

République Algérienne Démocratique et Populaire Ministère de L'enseignement Supérieur et
de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE SAAD DAHLAD BLIDA FACULTE DE SCIENCE ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Faculté de Technologie



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de

MASTER II

Option : Energétique

Thème :

**ETUDE DE FAISABILITE D'UN SYSTEME DE
CLIMATISATION PAR ABSORPTION FONCTIONNANT SOUS
LES CONDITIONS CLIMATIQUES DE L'ALGERIE**

Présenté par :

SEMMANI Abdallah

TOUATI Yacine

Sous la direction de :

Dr. KETFI Omar

Dr. ABDI Hamid

Année Universitaire

2020/2021

Résume

Dans ce mémoire, les performances du système à absorption à simple effet fonctionnant par le couple Eau/Bromure de Lithium, ont été analysées dans plusieurs zones climatiques d'Algérie et selon les 4 classifications disponibles.

Pour cette étude, un modèle développé par **L. Lansing** a été adopté et programmé sous **Matlab**.

Une étude paramétrique décrivant les performances de la machine à absorption selon différents paramètres d'entrées a été réalisée et les résultats ont été exposés.

Le fonctionnement de la machine dans différentes conditions climatiques de l'Algérie a aussi été présenté, ces résultats nous ont permis de recommander les zones de bon fonctionnement de notre machine.

À la fin de ce mémoire, une étude supplémentaire sur l'adaptation de notre système sous les conditions climatiques les plus défavorables du Sud d'Algérie, un refroidissement géothermique a été proposé pour le refroidissement du condenseur et de l'Absorbeur.

ملخص

في هذه المذكرة، تم تحليل أداء نظام الامتصاص أحادي التأثير الذي يعمل به زوجان من بروميد الماء / الليثيوم في عدة مناطق مناخية بالجزائر ووفقاً للتصنيفات الأربعة المتاحة لهذه الدراسة

تم اعتماد نموذج **L.Lansing** وبرمجته بواسطة برنامج **MATLAB**

أجريت دراسة بارومترية لوصف أداء آلة الامتصاص حسب معاملات الإدخال المختلفة وتم عرض النتائج.

كما تم عرض تشغيل الماكينة في الظروف المناخية المختلفة للجزائر، وقد سمحت لنا هذه النتائج بالتوصية بمناطق التشغيل الجيد لآلتنا.

في نهاية هذه المذكرة، تم اقتراح دراسة إضافية حول تكييف نظامنا في ظل الظروف المناخية غير المواتية في جنوب الجزائر، تم اقتراح التبريد الحراري الأرضي لتبريد المكثف والممتص.

Abstract

In this thesis, the performances of the single-effect absorption system operating by the Water / Lithium Bromide couple were analyzed in several climatic zones of Algeria and according to the 4 available classifications.

For this study, a model developed by **L. Lansing** was adopted and programmed under **Matlab**.

A parametric study describing the performance of the absorption machine according to different input parameters was carried out and the results were presented.

The operation of the machine in different climatic conditions of Algeria was also presented, these results allowed us to recommend the areas of good operation of our machine.

At the end of this thesis, an additional study on the adaptation of our system under the most unfavorable climatic conditions of southern Algeria, geothermal cooling was proposed for the cooling of the condenser and the Absorber

NOS dédions ce modeste travail a :

- Nos chers parents pour leur soutien et encouragement
durant toute de notre carrièr d'étude
- Nos frères
- Toute notre grande famille
- Nos meilleurs amis
- Pour toutes les étudiants en génie mécanique

Remerciement

Tout d'abord, nous remercions **Allah**, le tout puissant de nous avoir donné l'occasion de continuer nos études à l'université de Blida 1.

Nous exprimons nos sincères remerciements à nos encadrants, **Dr. KETFI OMAR** et **Dr. ABDI HAMID** pour leurs efforts et leurs temps consacré à diriger et à corriger ce mémoire.

Nous remercions également les membres du jury pour avoir accepté de lire et commenter ce mémoire.

Nous remercions tous nos enseignants qui, durant notre parcours, ont contribué à notre formation.

Résumé

Dédicace

Remerciement

Table des matières

Nomenclature

Liste des Figures

Liste des Tableaux

Introduction générale

CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction	1
I.2 Le système à compression mécanique.	2
I.2.1 L'évaporateur	2
I.2.2 Un compresseur	2
I.2.3 Un condenseur	3
I.2.4 Un détendeur	3
I.3 le système à absorption	3
I.3.1 Bref rappel historique	3
I.3.2 L'utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde	4
I.3.3 Classification des machines à absorption	5
I.3.4 Principe de fonctionnement	6
I.3.4.1 Le condenseur	6
I.3.4.2 L'évaporateur	7
I.3.4.3 Le générateur	7
I.3.4.4 L'absorbeur	7
I.3.5 Les couples classiques utilisés dans les machines à absorption	7
I.3.6 Avantages et inconvénients des machines à absorption	8
I.3.6.1 Avantages	8
I.3.6.2 Inconvénients	8
I.3.7 Diagrammes thermodynamiques utilisés	8

I.3.7.1 Diagramme d'Oldham	8
I.3.7.2 Diagramme de Merkel	9
I.4 Application aux zones climatiques de l'Algérie	10
I.4.1 Diversité climatique de l'Algérie	12
I.4.1.1 Classification du CSTB 1962	12
I.4.1.2 Classification du CNERIB 1993	14
I.4.1.3 Classification du CNERIB 1997	16
I.4.1.4 Classification du CNERIB 2011	17
I.5 Conclusion	19

CHAPITRE II : ANALYSE THERMODYNAMIQUE ET SIMULATION

II.1 Analyse thermodynamique	20
II.1.1 Introduction	20
II.1.2 Bilan Massique	21
II.1.3 Bilan Enthalpie	21
II.1.4 Débit Spécifique De Solution (Taux De Circulation)	21
II.1.5 la plage de dégazage	22
II.1.6 Détermination Du Coefficient De Performance COP	22
II.2 Simulation.	22
II.2.1 Introduction	22
II.2.2 Analyse Thermodynamique Et Calcul Des Performances	22
II.2.2.1 Concentration à la sortie de l'absorbeur	23
II.2.2.2 Concentration à la sortie du générateur	23
II.2.2.3 Les niveaux de pressions dans le cycle	23
II.2.2.4 Les débits.	23
II.2.2.5 Echangeur de chaleur (liquide – liquide)	24
II.2.2.6 Quantité de chaleur dans le condenseur, le générateur et l'absorbeur	24
II.2.2.7 Le coefficient de performance (COP)	25
II.2.2.8 Le coefficient de performance idéale	25
II.2.2.9 Organigramme de calcul des performances	26

II.3 Conclusion	27
-----------------	----

CHAPITRE III : RESULTAT ET DISCUSSION

III.1 Etude paramétrique.	28
III.2 Effet des paramètres extérieurs sur les performances de la machine.	28
III.2.1 L'influence de température de générateur T_g sur le COP.	28
III.2.2 L'influence de température de l'évaporateur T_e sur le COP.	29
III.2.3 L'influence de température de condenseur T_c sur le COP.	30
III.2.4 L'influence de température de l'absorbeur T_a sur le COP.	31
III.2.5 L'influence de l'efficacité d'échangeur Eff sur le COP.	32
III.2.6 L'influence de température de générateur T_g sur le COP pour différent température de condenseur T_c .	33
III.2.7 L'influence de température de générateur T_g sur le COP pour différent température de l'évaporateur T_e .	34
III.2.8 L'influence de température de générateur T_g sur le COP pour différents efficacités de l'échangeur Eff .	35
III.2.9 L'influence de température de générateur T_g sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e .	36
III.2.10 L'influence de température de l'absorbeur T_a et du condenseur T_c sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e .	37
III.2.11 L'influence de température de générateur T_g sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e pour différentes températures de condenseur.	38
III.2.12 L'influence de température de générateur sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e pour différentes températures de l'évaporateur.	39
III.3 Les performances des systèmes sous les conditionnes de les zones climatiques	
D'Algérie.	40
III.3.1 L'influence de temperature de générateur sur les coefficient de performance dans les zones climatiques d'algerie.	40
III.3.2 L'influence de temperature de générateur sur les coefficient de performance dans les zones climatiques d'algerie pour les autres zonages d'algerie .	41
III.3.3 L'influence de temperature de générateur sur la quantite de chaleur de l'évaporateur dans les zones climatiques d'algerie.	42
III.4 Solutions proposés pour les zones de non-fonctionnement du système.	43
III.4.1 Echangeur de chaleur enterré.	43
III.4.2 Définition.	43

III.4.3 Configuration des échangeurs de chaleur enterrés.	44
III.4.3 1 Echangeur Vertical	44
III.4.3 2 Echangeur Horizontal	44
III.5 Simulation d'un échangeur géothermal horizontal pour le refroidissement du condenseur et de l'absorbeur	44
III.5.1 Calcul	45
✓ Données	45
✓ Données thermo physiques	45
✓ Propriétés physiques de l'eau	45
✓ Propriétés physiques de sol	46
✓ Résultats demandés	46
✓ Calcul	46
III.5.2 Résultats pour les zones chaudes (CNERIB 1993).	47
III.5.2.1 Comportement du COP en fonction de la température du générateur après refroidissement géothermal.	47
III.5.2.2 Comportement de la puissance frigorifique en fonction de la température du générateur après refroidissement géothermal.	48
III.6 Conclusion	49
Conclusion générale	50
Annexe A	
Annexe B	
Annexe C	
Annexe D	
Annexe E	

NOMENCLATURE

Variables	Désignation	unité
Te	Température de l'évaporateur	[°C]
Ta	Température de l'absorbeur	[°C]
Tg	Température de générateur	[°C]
Tc	Température de condenseur	[°C]
Qe	Quantité de chaleur absorbe par l'évaporateur	[KWatt]
Qa	Quantité de chaleur dégagée par l'absorbeur	[KWatt]
Qc	Quantité de chaleur dégagée par le condenseur	[KWatt]
Qg	Quantité de chaleur absorbe par le générateur	[KWatt]
m_r	Débit de fluide frigorigène (eau –vapeur)	[KG/S]
m_d	Débit de la solution pauvre	[KG/S]
m_c	Débit de la solution riche	[KG/S]
H	L'enthalpie	[KJ/Kg]
FR	Taux de circulation	/
X	Concentration de la solution	[Kg LiBr/Kg solution]
ΔX	Plage de dégazage	/
Pc	La haute pression de compresseur	[bar]
Pe	La basse pression de l'évaporateur	[bar]
P	La pression	[bar]
Eff	Efficacité de l'échangeur de solution	/
COP	Coefficient de performance	/
COP max	Coefficient de performance maximale	/
COP ratio	Le rapport du coefficient de performance	/
Cx	Chaleur spécifique de la solution	[KJ/Kg°. K]
F1 et F2	Facteur de cristallisation	/

λ tube	Conductivité thermique de tube	[w/m K]
Tee	Température de l'eau à l'entrée de l'échangeur	[°C]
Tes	Températures de l'eau à la sortie de l'échangeur	[°C]
Dint	Diamètre intérieur de tube	[m]
Dext	Diamètre extérieur de tube	[m]
Rint	Rayon intérieur de tube	[m]
Rext	Rayon extérieur de tube	[m]
ρeau	Masse volumique de l'eau	[Kg/m ³]
λ eau	Conductivité thermique de l'eau	[w/m K]
Cpeau	Chaleur massique de l'eau	[KJ/Kg K]
m	Débit massique	[Kg/s]
L	Longueur de tube	[m]
Pr	Nombre de Prandtl	/
S	La section de passage de fluide	[m ²]
Péri	Le périmètre de tube	[m]
V	Vitesse d'écoulement	[m/s]
Dh	Diamètre hydraulique	[m]
Re	Nombre de Reynolds	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
hi	Coefficient d'échange de chaleur par convection	[W/m ² K]
Rconv	Résistance thermique en convection forcée	[m ² K /W]
Rtube	Résistance thermique d'une paroi cylindrique par conduction	[m ² K /W]
Rtot	Résistance thermique totale	[m ² K /W]
Pb	Base pression	[bar]
Ph	Haute pression	[bar]
μ	Viscosité dynamique	[pas/s]

ABREVIATION

CNERIB : Centre National d'Etude et de la Recherche en l'Industrie de Bâtiment.

CDER : Centre de Développement des Energies Renouvelables.

CSTB : Centre Scientifique et Technique du Bâtiment

LiBr : Bromure de lithium.

H₂O : Eau

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I

Figure I.1 : Schéma de principe d'une machine à compression mécanique.	2
Figure I.2 : Schéma d'un cycle à absorption.	4
Figure I.3 : Diagramme d'Oldham de couple (LiBr/Eau).	9
Figure I.4 : Diagramme de merkel de couple (LiBr/Eau)	9
Figure I.5 : Zones climatiques algériennes période estivales, classification CSTB en 1962.	13
Figure I.6 : Zones climatiques pour l'Algérie, classification CNERIB en 1993.	15
Figure I.7 : Les zones climatiques en Algérie selon classification de CNERIB (zonage avril 1997).	17
Figure I.8 : Les zones climatiques en Algérie selon classification de CNERIB (zonage mars 2011).	18

CHAPITRE II

Figure II.1 : Schéma représentatif d'un cycle d'absorption simple effet de couple (LiBr-eau).	20
--	----

CHAPITRE III

Figure III.1 : Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance.	28
Figure III.2 : Effet de la température de l'évaporateur sur le Coefficient de Performance.	29
Figure III.3 : Effet de la température de condenseur sur le Coefficient de Performance.	30
Figure III.4 : Effet de la température de l'Absorbeur sur le Coefficient de Performance.	31
Figure III.5 : Effet de l'efficacité sur le Coefficient de Performance.	32
Figure III.6 : Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance pour différent température de condenseur.	33
Figure III.7 : Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance pour différent température de l'évaporateur.	34
Figure III.8 Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance pour différent efficacités.	35
Figure III.9 : Effet de la température de générateur sur la quantité de chaleur de L'évaporateur.	36
Figure III.10 : Effet de la température de l'absorbeur sur la quantité de chaleur de l'évaporateur.	37
Figure III.11 : Effet de la température de condenseur sur la quantité de chaleur de l'évaporateur.	37

Figure III.12 : Effet de la température de générateur sur la quantité de chaleur de l'évaporateur.	38
Figure III.13 : Effet de la température de générateur sur la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur pour différentes températures d'évaporation.	39
Figure III.14 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans les cinq zones climatiques de l'Algérie (2^{ème} zonage 1993).	40
Figure III.15 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans l'Algérie (1^{er} zonage 1962).	41
Figure III.16 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans l'Algérie (3^{ème} zonage 1997).	41
Figure III.17 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans l'Algérie (4^{ème} zonage 2011).	42
Figure III.18 : Effet de la température du générateur sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur dans les cinq zones climatiques de l'Algérie (2^{ème} zonage 1993).	42
Figure III.19 : Echangeur verticale enterré	44
Figure III.20 : Echangeur horizontale enterré.	44
Figure III.21 : Effet de la température du générateur sur le COP du système avec refroidissement géothermal pour les zones 3,4 et 5.	47
Figure III.22 : Effet de la température du générateur sur COP du système avec refroidissement géothermal avec (L=100 pour la cinquième zone).	48
Figure III.23 : Effet de la température du générateur sur la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur du système avec refroidissement géothermal pour les zones 3,4 et 5.	48
Figure III.24 : Effet de la température du générateur sur la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur avec refroidissement géothermal pour les zones 3,4 et 5 avec (L=100 pour la cinquième zone).	49

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre I

Tableau I.1 : Les importants constructeurs des machines à absorption	5
Tableau I.2 : Tableau récapitulatif des données climatique par zone (classification de Borel 1962)	13
Tableau I.3 : Tableau récapitulatif des données climatique par zone (données ONM 1974-1984)	16

Chapitre III

Tableau III.1 : l'écart de température pour chaque composant de notre système	28
Tableau III.2 : les caractéristiques physiques et techniques de la tuyauterie en cuivre.	45

INTRODUCTION GENERALE

La production du froid peut être faite par deux principaux systèmes, la compression mécanique est le système le plus utilisé. L'absorption est l'autre système, l'usage de l'énergie primaire pour produire du froid (gaz naturelle, déchets industriel, énergie solaire,..) est possible.

En effet, les besoins énergétiques des sociétés industrielles ne cessent d'augmenter. De plus, les pays en développement auront besoin de plus d'énergie pour mener à bien leur développement Aujourd'hui, une grande partie de l'énergie utilisée dans le monde (plus de 80%) provient d'énergies non renouvelables telles que (charbon, pétrole et gaz). On sait que ces énergies sont disponibles en quantités limitées : elles sont éphémères. D'autre part, les énergies fournies par le soleil, le vent et la chaleur de la terre sont renouvelables et infinies. L'exercice de toute activité humaine nécessite un certain niveau de confort thermique, et donc ces conditions de repos ne sont pas les mêmes pour tous les individus mais différent d'une personne à l'autre et d'une activité à l'autre ; Elle est généralement caractérisée par plusieurs facteurs. Pour cette raison, les installations solaires couplées à des systèmes de refroidissement doivent être optimisées en fonction du site et de ses applications afin qu'elles puissent assurer plus de confort thermique bien sûr. Cette étude porte sur l'analyse de la machine de refroidissement à absorption dans les différentes régions thermiques de l'Algérie, notamment que le sud algérien bénéficie grandement de l'énergie solaire.

Notre travail se divise en trois grandes parties :

- La première est une partie de modélisation thermodynamique d'un cycle à absorption classique à simple effet utilisant la mixture (LiBr-H₂O).
- La deuxième partie est une simulation numérique de la machine étudiée précédemment, dans cette partie, le modèle mathématique de **L. Lansing** [1] est utilisé.
- Les résultats de performance du système sous les conditions climatiques de l'Algérie sont exposés en troisième partie ainsi une solution pour les zones où la machine absorbante n'a pas bien fonctionné.

Nous présentons dans un premier chapitre généralité sur la production de froid par les systèmes classiques, l'historique de la machine d'absorption et les diagrammes thermodynamiques utilisées.

Dans le second chapitre, nous nous attarderons à l'analyse des différents composants de la machine à absorption selon le premier principe de la thermodynamique, ainsi on va entamer l'analyse faite par le chercheur **L. Lansing** et expliqué son modèle.

Pour finir, le troisième chapitre sera axé sur les résultats trouvés par la simulation sur Matlab et les solutions pour les zones très chaudes. Les interprétations de ces résultats sont incluses dans le même chapitre.,

I.1 Introduction :

Le froid est un terme assez vague utilisé pour désigner un manque relatif de la chaleur. Il existe principalement deux systèmes de production du froid, à savoir, les systèmes à compression mécanique et les systèmes à sorption.

Dans ce chapitre, une introduction générale sur le principe de fonctionnement de ces systèmes est présentée.

I.2 Les systèmes à compression mécanique

La figure I.1 présente un schéma de principe d'une installation à compression mécanique [02]

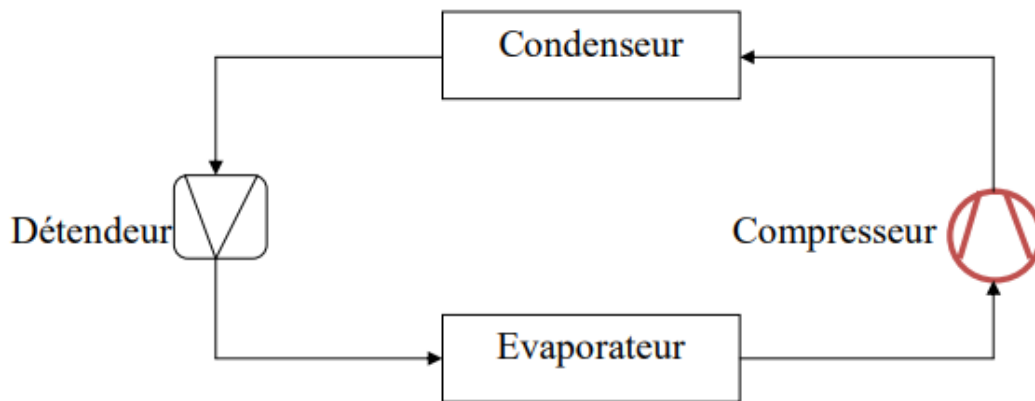


Figure I.1 : Schéma de principe d'une machine à compression mécanique [2]

La machine à compression est constitué essentiellement de :

I.2.1 L'évaporateur

Il consiste généralement en une tuyauterie, souvent en forme de serpent, à l'intérieur de laquelle s'évapore le fluide frigorigène afin de produire du froid.

La température du liquide en évaporation correspond à la pression qui règne dans l'évaporateur.

I.2.2 Un compresseur

Il agit comme une pompe, son rôle est d'une part d'évacuer la vapeur du fluide frigorigène venant de l'évaporateur et de maintenir la pression requise à l'intérieur de celui-ci, d'autre part d'élever la pression de cette vapeur à un niveau suffisamment élevé et de l'envoyer au condenseur.

Le compresseur est généralement l'organe le plus énergivore dans le cycle.

I.2.3 Un condenseur

Il assure le changement de phase (Condensation) de la vapeur comprimée par le biais d'un refroidissement extérieur sec (à air) ou humide (eau), ce qui permet sa liquéfaction. Le fluide, de nouveau à l'état liquide, revient à l'évaporateur pour être de nouveau utilisé.

I.2.4 Un détendeur

Il est constitué d'une vanne qui règle le débit du fluide frigorigène retournant à l'évaporateur.

La quantité soumise à l'évaporateur en un temps donné doit être égale à celle pouvant être vaporisée, ce qui correspond à la chaleur absorbée. Ainsi le détendeur permet de maintenir dans l'évaporateur et le condenseur les pressions et les températures les plus adaptées à l'installation considérée et aux conditions extérieures données.

I.3 Les systèmes à absorption

I.3.1 Bref rappel historique

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19^{ème} siècle (1859), mise au point par un français, FERDINAD Carré [03], le fluide utilisé est un mélange binaire, il se compose d'eau et d'acide sulfurique, mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue. 10 ans plus tard, FERDINAND Carré a adopté le mélange (eau/ammoniac) et il a obtenu par la même occasion un fonctionnement continu.

- Vers **1899**, la théorie des mélanges fut établie par Duhem.
- De **1890 à 1900**, de nombreuses machines à absorption sont installées dans l'industrie du pétrole et les installations de fabrication des produits chimiques.
- Dans les années **1900**, les installations à compressions mécanique prennent de plus en plus d'importance pour finalement dominer le marché devant le déclin de la machine à absorption.

Néanmoins, les recherches n'ont jamais cessé pour développer ce type de machines.

- Les savants tels que PLANK, ALTENKIRCH, MAIURI ont contribué au perfectionnement de cette machine ; il faut citer aussi les travaux de Von Platen et MUTERS sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe.

Depuis, différents concepteurs, chercheurs et scientifiques parmi eux ALBERT Einstein ont essayé d'étudier et de perfectionner cette machine.

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale.

- De **1950 à 1965**, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux Etats-Unis ; deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).
- En **1965** environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifique aux Etats-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en **1958**) [04].
- L'année **1970** marque le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption KAWAZAKI machine utilise ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), cycle à double effet avec un brûleur à gaz.

I.3.2 L'utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde

Parmi les systèmes frigorifique utilisant la chaleur dans toutes ces formes comme énergie motrice, l'impact sur l'environnement (effet de serre et réchauffement climatique), la flambé des prix de pétrole, la machine à absorption prend une place importante dans le marché du froid industriel.

Ses qualités d'utiliser différentes sources d'énergie et sa capacité de travail dans un silence relativement absolus font d'elle un excellent choix pour remplacer le système a compression mécanique.

