



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des sciences et de la
Technologie Génie mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique Mécanique
Réf. :

Présenté et soutenu par :

Abdelhaq ATAOUA

Taha-ahmed AFEISSA

Le : 28/06/2022

***Optimisation du fonctionnement des machines à
absorption liquide
(Eau/Bromure de lithium)***

Jury :

Mr. Nacer CHOUCANE	MCA	Université de Biskra	Président
Mr. Abdelghani LAKROUNE	MAA	Université de Biskra	Rapporteur
Mr. Foued CHABANE	MCA	Université de Biskra	Examineur

Remerciements

Remerciements

NOUS remercions **Allah**, l'Exalté, le Majestueux, qui nous a permis de mener à bien cette recherche scientifique et qui nous a inspiré la santé, le bien-être et la détermination.

J'adresse mes sincères remerciements et ma gratitude à tous ceux qui ont contribué à éclairer mon chemin avec les bougies lumineuses de la science, L'encadreur. Superviseur **Abdelghani LAKROUNE** pour tous les conseils et informations précieuses qu'il nous a donnés et qui ont contribué à enrichir le sujet de notre étude dans ses différents aspects. J'adresse également mes sincères remerciements aux membres du comité de discussion. Distingués, sans oublier tous les professeurs et enseignants qui ont fait partie de mon parcours académique.

Merci beaucoup.

Dédicaces

A la bougie qui éclaire ma vie
chère **maman** et ma deuxième
mère afaf à ma joie

A l'ange de mon cœur, source de ma tendresse, symbole de mon honneur
et ma fierté

Mon père, que Dieu le protège et prolonge sa vie

Aux mouettes qui planent au Le ciel

mes sœurs et frères

A tous mes amis et ceux qui m'ont apporté aide et soutien,
je dédie le fruit de mes efforts humble

Table de matières

Table des matières

Remerciement	I
Dédicaces	II
Sommaire	III
Liste des tableaux.....	V
Liste des figures.....	VI
Liste des abréviations.....	VIII
Introduction Générale	1

Chapitre I :Recherches bibliographique

Introduction.	4
I.1.Définition d'une machine frigorifique.....	4
I.2.Types de cycles frigorifiques.....	5
I.3.Historique des machines frigorifiques à absorption.....	5
I.3.1.Situation mondiale du marché de la climatisation.....	6
I.4.Machine à absorption	8
I.4.1.Principe de fonctionnement.....	8
I.5.Différents cycles à absorption.....	9
I.5.1.Machines à simple effet.....	9
I.5.2.Machine à double effet.....	10
I.6. Quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption.....	11
Conclusion	13

Chapitre II : Analyse thermodynamique

Introduction.....	15
• Le Cycle de base.....	15
II.1. Analyse thermodynamique.....	15
II.2. Détermination du coefficient de performance COP.....	17
II.3. Diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption.....	19
II.4. les fluides utilisés.....	21
II. 4.1. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec H ₂ O/ LiBr.....	23

Table de matières

Conclusion.....	24
<i>Chapitre III : Modélisation thermodynamique</i>	
Introduction.....	26
III.1.Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution.....	26
III. 2.Bilan massique et enthalpique.....	27
▪ Analyse de l'Evaporateur.....	29
▪ Analyse de l'Absorbeur.....	29
▪ Analyse du Générateur.....	30
▪ Analyse du Condenseur.....	31
▪ Pompe de solution.	31
▪ Echangeur de solution.....	32
III.3. Relation entre les différents débits de masse.....	32
III.4.Propriétés thermodynamiques du couple (eau /bromure de lithium).....	33
III.4.1.Propriétés du frigorigène H2O.....	33
III.4.2.Propriétés de la solution LiBr.....	34
III.5. Algorithme et Organigrammes.....	36
III.6. Organigramme du programme.....	36
Conclusion.....	37
<i>Chapitre IV : validation et discussion des résultats</i>	
Introduction	39
IV.1.Validation des résultats.....	39
IV.2. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP.....	40
IV.3.L'effet de (Tg) sur le COP.....	41
IV.4. L'effet de (Tc) sur le COP.....	42
IV.5. L'effet de la température de l'évaporateur (Te) sur le COP.....	43
IV.6. L'effet de la température d'absorption (Ta) sur le COP.....	44
Conclusion.....	45
Conclusion générale.....	48
Bibliographie.....	49
Annexes : Résultats de calcul Fortran.....	52

Liste des Tableaux

Liste des Tableaux

Chapitre II

Tableau II.1 : Caractéristiques physico-chimiques des couples (LiBr/H₂O) et (H₂O/NH₃).....22

Chapitre IV

Tableau IV.1 : Comparaison du (COP) en fonction de (T_g) avec les données de Romero et al...39

Tableau IV.2 : Variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution...41

Liste des Figures

Liste des Figures

Chapitre I

Figure I.1: Diagramme énergétique d'une machine frigorifique	4
Figure 1.2: Évolution annuelle du nombre des équipements à absorptions installées en Chine	7
Figure I.3 : Représentation schématique d'une machine à absorption simple effet	9
Figure I.4: Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur	10
Figure 1.5: Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression)	11

Chapitre II

Figure II .1: Structure d'une machine frigorifique à absorption	15
Figure II.2 : évaporateur	16
Figure II.3 : absorbeur	16
Figure II.4: désorbeur	16
Figure II.5 : condenseur.....	17
Figure.II.6: Diagramme de Merkel (bromure de lithium-eau).....	20
Figure. II.7: Diagramme d'Oldham (bromure de lithium-eau).....	21

Chapitre III

Figure III.1: Structure d'une machine à absorption	26
Figure III.2: Schéma de L'évaporateur	29
Figure III.3: Schéma de l'Absorbeur	29
Figure III.4 : Schéma du Générateur.....	30
Figure III.5: Schéma du Condenseur	31
Figure III.6 : schéma de la pompe de solution	31
Figure III .7 : schéma de l'Echangeur.....	32

Chapitre IV

Figure IV.1 : Comparaison du (COP) en fonction de(T_g) avec les données de Romero et al.....	40
Figure IV.2 : Variation du (COP) pour différentes efficacité EFF de l'échangeur de solution.....	41
Figure IV.3 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_g)... ..	42

Liste des Figures

Figure IV.4 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_c).....	43
Figure IV.5 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_e).....	44
Figure IV.6 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_a).....	45

Liste des abréviations

Liste des abréviations

Nomenclature :

Nomenclature	Désignation	Unité
COP	Coefficient de performance	(sans dimension)
EX	Efficacité de l'échange de solution	(sans dimension)
FR	Taux de circulation (sans dimension)	(sans dimension)
h	Enthalpie spécifique	(kJ/kg)
m	Débit	(kg/s)
P	Pression	(kPa)
Q	Puissance thermique	(W)
T	Température	(°C)
X	Titre de frigorigène ou de l'absorbant dans la solution	(%)

Liste des symboles grecs

Le rendement η

Liste des indices

Indices	Désignation
a ,ab	Absorbeur
AHX	Absorber Heat Exchanger
c	Condenseur
e	Evaporateur
g,ge	Générateur
i	Idéal
l	Liquide
v	Vapeur

Introduction générale

Introduction générale

Introduction générale

Les machines à absorption sont des systèmes polyvalents en termes d'utilisation de l'énergie primaire, ils peuvent être capable de remplacer les systèmes à compression mécanique pour assurer la climatisation des administrations en utilisant le gaz naturel ou l'énergie solaire comme énergie primaire afin de limiter la consommation électrique surtout pour le cas de l'Algérie. La possibilité de ce système d'utiliser les déchets industriels fait de lui une solution rentable pour assurer les besoins frigorifiques de plusieurs complexes industriels.

Le regain d'intérêt enregistré ces dernières années par rapport à ces systèmes « connus depuis plus d'un siècle » est impressionnant ; il est lié non seulement à la diversification des énergies primaires, comme nous venons de le souligner, mais également à cause de leur caractère écologique car n'utilisant pas de fluides nocifs pour l'environnement et au souhait de beaucoup de pays de trouver une solution aux problèmes de surcharge des réseaux électriques durant les saisons chaudes, problème engendré par la climatisation à compression. D'autres qualités ont contribué au développement de ces machines comme la longévité, la fiabilité et le bas niveau sonore.

Pour rendre la technologie d'absorption plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances. C'est la raison pour laquelle, dans ce travail, nous avons étudié le cycle de base de la machine à absorption et nous avons effectué une étude paramétrique pour optimiser le fonctionnement de ce cycle fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr doté d'un échangeur de solution qui a pour rôle de récupérer la chaleur produite pour la réutiliser, et nous avons déterminé les conditions optimales du fonctionnement de la machine pour obtention un meilleur fonctionnement.

Dans **le premier chapitre**, nous avons présenté une revue bibliographique concernant les machines à absorption, les différents cycles et les mélanges utilisés comme fluide de travail utilisés dans ces machines.

L'étude thermodynamique ainsi que l'évaluation du Coefficient de performance COP d'un tel cycle, est exposé dans **le chapitre deux** en même temps on a aborder le couple

Introduction générale

de fluide : Eau / Bromure de Lithium ($H_2O/LiBR$) utilisé avec ces avantages et inconvénients.

Le troisième chapitre est réservé à la présentation des détails de la modélisation. On y trouvera les bilans massiques et enthalpiques avec toutes les équations utilisées pour l'étude des machines à absorption simple effet, est nous avons exposé les propriétés des couples du fluide utilisé. Ce chapitre est clôturé par un algorithme retraçant les phases de la modélisation et l'organigramme ayant servi à l'élaboration du programme de calcul en FORTRAN.

Les résultats obtenus à partir du programme de calcul et leurs interprétations ainsi que les comparaisons relatives au coefficient de performance sont rassemblés dans **le quatrième chapitre**.

Chapitre I

Recherches bibliographiques

Introduction :

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne. Ce chapitre présente une revue bibliographique concernant surtout l'évolution des moyens de production de froid, La première partie sur les pompes à chaleur et ces classifications par mode de compression (mécanique ou thermique) après on aborde en détaille le fonctionnement de la machine à absorption et ses performances avec ces différents cycles à savoir simple et double effet.

I.1. Définition d'une machine frigorifique:

La machine frigorifique, c'est un système thermodynamique qui transfère des calories d'un milieu à haute niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieure. On peut définir la production du froid comme la mise en œuvre d'une suite de transformations thermodynamiques permettant d'extraire de la chaleur d'un milieu (source froide) pour abaisser et/ou maintenir sa température en dessous de la température ambiante. Ces transformations sont subies par une substance active (le frigorigène) qui prélève de la chaleur à la source froide, en rejette dans la source chaude et à laquelle on doit apporter de l'énergie en compensation. [1]

Le fluide reçoit de la chaleur de la source froide, fournit de la chaleur à la source chaude ($Q_c < 0$) et reçoit du travail de la part de l'utilisateur ($W > 0$).

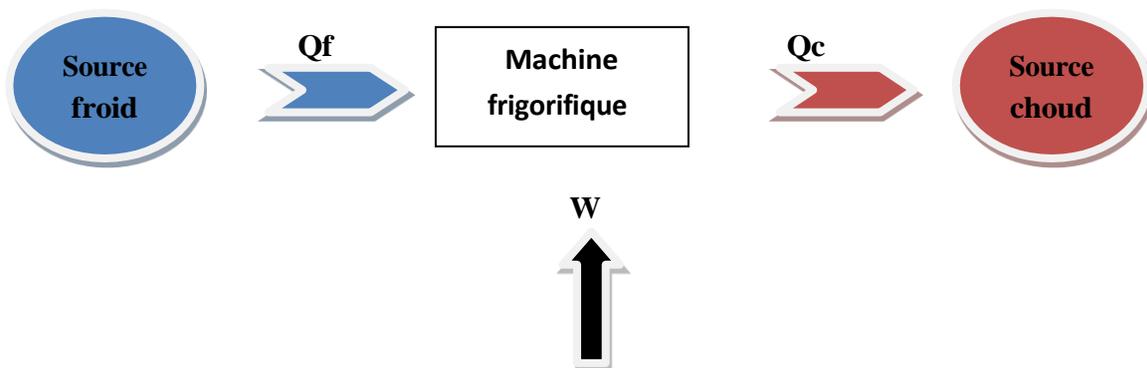


Figure I.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique.

I.2. Types de cycles frigorifiques :

Les systèmes de production de froid sont actuellement divers et nombreux, alors que le principe reste le même. Lorsqu'il s'agit d'extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source dite source utile au niveau de température de T_1 et d'injecter la quantité de Q_2 à un autre niveau de température T_2 si T_1 est inférieure à la source libre disponible (à la température de T_2), selon le second principe, ce transfert reste Impossible, et l'apport de puissance est obligatoire. Selon la nature de cette énergie apportée (chaleur et travail), il existe deux grandes classes de machines.

- **Machines à compression mécanique** qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- **Machines à énergie thermique** qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température T_3 . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur. [2]

I.3. Historique des machines frigorifiques à absorption :

Le début de la recherche dans le domaine de la production de froid a été par le scientifique NARINE, qui a utilisé un mélange d'eau et d'acide sulfureux dans un laboratoire qui fonctionnait en permanence en 1877. Et puis l'utilisation de ce mélange s'est arrêté depuis 1920 à cause de la corrosion et de toxicité .[3, 5]

L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est apparue durant les années 1859-1860 grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniacque (frigorigène), eau (absorbant).[3,4]

La première installation de vapeur sous pression a été développée en Europe aux dépens de la machine à absorption par Linde "Linde's Ice Machine Company en 1880". Après avoir commencé à perdre de son importance, une véritable renaissance a été enregistrée au début des années vingt du siècle dernier et s'est poursuivie avec le mélange Eau -ammoniac. Grâce aux améliorations proposées par Altenklich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur le plan pratique et théorique.[4] Les absorbeurs de lithium et de bromure de lithium ont été introduits aux États-Unis dans les années 1940 ou l'eau est le fluide frigorigène, selon une modification du cycle de Cary largement utilisé depuis lors dans la climatisation.[3]

Cependant, le marché de systèmes à absorption a connu un repli aux années 50, dû au développement des machines à compression, possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures. Des 1960, une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution H₂O/LiBr, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964. [4]

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, (les groupes à absorption GA sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air ou à condensation à air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane). Les travaux dans la machine de refroidissement par absorption ont porté principalement sur le développement du principe de fonctionnement en plus de la recherche de nouveaux liquides adaptés. Dans cette partie, un aperçu général est présenté concernant les systèmes à absorption classiques où certaines nouvelles configurations de cette machine sont rapportées [6]. tout en insistant sur celle à absorption qui fait l'objet de ce présent travail.

