiques purs. Leurs deux principaux inconvénients sont que l'on a peu de données disponibles sur les propriétés thermiques de ces matériaux et ils sont peu utilisés au niveau des systèmes industriels. [7]

² Ségrégation : problème lié à la séparation des phases lors du stockage

³ Surfusion : état entre 2 températures T-Nucléation et T-Fusion qui engendre une instabilité pour les PCM

Matériaux		Température de fusion (°C)	Enthalpie de fusion (kJ/kg)
PCMs Organiques	Eau	0	333.6
	Stéarate de butyle	19	140
	L'acide caprique-laurique	21	143
PCMs Inorganiques	KF.4H ₂ O	18.5	231
	Mn(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	25.8	125.9
	Na ₂ SO ₄ .10H ₂ O	32	251
PCMs Eutectiques	66,6%CaCl ₂ .6H ₂ O+33,3%Mgcl ₂ 0.6H ₂ O	25	127
	48%CaCl ₂ +4,3% NaCl+47,3%H ₂ O	26,8	188
	47%Ca(NO ₃) ₂ .4H ₂ O+53%Mg(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	30	136

Tableau 1.1: Propriétés de quelques matériaux à changement de phase

I. 4 Technologies utilisés dans la climatisation solaire

Il existe plusieurs technologies développées dans le domaine de la climatisation et la production du froid, on peut citer trois principales technologies : les machines basées sur l'énergie électrique, celles qui utilisent un processus thermomécanique, et les machines à sorption et à dessiccation.

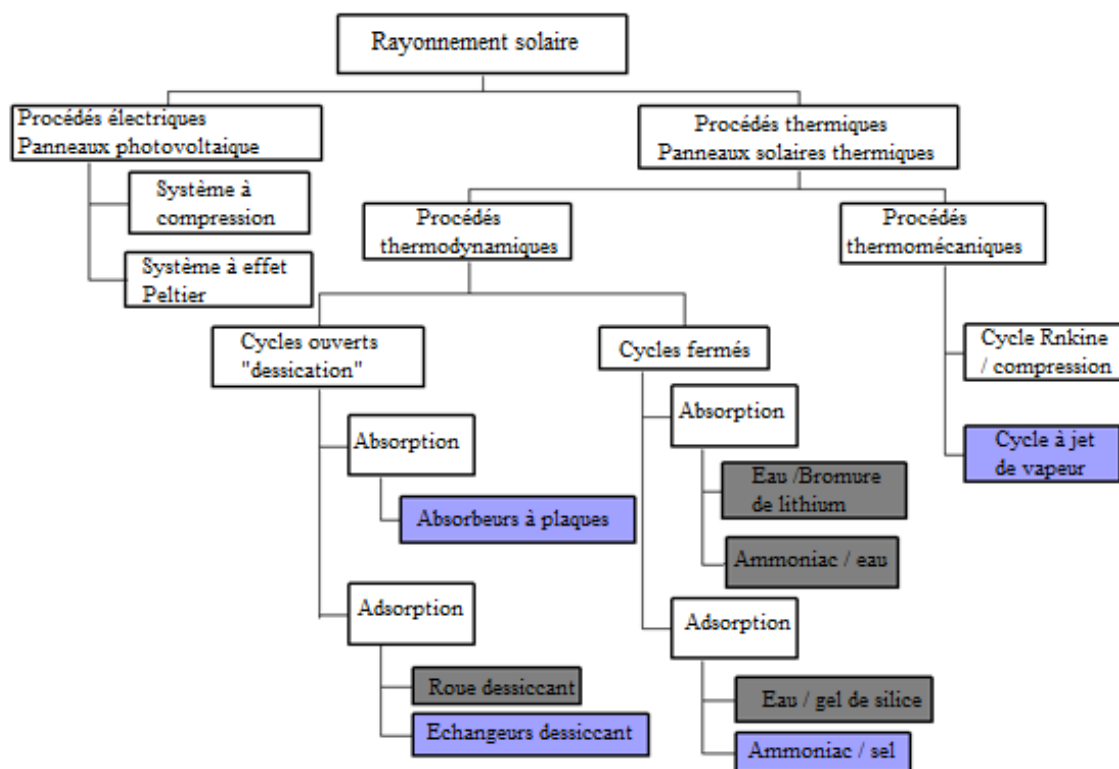


Figure 1.2 : Différents procédés utilisés dans la climatisation solaire

I.4.1 Techniques basées sur l'utilisation de l'énergie électrique.

Le principe des systèmes frigorifiques qui sont basé sur l'emploi de l'électricité est la transformation de l'énergie solaire en électricité à l'aide des capteurs photovoltaïques puis de réutilisé cette dernière dans le système. IL existe deux système :

- **Les systèmes à compression** : On utilise un cycle classique de compression pour produire du froid
- **Les systèmes à effet thermoélectrique (effet Peltier)** : L'effet Peltier, est un phénomène physique de déplacement de la chaleur en présence d'un courant électrique parcourant deux matériaux conducteurs de natures différentes en contact. Ce système n'est pas très utilisé. [3]

I.4.2 Techniques basées sur un processus thermomécanique

A l'aide de champ de captation solaire l'énergie thermique est utilisée pour actionner des centrales de production d'électricité suivant plusieurs cycles :

- **Le cycle de Rankine** : On produit de l'électricité à l'aide d'une turbine actionnée d'un fluide en mouvement. Cette électricité peut être utilisée dans un cycle classique à compression.
- **Le cycle à jet de vapeur** : La chaleur est utilisée pour produire un jet de vapeur à très grande vitesse. Ce jet provoque dans son entourage un vide puissant qui permet de vaporiser de l'eau à faible température dans l'évaporateur et de refroidir l'ambiance. La vapeur ainsi créée rejoint ensuite le flux primaire « moteur » et est refroidie dans le condenseur.

Cette technique est au stade de recherche pour être utiliser avec l'énergie solaire. [3]

I.4.3 Techniques basées sur la sorption d'un gaz et les systèmes à dessiccation.

La sorption est le phénomène physique par lequel une substance se fixe, ou est incorporée dans une autre substance, qui est dans un état physique différent. Il est à distinguer entre les systèmes de sorption ouverts et fermés. Les processus fermés comportent des refroidisseurs à absorption ou à adsorption. Les champs d'application des systèmes fermés sont la production d'eau froide, qui est utilisée pour les stations de ventilation centralisée (déshumidification) ou dans la climatisation décentralisée, c'est-à-dire la climatisation résidentielle. Les systèmes de réfrigération évaporatifs et dessiccante (dessiccante and evaporative cooling system) sont basés

sur les cycles ouverts. Dans ce cas, l'air est directement conditionné c'est-à-dire refroidi et déshumidifié. [3]





Procédé	Cycles Fermés Production d'eau froide		Cycles ouverts Conditionnement d'air	
	Solide	Liquide	Solide	Liquide
Types de sorbants				
Couples fluide frigo/ab(d)sorbant	Eau/silica-gel Ammoniaque/sel	Eau/LiBr Ammoniaque/eau	Eau/silica-gel Zéolite	Eau-Cloride de Lithium
Technologie existante	Refroidisseurs à adsorption	Refroidisseurs à absorption	Desiccant cooling	bientôt disponible
Puissance frigorifique	50-430 kW	35 - 5,000 kW	20 - 350 kW	
Constructeurs	2 au Japon	EU, Asie	Nombreux constructeurs de roues	Allemagne
COP	0.3 - 0.7	0.6 - 0.75 (simple eff.) <1,2 (double effet)	0.5 à >1	>1
Température requise	60 - 95°C	80 - 110°C (simple) 130 - 160°C (double)	45 - 95°C	45 - 70°C
Type de capteurs	Sous-vide et capteurs plans liquides	Sous-vide	Capteurs plans liquides et à air	Capteurs plans liquides et à air

Figure 1.3 : comparaison entre les différentes technologies

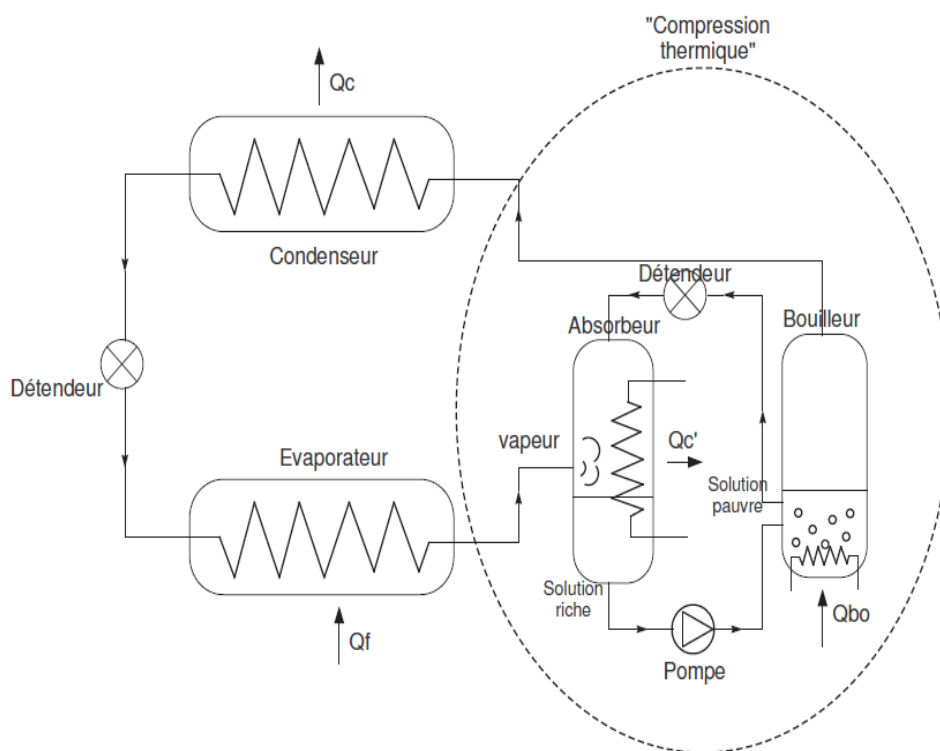
I.4.3.1 Cycle à absorption

I.4.3.1.a Cycle à absorption simple effet [3]

Le cycle à absorption simple effet est un exemple de cycle tritherme⁴. Il peut être vu comme un cycle à compression de vapeur dont la compression est réalisée de manière thermique. Les principaux composants sont les même pour une machines à compression, condenseur, détendeur, évaporateur.

Le compresseur est par contre remplacé par l'ensemble de composants constitué d'un absorbeur, d'une pompe et d'un bouilleur, comme présenté dans la figure 1.4

⁴ Cycle tritherme : qui fonctionne avec 3 Températures, Tf, Tm, Tc.



c

Figure 1.4 : Cycle frigorifique à absorption

1. Le réfrigérant à l'état vapeur à la sortie de l'évaporateur est envoyé dans l'absorbeur où il est absorbé partiellement par le liquide. Ceci est un processus exothermique, il faut donc extraire de la chaleur de l'absorbeur.
2. Une solution riche en réfrigérant est alors pompée de l'absorbeur vers le bouilleur (on passe alors de la basse pression à la haute pression, avec une consommation électrique très inférieure à ce que l'on aurait avec un compresseur).
3. La solution est chauffée par une source de chaleur à haute température afin de désorber le réfrigérant de la solution (phénomène endothermique). Les vapeurs libérées sont alors entraînées vers le condenseur.

Ce cycle met en œuvre au moins 3 sources de chaleur. Une source de chaleur supplémentaire à haute température est en effet nécessaire au niveau du bouilleur afin de désorber le frigorigène contenu dans la solution.

Les puissances frigorifiques des machines à absorption sont généralement de l'ordre de plusieurs centaines de kW froid. Elles sont généralement alimentées par un réseau de chaleur, de la chaleur résiduelle ou une cogénération. La température de la source chaude est généralement au-dessus de 80°C pour des machines à simple effet, avec un COP entre 0,6 et 0,8. Les machines double effet, utilisant la chaleur motrice sur 2 niveaux, nécessitent des

températures supérieures à 140°C, pour des COP pouvant atteindre 1,2. Quelques machines à absorption de capacité inférieure à 50 kW sont disponibles. Pour le rafraîchissement solaire à absorption, ce sont souvent ces petites machines qui sont utilisées. Une machine, développée récemment pour des petites capacités, permet un fonctionnement à charge partielle, avec une température de 65°C et un COP d'environ 0,7, ce qui la rend particulièrement intéressante pour une alimentation solaire. Ceci montre le fort potentiel d'amélioration qui existe encore pour ce type de machines. [3]

I.4.3.1.b Cycle à absorption double effet [1]

L'objectif du cycle frigorifique à double effets est d'augmenter la performance des systèmes à absorption, ou croître leur domaine d'utilisation, en faisant usage de systèmes à étage, ou effet multiples. Les variantes possibles sont nombreuses surtout si l'intérêt porte sur la production simultanée de froid et de chaleur (*thermo frigo pompes*). Le cycle frigorifique à absorption double effets a été introduit durant la période de 1956 à 1958. La figure 1.5 montre ce cycle utilisant le couple LiBr/eau ou la vapeur du réfrigérant générée par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à double effet. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet. (La chaleur issue de la condensation de la vapeur du réfrigérant est utilisée dans le générateur II.

Si toute la vapeur du réfrigérant provenant du premier générateur se condense dans le second générateur, le COP du système devrait être deux fois celui du système à simple effet correspondant. [1]

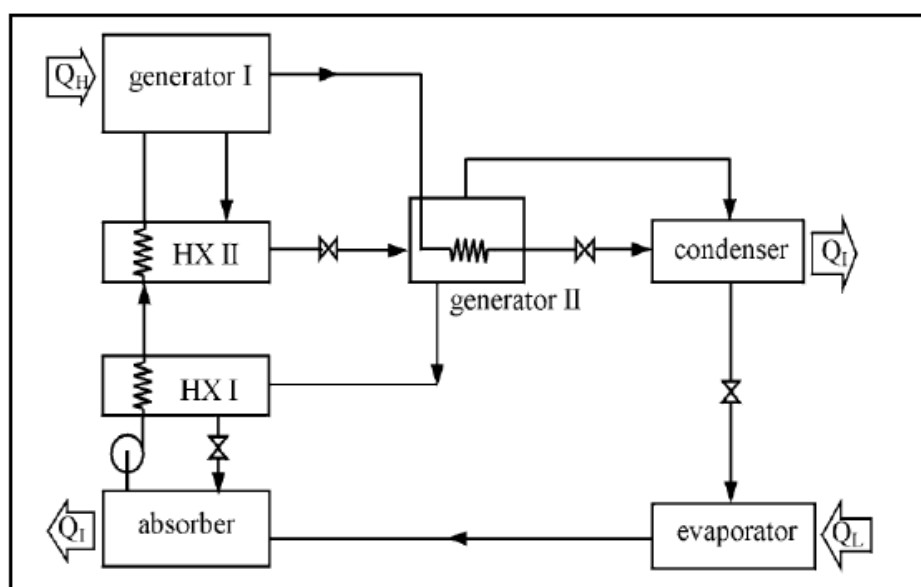


Figure 1.5: Cycle frigorifique à double effet

I.4.3.2 Cycle frigorifique à adsorption

Le principe de base du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption reste le même que celui d'une machine à « compression mécanique » ou que celui d'une machine à absorption.

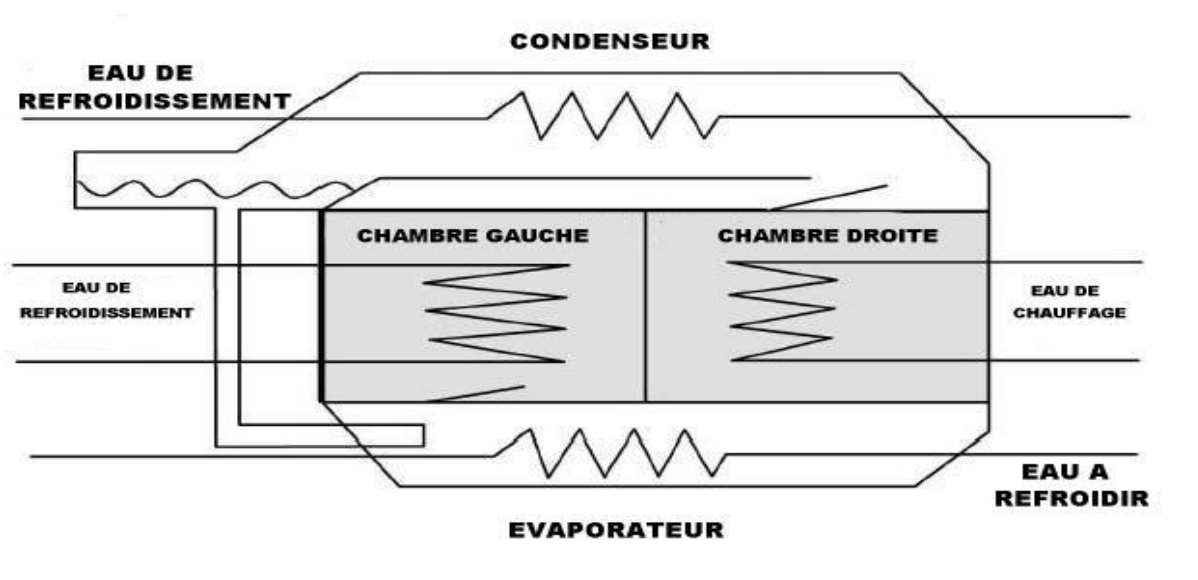


Figure 1.6: description du cycle frigorifique à adsorption

Comme dans toute machine frigorifique, on soutire de la chaleur au niveau de l'évaporateur à la source froide (ici, l'eau à refroidir) et on la restitue au niveau du condenseur à la source chaude (ici l'eau de refroidissement). A la différence des machines frigorifiques traditionnelles, la compression ainsi que la détente sont thermiques.

Etape 1 : Chauffage et compression thermique

La chambre d'adsorption droite (dont l'adsorbant est saturé de vapeur de fluide frigorigène) est isolée et reçoit de la chaleur. La température de l'adsorbant augmente ainsi que sa pression.

Etape 2: Chauffage et désorption + Condensation

La chambre d'adsorption droite continue de recevoir de la chaleur tout en étant connecté au condenseur. La température de l'adsorbant continue d'augmenter ce qui induit la désorption de la vapeur. Cette vapeur résorbée à Haute Pression est liquéfiée dans le condenseur grâce à la circulation d'une eau de refroidissement ($\approx 30^{\circ}\text{C}$) qui correspond à la Source Chaude.

Etape 3: Refroidissement et baisse de pression

La chambre d'adsorption gauche (sans vapeur de fluide frigorigène) est isolée et refroidie par l'eau de refroidissement. La température de l'adsorbant diminue ce qui induit une baisse de pression. Équivalent de la détente pour les machines frigorifiques traditionnelles. [8]

I.5 Climatisation solaire

I.5.1 Système solaire à absorption

Comme le montre la figure (1.7) l'énergie solaire venant du capteur solaire va être stockée dans la cuve de stockage. L'eau chaude venant de la cuve va alimenter le générateur pour séparer la vapeur du réfrigérant de la solution, la vapeur du réfrigérant est condensé dans le condenseur et passe à travers l'évaporateur pour être évaporé à basse pression et température. La solution riche quittant le générateur vers l'absorbeur passe à travers un échangeur de chaleur pour préchauffer la solution pauvre qui entre dans le générateur. Dans l'absorbeur la solution riche absorbe la vapeur du réfrigérant provenant de l'évaporateur. [6]

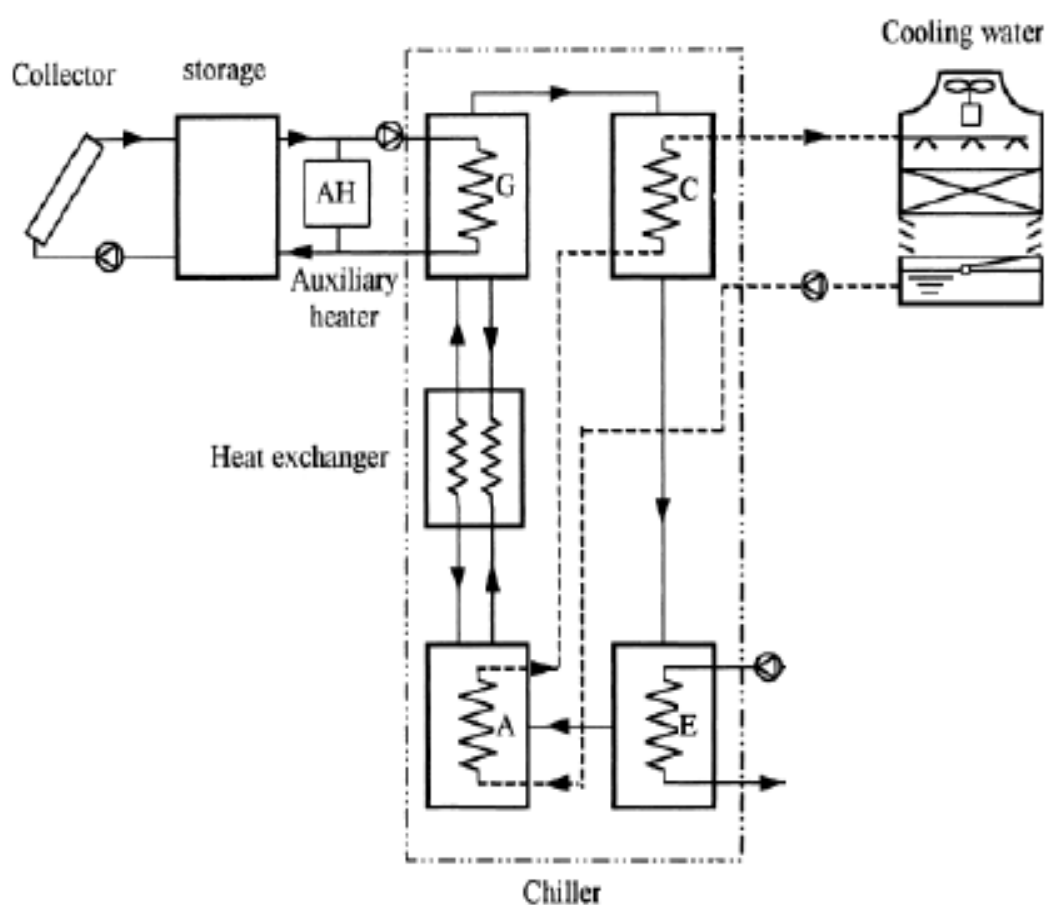


Figure 1.7 : Système de climatisation par absorption

(G : générateur, A : absorbeur, C : condenseur, E : évaporateur)

Un système d'appoint est installé de sorte que lorsque la chaleur alimentant le générateur est insuffisante, le système d'appoint chauffe l'eau provenant de la cuve de stockage pour atteindre la température nécessaire pour le générateur. L'absorbeur et le condenseur sont traversés respectivement par une source d'eau froide pour évacuer la chaleur dégagée, cette eau est refroidie par un refroidisseur d'eau comme le montre (la figure 1.7).