On signale qu'au Japon les machines à absorption ont été fortement utilisées, leur utilisation a atteint en **1985** quatre-vingts (80%) du marché de refroidisseur d'eau de grandes puissances [02], Une contribution importante a été faite par le Professeur TAKAMOTO Saito de l'université du Tokyo, spécialement pour les systèmes à absorption en solution (H₂O-LiBr) .

Les constructeurs Japonais sont les premiers au monde dans le domaine d'absorption. Le nombre d'installations des réfrigérateurs à absorption vendus en 1996 a dépassé les 6600 unités ce qui représente un record mondial [04]

Dans d'autres pays comme la chine, la Corée ou l'inde ; la demande de tels machines est on voie de développement d'une manière remarquable tant pour les applications domestiques qu'industrielles.

La Corée est le 3ième producteur mondial de groupes à absorption, le nombre vendu en 1996 a dépassé les 1800 unités après le Japon et la Chine avec 2500 unités.

En Inde, Thermax est le premier constructeur de climatiseurs à absorption, il a fourni plus de 300 installations en **1997**, la plupart fonctionnent à la vapeur.

En Europe, les écoles allemandes ont développé des centres de recherche qui ont abordé ce sujet ; ainsi qu'en France ; Il existe aujourd'hui plusieurs installations de climatisation solaire à absorption, en Hollande, l'école de l'université technique de Delft, a commencé dès les années 80 en période de la crise pétrolière un programme de recherche qui a été matérialisé par des applications concrètes plus intéressantes dont bientôt trois en France (Banyuls, Diren en Guadeloupe et CSTB à Sophia Antipolis) [05].

Aux Etats-Unis, le laboratoire national de Oak Ridge (Tennessee) est l'un des centres de recherche les plus importants au niveau mondial.

Les importants constructeurs des machines à absorption sont classés selon leur pays dans le (Tableau I.1).

Tableau I.1 : Les importants constructeurs des machines à absorption [14]

Constructeur	YAZAKI	EAW	SONNENKLIMA	CLIMATEWELL	ROTARTICA
Modèle	WFC-SC5	Wegracal SE 15	Suninverse 10	ClimateWell CW10	045 et 045V
Technologie	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption
Couple	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiBr	H ₂ O/LiCl	H ₂ O/LiBr
Puissance froid	17,5	15	10	10	4,5
Températures chaudes	88/83	90/80	75/65	83/ -	90/85
Températures de refroidissement	31/35	30/35	27/35	30/ -	30/35
Températures	12,5/7	17/11	18/15	- /15	13/10
COP	0,7	0,77	0,77	0,68	0,67
Dimensions	0,6*0,8*1,9 4	1,75*0,76*1,7 5	1,13*0,8*1,96	1,2*0,8*1,6	1,09*0,76*1,15
Poids	420	660	550	875	290
Consommation électrique (w)	72	300	120	170	400-----045

Les principaux domaines du froid industriel touchés par l'emploi de ces machines sont :

- Industrie agroalimentaire (conditionnement, entrepôts, abattoirs, séchoirs, pour les produits carnés, de la mer et les végétaux).
- Industrie chimique et pétrochimique (liquéfaction des gaz, séparation...)
- Intégré à une unité de cogénération pour produire chaleur et froid
- Loisirs (patinoire)
- Réfrigération et stockage

I.3.3 Classification des machines à absorption

Le classement des machines à absorption peut être effectué de plusieurs façons

- Au type d'application (froid industriel, commercial, résidentiel)
- Au niveau de puissance requis (de quelques KW à plusieurs KW)
- Au type de couple binaire utilisé À la nature des sources énergétiques requises (gaz, vapeur, solaire...)
- Au type d'alimentation du générateur (direct, indirect)
- Au type de cycle (simple effet, double effet, ...)

I.3.4 Principe de fonctionnement

Les machines à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur.

Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

On peut exprimer la composition de la solution en composant le plus volatil (fluide frigorigène), ou en composant le moins volatil (absorbant).

- Solution riche en frigorigène.
- Solution pauvre en frigorigène.

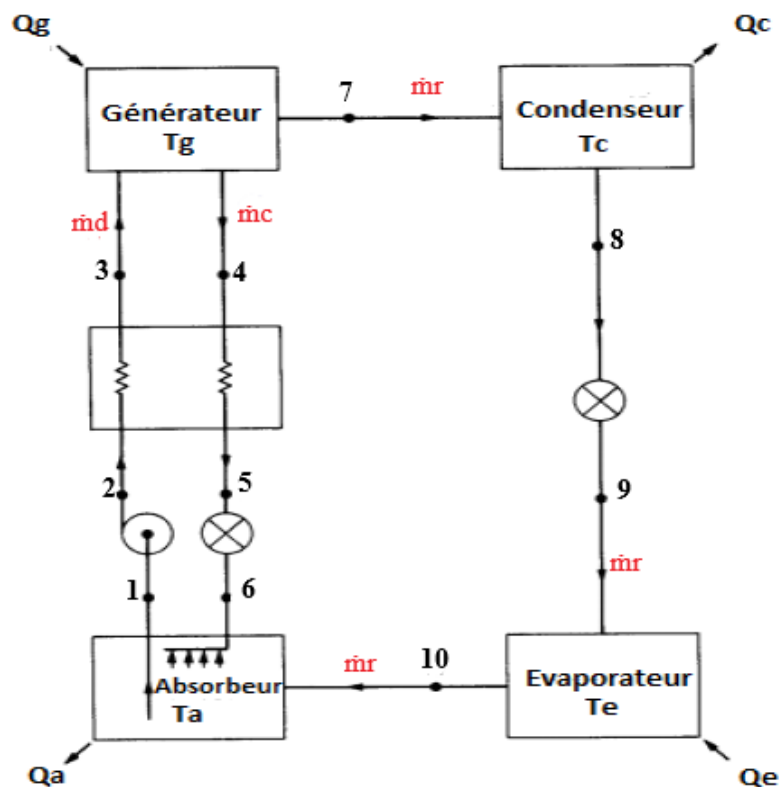


Figure I.2 : Schéma d'un cycle à absorption [2].

Un système à absorption comprend tout d'abord un ensemble (condenseur, détendeur, évaporateur) dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie chimique du procédé, chargé de modifier l'état du frigorigène évaporé pour rendre condensable à la température de l'environnement.

I.3.4.1 Le condenseur

Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation (T_c), et donc la pression dans l'ensemble (générateur/condenseur) (P_h).

La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température du fluide caloporteur ; le trajet (points 7-8) sur (la figure I.2) comprend une phase de désurchauffe, ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

I.3.4.2 L'évaporateur

A la sortie du condenseur (point 8), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur (points 8-9), puis s'évapore, produisant la puissance frigorifique Q_e . La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble (évaporateur /absorbeur) (P_b) est fixée par la température (T_e) de la source froide.

Notons la présence d'une éventuelle surchauffe à la sortie de cet échangeur.

I.3.4.3 Le générateur

La solution diluée (riche en frigorigène) (point 3) et reçoit a la quantité de chaleur Q_g , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le générateur produit ainsi une vapeur de frigorigène (point 7) et une solution concentrée (pauvre en frigorigène) (point 4).

Cet organe effectue une concentration de l'absorbant ($X LiBr$) ou un appauvrissement en frigorigène ($X H_2O$) suivant la convention choisie.

I.3.4.4 L'absorbeur

La vapeur issue de l'évaporateur au (point 10) rencontre la solution pauvre provenant du générateur (point 6).

Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en frigorigène ; la chaleur Q_a dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur.

En sortie d'absorbeur (point 1), on obtient ainsi une solution riche en frigorigène .Ce composant effectue donc une dilution de l'absorbant ($X LiBr$) ou un enrichissement en frigorigène ($X H_2O$) suivant la convention choisie.

- Pour le couple (NH_3/H_2O) l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le frigorigène avant de l'introduire dans le condenseur.
- La différence de pression entre autre l'ensemble (absorbeur /évaporateur) (P_b) et (générateur/condenseur) (P_h) nécessite en outre.
 - La présence de deux détendeurs, sur les circuits frigorigène (points 8-9) et sur la solution pauvre (points 5-6).
 - La présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (points 1-2).

Rappelons que le travail effectué par la pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur.

I.3.5 Les couples classiques utilisés dans les machines à absorption

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve. Une étude faite par Marcriss [08] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : (NH_3/ H_2O) et ($H_2O/ LiBr$).

Ces deux couples ont fourni pendant plusieurs années les meilleures performances comparées aux autres.

En effet, Depuis l'invention du système à absorption, le couple (NH₃/H₂O) a été largement utilisé dans les procédés de l'absorption, les fluides NH₃ et H₂O sont tous deux très stables dans un large intervalle de température et de pression.

Le frigorigène NH₃ présente une grande chaleur latente et peut être utilisé pour extraire de la chaleur à des températures très basses allant jusqu'à -77 °C à la pression atmosphérique.

Cependant ce couple est volatil donc il y a une nécessité d'avoir une rectification des vapeurs du réfrigérant. En plus, il présente des pressions de travail assez élevées et donc nécessite des installations complexes et coûteuses.

Malgré les avantages de ce couple, il reste à craindre à cause de sa toxicité et de sa corrosivité envers le cuivre et ses alliages.

- L'usage du (H₂O / LiBr) dans les systèmes à absorption a commencé en 1930 [09]. Deux aspects remarquables de ce couple sont la non - volatilité de l'absorbant LiBr (le besoin d'une colonne de rectification est éliminé) et aussi la grande chaleur latente de vaporisation d'eau (utilisé dans ce cas comme réfrigérant). Cependant, l'utilisation de l'eau comme réfrigérant exige de travailler en dépression à des températures inférieures de 0°C et nécessite donc des installations spéciales.

I.3.6 Avantages et inconvénients des machines à absorption

I.3.6.1 Avantages

- Technologie sensiblement plus mature que les machines à sorption.
- Coefficient de performance plus élevé (de l'ordre de 0,6 à 0,8) que d'autres systèmes à sorption.

I.3.6.2 Inconvénients

- Nécessite de plus hautes températures au générateur.
- Danger de cristallisation (système à couple LiBr/H₂O).

I.3.7 Diagrammes thermodynamiques utilisés

Pour étudier les cycles à absorption on s'appuie sur :

I.3.7.1 Diagramme d'Oldham

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption [07] l'axe des abscisses est gradué en $\left(-\frac{1}{T}\right)$ et l'axe des ordonnées en $(\mathbf{Ln(P)})$.

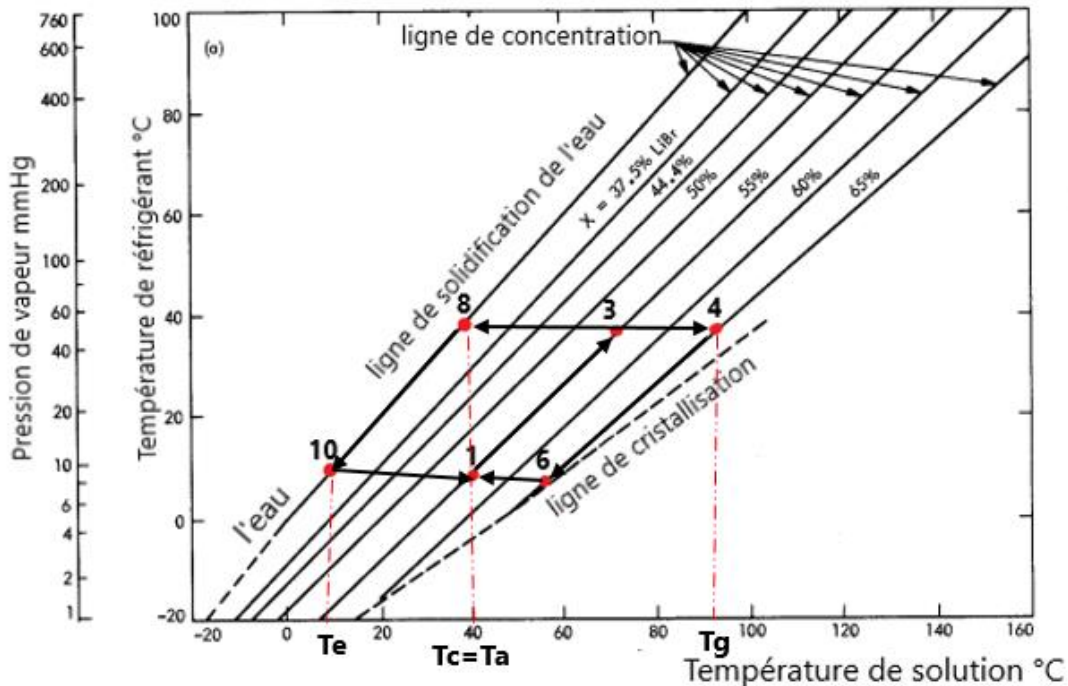


Figure I.3 : Diagramme d'Oldham de couple (LiBr/Eau) [22].

I.3.7.2 Diagramme de Merkel

Si le diagramme d'Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine ; ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel [07].

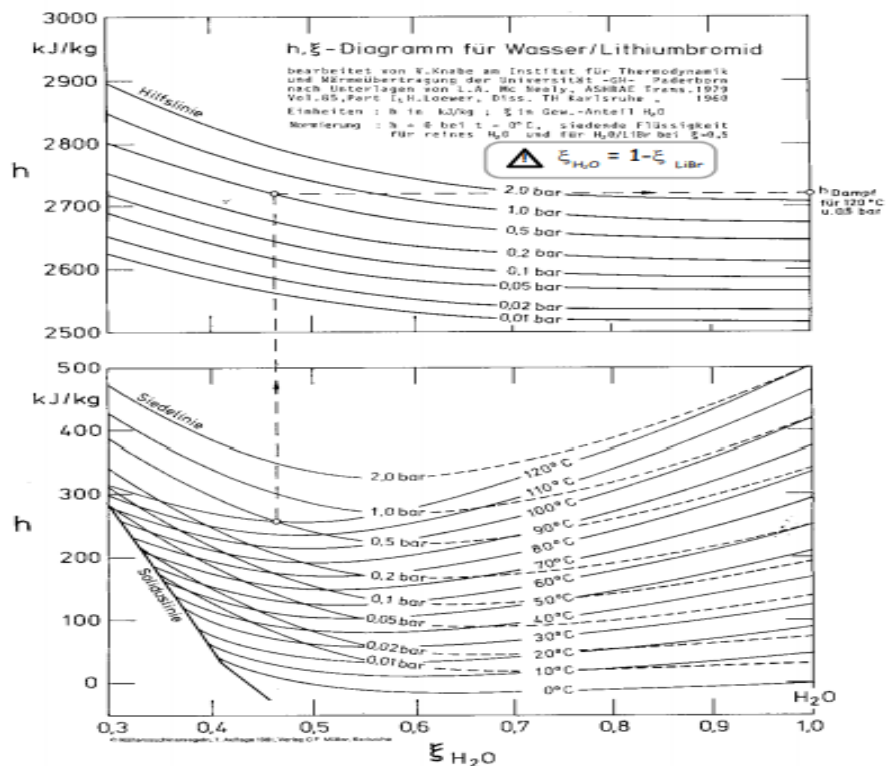


Figure I.4 : Diagramme de merkel de couple (LiBr/Eau) [2].

I.4. Application aux zones climatiques de l'Algérie

Les performances thermiques des cycles frigorifiques sont influencées essentiellement par la température ambiante. Cela dit, il est très important de considérer les conditions météorologiques des différentes zones climatiques avant toute installation physique de dispositifs de climatisation [10].

Des études récentes ont discuté la faisabilité de système de climatisation solaire par absorption simple effet dans les différentes conditions climatiques d'Algérie en peut citer les travaux de :

O. Ketfi et al [12]

Il nous est présenté dans cette recherche étude de modélisation et simulation d'une machine frigorifique à adsorption Yazaki de 70 kW fonctionnant sur un mélange eau-bromure de lithium.

L'effet de divers facteurs (efficacité de l'échangeur de chaleur, températures du générateur, de l'absorbeur et du condenseur) sur le système performances apparaît.

A. HADJI [13]

Dans cette note, M. Hadji a réalisé une étude de faisabilité pour des travaux de systèmes de refroidissement solaire dans le désert algérien, notamment dans la région de Biskra. Ainsi, dans ce travail, nous présentons des résultats expérimentaux sur des capteurs solaires à panneaux plats (FPC), qui ont été produits et étudiés dans notre université entre 2008 et 2012 pour différentes applications afin d'évaluer les capacités de refroidissement de la région de Biskra.

M. ABDERRAHMANE [14]

Ce travail est une étude et dimensions de la machine frigorifique à absorption (LiBr/H₂O) pour cela il a utilisé plusieurs corrélations pour arriver aux dimensions de l'installation afin qu'il puisse les réaliser pratiquement, et les résultats obtenus ont été calculés en fonction de la puissance frigorifique choisie. Utilisation de la machine de refroidissement à absorption liée H₂O/LiBr.

D. TRICHE [15]

L'étude se concentre sur le dispositif absorbant, qui est l'un des composants les plus importants de la machine à absorption en termes de taille, de coût et d'efficacité. L'objectif est d'étudier numériquement et expérimentalement les processus couplés de transfert de masse et de chaleur dans un absorbeur afin de prédire et d'améliorer ses performances. Deux absorbants à membrane tombante ont été étudiés, les résultats ont montré une corrélation importante entre l'énergie de refroidissement produite par la machine absorbante et les performances de l'absorbant. Mais comme ce prototype est une vraie machine, les variables d'entrée de l'absorbeur ne peuvent pas être contrôlées. Par conséquent, le modèle numérique est nécessaire pour séparer l'effet de différentes variables sur les performances de l'absorbeur une étude de sensibilité paramétrique est menée avec ce modèle pour discuter des résultats expérimentaux et identifier des pistes d'amélioration. Les performances de l'absorbeur et donc de la machine à absorption.

G. BOUHELAL [16]

Le but de ce travail était de présenter la mise en place de la simulation d'une installation de rafraîchissement solaire. Cette installation de rafraîchissement solaire a été simulée avec les composants existants dans la bibliothèque du code de calcul TRNSYS et les composants développées dans ce mémoire de magister. Une modélisation mathématique suivie par une simulation dynamique d'un capteur cylindro-parabolique et aussi, un autre développement d'un modèle de machine à absorption pour les deux types de couple réfrigérant LiBr/H₂O et NH₃/H₂O a été faite.

R. TOUAIBI ET AL [17]

Le travail présenté par Monsieur Rabah Touibia présente une étude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption sans récupérateur de chaleur et un système avec récupérateur de chaleur intégré entre l'absorbeur et le générateur thermique. Ce système utilise Eau-Bromure de Lithium comme solution de travail. Où ils ont étudié l'influence de quelques grandeurs physiques sur les performances des deux systèmes notamment l'effet des températures de fonctionnement puis l'effet de l'efficacité de l'échangeur récupérateur sur le COP et sur le rendement exergétique des deux systèmes.

C. MOHAMED LAMINE [2]

A étudier un système de refroidissement par absorption a tourné dans l'unité de fabrication de détergents industriels (HENKEL ALGERIE). Où il a mentionné dans son étude un produit chimique important pour le processus de fabrication des détergents qui a besoin d'une grande quantité de froid pour la réaction complète. La fabrication de détergent nécessite de grandes quantités de vapeur puis son utilisation. En tant qu'énergie thermique fournie à l'installation de refroidissement par absorption. Où mentionné les points positifs dans la fabrication des détergents et d'autre part en tant qu'énergie thermique propulsive fournissent la composition. Le refroidissement par absorption à un double objectif qui caractérise en même temps l'économie d'énergie propre et protection de l'environnement.

K. SALHI ET AL [17]

Cette étude se concentre sur les réfrigérants à absorption à simple effet, appuyée par l'énergie thermique à partir des sources d'énergie géothermique en Algérie, et les effets des composants. Température et efficacité de l'échangeur de chaleur sur les paramètres de performance. Étudié pour tester les conditions de fonctionnement optimales du système proposé, et a également étudié le fonctionnement de la machine dans les conditions suivantes, la température du liquide de refroidissement est de 30-40 ° C et la température d'évaporation est comprise entre 2 et 20 degrés Celsius, et les résultats montrent que le coefficient de performance. Les performances de ce système sont très élevées, cependant, la température très élevée de la source géothermique.

M. A. DJEBIRET [18]

Ce travail présente une étude de faisabilité d'une installation de climatisation solaire dans la région de Biskra. Ils ont suggéré la méthode de calcul très simple, pour estimer le besoin en eau chaude, surface collectrice et les dimensions de la pièce à adapter sont de 80m² x 3m².

I.4.1 Diversité climatique de l'Algérie

La superficie d'Algérie s'étend sur 2 381 741 km^2 , comprend entre 18 ° et 38 ° de latitude nord et une longitude de 9° ouest et 12 ° est.

A cette vaste surface territoriale on distingue une diversité de zones climatiques qu'on peut classer en trois grandes catégories [10] :

1. Le Tell : Climat tempéré humide de type méditerranéen.

2. Les Hauts Plaines : Climat du type continental.

3. Le Sahara : Climat aride et sec Plusieurs classifications des zones climatiques en Algérie ont été proposées :

I.4.1.1 Classification du CSTB 1962 [10]

La première classification a été publiée par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment CSTB dans un rapport publié par JC Borel en 1962. Dans cette classification sur les six zones climatiques distinguées A, B, C, D1, D2 et D3 avec une sous – zone B 'comprennent dans la vallée de Chlef voir figure I.5 :

- La zone A Elle comprend le littoral et une partie du versant Nord des chaînes côtières (climat méditerranéen maritime).
- La zone B : Elle comprend la plaine et les vallées comprennent entre les chaînes côtières et l'Atlas Tellien, autre que celle de Chlef (climat méditerranéen continental).
- La zone B' : C'est une sous – zone de la zone B.Elle comprend la vallée de Chlef, comprend entre la chaîne de l'Ouarsenis et les montagnes du Dahra et des Braz
- La zone C : Elle comprend les hauts plateaux entre l'Atlas Tellien et l'Atlas Saharien, avec des altitudes supérieures à 500 m (climat méditerranéen de montagne).
- La zone D1 Elle comprend le Sahara au – delà de l'Atlas Saharien jusqu'à la latitude 31 °
- La zone D2 : Elle comprend le Sahara au – delà de la latitude 31 ° jusqu'à la latitude 26
- La zone D3 : Elle comprend le Sahara au-delà de la latitude 26 « Frontières Sud.

Dans ces zones sur les sites distingués d'altitude inférieure à 500 mètres, les sites compris entre 500 et 1000 m et ceux au-dessus de 1000 m voir (**Tableau I.2**).

Cette classification précise que le mois le plus chaud au voisinage de la mer est le mois d'août, tandis que pour les régions continentales c'est souvent le mois de juillet. Tout le territoire Algérien et s'étend sur trois mois et demi (Juin Juillet Aout et Septembre).