I.3.1. Situation mondiale du marché de la climatisation :

- **Marché mondiale de la climatisation classique :**

Perspectives de croissance du marché de la climatisation importante pour les prochaines années. En fait, la taille actuelle du marché mondial des climatiseurs est de 34 milliards de dollars et croît à un taux annuel d'environ 4 %. Les perspectives de croissance varient d'une région à l'autre, mais les taux de croissance sont élevés en Europe et en Asie de l'Est. Les consommateurs du sud de l'Europe ont pris conscience que la climatisation est un confort abordable, le marché est donc en forte croissance, mais de plus en plus dominé par les acteurs de l'Asie de l'Est. [7]

- **Marché des équipements d'absorption :**

L'un des principaux avantages des dispositifs d'absorption est leur capacité à fonctionner sans aucun type de vibration ou de bruit, ils peuvent donc être utilisés dans les hôtels, les hôpitaux, etc. Aux États-Unis et dans les pays européens, la demande pour de tels équipements est assez faible. Au Japon, en revanche, les équipements à absorption sont largement utilisés ; en 1985,

leur utilisation atteint 80 % du marché (refroidisseurs d'eau de forte puissance). [7]

Dans d'autres pays, comme la Chine, la Corée du Sud ou l'Inde, la demande actuelle pour de tels dispositifs est en croissance exceptionnelle dans les applications domestiques et industrielles. La figure I.2 montre l'évolution de la production annuelle de refroidisseurs à absorption en Chine de 1988 à 1997.

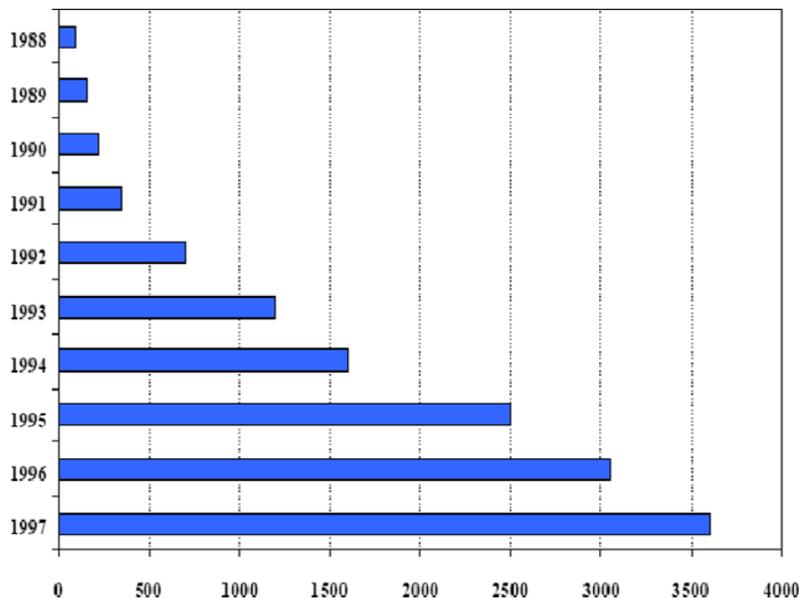


Figure I.2 : Évolution annuelle du nombre des équipements à absorptions installées en Chine [7]

La croissance de la demande dans ce pays comparée aux pays européens est principalement due à son infrastructure électrique déficiente et à la disponibilité de gaz à des prix très abordables.

- **Marché de la climatisation solaire :**

Aujourd'hui, la gamme de puissance disponible pour ces machines s'élargit, et la petite puissance présente une réelle opportunité dans de nombreux secteurs du BTP (particulier, petit résidentiel et tertiaire). Le coût d'investissement d'une machine à absorption de faible puissance peut sembler élevé pour le moment par rapport au fabricant limité et aux options de puissance disponibles. Une étude comparative du coût total de la solution (investissement, maintenance et exploitation) doit être réalisée afin de faire le meilleur choix pour le maître d'ouvrage et le client. En 2007, une enquête mondiale sur les systèmes de refroidissement à assistance solaire a révélé

la prédominance de la technologie de refroidissement par absorption sur le marché. [7]

I.4.Machine à absorption:

Le principe d'absorption n'est pas nouveau : il a été découvert par un Français qui a construit la première machine à absorption vers 1850. [8]

Sur le plan industriel, l'absorption a connu un large développement après la Seconde Guerre mondiale. La technologie n'est pas récente et elle a fait ses preuves dans plusieurs pays.

Les couples les plus utilisés sont le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Puisqu'il n'y a aucune pièce mobile dans l'unité, le système à absorption est silencieux et fiable. Il est donc souvent employé dans des chambres, des bureaux, et dans les zones arides et isolées. Ces machines fonctionnent avec deux niveaux de pression : la haute pression dans le générateur et le condenseur et la basse pression dans l'évaporateur et l'absorbeur.

La circulation de la solution riche de l'absorbeur vers le générateur nécessite une pompe de circulation. Pour des installations de petites tailles, il peut être intéressant de s'affranchir de cette pompe. Au fil des années, un certain nombre de chercheurs ont étudié et décrit la performance de divers cycles frigorifiques à absorption, graphiquement, expérimentalement et numériquement. Reistad. [9]

a proposé une méthode graphique pour le calcul des concentrations, les capacités thermiques et les températures du cycle, appliquant le diagramme enthalpie - concentration. Chen et al. ont conçu un nouveau générateur incluant un échangeur qui réutilise la chaleur perdue pour la rectification du cycle. La nouvelle configuration du cycle a démontré une amélioration significative du COP (5 %) comparée à la configuration originale de générateur. [10]

I.4.1. Principe de fonctionnement:

Le principe général de fonctionnement d'une machine à absorption est le même que pour un système à compression classique, Il se compose tout d'abord, comme les machines à compression de vapeur, groupe condenseur/ détenteur / évaporateur, dans lequel ne circule que du réfrigérant pur. Cet ensemble est lié à la partie thermique du procédé, qui est chargée de modifier l'état du fluide frigorigène évaporé pour le rendre condensable à température ambiante. [11 ,12]

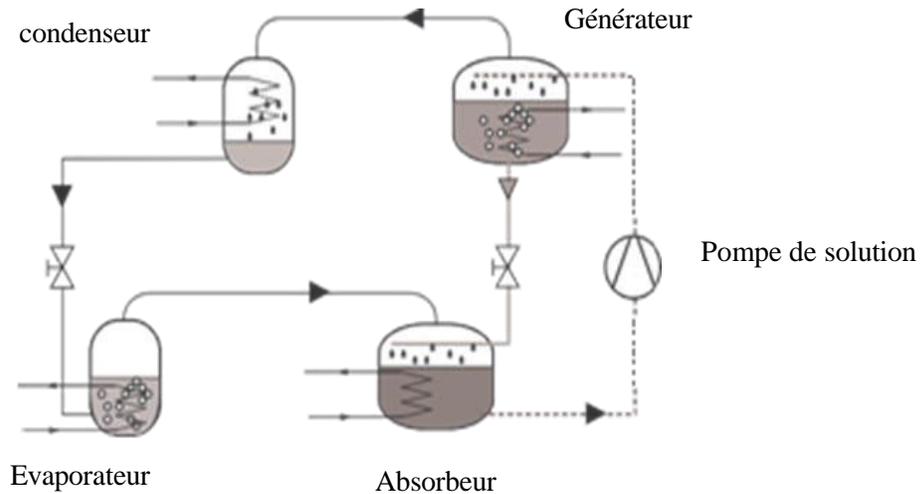


Figure I.3 : Représentation schématique d'une machine à absorption simple effet.[11]

Dans le cas d'une machine à absorption, la compression de la vapeur n'est pas effectuée via un compresseur, mais grâce au couplage de deux composants : l'absorbeur et le générateur.

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

- Solution diluée (en absorbant) ou bien solution riche (en frigorigène).
- Solution concentrée (en absorbant) ou bien solution pauvre (en frigorigène).

I.5. Différents cycles à absorption:

I.5.1. Machines à simple effet:

Le système d'absorption à simple effet est le plus largement utilisé en raison de Simplicité et commodité, la **Figure I.4.** Montre le schéma de principe du principe de fonctionnement de la machine Avec le couple H₂O/LiBr. Dans le cas d'un matériau absorbant volatil tel que NH₃ dans le couple NH₃/H₂O, l'installation aura besoin d'un puits Qui a pour rôle de purifier le liquide de refroidissement avant de l'introduire dans le condenseur.

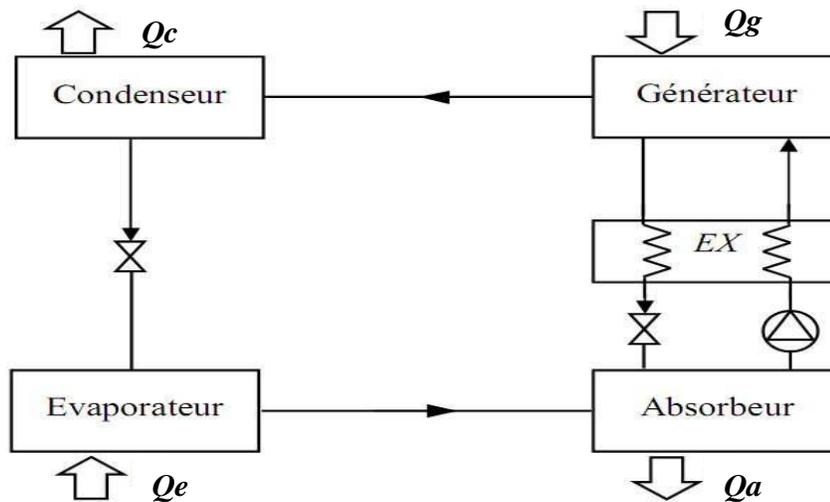


Figure I.4: Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur.[13]

Un échangeur de chaleur est généralement utilisé entre un générateur et un absorbeur qui préchauffe la solution riche grâce à la chaleur dégagée par la solution dégraissée, d'où le nom « échangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le flic. Des études empiriques ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation car il augmente le COP d'environ 60%. [13]

I.5.2. Machine à double effet:

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958. la figure I.4 montre un tel système fonctionnant avec H₂O/LiBr. [14]

Le générateur à haute pression est chauffé par une source de chaleur extérieure, les vapeurs frigorigènes produites sont ensuite utilisées comme source d'énergie au générateur basse pression ce qui permet la séparation d'avantage du frigorigène. Ce cycle fonctionne à trois niveaux de pression. La pression dans le 1er générateur peut être très importante ce qui nécessite des températures élevées pour permettre la séparation et, en plus, il y a risque de dépassement de la plage de solubilité du mélange utilisé donc il faut choisir correctement le fluide de travail. Ce problème ne se pose pas dans le cas du bromure de lithium.

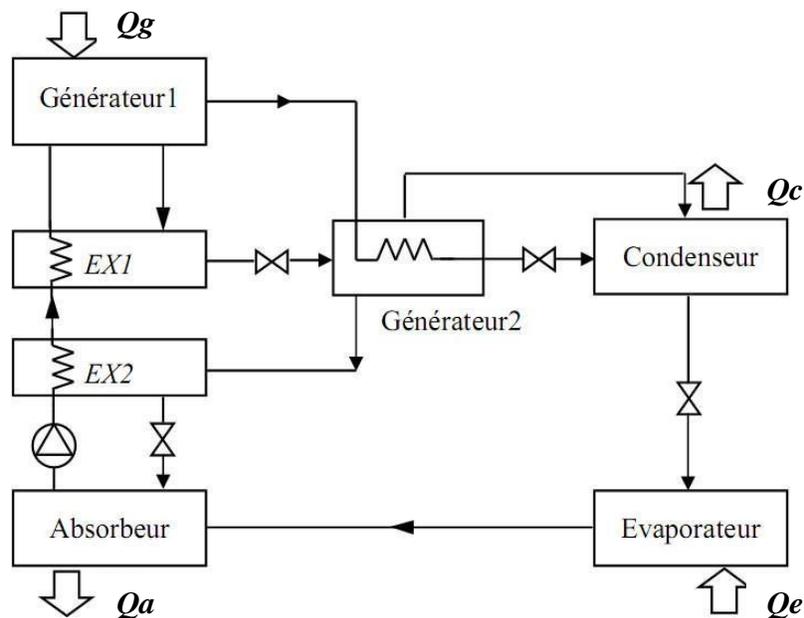


Figure I.5 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression). [14]

COP_{th} compris entre 1 et 1,2 avec des températures de génération demandées de l'ordre de $130^{\circ}C$ à $160^{\circ}C$, c'est-à-dire nécessitant des capteurs à concentration suivant le rayonnement solaire. L'utilisation de ces machines double effet avec l'énergie solaire reste une application possible et intéressante en termes d'efficacité. mais marginale (2 opérations recensées) en raison des températures de fonctionnement demandées. [15]

I.6. Quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption :

De nombreux scientifiques se sont concentrés sur l'analyse d'un autre type de machine frigorifique, alternative aux machines qui fonctionnent principalement sur un cycle de pression qui nécessite une grande dépense d'énergie électrique. Comme les climatiseurs et les réfrigérateurs domestiques, ce type appelé machine à absorption offre une alternative intéressante dans ce domaine. Les performances du cycle d'absorption ont été largement étudiées, et de nombreux travaux numériques et expérimentaux ont notamment considéré le froid solaire. Parmi ces travaux.

