REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINSTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Yahia Farés de Médéa

Faculté de technologie

Département de génie mécanique



جامعة الدكتور يحيى فارس

Mémoire de fin d'étude

Pour l'obtention de diplôme de Master

En Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème :

Modélisation numérique d'une machine frigorifique fonctionnant par absorption couplé par l'énergie solaire

Réalisé par :

M^{elle}. Dounia TERCHI

M^{me}. Lamia RAHAL

Proposé et dirigé par :

Dr. Younes CHIBA

2022- 2023

Remerciement

Tout d'abord nous tenons à remercier ALLAH Tout puissant

Nos remerciements les plus sincères vont à promotrice Dr. CHIBA Younes

Qui nos offert par ses compétences scientifiques et pédagogique et ses qualités humaines, les moyens de mener à bien ce travail

Remerciements vont également aux membres Du jury Pour avoir accepté d'examiner notre travail Dr. HENINI Noureddine et Dr. ZIRARI Mounir

Nous remercions aussi l'ensemble des enseignants de département Du Génie Mécanique à l'université Yahia Farés de Médéa qui ont contribué à notre formation

Nous remercions vont aussi à tous ceux (celles) Qui nous ont aidé et Qui ont contribué de près ou de loin A la réalisation de ce modeste travail soit par aide, un encouragement Aussi sans oublier tous les enseignants

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes chèrs parents qui ont toujours été là pour la, et qui j'ai donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance…

A celui qui a la vie, l'espoir et l'amour pour moi, celui qui a veillé pour mon bien être et m'a soutenu, celui qui a été présent pendant les moments le plus difficile durant ma vie, mon cher mari ***Fateh***

A notre encadreur Dr Younes Chiba a crédité de sa confiance cette recherche et pour la somme de ses conseils et de ses recommandations…

A nos chers frères et sœur » Ilyes, Sabrina, Abir, Ayman, Abed El Bassit »

A mon meilleur ami Meriem

A mon meilleur binôme Dounia

A tous ceux qui nous aime et tous ceux que nous aimons…

Nous vous dédions ce modeste mémoire.

Lamia RAHAL

Dédicaces

Grâce à dieu tout puissant, nous dédions ce modeste travail à toutes les personnes qui nous ont aidés de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire plus particulièrement :

Un grand merci à la femme qui a souffert sans me laisser souffrir, qui n'a jamais dit non amis exigences et qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureuse : mon adorable mère et mon père

Pour leur amour, ainsi que leur soutien inconditionnel, à la fois moral et économique qui m'a permis de réaliser les études que je voulais et par conséquence mémoire.

A toute nos familles et nos très chers frères : ROCHDI, YOUSSEF, ALKHOUNI, HAMADA et ma seul sœurs FATTOUM.

Une dédicace très spéciale à mon binôme Rahal Lamia.

Travailler à ces cotés fut un réel plaisir.

A tous nos enseignants et à notre promotion de génie mécanique.

A tous mes amis : BOUCHRA, AHELAM, KHDIDGA, WAFA, DAHBIA, RANIA, ZAHERA, ZAGAI, LBBACI, ANABI, AZZEDINE, BOUBAKEUR, OMAR, MOHAMAD.

TERCHI DOUNIA

ملخص
يتم الحصول على التبريد بشكل عام ، سواء لتكييف الهواء في المباني أو للحفاظ على المنتجات المختلفة (المواد الغذائية ، والمستحضرات الصيدلانية ، وما إلى ذلك) عن طريق الآلات التي تعمل وفقًا لدورة الا نضغاط والتمدد. هذه الأخيرة تتميز باستهلاك كبير للطاقة الكهربائية وهي ملوثة بامتياز للبيئة. وقد أدى جهد الباحثين في التخلص من هذه العيوب إلى ظهور منشآت جديدة تستخدم الطاقة الشمسية لإنتاج البرودة. في هذا العمل الحالي ، تم LiBr-H2O قمنا بنمذجة جهاز التبريد يعمل بالامتصاص وذالك باستخدام الخليط الثنائي كما قمنا بتحليل تأثير درجات حرارة التشغيل لكل عنصر على معامل .NH3-H2O و وكفاءة النظام. النتائج التي تم الحصول عليها تم عرضها ومناقشتها (COP) الأداء
الكلمات المفتاحية: التبريد الشمسي ، جهاز الامتصاص ، الطاقة الشمسية ، معامل الأداء

Résumé
Le froid, que ce soit pour la climatisation des habitats ou la préservation des différents produits (alimentaires, pharmaceutiques etc.), s'obtient généralement par des machines fonctionnant suivant un cycle compression–détente. Ces dernières sont cara**ct**érisées par une consommation considérable d'énergie électrique et sont des pollueuses par excellence de l'environnement. L'effort des chercheurs pour éliminer ces inconvénients s'est soldé par l'émergence de nouvelles installations qui usent de l'énergie solaire pour la production du froid. Dans ce présent travail, le fonctionnement d'une machine à absorption utilisant le mélange binaire LiBr-H_2O et NH_3-H_2Oa été modélisé. L'effet des températures de fonctionnement de chaque élément sur le coefficient de performance (COP) et l'efficacité du système a été analysé. Les résultats obtenus sont présentés et discutés.
Mots clés : Froid solaire, Machine à absorption, Energie solaire, Coefficient de performance.