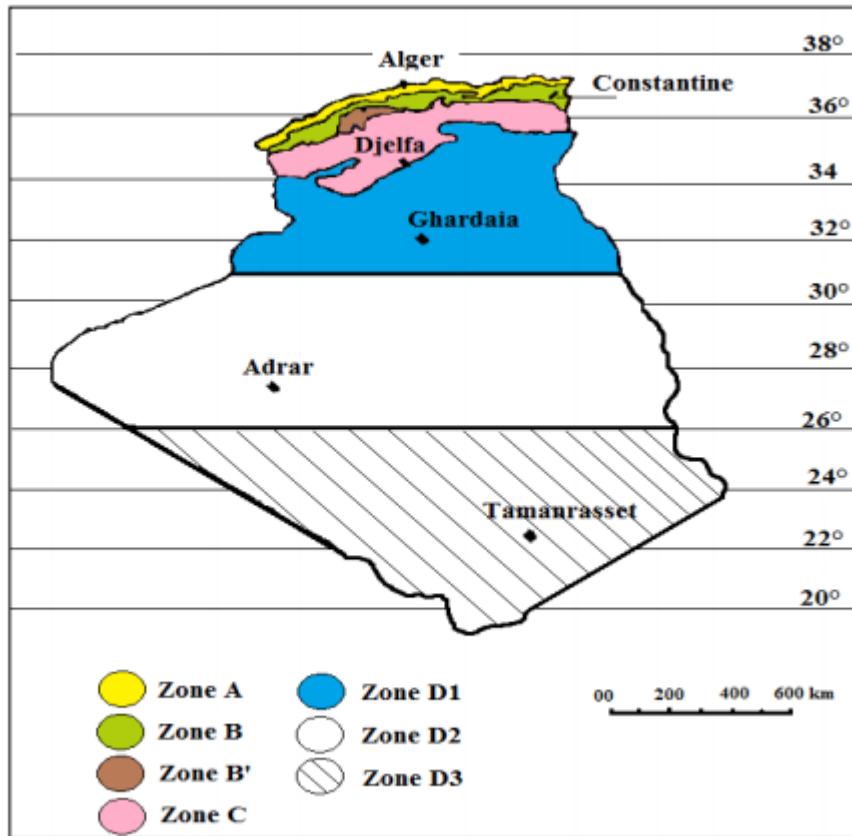


Figure I.5 : Zones climatiques algériennes période estivales, (classification CSTB en 1962) [10].

Tableau I.2 : Tableau récapitulatif des données climatique par zone (classification de Borel 1962) [10] :

Caractéristiques climatique moyenne par zone	Caractéristiques climatiques du moi le plus chaud :								
	juillet								
	T_{moy}	T_{max} moy	T_{min} moy	T_{min} ab	T_{max} ab	Ecart diurne.	V variable.	T_{eff} Max moy	T_{ext} sèche de base.
Zone A									
<500m	25,5	30	21	18	37	9	7	26	34
500-1000m	25	30	20	15	37	10	7	25,5	33,5
>1000m	22,5	27	18	12	34	9	7	24	30,5
Zone B									
<500m	26,5	34	19	15	41,5	15	7,5	27,5	38

500-1000m	26,5	34	10	15	40	15	6	27	37
>1000m	25	32	18	12	38	14	6	26	35
Zone B'									
<500m (Toute)	29	38	20	15	44,5	18	6,5	29	41
Zone C									
500-1000m	27	37	17	13	42	20	5	27,5	39,5
>1000m	/	/	/	/	/	/	/	/	/
Zone D1									
<500m	29,5	35,5	20	11	45	15,5	9,5	29	40,5
500-1000m	27	32	18	9	41,5	14	9,5	27	36
Zone D2									
<500m	31	39	23	18	44	16	5	28	41,5
500-1000m	28	34,5	19,5	14,5	39,5	20	5	26	37
Zone D3									
<500m	33,5	41	26	22	45	15	4	28,5	43
500-1000m	31	36,5	22,5	18,5	40,5	14	4	26,5	38,5
>1000m	28	35	21,5	17,5	37	13,5	2	26	36

I.4.1.2. Classification du CNERIB 1993

Une deuxième classification est énoncée par le Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment CNERIB en 1993 [10] et qui compte des données plus étendues (10 années en 1974-1984) et précise en raison avec la première classification, (**voir Tableau I.3**)

La détermination des différentes zones climatiques se fait sur la base du calcul des degrés jours (différence entre la température extérieure moyenne et la température intérieure de base de confort). Les zones climatiques hivernales sont déterminées sur la base d'une température de base de 16 ° C, cependant, la température de base d'été a été prise à 25 ° C.

Pour la saison hivernale (Chauffage), trois zones climatiques sont proposées par la présente classification H1, H2 et H3, tandis que pour la saison estivale on distingue 5 zones climatiques E1, E2, E3, E4 et E5 (**voir figure I.6**).



Figure I.6 : Zones climatiques pour l'Algérie, (classification CNERIB en 1993). [10]

Tableau I.3 : Tableau récapitulatif des données climatique par zone (données ONM 1974-1984) [10] :

Données climatiques moyennes ONM	Juillet : mois le plus chaud								ETE				
	Température [°C]			Humidité relative [%]			Degrés-jours chaude base 25 °C		Irradiation ASA globale [Wh/m ³]			Vent dominant	
	Moy	Min	Max	Moy	Min	Max	juil	Annuel	Verticale		Horiz	Vitesse [m/s]	
									Sud	S/E ou S/O	Est ou Ouest		/
E1	24,2	18,4	30,6	68,7	40,8	91,2	39	95	2312	3362	3857	6936	Nord-Est 3,4 m/s

E2	24,9	14,7	34,5	54,5	27	83,8	70	171	2548	3773	4408	7494	Nord 2,6 m/s
E3	32,5	24,5	40,4	/	16,9	55,8	95	394	2634	3723	4296	6924	Est 4.8 m/s
E4	33,4	24,3	42	24,1	10,8	42,5	171	621	2072	3523	4439	7516	Nord-Ouest 4,5 m/s
E5	36,5	26,8	44,9	12,7	9,1	20,5	210	880	2374	3953	4940	8108	Est 5,3 m/s

I.4.1.3. Classification du CNERIB 1997

Après sa dernière classification publiée en 1993, le CNERIB publie un nouveau Document Technique Règlementaire (DTR C3-2, 1997) relatif à la réglementation thermique des bâtiments d'habitation [10], ce document fait l'objet d'une mise à jour des normes de calcul des déperditions thermiques relatives aux bâtiments sous les différentes zones climatiques Algériennes. La nouvelle classification de ces zones climatiques est comme suite, (**voir figure I.7**).

- **La zone A** comprend le rivage de la mer et parfois le versant Nord des chaînes côtières.
- **La zone B** comprend la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'atlas tellien ; au sein de cette zone, on distingue une sous-zone B' qui comprend la vallée du Chéelif.
- **La zone C** comprend les Hauts – Plateaux compris entre l'atlas tellien et l'atlas Saharien.
- **La zone D** comprend le Sahara, au sein de laquelle on distingue une sous zone D'

La liste des communes appartenant à chaque zone climatique est fournie par le CNERIB dans son document DTR C3-2 (selon le découpage administratif du mois d'Avril 1998).

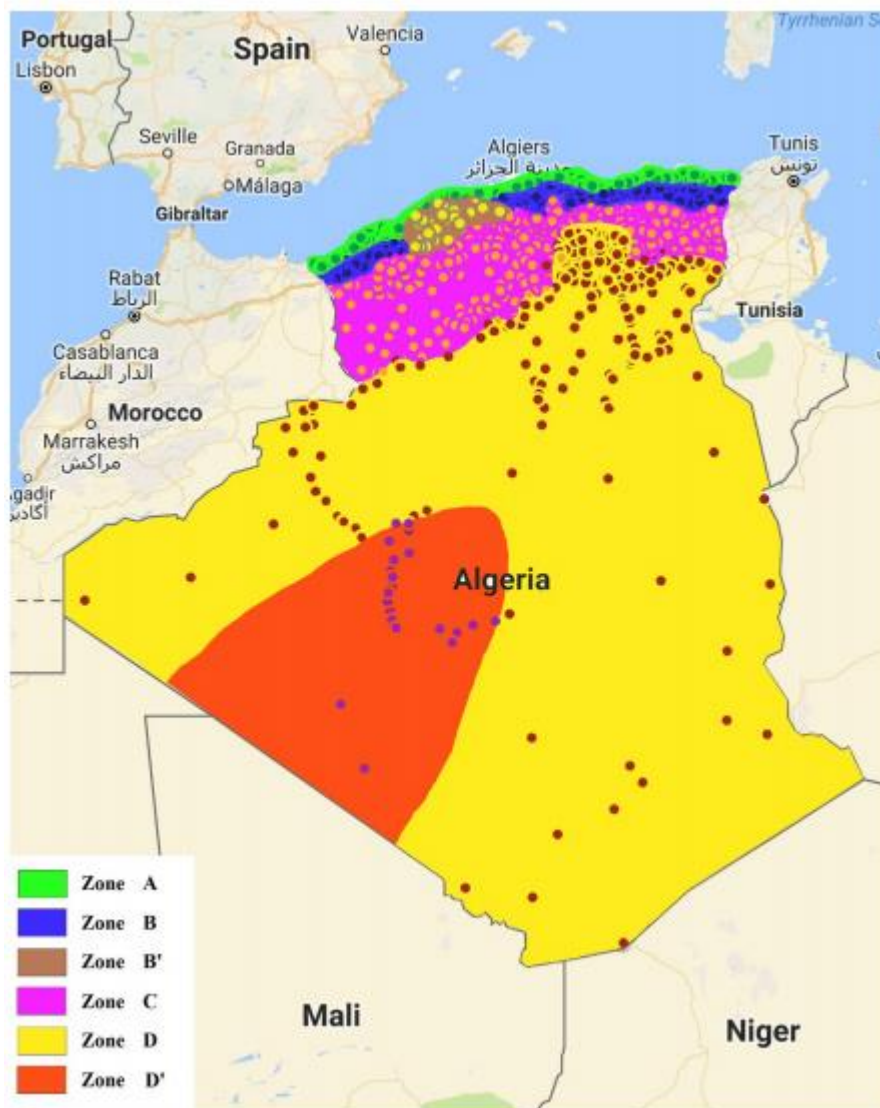


Figure I.7 : Les zones climatiques en Algérie selon classification de CNERIB (zonage avril 1997). [10]

I.4.1.4. Classification du CNERIB 2011

Une nouvelle mise – à – jour de la classification des zones climatiques en Algérie est publiée dans le nouveau document règlementaire du CNERIB (DTR C3 – T, 2011), (**voir figure I.8**).

Ce dernier précise l'existence de six zones climatiques et trois sous-zones en Algérie qui sont limitées comme suite :

- **La zone climatique A** comprend le rivage de la mer au nord et les plaines côtières au sud.
- **La zone climatique B** comprend la partie nord des hautes plaines de l'intérieur, sur deux sous zones distinguées, la première Bu qui comprend la vallée du Chlef, la deuxième B2 qui comprend la vallée du Guelma.
- **La zone climatique C** comprend les hautes plaines de l'intérieur.
- **La zone climatique D** comprend les différentes régions du nord Saoura chott el Hodna.

- **La zone climatique E** Comprend le nord, l'est et le sud – ouest ainsi l'extrême sud du Sahara on distingue une sous zones E1 qui comprend le Hoggar et le Tassili.
- **La zone climatique F** comprend la région de Tanezrouft.

Des données climatiques des 58 stations pratiques Algériennes sont fournies par le CNERIB dans son document, ces données sont reportées en (**Annexe A**).

On trouve la liste de toutes les communes de l'Algérie avec leurs zones climatiques respectées dans le document publié par le CNER C3 – T (Le découpage administratif est celui en vigueur en mars 2007) [10].

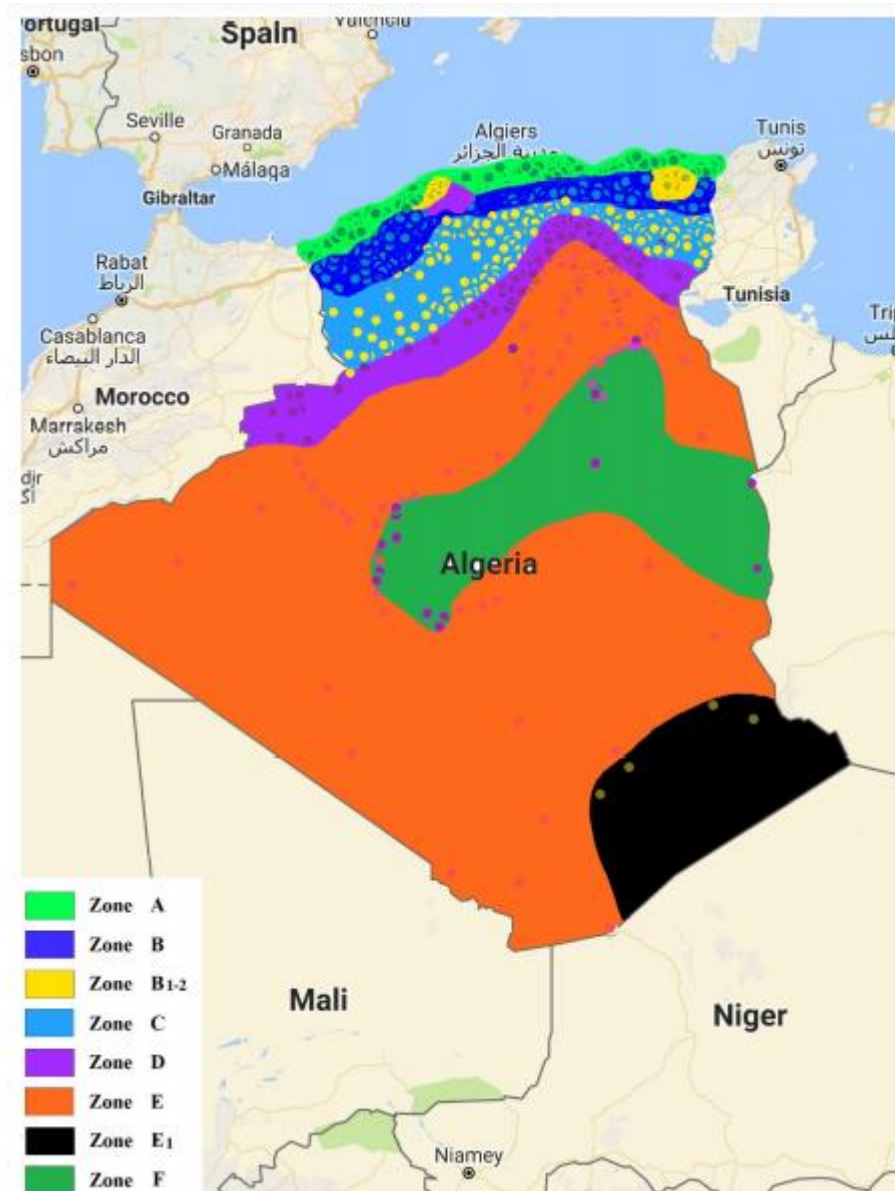


Figure I.8 : Les zones climatiques en Algérie selon classification de CNERIB (zonage mars 2011). [10]

I.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé le principe de fonctionnement des cycles frigorifiques à compression de vapeur et ceux à absorption, les composants de ces derniers ont été décrits et définis.

Aussi, on s'est basé sur l'exposition des cycles à absorption simple effet fonctionnant par le couple binaire (Eau-LiBr) et leur historique, l'utilisation actuelle de la machine et les diagrammes thermodynamiques utilisés.

Une partie sur la diversité climatique de l'Algérie, en respectant les classifications publiées par le CNERIB, a été présentée. Les conditions climatiques de chaque zone vont être utilisées dans notre simulation.

II.1 ANALYSE THERMODYNAMIQUE

II.1.1 Introduction

Dans ce chapitre on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (H₂O / LiBr) comme solution de fonctionnement, Cette machine est similaire à celle représentée dans la **figure II.1**.

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes.

- Les températures dans les (échangeurs, générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant un liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- Les détentes sont supposées isenthalpiques.
- La compression au niveau de pompe est supposée isenthalpique.
- Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.
- Le travail de la pompe est négligé.

Le cycle étudié est représenté par la **figure II.1** :

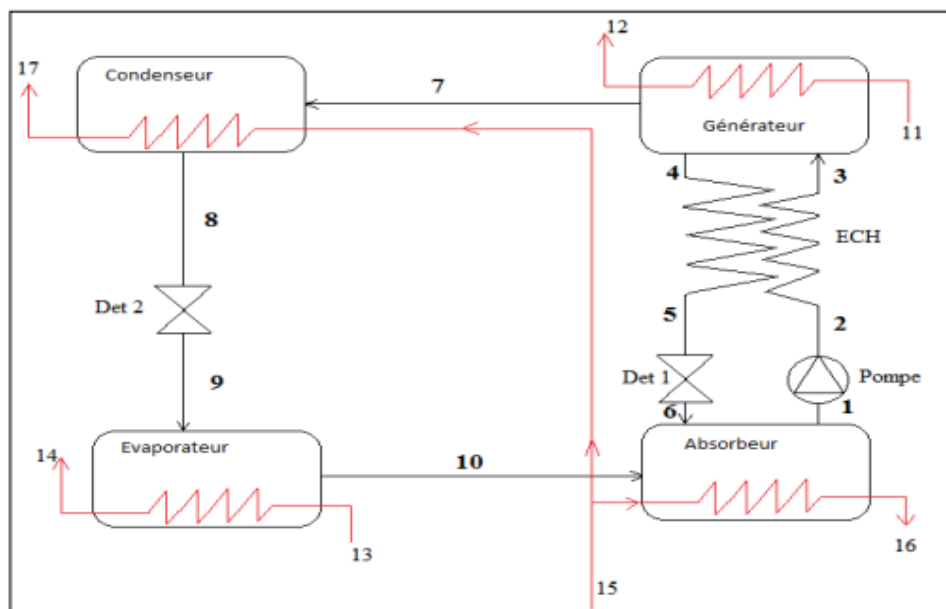


Figure II.1 :Schéma représentatif d'un cycle d'absorption simple effet de couple (LiBr-Eau)[10].

Soient \dot{m}_f , \dot{m}_d et \dot{m}_c et X_r , X_d et X_c . Respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution riche de la solution pauvre.

II.1.2 Bilan Massique

Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être réalisés :

$$\dot{m}f + \dot{m}c - \dot{m}d = 0 \quad (\text{Bilan global de la solution}) \quad (\text{II.1})$$

$$\dot{m}cXc - \dot{m}dXd = 0 \quad (\text{Bilan du LiBr}) \quad (\text{II.2})$$

On en déduit une expression de m en fonction de moi et des différents titres en frigorigène.

$$\dot{m}d = \dot{m}r \left(\frac{Xc}{Xc - Xd} \right) \quad (\text{II.3})$$

$$\dot{m}c = \dot{m}r \left(\frac{Xd}{Xc - Xd} \right) \quad (\text{II.4})$$

II.1.3 Bilan Enthalpie

On effectue le bilan enthalpie sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur :

$$Qa + Qc = Qe + Qg \quad (\text{II.5})$$

$$\text{Condenseur } Qc = \dot{m}r (h7 - h8) \quad (\text{II.6})$$

$$\text{Evaporateur } Qe = \dot{m}r (h10 - h9) \quad (\text{II.7})$$

$$\text{Générateur : } Qg = \dot{m}fh7 + \dot{m}ch4 - \dot{m}dh3 \quad (\text{II.8})$$

$$\text{Absorbeur : } Qa = \dot{m}dha - \dot{m}rh10 - \dot{m}ch6 \quad (\text{II.9})$$

$$\text{Pompe : } Wp = \dot{m}d (h2 - h1) \quad (\text{II.10})$$

On détermine aussi :

II.1.4 Débit Spécifique De Solution (Taux De Circulation)

Le débit spécifique de solution (FR) qui est le rapport des flux massiques de la solution ($\dot{m}d$) refoulée par la pompe et de vapeur (\dot{m}) adsorbée au générateur, s'écrit :

$$FR = \left(\frac{\dot{m}d}{\dot{m}r} \right) = \frac{Xc}{Xc - Xd} - Xd \quad (\text{II.11})$$

D'où :

Xc : Le titre de la solution pauvre quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

Xd : Le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

II.1.5 la plage de dégazage

La différence ($X_c - X_d$) est appelée la plage de dégazage sur la note (ΔX) :

$$\Delta X = X_c - X_d \quad (\text{II.12})$$

On utilise les équations précédentes, on peut exprimer le coefficient de performance COP.

II.1.6 Détermination Du Coefficient De Performance COP

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{\dot{m}r(h_{10} - h_9)}{\dot{m}rh_7 + \dot{m}ch_4 + \dot{m}d(h_2 - h_1 - h_3)} \quad (\text{II.13})$$

II.2 SIMULATION**II.2.1 Introduction**

Pour cette partie, une simulation par le logiciel Matlab a été faite. Le modèle utilisé est celui de L. Lansing [1].

Ce dernier a établi un modèle mathématique décrivant les différents comportements ainsi que les différentes propriétés thermodynamiques des cycles à absorption pour le couple (*LiBr - Eau*). Le modèle établi travail dans la gamme de concentration des solutions entre 0.50 et 0.65 avec une erreur de 0.2%.

Le modèle permet d'économiser énormément de temps de calcul, ainsi d'efforts pour le calcul des performances d'un système de refroidissement par absorption.

II.2.2 Analyse Thermodynamique Et Calcul Des Performances

La détermination des propriétés thermodynamiques de chaque état dans le cycle, la quantité de chaleur transférée dans chaque composant et les débits des différentes lignes dépendent de l'ensemble des paramètres :

Température du générateur T_g [$^{\circ}C$]

Température d'évaporateur T_e [$^{\circ}C$]

Température du condenseur T_c [$^{\circ}C$]

Température de l'absorbeur T_a [$^{\circ}C$]

Efficacités d'échangeur de chaleur liquide – liquide Eff .

La charge de réfrigération Q_e

L'ensemble des paramètres peut être déterminé par des mesures réelles présumées par une première estimation raisonnable.