Fathi et Ouaskit ont développé une méthode de calcul pour améliorer le coefficient de performance d'une machine solaire à absorption liquide (eau/bromure de lithium). Ils ont

remarqué l'existence d'une température seuil qui limite la plage du fonctionnement du cycle. Les résultats obtenus ont montré que le COP atteint des valeurs maximales pour $T_m = 20\text{ °C}$ ou 25 °C et $T_e = 10\text{ °C}$. L'utilisation d'un échangeur de chaleur à double effet pour récupérer une partie de la charge condenseur améliore également le COP d'environ 4%. [16]

S. Aphornratana et al, ont étudié expérimentalement un système à absorption simple effet utilisant LiBr-H₂O comme couple de travail. Un réfrigérateur à absorption à une capacité de 2 kW a été testé expérimental avec différentes températures de fonctionnement. Ils ont trouvé que le rapport de circulation de la solution a un effet important sur la performance du système, le coefficient de performance prendre les valeurs entre 0,5 et 0,8. [17]

Kizilkan et al Ils ont appliqué la technologie d'amélioration de la température économique sur le système de refroidissement pour absorber le Bromure de lithium LiBr. et l'amélioration des différents composants du système tels que (condenseur, l'évaporateur, générateur et échangeurs de chaleur). Les zones de l'échangeur de chaleur optimale ont été identifiées avec les températures de fonctionnement optimales, le suivi et la détermination du cout de revient des conditions optimales. et donc la méthode devient plus importante avec Augmentation des prix de l'énergie et des coûts d'investissement. [18]

A. Saleh et al, ont réalisé une analyse complète pour optimiser le fonctionnement du système d'absorption solaire dans les régions chaudes. La performance globale du système prend sa valeur optimale à des températures entre 75 et 80°C pour un COP qui peut dépasser la valeur de 0,8. [19]

Patek et Klomfar ont développé sur la base de données expérimentale des corrélations qui estiment la pression, la densité, la capacité thermique, l'enthalpie et l'entropie de solution LiBr-H₂O, sur une plage de température de 273k à 500k. [20]

Joudi et Lafta ont étudié numériquement les performances d'un système frigorifique à absorption (H₂O/LiBr) en régime permanent. Ils ont étudié en détail l'effet de différentes conditions de fonctionnement sur la performance de chaque composant du système. Les résultats de la simulation ont été comparés qualitativement avec d'autres travaux et étaient en très bon accord général. [21]

J. Cap, B. Stutz, F. Huaylla. Ils ont étudié le développement d'un modèle de machine à absorption de refroidissement solaire pour les bâtiments. Ce modèle décrit un nouveau concept de machine simple effet (eau/bromure de lithium). Mettant en œuvre des échangeurs à plaques rainurées et à films ruisselants sans recirculation (absorption, évaporateur, générateur, condensat). L'évolution des concentrations et des températures dans les films tombants est étudiée. Les effets de la température du fluide caloporteur. Des débits et des longueurs de plaques sur les performances de la machine sont ensuite analysés). Cette technologie permet d'obtenir un COP supérieur à 0.6, une machine à coût réduit, compacte et robuste. [22]

Conclusion :

Dans cette étude, nous avons conclu que les machines à absorption sont une bonne alternative aux systèmes de refroidissement à compression mécanique, et cela est dû à leurs caractéristiques améliorées. Il peut être alimenté en énergie pouvant provenir d'une source inépuisable et constamment renouvelable comme les énergies renouvelables bénéfiques pour l'environnement et inoffensives.

Chapitre II

Analyse thermodynamique

Introduction:

Dans ce chapitre nous allons effectuer une analyse thermodynamique des machines à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, en prenant comme exemple le couple (H₂O/LiBr) comme fluide de fonctionnement.

- **Le Cycle de base:**

Schématiquement, une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés dans la **figure II.1**.

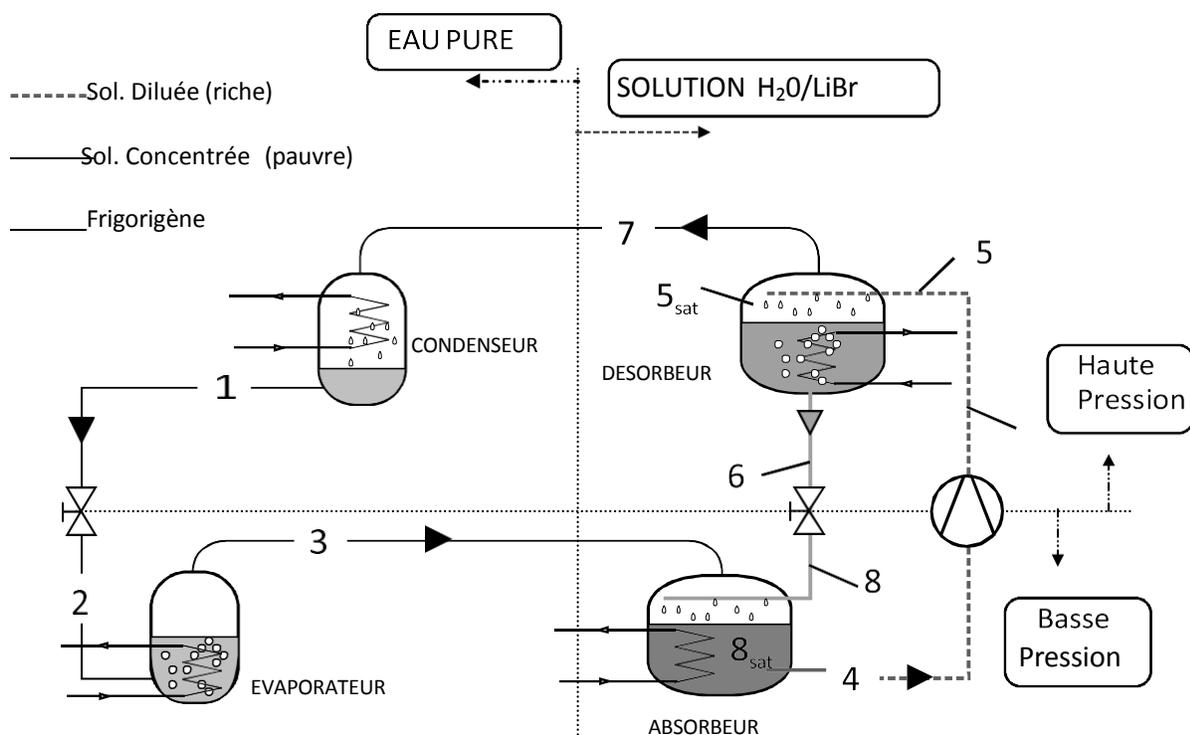


Figure II .1: Structure d'une machine frigorifique à absorption. [23]

II.1. Analyse thermodynamique:

Une machine à absorption peut être décrite à partir des composants semblables à ceux d'un cycle à compression de vapeur.

L'évaporateur : le fluide frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur, puis se vaporise, produisant la puissance frigorifique Q_e . La température de vaporisation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température T_b de la source

froide (médium à refroidir). [24]

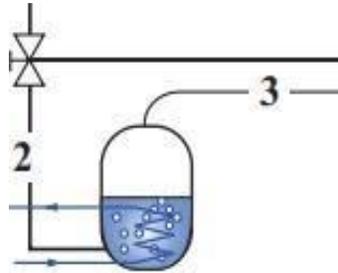


Figure II.2 : évaporateur.

L'absorbeur : la vapeur issue de l'évaporateur y rencontre la solution concentrée provenant du désorbeur. Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en fluide frigorigène. La chaleur Q_a dégagée par cette Transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur, on obtient ainsi une solution diluée.

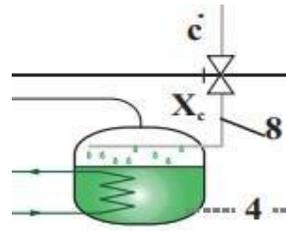


Figure II.3 : absorbeur.

Le bouilleur ou désorbeur : la solution diluée y reçoit la quantité de chaleur q_g à une température T_g , ce qui provoque la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution. Le désorbeur produit ainsi une vapeur de frigorigène et une solution concentrée.

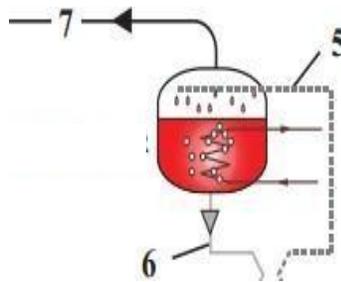


Figure II.4 : désorbeur.

Le condenseur : composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la

température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbteur /condenseur. La condensation du fluide frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température. Cette transformation comprend une phase de désurchauffe, la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement. [24]

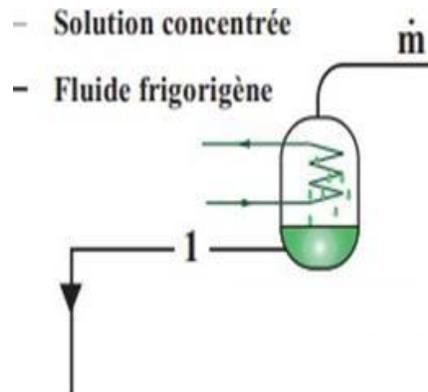


Figure II.5 : condenseur.

II.2. Détermination du coefficient de performance COP :

Il est nécessaire d'introduire un certain nombre de grandeurs qui vont permettre d'évaluer le cycle d'une pompe à chaleur à absorption. Pour cela, nous utilisons souvent deux bilans : le bilan massique et le bilan enthalpique.

- **Bilans massiques :**

Soient : m_f , m_a , m_{ge} et X_f , X_{ab} , X_{ge} respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution riche et de la solution pauvre. Au niveau de l'absorbteur, deux bilans massiques peuvent être effectués :

$$m_f + m_{ge} - m_{ab} = 0 \quad (\text{bilan global}) \quad (\text{II.1})$$

$$m_f + m_{ge} \cdot X_{ge} - m_{ab} \cdot X_{ab} = 0 \quad (\text{bilan frigorigène}) \quad (\text{II.2})$$

On peut éliminer m_{ge} de l'équation (II.2) en tirant sa valeur de (II.1) :

$$m_{ge} = m_{ab} - m_f \quad (\text{II.3})$$

$$m_f \cdot (1 - X_{ge}) + m_{ab} (X_{ge} - X_{ab}) = 0 \quad (\text{II.4})$$

On en déduit des expressions de m_{ab} et m_{ge} fonction de m_f et des différents titres :

$$m_{ab} = m_f \cdot \frac{(1 - X_{ge})}{(X_{ab} - X_{ge})} \quad (\text{II.5})$$

$$m_{ge} = m_f \cdot \frac{(1 - X_{ab})}{X_{ab} - X_{ge}} \quad (\text{II.6})$$

• **Bilans enthalpiques:**

On écrit un bilan enthalpique pour chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur. En négligeant le rectifieur (voir **figure II.1**), on obtient:

a) Condenseur : $Q_c = m(h_7 - h_1)$ (II.7)

b) Evaporateur : $Q_e = m(h_3 - h_2)$ (II.8)

c) Désorbeur : $Q_g = m_f h_7 + m_d h_6 - m_a h_5$ (II.9)

d) Absorbeur : $Q_a = m_e h_3 + m_d h_8 - m_a h_4$ (II.10)

e) Pompe : $W = \int_p^a (P - h) v \cdot dP$ avec $h_5 - h_4 = \int_p^a v \cdot dP$ (II.11)

v : le volume spécifique de la solution riche.

• **Débit spécifique de solution (Taux De Circulation):**

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution riche (ma) refoulée par la pompe et de vapeur (m_f) désorbée au générateur, s'écrit.[25]:

$$FR = \frac{m_{ab}}{m_f} = \frac{X_f - X_{ge}}{X_{ab} - X_{ge}} \quad (\text{II.12})$$

X_f : représente le titre du frigorigène quittant le générateur pour rejoindre le condenseur.

X_{ge} : Le titre de la solution pauvre quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

X_{ab} : Le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

En utilisant les bilans enthalpiques (II.7) à (II.11) et les bilans massiques (II.1) à (II.6), on peut établir l'expression du coefficient de performance d'une machine à absorption.

- **En mode froid :**

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W} \quad (\text{II.13})$$

-Le COP_c idéal de Carnot s'écrit :

$$COP_c = \frac{1 - \frac{T_a}{T_g}}{\frac{T_c}{T_e} - 1} \quad (II.14)$$

- En mode chauffage

$$COP = \frac{\text{chaleur utile récupéré}}{\text{chaleur fournie au générateur}} = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g + W} \quad (II.15)$$

-Le COP_c idéal de Carnot s'écrit :

$$COP_c = 1 + \left(\frac{1 - \frac{T_a}{T_g}}{\frac{T_c}{T_e} - 1} \right) \quad (II.16)$$

-L'efficacité du système (η):

L'efficacité du système est défini comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) calculé sur le coefficient de performance de Carnot (COP_c). [26]

$$\eta = \frac{cop}{cop_c} \quad (II.17)$$

-Le coefficient de performance de Carnot () :

Pour une machine de Carnot tritherme l'expression du coefficient de performance est donnée par la formule suivante [27]:

$$COP_c = \frac{Q}{Q_g} = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (II.18)$$

II.3. Diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption:

Le principe classique de fonctionnement de la machine à absorption avec les différents changements d'état fait appel à deux types de diagrammes :Le diagramme enthalpique ou diagramme de Merkel (**Figure II.6**), pour la détermination des puissances thermiques échangées dans les échangeurs de la machine permettant ainsi le dimensionnement de celle-ci. Le deuxième diagramme pression- température- concentration ou le diagramme d'Oldham,(**Figure II.7**), permet d'évaluer les pressions de fonctionnement de la machine ainsi que les concentrations du

fluide.

- a. **Diagramme d'Oldham:** Le diagramme défini en $(\log P, -1/T)$ sur la figure 3 est utilisé pour traiter l'équation de Clapeyron gouvernant le passage de l'état liquide à l'état gazeux dans le cas du cycle eau-ammoniac.
- b. **Diagramme de Merkel:** Le calcul de la quantité de la solution à faire circuler pour chaque kg d'ammoniac se fait grâce au modèle du diagramme de Merkel proposé par Shultz. [28]

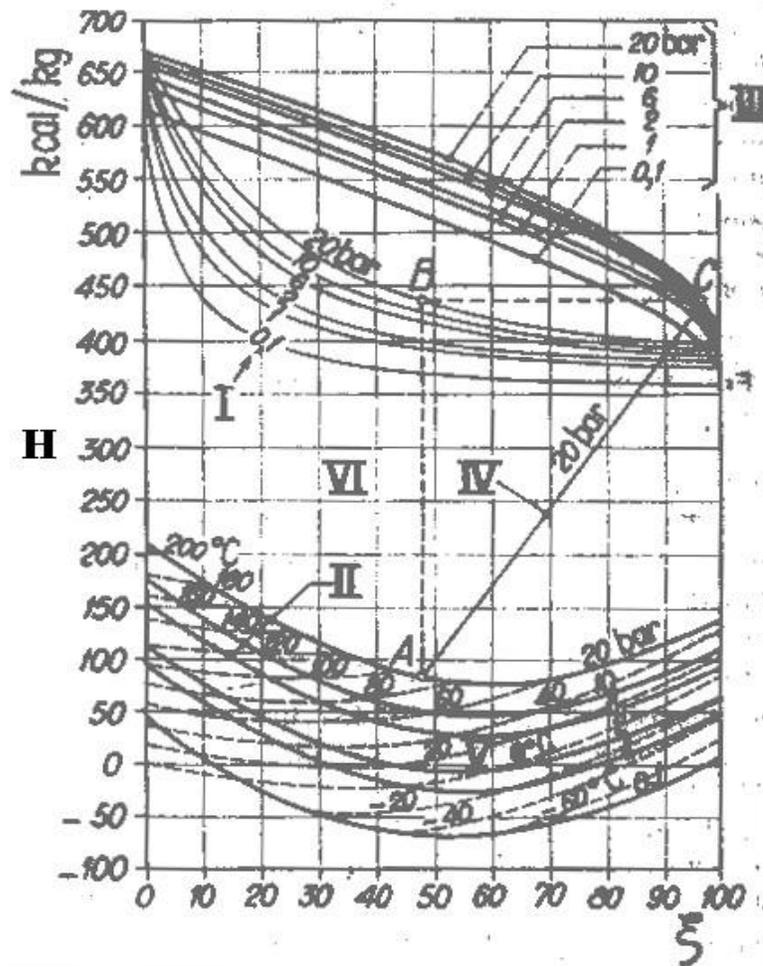


Figure II.6: Diagramme de Merkel (bromure de lithium-eau) [27].