Le principal avantage d'un système d'absorption est que la quantité d'électricité utilisée dans le système est limitée à la pompe à solution qui ne consomme pas beaucoup comme le système à compression de vapeur. [6]

Le coefficient de performance d'une machine à absorption est défini comme le rapport entre la chaleur extraite par l'évaporateur et la chaleur fournie au générateur plus le travail de la pompe :

$$COP_{cool} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad 1.1$$

$$COP_{heat} = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g + W_p} \quad 1.2$$

I.5.2 Système solaire à absorption LHS

La chaleur captée par le collecteur est stockée dans une cuve sous forme de chaleur latente à l'aide des PCMs. Entre la cuve et la machine à absorption il y a un système d'appoint qui alimente le générateur en chaleur si la chaleur fournie par la cuve est insuffisante pour actionner le système. Une source d'eau froide traverse l'absorbeur puis le condenseur et termine dans un tour de refroidissement.

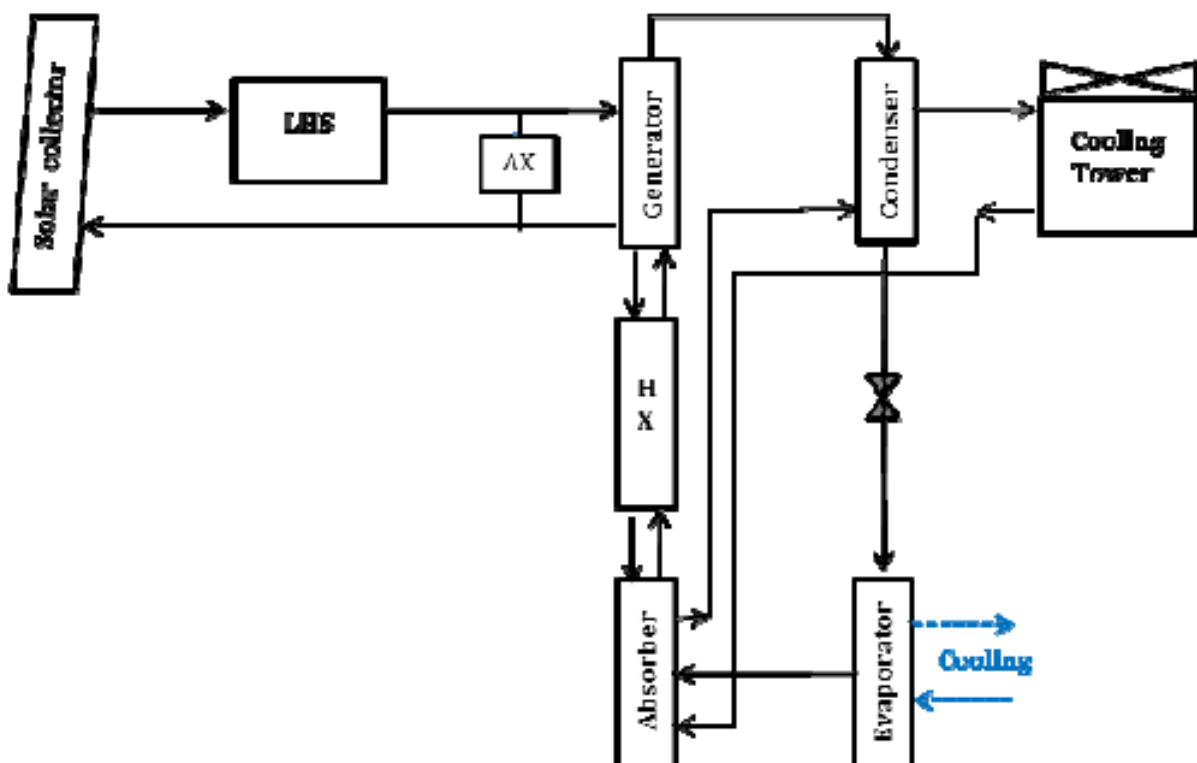


Figure 1.8 : Cycle à absorption avec tour de refroidissement

1.5.3 Système solaire à absorption LHS –ATES

Le principe de fonctionnement de ce système est similaire au premier sauf que le refroidisseur d'eau est remplacé par un système de 2 puits séparés, l'un pour l'eau chaude l'autre pour l'eau froide. L'eau froide est pompée depuis l'un des 2 puits et va vers le condenseur puis l'évaporateur pour évacuer leur chaleur, l'eau récupéré est injecté dans l'autre puit et pourrait être stocké si besoin. [6]

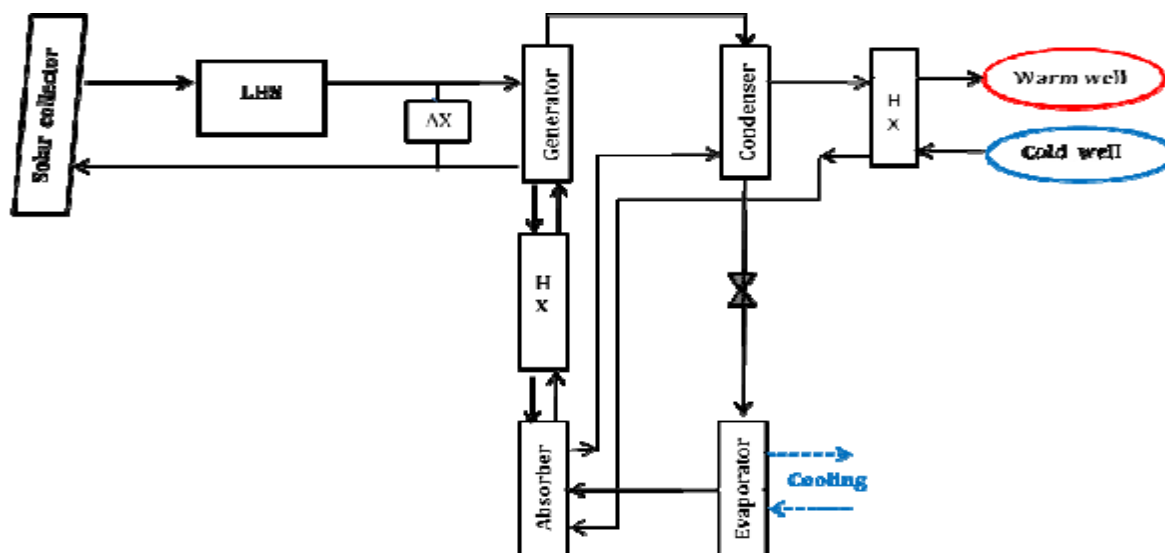


Figure 1.9 : Système à absorption LHS-ATES

I.6 Réception solaire thermique

Dans cette partie on abordera de façon générale les différentes technologies de captage solaire thermique pour cela on s'appuiera sur la référence [9].

I.6.1 Les absorbeurs

Un absorbeur est un dispositif permettant de réceptionner un rayonnement pour le convertir en chaleur exploitable.

Le cœur d'un absorbeur est généralement constitué de matériaux thermiquement conductifs et rigides. Il existe toutefois des exceptions, par exemple de simples tuyaux polymères souples sont parfois convenables ; tout dépend de l'application visée. Toutefois il est évident que le captage solaire en vue d'alimenter un moteur thermique nécessite, pour être efficace le choix de matériaux résistants à de hautes températures tels que métaux et céramiques.

L'enveloppe de l'absorbeur doit être conçue de manière à maximiser l'absorption thermique du rayonnement, tout en limitant les pertes thermiques. Les caractéristiques thermo-optiques des revêtements de surface les plus simples, bon marché, permettent simplement de diminuer la

réflectivité (donc améliorer l'absorptivité). En revanche les revêtements sélectifs, plus onéreux, permettent de diminuer les pertes radiatives par limitation de l'émissivité lorsque la température augmente.

Les revêtements sélectifs peuvent être composés de plusieurs couvertures successives (revêtements multicouches) aux propriétés particulières). L'étude du processus de sélectivité permet de déduire que pour le captage à basse température ($<75^{\circ}\text{C}$) un revêtement sélectif est pratiquement inutile, tandis qu'au-delà d'une certaine température (environ 500°C) il devient inopérant. On comprend donc, que le captage à très haute température soit généralement réalisé par réception des rayons concentrés sur un réseau tubulaire dépourvu de revêtement. La sélectivité est donc envisageable dans le domaine des moyennes températures.



Figure 1.10 : Absorbeur PTR70⁵ : [9]

I.6.2 La réception directe

En réception directe l'absorbeur est exposé directement au rayonnement solaire, cela peut être réalisé de deux manières différentes :

I.6.2.1 Réception par Capteurs simples

Généralement plans, avec effet de serre (mais sans tirage au vide de l'enveloppe) ou sans, et un revêtement sélectif monocouche (peinture) ce sont les plus simples à réaliser et les moins

⁵ D'apparence sobre, ce capteur moyenne Température est parmi les plus évolués du marché. Le raccord spécial Assure l'étanchéité et compense les effets de dilatation avec un minimum De fuites thermiques. Le revêtement multicouche du tube interne confère une absorptivité d'environ 95% pour une émissivité de Seulement 14% entre 350°C et 400°C . (Schott)

onéreux. En contrepartie, leurs performances sont très limitées : Les températures de stagnation obtenues n'excèdent guère 180°C, soit des températures d'usage généralement inférieures à 75°C. Malgré diverses améliorations, récentes pour la plupart, les performances des capteurs "plans" modernes restent comparables à celles d'il y a près d'un siècle et n'évolueront plus de manière significative.

I.6.2.2 Réception par capteurs évolués

Les absorbeurs sous vide sont nettement plus performants que les absorbeurs simples. La combinaison de plusieurs techniques décrites précédemment (effet de serre, sélectivité à couches multiples, évacuation) permettent à ce type de capteurs, exposés directement au rayonnement solaire, d'atteindre des températures de stagnation parfois supérieures à 300°C, et des températures d'usage pouvant atteindre 160°C à 180°C. Un autre avantage des capteurs évolués sur les capteurs simples est leur aptitude à réceptionner le rayonnement diffus, ce qui, dans les applications classiques (appoint au chauffage...) permet un fonctionnement intéressant dans les régions tempérées, même en hiver. La plupart se présentent sous forme de réseaux de cylindres (tubes) mais des technologies de capteurs plans avec effets de serre, évacuation et sélectivité sont à l'étude. [9]



Figure 1.11 : Le capteur "Tubo 12 CPC"⁶

En revanche, le faible niveau des températures atteintes rend le captage direct a priori moins intéressant pour la conversion thermomécanique que le captage à concentration.

⁶ L'enceinte en verre au Borosilicate, les renforteurs CPC en aluminium permettent un fonctionnement avec un débattement angulaire de l'incidence solaire de +/- 50° environ. Prévu pour des applications domestiques, le fabricant indique une température de stagnation de 250°C.

D'autres architectures de capteurs sont possibles, combinant effet de serre et de concentrations faibles ou moyennes, dont les performances seraient intermédiaires entre les capteurs plans et les capteurs évolués. [9]

I.6.3 La réception à concentration

I.6.3.1 Concentration à une direction

Encore appelée concentration « un axe » du fait que ces concentrateurs sont souvent équipés d'un système de suivi solaire à un seul axe.

La surface de captage est focalisée vers un absorbeur de même longueur que le concentrateur mais de surface réduite. Si les rayons captés sont tous parfaitement parallèles, un cylindre parabolique (CP) les concentre sur une ligne d'où l'appellation « linéaire » qui est parfois donnée aux concentrateurs 1D.

Le plus fréquent et le plus développé commercialement des concentrateurs est le cylindre parabolique (Figure 1.11)



Figure 1.12 : Vue d'une boucle de captage à cylindre-paraboliques de la central Andasol-1. On notera le grand rapport longueur / largeur de la boucle, et les raccords articulés au niveau des absorbeurs. (Solar Millenium)[9]

I.6.3.2 Concentration à deux directions (axes)

Le concentrateur parabolique constitue un élément clef des systèmes à haute température : Pour ce qui est de la surface réfléchissante le compromis est difficile entre performance, fiabilité et cout. Une des difficultés à réaliser les miroirs "deux axes" provient de la géométrie globale des miroirs. Pour les petites puissances le concentrateur est unique, il s'agit d'obtenir des surfaces à double courbure. Plusieurs structures de miroir existent (figure 1.12)

Une alternative est l'emploi de miroirs concentrateurs élémentaires montés sur une structure parabolique, règles ou orientés individuellement. Les éléments peuvent être de type rigides (Suncatcher, Arizona ou AZ-TH a Solucar) ou de petits miroirs paraboliques de type "stretchmembrane" (SunDish, Arizona). [9]



Figure 1.13 : Variantes de réflecteurs "deux axes" (de gauche à droite et de haut en bas) : Facettes "stretch-membrane" du SunDish (SAIC), "Pétales" de dish-Stirling (Infinia), facettesrigides du projet AZ-TH (Abengoa), et Tour solaire PS10 (Abengoa)

I.7 Etat de l'art

I.7.1 Climatisation solaire

Différents systèmes de climatisation solaire ont été développés ces dernières années. Saleh Hosseini [3] a modélisé un système de climatisation solaire comprenant un capteur plan et une machine à absorption simple effet avec cuve de stockage de chaleur latente et a obtenu un $COP_{cooling} = 0.81$ et une température d'entrée du générateur de $85^{\circ}C$.

Abdelmoussehel ERROUGANI [1] a modélisé et conçu une machine à adsorption avec un couple (*carbon actif- ethanol*). Larkeche ouassila a modélisé une machine à absorption avec application d'équilibre de phases. Rémi CHEILAN [8] a étudié les différents systèmes de climatisation solaire appliqués pour le bâtiment du point de vue technologique et économique.

Mohammed Salah [2] a étudié l'intégration des systèmes de climatisation solaire dans le climat algérien et il a évalué les bénéfices économiques et environnementaux, pour cela il a fait la simulation dynamique de deux systèmes de climatisation solaire à savoir le système à absorption et le système à dessiccation sous le logiciel TRANSYS en exploitant des données météorologiques des villes d'Alger, Constantine et Bechar, l'étude a été faite avec un bâtiment administratif occupé de 8 h à 15 h à fin de créer des charges thermiques à vaincre.

Belhafsi [3] a étudié les performances d'une installation de climatisation solaire comprenant 10 capteurs plans et une cuve de stockage par chaleur sensible avec une machine à absorption simple effet sous le logiciel EES, il a obtenu un COP de 0.58 et a conclu que le COP augmente en augmentant la température du générateur jusqu'à une certaine température nominale.

I.7.2 Stockage thermique par PCMs

A. Felix Regin et al [13] ont étudié le comportement d'un PCM de type paraffine encapsulés puis stocké dans une cuve cylindrique et qui est traversé par de l'eau, d'abord ils ont modélisé le phénomène en discrétisant les équations de transfert thermique avec la méthode des différences finies (explicite) et en utilisant la méthode enthalpique pour tenir en compte de la variation du CP puis ils ont simulés le modèle en mode stockage puis déstockage.

K.A.R Ismail et al ont étudié le même système que A Felix et al [13] et ont présenté un modèle numérique spatiotemporelle en prenant l'eau comme PCM et ils ont tenu compte de la

convection dans les PCM à l'état liquide. Les résultats obtenus sont comparés à des résultats expérimentaux.

Mehmet Esen et al (1997) ont étudié le comportement d'une cuve de stockage contenant du PCM en 2 modèles. Dans le premier modèle le PCM se trouve à l'intérieur des tubes cylindriques et le fluide caloporteur circule entre les tubes, dans le deuxième modèle le fluide se trouve à l'intérieur des tubes et le PCM entre ces derniers, ils ont tenu compte de la variation de l'interface solide liquide en utilisant l'équation enthalpique.

I.8 Objectifs recherchés

Le but de ce travail est de faire une simulation statique de l'installation de climatisation, composée de la machine à absorption et de la cuve de stockage afin d'observer l'influence des différents paramètres thermodynamiques et géométriques sur les performances du système et éventuellement définir des valeurs nominales des paramètres comme la température et les débits.

II.1 Introduction

Après avoir donné un aperçu historique sur les différentes configurations de machines frigorifiques et pompes à chaleur, et afin de compléter leur description, on va présenter dans ce chapitre les différents aspects théoriques utiles à la compréhension du comportement thermodynamique de ces systèmes, tout en insistant sur la machine frigorifique à absorption qui fait l'objet de cette étude. Ensuite on fera une synthèse sur le processus de rafraîchissement par absorption, enfin on présentera un modèle mathématique de notre machine à étudier.

II. 2 Phénomène thermique

Pour extraire de la chaleur d'un milieu « froid » (source froide) vers un milieu chaud (puits de chaleur) un fluide frigorigène est utilisé comme vecteur, celui-ci est le siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide le fluide frigorigène subit en contact d'une source, un phénomène endothermique (qui consomme de la chaleur).

De la même manière, pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude un phénomène exothermique (qui dégage de la chaleur) est utilisé. Dans la majeure partie des cas, une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial, est décrite. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé cycle frigorifique.

Le tableau 2.1, recense quelques phénomènes endothermiques et exothermiques permettant de déplacer de la chaleur dans une pompe à chaleur. [1]

Phénomènes endothermiques	Phénomène exothermiques
Fusion d'un solide	Solidification d'un solide
Vaporisation d'un liquide	Condensation d'une vapeur
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur	Absorption d'un gaz ou d'une vapeur
Détente d'un gaz comprimé	Compression d'un gaz

Tableau 2.1 : mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique

II.3 Machine thermique

Les machines thermiques sont des dispositifs qui permettent de convertir les différentes formes d'énergies (de pression, potentielle, cinétique, thermique, mécanique) entre elles. Ces dispositifs permettent la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique et inversement, elles constituent la famille des machines thermiques qui peuvent être réceptrices (moteurs thermiques) ou génératrices de froid ou de chaleur.

Généralement les moteurs thermiques englobent toute machine thermique transformant de la chaleur en travail, quels que soient, leur mode de fonctionnement et la nature du fluide utilisé pour cette transformation figures 2.1.a.

Par contre les machines thermiques génératrices consomment du travail pour prélever de la chaleur d'une source froide et la transférer vers une source chaude. Parmi ces machines, on distingue les installations de production de froid (machines frigorifiques), ou de chaleur (les pompes à chaleur) figures 2.1.b.

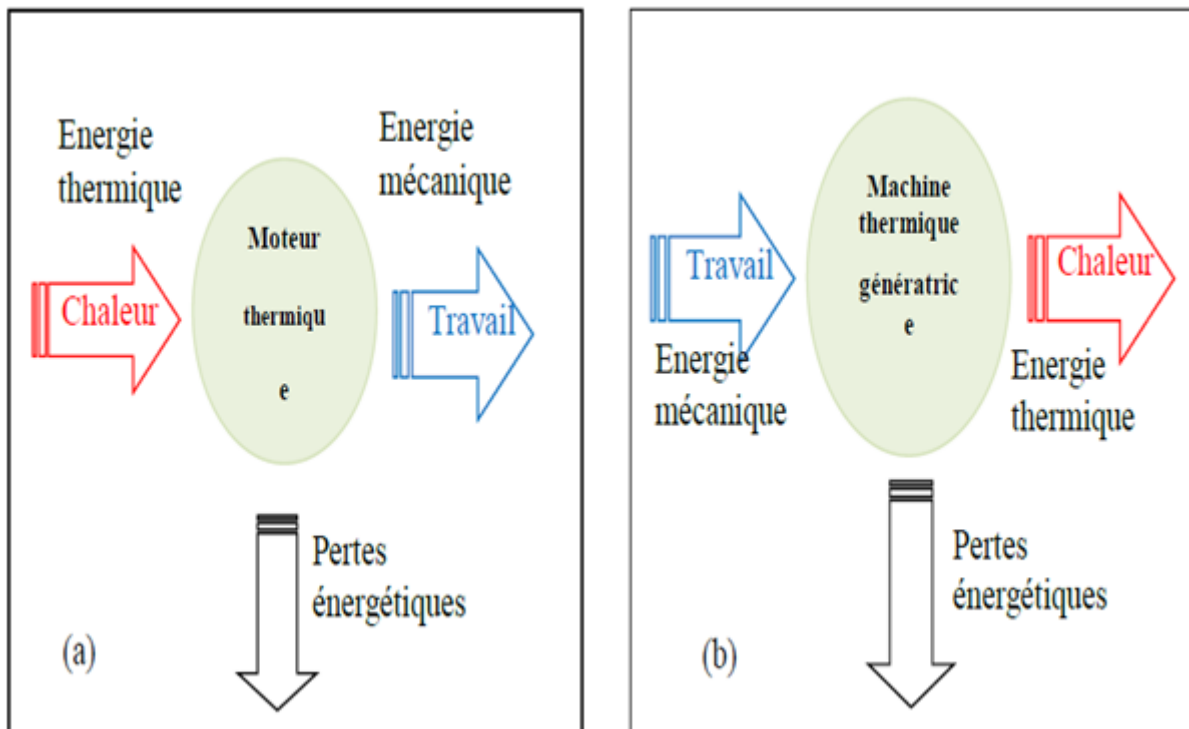


Figure 2.1 Schéma de principe de fonctionnement des machines thermiques

II.4 Machines frigorifique et pompe à chaleur [1]

Fournir du froid à un corps ou un milieu, c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états : condensation, solidification, etc.

Les machines frigorifiques permettent, moyennant un apport énergétique, d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir. Elles rejettent cette chaleur, accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue, à température plus élevée, dans le milieu ambiant. Ces machines peuvent aussi être utilisées comme systèmes de chauffage, si le froid qu'elles produisent est généralement sans utilité. C'est la chaleur rejetée à température plus élevée qui est utilisée. Pour donner ce qu'on appelle généralement une *pompe à chaleur* dont les principes de fonctionnement, et souvent la technologie, sont semblables à ceux des machines frigorifiques.

Selon le deuxième principe de la thermodynamique et l'énoncé de Clausius : « La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud ».