Comme récupérer dans les hypothèses précédentes, le travail de la pompe, les pertes de charges dans les différents composants sont négligées ainsi que les états de saturations des points 1, 4, 8 et 10 (**voir figure II.1**), les propriétés sont déterminées comme suite :

II.2.2.1 Concentration à la sortie de l'absorbeur [1]

Elle est déterminée par l'équation suivante, utilisant T_a Pour la température de la solution à la sortie de l'absorbeur et T_e pour la température d'eau dans l'évaporateur conforme à la pression d'évaporateur P_e :

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_{\text{solution riche}} = \frac{(49.04 + 1.125 T_a - T_e)}{134.65 + 0.47 T_a} \left[\frac{\text{kg LiBr}}{\text{kg solution}} \right] \quad (\text{II.14})$$

II.2.2.2 Concentration à la sortie du générateur[1]

Elle est évaluée par l'équation suivante utilisant T_g pour la température de la solution à la sortie du générateur et T_e pour la température réfrigérant conforme à la pression de condenseur P_e .

$$X_4 = X_5 = X_6 = X_{\text{solution pauvre}} = \frac{(49.04 + 1.125 T_g - T_c)}{134.65 + 0.47 T_g} \left[\frac{\text{kg LiBr}}{\text{kg solution}} \right] \quad (\text{II.15})$$

Il peut être note X_4 . est toujours plus grande que X_1 et :

$$X_7 = X_8 = X_9 = X_{10} = \text{zéro} \quad \left[\frac{\text{kg LiBr}}{\text{kg solution}} \right] \quad (\text{II.16})$$

$$\text{Avec : } F_1 = \frac{X_4}{X_4 - X_1} \quad \text{et} \quad F_2 = \frac{X_1}{X_4 - X_1}$$

II.2.2.3 Les niveaux de pressions dans le cycle[1]

L'équation suivante nous permet d'économiser la pression dans chaque ligne comme suit :

$P_{\text{evaporateur}}, P_e = P_1 = P_6 = P_9 = P_{10}$ [mmHg] est donnée par :

$$\log_{10} P_e = 7.8553 - \left(\frac{1555}{T_e} - 273.15 \right) - \left(\frac{11.2414 \times 10^4}{T_e} + 273.15 \right) \quad (\text{II.17})$$

À pression du condenseur $P_c = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8$ dans [mmHg] est donnée par :

$$\log_{10} P_e = 7.8553 - \left(\frac{1555}{T_e} + 273.15 \right) - \frac{11.2414 \times 10^4}{(T_e + 273.15)^2} \quad (\text{II.18})$$

II.2.2.4 Les débits

L'enthalpie du liquide saturé (point 8) est donné par en fonction de la température du condenseur par l'équation suivante :

$$H_g = (T_c - 25) \text{ kcal / kg} \quad (\text{II.19})$$

La détente du point 8 à 9 ainsi que du point 5 à 6 est donné par :

$$\begin{cases} H_8 = H_9 \\ H_5 = H_6 \end{cases} \quad (\text{II.20})$$

L'enthalpie de l'eau saturée (poin10), est donnée en fonction de la température d'évaporateur T_e par l'équation :

$$H_{10} = 572.8 + 0.417 T_e \quad (\text{II.21})$$

En appliquant la première loi de la thermodynamique sur l'évaporateur on trouve :

$$Q_e = \dot{m}r (H_{10} - H_9) \quad (\text{II.22})$$

D'où $\dot{m}r$ est le débit du fluide frigorigène est égal à la différence des débits des solutions concentrées et diluées, et en utilisant l'équation suivante :

$$\dot{m}r = \frac{Q_e}{H_{10} - H_8} \quad (\text{II.23})$$

Dans un autre sens, le bilan massique sur l'élément de l'absorbeur nous donne :

$$\dot{m}cX_6 + \dot{m}r X_{10} = \dot{m}d X_1 = (\dot{m}c + \dot{m}r) X_1 \quad (\text{II.24})$$

En utilisant les équations (16) et (23), alors :

$$\dot{m}c = \left(\frac{Q_e}{H_{10} - H_8} \right) \left(\frac{X_1}{X_4 - X_1} \right) \quad (\text{II.25})$$

Tant que les concentrations des solutions X_1 et X_4 ne doivent pas dépasser certaines limites à cause du problème de cristallisation, en plus des températures des composants variantes en fonction des conditions extérieures, les débits des différents composants varient en même temps :

II.2.2.5 Echangeur de chaleur (liquide – liquide)

Une fois l'efficacité d'échangeur de chaleur Eff les débits massique des solutions ($\dot{m}w, \dot{m}s$) et les concentrations (X_1, X_4) sont donnés, il est possible de déterminer les températures T_3 et T_5 comme suit :

$$Eff = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (\text{II.26})$$

Les chaleurs spécifiques des solutions sont données par :

$$\begin{aligned} C_{x1} &= 1.01 - 1.23X_1 + 0.48X_1^2 \\ C_{x4} &= 1.01 - 1.23X_4 + 0.48X_4^2 \end{aligned} \quad (\text{II.27})$$

Les enthalpies H et H ne sont pas calculés comme suit :

$$H_1 = (42.81 - 425.92X_1 + 404.67X_1^2) + (1.01 - 1.23X_1 + 0.48X_1^2)(T_a) \quad (\text{II.28a})$$

$$H_5 = (42.81 - 425.92X_4 + 404.67X_4^2) + (1.01 - 1.23X_4 + 0.48X_4^2)(T_5) \quad (\text{II.28b})$$

II.2.2.6 Quantité de chaleur dans le condenseur, le générateur et l'absorbeur

L'enthalpie de l'eau à la sortie du générateur entrant dans le condenseur est donnée par :

$$H_7 = 572.8 + 0.46T_g - 0.043T_c \quad (\text{II.29})$$

Le bilan énergétique sur le condenseur nous donne :

$$Q_c = \dot{m}r(H_7 - H_8) \quad (\text{II.30a})$$

$$Q_c = \frac{Q_e}{H_{10} - H_8} * (H_7 - H_8) \quad (\text{II.30b})$$

Le bilan énergétique sur l'élément du générateur donne :

$$Qg = \dot{m}cH5 + \dot{m}rH7 - \dot{m}dH2 \quad (\text{II.31})$$

Etant donné que le travail de la pompe West négligeable alors :

$$H1 = H2 \quad (\text{II.32})$$

En utilisant les équations précédentes en peu estimé Qg comme suit ;

$$Qg = \frac{Qe}{H10-H8} * \left[\frac{X1H5}{X4-X1} + H7 - \frac{X4H1}{X4-X1} \right] \quad (\text{II.33})$$

Le bilan énergétique sur l'absorbeur nous donne :

$$Qa = \dot{m}cH6 + \dot{m}rH10 - \dot{m}dH1 \quad (\text{II.34})$$

D'après les équations précédentes, en peu d'exprimer Q comme suit :

$$Qa = \frac{Qe}{H10-H8} * \left[\frac{X1H5}{X4-X1} + H10 - \frac{X4H1}{X4-X1} \right] \quad (\text{II.35})$$

La première loi de thermodynamique nous donne :

$$Qc + Qa = Qg + Qe \quad (\text{II.36})$$

II.2.2.7 Le coefficient de performance (COP)

Est défini par :

$$COP = \frac{\text{(puissance frigorifique)}}{\text{energie motrice}} = \frac{Qe}{Qg} \quad (\text{II.37})$$

Utilisant l'équation (II.33) en trouve :

$$COP = \frac{(H10 - H8)(X4 - X1)}{[X1H5 + (X4 - X1)H7 - X4H1]} \quad (\text{II.38})$$

II.2.2.8 : Le coefficient de performance idéale

Le coefficient de performance maximal d'une machine à absorption est donnée par :

$$(COP)_{max} = \frac{Te(Tg-Ta)}{Tg(Tc-Te)} \quad (\text{II.39})$$

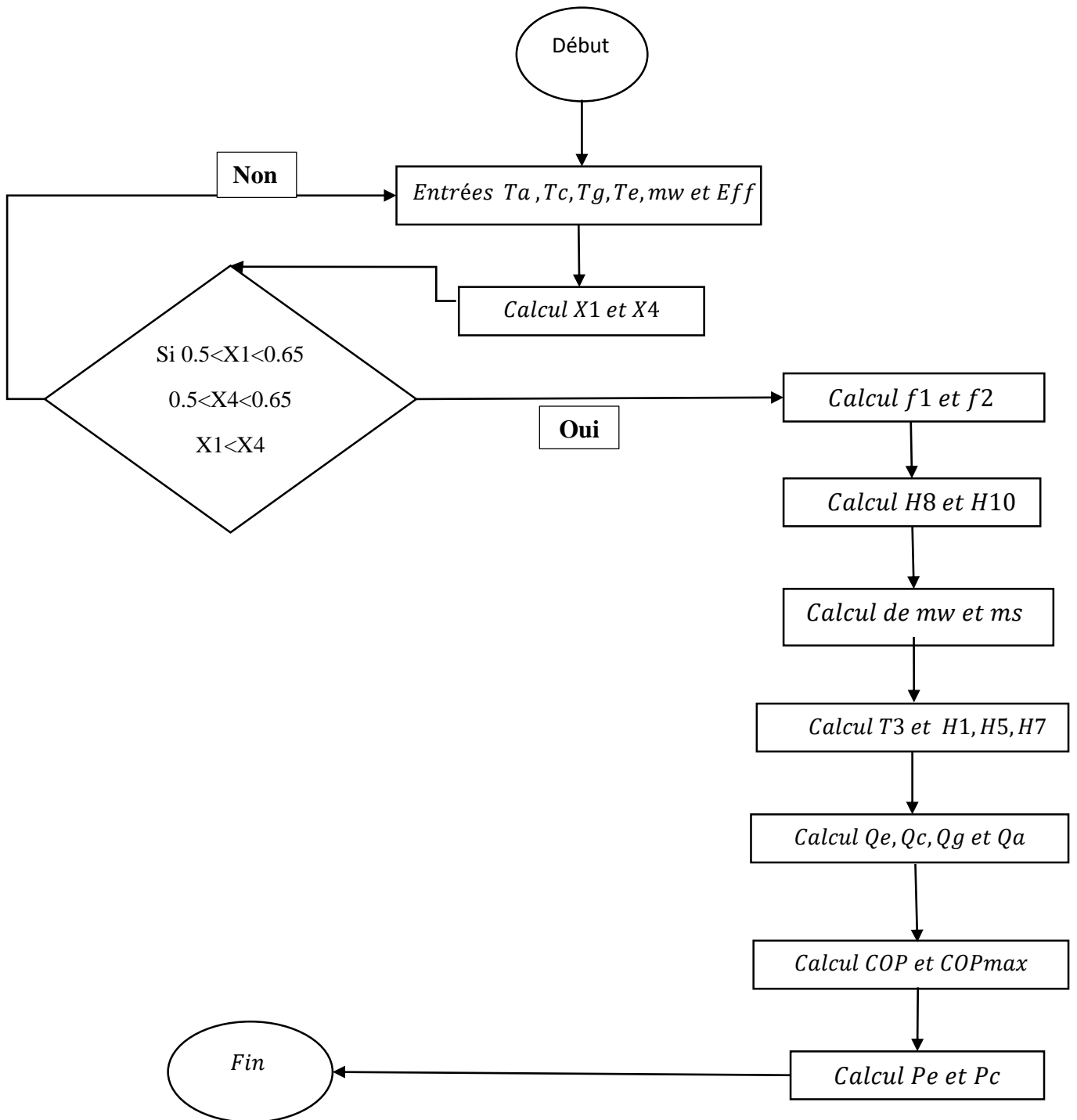
D'où Te, Ta, Tc et Tg sont respectivement les températures de l'évaporateur, l'absorbeur, le condenseur et le générateur.

De là on tire : Le rapport du COP (COP ratio) ;

$$COP \text{ ratio} = \frac{COP}{COP \text{ max}} \quad (\text{II.40})$$

Appelé le coefficient de performance relative.

II.2.2.9 : Organigramme de calcul des performances d'une machines a absorption de couple (LiBr-Eau) modèle de Lansing :



II.3 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté le modèles mathématique de **L. Lansing** utilisé pour la caractérisation et la détermination des propriétés thermodynamiques de la solution de travail (Eau – LiBr).

La connaissance des propriétés thermodynamiques de cette mixture nous a permet de calculer les performances des cycles à absorption fonctionnant par ce dernier. Un bilan massique et énergétique de chaque composant du cycle a été aussi présenté.

Dans notre étude, le cycle choisis est un cycle à absorption à simple effet dont les propriétés physiques et thermodynamique de la mixture ont été tirés du modèle de Lansing

III.1 Etude paramétrique

Les données utilisées pour réaliser cette étude sont tirées de la classification des zones de 1993 (Classification CNERIB en 1993).

III.2 Effet des paramètres extérieurs sur les performances de la machine

Une étude paramétrique a été réalisée afin d’analyser l’effet de la température du milieu extérieur, de la source chaude et de l’eau glacée sur les performances de la machine à absorption commerciale décrite dans le présent travail. La température de l’air ambiant varie de 30 à 49° C avec 1 ° C d’intervalle, et la température de la source chaude de 75° à 100 ° C pour la machine à absorption simple effet , Deux températures de sortie ont été choisies pour l’eau glacée, à savoir 7 ° C et 12 ° C.

Dans toute l’étude qui suit, l’efficacité de l’échangeur de chaleur est prise égale à 0.8 et le débit du fluide sortant de l’absorbeur est de 0.015 kg/s.

En considérant l’écart de température pris au niveau du condenseur, l’absorbeur, l’évaporateur et de générateur comme suite :

	Condenseur	Absorbeur	Evaporateur	Générateur
L’écart de température	$\Delta T_c=5^\circ C$	$\Delta T_a=5^\circ C$	$\Delta T_e=3^\circ C$	$\Delta T_g=3^\circ C$

Tableau III.1 :l’écart de température pour chaque composant de notre système [10]

III.2.1 L’influence de température de générateur Tg sur le coefficient de performance COP

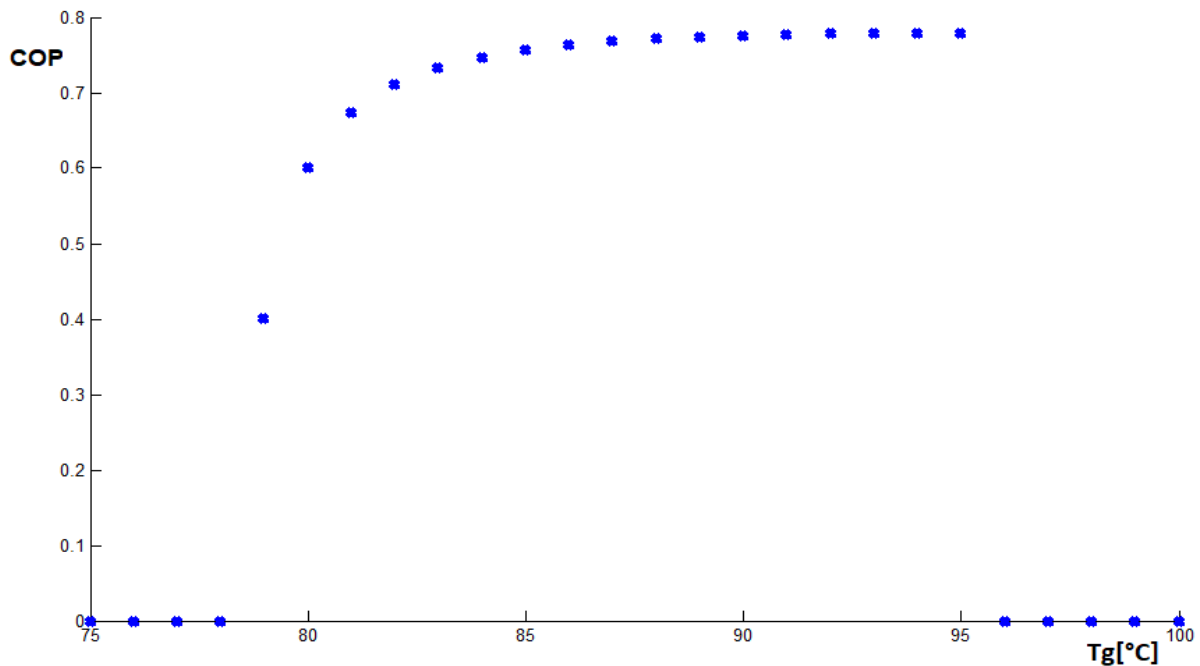


Figure III.1 : Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance.

La figure III.1 représente la variation de coefficient de performance COP en fonction de la Température du générateur Tg . Pour ce cas, la température de absorbeur ainsi que celle du condenseur ont été prises égale à $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une température d'évaporateur de $7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Dans cette figure on remarque clairement que le COP débute son augmentation à partir d'une température de génération de 78°C , ce comportement est expliqué par le manque d'énergie nécessaire pour la production de vapeur au niveau du générateur.

Après cette valeur, on note que le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur jusqu'à atteindre la valeur maximale de $0,779$ avec une Tg de $94\text{ }^{\circ}\text{C}$, ce phénomène est expliqué par l'augmentation de la quantité de vapeur produite par le générateur, ainsi l'augmentation de l'effet frigorifique au niveau de l'évaporateur, cette proportion explique l'augmentation du COP selon la formule (II.37)

Un autre comportement de stabilisation est noté au-dessus de 90°C , cela nous montre que même après l'augmentation de Tg le coefficient de performance reste constant (au environ de 0.779) et ne change pas, l'investissement après cette valeur est inutile.

Le COP reste nulle après une température de génération de 96°C , cela est certainement dû au problème de cristallisation noté au niveau des points (4, 5 et 6).

III.2.2 L'influence de température de l'évaporateur Te sur le coefficient de performance COP

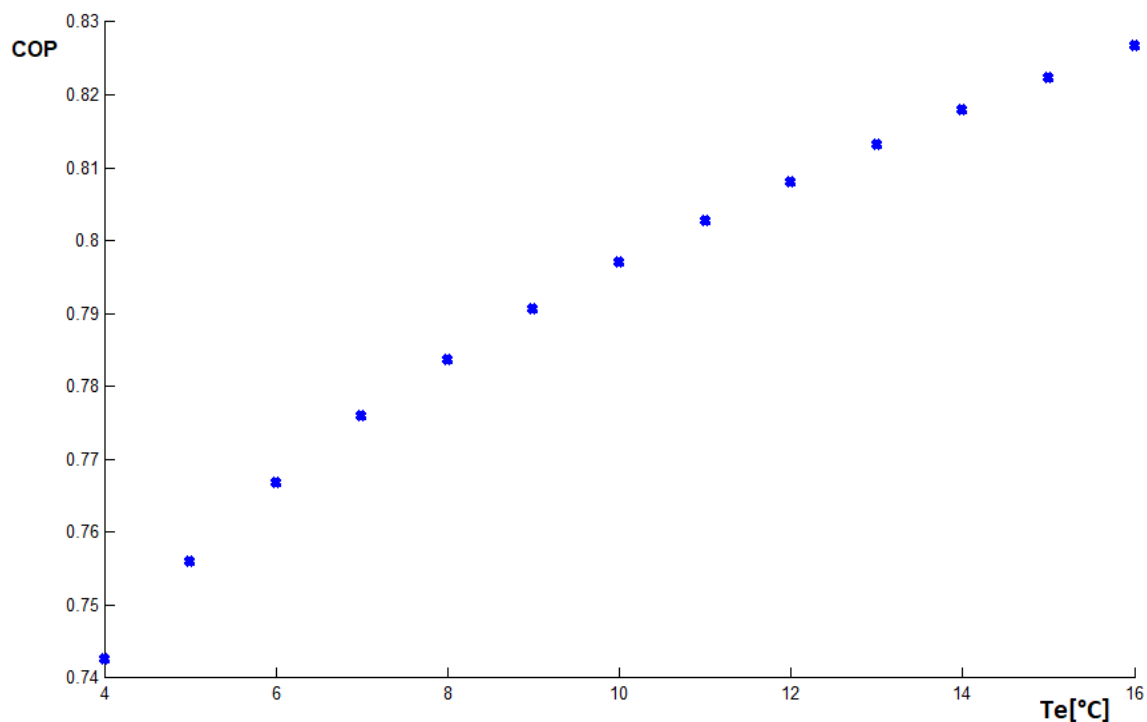


Figure III.2 : Effet de la température de l'évaporateur sur le Coefficient de Performance.

La figure III.2 représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la Température de l'évaporateur Te . Pour ce cas, la température de générateur a été prise à $Tg=90^{\circ}\text{C}$, la température absorbeur ainsi que celle du condenseur ont été prises égale à $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

On remarque que le **COP** augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur T_e ce qui est logique vu qu'avec l'augmentation de la température de l'évaporateur, l'écart de température au niveau de ce dernier va augmenter selon la relation suivante

$$Q_e = m_r C_p (T_9 - T_{10}),$$

Donc une quantité de chaleur Q_e plus importante. Et suivant l'équation (II.37), le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de Q_e .

III.2.3 L'influence de température de condenseur T_c sur le coefficient de performance COP

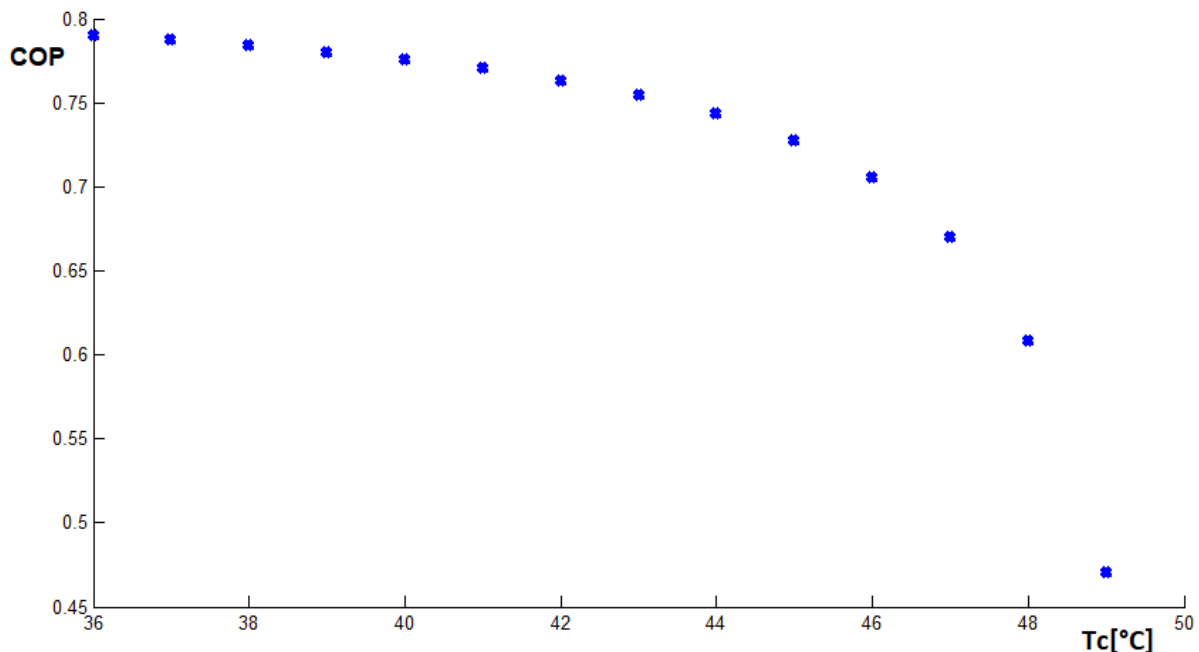


Figure III.3 : Effet de la température de condenseur sur le Coefficient de Performance.

La figure III.3 représente la variation du coefficient de performance **COP** en fonction de la température du condenseur T_c . dans ce cas, la température de générateur est prise à $T_g=90^\circ\text{C}$, la température de l'absorbeur $T_a=40^\circ\text{C}$ et la température de l'évaporateur $T_e=7^\circ\text{C}$.

On remarque clairement que le **COP** est à son maximum, à savoir, 0.78 à la température de condensation de 36°C et diminue avec l'augmentation de cette dernière jusqu'à atteindre sa valeur minimale de 0.45 à la température de condensation de 49°C .

Ce comportement est expliqué par une condensation imparfaite au niveau du condenseur et cela est dû à la température extérieure T_c importante.

La condensation est nécessaire pour obtenir 100% de liquide à la sortie du condenseur, la présence d'un pourcentage de vapeur à la sortie de ce dernier va influencer sur les performances de notre machine.