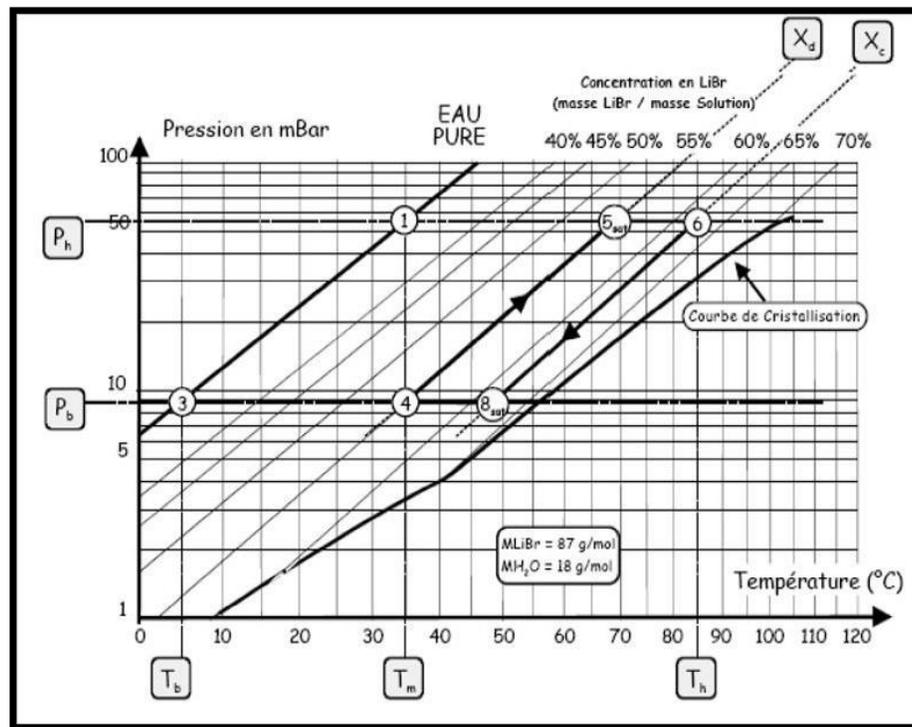


Figure II.7: Diagramme d'Oldham (bromure de lithium-eau.) [27].

II.4. les fluides utilisés:

Au cours de l'histoire de l'absorption, de nombreuses paires ont été testées dans une étude de Marcriss, qui montre que plus de 40 réfrigérants et 200 absorbeurs sont disponibles. Cependant, les fluides les plus couramment utilisés sont : (NH₃/H₂O) et (H₂O/LiBr) [29].

Ces deux couples sont les plus performants l'un par rapport à l'autre depuis plusieurs années

Les fluides frigorigènes couramment utilisés dans la climatisation et la réfrigération sont des fluides frigorigènes à chaleur latente élevée (également appelés enthalpie d'évaporation) [30].

Le **tableau (II.1)** liste les principales propriétés physico-chimiques de ces composés.

Couple	H ₂ O/LiBr	NH ₃ /H ₂ O
Pression	Inférieure à la pression atmosphérique 5 °C ~ 8.7 mb 45 °C ~ 96 mb	-30 °C ~ 1.2 b -5 °C ~ 3.5 b 45 °C ~ 17.8 b
Températures/Applications	Température d'évaporation > 0°C Climatisation exclusivement	Froid industriel et climatisation
Double effet	Oui	Oui
Matériau/corrosion	Inhibiteur anti-corrosion nécessaire	Cuivre interdit
Pertes de charges	Vigilance : ΔP ~ P	Classique (cf. Compression)
Volume massique	Important 5°C : 147 m ³ /kg => diamètres de canalisation importants	Classique 5°C : 0.34 m ³ /kg -30°C : 0.96 m ³ /kg
Alimentation énergétique	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : oui	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : non
Rectifieur	Non	Oui
Dispositif anti cristallisation	Oui	Non
Dispositif de purge (incondensables)	Oui	Non
Chaleur latente De vaporisation (kJ/kg)	H ₂ O 5°C : 2490 kJ/kg 45°C : 2394 kJ/kg	NH ₃ -30°C : 1357 kJ/kg 5°C : 1243 kJ/kg 45°C : 1080 kJ/kg

Tableau II.1. Caractéristiques physico-chimiques des couples (LiBr/H₂O) et (H₂O/NH₃). [31]

II.4.1. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec H₂O/ LiBr :

L'eau est le fluide frigorifique alors que l'agent absorbant est le bromure de Lithium (LiBr) pur est un sel solide mais quand il est mélangé avec suffisamment d'eau, on obtient une solution liquide homogène.

La caractéristique principale de ce système est que le LiBr n'est pas volatile, donc dans le bouilleur il n'y aura que de la vapeur d'eau qui se forme. Cependant l'inconvénient principal du système est la limitation d'évaporation à des valeurs relativement élevées (T° d'évaporation supérieure à 0°C) puisque l'eau se solidifie à des $T^\circ < 0^\circ$, l'autre inconvénient est la pression de travail à l'intérieure de la machine, qui est le vide (avec tous les problèmes spécifiques au vide). La machine frigorifique à absorption LiBr- H₂O est utilisée principalement dans la climatisation.

- **Les avantages de cycle (H₂O /LiBr)**

Dans ce système le bromure de lithium est l'absorbant et l'eau est le frigorigène. Cette combinaison est très utilisé pour l'application solaire, par ce que [32] :

Elle entraîne des coefficients de performance élevés aux températures de fonctionnement du système solaire.

- elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus basse, ainsi de puissance de pompage plus faible.
- On peut utiliser sans restriction dans les bâtiments commerciaux et résidentiels.
- Il n'est pas prévu une colonne de rectification (séparateur) puisque l'eau est le fluide frigorigène.

- **Les inconvénients de cycle (H₂O / LiBr)**

- Le point triple de l'eau étant à 0°C , les machines (H₂O / LiBr) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- Lorsque la température augmente, la solubilité du sel(LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation.

- la température de désorption est assez élevée pour cela on a besoin des capteurs solaires de type sous vide qui coutent très cher.

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté le principe de fonctionnement des systèmes de refroidissement (eau / bromure de lithium). Le choix du fluide de travail affecte directement les performances de la machine à absorption, et les avantages et les inconvénients du fluide doivent être pris en compte lors de la sélection du couple approprié.

Chapitre III

Modélisation thermodynamique

Introduction:

Dans ce chapitre, nous allons modéliser une machine à simple effet avec un échangeur de solution utilisant un couplage (H₂O/LiBr) comme fluide de travail, Cette machine est similaire à ce qui est mentionné sur la **figure (III.1)**, ainsi pour étudier les performances de ce cycle un programme a été écrit en langage FORTRAN, basé sur les équations de bilan masse-énergie, les propriétés thermodynamiques et physiques d'une solution binaire constituée d'eau et bromure de lithium (H₂O / LiBr).

III.1. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution:

Le cycle à simple effet, représenté sur la **figure III.1**, contient les éléments de base suivants Un évaporateur, un condenseur, un générateur, un absorbeur et échangeur de solution.

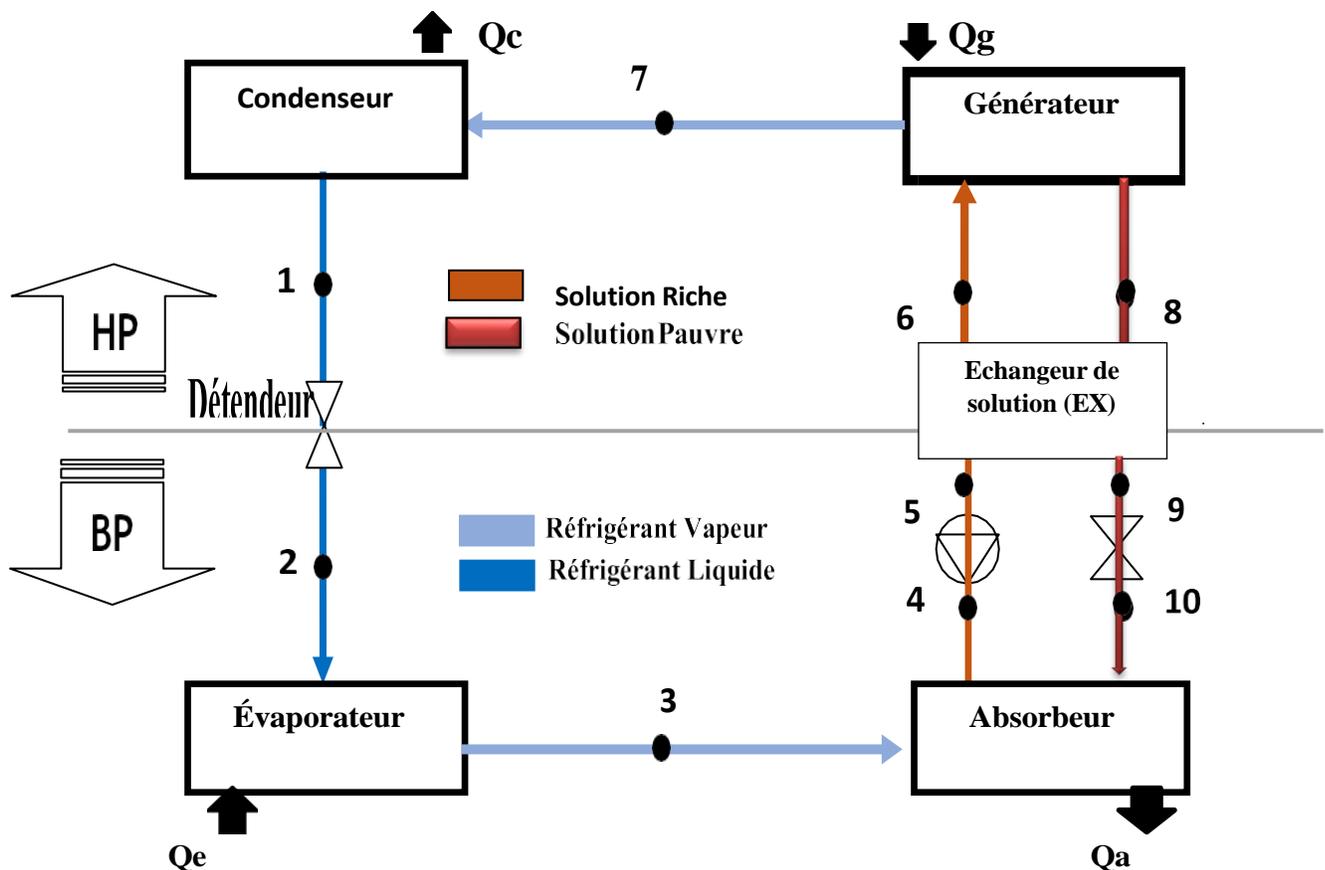


Figure III.1: Structure d'une machine à absorption. [24]

Dans le générateur, la solution reçoit de la chaleur Q_g qui provoque l'évaporation du fluide de travail. Au niveau du condenseur, le bromure de lithium gazeux se condense à température atmosphérique et à haute pression (PH). Le liquide résultant passe à travers la vanne jusqu'à l'évaporateur, où il se dilate et absorbe la chaleur Q_e . La vapeur sortant de l'évaporateur est dirigée vers l'absorbeur où elle se combine avec la solution pauvre en H₂O-LiBr de la chaudière, fournissant une certaine quantité de chaleur Q_a . Enfin, la solution sortante

L'absorbeur est préchauffé dans l'échangeur de solution et renvoyé au générateur, complétant un cycle de fonctionnement.

III.2. Bilan massique et enthalpique :

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption illustré à la (**Figure III.1**), nous avons. Les hypothèses de calcul suivantes sont faites [33]:

- Aux points 7, 1, 2, 3, le réfrigérant est à l'état pur.
- Il n'y a pas de changement de pression dans la ligne sauf pour le régulateur et la pompe de solution.
- Aux points 4 et 8, la solution est saturée.
- Le régulateur est adiabatique.
- La pompe à solution est isentropique.
- Il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des composants individuels.

Le coefficient de performance (COP) est défini comme le rapport de la chaleur absorbée par l'évaporateur à la chaleur fournie au générateur plus le travail de la pompe à solution :

$$COP = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g + W_p} \quad (\text{III.1})$$

-Mode froid :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (\text{III.2})$$

En supposant que le travail de la pompe sur la solution riche est négligeable par rapport aux autres termes, le coefficient devient :

-Pour le chauffage :

$$COP_h = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g}$$

-Pour froid et climatisation :

$$COP_h = \frac{Q_e}{Q_g} \tag{III.4}$$

Q_e: Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Q_c: Quantité de chaleur cédée par le condenseur.

Q_a: Quantité de chaleur cédée par l'absorbeur.

Q_g: Quantité de chaleur fournit au générateur.

W_p: Le travail de la pompe de solution.

Le coefficient idéal de Carnot peut être écrit comme :

-Pour le chauffage :

$$COP_c = 1 + \left[\left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \right] \tag{III.5}$$

-Pour froid et climatisation :

$$COP_c = \left[\left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \right] \tag{III.6}$$

Pour utiliser l'équation COP, l'équilibre de masse et de puissance doit être établi pour chaque appareil Dans ce qui suit, nous donnerons les bilans de masse et d'enthalpie pour chaque fraction.