Par conséquent pour réaliser un transfert de chaleur dans le sens inverse c.à.d. d'un milieu froid vers un milieu chaud, il faut impliquer un système thermodynamique particulier susceptible de transférer de la chaleur d'un milieu à température inférieure où la chaleur est prélevée (source froide) vers un milieu à température supérieure où la chaleur est rejetée (puits chaud). La figure 2.2 illustre une machine frigorifique qui permet la production du froid, où l'effet utile étant la chaleur extraite à la source froide, ainsi qu'une pompe à chaleur qui permet surtout la production de chaleur avec comme effet utile la chaleur rejetée au puits chaud.

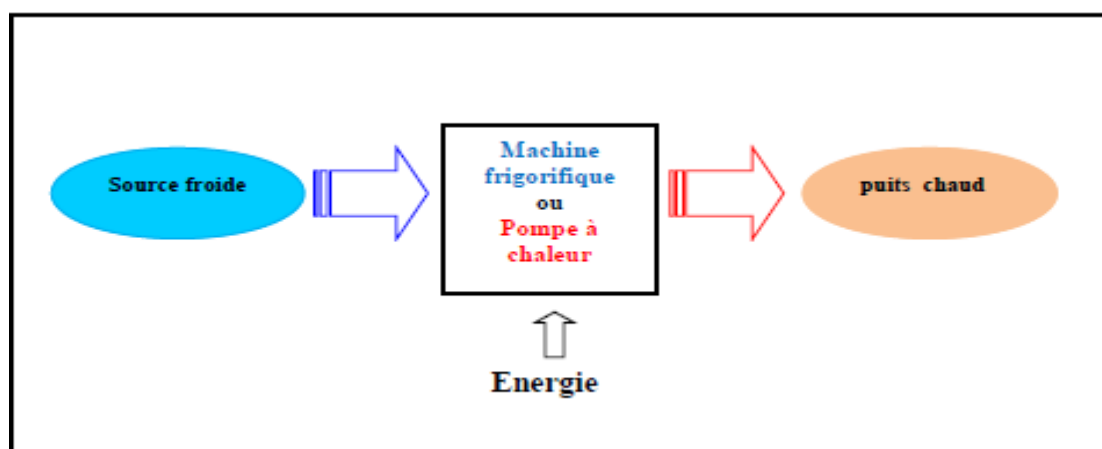


Figure 2.2 Principe d'une machine frigorifique et d'une pompe à chaleur

II.5 Machine à énergie mécanique (système ditherme)

La figure 2.3 schématise un tel système où grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente) W qui lui est fournie, une absorption de l'énergie thermique Q_F a lieu à la source froide à la température T_F , et un rejet de l'énergie thermique Q_C au puits chaud, à la température T_C .

Les énergies peuvent être exprimées en termes de puissances mises en œuvre, la production d'une puissance mécanique P , conduit à fournir une puissance frigorifique ϕ_f à la source froide et à rejeter une puissance calorifique ϕ_c au puits chaud.[1]

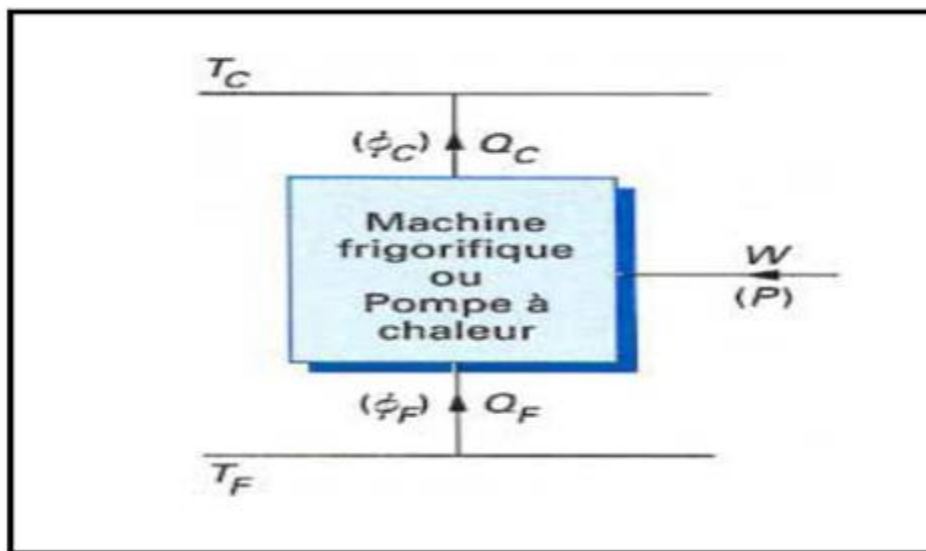


Figure 2.3 Système ditherme

II.5.1 Machine à compression de vapeur [3]

Elles font partie des systèmes dissociables de production de froid, donc composées d'éléments séparables: systèmes frigorifiques et moteurs thermiques d'entraînement.

L'avantage principal des machines à compression de vapeur réside dans l'utilisation de la chaleur latente de vaporisation d'un fluide. En effet celle-ci est généralement beaucoup plus importante que les chaleurs sensibles mises en jeu dans les machines à gaz permanent. On rapporte ici une description simple du fonctionnement d'une machine à compression de vapeur mono-étagée.

Le cycle fondamental décrit par le fluide frigorigène est illustré par la figure 2.5-b.

Après le passage par le détendeur, la température du fluide baisse à cause de la chute de pression, le mélange liquide-vapeur résultant est transféré dans l'évaporateur où l'évaporation produit l'effet utile à la température constante T_f de la source froide.

A la sortie de l'évaporateur, le gaz est aspiré par le compresseur et comprimé de la pression basse P_f à la haute pression P_c , conduisant à une élévation de la température du fluide de T_f à T_1 .

La transformation suivante correspond à un refroidissement isobare puis à la condensation du fluide dans le condenseur (transformation 1 - 3). Le liquide produit est récupéré alors dans une bouteille accumulatrice où le cycle reprend. [3]

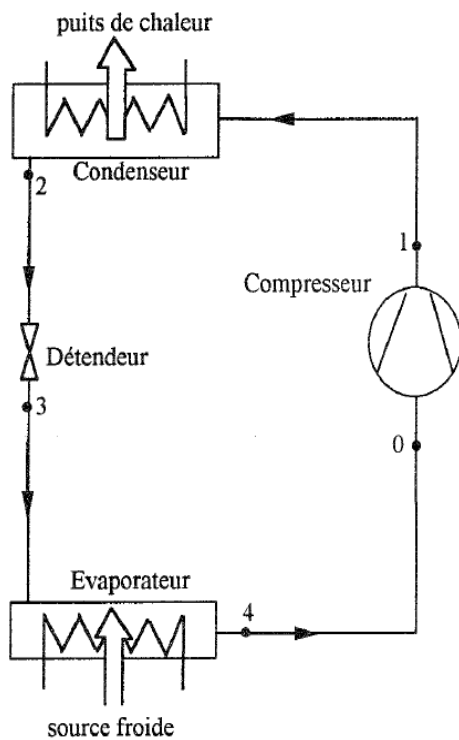


Figure 2.4.a : Schéma d'une machine
À compression de vapeur.

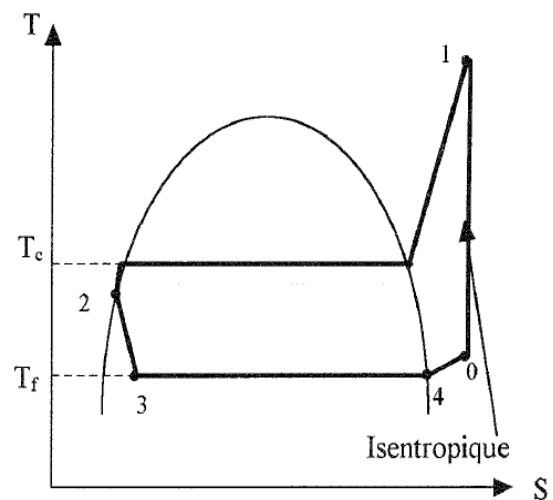


Figure 2.4.b : Cycle de fonctionnement
Dans le diagramme (T S).

La caractérisation de ces machines suppose une bonne connaissance des propriétés des fluides cyclés. Les principaux fluides simples travaillent dans un domaine de température variant entre -45°C et 60°C , avec un rapport de pressions (P_t/P_c) faible pour faciliter la compression.

L'effet frigorifique spécifique massique q_r , qui correspond à la quantité de chaleur prélevée à la source froide par unité de masse du fluide frigorigène cyclé, est la différence d'enthalpie spécifique entre la sortie et l'entrée de l'évaporateur (figure 2.4- a).

II.6 Machine consommant de l'énergie thermique [1] : Systèmes au moins tri thermes

Outre que la source froide à T_F et le puits chaud à T_C , ces systèmes, consommant de l'énergie thermique, mettent en œuvre au moins une troisième source de chaleur à T_M où la *chaleur motrice* leur est fournie, d'où des systèmes (au moins) tri thermes. Notons que selon le niveau thermique de cette troisième source T_M , les deux cas suivants peuvent avoir lieu :

- 1^{er} cas : $T_M > T_C > T_F$
- 2^{ème} cas : $T_C > T_M > T_F$

Le schéma d'un tel système est représenté sur la figure 2.4. La chaleur motrice subit dans le système thermodynamique, une chute de température entre T_M , où elle est apportée au système, et T_C , où elle est rejetée dans le milieu extérieur. Il en résulte un effet moteur (M) que le système utilise pour déplacer de la chaleur (D) de T_F à T_C . Comme précédemment le système peut être frigorifique si le froid Q_F produit à la température T_F , est l'effet utile ou une pompe à chaleur si l'intérêt porte sur Q_C , chaleur rejetée à la température utilisable T_C .

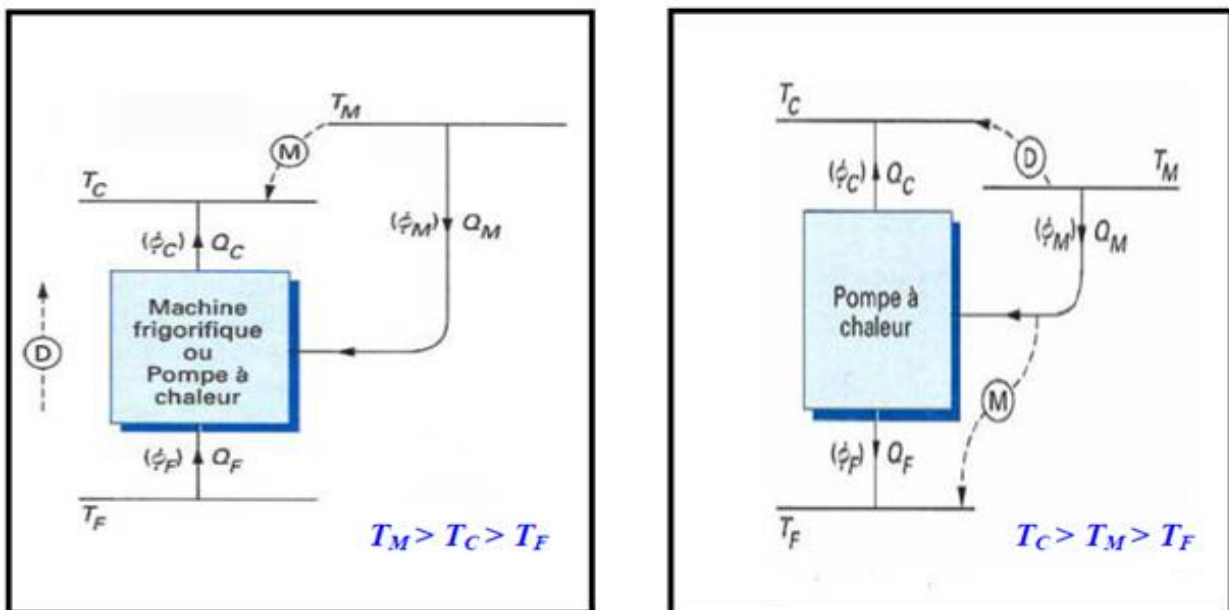


Figure 2.5 : (à gauche) Principe d'une machine frigorifique (ou d'une pompe à chaleur)

(À droite) Principe d'une pompe à chaleur (ce système ne peut pas produire du froid)

Le coefficient de performance frigorifique, donné dans le cas réel par le rapport de la quantité de chaleur absorbée à la source froide à la quantité de chaleur motrice, est exprimé, pour un système idéal par :

$$(COP_F)_{id} = \frac{T_f}{T_c} \frac{T_c - T_i}{T_i - T_f} \quad \text{II.1}$$

Pour une pompe à chaleur c'est le rapport entre la chaleur cédée à la source chaude (température T_c) et la chaleur motrice reçu par le système (à la température T_i) :

$$(COP_C)_{id} = \frac{T_i}{T_c} \frac{T_c - T_f}{T_i - T_f} \quad \text{II.2}$$

II.7 La machine à absorption

II.7.1 Description du cycle d'une machine à absorption simple effet

Les systèmes à sorption utilisent la capacité de certains matériaux (solides ou liquides) à absorber une substance réfrigérante. Il existe de nombreux cycle à absorption, les cycles à simple effet présentent de faibles efficacités par rapport aux cycles multi effets, mais restent les plus utilisés, vu leur simplicité et leurs faibles températures de source chaude. Ils sont particulièrement adaptés à la climatisation solaire mettant en œuvre des technologies éprouvée de capteurs solaires telles que les capteurs plans. Dans le cadre de cette thèse, l'étude se centre sur les machines à absorption à simple effet.

Dans une machine à absorption à simple effet, le cycle thermodynamique peut être décrit comme suit (Figure 1.2) : le réfrigérant à l'état gazeux (1), est absorbé par une solution pauvre (SP) dite absorbante, (4). La solution riche (SR) issue de l'absorbeur (4'), est portée à plus haute pression par une pompe de circulation puis préchauffé dans l'échangeur (2) avant d'être introduite au niveau du générateur. La solution est alors chauffée. Le réfrigérant se résorbe (5) et se condense dans le condenseur, en laissant une solution chaude et concentré (2') qui sera réintroduite au niveau de l'absorbeur après avoir été refroidie (3). Après le passage par le détendeur (6) le réfrigérant s'évapore à basse pression, complétant le cycle d'évaporation/condensation. Le procédé endothermique d'évaporation du réfrigérant absorbe de la chaleur à la source froide. [5]

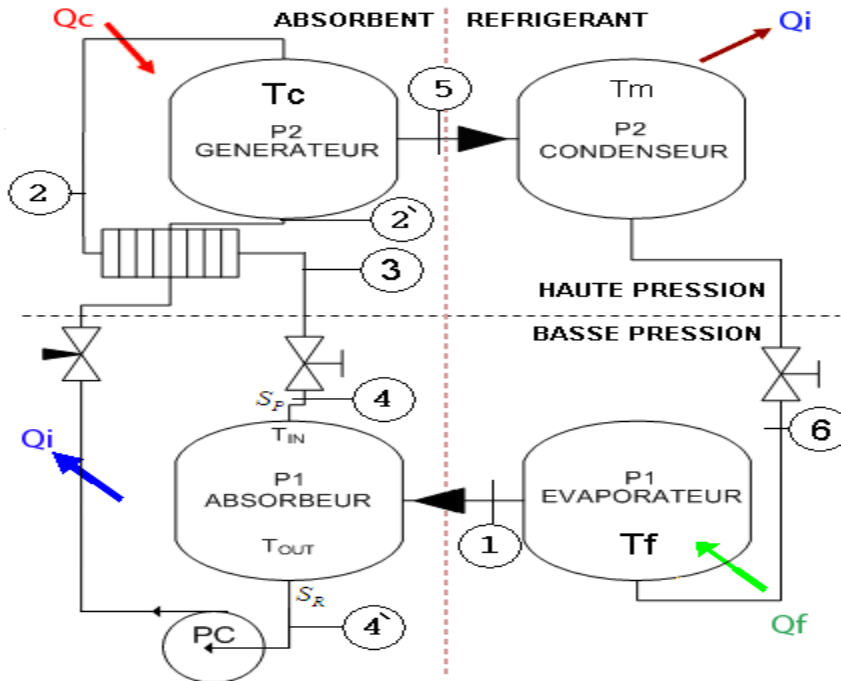


Figure 2.6 : Schéma de principe d'une machine à absorption à simple effet [5]

II.7.2 Description du cycle thermodynamique [5]

Les cycles de production de froid par absorption sont retranscrits sur les diagrammes thermodynamiques de Dühring ou Oldham (Figure 2.6) et de Merkel-Bosnjakovic, (Figure 2.7). Le diagramme d'Oldham, permet de trouver les concentrations à l'équilibre de la solution et du réfrigérant en fonction des températures des différentes sources et des pressions de travail.

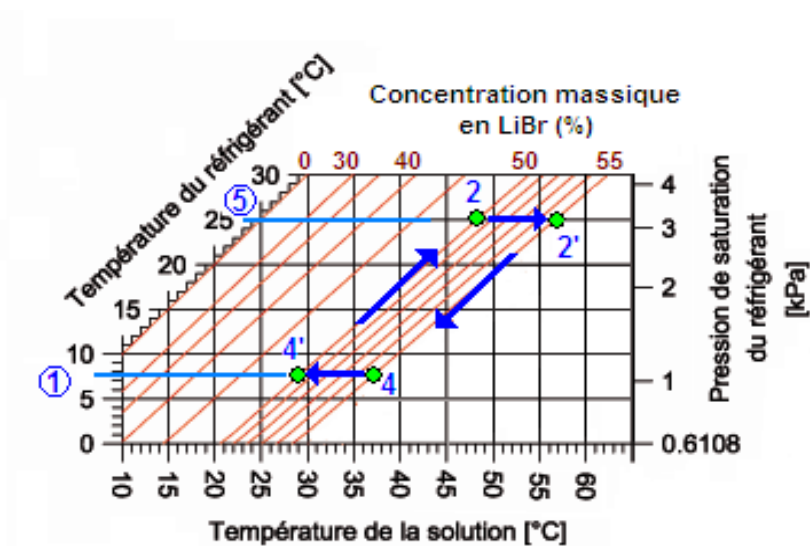


Figure 2.7 : Retranscription d'un cycle d'absorption simple effet dans le diagramme

D'Oldham. [5]

A l'entrée du désorbeur, la solution est à l'état dilue Figure 2.7 (2). La chaleur fournie à la solution permet l'évaporation partielle de l'eau Figure 2.7(7) donnant une solution chaude et concentrée (2'). Après passage dans l'échangeur intermédiaire, la solution est refroidie puis détendue (4) et mise au contact de la vapeur d'eau (1) provenant de l'évaporateur conduisant à l'absorption de cette dernière. La solution dilue (4') est portée à la pression de travail du désorbeur par la pompe de circulation et chauffé par son passage dans l'échangeur intermédiaire (2) pour compléter le cycle. L'eau liquide générée au niveau du condenseur à la température intermédiaire (5) est détendue puis évaporée (1) au niveau de l'évaporateur, prélevant de la sorte de l'énergie à la source froide (Figure 2.7 (1)).

L'analyse du diagramme de Merkel-Bosnjakovic permet de compléter l'étude, en donnant les valeurs des enthalpies des fluides au cours des différentes étapes du cycle d'absorption/évaporation – désorption/condensation et ainsi on peut calculer les performances du cycle. [5]

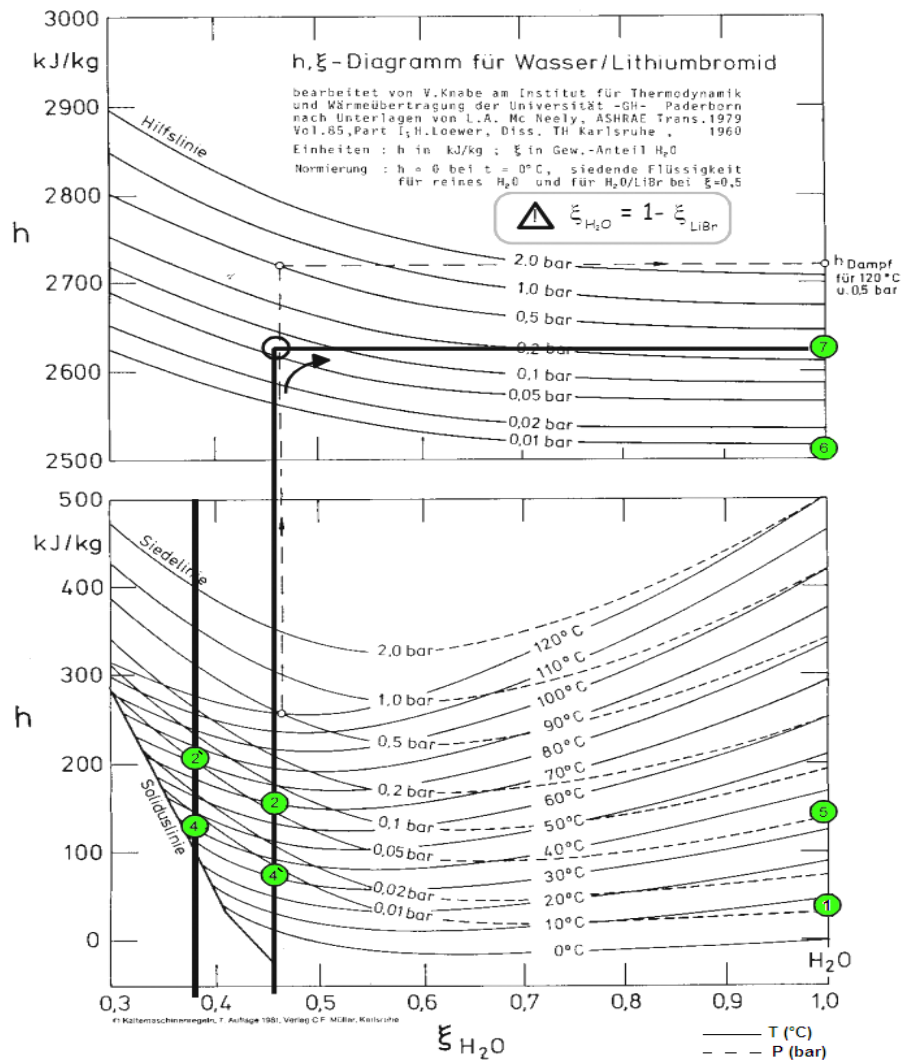


Figure 2.8 : Schéma de Merkel-Bosnjakovic Enthalpie/température/ concentration En eau pour le cycle frigorifique de LiBr/H2O [5]

II.7.3 Machine à absorption double effet

Le principe dans ce genre de machine est d'utiliser la chaleur reçue par le générateur 2 fois, ainsi la vapeur du réfrigérant générée par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à double effet. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet. (La chaleur issue de la condensation de la vapeur du réfrigérant est utilisée dans le générateur II). [1]

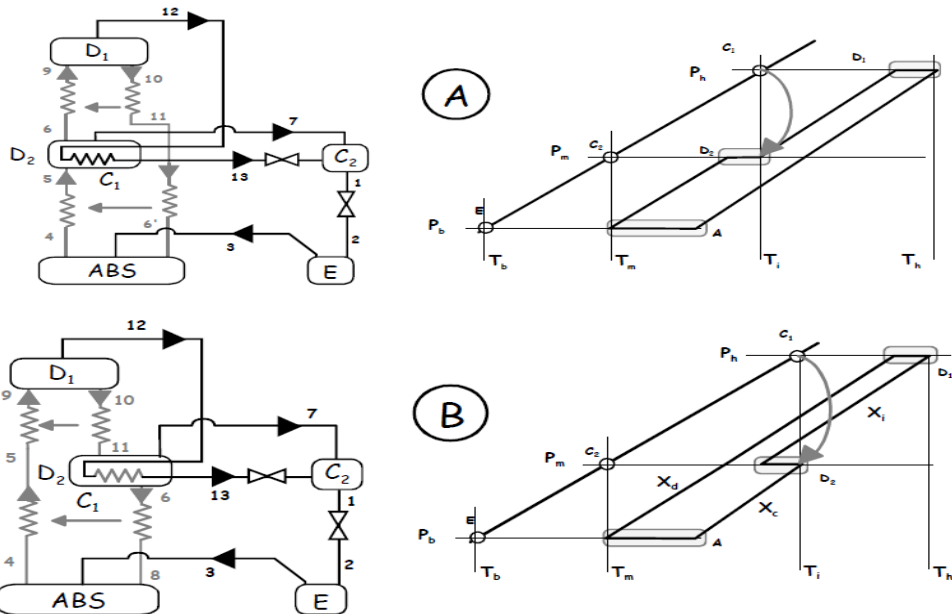


Figure 2.9 : Cycle double effet

II.7.4 Couples utilisés dans les machines à absorption [5]

Le choix des couples absorbant/réfrigérant pour les machines à absorption dépend de plusieurs critères (thermodynamiques, thermiques, chimique, technico-économiques) parmi lesquels on peut citer :

- L'affinité entre la substance absorbante et le réfrigérant.
- la chaleur latente de changement de phase du réfrigérant.
- la chaleur d'absorption.
- la variation de la température de vapeur saturante avec la pression.
- la volatilité de la substance absorbante.