III.2.4 L'influence de température de l'absorbeur T_a sur le coefficient de performance COP

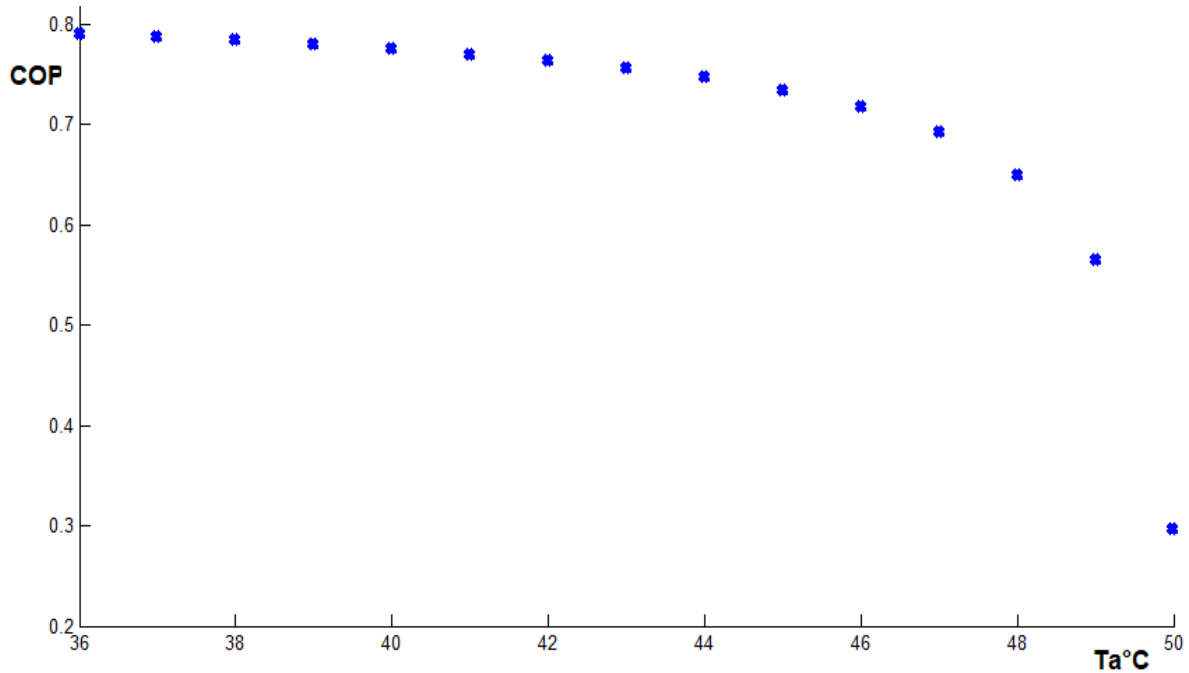


Figure III.4 : Effet de la température de l'Absorbeur sur le Coefficient de Performance.

La figure III.4 représente la variation du coefficient de performance **COP** en fonction de la température de l'absorbeur. Dans cette étude la température, du générateur, du condenseur et celle de l'évaporateur sont respectivement 90°C, 40°C et 7°C.

Nous avons constaté que l'augmentation de la température de l'absorbeur entraîne une diminution du coefficient de performance. Ceci confirme les résultats trouvés dans la littérature [2]. D'où un refroidissement de l'absorbeur est indispensable pour favoriser la réaction chimique (LiBr/H₂O) ce qui permet d'améliorer les performances de la machine.

III.2.5 L'influence de l'efficacité d'échangeur Eff sur le coefficient de performance COP

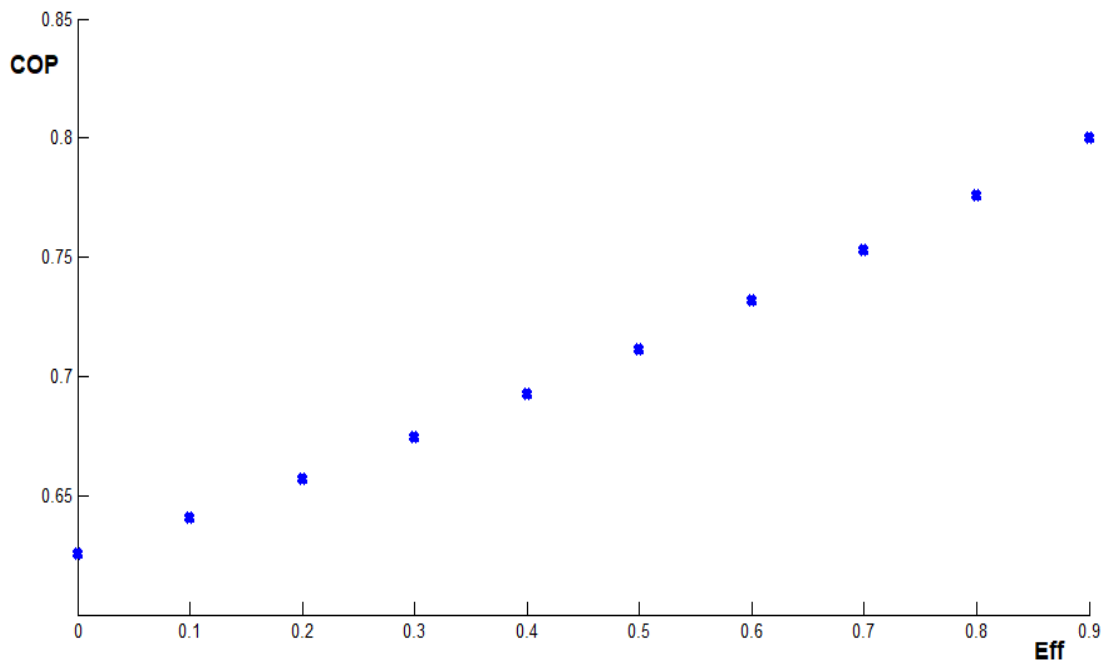


Figure III.5 : Effet de l'efficacité sur le Coefficient de Performance.

La figure III.5 représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur Eff . Dans cette étude les températures de les autres composantes comme suivant : $T_g=90^\circ C$, $T_a=T_c=40^\circ C$, $T_e=7^\circ C$.

On peut remarquer, dans ces conditions, qu'un cycle à absorption sans échangeur ($Eff=0$) développe un COP des environs de 0.63 et peut être amélioré en augmentant cette efficacité jusqu'à atteindre une valeur de $COP = 0.8$ pour une efficacité de 0.9.

L'existence d'un échangeur de chaleur entre les solutions pauvre (sortie du générateur) et riche (entrée du générateur) favorise l'échange thermique entre les deux, ce qui permet à la solution riche d'être préchauffée avant de rentrer au générateur, donc fournir moins d'énergie (Q_g) par ce denier pour générer de la vapeur, et selon l'équation (II.37) le COP va augmenter.

III.2.6 L'influence de la température de générateur T_g sur le coefficient de performance COP pour différent température de condenseur T_c

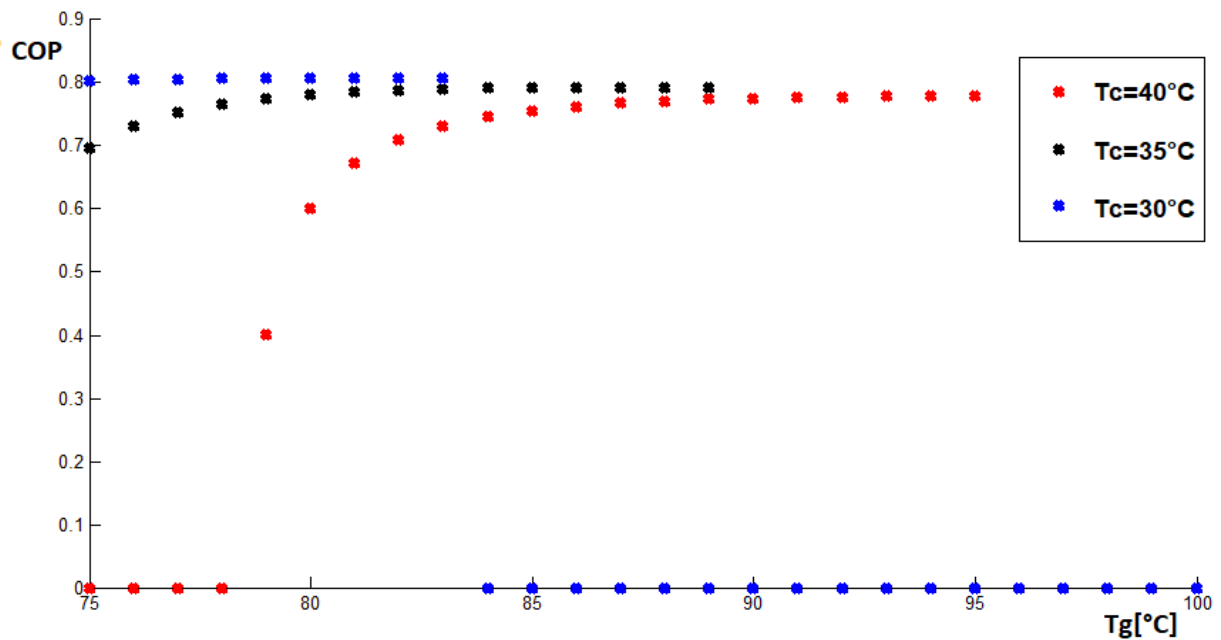


Figure III.6 : Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance pour différent température de condenseur.

La figure III.6 représente la variation de coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g pour différentes valeurs de la température du condenseur T_c .

On note que pour les trois valeurs de la température de condensation, le COP prend l'allure déjà expliqués en (Figure III.1).

Par contre, on remarque que notre système fonctionne parfaitement pour une température de $T_c=30^\circ\text{C}$ pour une température de génération entre 75°C et 84°C , au-delà de cette valeur, une cristallisation de la solution est inévitable.

Si la température de condenseur augmente, on peut remarquer que notre système débute son fonctionnement à une température de génération plus grande et son fonctionnement s'étale jusqu'à une température de génération de 95°C .

III.2.7 L'influence de température de générateur T_g sur le coefficient de performance COP pour différent température de l'évaporateur T_e

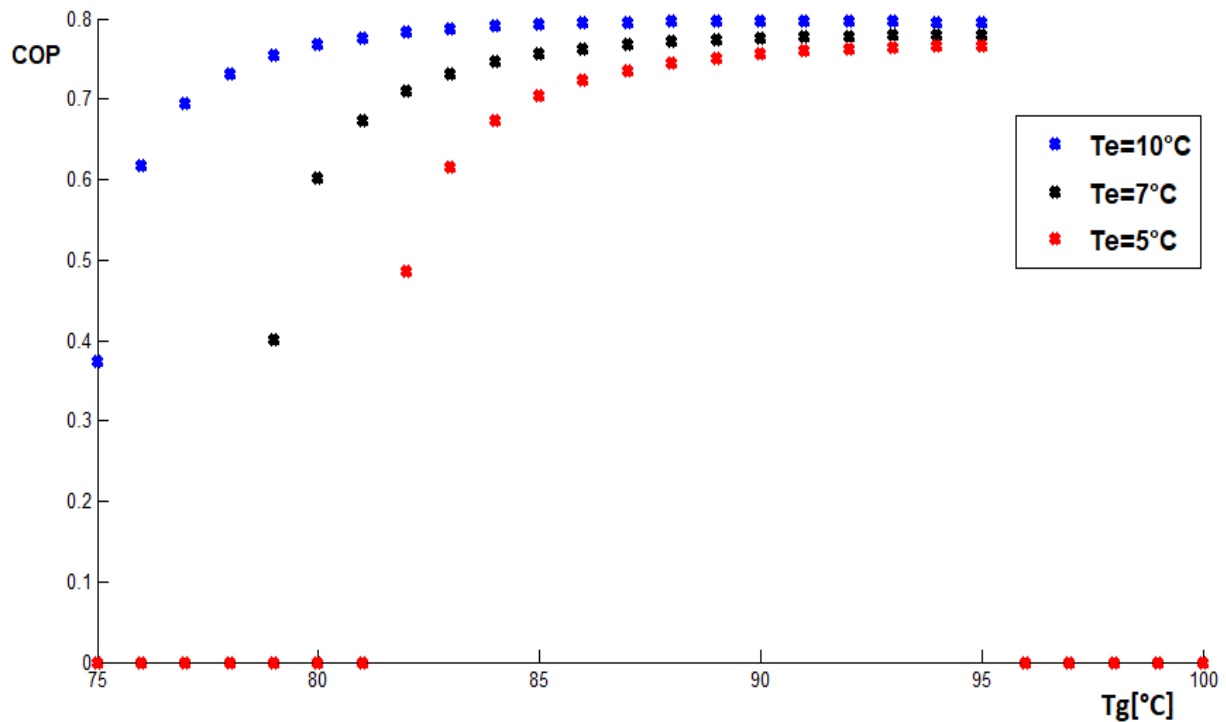


Figure III.7 : Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance pour différent température de l'évaporateur.

La figure III.7 représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température de générateur T_g pour différents valeurs de température d'évaporateur T_e .

On remarque que pour les trois valeurs de la température d'évaporateur, le comportement du COP suit l'allure déjà décrite en (Figure III.1).

On note essentiellement que le système exige moins d'énergie au niveau du générateur à chaque fois qu'on augmente la température d'évaporateur (voir Figure III.2).

III.2.8 L'influence de température de générateur T_g sur le coefficient de performance COP pour différents efficacités de l'échangeur Eff

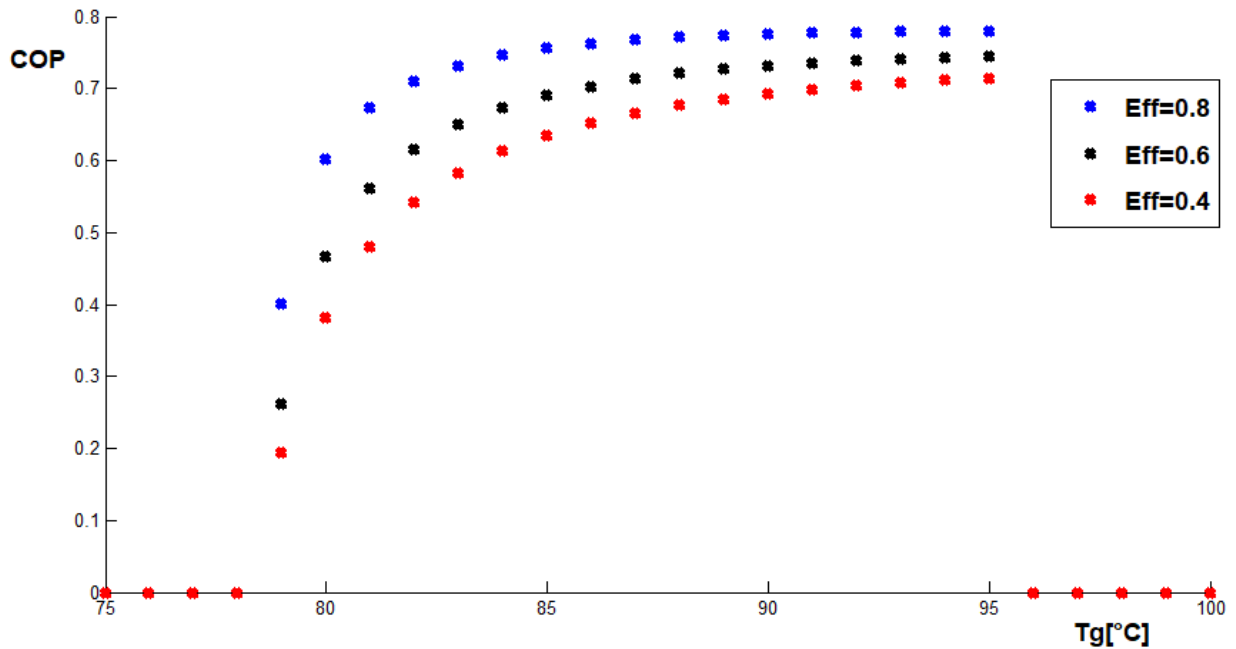


Figure III.8 Effet de la température de générateur sur le Coefficient de Performance pour différent efficacités.

La figure III.8 présente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g pour différentes valeurs de l'efficacité de l'échangeur de chaleur (Eff).

On remarque que pour les trois valeurs de l'efficacité de l'échangeur de chaleur, le comportement du COP suit l'allure déjà décrite en (Figure III.1).

On note essentiellement que le système développe plus de performances (COP) en améliorant l'efficacité de l'échangeur, cela est logique vu que le générateur vas fournir moins d'énergie en augmentant l'efficacité de ce dernier voir (Figure III.5).

III.2.9 L'influence de température de générateur T_g sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e

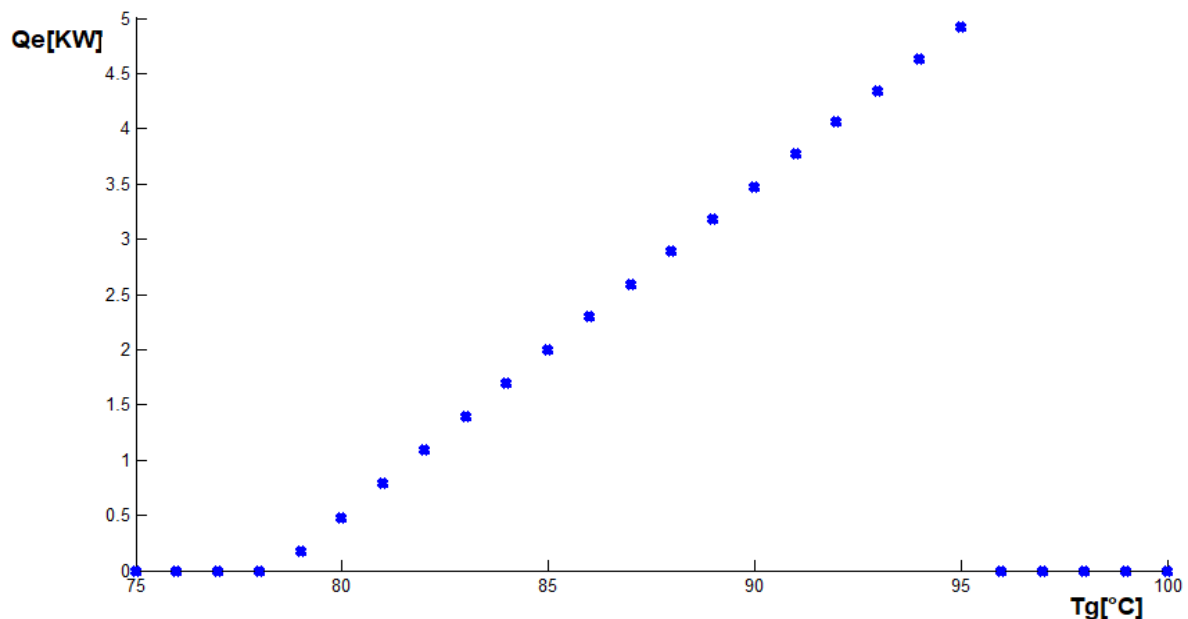


Figure III.9 : Effet de la température de générateur sur la quantité de chaleur de l'évaporateur.

La figure III.9 représente la variation de la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e en fonction de la température de générateur T_g .

On peut dire que la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur est beaucoup plus importante en augmentant la température de génération jusqu'à atteindre une valeur maximale de 4.9 kW pour une température de générateur de 95°C, ce phénomène peut être expliqué par la quantité de vapeur produite par le générateur et qui est fonction de la température de ce dernier.

Il est à noter que notre machine développe une puissance nominale de 3.5 kW sous des conditions de base définies par le constructeur ($T_g=90^\circ$, $T_a=T_c=40^\circ\text{C}$ et $T_e=7^\circ\text{C}$), delà, on note clairement que le système peut fonctionner au-delà de cette valeur, et ceci en augmentant la température du générateur.

Pour les zones nulles (sous-alimentation en $75 < T_g < 78$ et Cristallisation en $96 < T_g < 100$), la discussion est la même qu'en (Figure III.1).

III.2.10 L'influence de température de l'absorbeur T_a et du condenseur T_c sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e

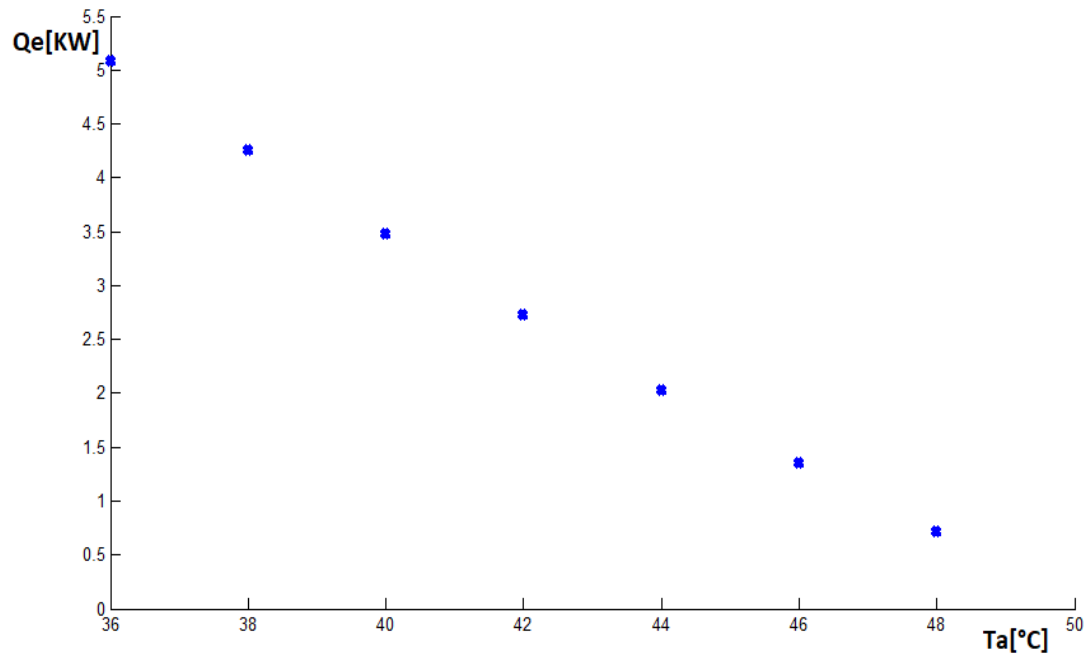


Figure III.10 : Effet de la température de l'absorbeur sur la quantité de chaleur de l'évaporateur.

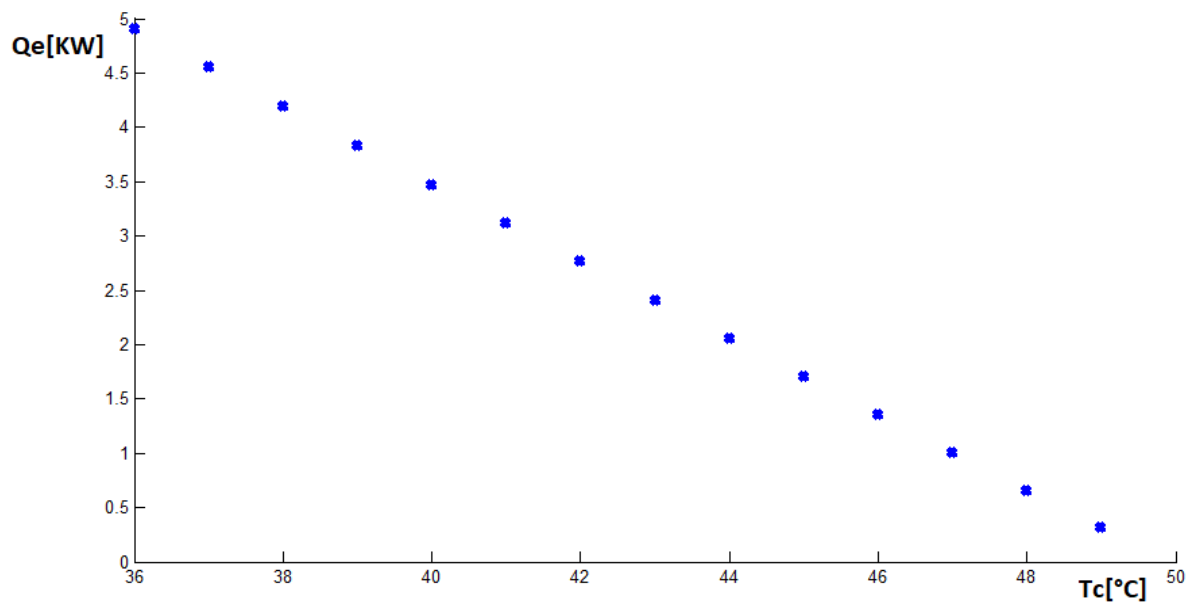


Figure III.11 : Effet de la température de condenseur sur la quantité de chaleur de l'évaporateur.