Bien que Le coefficient de performance de Carnot (**COP_c**) le taux de circulation (**FR**), l'efficacité du système (**η**), peuvent être écrit comme suit :

$$FR = \frac{X_c}{X_c - X_d} \tag{III.7}$$

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} \tag{III.8}$$

Avec :

x_c : La concentration massique de la solution **concentrée** (pauvre en H₂O) quittant le désorbeur ou Générateur pour rejoindre l'absorbeur.

x_d : La concentration massique de la solution **diluée** (riche en H₂O) quittant l'absorbeur pour rejoindre le désorbeur.

Un bilan masse-énergie doit être établi au niveau de chaque élément de la machine à absorption afin d'utiliser l'équation (COP, FR, η).

▪ **Analyse de l'Evaporateur :**

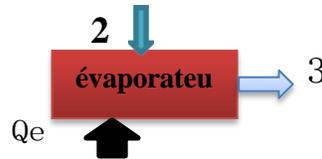


Figure III. 2: Schéma de L'évaporateur.

• **Bilan massique :**

$$m_f = m_2 = m_3 \tag{III.9}$$

• **Bilan enthalpique :**

$$Q_e + m_2 h_2 = m_3 h_3 \tag{III.10}$$

$$Q_e = m_3 (h_3 - h_2) \tag{III.11}$$

h_2 : Enthalpie liquide à la température T_3 et à la pression P_B de l'évaporateur.

h_3 : Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température T_e et la pression de l'évaporateur.

m_3, m_2 : Débit du réfrigérant.

▪ **Analyse de l'Absorbeur :**

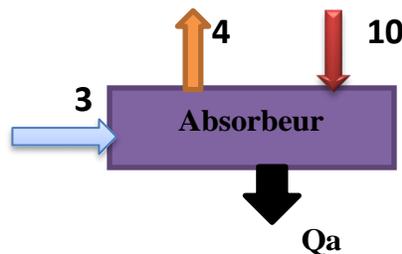


Figure III.3: Schéma de l'Absorbeur.

- **Bilan massique :**

$$m_3 + m_{10} = m_4 \quad (III.12)$$

$$m_3 + m_{10}X_{10} = m_4X_4 \quad (III.13)$$

- **Bilan enthalpique :**

$$m_3h_3 + m_{10}h_{10} = Q_a + m_4h_4 \quad (III.14)$$

$$Q_a = m_3h_3 + m_{10}h_{10} - m_4h_4 \quad (III.15)$$

h4 : Enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur **Ta** et à la pression de l'évaporateur et à la fraction riche **Xab** ou **Xd**.

h10 : Enthalpie du liquide de la solution à la température **T10** à la pression de l'évaporateur et à la fraction pauvre **Xge** ou **Xd**.

m4 : Débit massique de solution riche.

m10: Débit massique la solution pauvre.

- **Analyse du Générateur :**

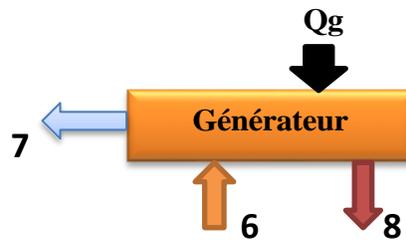


Figure III.4 : Schéma du Générateur.

- **Bilan massique :**

$$m_6 = m_8 + m_7 \quad (III.16)$$

$$m_6X_6 = m_7 + m_8X_8 \quad (III.17)$$

- **Bilan enthalpique :**

$$Q_g = m_8h_8 + m_7h_7 - m_6h_6 \quad (III.18)$$

h7 : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur **Tg** et à la pression du condenseur.

h6 : Enthalpie du liquide de la solution diluée (riche en H2O) à la température **T6** et à la pression du condenseur.

h8 : Enthalpie du liquide de la solution concentrée (pauvre en H2O) à la température du générateur **Tg** et à la pression du condenseur.

▪ **Analyse du Condenseur :**



Figure III.5: Schéma du Condenseur.

• **Bilan massique :**

$$m_1 = m_7 \tag{III.19}$$

• **Bilan enthalpique :**

$$Q_c = m_7 h_7 - m_1 h_1 \tag{III.20}$$

$$Q_c = m_7 (h_7 - h_1) \tag{III.21}$$

h7 : Enthalpie de la vapeur du frigorigène à la température du générateur **Tg** et à la pression du condenseur

h1 : Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température **Tc** et à la pression du condenseur.

m1: Débit du réfrigérant.

▪ **Pompe de solution :**



Figure III.6 : schéma de la pompe de solution.

• **Bilan massique :**

$$m_4 = m_5 \tag{III.22}$$

- **Bilan enthalpique :**

$$h_5 = h_4 + (P_h - P)_a \quad (\text{III.23})$$

$$W_p = (P_h - P)_a \quad (\text{III.24})$$

m5 : Débit de solution riche.

h5 : Enthalpie du liquide de la solution riche à la pression du condenseur.

Va : Le volume spécifique de la solution riche à la température **T5**

Pb : Pression d'entrée de pompe.

Ph : Pression de sortie de pompe.

- **Echangeur de solution :**

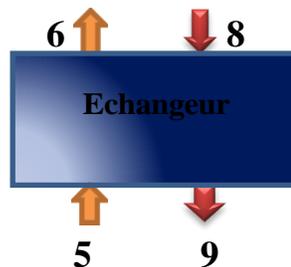


Figure III.7 : schéma de l'Echangeur.

- **Bilan massique :**

$$m_6 = m_5, m_8 = m_9 \quad (\text{III.25})$$

- **Bilan enthalpique :**

$$T_9 = T_5 \cdot \varepsilon + T(1 - \varepsilon) \quad (\text{III.26})$$

$$h_6 = h_5 + \frac{m_8}{m_5} (h_8 - h_9) \quad (\text{III.27})$$

h9 : Enthalpie de la solution pauvre à la température **T9**.

: L'efficacité de l'échangeur de chaleur.

III.3. Relation entre les différents débits de masse :

Il existe deux relations indépendantes reliant les débits du frigorigène m_1 et de la solution riche m_7 provenant de bilans matière établis pour le générateur et/ou l'absorbeur.

$$m_6 = m_7 + m_8 \quad (\text{III.28})$$

$$m_6 X_6 = m_7 + m_8 X_8 \quad (\text{III.29})$$

En éliminant le débit de la solution pauvre m_8 , on obtient :

$$m_6 = m_7 \frac{1 - X_8}{X_6 - X_8} \quad (\text{III.30})$$

De même pour :

$$m_8 = m_7 \frac{1 - X_6}{X_6 - X_8} \quad (\text{III.31})$$

Le taux de circulation FR s'écrit :

$$FR = m_6 / m_7 = \frac{1 - X_8}{X_6 - X_8} \quad (\text{III.32})$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

- Pour la climatisation :

$$\begin{aligned} COP_{\text{Froid}} &= \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_7(h_3 - h_2)}{(m_7 \times h_7) + (m_8 \times h_8) - (m_6 \times h_6)} \quad (\text{III.33}) \\ &= \frac{h_3 - h_2}{h_7 + (FR - 1)h_8 - h_6(FR)} \end{aligned}$$

Le COP et FR ainsi définis nécessite la détermination des enthalpies massiques des différents points du cycle et ces dernières font appel aux propriétés thermodynamiques du couple H₂O/LiBr.

III.4. Propriétés thermodynamiques du couple (eau /bromure de lithium) :

III.4.1. Propriétés du frigorigène H₂O :

La pression de saturation P (Kpa) du fluide frigorigène H₂O en fonction de la température T (°C) est calculée d'après l'équation [34]:

$$P = 22064 \cdot \exp(\alpha) \quad (\text{III.34})$$

$$\alpha = (641.14/TK) \left(\begin{array}{c} -7.85821 \cdot T_0 + 1.83991 \cdot T_0^{1.5} - 11.781 \cdot T_0^3 + 22.6705 \cdot T_0^{3.5} \\ -15.9393 \cdot T_0^4 + 1.77516 \cdot T_0^{7.5} \\ 0 \qquad \qquad \qquad 0 \end{array} \right) \quad (\text{III.34.a})$$

$$TK = T + 1 - 273.15$$

$$T_0 = 1 - (TK / 647.14)$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d'H₂O en fonction de T(°C) est [35]:

$$h_v(T) = -125397 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1.88060937 \cdot T + 2500.559 \quad (\text{III.35})$$

$$h_L(T) = 4.19 \cdot T \quad (\text{III.36})$$

III.4.2. Propriétés de la solution LiBr :

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T (°C) et la concentration du mélange eau-bromure de lithium est donnée par [36] :

$$\text{Log}P = C + D/(T_{ref} + 273) + E/(T_{ref} + 273)^2 \quad (\text{III.37})$$

Avec:

$$C = 7.05. \quad D = -1596349. \quad E = -104095.5$$

$$T_{ref} = \left(-2E / \left(D + [D^2 - 4E(C - \text{Log}P)]^{0.5} \right) \right) - 273$$

$$T_{sol} = \sum B + T_{ref} \sum A$$

Avec:

$$\sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3$$

$$\sum B = B_0 X_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2 + B_3 X_3$$

$$A_0 = -2.00755 \qquad B_0 = 124.937$$

$$A_1 = 0.16976 \qquad B_1 = -7.71649$$

$$A_2 = -0.003133362 \qquad B_2 = 0.152286$$

$$A_3 = 0.0000197668 \qquad B_3 = -0.0007959$$

T_{sol} Température de la solution (en °C) , $5^\circ\text{C} < T_{sol} < 175^\circ\text{C}$

T_{ref} Température du réfrigérant (en °C) , $-15^\circ\text{C} < T_{ref} < 110^\circ\text{C}$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [36] :

Pour : $0\% < X < 40\%$

$$h = \left[CA_0 + CA_1 \cdot X + CA_2 \cdot X^2 + CT(CB_0 + CB_1 \cdot X + CB_2 \cdot X^2) \right] \cdot 2.326 \quad (\text{III.38})$$

Avec :

$$\begin{aligned} CA_0 &= -33.1054264 & CB_0 &= 1.0090734 \\ CA_1 &= 0.13000636 & CB_1 &= -0.01377507 \\ CA_2 &= 0.00097096 & CB_2 &= 0.000085131 \end{aligned}$$

CT = Température (°C)

h = enthalpie (kJ/kg)

X = % LiBr

$$T = (CT \cdot 9/5) + 32$$

Pour : $40\% < X < 70\%$ [36]

(III.39)

$$h = \sum A + T \sum B + \sum CT^2$$

$$\sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3 + A_4 X^4$$

$$\sum B = B_0 X_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2 + B_3 X_3 + B_4 X_4$$

$$\sum C = C_0 X^0 + C_1 X^1 + C_2 X^2 + C_3 X^3 + C_4 X^4$$

Avec :

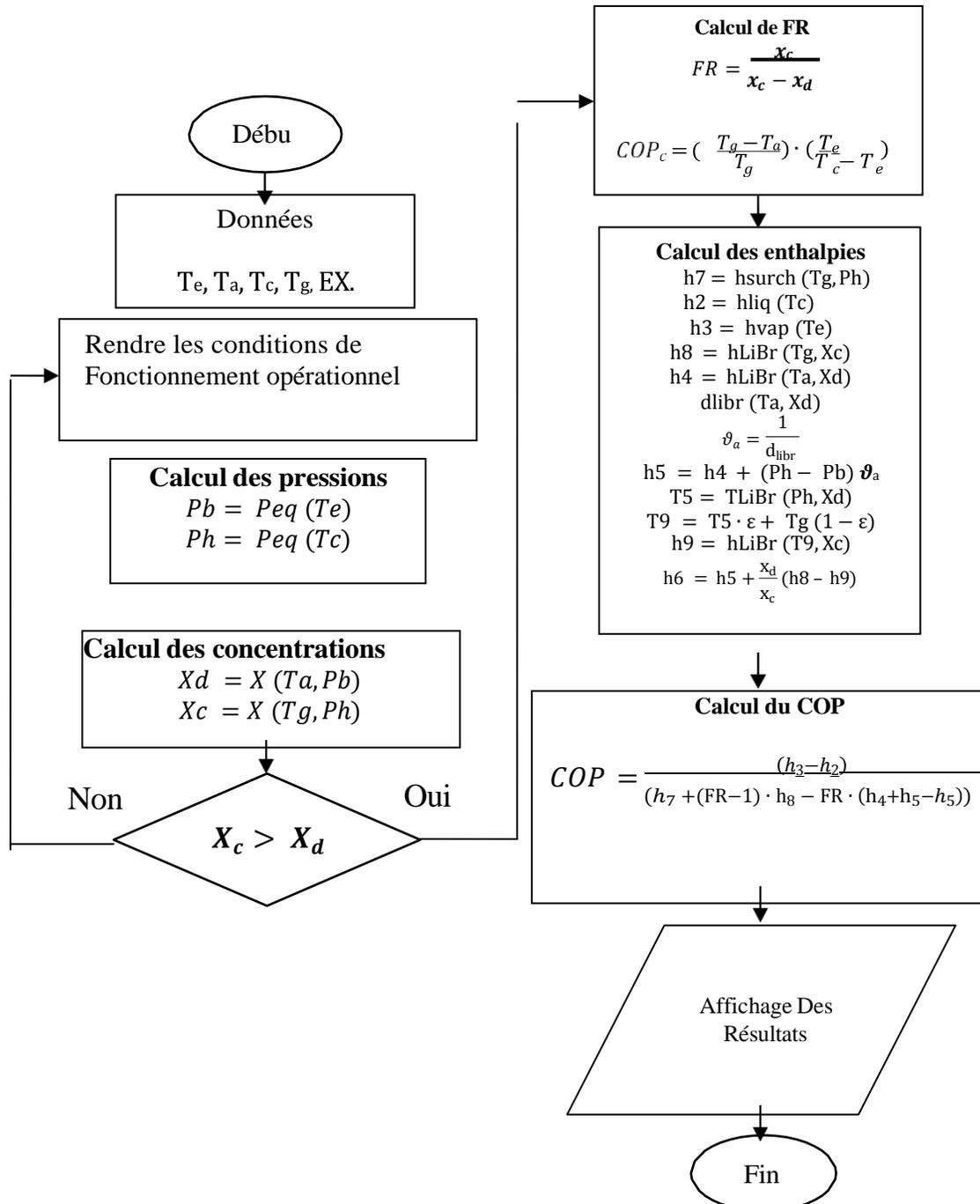
$A = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -0.037008214$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 0.0028877666$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 0.03248041$	$C_2 = -0.000081313015$
$A_3 = 0.06302948$	$B_3 = -0.0004034184$	$C_3 = 0.00000099116628$
$A_4 = -0.0002913704$	$B_4 = 0.0000018520569$	$C_4 = -0.0000000044441207$

T = Température de la solution (°C), $15^\circ\text{C} < T < 165^\circ\text{C}$

III.5. Algorithme et Organigrammes :

Pour comparer H2O/LiBr, pour le cycle à simple effet (**Figure. III.1**), un programme a été développé en Fortran. Cette dernière est basée sur les équations de bilan masse-énergie et les propriétés thermodynamiques des couples de fluides.