Abstract
The cold, whether for the air conditioning of habitats or the preservation of different products (food, pharmaceuticals etc.), is generally obtained by machines operating according to a compression-relaxation cycle. These are characterized by a considerable consumption electrical energy and are polluters par excellence of the environment. The effort of researchers to eliminate these disadvantages have resulted in the emergence of new installations that use solar energy for the production of cold. In this present work, the operation of a machine absorption using the LiBr-H2O binary mixture was modeled. The effect of the operating temperatures of each element on the coefficient of performance (COP) and system efficiency was analyzed. The obtain results are presented and discussed.
Keywords: Solar refrigeration, Absorption machine, Solar energy, Coefficient of performance

SOMMAIRE

Dédicaces

Remerciements

Résumé

Liste Des Figures

Liste Des Tables

Nomenclature

I. Introduction générale

CHAPITRE I : ANALYSE BIBIOGRAPHIQUE

I.1. Généralités sur le froid

I.2. Les différents types des systèmes frigorifiques

1.2.1. Les systèmes frigorifiques Mono étagés

I.2.2. Système à compression bi-étage

I.3. Machine frigorifique à compression mécanique

I.3.1. Cycle de Carnot

I.3.2 Coefficient de performance

I.3.3. Fluides frigorigènes utilisés dans les installations à compression mécanique

I.4. Les systèmes à absorption

I.4.1. Bref rappel historique

I.4.2. L'utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde

I.4.3. Principe de fonctionnement

I.4.4. Couples utilisés (fluide frigorigène - agent absorbant)

I.4.5. Caractéristiques d'un couple binaire

I.4.6. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (BrLi-H2O)

I.4.7. Diagrammes utilisés

I.4.7.1. Diagramme de MERKEL

I.4.7.2. Diagramme D'OLDHAM

I .5. Technologies des machines à absorption

I .5.1 Machine à simple effet et Machine à double effet

I .5.2. Refroidisseur électrique d'absorption de bromure de Lithium

I .5.3. Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium

I .6. Performance des machines à absorption

I.7. Description et fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption

I.7.1. Description d’une machine frigorifique à absorption réelle

I.8. Théorie des capteurs solaires plans

I.8.1. Domaine d'utilisation de l’Energie solaire

I.8.2. L'importance de l'énergie solaire

I.8. 3. La transformation de l'énergie solaire

I .9 Conclusion

CHAPITRE II : MODELES MATHEMATHIQUE

II.1.Introduction

II.2.Présentation du système

II.3.Hypothèses

II.4. Analyse thermodynamique

II.5. Bilan massique

II.6.Bilan enthalpique

II.7. Propriétés thermodynamiques du couple

II.8.Programme et code calcul

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION

Résultats et discussions

III.1. Introduction

III.2. Exemple de calcul pour LiBr-H_2O

III.3. III.3. Interprétation des résultats en utilisant le couple NH_3-H_2O

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION

Liste des figures

Figure I.1: Schéma des différents systèmes frigorifiques
Figure I.2: Installation frigorifiques à compression mono étagé
Figure I.3: machine frigorifique traditionnelle et absorption
Figure I.4: refroidissement Solaire et Classique
Figure I.5: Cycle de Carnot en réfrigération
Figure 06 : la machine CARRIER type 16JB installé au niveau de HENKEL ALGERIE
Figure I.7: Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet
Figure I.08: Machine frigorifique à absorption avec économiseur
Figure I. 09 : Schéma de principe d'une machine frigorifique
Figure I.10 : diagramme de MERKEL
Figure I.11. Diagramme D'OLDHAM
Figure I.12 : Machine à simple effet et Machine à double effet
Figure I.13 : Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium
Figure I.14: Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium
Figure I.15: Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium
Figure II.1 : structure d'une machine à absorption
Figure II.3 : diagramme Oldham LiBr
Figure II .4 : diagramme de Merkel LiBr
Figure III.1 : Variation du débit spécifique en fonction de la température d'évaporation
Figure III.2 : Variation du COP en fonction de la température d'évaporation
Figure III.3 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Tc)
Figure III.4 : Variation de FR en fonction de la température du condenseur
Figure III.5 : Variation du COP en fonction de TG
Figure III.6 : Variation de FR en fonction de la température de générateur

Liste des tableaux

Tableau I.1. : Machine à compression mécanique et à absorption
Tableau I.2 : Types des réfrigérants et matières absorbantes
Tableau I 3. : Machine type simple effet 16JB018 a eau surchauffée
Tableau I.4:de méthode cycle fermé et ouvert