La figure III.10 et III.11 représentent la variation de la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e en fonction de la température de l'absorbeur et celle du condenseur respectivement.

Dans les deux figures, on note que la quantité d'énergie extraite au niveau de l'évaporateur Q_e diminue avec l'augmentation des températures d'absorbeur et du condenseur et peut dépasser la valeur nominale, à savoir, 3.5 kW pour atteindre les 5 kW de froid avec des températures extérieur de 36 à 38°C. Par contre, notre machine ne développe quasiment aucune puissance frigorifique dans les environnements de température extérieur de 48°C à 50°C.

III.2.11 L'influence de température de générateur T_g sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e pour différentes températures de condenseur

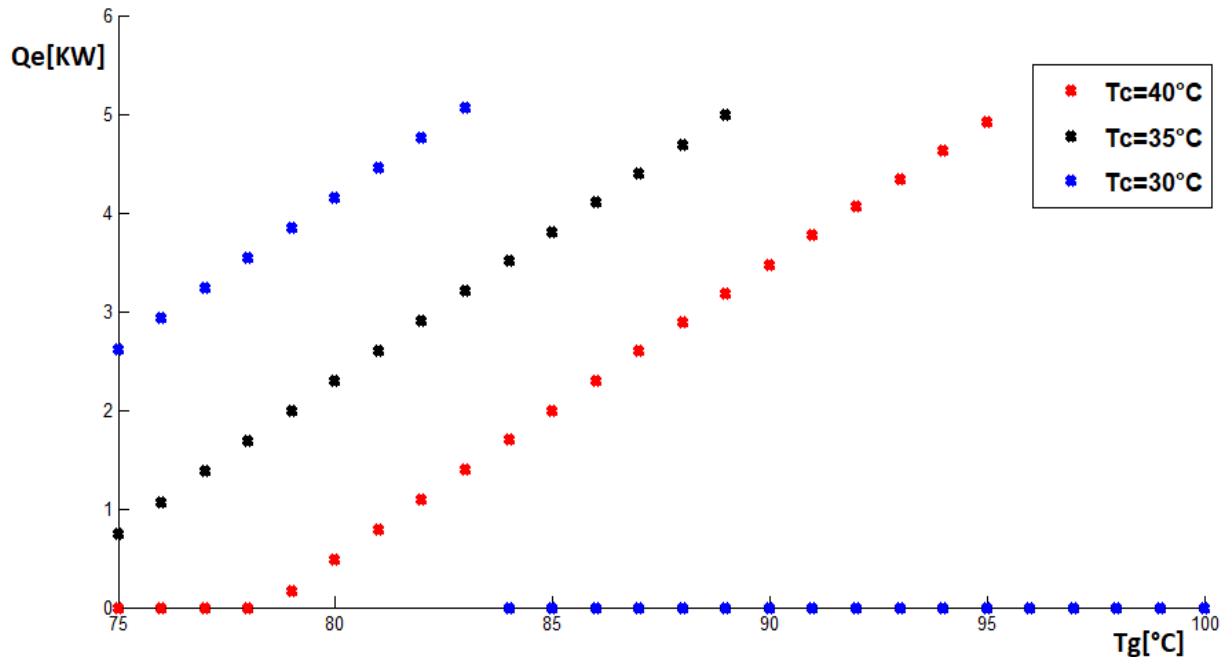


Figure III.12 : Effet de la température de générateur sur la quantité de chaleur de l'évaporateur.

La figure III.12 représente la variation de quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur Q_e en fonction de la température de génération T_g pour les différentes valeurs de T_c .

On peut voir que la puissance frigorifique développée par notre système accroît jusqu'à atteindre sa valeur maximale qui est des environs de 5 kW pour les trois températures de condensation.

En effet, on peut remarquer que pour des températures de condensation (extérieur) de 30°C et 35°C, notre système atteint sa puissance frigorifique maximale pour des températures de génération qui ne dépassent pas les 83 °C et 89°C respectivement. Au-delà de ces valeurs, une cristallisation de la solution est inévitable.

Par contre, pour une température de condensation de 40°C, la machine exige plus d'énergie au niveau du générateur pour atteindre la même puissance frigorifique maximale, à savoir, 5kW.

III.2.12 L'influence de température de générateur sur la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur Q_e pour différentes températures de l'évaporateur

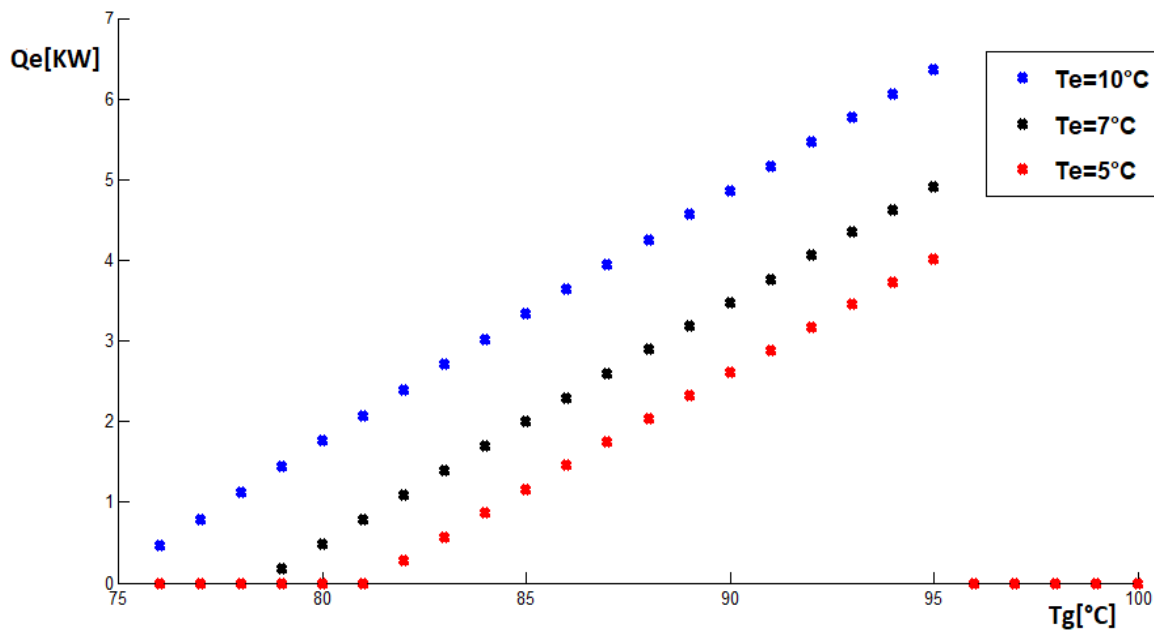


Figure III.13 : Effet de la température de générateur sur la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur pour différentes températures d'évaporation.

La figure III.13 représente la variation de quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur Q_e en fonction de la température de génération T_g pour trois valeurs de température d'évaporation T_e .

Le comportement de la puissance frigorifique en fonction de la température d'évaporation est raisonnable et suit logique de l'équation $Q_e = m_r C_p (T_g - T_{10})$.

On peut dire que notre système fonctionne parfaitement et peut développer des puissances frigorifiques dépassant les 6 kW pour une température d'évaporation de 10°C , par contre, si on exige des températures d'évaporations de 5°C et 7°C , on remarque que notre système commence à produire du froid à partir d'une température de générateur de 79°C et 81°C , respectivement, et ne peut dans aucun cas dépasser les 5 kW de puissance frigorifique.

III.3 Performances du système dans les conditions climatiques de l'Algérie

Dans cette partie, une étude sur l'influence des conditions extérieures des zones climatiques de notre pays sur les performances (COP et Q_e) du système à absorption étudié est présentée.

Il est à noter que pour le 2^{ème} zonage (CNERIB 1993) les températures moyennes des cinq zones climatiques sont considérées comme en (**Tableau III.1**).

Pour les autres zonages (classifications), les données des températures sont fournies en (**Annexe A**)

III.3.1 L'influence de température de générateur sur les coefficient de performance dans les zones climatiques d'Algérie (CNERIB 1993)

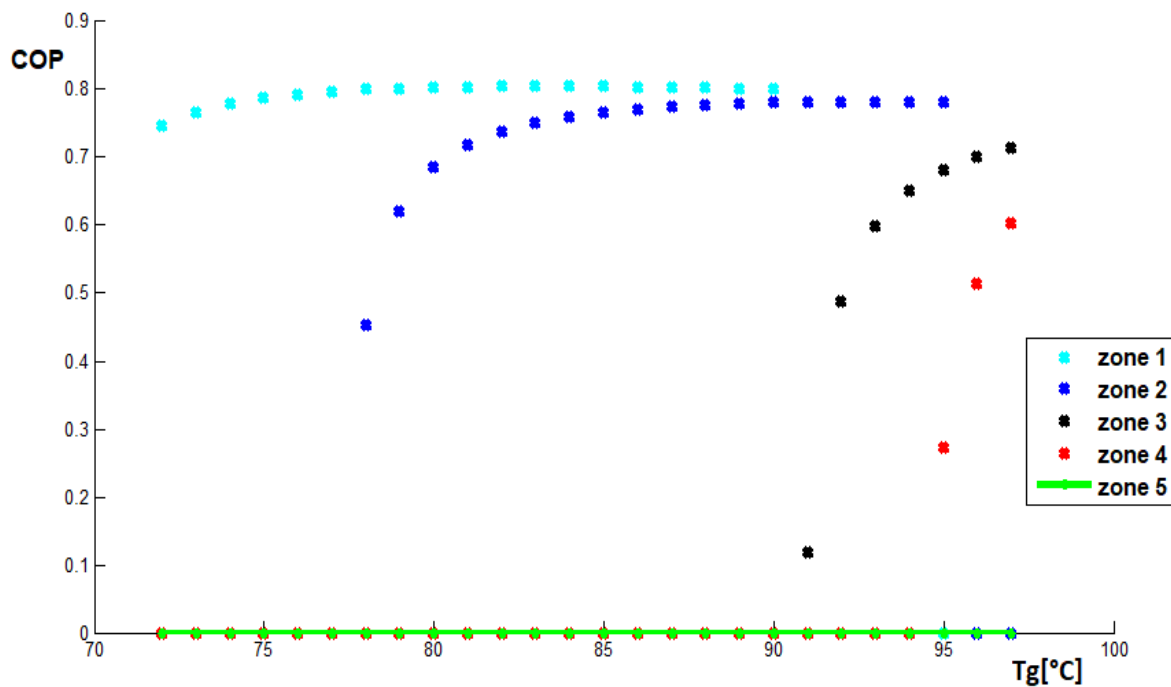


Figure III.14 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans les cinq zones climatiques de l'Algérie (2^{ème} zonage 1993).

On a présenté dans la **figure III.14** la variation du COP en fonction de la température de générateur T_g pour les cinq zones climatiques de l'Algérie.

Pour la première et la deuxième zone climatique, notre système fonctionne normalement et dont le comportement est similaire à celui présenté en (**Figure III.6**).

Par contre, pour les zones climatiques 3 et 4, on note clairement que le COP n'atteint pas son maximum malgré l'énergie considérable fournie au générateur, ce problème est lié essentiellement à la forte température ambiante de ces zones.

Vu que la température ambiante moyenne de la cinquième zone climatique avoisine les 50°C, et en considérant l'écart de température pris au niveau du condenseur et de l'absorbeur (**voir Tableau III.1**), notre système ne peut développer aucun COP .

III.3.2 L'influence de température de générateur sur le coefficient de performance pour les autres classifications

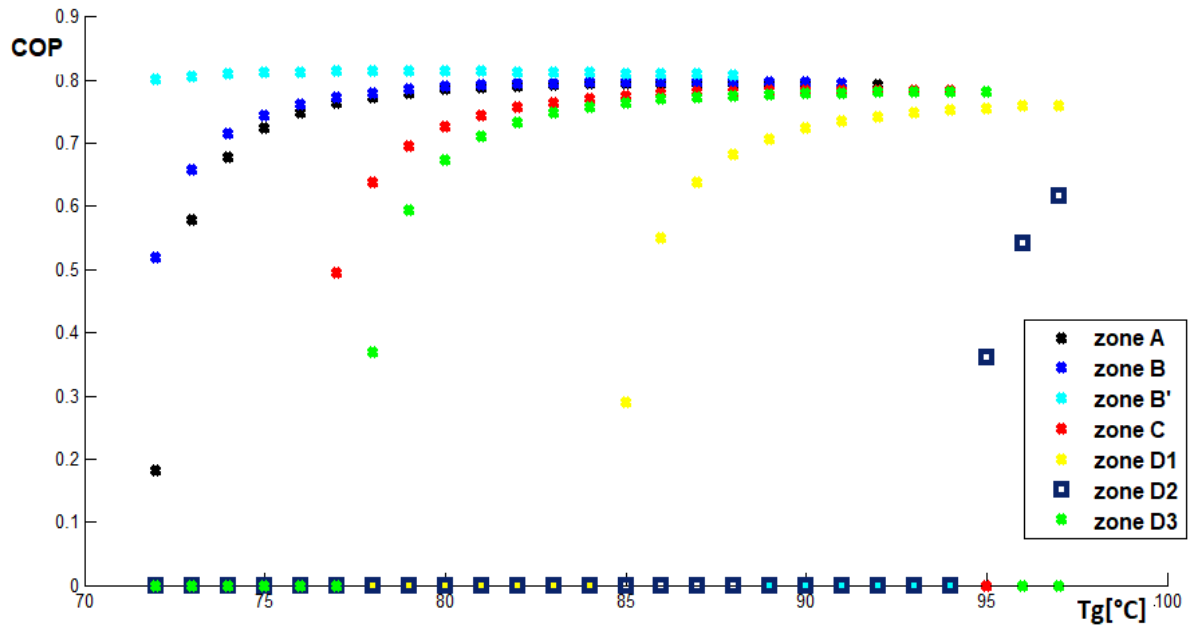


Figure III.15 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans l'Algérie (1^{er} zonage 1962).

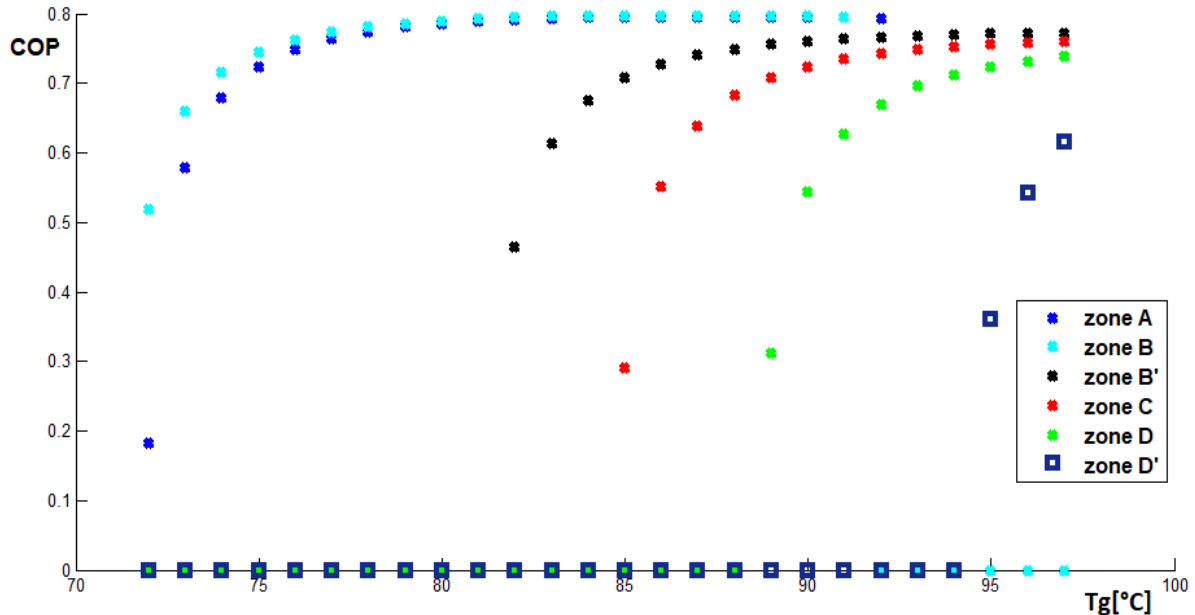


Figure III.16 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans l'Algérie (3^{ème} zonage 1997).

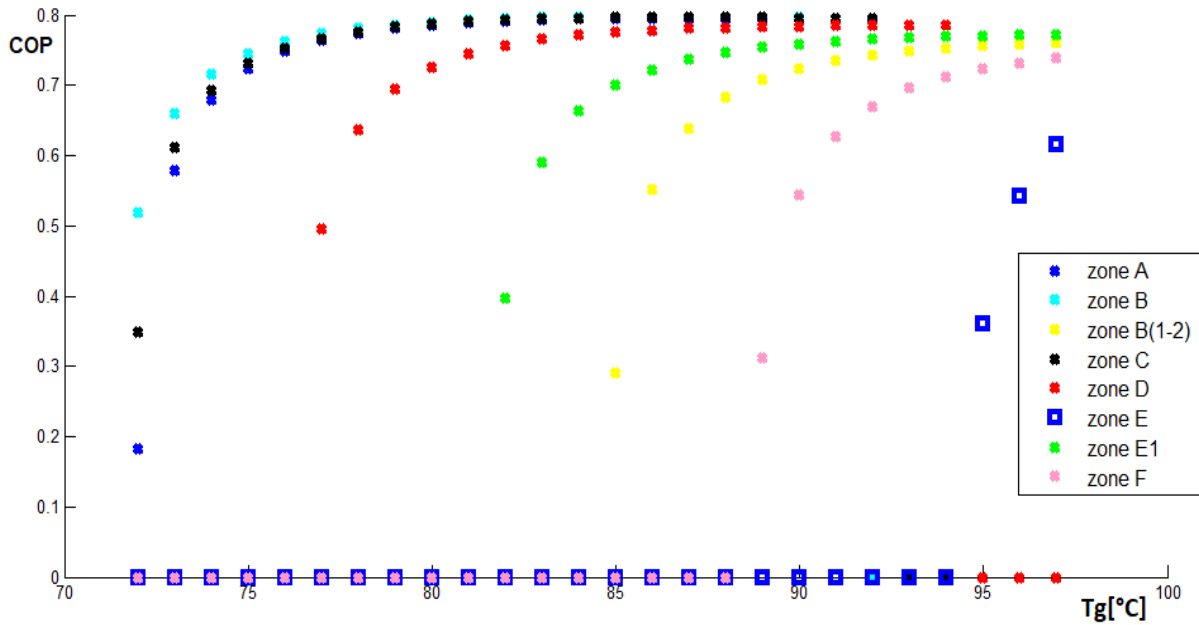


Figure III.17 : Effet de la température du générateur sur le COP de la machines dans l’Algérie (4^{ème} zonage 2011).

III.3.3 L’influence de temperature du générateur sur la quantité de chaleur de l’évaporateur dans les zones climatiques d’algerie

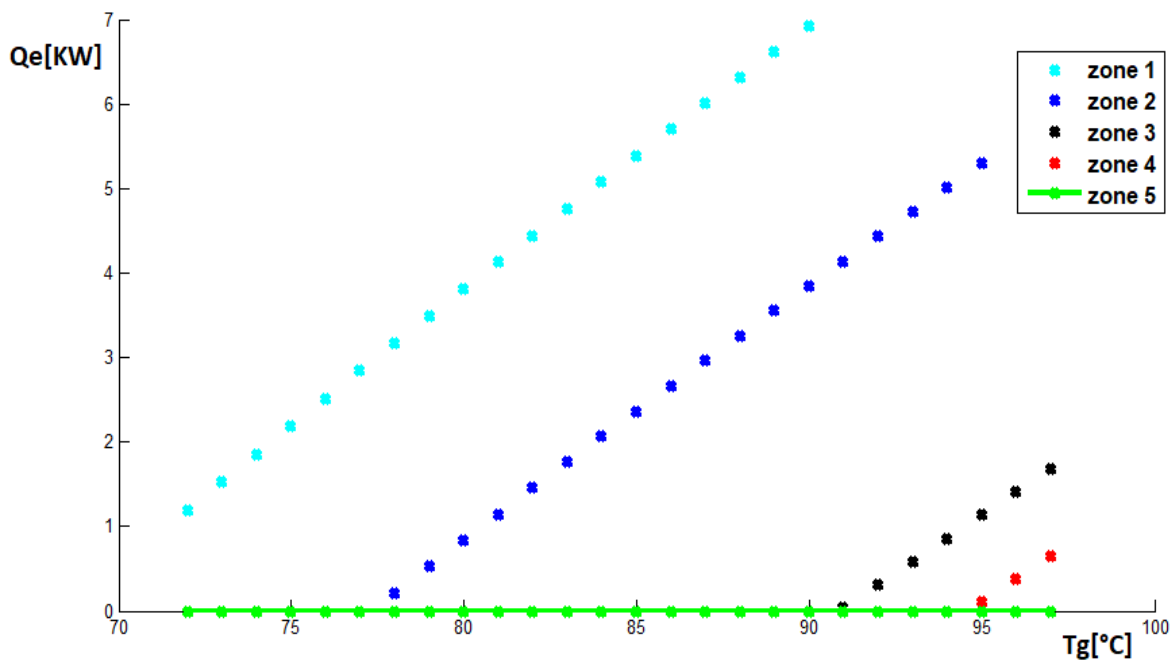


Figure III.18 : Effet de la température du générateur sur la quantité de chaleur extraite par l’évaporateur dans les cinq zones climatiques de l’Algérie (2^{ème} zonage 1993).

La figure III.18 représente la variation de la puissance frigorifique Q_e en fonction de la température du générateur pour les cinq zones climatiques (CNERIB 1993)

On note que la puissance frigorifique produite dans les conditions climatiques de la première et de la deuxième zone climatique est acceptable et dépasse la valeur de la puissance nominale pour des températures de génération de 80°C et 90°C en 1^{ère} et 2^{ème} zone respectivement.

Pour les deux zones climatiques 3 et 4, la puissance frigorifique développée par notre système ne dépasse pas 1.5 kW, ce qui est inacceptable vu la quantité d'énergie fournie au générateur (Forts investissements pour de faibles performances).

Il est à noter que la dernière zone climatique ne développe aucune puissance frigorifique vu la température ambiante importante de cette zone.

III.4 Solutions proposés pour les zones de non-fonctionnement du système

D'après l'étude réalisée précédemment, on a noté que notre machine à absorption ne fonctionne pas aux performances nominales sous le climat chaud des zones 3, 4 et 5 (Classification CNERIB 1993). Pour cela, dans la partie qui suit, on proposera d'adapter des solutions liées à l'amélioration des performances de la même machine sous les mêmes conditions climatiques des zones de non-fonctionnement, donc, soit :

- Eviter les problèmes de cristallisation de la solution LiBr-H₂O aux températures de générateur élevées en :
 - Ajouter des additifs au mélange LiBr-H₂O pour étaler sa plage de fonctionnement comme (1-octanol et 2-éthyl-1-hexanol) [18].
 - Utiliser un fluide binaire non cristallisable, exemple : NH₃-H₂O, LiNO₃-H₂O...etc. (Annexe E).
- Développer un nouveau mode de refroidissement du Condenseur et de l'Absorbeur, soit :
 - Refroidissement évaporatif (consommation d'eau inévitable).
 - **Refroidissement géothermal (tube enterré).**

Dans ce qui suit, la dernière est prise en considération.

III.4.1 Echangeur de chaleur enterré

III.4.2 Définition

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides [11].

Un échangeur enterré fonctionne de la même manière, sauf que le milieu extérieur c'est du sol à une température relative à sa profondeur.