III.6. Organigramme du programme FORTRAN :



Compte tenu des conditions initiales, la température (T_e, T_a, T_c, T_g). sont données

D'abord : à partir des données, on calcule la haute pression HP et la basse pression BP, puis il nous est facile d'en déduire les concentrations (X_c, X_d).

Deuxièmement : les lois sont appliquées pour calculer le taux de circulation (FR), les enthalpies (h), et au final, on calcule le coefficient de performance COP.

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté en détail une modélisation thermodynamique d'un cycle d'adsorption à simple effet avec un échangeur de solution, basée sur le bilan massique et l'enthalpie de chaque composant permettant de simuler la machine et d'étudier ses performances. Nous avons aussi traité les Propriétés thermodynamiques du fluide utilisé. Les résultats des calculs font l'objet du chapitre suivant.

Chapitre IV

Validation et discussion des résultats

Introduction :

Cette partie se compose deux étapes :

Dans un premier temps, nous essayons d'utiliser les modèles développés dans ce travail, en validant les résultats obtenus en les comparant avec ceux obtenus par d'autres auteurs.- Romero et Al [37] pour H₂O/LiBr.

Dans la deuxième partie, nous avons effectué une analyse paramétrique en utilisant le couple H₂O/LiBr pour un cycle simple effet avec un échangeur à solution. Et l'étude de l'effet des températures en sortie de chaque échangeur (T_g , T_c , T_e , T_a) et du rendement de l'échangeur (EX) sur les performances de la machine.

IV.1. Validation des résultats :

Afin de valider notre modèle, les résultats obtenus ont été comparés aux données numériques disponibles dans la littérature. Pour effectuer cette comparaison, nous avons opté pour la représentation de la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur (voir **figures IV.1**)

Sur la **figure IV.1**, nous avons comparé les résultats de la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g , pour une machine à absorption utilisant le couple LiBr/H₂O, à ceux obtenus par Romero et Al. [37]

Les conditions de fonctionnement sont :

En mode climatisation $T_e = 2 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_c = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_a = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, avec le couple H₂O/LiBr.

On obtient les résultats suivants :

T_g	$COP_{Romero \text{ et Al}}$	$COP_{Programme}$
65	0,47	0,5084
70	0,62	0,6180
75	0,67	0,6750
80	0,70	0,6949
85	0,71	0,7118
90	0,72	0,7185

Tableau IV.1 : Comparaison du (COP) en fonction de (T_g) avec les données de Romero et al.

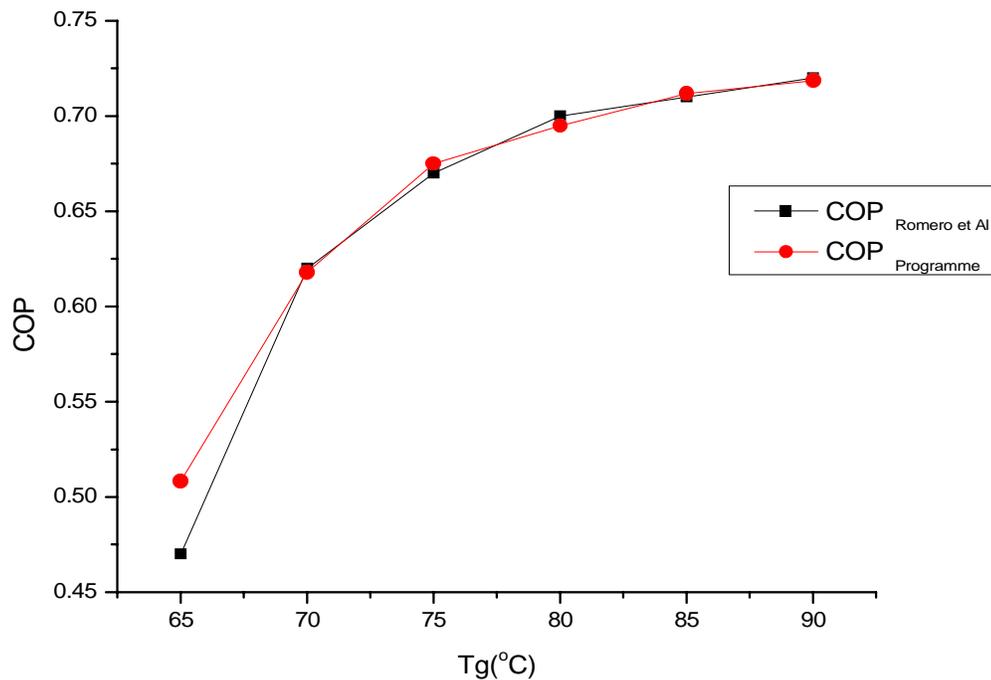


Figure IV.1 : comparaison du (COP) en fonction de(Tg) avec les données de Romero et al.

On peut voir que Les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de Romero et al [37]. Pour le couple eau - bromure de lithium.

Les différences, qui restent toutefois négligeables (erreur moyenne inférieur à 2 %) sont dues aux hypothèses utilisées comme base de travail pour ces calculs et au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des couples de fluides utilisés.

IV.2. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP :

Pour des températures (T_a , T_e , T_c) connus et une valeur de (T_g) variable, on fait varier l'efficacité de l'échangeur de solution EX (riche – pauvre) et on va étudier l'effet sur le COP.

Les données sont : $T_a=38^\circ\text{C}$, $T_e=5^\circ\text{C}$, $T_c=43^\circ\text{C}$ et $T_g=[85^\circ\text{C},110^\circ\text{C}]$.

Figure IV.2 montre la variation du (COP) pour différentes efficacité *EX* de l'échangeur de solution

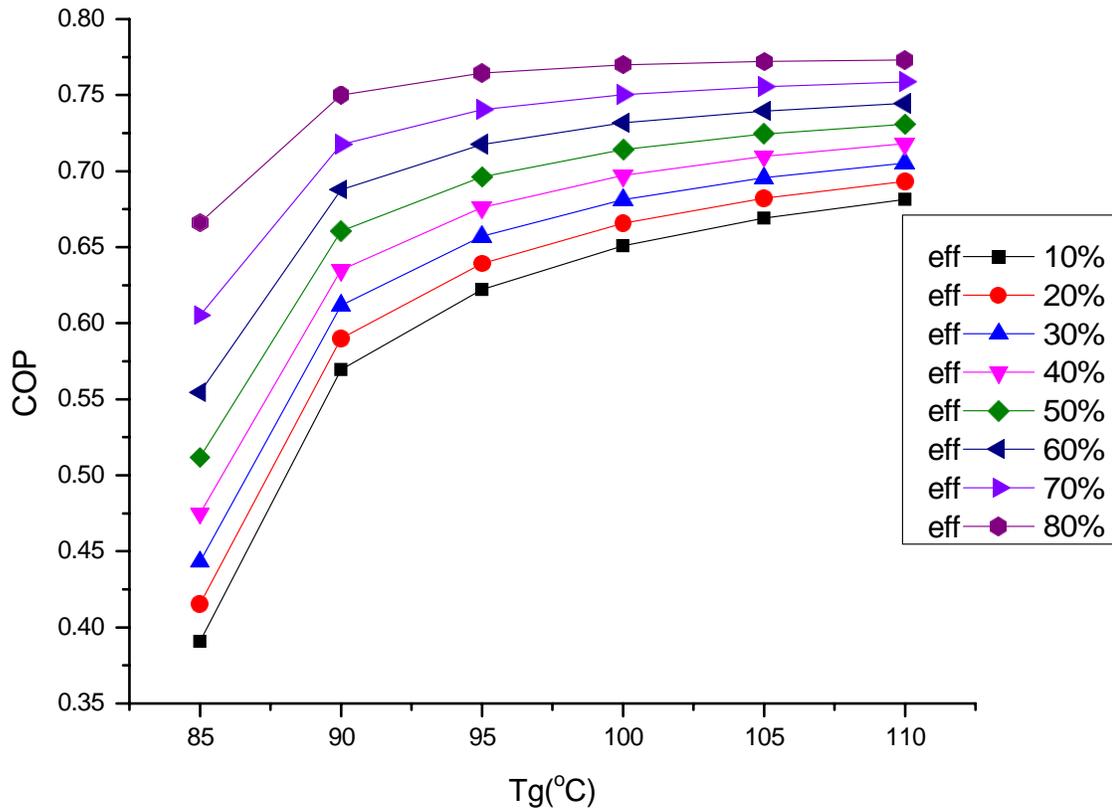


Figure IV.2 : Variation du (COP) pour différentes efficacité *EX* de l'échangeur de solution.

On peut voir que plus l'efficacité de l'échangeur de solution *EFF* est élevée, plus la valeur du COP est élevée, le COP augmente considérablement avec les changements de *Tg* dans le domaine [85°C,95°C] .

Par conséquent, nous pouvons facilement voir le rôle principal de l'échangeur de solution *EX*, c'est pourquoi il fait partie de toutes les machines à absorber actuelles.

IV.3. L'effet de (T_g) sur le COP :

On fixe la température d'évaporation (T_e) à 5°C et la température de l'absorbeur (T_a) à 40°C , et on fait varier la température de générateur (T_g) de [80°C , 110°C] et la température de condensation (T_c) de [30°C , 40°C]. avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

La **Figure IV.3** montre la Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température du générateur (T_g).

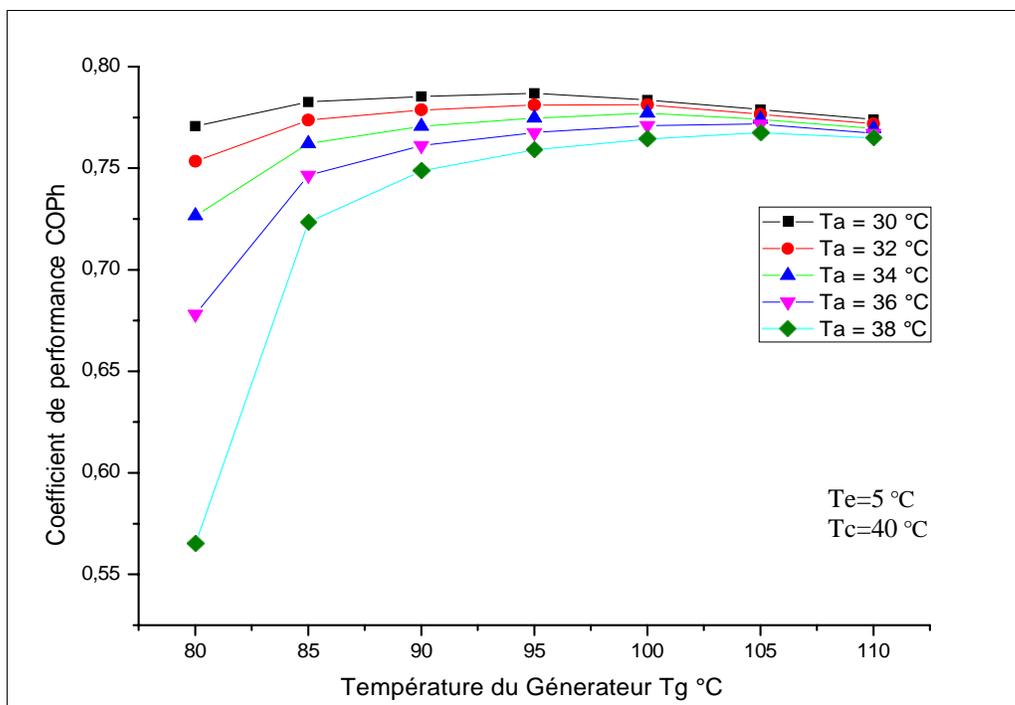


Figure IV.3 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_g).

On peut voir comme indique la (**figure IV.3**) que la valeur du COP diminue avec l'amplification de la température d'absorption (T_a) et l'augmentation de la température du générateur (T_g), la valeur de (COP) augmente, mais uniquement pour la température (T_g) inférieure à 90°C . après le COP suit une trajectoire décroissante relativement progressive jusqu'à entrer dans une phase stationnaire à une température T_g max $> 100^\circ\text{C}$.

IV.4. L'effet de (T_c) sur le COP :

On fixe la température d'évaporation (T_e) à 5°C et la température de l'absorbeur (T_a) à 40°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (T_c) de [35°C , 40°C] et la température de générateur (T_g) de [80°C , 100°C] avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

La **Figure IV.4** montre la Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température de condensation (T_c).

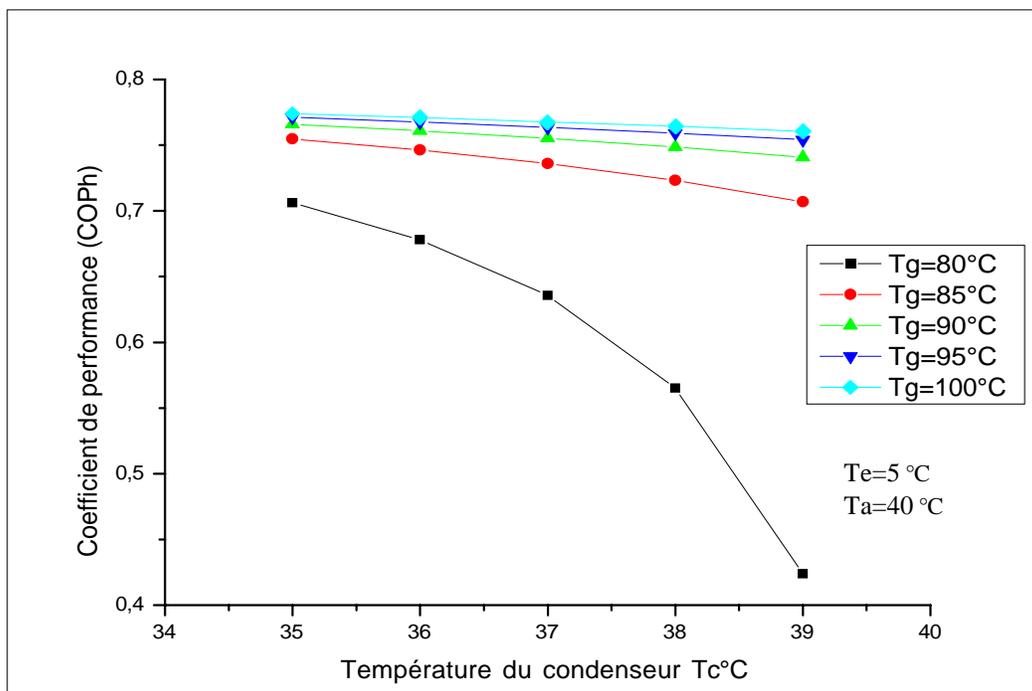


Figure IV.4 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_c).