Parmi les couples utilisés dans les machines frigorifiques à absorption ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/ bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) restent les plus utilisés. Le couple eau/chlorure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$) est également utilisé et présente des propriétés thermodynamiques similaires au couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$). Dans le tableau (2.2), sont comparées leurs principales propriétés.

Couples de fluide			
Propriété	H₂O/NH₃	LiBr/H₂O	LiCl/H₂O
Pression	Très haute -30°C, 1.2 b -5°C, 3.5 b 45°C, 17.8 b	Très basse 5°C, 8.7 mb 45°C, 96 mb	
Chaleur spécifique	Bonne	Excellent	Bonne
Rectifieur	non	Oui	
Frigorigène			
Température/ application	Te >0°C froid et climatisation	Te<0°C climatisation seulement	Climatisation Seulement
Chaleur latente KJ/KG	-30 °C : 1357 5 °C : 1243 45 °C : 1080	5°C 2490 45°C 2394	
Mélange			
Phase solide négligeable	Excellent	Application limitée	Non limité
Toxicité basse	Pauvre	Bonne	Bonne
Affinité entre composants	bonne	Bonne	bonne
Volume massique	5 °C : 147 m ³ /kg	5 °C : 0.34 m ³ /kg -30 °C : 0.96 m ³ /kg	

Tableau 2.2 : Comparaison des propriétés des couples d'absorption les plus utilisés dans la machine à absorption (Herold et al.1996) [5]

Compte tenu de son absence de toxicité et de ses propriétés intéressantes pour la production de froid positif, le couple LiBr/H₂O est communément utilisé pour les machines à absorption dédiées au bâtiment.

La plupart des machines à absorption LiBr/H₂O mettent en œuvre des échangeurs de type tube-calandre en cuivre. Cette technologie est largement utilisée dans l'industrie pour des machines de fortes puissances, mais s'avère difficilement transposables à des machines de faible puissance fabriquées en série pour des questions de coût et de compacité. Le développement de machines à plaques et films ruisselants semble plus adapté pour ce type de configuration. De nombreux verrous tant technologiques que scientifiques restent à lever pour pouvoir disposer de machines fiables pour le bâtiment.

II.7.5 Modélisation de la machine à absorption simple effet

II.7.5.1 Description du dispositif solaire d'absorption

La machine frigorifique à absorption étudié est composée de cinq échangeurs permettant un transfert de chaleur entre le mélange (solvant-réfrigérant) du cycle d'absorption et trois sources de chaleur extérieures à la machine. La chaleur est échangée grâce aux trois circuits d'eau chaude, d'eau glacée et d'eau de refroidissement qui matérialisent les trois niveaux de températures de la machine tritherme. Le solvant et le frigorigène qui constituent le fluide de travail ont l'un pour l'autre une forte affinité¹.

Le fonctionnement du dispositif commence par le stockage de la chaleur apporté par l'eau provenant du capteur solaire dans une cuve de stockage par un matériau à changement de phase (PCMs) sous forme de chaleur latente (phase de stockage), puis l'eau se dirige pour alimenter le générateur de la machine, si la température désiré n'est pas atteinte le système appoint(four à gaz naturelle) fournit la chaleur nécessaire pour assurer cette température. Après avoir alimenté le générateur la machine fonctionne comme décrit dans la section précédente. [3]

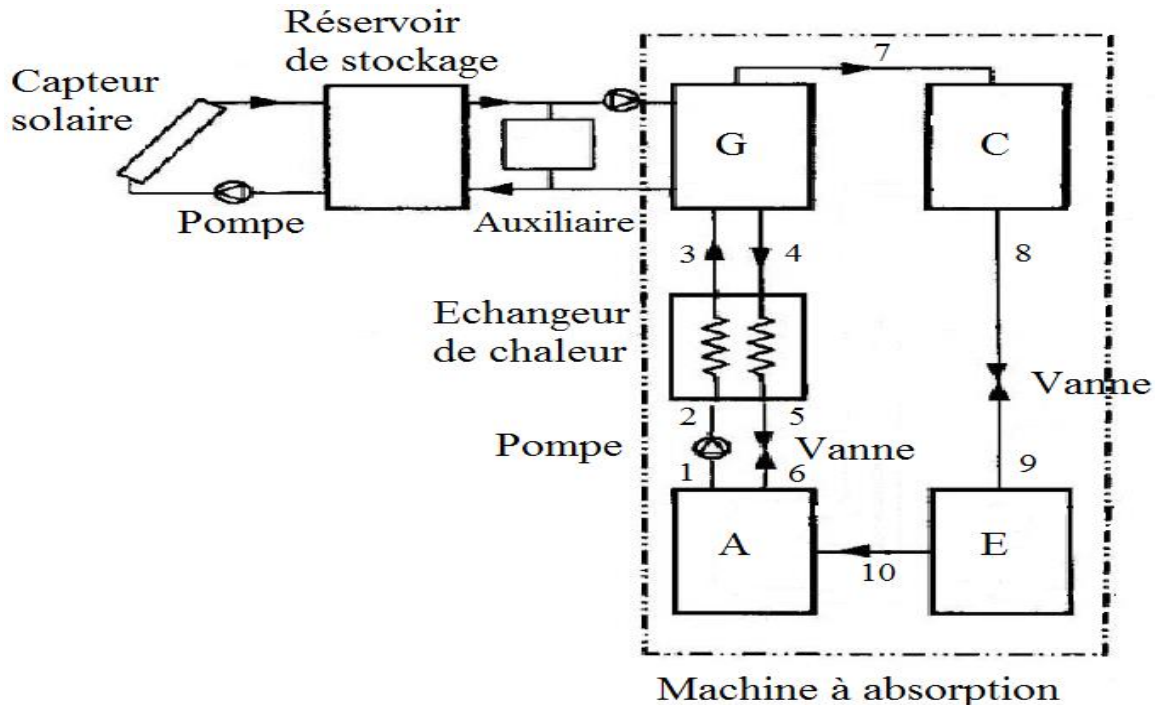


Figure 2.10 : Groupe de climatisation solaire par absorption

¹ Propriété qu'ont certains corps de se recombiner entre eux

II.7.5.2 Modélisation mathématique [3]

Afin de simplifier les calculs lors de la simulation on va prendre les hypothèses suivantes :

- Le fluide frigorigène sorte du condenseur à l'état du liquide saturé.
- Le fluide frigorigène sorte de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée.
- Les pertes de charge dans les échangeurs sont négligeables.
- La solution est en état de saturation.
- Les détenteurs sont isenthalpiques.
- Pas de perte au niveau de la pompe.

Le modèle mathématique va être fait en établissant les équations de bilan de masse et d'énergie dans chaque composant de la machine frigorifique.

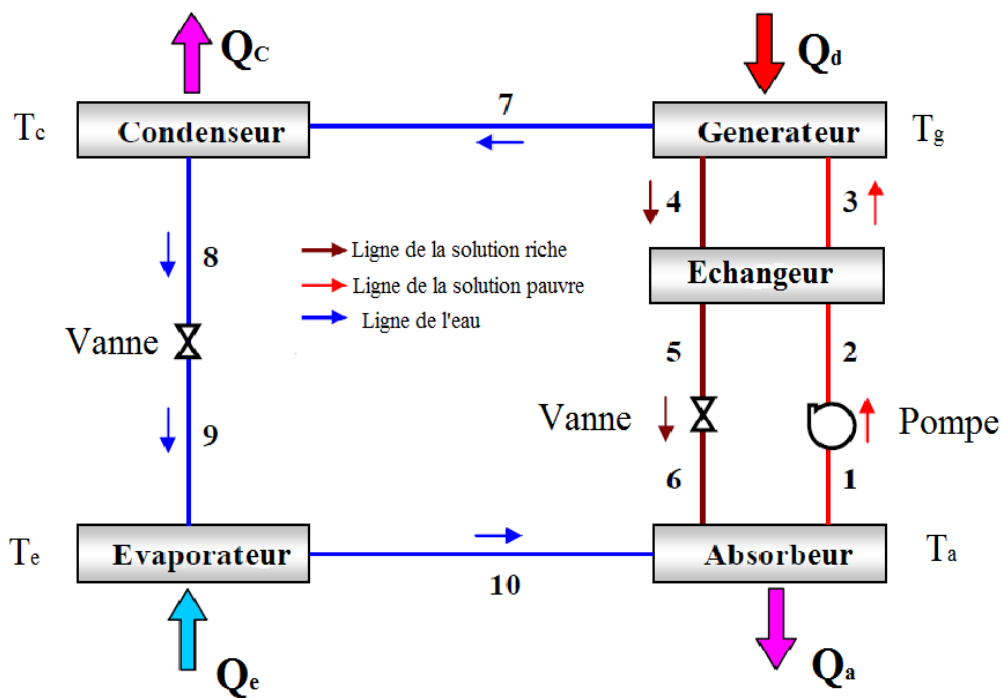


Figure 2.11 : Schéma représentatif de la machine étudié

Comme le montre la figure 2.10 il y'a trois débits qui circule dans la machine :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_I \quad \text{Solution pauvre} \quad (II.3)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{II} \quad \text{Solution riche} \quad (II.4)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{III} \quad \text{Réfrigèrent} \quad (II.5)$$

La concentration de la solution est définie comme le rapport entre la masse du bromure de lithium (LiBr) et la masse de la solution (eau+LiBr) :

$$x = \frac{mLiBr}{mLiBr+m\text{ eau}} \quad (\text{II.6})$$

La concentration du LiBr dans chaque ligne est :

$$x_1 = x_2 = x_3 = x_I \quad \text{Solution pauvre} \quad (\text{II.7})$$

$$x_4 = x_5 = x_6 = x_{II} \quad \text{Solution riche} \quad (\text{II.8})$$

$$x_7 = x_8 = x_9 = x_{10} = x_{III} \quad \text{Réfrigèrent} \quad (\text{II.9})$$

La machine travail avec deux niveaux de pression :

$$\text{Basse pression } P_1 = P_6 = P_9 = P_{10} = P_h \quad (\text{II.10})$$

$$\text{Haute pression } P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = P_b \quad (\text{II.11})$$

- **Générateur**

Le liquide, riche en frigorigène, entre dans le générateur en (3), où il est partiellement vaporisé grâce à l'énergie apportée par le circuit d'eau chaude, les deux phases résultantes sont : une vapeur de réfrigérant (7) et une solution concentrée de l'absorbant (4).

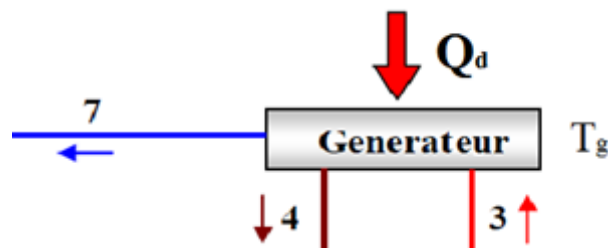


Figure 2.12 Générateur

La chaleur apportée au générateur permet d'apporter la chaleur sensible pour le chauffage de la solution riche en réfrigèrent jusqu'au à l'évaporation puis la chaleur latente pour l'évaporation du frigorigène et l'élévation de température progressive du mélange restant.

Le bilan de masse et d'énergie s'écrit :

➤ Conservation de masse :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{II} + \dot{m}_{III} \quad (\text{II.12})$$

➤ Conservation de masse du LiBr

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7$$

$$\dot{m}_I x_I = \dot{m}_{II} x_{II} + \dot{m}_{III} x_{III} \quad (\text{II.13})$$

La concentration de la vapeur et l'eau à la sortie du générateur est nul $x_7=0$

$$\dot{m}_I x_I = \dot{m}_{II} x_{II}$$

➤ Conservation d'énergie

$$\dot{Q}_d + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{Q}_d + \dot{m}_I h_3 = \dot{m}_{II} h_4 + \dot{m}_{III} h_7 \quad (\text{II.13})$$

$$\text{Avec} \quad h_3 = H_{LiBr}(T_3, X_3) \quad (\text{II.14})$$

$$h_4 = H_{LiBr}(T_4, X_4) \quad (\text{II.15})$$

$$h_7 = h(\text{'eau'}, T_7, P_7) \quad (\text{II.16})$$

• Absorbeur

La vapeur provenant de l'évaporateur est absorbée par la solution pauvre en réfrigérant venant du générateur lors de sa chute. Cette vapeur se liquéfie en cédant sa chaleur au circuit de refroidissement. Le mélange obtenu à basse pression est repompé vers le générateur. Deux échanges de chaleur s'effectuent dans l'absorbeur, d'une part la solution chaude provenant du générateur subit un refroidissement (perte de chaleur sensible) sans modification de sa concentration, d'autre part l'absorption de la vapeur par la solution change la concentration du mélange et dégage une chaleur sensible, et une chaleur latente avec la liquéfaction du réfrigérant. Ainsi dans l'absorbeur sont dégagés une chaleur sensible et une chaleur latente ce qui fait que les réactions sont très exothermiques. [3]

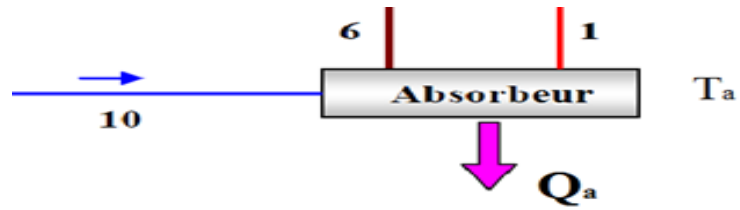


Figure 2.13 : Absorbeur

➤ Conservation de masse

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{II} + \dot{m}_{III} \quad (\text{II.17})$$

➤ Conservation du LiBr

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10}$$

$$\dot{m}_I x_I = \dot{m}_{II} x_{II} \quad (\text{II.18})$$

$$\text{avec } x_{III} = 0$$

➤ Conservation d'énergie

$$\dot{Q}_a + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$\dot{Q}_a + \dot{m}_I h_I = \dot{m}_{II} h_6 + \dot{m}_{III} h_{10} \quad (\text{II.19})$$

Avec :

$$h_1 = h_{\text{LiBr}}(T_1, X_1)$$

$$h_6 = h_{\text{LiBr}}(T_6, X_6)$$

$$h_{10} = h(\text{'eau'}, T=T_{10}, P=P_b)$$

- **L'échangeur interne.**

Il permet de diminuer les puissances du générateur et de l'absorbeur en permettant un transfert d'énergie du mélange pauvre en réfrigérant provenant du générateur au mélange riche en réfrigérant provenant de l'absorbeur. Cette diminution de puissances permet une double économie : les surfaces d'échange sont réduites et les quantités d'énergie rejetée et fournie sont moindres. [3]

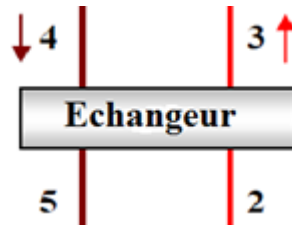


Figure 2.14 Echangeur interne

- Conservation de l'énergie

Pour la partie chaude de l'échangeur :

$$\dot{Q}_{shx-c} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (\text{II.20})$$

$$h_5 = H_{LiBr}(T_5, X_5)$$

- Pour la partie froide :

$$\dot{Q}_{shx-f} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (\text{II.21})$$

Avec $h_2 = H_{LiBr}(T_2, X_2)$

Pour l'efficacité de l'échangeur :

$$\text{Eff} = \frac{m_I(h_3 - h_2)}{m_{II}(h_4 - h_5)} \quad (\text{II.22})$$

Elle peut s'exprimer aussi avec les températures :

$$\text{Eff} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad [3]$$

- **Pompe de solution :**

Elle assure la circulation du mélange riche en réfrigèrent du puits de solution vers le générateur, à travers l'échangeur. Elle est dimensionnée de manière à permettre le passage de basse à haute pression, et à s'opposer aux pertes de charge dans le circuit et l'échangeur de solution [3]

➤ Conservation d'énergie

$$W = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (\text{II.23})$$

h_1 et h_2 calculés précédemment. [3]

- **Le détendeur**

Dans le détendeur la détente est supposée isenthalpique :

$$h_5 = h_6 \quad (\text{II.24})$$

$$h_8 = h_9 \quad (\text{II.25})$$

Avec $h_8 = h$ ('eau', T_8 , P_h) [3]

- **Le condenseur**

La vapeur provenant du générateur se liquéfie sur le faisceau d'échange. La pression la pression qui règne dans la calandre du condenseur correspond à l'équilibre liquide-vapeur du réfrigèrent.

La condensation d'un corps pur se fait à température constante, avec un dégagement de chaleur latente. La chaleur sensible mise en jeu est nulle du fait que le refroidissement de la vapeur qui entre dans la calandre est négligé. [3]

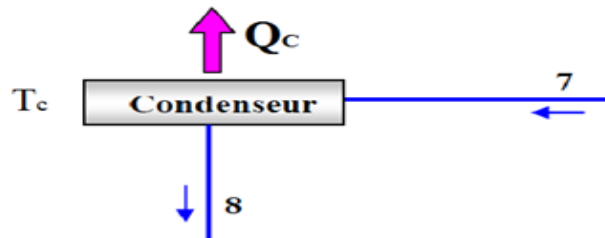


Figure 2.15 : Condenseur

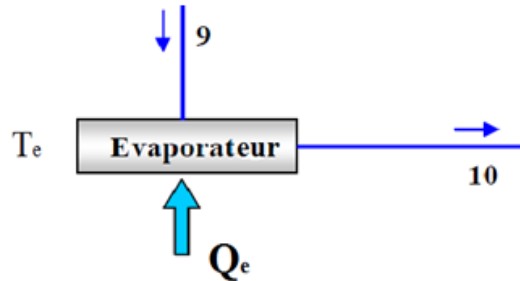
➤ Conservation d'énergie :

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8$$

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_{III} h_7 = \dot{m}_{III} h_8 \quad (\text{II.26})[3]$$

- **L'évaporateur**

L'énergie prélevée sur le circuit d'eau glacée de la machine (source froide) provoque un changement de phase du réfrigèrent sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur. [3]



2.16 : L'évaporateur

➤ Conservation d'énergie

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_{III} h_9 = \dot{m}_{III} h_{10} \quad (\text{II.27})$$

- **Coefficient de performance de la machine.**

Le coefficient de performance est défini comme étant le rapport entre la chaleur extraite par l'évaporateur et la chaleur fournie au générateur. Si on néglige le travail de la pompe :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (\text{II.28})$$

- **Le taux de circulation**

Il est défini comme étant le rapport entre le débit massique de la solution riche refoulé par la pompe et le débit du réfrigèrent résorbé par le générateur :

$$\text{FR} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} \quad (\text{II.29})$$

II.8 Conclusion

Dans ce chapitre on a étudié la machine à absorption sous différents domaines (technologique, fonctionnement, thermodynamique) et on a fait une modélisation mathématique en se basant sur le bilan de masse et d'énergie dans chaque composant ce qui nous permet de simuler la machine et d'étudier ses performances en faisant une étude paramétrique.

III.1 Introduction

Le stockage d'énergie thermique est un sujet qui a suscité beaucoup d'importance surtout avec le cout croissant d'énergie. Des matériaux à changement de phase ont été étudiés ces 4 dernières décennies tels que les sels hydratés, les paraffines, et les acides gras.

Selon les applications, les MCPs sont choisis sur la base de leur température de fusion. Des matériaux qui fondent en dessous de 15°C sont utilisés pour stocker la fraîcheur dans les applications de climatisation alors que des matériaux qui fondent au-dessus de 90°C sont employés dans la réfrigération par absorption. Tous les autres matériaux qui sont entre ces deux températures peuvent être appliqués dans le chauffage solaire et pour la mise à niveau de la charge thermique. Ces matériaux sont les plus étudiés par les chercheurs. [10]

III.2 Principe de stockage d'énergie thermique

Les principales techniques de stockage thermique connues de nos jours sont :

- Le stockage par chaleur sensible
- Le stockage par chaleur latente
- Le stockage thermochimique

III.2.1 Stockage par chaleur sensible

Le stockage par chaleur sensible utilise les propriétés calorifiques d'un corps. La quantité d'énergie (variation d'enthalpie à pression fixe) stockée dépend alors de la capacité calorifique du corps, et de l'écart entre sa température initiale et la température de stockage.