III.4.3 Configuration des échangeurs de chaleur enterrés

III.4.3 1 Echangeur Vertical

La sonde verticale est installée dans le forage et scellée avec du ciment. La profondeur peut atteindre des centaines de mètres et la température du sol est stable toute l'année. L'eau glucosée circule en circuit fermé. Par rapport au capteur de niveau, l'encombrement est le plus petit. [11]

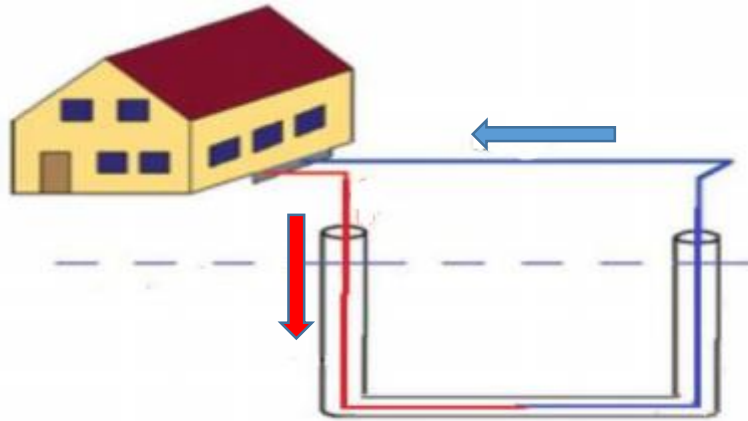


Figure III.19 : Echangeur verticale enterré [23].

III.4.3 2 Echangeur Horizontal

Dans cette configuration (voir figure III.20), la disposition des tuyères enterrées est horizontale contrairement à la première disposition (voir figure III.19).

Pour cette configuration, l'existence d'un espace vide (généralement dans un jardin) est nécessaire pour l'installation.



Figure III.20 : Echangeur horizontale enterré [23].

III.5 Simulation d'un échangeur géothermal horizontal pour le refroidissement du condenseur et de l'absorbeur

Dans cette partie, les caractéristiques physiques et techniques de la tuyauterie utilisée sont décrites dans le tableau suivant :

Matière	Longueur [m]	Diamètre Intérieur [m]	Diamètre Extérieur [m]	Rayon extérieur	Conductivité thermique [W/m K]
Tube en Cuivre	[50 – 100]	0.018	0.020	(0.020)/2	380

Tableau III.2 : les caractéristiques physiques et techniques de la tuyauterie en cuivre.

Les caractéristiques thermiques et physiques du fluide caloporteur utilisé pour le refroidissement du condenseur et de l'absorbeur (sous les températures de ces derniers) sont mentionnées dans l'Annexe [B]

Hypothèses de calcul

Dans ce qui suit, on considérera les hypothèses suivantes :

- Le sol est considéré homogène.
- Le fluide est newtonien et incompressible
- L'écoulement est turbulent
- Le débit massique d'eau est constant le long de l'échangeur.
- Les propriétés thermo-physiques du sol sont supposées constantes.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur
- L'échange de chaleur à l'intérieur du tube se fait par convection forcée
- La section de passage est constante.

III.5.1 Calcul

Données

- Diamètre intérieur des tubes : $D_{int}[m]$.
- Epaisseur des tubes : $e [m]$.

Données thermo physiques

- Température d'entrée de l'eau : $T_{ee} [^{\circ}C]$
- Température de sortie de l'eau : $T_{es} [^{\circ}C]$
- Température de sol : $T_{sol} [^{\circ}C]$
- Débit massique de l'eau : $\dot{m}_{eau} [kg/s]$
- Conductivité thermique des tubes : $\lambda_t [W/m.K]$
- Nombre de Prandtl $Pr=0.7$.

Propriétés physiques de l'eau

Elles sont évaluées à la température de sortie de l'eau T_{s-eau} : (voir l'annexe B)

- Chaleur spécifique de l'eau : $C_{peau} [J/kg.K]$
- Viscosité dynamique de l'eau : $\mu_{eau} [kg/m.s]$

- Conductivité thermique de l'eau : λ_{eau} [W/m.K]
- Masse volumique de l'eau : ρ_{eau} [kg/m³]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau : Pr_{eau}

Propriétés physiques de sol

La température du sol est prise constante à une profondeur > 15m et est = 25°C .

Résultats demandés

Température de sortie de l'eau : T_{es} [°C]

Calcul :

La température sortie de l'eau est calculé à partir de modelé analytique :

$T_{es} =$

$$T_{ee} * \exp\left(\frac{(-2*L)}{(\rho_{eau} * C_{peau} * R_{int} * V * R_{tot}) * \left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}\right) + T_{sol} * \left(1 - \exp\left(\frac{(-2*L)}{(\rho_{eau} * C_{peau} * R_{int} * V * R_{tot}) * \left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}\right)\right) \quad (III.1)$$

Ou la résistance thermique totale R :

$$R = R_{tube} + R_{conv} \quad (III.2)$$

Avec :

La résistance thermique du tube :

$$R_{cond} = \ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right) / (2 * \pi * \lambda_{tube}) \quad (III.3)$$

La résistance thermique en convection forcée :

$$R_{conv} = \frac{1}{h_i * 2\pi * R_1} \quad (III.4)$$

Coefficient d'échange par convection : h_i [W/m².K]

$$h_i = \frac{Nu * \lambda_{eau}}{D} \quad (III.5)$$

Avec :

$$Nu = 0.012 * (Re^{0.87} - 280) * Pr^{0.4} * \left[1 + \left(\left(\frac{D_{int}}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right)\right] \quad (III.6)$$

Ou :

$$Re = \frac{V * Dh * \rho_{eau}}{U_{eau}} \quad (III.7)$$

$$Dh = \frac{4 * S}{P} \quad (III.8)$$

$$V_{eau} = \frac{m_{eau}}{\rho_{eau} * S} \quad (III.9)$$

III.5.2 Résultats pour les zones chaudes (CNERIB 1993)

III.5.2.1 Comportement du COP en fonction de la température du générateur après refroidissement géothermal

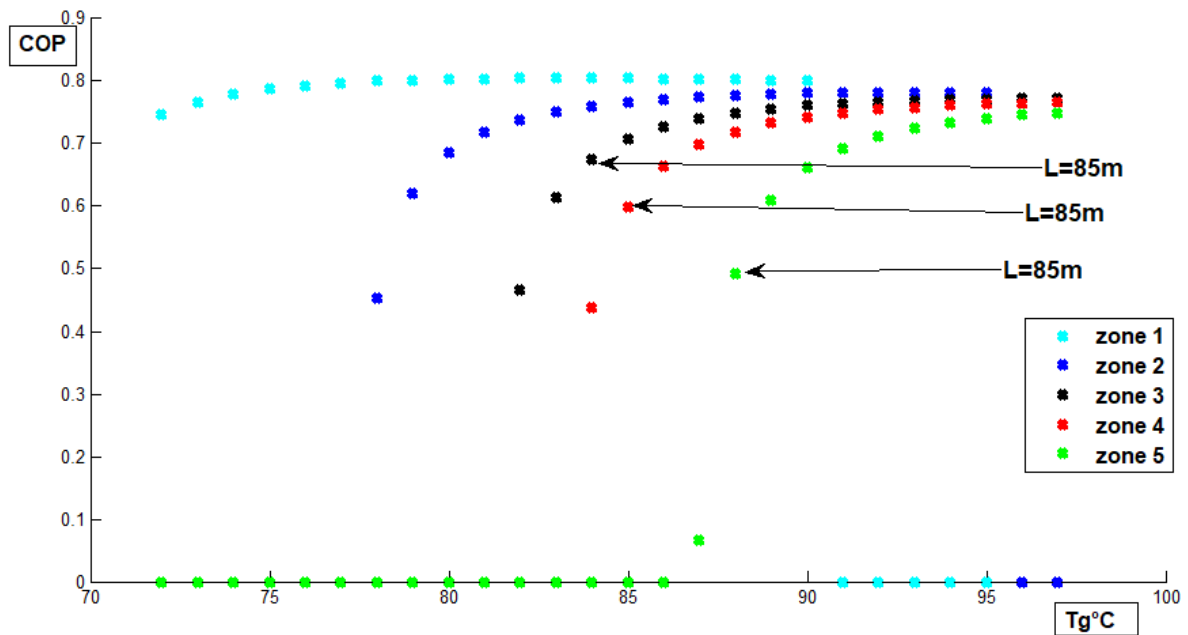


Figure III.21 : Effet de la température du générateur sur le *COP* du système avec refroidissement géothermal pour les zones 3,4 et 5.

La figure III.21 représente la variation de coefficient de performance *COP* en fonction de la température du générateur *Tg* pour chaque zone climatique.

Le comportement du *COP* pour les deux premières zones est complètement identique à celui décrit en (Figure III.14).

Une amélioration des performances des trois dernières zones climatiques est notée dans cette figure, cela est le résultat d'un refroidissement géothermal sur une longueur de Tube égale à 85m.

Une amélioration supplémentaire des performances thermique de notre système est possible en augmentant la longueur de tubes enterré (100 m), ce qui représenté en (Figure III.22)

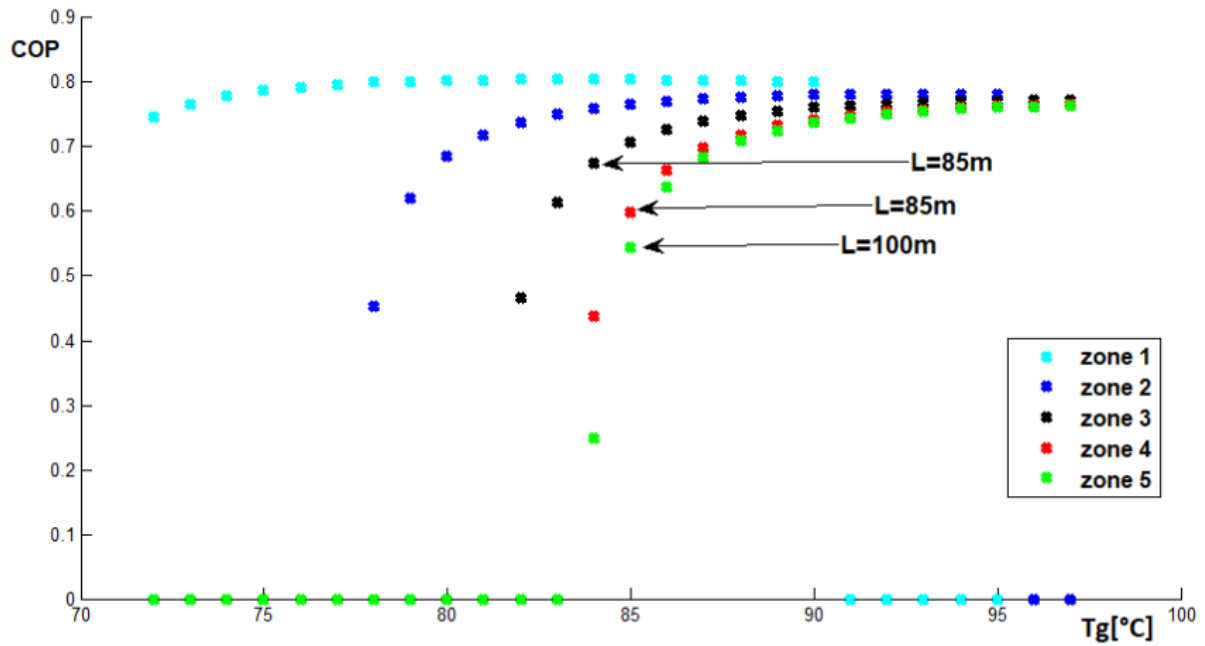


Figure III.22 : Effet de la température du générateur sur *COP* du système avec refroidissement géothermal pour les zones 3,4 et 5 avec (L=100 pour la cinquième zone).

III.5.2.2 Comportement de la puissance frigorifique en fonction de la température du générateur après refroidissement géothermal

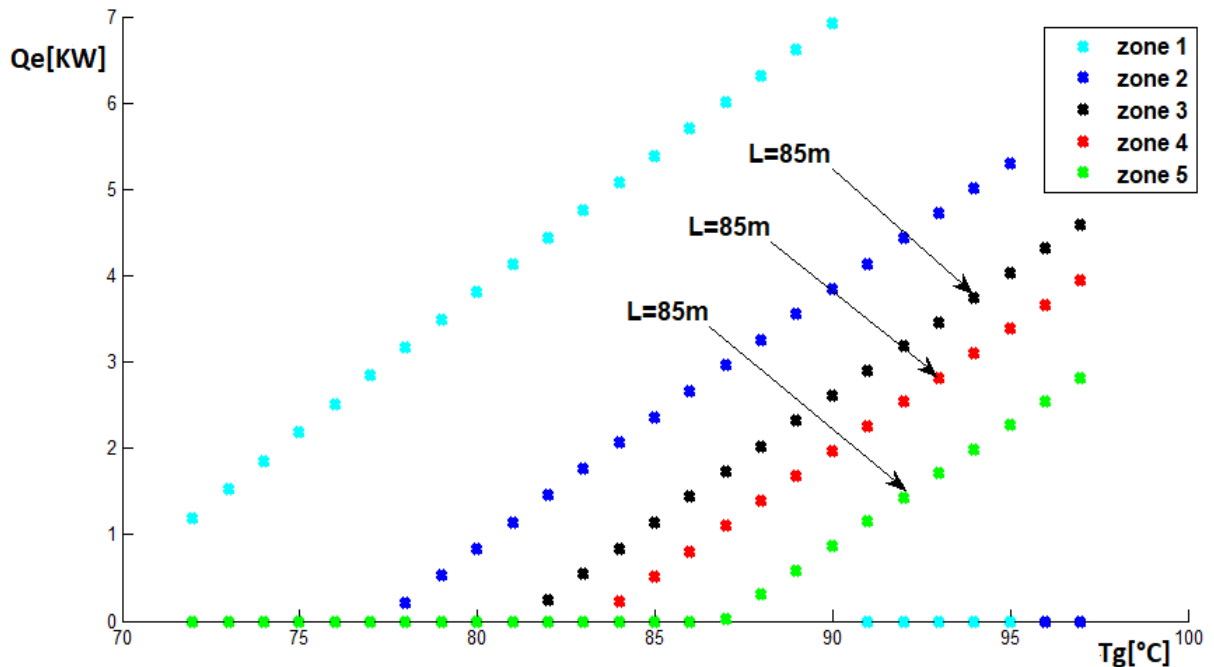


Figure III.23 : Effet de la température du générateur sur la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur avec refroidissement géothermal pour les zones 3,4 et 5.

La figure III.23 représente la variation de quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur Q_e en fonction de la température du générateur T_g dans les cinq zones climatiques (CNERIB 1993).

Le comportement de la courbe de la puissance frigorifique du système pour les deux zones climatiques 1 et 2 est complètement identique à celui décrit en (Figure III.18).

Après adoption d'un refroidissement géothermal au niveau des zones 3 et 4, on remarque clairement une amélioration de la puissance frigorifique produite par le système qui peut dépasser la puissance frigorifique nominale du système.

Par contre, pour la dernière zone climatique, il est nécessaire d'assurer une longueur de tube égale à 100 m pour atteindre la puissance nominale de la machine (voir Figure III.24).

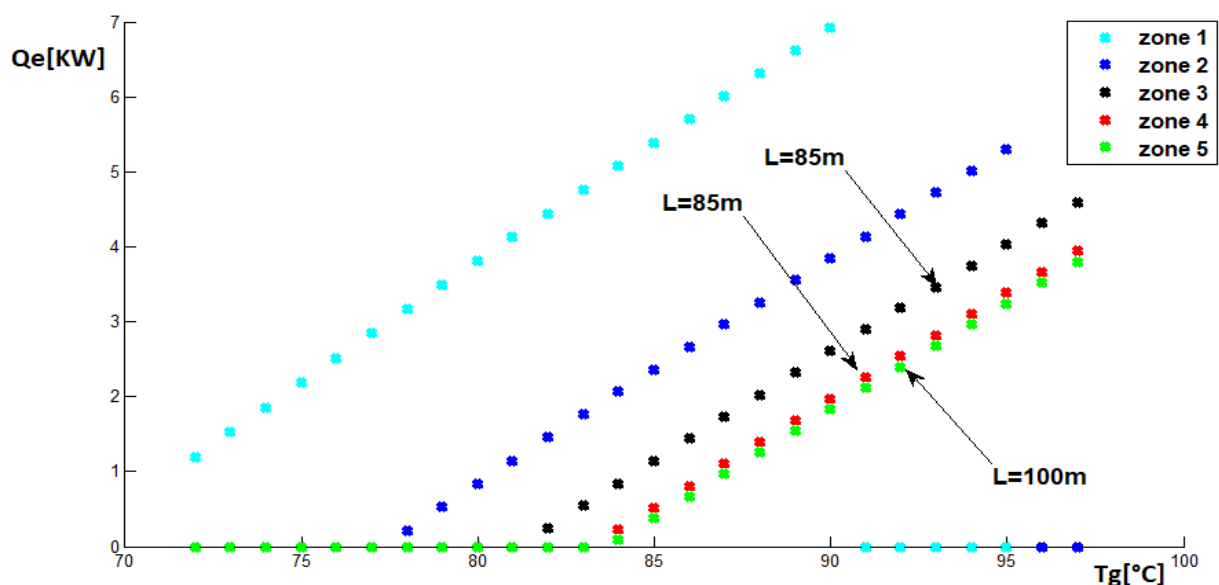


Figure III.24 : Effet de la température du générateur sur la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur du système avec refroidissement géothermal pour les zones 3,4 et 5 avec ($L=100$ pour la cinquième zone).

III.6 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les performances d'un système à absorption à simple effet fonctionnant par le couple binaire LiBr-H₂O suivant le modèle développé par (L. Lansing).

Le comportement de la machine à absorption varie en fonction des paramètres d'entrées telles que la température d'absorbeur, condenseur, évaporateur et générateur ainsi que l'efficacité de l'échangeur de chaleur et le débit de la pompe.

L'ajout d'un échangeur de chaleur entre l'absorbeur et le générateur contribue essentiellement à l'amélioration des performances de notre système.

Une solution a été proposée pour les zones de non-fonctionnement du système et ses résultats sont présentés en fin de chapitre.

CONCLUSION GENERALE

Le but de notre travail été d'étudier un système à absorption simple effet fonctionnant par la mixture LiBr-H₂O sous les conditions extérieures des zones climatiques d'Algérie. Plusieurs classifications ont été adoptées.

Les propriétés thermodynamiques dans les différents niveaux du cycle à absorption ont été calculées à la base d'un modèle thermodynamique développé par **L. Lansing**. Un programme de calcul développé sous **Matlab** nous a permis de réaliser une étude paramétrique décrivant le comportement thermique de la machine (COP et Q_e) en fonction des paramètres d'entrée extérieurs.

Les résultats ont démontrés que la machine peut fonctionner le plus normalement possible et même développer des puissances frigorifiques qui dépasses la nominale qui est de 3.5 kW pour des températures ambiantes envoisinant les 35 °C, et cela s'applique aux conditions climatiques des deux premières zones selon la classification du CNERIB établie en 1993.

Le système développe aussi une puissance frigorifique qu'on juge timide sous les conditions climatiques des zones 3 et 4 de la même classification. Les performances du système sous ces conditions ne vaut pas la peine du coté économique vu la quantité d'énergie fournie sous ces conditions.

Pour la dernière zone climatique, la température ambiante ne permet pas au système à absorption de fonctionner. Ces problèmes liés à la température ambiante nous poussent à choisir une stratégie pour le refroidissement des composants extérieurs de la machine, à savoir, le condenseur et l'absorbeur, et d'adopter un échangeur géothermal pour cet effet.

La longueur du tube enterré sous le sol a été calculée et est de 85 mètres pour les installations sous les zones climatiques 3 et 4 et de 100 mètres dans la dernière zone.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [01] F. L. Lansing « Computer Modeling of a single Lithium Bromide/Water Absorption Refrigeration Unit » JPL Deep Space Network Progress Report 42-32, pp247-257.
- [02] M. L. CHOUGUI « Simulation et étude comparée de cycle a absorption (LiBr / H₂O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel » mémoire de magister université mentouri Constantine 2010.
- [03] INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION (IIR) « Aperçu sur l'Histoire du Froid » rapport, 2015. PARIS, France.
- [04] G. FALAY, R. DEVANT, R. SWEATSER «The future of absorption technology in America » report, In 1925 US.
- [05] RHON-ALPES« La climatisation solaire par absorption énergie Environnement » Site web : www.raee.org (site consulté en novembre 2008).
- [06] « EUROPEAN COMISSION CHOSE Absorption Chillers » Site web : www.absorptionchillers.com. (Consulté en novembre 2008).
- [07] PIERRE NEVEU Absorption liquide machine, Site web: <http://www.neveu.pierre.free.fr> (site consulté en novembre 2008).
- [08] Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. « Absorption fluid data survey : on worldwide data, ORLN » Inst. Gas Tech. final report, 1988.
- [09] Park YM, Sonntag RE. « Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures: a generalized equation-of-state approach ». ASHRAE Trans 1990.
- [10] OMAR KETFI « Etude des performances d'un groupe à absorption couple à un champ de capteurs solaires à tubes sous vide et échangeur caloduc ». Thèse doctorat, 2018.
- [11] MOULOUD AISSANI.et ALL « Simulation des Flux Thermiques lors du soudage TIG et prédiction de la taille des zones du cordon dans les tôles d'Acier 304L ». Research Center In Industrial Technologies –CRTI. Constantine .Thèse doctorat 2014
- [12] OMAR KETFI « Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (LiBr-H₂O) » Laboratory for Fundamental and Applied Physics, University of Blida 1, W. Blida, Algeria b Unité de Développement des Equipements Solaires/UDES, Centre de Développement des Energies Renouvelables/CDER, 42415, W. Tipaza, Algérie. 2015.
- [13] A. HADJI « étude de la technique de rafraichissement solaire par dessiccation solide dans la région de Biskra, Université de Biskra ».Master, Juin 2014.
- [14] Mehennaoui Abderrahmane et Brahim Mohamed « étude et dimensionnement d'une machine frigorifique à absorption, Université Akli Mohand Oulhadj –BOUIRA, 2017.
- [15] Delphine Triche : « Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau ». Thèse doctorat 2016.
-

- [16] Mr GUENDOZ BOUHELAL : « L'utilisation de L'énergie solaire pour Les besoins de la climatisation UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID – TLEMCEM ». MAGISTER ,2011.
- [17] Rabah Touaibi et al : « Etude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet utilisant le couple Eau – Bromure de lithium » Sozopol, Bulgarie.Article.2012.
- [18] Rivera W, Cerezo J. «Experimental study of the use of additives in the performance of a single-stage heat transformer operating with water– lithium bromide » International Journal of Energy Research 29, n° 2 (2005).
- [19] Michel Wakim. Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. Thermique [physics.class-ph]. Université Paris sciences et lettres, 2017. Français.
- [20] Le Froid : Questions et réponses Broché – 17 décembre 1993 de M-E Anderson.
- [21] K.BELHADJ « Etude d'un refroidisseur d'une installation de réfrigération solaire à adsorption » MASTER, Juin 2014, Université de Biskra.
- [22] CAROLINA FLORES « Représentation du cycle thermodynamique subit par le fluide dans le diagramme d'Oldham », Article 2014 University of Santiago chile.
- [23]<https://www.geothermie-vanhaecke.fr/geothermie/geothermie-horizontale>,2015.
-

ANNEXE A

TEMPERATURES MOYENNES MENSUELLES DE 58 STATIONS METEOROLOGIQUES ALGERIENNES

Table A.1. : Température sèche (mensuelle, maximale et de base [°C])