Comme on peut le voir sur le graphique ci-dessus, le coefficient de performance (COP) diminue lorsque la température de condensation (T_c) augmente. Il diminue fortement lorsque la température de condensation est élevée, mais plus la température du générateur (T_g) est basse, plus la valeur COP est élevée, on peut donc dire que la température de condensation n'affecte pas le (COP), si la diminution de (T_c) est plus grande, le taux de croissance du COP sera significatif.

IV.5. L'effet de la température de l'évaporateur (T_e) sur le COP :

On fixe la température de condensation (T_c) à 45°C et la température de l'absorbeur (T_a) à 40°C . C'est donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'évaporation (T_e) de $[5^\circ\text{C}, 15^\circ\text{C}]$ et la température de générateur (T_g) de $[80^\circ\text{C}, 100^\circ\text{C}]$ avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

La **Figure IV.5** montre la Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température de L'évaporateur (T_e).

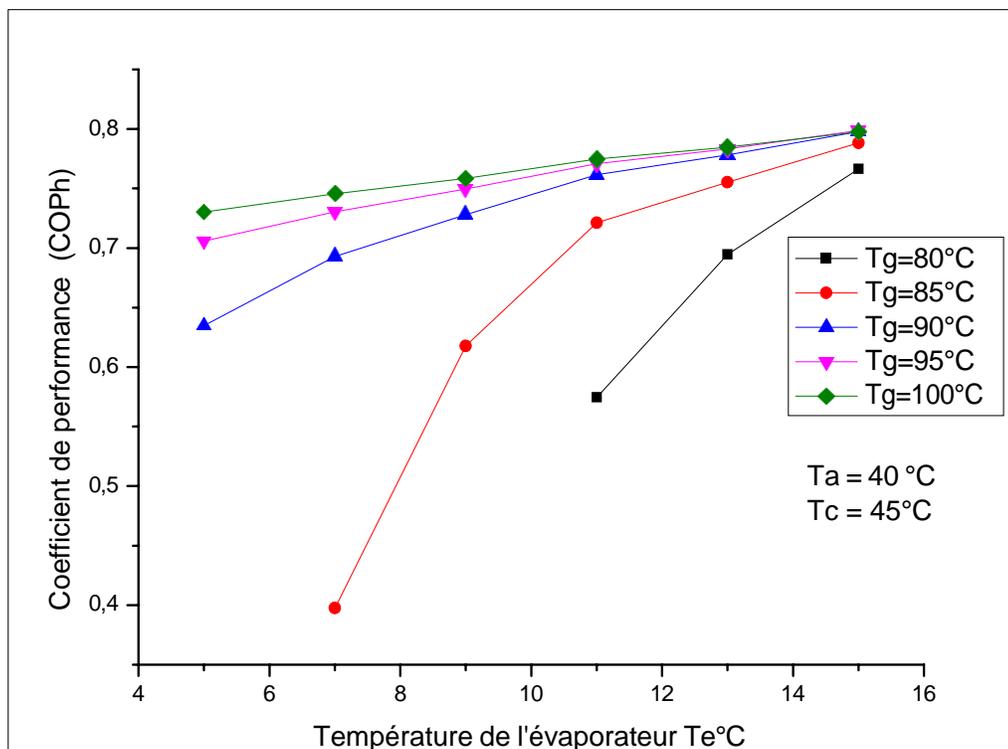


Figure IV.5 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de (T_e)

La température de l'évaporateur fixe la valeur de la basse pression et donc l'augmentation de celle-ci fait élever l'enthalpie à la à la sortie de l'évaporateur.

Comme on peut le voir sur les graphiques résultants, la valeur de (COP) augmente avec l'augmentation de la température d'évaporation T_e ,

Une température élevée (T_e) est l'un des principaux facteurs conduisant à une augmentation du COP.

IV.6. L'effet de la température d'absorption (T_a) sur le COP :

Les conditions de fonctionnement sont :

On fixe la température d'évaporation (T_e) à 5°C et la température de condensation à (T_c) à 45°C , et on fait varier la température d'absorption (T_a) de [20°C , 40°C] et (T_g) de [80°C , 100°C] ,avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70% .

La **Figure IV.6** montre la Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température de L'absorbeur (T_a).

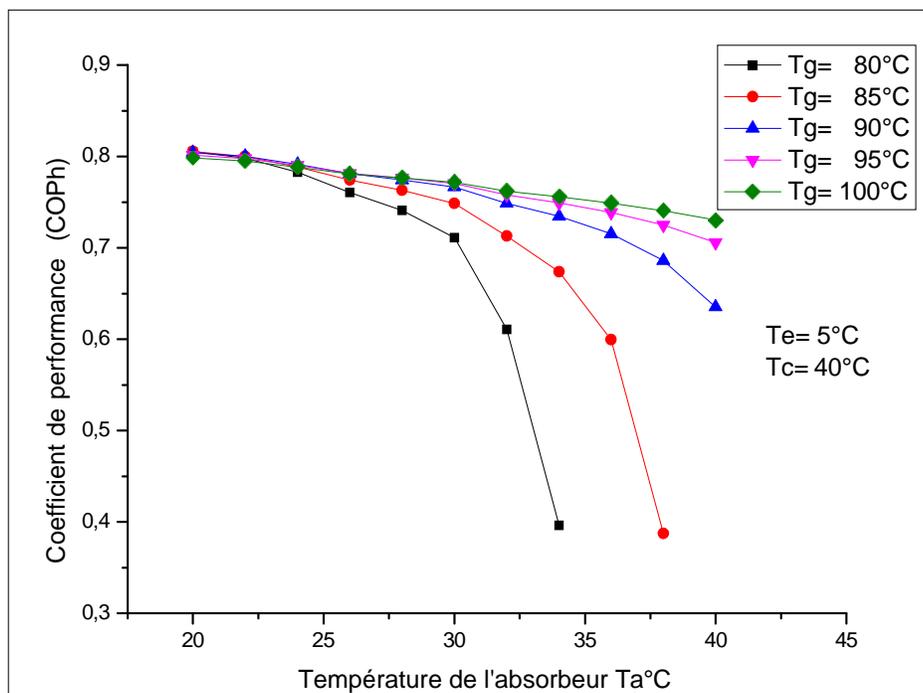


Figure IV.6 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_a).

La figure correspondante (**Figure IV.6**) montre aussi que la diminution de la température d'absorption (T_a) permet une augmentation de la valeur de (COP),

Ainsi dans le cas ($T_a < 30^\circ\text{C}$) une petite augmentation de (T_a) n'aurait pas d'effet significatif sur le COP, mais au valeur ($T_a > 30^\circ\text{C}$), la diminution du COP serait relativement importante.

Conclusion :

Dans ce travail, des simulations numériques du cycle d'absorption (H₂O/LiBr) ont été réalisées, et les travaux se sont concentrés sur l'effet des températures de fonctionnement sur le rendement global de la machine, expliqué par son coefficient de performance, COP.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans un système à absorption Le coefficient de performance (COP), et un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système .

En ce qui concerne l'effet des différentes températures du cycle sur le COP, les vérifications effectuées conduisent à :

- le **COP** augmente considérablement avec les changements de **Tg** dans le domaine [85°C,95°C] .et il y'a une valeur Tg max = 100°C pour laquelle le COP entrer dans une phase stationnaire après cette température. Donc il est plus pratique de faire travailler à cette valeur et de ne pas aller au delà de celle-ci.
- L'augmentation de la température d'absorption **Ta** fait chuter le **COP**, donc il est préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau de l'absorbeur Ta Optimal égale à 30 °C.
- La diminution du (COP) est importante pour des températures de condensation élevée et de même pour des températures d'évaporation basses. Une température élevée **Te** est l'un des principaux facteurs conduisant à une augmentation du COP.

Pour un meilleur fonctionnement du cycle, il est plus judicieux, si possible, de choisir des températures de condensation et d'évaporation de telle sorte que l'écart entre elles ; c'est-à-dire ($T_c - T_e$) soit le plus réduit.

Bibliographie

- [1] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options- a state-of-the-art review, International journal of refrigeration, Vol. 31, pp.3–15, 2008.
- [2] Marynowski T, Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit, Université de Sherbrooke, 2007
- [3] Bulletin N°2002-1 Institut International du Froid historique (IIF).
- [4] R. Daoudi, « Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique », thèse de doctorat, INPL, 1999.
- [5] M. Duminil, « Systèmes à éjection et à absorption », BE 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, 2002.
- [6] P.Srikkirin, S.Aphornratana , « A review of absorption refrigeration technologies », Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5 , 343–372, 2001.
- [7] MÉMOIRE-Magister- *AMZIANE Mohamed Amziane.:2013-2014*
- [8] F. Yettou1, A. Gama, C. Hamouda et A. Malek, « Revue des Energies Renouvelables », publication du n°3 du volume 19 de la revue des énergies, 2008.
- [9] B. Reistad, '*Thermal conditions in heat driven refrigerating units for domestic use*, Sa'rtryck ur Kylteknisk Tidskrift, N°3, 1968.
- [10] J. Chen, K.J. Kim and K.E. Herold, '*Performance Enhancement of a Diffusion Absorption Refrigerator*', International Journal of Refrigeration, Vol. 19, N°3, pp. 208 – 218, 1996.
- [11] S. Aphornratana et I. W. Eames, « Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method », Int. J. Refrig., vol. 18, no 4, p. 244 - 252, mai 1995.
- [12] Castaing-Lasvignottes J., Belhani M., Strub F., Gibout S., Alaphilippe M. Modelling and experimental validation of the dynamic.
- [13] F. Yettou1, A. Gama, C. Hamouda et A. Malek, Revue des Energies Renouvelables(2008),
- [14] A. EL Almers, étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire, thèse de Doctorat, 2002

- [15] TIERNEY M.J. Options for solar-assisted refrigeration Trough collectors and double-effect chillers, *Renewable Energy*, 2007.
- [16] R.Fathi, S.Ouaskit, Performance of solar LiBr-Water absorption refrigeration systems, *Rev.Energ.Ren, Journées de Thermique*: pp.73-78, 2001.
- [17] S. Aphornratana et al, "Experimental studies of a single-effect refrigerator using aqueous lithium-bromide: Effect of operating condition to system performance "Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2007) 658-669.absorption.
- [18] O.Kizilkan, A.Sencan, S.A.Kalogeria, Thermo economic optimisation of a LiBr absorption refrigeration system, *Chemical Engineering and Processing*, vol.46, pp.1376-1384, 2007.
- [19] A. Salah et al, "Optimization study of a single-effect water-lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions", *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 29-36.
- [20] J.Patek, J.Klomfar, A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration*, Vol.29, pp.566-578, 2006.
- [21] K.A.Joudi, A.H.Lafta, Simulation of a simple absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, vol.42; pp.1575-1605, 2001.
- [22].Cap, B.Stutz, F.Huaylla, Specter d'absorption (H₂O), pp.700-700.
- [23] L. Serir, " Impact du microclimat distribué sur la performance énergétique des Bâtiments Agricoles: Cas des Serres dans les Régions Semi -arides et océaniques", thèse de doctorat. Université Mustapha Ben Boulaid Batna 2, 2012
- [24] Jean CASTAING-LASVIGNOTTES 2001 "Aspects thermodynamiques et technico-économiques " 2001
- [25] MuhsinKilic, Omer Kaynakli.Theoretical Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. July 2004
- [26] Omer Kaynakli, Muhsin Kilic.Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. June 2006
- [27] M.A.R.Eisa, S.Devotta, F.A.Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on water- lithium bromide.Part I: Cooling, *J.Appl. Energy* 1986.
- [28] S.A. Akam, Z. Ouchiha, N. Said et B. Bellal Unité de Développement des Equipements

Solaires, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger

[29] BOUKREDIME SARRA, " Evaluation Des Performances D'une Machine Frigorifique Hybride A absorption / éjection", thèse de master, Université Badji Mokhtar Annaba 2016

[30] Delphine TRICHÉ," Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau", thèse de doctorat, université Grenoble Alpes 2016

[31] Jean CASTAING-LASVIGNOTTES 2001 "Aspects thermodynamiques et technico-économiques " 2001

[32] Rogers GFC, Mayhew YR. Thermodynamic and transport properties of fluids: SI units. 4th ed. UK: Blackwell Publishers; 1992.

[33] Mohamed lamine Chougui, simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr / H₂O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel, thèse de magister, université mentouri Constantine 2010.

[34] Jean Castaing-Casvignottes ,Aspets thermodynamiques et technico-économique des systèmes à absorption liquide, Institut français du froid industriel

[35] Rogers GFC, Mayhew YR. Thermodynamic and transport properties of fluids: SI units. 4th ed. UK: Blackwell Publishers; 1992.

[36] ASHRAE, Handbook of Fundamentals. Atlanta, 1997.

[37] Romero RJ, Rivera W, Gracia J, Best R. Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/ lithium bromide. Appl Therm Eng 2001; 21:1137–47.

Annexes

Annexes

TE	TA	TC	TG	XAB	XGE	FR	COPI	COPH
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	-.3896
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.3908
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.5696
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.6221
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.6511
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.6692
5.	38.	43.	110.	57.00	69.00	5.75	1.38	.6814
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	-.4653
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.4153
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.5899
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.6392
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.6658
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.6822
5.	38.	43.	110.	57.00	69.00	5.75	1.38	.6932
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	-.5775
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.4431
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.6117
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.6571
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.6812
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.6957
5.	38.	43.	110.	57.00	69.00	5.75	1.38	.7054
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	-.7608
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.4750
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.6351
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.6761
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.6973
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.7097
5.	38.	43.	110.	57.00	69.00	5.75	1.38	.7180
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	-1.1144
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.5117
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.6605
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.6963
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.7141
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.7244
5.	38.	43.	110.	57.00	69.00	5.75	1.38	.7310
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	-2.0819
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.5546
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.6879
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.7177
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.7318
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.7396
5.	38.	43.	110.	57.00	69.00	5.75	1.38	.7446
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	-15.7684
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.6053
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.7177
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.7404
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.7504
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.7556
5.	38.	43.	110.	57.00	69.00	5.75	1.38	.7587
5.	38.	43.	80.	57.00	56.50*****		.87	2.8297
5.	38.	43.	85.	57.00	58.50	39.00	.96	.6663
5.	38.	43.	90.	57.00	61.00	15.25	1.05	.7502
5.	38.	43.	95.	57.00	63.00	10.50	1.13	.7646
5.	38.	43.	100.	57.00	65.00	8.13	1.22	.7700
5.	38.	43.	105.	57.00	67.00	6.70	1.30	.7722

Capture du programme: Variation du (COP) pour différentes efficacité EFF de l'échangeur de solution.