Si on réchauffe (ou on refroidit) un corps de masse m , de la température initiale T_1 à une température finale T_2 , l'énergie stockée donné par sa variation d'enthalpie est :

$$\Delta H = H_2 - H_1$$

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} m c(T) dT \quad (\text{III.1})$$

Si la capacité calorifique massique c est constante entre l'intervalle de température alors :

$$\Delta H = m c (T_2 - T_1) \quad (\text{III.2})$$

On remarque que la quantité d'énergie stockée est proportionnelle à l'écart de température. Ce stockage serait intéressant uniquement pour des grands écarts de températures. On distingue les deux cas suivant :

Si $T_2 > T_1$ on parlera du stockage du chaud.

Si $T_2 < T_1$ on parlera du stockage du froid.

Pour le stockage de la chaleur sensible on utilise essentiellement les corps ayant des chaleurs spécifiques importantes tels que les liquides comme l'eau ou les solides comme la pierre. [11]

III.2.2 Stockage thermique par chaleur latente

Ce type de stockage met en jeu l'énergie due au changement de phase. Soit T_f la température de changement de phase d'un corps pur qui passe de la température T_1 à la température T_2 avec $T_1 \leq T_f \leq T_2$.

L'énergie stockée est lors de cette transformation est :

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_f} m C_s(T) dT + m L + \int_{T_f}^{T_2} m C_l(T) dT \quad (\text{III.3})$$

L : chaleur latente de changement de phase

$C_s(T)$: chaleur spécifique du corps à l'état solide.

$C_l(T)$: chaleur spécifique du corps à l'état liquide.

On retrouve dans l'équation (III.3) des termes de chaleur sensible en plus du terme $m L$ représentant la chaleur latente due à la masse m . Il faut surtout remarquer que le terme due à la chaleur latente est beaucoup plus important que les termes de chaleur sensible. Par exemple si on réchauffe 1 kg de glace de -1°C à $+1^\circ\text{C}$ avec :

$$C_s(T) = 2176 \text{ J/ (kg K)}$$

$$C_l(T) = 4178 \text{ J/ (kg K)}$$

$$L = 334800 \text{ J/kg}$$

On stocke une quantité d'énergie égale à 341161 Joules. Pour stocker la même quantité d'énergie en réchauffant l'eau à partir de 0°C , il faudrait la porter à $81,5^\circ\text{C}$. [11]

III.2.3 Stockage thermochimique

Quelques études ont été consacrées au stockage thermochimique. Il consiste à utiliser une réaction chimique endothermique. En fournissant de l'énergie plus basse, on le déplace vers la gauche en libérant l'énergie de réaction. L'enthalpie de réaction est importante mais le déplacement d'équilibre n'est en général pas suffisant. On trouve par exemple que l'énergie

due au déplacement d'équilibre est inférieure à 10% de l'énergie type sensible. Le gain est donc dérisoire et ce type stockage semble être resté au stade de laboratoire. [11]

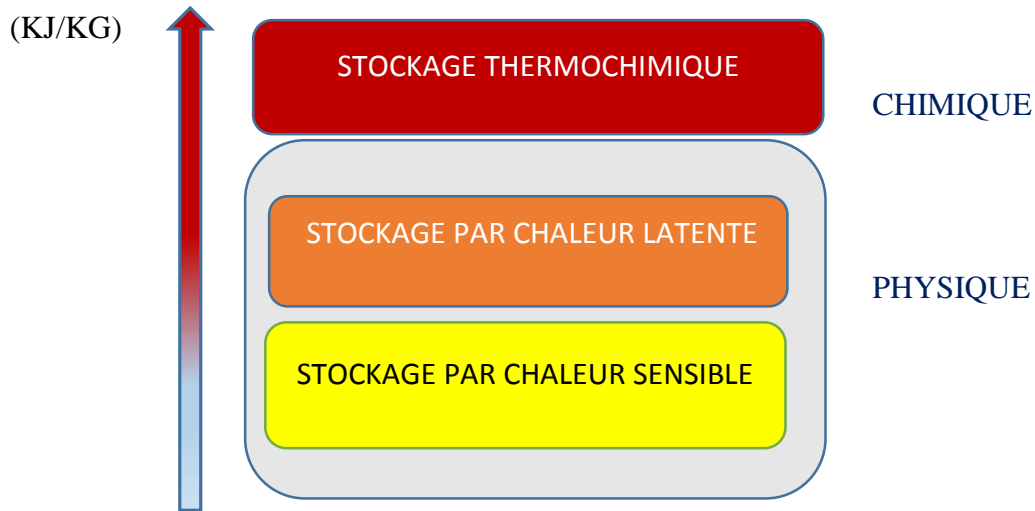


Figure 3.1 : Densité de stockage en fonction du procédé. [11]

III.3 Application du MCPs pour le stockage thermique

Le stockage par chaleur latente est un mode de stockage d'énergie thermique qui consiste à utiliser des matériaux à changement de phase. L'énergie est alors emmagasinée sous forme de chaleur latente grâce à la fusion de ces matériaux. Puis restitue cette chaleur au milieu ambiant grâce à leur solidification.

Le choix d'un MCP est basé sur une chaleur latente élevée, la température de changement de phase doit être proche de la température désirée ce qui permet à la fois de réduire considérablement l'encombrement de l'installation et les pertes thermiques pendant la période de stockage.

Cependant ces systèmes de stockage ne sont pas très répandus car leur conception est freinée par la complexité des phénomènes de transferts thermiques qui se déroulent en leur sein. [11]

Plusieurs modèles d'accumulateurs sont à l'étude, on peut citer :

- **Accumulateur forme parallélépipédique à une ou plusieurs couches de MCP**

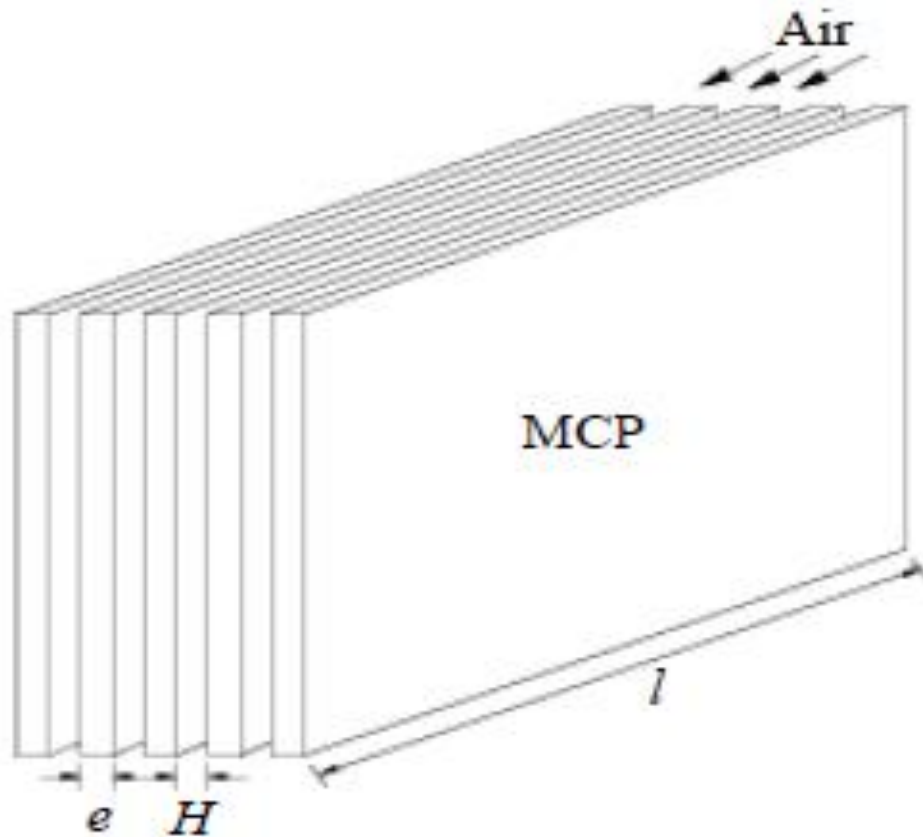


Figure 3.2 : Schéma accumulateur sous forme parallélépipédique

Il est composé d'un ensemble de plaques planes parallèles de longueur (l) séparées par une distance (H) entre lesquelles circule l'air à refroidir. Les plaques d'épaisseur (e) sont constituées d'un MCP à bas point de fusion complètement solidifié avant l'utilisation. L'air circule entre les plaques froides et le MCP absorbe ou cède la chaleur. [11]

- **Les accumulateurs cylindriques (cylindres concentriques ou échangeurs de chaleur à tubes et calandre)**

Plusieurs dispositions possibles sont également étudiées : verticale et horizontale. Sont destinés principalement pour le bâtiment (peuvent être placés au plafond ou au plancher), la figure (3.3) montre le changement de phase dans ce genre d'accumulateurs. [11]

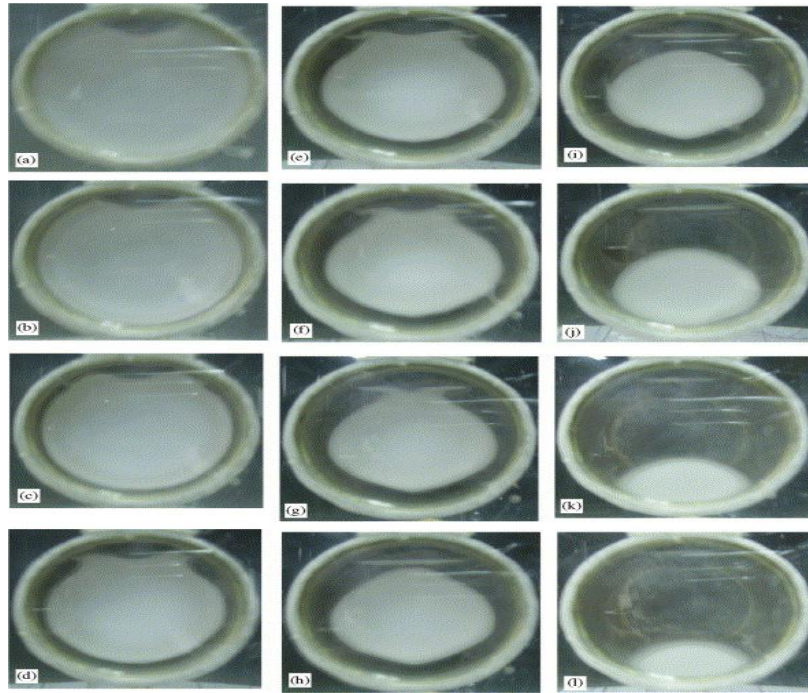


Figure 3.3 : Changement de phase dans un accumulateur cylindrique [10]

- **Nodules encapsulées**

Le principe de ce stockage est d'utiliser un MCP confiné dans des récipients étanches de petites dimension. Dans l'industrie on trouve l'utilisation de nodules sphériques, ces nodules remplissent une cuve qui est traversée par un fluide caloporteur tel que l'air ou l'eau. Ce modèle fait l'objet de notre étude.

Lorsqu'on fait circuler dans la cuve de stockage un fluide suffisamment chaud, le MCP à l'intérieur des nodules se fond, stockant l'énergie par chaleur latente. Si la cuve est parcourue plus tard, par un fluide froid (température inférieure à la température de fusion), l'énergie est déstockée. [11]



Figure 3.4 : Capsules sphériques [10]

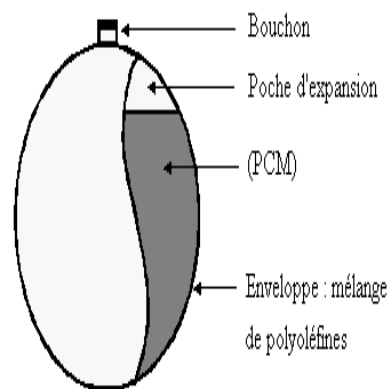


Figure 3.5 : schéma détaillé d'une capsule [10]

III.4 Sélection du PCM

Le premier critère pour sélectionner un PCM c'est de voir son point de fusion et sa correspondance avec le domaine d'utilisation, dans notre cas le PCM est conditionné par le niveau de température de la source chaude dans le système de climatisation solaire par absorption.

Si le générateur de la machine à absorption fonctionne avec un niveau de température de [75-90°C], le point de fusion du PCM doit être plus grand que la température d'entrée du générateur. Parmi les différents PCM qui sont catalogué par Mahkamov et Zalba et al, quelques PCM ont été sélectionné par Hosseini [6] qui sont retranscrits dans le tableau 3.1 et 3.2. [6]

PCM	Type	Point de fusion (°C)	Chaleur latente de fusion (KJ/KG)
Methyl fumarate	Organique (acide gras)	102	242
Mg Cl2. 6H2O	Inorganique	115	165
Erythritol	Organique	118	339.8
HDEP	Organique	100-150	200
RT 110	Organique (paraffine)	112	213

Tableau 3.1 PCM sélectionnés pour des applications de climatisation solaire par absorption niveau de température [100-150] [6]

PCM	Type	Point de fusion (°C)	Chaleur latente de fusion (KJ/KG)
Acetamid	Organique (acide gras)	81	241
Mg(NO ₃) ₂ . 6H ₂ O	Inorganique (sels hydratés)	90	167
KAl (SO ₄) ₂ . 12H ₂ O	Inorganique (sels hydratés)	91	184
RT 90	Organique (paraffine)	90	197
RT 80	Organique (paraffine)	79	209
Naphthalene	Organique (non-paraffine)	80	147.7
Alpha naphthol	Organique (non-paraffine)	96	163

Tableau 3.2 PCM sélectionnés pour des applications de climatisation solaire par absorption niveau de température [79-96] [6]

Parmi les PCMs présentés dans les tableaux 3.1 et 3.2 Erythritol est le PCM dont la chaleur latente de fusion est la plus élevée. Erythritol est un agent sucré, et est utilisé dans les boissons dans le but de les rendre plus sucré mais sans autant ajouter des calories, ce PCM a une grande chaleur de fusion équivalente à la glace, son plus inconvénient est son changement de volume durant le changement de phase solide-liquide qui est de 10%, la figure 3.6 présente la courbe enthalpique du Erythritol.

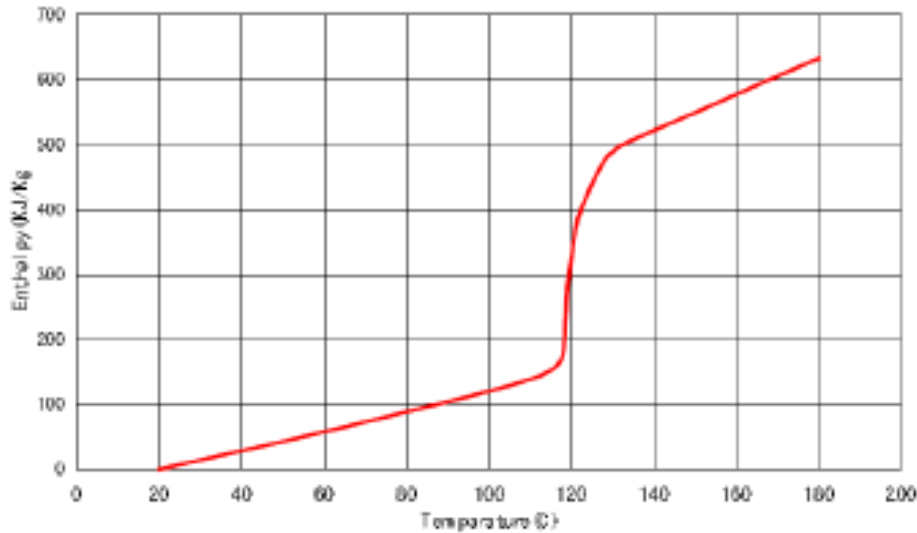


Figure 3.6 Courbe enthalpique de l'Erythritol

Le tableau 3.3 présente les caractéristiques du PCM (Erythritol) ainsi que le fluide caloporteur utilisé (Therminol 60).

Propriétés	Valeur	Unité
Point de fusion du PCM	117.7	°C
Chaleur latente de fusion	339.8	KJ KG ⁻¹
Chaleur spécifique du PCM liquide (140°C)	2.76	KJ KG ⁻¹ k ⁻¹
Chaleur spécifique du PCM solide (20°C)	1.38	KJ KG ⁻¹ k ⁻¹
Conductivité thermique du PCM liquide (140°C)	0.326	W m ⁻¹ K ⁻¹
Conductivité thermique du PCM solide (20°C)	0.733	W m ⁻¹ K ⁻¹
Densité du PCM liquide (140°C)	1300	Kg m ⁻³
Densité du PCM solide (20°C)	1480	Kg m ⁻³
Conductivité thermique du HTF	0.12	W m ⁻¹ K ⁻¹
Chaleur spécifique du HTF	1.99	Kg m ⁻³
Densité du HTF	924	Kg m ⁻³
Viscosité dynamique du HTF	10.8 * 10 ⁻⁴	Pa.s

Tableau 3.3 Propriétés thermo-physiques du PCM et du HTF utilisés [6]

III.5 Modélisation [10]

III.5.1 Présentation du système physique

Le système physique est représenté schématiquement par la figure (3.8), l'ensemble est constitué de capsules sphériques contenant chacune le PCM, ces sphères sont contenues dans une enceinte métallique de forme cylindrique à axe vertical traversé par un fluide caloporteur. Cette disposition permet d'avoir une importante surface de contact, et permet d'obtenir une porosité uniforme. [10]

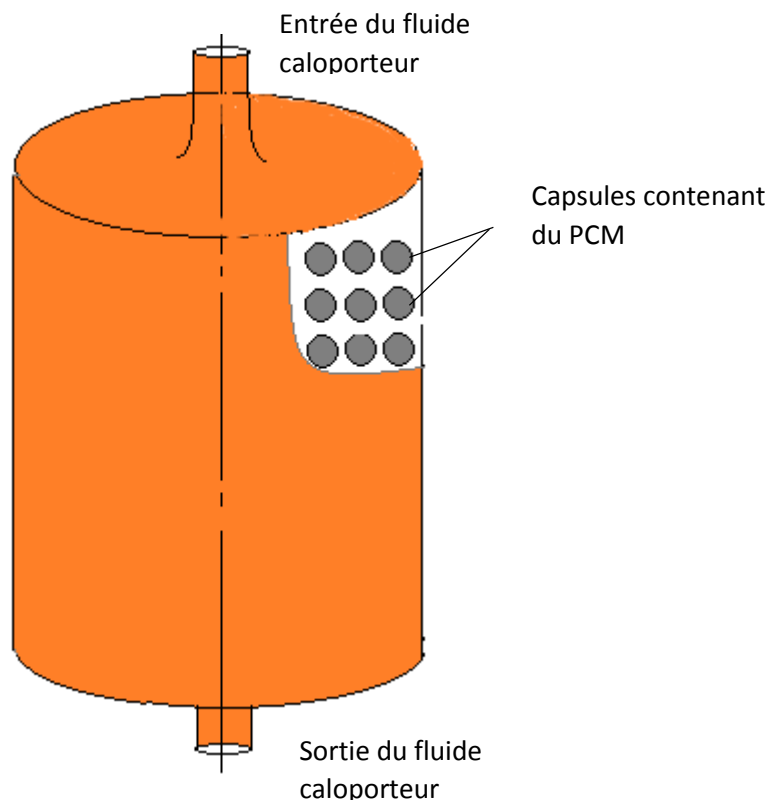


Figure 3.7 Schéma cuve de stockage

III.5.2 Caractéristiques géométrique et thermique

III.5.2.1 Diamètre équivalent

Les capsules sont des sphères identiques, donc on peut les caractériser par le diamètre équivalent d , définit par :

$$d = \left[\frac{6 \text{ volume des capsules}}{\pi \text{ nombre des capsules}} \right]^{1/3} \quad [10] \quad (\text{III.4})$$

III.5.2.2 La porosité

Par définition la porosité est le rapport entre le volume occupé par le fluide et le volume total (volume des capsules+ volume du fluide). Sa valeur varie de 0.36 à 0.44. H. Torab et D. Beasley ont donné une expression qui dépend du rapport entre le diamètre équivalent de la capsule et le diamètre de la cuve de stockage, cette formule est reprise par Hamid. A [10].

$$\varepsilon = 0.4272 - 4.1516 \cdot 10^{-3} \left(\frac{D}{d}\right) + 7.881 \cdot 10^{-5} \left(\frac{D}{d}\right)^2 \text{ Pour } (D/d) < 28$$

$$\text{Et } \varepsilon = 0.3625 \quad (\text{III.5})$$

III.5.2.3 Longueur caractéristique

La longueur caractéristique est le rapport entre le volume d'une capsule et sa surface.

$$\xi = \left(\frac{V_c}{S_c}\right) \quad (\text{III.6})$$

III.5.2.4 Surface d'échange

La surface d'échange (fluide capsules) d'un milieu poreux de V_s et de porosité ε est égale à :

$$A_C = N_{capsules} \cdot A_{Capsules} \quad (\text{III.7})$$

$N_{capsules}$ est le nombre de capsules dans le réservoir de stockage et $A_{capsule}$ est la surface d'une capsule.