Station	Jan	Fev	Mar	Avr	Mai	Jui	Juil	Aou	Sep	Oct	Nov	Dec	TS _{max}	TS _{b,e}
Achouat Jijel	11.6	11.6	13.6	15.1	18.8	22.6	25.0	26.3	23.4	20.0	15.7	12.8	26.3	32
Adrar	12.7	15.7	20.4	24.9	30.2	35.2	38.1	37.0	33.2	26.3	18.8	14.1	38.0	41.9
Ain Sefra	7.0	9.0	12.8	15.9	21.2	26.6	30.4	29.1	24.0	18.0	11.9	8.3	30.4	34.9
Annaba	11.3	11.5	13.5	15.2	19.0	22.6	25.0	26.3	23.5	20.2	15.8	12.6	26.3	32
Barika	7.8	9.6	13.5	16.6	23.0	28.0	31.1	30.7	25.1	19.5	13.0	8.7	31.1	35.7
Batna	5.6	6.6	9.9	12.8	18.8	23.6	26.5	26.2	21.4	16.6	10.7	7.0	26.5	32.3
Bechar	9.6	12.2	16.4	20.3	25.4	30.8	34.5	33.3	28.3	21.8	15.1	10.8	34.5	37.9
Bejaia Aéroport	11.4	11.5	13.6	15.2	18.7	22.3	24.7	25.9	23.3	19.8	15.6	12.5	25.9	32.3
Beni Abbes	11.6	14.3	18.7	23.0	28.0	33.4	36.9	35.7	31.1	24.2	17.3	12.8	36.9	40.6
Beni Saf	13.0	13.5	15.0	16.6	19.1	22.1	24.7	25.6	23.1	19.9	16.5	14.4	25.6	32
Biskra	11.6	13.5	17.2	20.6	26.7	31.4	34.3	34.0	28.9	23.2	16.9	12.5	34.3	37.7
Bordj B. Mokhtar	16.5	19.4	23.7	28.7	33.4	36.2	36.2	35.2	34.2	29.4	22.9	18.3	36.2	40
Bordj B. Arreridj	6.1	7.2	10.4	12.8	18.7	23.8	27.2	27.0	21.4	16.6	10.8	7.3	27.2	33.2
Bou Saada	8.8	10.8	14.3	17.4	23.3	28.6	31.9	31.0	25.6	20.2	14.0	9.9	31.9	36.7
Chlef	10.6	11.6	14.5	16.4	21.2	26.2	29.3	29.7	24.9	20.4	14.8	11.7	29.7	36.2
Constantine	6.8	7.5	10.3	12.6	18.2	22.9	25.9	26.2	21.5	17.1	11.6	8.1	26.2	32.1
Dar el Beida	11.0	11.1	13.3	15.0	18.9	22.6	25.2	26.3	23.3	19.6	15.1	12.2	26.3	32.1
Dellys Afir	12.9	12.7	14.4	15.5	18.5	21.7	24.1	25.5	23.3	20.4	16.6	13.9	25.5	32
Djanet	11.6	13.6	19.2	24.8	29.1	31.5	31.6	31.3	29.9	24.4	17.9	13.3	31.6	36.3
Djelfa	4.6	6.0	9.3	11.9	17.7	23.1	26.7	25.9	20.4	15.2	9.3	5.9	27.7	34
El Bayadh	4.6	6.3	9.9	12.5	18.3	23.9	27.8	26.8	21.4	15.9	9.6	5.9	27.8	34
El Golea	10.0	12.4	17.2	21.4	27.2	32.3	35.1	34.3	30.0	22.9	15.8	11.1	35.1	38.6
El Kala	12.6	12.7	14.3	15.8	19.5	22.9	25.6	26.7	24.2	20.8	16.5	13.7	26.7	32.5
El Kheiter	5.7	7.6	11.3	13.6	18.8	24.4	28.0	27.3	21.8	16.6	10.5	6.9	28	34.2
El Oued	10.7	12.8	16.9	20.8	26.7	31.3	33.9	33.9	29.1	23.3	16.4	11.8	33.9	39
Ghardaïa	10.9	12.9	16.6	20.4	26.2	31.2	34.3	33.8	28.7	22.7	16.2	12.0	34.3	37.7
Guelma	9.7	10.0	12.3	14.4	19.5	24.0	26.8	27.8	23.7	19.6	14.5	11.1	27.8	34
Hassi Messaoud	10.9	13.3	17.9	22.3	28.4	33.1	35.8	35.3	30.8	24.3	16.9	12.0	35.8	39.4
Illizi	12.5	14.9	20.1	25.0	30.4	33.9	34.5	33.9	32.4	26.1	19.4	14.2	34.5	37.9
In Amenas	10.3	12.8	17.9	22.8	28.3	32.2	32.9	32.4	30.8	24.2	17.1	11.8	32.9	37.8
In Salah	14.0	16.7	21.5	25.6	31.2	36.1	38.4	37.5	34.3	27.5	20.0	15.1	38.4	41.9
Khenchela	6.5	7.3	10.4	13.1	19.2	23.7	26.9	26.3	21.3	16.9	11.1	7.6	26.9	32.8
Ksar Chellala	7.1	8.6	12.1	14.3	20.0	25.3	28.8	28.3	22.6	17.9	11.9	8.1	28.8	35.1
Maghnia	9.4	10.4	13.0	14.7	18.4	22.8	25.9	26.3	22.0	18.2	13.4	10.6	26.3	32.1
Mascara Matemore	8.6	9.5	12.4	14.1	18.5	23.4	26.5	26.7	22.0	17.9	12.6	9.8	26.7	32.6
Mecheria	6.7	8.5	11.7	14.1	19.3	24.9	28.8	27.9	22.6	17.2	11.3	8.0	28.8	35.1
Médéa	6.3	7.2	9.9	11.4	16.6	21.8	25.4	25.7	20.1	15.8	10.4	7.5	25.7	32.1
Miliana	9.0	9.9	12.6	14.0	18.9	23.8	27.2	27.6	22.5	18.2	13.0	10.1	27.6	33.7
Mostaganem	10.9	11.4	13.7	15.4	18.8	22.3	24.9	25.8	22.4	19.1	14.7	12.2	25.8	32.1
M'sila	8.3	10.1	13.9	16.8	22.9	28.3	31.5	31.0	25.3	19.9	13.4	9.3	31.5	35.1
Naama	5.7	7.5	11.2	14.0	19.3	24.8	28.5	27.6	22.4	16.8	10.5	7.0	28.5	35.1
Oran Senia	10.7	11.7	14.0	15.9	19.0	22.5	24.9	25.9	22.8	19.2	14.9	12.0	25.9	35.1
Ouargla	10.9	13.2	17.7	22.0	28.1	32.9	35.7	35.2	30.4	23.9	16.7	12.1	35.7	39.4
Oum El Bouaghi	5.9	6.9	9.9	12.6	18.4	22.9	26.0	25.9	21.2	16.7	10.8	7.1	26	32.1
Saida	8.2	9.2	12.0	13.5	18.3	23.5	26.9	27.0	21.8	17.7	12.3	9.4	27	32.9
Setif	5.4	6.3	9.3	11.7	17.6	22.7	26.1	26.0	20.5	15.8	10.0	6.5	26.1	31.8

Sidi Bel Abbès	8.9	9.7	12.4	14.1	18.3	22.9	26.1	26.4	21.8	17.8	13.0	10.2	26.4	32
Skikda	12.6	12.5	14.5	16.0	19.3	22.7	25.1	26.6	24.1	21.0	16.8	14.0	26.6	32.4
Souk Ahras	7.2	7.8	10.3	12.4	17.9	22.5	25.5	26.1	21.6	17.4	12.1	8.6	26.1	31.9
Tamenraset Aéroport	12.9	14.7	18.7	23.3	27.5	29.7	30.1	29.2	28.0	23.5	18.1	14.4	30.1	34.6
Tébessa	6.7	7.6	10.7	13.7	19.6	23.9	27.0	26.6	22.0	17.6	11.8	8.2	27	32.9
Tenes	13.7	13.8	15.4	16.8	19.3	22.5	24.8	26.1	23.7	20.7	16.9	14.9	26.1	32.1
Tiaret	5.7	6.7	9.8	11.5	16.8	22.5	26.1	25.9	20.6	15.8	10.1	7.1	26.1	32.1
Timimoune	11.7	14.4	19.1	23.6	29.1	34.3	37.4	36.3	32.2	25.0	17.6	12.9	37.4	41.1
Tindouf	13.2	15.8	19.5	22.5	25.4	30.0	34.5	34.1	29.4	23.9	18.2	14.4	34.5	37.9
Tizi ousou	10.0	10.8	13.6	15.3	19.8	24.5	27.6	28.4	24.0	19.7	14.6	11.2	28.4	34.6
Tlemcen Zenata	10.6	11.4	13.6	15.4	18.7	22.6	25.5	26.1	22.5	18.9	14.7	12.0	26.1	32.1
Touggourt	10.3	12.4	16.7	20.8	26.7	31.3	34.0	33.7	28.8	22.9	16.0	11.4	34	37.4

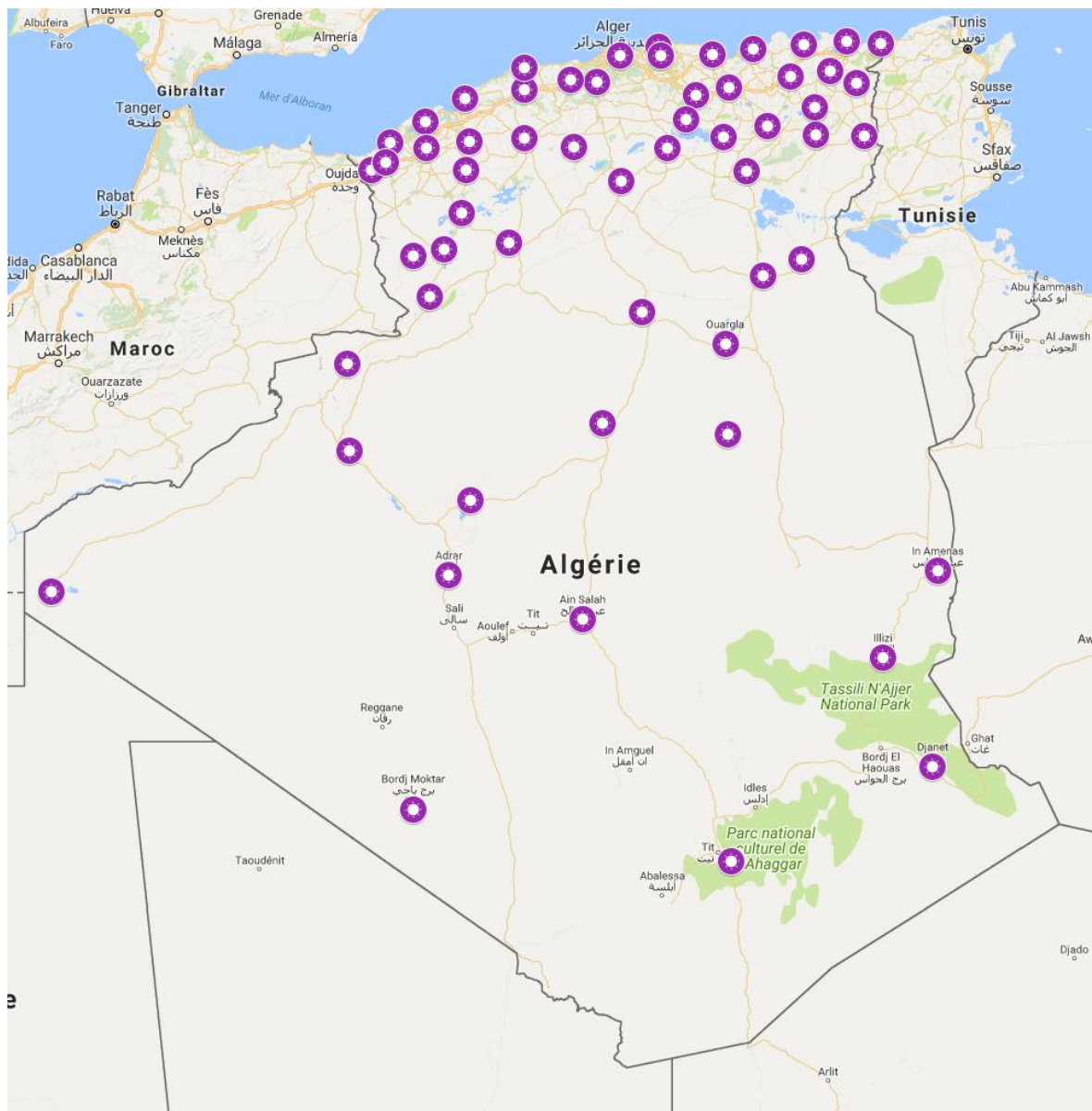


Figure A.1 : Stations météorologiques en Algérie (CNERIB 2011) [10].

ANNEXE B

Conductivité des matériaux de construction

Rang	Matériau	Conductivité W/mK
1	Polyuréthane	0,022
2	Fibre de bois SteicoTherm	0,04
3	PSE extrudé	0,04
4	Laine de verre	0,04
5	PSE expansé	0,04
6	Laine de roche	0,044
7	Liège	0,05
8	Béton cellulaire	0,09
9	Laine de bois	0,1
10	Panneau OSB	0,12
11	Bois Sapin	0,15
12	Plaque de plâtre	0,25
13	Plâtre carreaux	0,25
14	Bois Chêne	0,29
15	Brique pleine	0,74
16	Pierre	1,7
17	Béton plein	1,8
18	Acier	50
19	Aluminium	230
20	Cuivre	380

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	C_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot a$	Pr
°C	Kg.m ⁻³	J.Kg ⁻¹ . °C ⁻¹	W.m ⁻¹ . °C ⁻¹	Pa.S ⁻¹	m ² .S ⁻¹	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,01
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

Corrélation entre 20°C et 60°C :

$$\rho_{eau} = \frac{\rho_{eau} (20^\circ C) + \rho_{eau} (60^\circ C)}{2}$$

$$\lambda_{eau} = \frac{\lambda_{eau} (20^\circ C) + \lambda_{eau} (60^\circ C)}{2}$$

$$C_{p_{eau}} = \frac{C_{p_{eau}} (20^\circ C) + C_{p_{eau}} (60^\circ C)}{2}$$

$$\mu_{eau} = \frac{\mu_{eau} (20^\circ C) + \mu_{eau} (60^\circ C)}{2}$$

ANNEXE C

Programme de calcul

Dans ce qui suite on appelle : $M_w = m \text{ weak} = m \text{ pauvre}$

$M_s = m \text{ strong} = m \text{ riche}$

```
clear all
clc
%programme de calcul des propriétés thermodynamique d'une machine à
%absorption simple effet couple LiBr-H2O
% données d'entrer
Tg=90;
Te=7;
Tc=40;
Ta=40;
Eff=0.8;
Mw=0.015;
fprintf ('le débit de la solution dilué Mw est[kg/s] =%d\n',Mw);

%calcul de propriétés
%calcul de concentration
X1= (49.04+1.125*Ta-Te)/ (134.65+0.47*Ta);
fprintf ('la concentration de la solution X1 est =%d\n', X1) ;
X4= (49.04+1.125*Tg-Tc)/(134.65+0.47*Tg);
fprintf ('la concentration de la solution à la sortie du générateur X4 est=%d\n', X4) ;
if X1<X4 && X1<0.65 && X1>0.5 && X4<0.65 && X4>0.5;

%calculer les facteurs
F1=X4/(X4-X1);
fprintf('le facteur de cristallisation F1 est =%d\n',F1);
F2=X1/(X4-X1);
fprintf('le facteur de cristallisation F2 est =%d\n',F2);

% calcul des enthalpies
H8=(Tc-25)*4.184;
fprintf('l'enthalpie du point 8 H8 est[kj/kg] =%d\n',H8);
H10=(572.8+0.417*Te)*4.184;
fprintf('l'enthalpie du point 10 H10 est[kj/kg] =%d\n',H10)

%calcul de puissance frigorifique
% calcul des débits
Mr=Mw/F2;
fprintf ('le debit du fluid frigorigene Mr est [kg/s]=%d\n',Mr);
Ms=Mr*F1;
fprintf ('le débit de la solution concentré Ms est [kg/s]= %d\n',Ms);

% calcul de la température T5
T5=Tg-Eff*(Tg-Ta);%[°C]
fprintf ('la température du point 5 T5 est =%d\n',T5)

% calcul des chaleurs
Cx1=(1.01-1.23*X1+0.48*X1^2)*4.184;
fprintf ('la chaleur spécifique du point 1 Cx1 est[kj/kg°C]=%d\n',Cx1)
Cx4=(1.01-1.23*X4+0.48*X4^2)*4.184;
fprintf ('la chaleur spécifique du point 4 Cx4 est[kj/kg°C] =%d\n',Cx4)

% calcul de la température T3
T3=Ta+(Eff*(X1/X4)*(Cx4/Cx1)*(Tg-Ta));%[°C]
```

```

fprintf('la température au point 3 T3 est =%d\n',T3)

% calcul des enthalpies
H1=((42.81-(425.92*X1)+(404.67*(X1^2)))+(1.01-(1.23*X1)+(0.48*(X1^2)))*(Ta))*4.184;
fprintf('l'enthalpie du point 1 H1 est[kcal/kg]=%d\n',H1);

H5=((42.81-425.92*X4+404.67*(X4^2))+(1.01-1.23*X4+0.48*(X4^2))*(T5))*4.184;
fprintf('l'enthalpie du point 5 H5 est[kcal/kg] =%d\n',H5)

H7=(572.8+0.46*Tg-0.043*Tc)*4.184;
fprintf('l'enthalpie du point 7 H7 est [kcal/kg]= %d\n',H7)

%calcul des quantités de chaleur
Qe=Mr*(H10-H8);
fprintf('la quantité de chaleur de l'évaporateur Qe est [Kwatt]=%d\n',Qe)

Qc=Mr*(H7-H8);
fprintf('la quantité de chaleur sortante du condenseur Qc est[kwatt]=%d\n',Qc);

Qg=(Mw*H5+Mr*H7-Ms*H1);
fprintf('la quantité de chaleur entrante au générateur Qg est[kwatt]=%d\n',Qg);

Qa=(Mw*H5+Mr*H10-Ms*H1);
fprintf('la quantité de chaleur sortante de l'absorbeur Qa est[kwatt]=%d\n',Qa);

%calcul de COP
COP=Qe/Qg;
fprintf('le coefficient de performance COP est=%d\n',COP);
COPmax=(Te+273.15)*(Tg-Ta)/((Tg+273.15)*(Tc-Te));
fprintf('le coefficient de performance maximal COPmax est =%d\n',COPmax);

% relative performance ratio
relative =COP/COPmax;
fprintf('le rapport du coefficient de performance est =%d\n',relative);

% calcul des pressions
Pe=10^(7.8553-(1555/(Te+273.15))-(11.2414*(10^4)/(Te+273.15)^2))*(1.33*10^-3);
fprintf('la basse pression Pe est[bar] =%d\n',Pe)
Pc=10^(7.8553-(1555/(Tc+273.15))-(11.2414*(10^4)/(Tc+273.15)^2))*(1.33*10^-3);
fprintf('la haute pression Pc est[bar]=%d\n',Pc);

else
    X=0 ;
    fprintf('le calcul est impossible=%d\n',X);
end

```

ANNEXE D

Programme de calcul de la température a la sortie d'un échangeur géothermale :

```
clear all
clc
%calcul la valeur de la température dans la sortie d'un échangeur enterrée
T=44.9; % la température de la zone en [°C]
DELTA=5; % Ecart de température en [°C]
Tee=T+DELTA; % la température d'entrée de L'eau en [°C]
fprintf('la température d'entrée Tee est[°C]=%d\n',Tee);

%Les propriétés du sol
Tsol=25; % la température de la sol en [°C]

%Les donnée de tube en cuivre
landatube=380; %conductivité thermique de tube cuivre [w\m*k]
Dint=18/1000; % la diamètre intérieur de tube en [m]
Dext=20/1000; % la diamètre extérieur de tube en [m]
rint=Dint/2; % la rayon intérieur de tube en [m]
rext=Dext/2; % la rayon extérieur de tube en [m]
L=100; % la longueur de tube en [m]

%Les propriétés thermo-physique de l'eau
roweau=998; % la masse volumique de l'eau en [kg\m3]
landaeau=0.624; % conductivité thermique de l'eau en [w\m.k]
Ueau=7.40*10^-4; % viscosité dynamique de l'eau en [kg/ms]
Cpeau=4180; % la chaleur spécifique de l'eau en [kJ/kg.k]
m=0.5; % le débit massique de l'eau [kg\s]

%calcul
Pr=0.7; % le nombre de Prandtl
S=pi*rint^2; % la section de passage en [m2]
V=m/(roweau*S); % la vitesse d'écoulement en [m\s]
P=2*pi*rint; % le périmètre de tube en [m]
Dh=(4*S)/P; % le diamètre hydraulique en [m]
Re=(V*Dh*roweau)/Ueau; % le nombre de Reynolds
Nu=0.012*((Re^0.87)-280)*(Pr^0.4)*(1+((Dint/L)^(2/3))); % calcul de Nusselt
hi=(Nu*landaeau)/Dint; % coef de convection forcée en [w/k*m2]
Rconv=1/(hi*2*pi*rint); % Résistance par convection [w/k*m2]
Rtube=log(rext/rint)/(2*pi*landatube); % Résistance de tube [m2*k/w]
Rtot=Rconv+ Rtube; % resistance total [m2*k/w]

%calcul de température de sortie
z=(-2*L)/(roweau*Cpeau*rint*V*Rtot)*(rext/rint);
Tes=Tee*exp(z)+Tsol*(1-exp(z));
fprintf('la température de la sortie Tes est[°C]=%d\n',Tes);
```

ANNEXE E

Tableau : Fluides binaires utilisés dans les cycles à absorption.

Paire de fluide	Avantages	Inconvénients
H ₂ O-LiBr	<ul style="list-style-type: none">• Excellentes performances de transfert de matière et de chaleur• Faible toxicité	<ul style="list-style-type: none">• Corrosivité élevée• Faible solubilité
NH ₃ - H ₂ O	<ul style="list-style-type: none">• Faible corrosivité	<ul style="list-style-type: none">• Toxicité élevée• Pression élevée• Nécessité d'une colonne de distillation
Paires à TFE réfrigérant	<ul style="list-style-type: none">• Stabilité thermique élevée• Courbe étendue de pression de vapeur	<ul style="list-style-type: none">• Toxicité élevée• Faible COP
H ₂ O-Carroll	<ul style="list-style-type: none">• COP équivalents à ceux de H₂O-LiBr• Solubilité élevée	<ul style="list-style-type: none">• Corrosivité élevée
H ₂ O-LiBr + additifs	<ul style="list-style-type: none">• COP supérieures à ceux de H₂O-LiBr	<ul style="list-style-type: none">• Corrosivité élevée• Faible solubilité
Combinaison avec un sel alternatif	<ul style="list-style-type: none">• Faible corrosivité	<ul style="list-style-type: none">• COP inférieures à ceux de H₂O-LiBr
Combinaison avec un multi-sel alternatif	<ul style="list-style-type: none">• Solubilité élevée• Un potentiel de COP supérieur à celui de H₂O-LiBr	<ul style="list-style-type: none">• Peut avoir une corrosivité élevée si LiBr est utilisé dans la combinaison

Michel Wakim. « Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température ». Thermique [physics.class-ph]. Université Paris sciences et lettres, 2017. Français. [19]