Annexes

TE	TA	TC	TG	XAB	XGE	FR	COPI	COPH
5.	40.	30.	80.	58.00	63.00	12.60	1.26	.7707
5.	40.	30.	85.	58.00	65.50	8.73	1.40	.7825
5.	40.	30.	90.	58.00	67.50	7.11	1.53	.7853
5.	40.	30.	95.	58.00	69.50	6.04	1.66	.7869
5.	40.	30.	100.	58.00	70.00	5.83	1.79	.7836
5.	40.	30.	105.	58.00	70.00	5.83	1.91	.7788
5.	40.	30.	110.	58.00	70.00	5.83	2.03	.7740
5.	40.	32.	80.	58.00	62.00	15.50	1.17	.7534
5.	40.	32.	85.	58.00	64.50	9.92	1.29	.7736
5.	40.	32.	90.	58.00	66.50	7.82	1.42	.7786
5.	40.	32.	95.	58.00	68.50	6.52	1.54	.7811
5.	40.	32.	100.	58.00	70.00	5.83	1.66	.7812
5.	40.	32.	105.	58.00	70.00	5.83	1.77	.7765
5.	40.	32.	110.	58.00	70.00	5.83	1.88	.7718
5.	40.	34.	80.	58.00	61.00	20.33	1.09	.7265
5.	40.	34.	85.	58.00	63.50	11.55	1.21	.7621
5.	40.	34.	90.	58.00	65.50	8.73	1.32	.7707
5.	40.	34.	95.	58.00	67.50	7.11	1.43	.7747
5.	40.	34.	100.	58.00	69.50	6.04	1.54	.7771
5.	40.	34.	105.	58.00	70.00	5.83	1.65	.7741
5.	40.	34.	110.	58.00	70.00	5.83	1.75	.7695
5.	40.	36.	80.	58.00	60.00	30.00	1.02	.6781
5.	40.	36.	85.	58.00	62.50	13.89	1.13	.7464
5.	40.	36.	90.	58.00	64.50	9.92	1.24	.7610
5.	40.	36.	95.	58.00	66.50	7.82	1.34	.7675
5.	40.	36.	100.	58.00	68.50	6.52	1.44	.7710
5.	40.	36.	105.	58.00	70.00	5.83	1.54	.7717
5.	40.	36.	110.	58.00	70.00	5.83	1.64	.7671
5.	40.	38.	80.	58.00	59.00	59.00	.95	.5652
5.	40.	38.	85.	58.00	61.50	17.57	1.06	.7234
5.	40.	38.	90.	58.00	63.50	11.55	1.16	.7486
5.	40.	38.	95.	58.00	65.50	8.73	1.26	.7591
5.	40.	38.	100.	58.00	67.50	7.11	1.36	.7643
5.	40.	38.	105.	58.00	69.50	6.04	1.45	.7675
5.	40.	38.	110.	58.00	70.00	5.83	1.54	.7648

run-time error M6103: MATH
- floating-point error: divide by zero

Press any key to continue

Capture du programme: Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_g).

Annexes

TE	TA	TC	TG	XAB	XGE	FR	COPI	COPH
5.	40.	35.	80.	58.00	60.50	24.20	1.05	.7063
5.	40.	35.	85.	58.00	63.00	12.60	1.16	.7549
5.	40.	35.	90.	58.00	65.00	9.29	1.28	.7661
5.	40.	35.	95.	58.00	67.00	7.44	1.39	.7712
5.	40.	35.	100.	58.00	69.00	6.27	1.49	.7741
5.	40.	36.	80.	58.00	60.00	30.00	1.02	.6781
5.	40.	36.	85.	58.00	62.50	13.89	1.13	.7464
5.	40.	36.	90.	58.00	64.50	9.92	1.24	.7610
5.	40.	36.	95.	58.00	66.50	7.82	1.34	.7675
5.	40.	36.	100.	58.00	68.50	6.52	1.44	.7710
5.	40.	37.	80.	58.00	59.50	39.67	.98	.6358
5.	40.	37.	85.	58.00	62.00	15.50	1.09	.7361
5.	40.	37.	90.	58.00	64.00	10.67	1.20	.7552
5.	40.	37.	95.	58.00	66.00	8.25	1.30	.7635
5.	40.	37.	100.	58.00	68.00	6.80	1.40	.7677
5.	40.	38.	80.	58.00	59.00	59.00	.95	.5652
5.	40.	38.	85.	58.00	61.50	17.57	1.06	.7234
5.	40.	38.	90.	58.00	63.50	11.55	1.16	.7486
5.	40.	38.	95.	58.00	65.50	8.73	1.26	.7591
5.	40.	38.	100.	58.00	67.50	7.11	1.36	.7643
5.	40.	39.	80.	58.00	58.50	117.00	.93	.4239
5.	40.	39.	85.	58.00	61.00	20.33	1.03	.7070
5.	40.	39.	90.	58.00	63.00	12.60	1.13	.7409
5.	40.	39.	95.	58.00	65.00	9.29	1.22	.7542
5.	40.	39.	100.	58.00	67.00	7.44	1.32	.7606

run-time error M6103: MATH
- floating-point error: divide by zero

Press any key to continue

Capture du programme: Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T_c).

Annexes

TE	TA	TC	TG	XAB	XGE	FR	COPI	COPH
5.	40.	45.	80.	58.00	55.50	-22.20	.79	1.0626
5.	40.	45.	85.	58.00	57.50	*****	.87	-6.7009
5.	40.	45.	90.	58.00	60.00	30.00	.96	.6349
5.	40.	45.	95.	58.00	62.00	15.50	1.04	.7057
5.	40.	45.	100.	58.00	64.00	10.67	1.12	.7302
7.	40.	45.	80.	57.00	55.50	-37.00	.84	1.2857
7.	40.	45.	85.	57.00	57.50	115.00	.93	.3973
7.	40.	45.	90.	57.00	60.00	20.00	1.02	.6928
7.	40.	45.	95.	57.00	62.00	12.40	1.10	.7305
7.	40.	45.	100.	57.00	64.00	9.14	1.19	.7455
9.	40.	45.	80.	56.00	55.50	*****	.89	-84.0792
9.	40.	45.	85.	56.00	57.50	38.33	.98	.6177
9.	40.	45.	90.	56.00	60.00	15.00	1.08	.7279
9.	40.	45.	95.	56.00	62.00	10.33	1.17	.7495
9.	40.	45.	100.	56.00	64.00	8.00	1.26	.7586
11.	40.	45.	80.	54.50	55.50	55.50	.95	.5745
11.	40.	45.	85.	54.50	57.50	19.17	1.05	.7211
11.	40.	45.	90.	54.50	60.00	10.91	1.15	.7615
11.	40.	45.	95.	54.50	62.00	8.27	1.25	.7710
11.	40.	45.	100.	54.50	64.00	6.74	1.34	.7747
13.	40.	45.	80.	53.50	55.50	27.75	1.01	.6945
13.	40.	45.	85.	53.50	57.50	14.38	1.12	.7553
13.	40.	45.	90.	53.50	60.00	9.23	1.23	.7782
13.	40.	45.	95.	53.50	62.00	7.29	1.34	.7832
13.	40.	45.	100.	53.50	64.00	6.10	1.44	.7846
15.	40.	45.	80.	52.00	55.50	15.86	1.09	.7665
15.	40.	45.	85.	52.00	57.50	10.45	1.21	.7882
15.	40.	45.	90.	52.00	60.00	7.50	1.32	.7978
15.	40.	45.	95.	52.00	62.00	6.20	1.43	.7986
15.	40.	45.	100.	52.00	64.00	5.33	1.54	.7976

Stop - Program terminated.

Press any key to continue

Capture du programme: Variation du coefficient de performance COP en fonction de (T_e)

Annexes

TE	TA	TC	TG	XAB	XGE	FR	COPI	COPH
5.	20.	45.	80.	46.50	55.50	6.17	1.18	.8050
5.	20.	45.	85.	46.50	57.50	5.23	1.26	.8054
5.	20.	45.	90.	46.50	60.00	4.44	1.34	.8042
5.	20.	45.	95.	46.50	62.00	4.00	1.42	.8014
5.	20.	45.	100.	46.50	64.00	3.66	1.49	.7983
5.	22.	45.	80.	47.50	55.50	6.94	1.14	.7981
5.	22.	45.	85.	47.50	57.50	5.75	1.22	.8001
5.	22.	45.	90.	47.50	60.00	4.80	1.30	.8001
5.	22.	45.	95.	47.50	62.00	4.28	1.38	.7977
5.	22.	45.	100.	47.50	64.00	3.88	1.45	.7950
5.	24.	45.	80.	49.00	55.50	8.54	1.10	.7825
5.	24.	45.	85.	49.00	57.50	6.76	1.18	.7886
5.	24.	45.	90.	49.00	60.00	5.45	1.26	.7913
5.	24.	45.	95.	49.00	62.00	4.77	1.34	.7902
5.	24.	45.	100.	49.00	64.00	4.27	1.42	.7882
5.	26.	45.	80.	50.50	55.50	11.10	1.06	.7604
5.	26.	45.	85.	50.50	57.50	8.21	1.15	.7740
5.	26.	45.	90.	50.50	60.00	6.32	1.23	.7810
5.	26.	45.	95.	50.50	62.00	5.39	1.30	.7816
5.	26.	45.	100.	50.50	64.00	4.74	1.38	.7807
5.	28.	45.	80.	51.50	55.50	13.88	1.02	.7406
5.	28.	45.	85.	51.50	57.50	9.58	1.11	.7629
5.	28.	45.	90.	51.50	60.00	7.06	1.19	.7742
5.	28.	45.	95.	51.50	62.00	5.90	1.27	.7763
5.	28.	45.	100.	51.50	64.00	5.12	1.34	.7764
5.	30.	45.	80.	52.50	55.50	18.50	.98	.7107
5.	30.	45.	85.	52.50	57.50	11.50	1.07	.7485
5.	30.	45.	90.	52.50	60.00	8.00	1.15	.7662
5.	30.	45.	95.	52.50	62.00	6.53	1.23	.7704
5.	30.	45.	100.	52.50	64.00	5.57	1.30	.7717
5.	32.	45.	80.	54.00	55.50	37.00	.95	.6104
5.	32.	45.	85.	54.00	57.50	16.43	1.03	.7128
5.	32.	45.	90.	54.00	60.00	10.00	1.11	.7486
5.	32.	45.	95.	54.00	62.00	7.75	1.19	.7580
5.	32.	45.	100.	54.00	64.00	6.40	1.27	.7621
5.	34.	45.	80.	55.00	55.50	111.00	.91	.3961
5.	34.	45.	85.	55.00	57.50	23.00	.99	.6739
5.	34.	45.	90.	55.00	60.00	12.00	1.07	.7345
5.	34.	45.	95.	55.00	62.00	8.86	1.15	.7493
5.	34.	45.	100.	55.00	64.00	7.11	1.23	.7560
5.	36.	45.	80.	56.00	55.50	*****	.87	-8.0375
5.	36.	45.	85.	56.00	57.50	38.33	.95	.5992
5.	36.	45.	90.	56.00	60.00	15.00	1.03	.7151
5.	36.	45.	95.	56.00	62.00	10.33	1.11	.7386
5.	36.	45.	100.	56.00	64.00	8.00	1.19	.7489
5.	38.	45.	80.	57.00	55.50	-37.00	.83	1.3124
5.	38.	45.	85.	57.00	57.50	115.00	.91	.3872
5.	38.	45.	90.	57.00	60.00	20.00	1.00	.6858
5.	38.	45.	95.	57.00	62.00	12.40	1.08	.7248
5.	38.	45.	100.	57.00	64.00	9.14	1.16	.7405
5.	40.	45.	80.	58.00	55.50	-22.20	.79	1.0626
5.	40.	45.	85.	58.00	57.50	*****	.87	-6.7009
5.	40.	45.	90.	58.00	60.00	30.00	.96	.6349
5.	40.	45.	95.	58.00	62.00	15.50	1.04	.7057
5.	40.	45.	100.	58.00	64.00	10.67	1.12	.7302

Capture du programme: Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Ta).

Résumé

Résumé :

Dans ce travail, nous avons étudié le cycle de base de la machine à absorption et nous avons effectué une étude paramétrique pour optimiser le fonctionnement de ce cycle fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr .Pour cela un programme en FORTRAN a été réalisé afin d'analyser l'effet des températures (Te, Tg, Ta, Tc) sur les performances optimales du système et déterminé les conditions optimales du fonctionnement de la machine pour obtention un meilleur fonctionnement .

Mots clés : Machines à absorption, H₂O/LiBr, Coefficient de performance COP , Absorbent , générateur, évaporateur , condenseur, cycle simple effet , échangeur de solution

Summary:

In this work, we studied the basic cycle of the absorption machine and we carried out a parametric study to optimize the operation of this cycle operating with the couple H₂O/LiBr. For this, a program in FORTRAN was carried out in order to analyze the effect of temperatures (Te, Tg, Ta, Tc) on the optimal performance of the system and determined the optimal operating conditions of the machine to obtain better operation.

Keywords: Absorption machines, H₂O/LiBr, Coefficient of performance COP, Absorber, generator, evaporator, condenser, single effect cycle, solution exchanger

ملخص:

في هذا العمل، درسنا الدورة الأساسية آلة المتصاص وقمنا بإجراء دراسة حدودية لتحسين تشغيل هذه الآلة التي تعمل مع (الزوجين H₂O / LiBr). لهذا، تم تنفيذ برنامج في (FORTRAN) لتحليل تأثير درجات الحرارة (Te، Tg، Ta، Tc) على الأداء الأمثل للنظام وتحديد ظروف التشغيل المثلى لآلة للحصول على تشغيل أفضل.

الكلمات المفتاحية: آلات المتصاص (H₂O / LiBr)، معامل الأداء (COP)، الممتص، المولد، المبخر، المكثف، دورة التأثير الفردي، مبادل المحلول.