III.5.2.4 Taux de surface de contact :

Le taux de surface de d'échange est le rapport de la surface de contact au volume correspondant.

$$a = \frac{A_c}{V_s} \quad [10] \quad (\text{III.8})$$

Pour des capsules sphériques identiques [10]

$$a = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{d} \quad (\text{III.9})$$

III.5.2.6 Coefficient d'échange (fluide/ capsules)

La détermination du flux convectif échangé entre la capsule et le fluide caloporteur nécessite la connaissance du coefficient d'échange surfacique. La relation empirique d'Alanis et Rovetta [10] permet de calculer le coefficient thermique volumique. [10]

$$h_v = 824 \left[\frac{\rho_F U}{d} \right]^{0.92} \quad (\text{III.10})$$

Le coefficient d'échange surfacique se déduit par la relation suivante. [13]

$$h_{cf} = h_v \frac{d}{6(1-\varepsilon)} \quad (\text{III.11})$$

III.5.3 Hypothèses simplificatrices

Les propriétés caractéristiques d'un système sont d'une variabilité spatiotemporelle rendant toute étude délicate, voire impossible sans le recours à des hypothèses et des considérations simplificatrices. Dans ce contexte est établie la physique mathématique qui considère un élément de volume, infiniment petit d'une vue macroscopique et suffisamment grand d'une vue microscopique pour qu'on puisse négliger les interactions moléculaires. Sous cette configuration, la physique mathématique rend possible la négligence de la variation de quelques propriétés sur un tout petit laps de temps pour simplifier l'étude. [10]

- Les parois de la cuve sont adiabatiques.
- L'influence de la paroi du cylindre est négligée.
- Le phénomène est monodimensionnel.
- La vitesse moyenne de l'écoulement du fluide est constante dans tout le stock.
- La conduction entre les particules sphériques est ignorée
- les gradients de températures sont faibles à l'intérieur des capsules.
- les particules sont toutes de la même nature, sont aussi de la même taille.
- L'échange par rayonnement est négligé.
- Le coefficient d'échange par convection entre le solide et le fluide supposé constant et indépendant de la température.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide et des capsules sont constantes dans tout le stock sauf la capacité calorifique du MCP, elle est variable pendant le changement de phase pour les particules. [10]

III.5.4 Modèle mathématique

On divise la cuve de stockage en N éléments d'épaisseur Δx

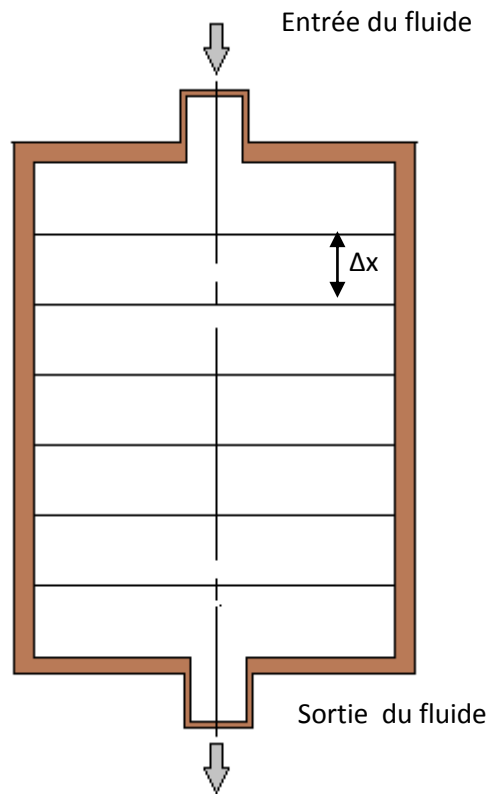


Figure 3.9 : Cuve de stockage [10]

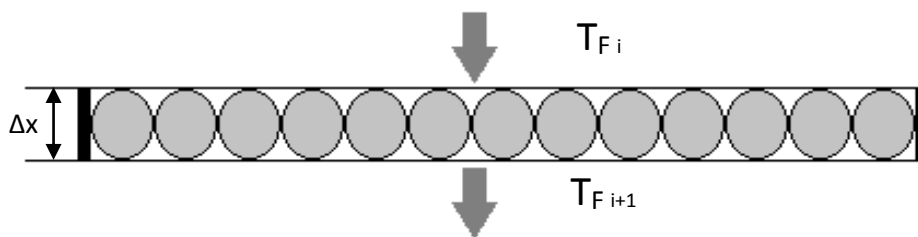


Figure 3.10 Elément de longueur de la cuve de stockage [10]

On s'intéressera à l'évolution en fonction du temps de la température du fluide et des capsules dans cet élément pendant un temps dt .

L'équation de chaleur pour le fluide s'écrit :

$$\varepsilon \cdot \rho_F \cdot Cp_F \cdot \frac{\partial T_F(x,t)}{\partial t} + \varepsilon U \cdot \rho_F \cdot Cp_F \cdot \frac{\partial T_F(x,t)}{\partial x} = k_F \cdot \frac{\partial^2 T_F(x,t)}{\partial x^2} + h_{cf} \cdot a \cdot (T_{Ca}(x,t) - T_F(x,t)) \quad (\text{III.12})$$

Au passage du fluide entre les capsules, un échange de chaleur s'effectue essentiellement par convection et la variation de température pour les capsules s'écrit :

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_{Ca} \cdot Cp_{app} \cdot \frac{\partial T_{Ca}(x,t)}{\partial t} = h_{cf} \cdot a \cdot (T_F(x,t) - T_{Ca}(x,t)) \quad (\text{III.13})$$

Conditions initiales et aux limites

$$\text{À } t=0 \quad T_F(x, t=0) = T_{Ca}(x, t=0) = T_0 \quad (\text{III.14})$$

$$\text{À } x=0 \quad T_F(x=0, t) = T_{Ca}(x=0, t) = T_{ent} \quad (\text{III.15})$$

À la sortie du lit on suppose que le système est adiabatique.

$$\frac{\partial T_F}{\partial x}(x=L, t) = \frac{\partial T_{Ca}}{\partial x}(x=L, t) = 0 \quad (\text{III.16})$$

Capacité apparente

La variation de la capacité apparente est supposée linéaire en fonction du temps, la figure (3.11) présente une fonction du CP en fonction de la température qui est utilisée fréquemment dans la littérature.

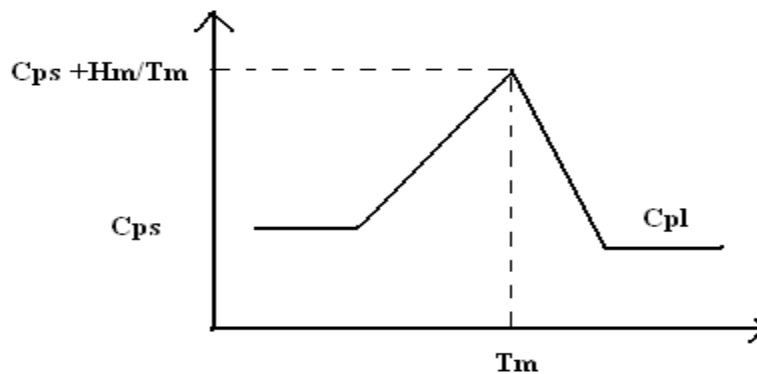


Figure 3.11 : Fonction Cp utilisée dans la littérature [10]

III.5.5 Discrétisation et résolution des équations

La discrétisation des 2 équations se fait sur un maillage spatial et temporel (Δx , Δt), pour cela on a utilisé la méthode des différences finies implicite, qui consiste à approcher une dérivée par le développement de Taylor.

$$\frac{\partial T_F(x,t)}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial T_F(x,t)}{\partial x} = \frac{k_F}{\varepsilon \cdot \rho_F C p_F} \cdot \frac{\partial^2 T_F(x,t)}{\partial x^2} + \frac{h_{cf} \cdot a}{\varepsilon \cdot \rho_F C p_F} \cdot (T_{Ca}(x,t) - T_F(x,t)) \quad (III.17)$$

$$\frac{\partial T_{Ca}(x,t)}{\partial t} = \frac{h_{cf} \cdot a}{(1-\varepsilon) \cdot \rho_{Ca} \cdot C p_{app}} (T_F(x,t) - T_{Ca}(x,t)) \quad (III.18)$$

Pour le fluide :

$$T_{Fi}^{t+1} - T_{Fi}^t + \frac{U \cdot \Delta t}{\Delta x} (T_{Fi}^{t+1} - T_{Fi-1}^{t+1}) = \frac{k_F \Delta t}{\rho_F \cdot C p_F \cdot \varepsilon \cdot \Delta x^2} \{T_{Fi-1}^{t+1} - 2T_{Fi}^{t+1} + T_{Fi+1}^{t+1}\} + \frac{h_{cf} \cdot a}{\rho_F \cdot C p_F \cdot \varepsilon} (T_{Cai}^{t+1} - T_{Fi}^{t+1}) \quad (III.19)$$

Pour les capsules :

$$T_{Cai}^{t+1} - T_{Cai}^t = \frac{h_{cf} \cdot a \cdot \Delta t}{\rho_{Ca} \cdot C p_{Ca} \cdot (1-\varepsilon)} (T_{Fi}^{t+1} - T_{Cai}^{t+1}) \quad (III.20)$$

On pose :

$$A = \frac{U \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad B = \frac{k_F \Delta t}{\rho_F \cdot C p_F \cdot \varepsilon \cdot \Delta x^2} \quad C = \frac{h_{cf} \cdot a \cdot \Delta t}{\rho_F \cdot \varepsilon \cdot C p_F} \quad D = \frac{h_{cf} \cdot a \cdot \Delta t}{\rho_{Ca} \cdot C p_{Ca} \cdot (1-\varepsilon)}$$

On aura :

Pour le fluide :

$$T_{Fi-1}^{t+1} (-A - B) + T_{Fi}^{t+1} (1 + A + 2B + C) + T_{Fi+1}^{t+1} (-B) = T_{Fi}^t + T_{Cai}^{t+1} \quad (III.21)$$

Pour les capsules :

$$T_{Cai}^{t+1} = T_{Cai}^t + D (T_{Fi}^{t+1} - T_{Cai}^{t+1}) \quad (III.22)$$

$$T_{Cai}^{t+1} = \frac{D \cdot T_{Fi}^{t+1} + T_{Cai}^t}{1 + D} \quad (III.23)$$

On remplaçant l'équation (III.23) dans (III.21) on aura :

$$T_{Fi-1}^{t+1}(-A-B) + T_{Fi}^{t+1}(1+A+2B+C) + T_{Fi+1}^{t+1}(-B) = T_{Fi}^t + \frac{C}{1+D}(DT_{Fi}^{t+1} + T_{Cai}^t) \quad (III.24)$$

Après réarrangement :

$$T_{Fi-1}^{t+1}(-A-B) + T_{Fi}^{t+1}\left(1+A+2B+C - \frac{C.D}{1+D}\right) + T_{Fi+1}^{t+1}(-B) = T_{Fi}^t + \frac{C}{1+D}(T_{Cai}^t) \quad (III.25)$$

Pour simplifier on pose :

$$AA = -A-B \quad BB = 1+A+2B-(CD/1+D) \quad CC = -B \quad DD = C/(1+D)$$

L'équation III.25 devient

$$T_{Fi-1}^{t+1} AA + T_{Fi}^{t+1} BB + T_{Fi+1}^{t+1} CC = T_{Fi}^t + DD(T_{Cai}^t) \quad (III.26)$$

Les équations des différents nœuds : $1 \leq i \leq N$

Pour $i = 1$

$$T_{F0}^{t+1} AA + T_{F1}^{t+1} BB + T_{F2}^{t+1} CC = T_{F1}^t + DD(T_{Cai}^t) \quad (III.27)$$

D'après les conditions initiales :

$$T_{F0}^{t+1} = T_{ent}$$

$$T_{F1}^{t+1} BB + T_{F2}^{t+1} CC = T_{F1}^t + DD(T_{Cai}^t) - T_{Fent}^{t+1} AA \quad (III.28)$$

Pour $i = 2, N-1$

$$T_{Fi-1}^{t+1} AA + T_{Fi}^{t+1} BB + T_{Fi+1}^{t+1} CC = T_{Fi}^t + DD(T_{Cai}^t) \quad (III.29)$$

Pour $i = N$

$$T_{FN-1}^{t+1} AA + T_{FN}^{t+1} BB + T_{FN+1}^{t+1} CC = T_{FN}^t + DD(T_{CaN}^t) \quad (III.30)$$

On remarque qu'il y a un point fictif dans cette équation qu'on va éliminer avec la condition au limite (III.16) à la sortie du lit et qui nous permet d'écrire :

$$T_{FN+1}^{t+1} = T_{FN}^{t+1}$$

$$T_{FN-1}^{t+1} AA + T_{FN}^{t+1} (BB + CC) = T_{FN}^t + DD (T_{CaN}^t) \quad (III.31)$$

Si on met ces équations sous formes matricielles à l'instant t :

$$\begin{bmatrix} BB & CC & 0 & 0 & \dots & \dots \\ AA & BB & CC & 0 & \dots & \dots \\ 0 & AA & BB & CC & \dots & \dots \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \dots \\ \cdot & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & AA & BB + CC \end{bmatrix} x = \begin{bmatrix} T_{F1}^{t+1} \\ T_{F2}^{t+1} \\ \vdots \\ T_{FN}^{t+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{F1}^t + DD.T_{Ca1}^t - AA.T_{ent} \\ T_{F2}^t + DD.T_{Ca2}^t \\ \vdots \\ T_{FN}^t + DD.T_{CaN}^t \end{bmatrix}$$

On a obtenu une matrice tri-diagonale, pour sa résolution on a utilisé la méthode TDMA de THOMAS [14]. On calcule d'abord les températures du fluide T_{Fi}^{t+1} en connaissant les températures T_{Fi}^t et T_{cai}^t , puis on calcule T_{cai}^{t+1} à partir de l'équation (III.23).

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle mathématique a été développé pour simuler le fonctionnement d'une cuve de stockage de chaleur par PCM, des hypothèses sont fixées et les équations régissant le transfert de chaleur entre le fluide et les capsules sont discrétisées par la méthode des différences finies avec un schéma implicite, un système d'équation est obtenu sous forme matricielle, la résolution est effectuée par la méthode TDMA, les résultats sont exposés au chapitre IV.

IV.1 Introduction

Après avoir présenté dans les chapitres précédents, les modèles mathématiques de la machine à absorption et de la cuve de stockage nous allons présenter dans ce chapitre les résultats de la simulation de ces modèles. La simulation a été faite sous le logiciel EES pour la machine à absorption et Fortran pour la cuve de stockage.

IV.2 Présentation des logiciels EES et FORTRAN

EES est un logiciel de calcul et de simulation, utilisé dans plusieurs domaines dont la thermodynamique, le transfert thermique, les mathématiques et la chimie, sa principale caractéristique est sa capacité à identifier et résoudre un grand nombre d'équations sans que ces dernières soient en ordre, ce logiciel utilise la méthode des résidus pour la résolution. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamique sous forme de "subroutines" sont incorporées dans sa base de données. Dans notre étude la résolution et la détermination des propriétés thermodynamiques est faite sans passer par les diagrammes. [6]

FORTRAN est un langage de programmation, utilisé principalement pour le calcul scientifique, c'est le plus ancien langage de programmation de haut niveau, sa précision dans les calculs fait qu'il est encore utilisé aujourd'hui dans l'ingénierie. Dans notre thèse il est utilisé pour la résolution des équations différentielles qui régissent le transfert thermique dans la cuve de stockage.

IV.3 Caractéristiques physiques et géométriques des systèmes physiques étudiés

IV.3.1 Cuve de stockage

L'étude numérique a été faite sur une cuve de 1 m de diamètre et 1 m de long placée verticalement dans laquelle sont placées des capsules sphériques de 0.1 m de diamètre remplies de PCM, le fluide caloporteur entre par le haut de la cuve et sort par le bas.

Les températures initiales du fluide et des capsules ainsi que la température d'entrée du fluide lors du stockage et du déstockage sont présentés dans le tableau (3.1).

Températures	Stockage	Déstockage
Température entrée fluide (°C)	140	40
Température initiale capsules (°C)	20	130
Température initiale du fluide dans la cuve (°C)	80	140

Tableau 4.1 Températures des composants de la cuve

IV.3.2 Machine à absorption

L'étude est basée sur une capacité calorifique du générateur de 12 KW, Les paramètres nominaux lors de l'étude paramétrique de la machine à absorption sont présentés dans le tableau (3.2). Lorsqu'on varie l'un de ces paramètres les valeurs des autres paramètres sont celles du tableau.

Paramètre	valeur
Température nominale du générateur (Tg) (°C)	92
Température nominale du condenseur (Tc) (°C)	40
Température nominale de l'absorbeur (Ta) (°C)	35
Température nominale de l'évaporateur (Te) (°C)	6
Puissance de l'évaporateur Q _e (KW)	10
Efficacité de l'échangeur de solution (Eff)	0.8

Tableau 4.2 Paramètres nominaux de la machine à absorption

IV.4 Présentation et discussion des résultats de la cuve de stockage

IV.4.1 Mode stockage

- Evolution de la température des capsules dans le temps

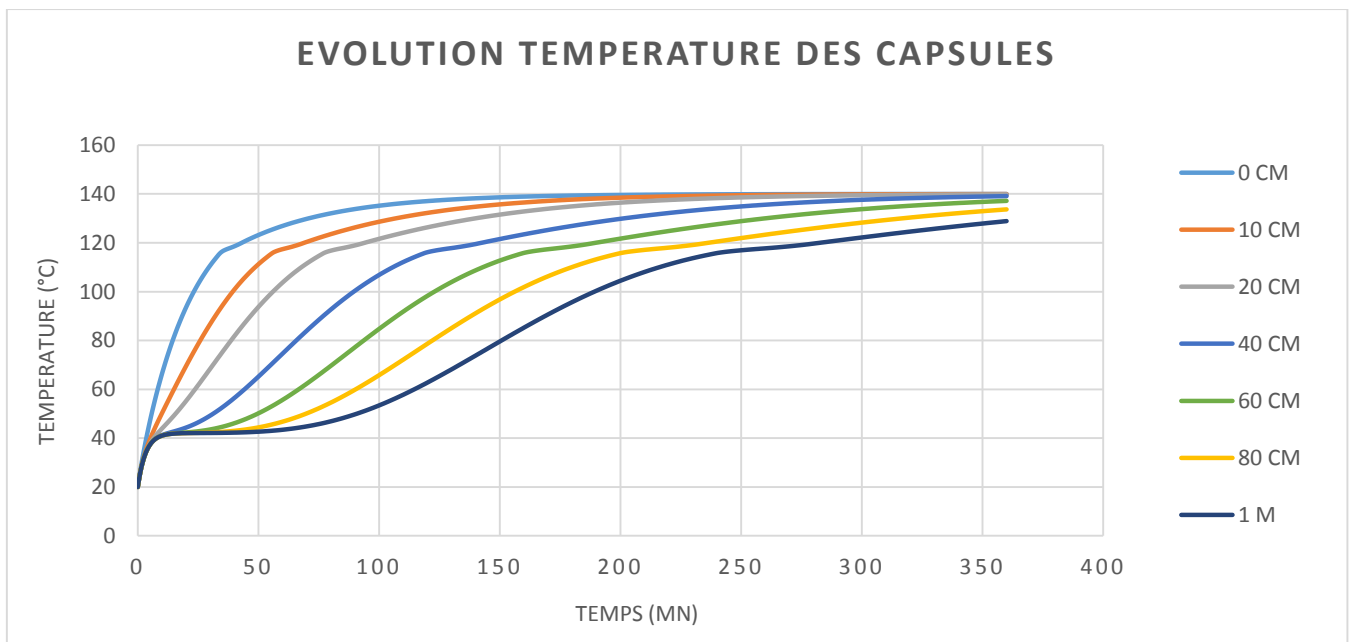


Figure 4.1 Evolution de la température du PCM en fonction du temps

La figure (4.1) représente l'évolution de la température du PCM dans le temps et suivant la profondeur de la cuve. Dans les premiers nœuds du côté de l'entrée, l'augmentation de la température est rapide, les capsules de l'entrée atteignent la température fixée du fluide T-inlet au bout de 150 mn et le palier du changement de phase se voit à peine, en descendant vers le bas et l'évolution est lente, le palier du changement de phase est plus visible, cela s'explique par le fort gradient de température à l'entrée qui est moins important à la sortie.

- **Evolution de la température des capsules suivant la profondeur de la cuve**

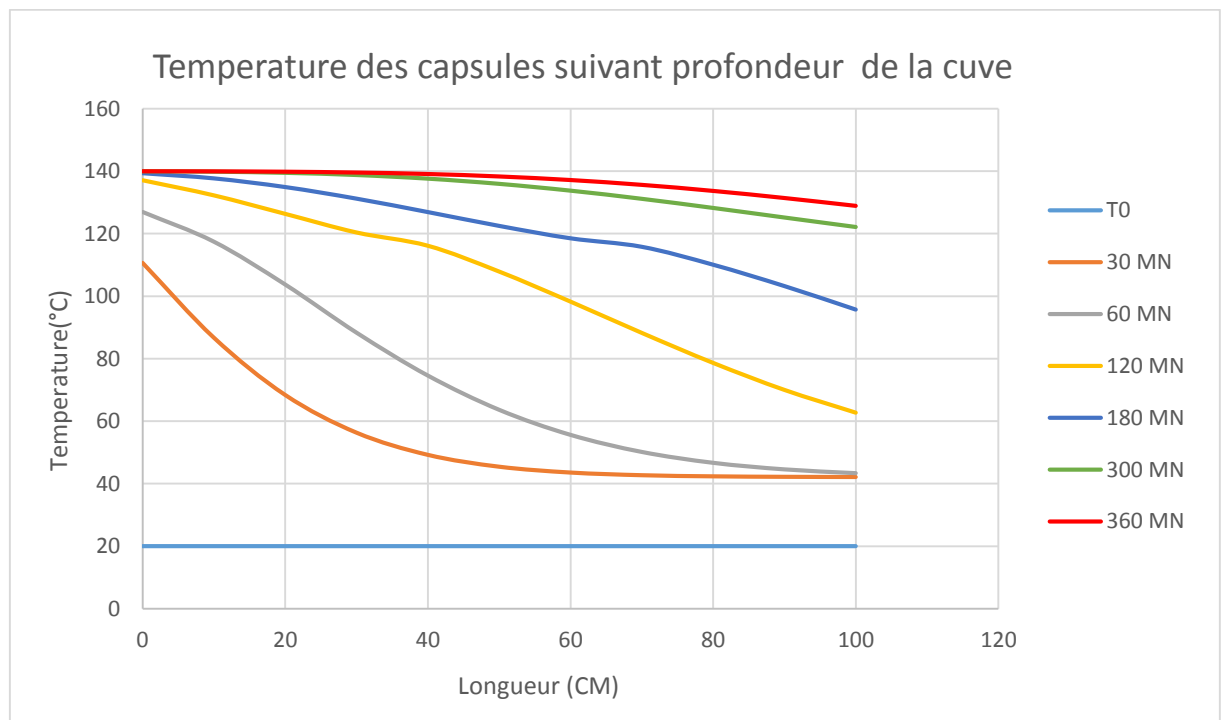


Figure 4.2 Evolution de la température du PCM suivant la profondeur de la cuve

La figure 4.2 représente l'évolution de la température des capsules suivant la profondeur de la cuve pendant des intervalles de 30 mn. Après 30 mn l'écart de température entre le premier nœud et le dernier nœud est de 68 °C, au fil du temps les capsules des étages inférieures se chauffent graduellement et l'écart de température diminue jusqu'à atteindre environ 10°C à t=360 mn entre l'entrée et la sortie de la cuve.

• Evolution de la température du fluide des différents nœuds en fonction du temps

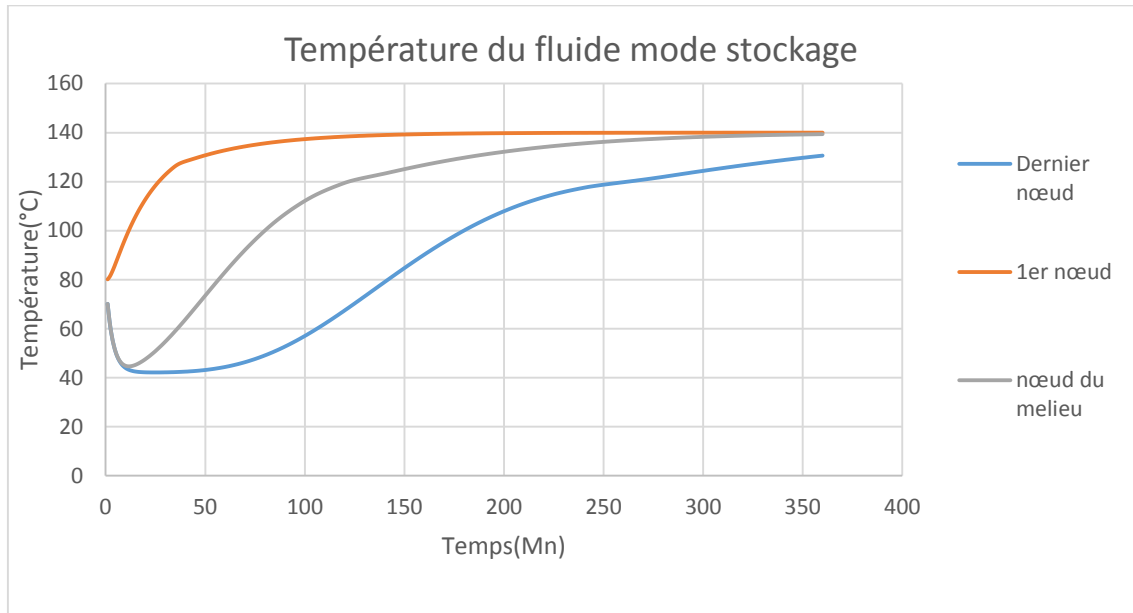


Figure 4.3 Evolution de la température du fluide en fonction du temps

La figure 4.3 présente le profil de température du fluide dans la cuve de stockage, dans le premier nœud la température du fluide croît avec le temps et atteint la température fixe du fluide d'entrée au bout de 150 mn, la courbe est croissante. A partir des nœuds du milieu on observe une courbe décroissante puis croissante, cela s'explique par les conditions initiales du fluide et des capsules respectivement de 80 et 20 °C qui font que dans les étages inférieures de la cuve il y a d'abord un échange entre le fluide qui se trouve initialement dans la cuve et les capsules ce qui traduit la diminution de la température initiale du fluide puis le fluide se chauffe et sa température augmente.

- Chaleur stockée en fonction du temps

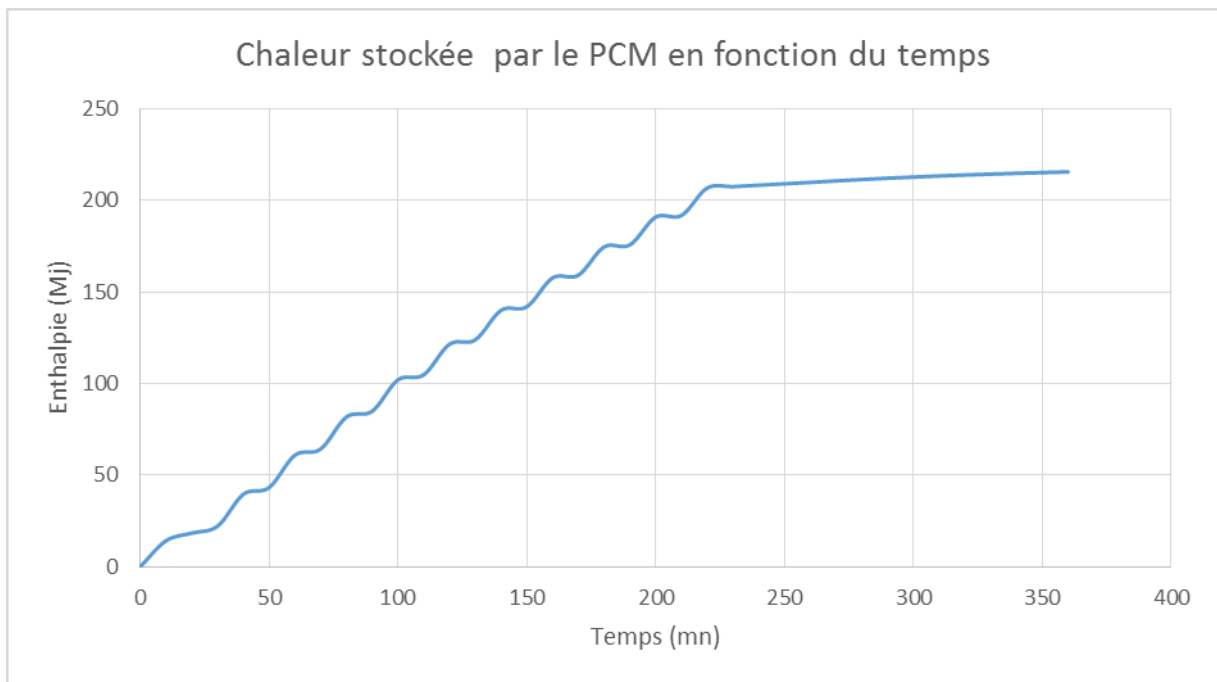


Figure 4.4 Evolution de la chaleur stockée dans le temps

La figure 4.4 montre l'évolution de la quantité de chaleur stockée dans le temps, de $t=0$ à $t=35$ mn le stockage se fait par chaleur sensible dans la phase solide, puis la température des capsules du 1^e étage atteignent la température de fusion et le stockage par chaleur latente commence à $t=35$ mn jusqu'à $t=220$ mn et à partir de 220 mn la chaleur est stockée sous forme sensible dans la phase liquide, les paliers observés représentent les changements de phases dans les différents étages de capsules.

- **Variation de la température du 1^e nœud en fonction de coefficient de convection**

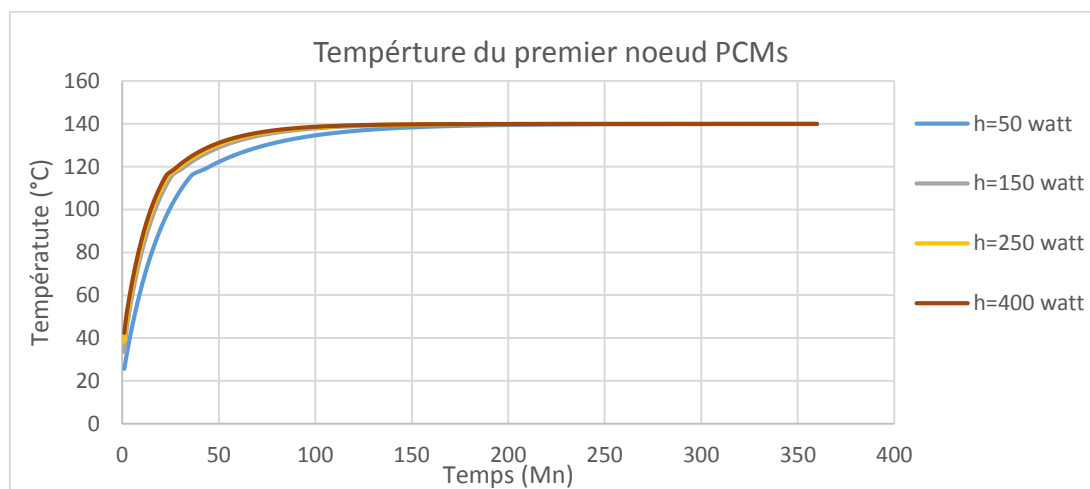


Figure 4.5 : Profils de température en fonction du coefficient de convection

La figure 4.5 présente la variation de la température du PCM à l'entrée en fonction du coefficient de convection, en augmentant le coefficient d'échange on observe une diminution du temps nécessaire pour la fusion du PCM, pour un $h=50(\text{w}/\text{m}^2\text{k})$ mn il faudrait 40 mn pour que le PCM des capsules du premier étage fonde, alors que pour $h=150(\text{w}/\text{m}^2\text{k})$ il faudrait 32 mn soit un gain de 8mn. A partir du $h=150$ l'écart entre les courbes est minime ce qui nous amène à dire que la valeur nominale du h n'est pas loin de $150\text{w}/\text{m}^2\text{k}$.

- **Variation de la température du PCM en fonction de la température d'entrée**

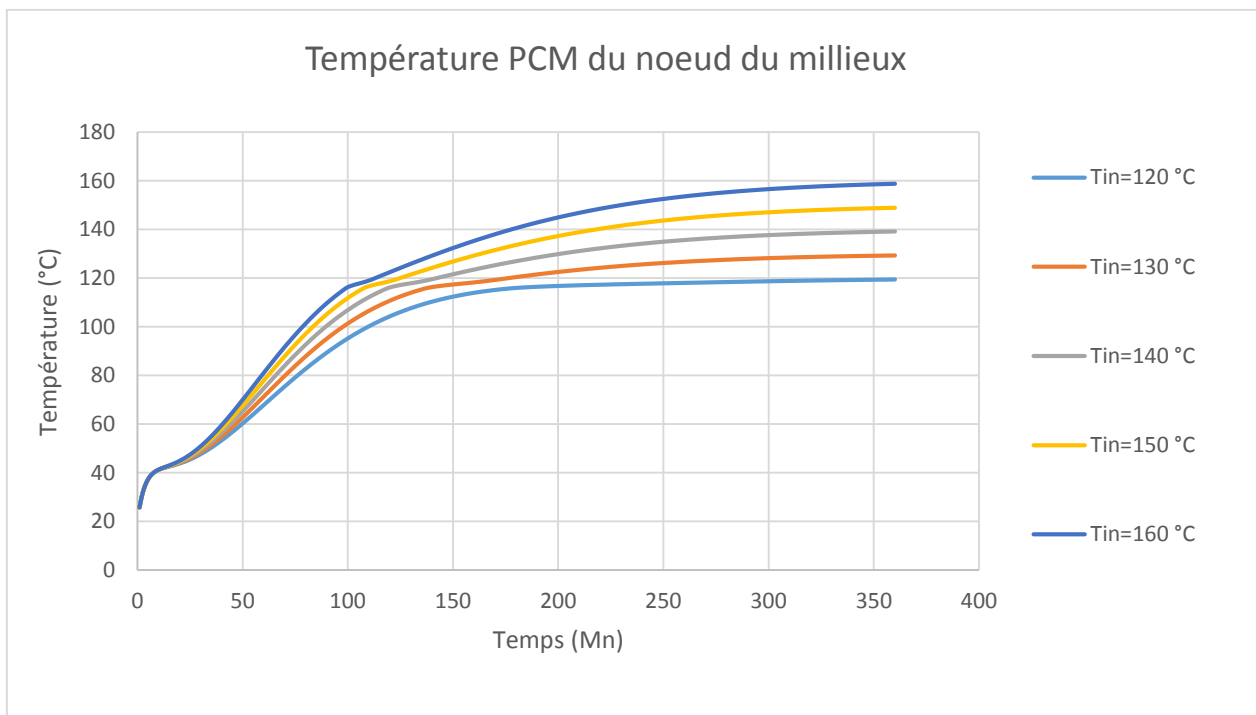


Figure 4.6 Profils de température du PCM en fonction de T_{in}

La figure 4.6 montre la variation de la température d'un nœud du PCM en fonction de la température d'entrée, les courbes montrent que lorsqu'on augmente la température d'entrée de 120°C à 160°C on observe une diminution du temps nécessaire à la fusion du PCM dans un étage de capsules de 77 mn. L'écart entre les courbes à la fin du stockage est justifié par la température d'entrée.

• **Variation du taux de liquide en fonction du débit**

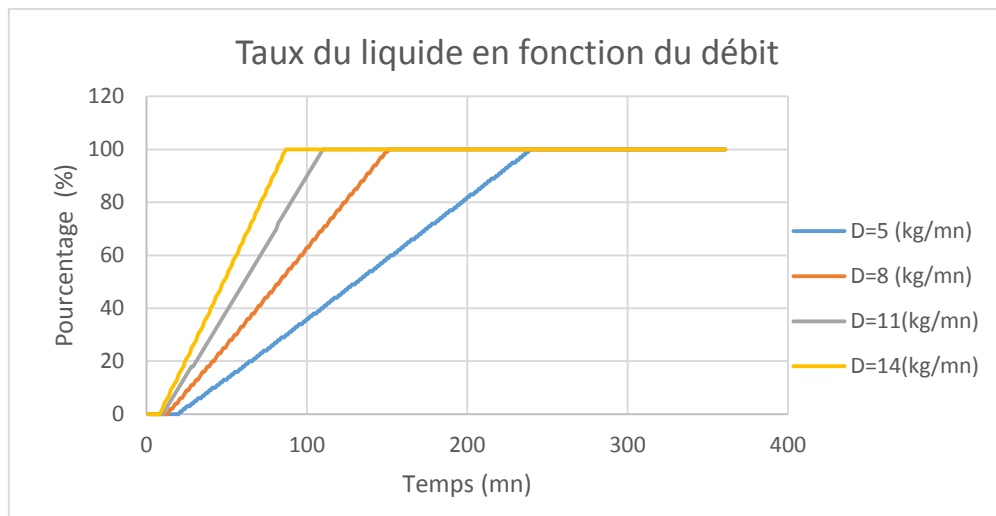


Figure 4.7 Variation du taux du liquide en fonction du débit du fluide

La figure 4.7 montre la variation du taux du liquide en fonction du débit du fluide, lors de l'augmentation du débit on observe une diminution du temps nécessaire à la fonte du PCM, pour un débit de 5 (Kg/mn) il faudrait 240 mn (4 heure) pour la fonte de tout le PCM alors que pour un débit de 8 (Kg/mn) il faudrait 151 mn (2 h 31 mn) soit 89 mn de moins. Cela s'explique par l'augmentation de la vitesse lorsque le débit augmente et par conséquence l'augmentation du coefficient d'échange qui est en fonction de la vitesse.

IV.4.2 Mode déstockage

• **Profils de température du PCM en fonction du temps**

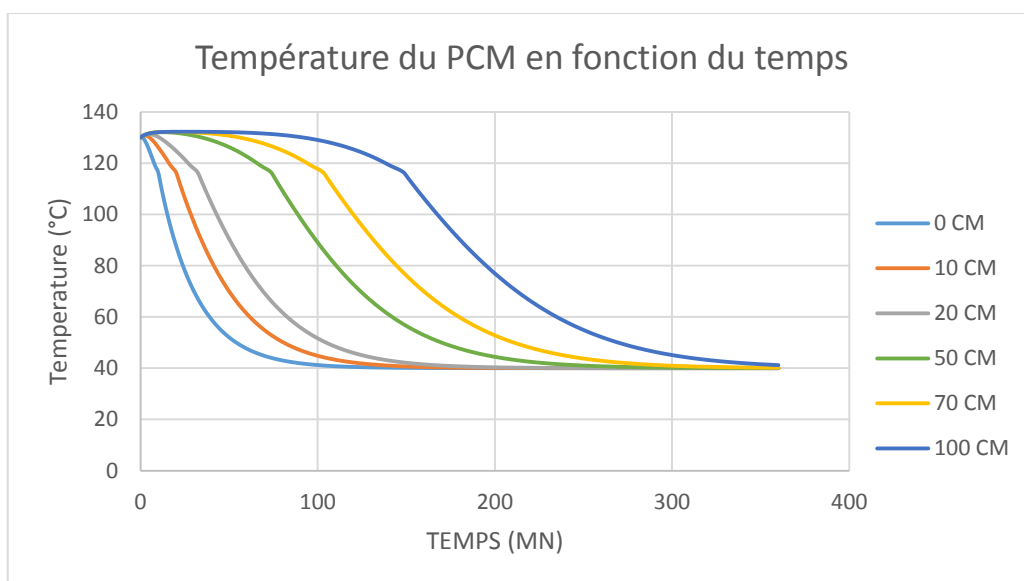


Figure 4.8 Profils de température du PCM lors du déstockage

La figure 4.8 présente la variation de la température du PCM lors du déstockage, les courbes montrent que lors du déstockage l'étage supérieur des capsules se décharge en premier elles atteignent la température d'entrée (40 °C) au bout de 105 mn alors que pour le dernier étage il faudrait plus 360 mn pour que la température des capsules descende jusqu'à la température d'entrée. Cela s'explique par le fait que les étages supérieurs de la cuve sont exposés en premier au fluide froid et échangent la chaleur stockée et en descendant vers le bas le fluide se chauffe et le gradient de température diminue ce qui retarde le refroidissement des étages inférieurs.

- **Capacité du stockage en fonction de la puissance**

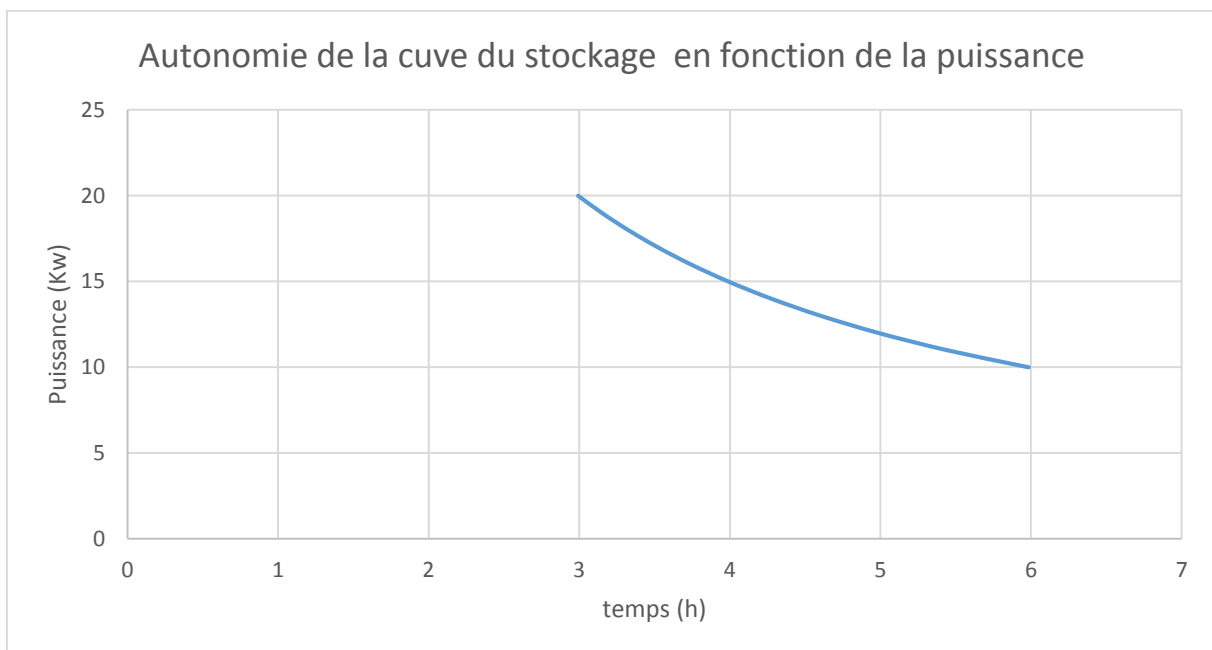


Figure 4.9 Autonomie du stockage en fonction de la puissance

La figure 4.9 représente l'autonomie de la cuve de stockage en fonction de la puissance calorifique à fournir, la variation de la puissance fournie par la cuve est inversement proportionnelle au temps d'autonomie de la cuve, lorsque la puissance à fournir augmente l'autonomie de la cuve diminue. La cuve de stockage peut assurer une puissance calorifique de 10 KW pendant un temps de 6h alors que pour une puissance de 20 kW l'autonomie descend à 3 h.

IV.5 Présentation et discussion des résultats de la simulation de la machine à absorption

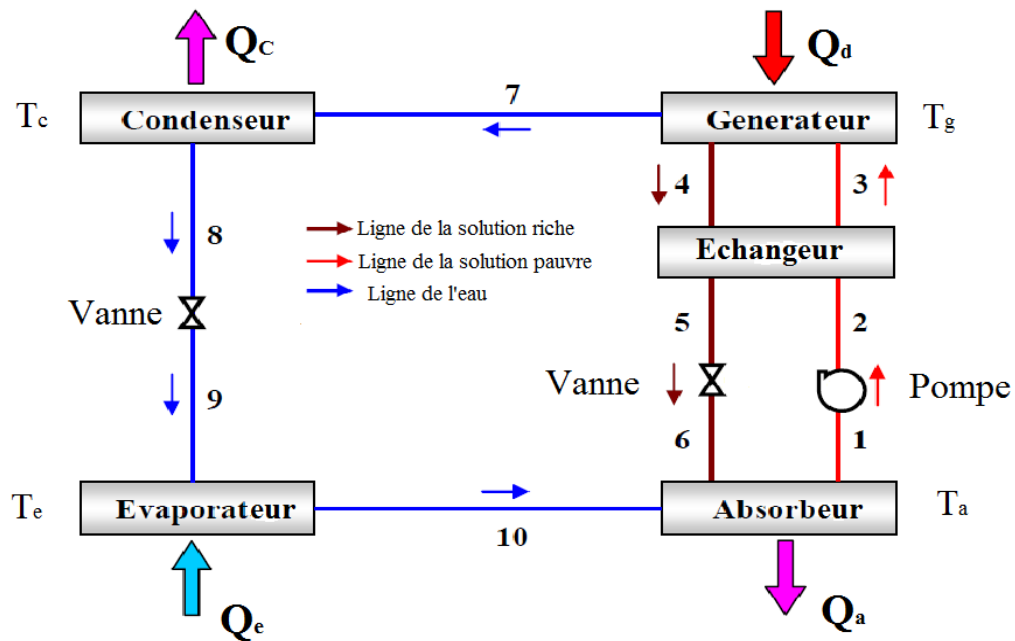


Figure 4.10 Schéma de la machine à absorption

i	h(i) kJ/kg	$\dot{m}(i)$ kg/s	P(i)	T(i)	x(i)
1	85.2409	0.0500	0.637	35	56.7
2	85.2451	0.0500	7.445	35	56.7
3	159.3	0.0500	7.445	63.6	56.7
4	222.5	0.0454	7.445	92	62.5
5	141	0.0454	7.445	53.3	62.5
6	141	0.0454	0.673	44.7	62.5
7	2645	0.0046	7.445	77	0
8	168.2	0.0046	7.445	40	0
9	168.2	0.0046	0.673	6	0
10	2503.1	0.0046	0.673	6	0
COP	0.828	ϵ	0.8	FR	10.837
Qa [kw]	14.297	Qd [kw]	14.952	Q_{shx-c} [kw]	3.09
Qe [kw]	10	Qc [kw]	11.427	Q_{shx-f} [kw]	3.09

Tableau 4.3 Résultats de la simulation de la machine à absorption

Le tableau 4.3 présente les propriétés et les performances de la machine à absorption obtenus lors de la simulation, on observe une variation dans les paramètres selon chaque composant de la machine, l'enthalpie à la sortie du générateur et l'évaporateur est conséquente cela est dû à la chaleur absorbé par le mélange dans ces deux Composants. A l'inverse l'enthalpie à la sortie du condenseur et de l'absorbeur baisse à cause du dégagement de chaleur par le mélange dans ces deux composants.

- **Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e et du générateur T_g**

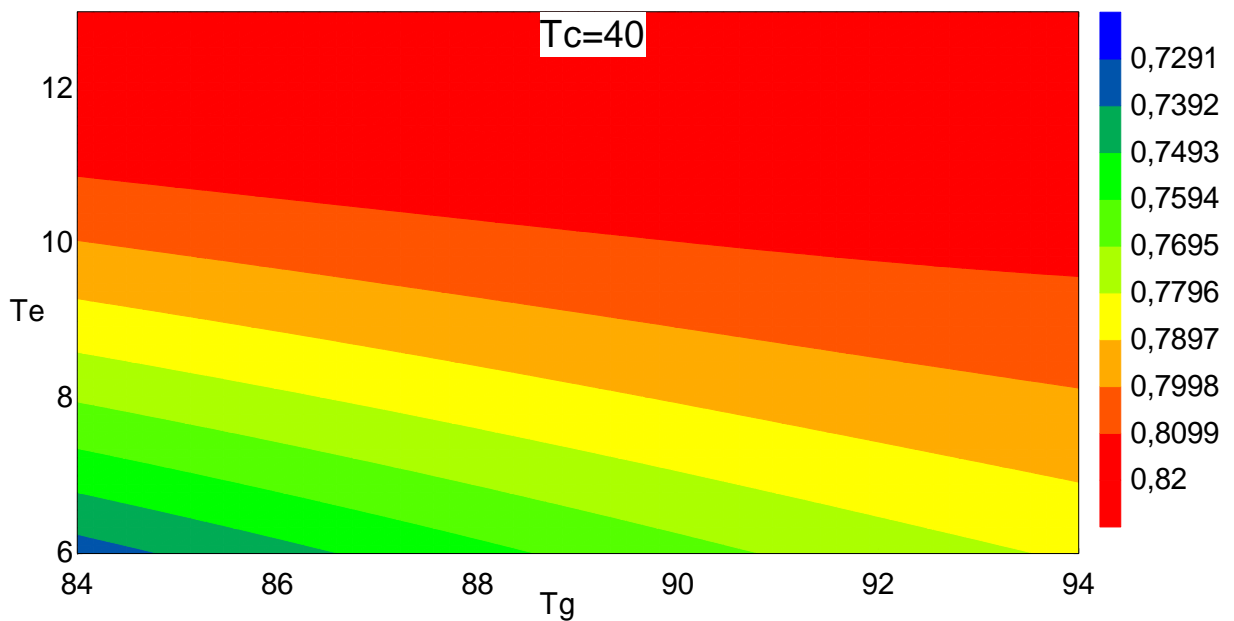


Figure 4.11 Variation du COP en fonction de T_g et T_e

- **Variation du COP en fonction T_g et T_c**

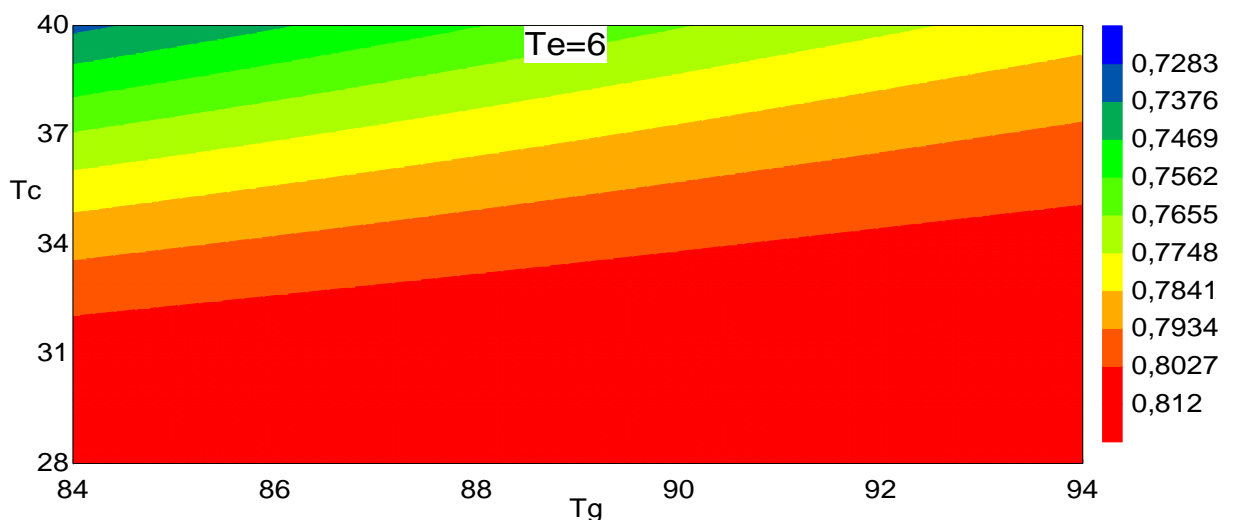


Figure 4.12 Variation du COP en fonction de T_g et T_c

La figure 4.11 représente la variation du COP en fonction de la température du générateur et de l'évaporateur, l'augmentation de la température du générateur et celle de l'évaporateur font augmenter le COP.

La figure 4.12 montre la variation de la température du générateur et celle du condenseur, à l'inverse de l'évaporateur, l'augmentation de la température du condenseur cause une diminution du COP.

- Variation du COP en fonction de T_e et T_c en fixant T_g

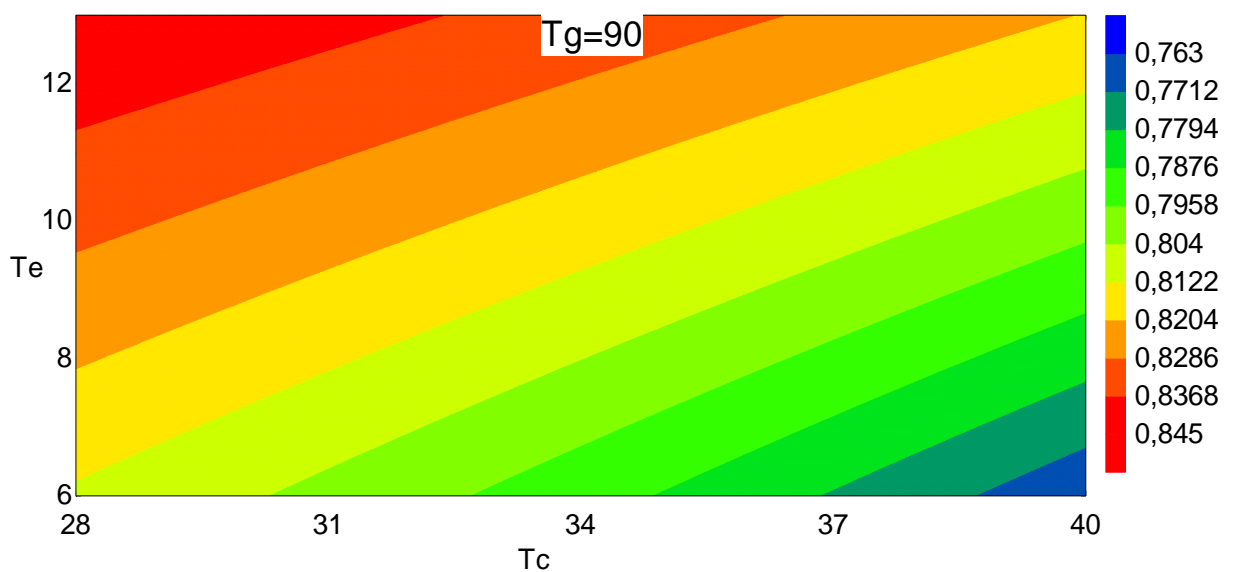


Figure 4.13 Variation du COP en fonction de T_e et T_c

La figure 4.13 présente la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur et du condenseur, la diminution de la température du condenseur et l'augmentation de la température de l'évaporateur induisent une augmentation du COP, cependant l'augmentation de la température du condenseur fait baisser le COP même avec l'augmentation de la température de l'évaporateur.

VI.6 Conclusion

Dans ce chapitre, les résultats de la simulation de la machine à absorption et de la cuve de stockage ont été présentés sous forme de courbes. Dans la machine à absorption une étude paramétrique est réalisée pour voir l'influence des températures des éléments de la machine sur le COP. Pour la cuve de stockage, l'étude paramétrique est réalisée et l'influence des différents paramètres tels que le débit et la température sur le temps de fusion de PCM sont observés.

Conclusion générale

Dans le présent travail on a étudié un système de climatisation solaire comprenant une cuve de stockage de chaleur en utilisant un PCM qui est le Erythritol, la cuve est couplée avec une machine à absorption simple effet dont le couple est le lithium bromure et l'eau. Dans la machine à absorption un modèle mathématique est établi sur la base des équations de conservation d'énergie et de masse dans chaque élément de la machine, ensuite le modèle est simulé sous le logiciel EES et les résultats obtenus sont présentés sous forme de courbe suivie par une discussion pour chaque courbe. Pour la cuve de stockage un modèle mathématique est établi en se basant sur les équations qui régissent le transfert de chaleur entre le fluide et les capsules, la capacité calorifique est calculé par la méthode du CP apparent, la simulation de ce modèle est faite avec le logiciel FORTRAN.

L'étude paramétrique a montré que pour la machine à absorption l'augmentation de la température du générateur et celle de l'évaporateur induit une augmentation du COP jusqu'à atteindre une valeur nominale. Contrairement à la température de l'évaporateur, l'augmentation de la température du condenseur induit la diminution du COP.

Dans la cuve de stockage, l'étude a montré l'influence des différents paramètres sur le temps de fusion et l'autonomie de stockage. L'étude a montré que l'augmentation du débit du fluide caloporteur engendre une diminution du temps nécessaire à la fonte du PCM, cela s'explique par la relation entre le coefficient d'échange et la vitesse du fluide.

Des optimisations et des améliorations peuvent être apporté à ce sujet dans les prochains travaux, une étude dynamique du système peut être réalisé en se basant notre étude statique et à la place de la méthode du CP apparent on peut recourir à la méthode enthalpie.

Le système de climatisation solaire par absorption est une solution prometteuse malgré son COP qui est faible par rapport aux autres machines tant que l'énergie du soleil est gratuite.

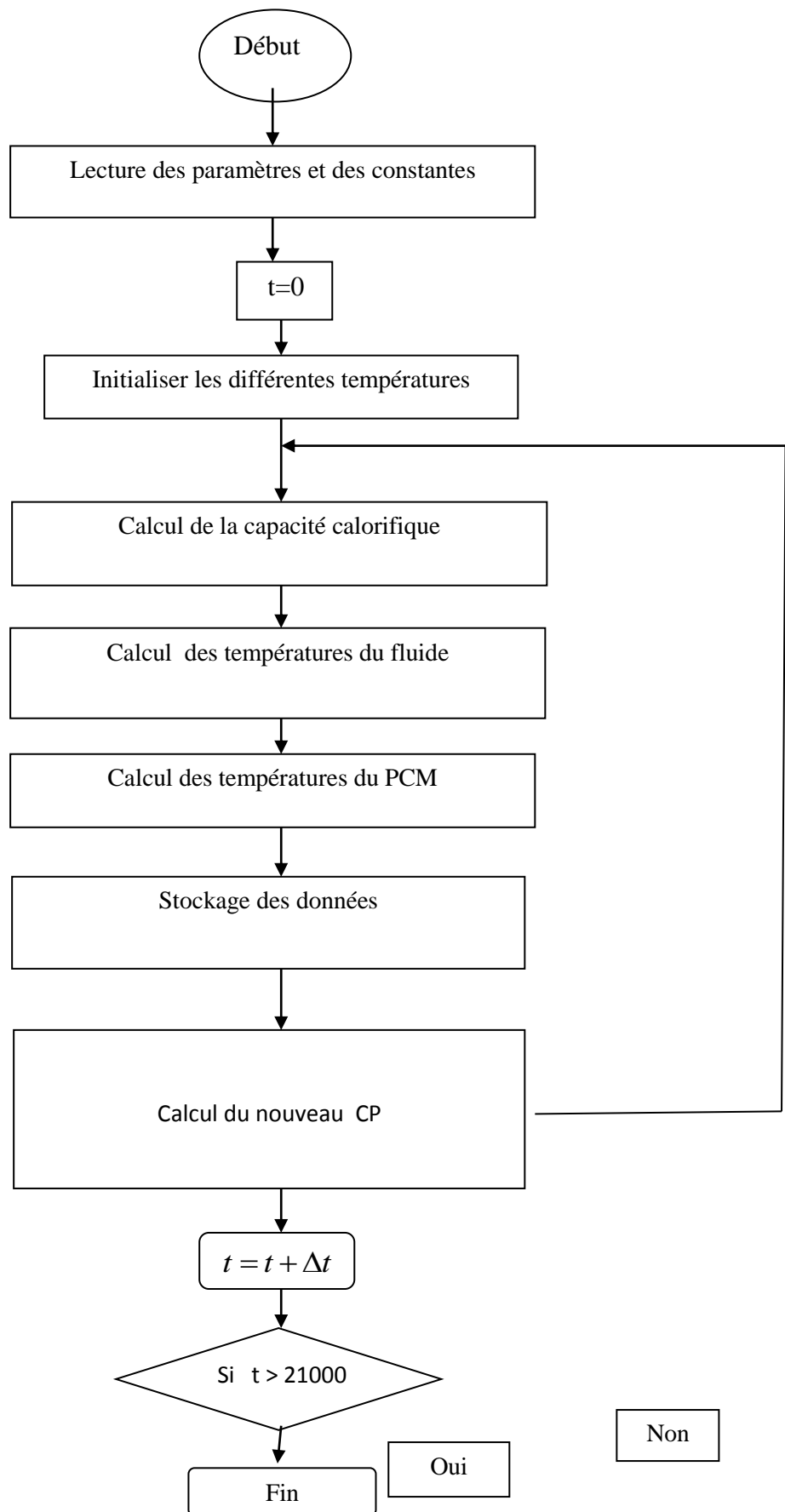
Références

- [1] LARKECHE Ouassila Epouse ZERMANE; thèse de doctorat; MODELISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION :APPLICATION DES EQUILIBRES DEPHASES;2012
- [2] BENNOUI Mohamed Salah ; thèse de magistère ;optimisation des procédés de climatisation solaire ;Université Constantine I
- [3] Belhafsi Mohamed ; performance d'une machine de climatisation solaire à absorption ; thèse de master université Saad Dahleb de Blida ; Octobre 2014
- [4] G.A. Florides , S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel,Design and construction of a LiBr–water absorption machine, Nicosia 2152, Cyprus,2002
- [5] Carolina FLORES BAHAMONDE Etude des transferts de masse et de chaleur au sein d'un absorbeur eau/bromure de lithium, Thèse de doctorat, université de Grenoble, Juillet 2014
- [6] Design and Analysis of a Solar Assisted Absorption Cooling System Integrated with Latent Heat Storage, LAleh Hosseini, Delft University of Technology, 2011
- [7] BEKKOUCHE Ismail, simulation numérique du stockage De l'énergie solaire par chaleur latente, thèse de master Génie thermique et énergie renouvelable, université Abou Baker belakid de Tlemcen
- [8]:Rémi CHEILAN, la climatisation solaire, thèse d'ingénieur Spécialité Ingénierie du bâtiment ECOLE NATIONALE D'INGENIEURS DE SAINT ETIENNE 58 rue Jean Parot-42023 St-Etienne cedex 2 Promotion 2001-2004.
- [9]Antoine MATHIEU, Contribution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une Microcentrale Solaire Thermoélectrique, thèse de doctorat, mécanique énergétique, université de LOrraine, 2012
- [10] Hamid Abdelkader, stockage thermique par changement de phase matériaux et applications, thèse de doctorat, faculté des technologies, université Saad Dahleb de Blida 2008

- [11] HENANI Lakhdar, étude de processus de changement de phase solide -liquide pour la conception d'un accumulateur d'énergie par chaleur latente intégré dans les centrales solaires, thèse de magister, faculté de technologie, université Saad Dahleb blida,2012
- [12]Edina Milisic, Modelling of energy storage using phase-change materials (PCM materials), master's thesis, Department of Energy and Process, Norwegian University of Science and Technology Engineering
- [13] A. Felix Regin*, S.C. Solanki, J.S. Saini,An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using PCM capsules: Numerical investigation, Mechanical & Industrial Engineering Department, Indian Institute of Technology Roorkee, Roorkee 247 667, UA, India, Renewable Energy 34 (2009) 1765–1773
- [14] M.Boumahrat, A. Gourdin, METHODES NUMERIQUES APPLIQUEES, (PP 179-182), office des publications universitaire 1989
- [15] Docteur Merad, Professeur Cheknane Ali, Rougab Ilyes. « Introduction au gisement solaire algérien Théorie et applications ». Université Amar Telidji, Laghouat.
- [16] Saadi Souad. « EFFET DES PARAMETRES OPERATIONNELS SUR LES PERFORMANCES D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN ». Thèse de magistère, (2010), Université Mentouri de Constantine.
- [17] Mohamed Diop. « Modélisation d'un système de climatisation par machine à absorption solaire ».Thèse d'ingénierie,(1996), Université Cheikh Anta Diop de Dakar, Sénégal.
- [18] Boussad BOUMEDDANE, Noureddine SAID. « Etude paramétrique d'une installation de climatisation solaire à éjecteur ». Université Saad DAHLAB BLIDA, centre de développement des énergies renouvelables Bouzaréah, Algérie.
- [19] Jérôme ZATTONI. « EES Engineering Equation Solver Pour Microsoft Windows ». F-Chart Software 4406 Fox Bluff Rd, Middleton.
- [20] Khalid A. Joudi, Ali H. Lafta, Simulation of a simple absorption refrigeration system, department of mechanical engineering, college of engineering, Baghdad university, Baghdad, Iraq, 42 (2001) 1575 -1605

CONCLUSION GENERALE

ORGANIGRAMME DE CALCUL EN FORTRAN



Références

- [1] LARKECHE Ouassila Epouse ZERMANE; thèse de doctorat; MODELISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION :APPLICATION DES EQUILIBRES DEPHASES;2012
- [2] BENNOUI Mohamed Salah ; thèse de magistère ;optimisation des procédés de climatisation solaire ;Université Constantine I
- [3] Belhafsi Mohamed ; performance d'une machine de climatisation solaire à absorption ; thèse de master université Saad Dahleb de Blida ; Octobre 2014
- [4] G.A. Florides , S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel,Design and construction of a LiBr–water absorption machine, Nicosia 2152, Cyprus,2002
- [5] Carolina FLORES BAHAMONDE Etude des transferts de masse et de chaleur au sein d'un absorbeur eau/bromure de lithium, Thèse de doctorat, université de Grenoble, Juillet 2014
- [6] Design and Analysis of a Solar Assisted Absorption Cooling System Integrated with Latent Heat Storage, LAleh Hosseini, Delft University of Technology, 2011
- [7] BEKKOUCHE Ismail, simulation numérique du stockage De l'énergie solaire par chaleur latente, thèse de master Génie thermique et énergie renouvelable, université Abou Baker belakid de Tlemcen
- [8]:Rémi CHEILAN, la climatisation solaire, thèse d'ingénieur Spécialité Ingénierie du bâtiment ECOLE NATIONALE D'INGENIEURS DE SAINT ETIENNE 58 rue Jean Parot-42023 St-Etienne cedex 2 Promotion 2001-2004.
- [9]Antoine MATHIEU, Contribution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une Microcentrale Solaire Thermoélectrique, thèse de doctorat, mécanique énergétique, université de Lorraine, 2012
- [10] Hamid Abdelkader, stockage thermique par changement de phase matériaux et applications, thèse de doctorat, faculté des technologies, université Saad Dahleb de Blida 2008
- [11] HENANI Lakhdar, étude de processus de changement de phase solide -liquide pour la conception d'un accumulateur d'énergie par chaleur latente intégré dans les centrales solaires, thèse de magister, faculté de technologie, université Saad Dahleb blida,2012

[12] Edina Milisic, Modelling of energy storage using phase-change materials (PCM materials), master's thesis, Department of Energy and Process, Norwegian University of Science and Technology Engineering

[13] A. Felix Regin*, S.C. Solanki, J.S. Saini, An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using PCM capsules: Numerical investigation, Mechanical & Industrial Engineering Department, Indian Institute of Technology Roorkee, Roorkee 247 667, UA, India, Renewable Energy 34 (2009) 1765–1773

[14] M. Boumahrat, A. Gourdin, METHODES NUMERIQUES APPLIQUEES, (PP 179-182), office des publications universitaire 1989

[15] Docteur Merad, Professeur Cheknane Ali, Rougab Ilyes. « Introduction au gisement solaire algérien Théorie et applications ». Université Amar Telidji, Laghouat.

[16] Saadi Souad. « EFFET DES PARAMETRES OPERATIONNELS SUR LES PERFORMANCES D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN ». Thèse de magistère, (2010), Université Mentouri de Constantine.

[17] Mohamed Diop. « Modélisation d'un système de climatisation par machine à absorption solaire ». Thèse d'ingénierie, (1996), Université Cheikh Anta Diop de Dakar, Sénégal.

[18] Boussad BOUMEDDANE, Nouredine SAID. « Etude paramétrique d'une installation de climatisation solaire à éjecteur ». Université Saad DAHLAB BLIDA, centre de développement des énergies renouvelables Bouzaréah, Algérie.

[19] Jérôme ZATTONI. « EES Engineering Equation Solver Pour Microsoft Windows ». F-Chart Software 4406 Fox Bluff Rd, Middleton.

[20] Khalid A. Joudi, Ali H. Lafta, Simulation of a simple absorption refrigeration system, department of mechanical engineering, college of engineering, Baghdad university, Baghdad, Iraq, 42 (2001) 1575 -1605