Nomenclature

Symbole	Désignation	unité
T	température	°C
P	pression	kpa
Q	énergie thermique	KW
X	titre du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution	%
m, M	débit	Kg/s
h	enthalpie	KJ/Kg
W	travail	KW
FR	taux de circulation	-
COP	coefficient de performance	-
d	densité	g/l
Eff	efficacité de l'échangeur de solution	-
L	chaleur latente	KJ/Kg

symbole grec	Désignation	unité
η	efficacité de système	-
ζ	rendement exergétique	-
Cp	Chaleur massique à pression constante	J/kg.°C
υ	volume spécifique	l/g

Indices	Désignation
a	absorbeur
c	condenseur, Carnot, concentré
e	évaporateur
g	générateur
h	haute
b	basse
f	frigorigène
d	dilué
sor	sortie
ent	entée
v	vaporisation
ch	chaude
r	refroidissement
p	Pompe

Introduction générale

Jusqu'à présent, les climatiseurs et les réfrigérateurs domestiques fonctionnent principalement selon un cycle de compression, qui exige une dépense considérable d'énergie électrique. Pour pallier à ce problème, de nombreux scientifiques se sont penché sur l'analyse d'un autre type de machines frigorifiques. Ce type dit machine à absorption présent une alternative intéressante dans ce domaine. La performance du cycle d'absorption a été largement étudiée et plusieurs travaux numériques et expérimentaux ont considéré particulièrement le froid solaire. Parmi ces travaux, Cascales et al [1] ont caractérisé par plusieurs modèles un équipement d'absorption qui utilise le couple LiBr/H_2O et fonctionnant à l'énergie solaire. En fixant la rentabilité comme objectif, Kizilkan et al [2] ont déterminé les paramètres optimaux d'une installation LiBr/H2O usant des rayons solaires comme source chaude. Joudi et Lafta [3] ont étudié numériquement les performances d'un système frigorifique à absorption (H_2O/LiBr) en régime permanent. Ils ont étudié en détail l'effet de différentes conditions de fonctionnement sur la performance de chaque composant du système. Fathi et Ouaskit [4] ont développé une méthode de calcul pour améliorer le coefficient de performance d'une machine solaire à absorption liquide (eau/bromure de lithium). Ils ontremarqué 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 Tm = 20 ° C ou 25 ° C et Te = 10 ° 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%. Duarte et Bugarel [5] ont étudié théoriquement les conditions optimales de fonctionnement d'un système de transformation de chaleur à absorption qui utilise le couple H_2O/LiBr comme fluide de travail. Patek et Klomfar [6] 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-H_2O, sur une plage de température de 273k à 500k. Romero et al [7] ont comparé théoriquement les performances d'un système de pompe à chaleur à absorption qui fonctionne on deux mode (refroidissement/ chauffage), pour deux mélange (LiBr-H_2O) et (hydroxyde de potassium, sodium et césium). Les résultats montrant obtenus que le coefficient de performance est similaire pour les deux mélanges. Toutefois, ils ont constaté que le mélange (hydroxyde de potassium, sodium et césium) permet au système de fonctionner avec une grande gamme de température du condenseur et d'absorbeur. Saravanan et Maiya [8] ont simulé numériquement

un cycle d'absorption de vapeur qui utilise l'eau comme réfrigérant associer à 16 combinaisons différentes d'absorbant. Les résultats montrant que le mélange (H_2O-LiCl) est préférable du point de vue température de seuil et taux de circulation, alors que le mélange (H_2O-LiBr +-LiCl + ZnCl2) est meilleur du point de vue coefficient de performance et efficacité de système. Dans ce présent travail, nous avons modélisé le fonctionnement d'une machine à absorption qui utilise le mélange binaire LiBr-H_2O. L'effet des températures de fonctionnement de chaque élément sur le fonctionnement de l'installation est analysé.

Dans ce contexte, nous proposons une contribution à l'étude et l'analyse thermodynamique et énergétique ainsi que la modélisation d'une machine à absorption à Simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (LiBr-H_2O) comme fluide de fonctionnement.

Pour ce faire, nous avons subdivisé notre travail en 03 chapitres et une conclusion générale, à cet effet, le mémoire est organisé comme suit :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur les machines a absorption et un rappel historique de la technique de production de froid par absorption.

Le chapitre II est consacré à une étude détaillée et une modélisation de la machine frigorifique à absorption étudiée. Pour cela les principes et les outils nécessaires à la description de son cycle de fonctionnement ont été présenté.

Le troisième chapitre est réservé à la discussion des résultats obtenus à partir du code de calcul et leurs interprétations. Finalement le travail est clôturé par une conclusion générale

I.1. Généralités sur le froid

En réalité, le terme "refroidisseur" est inexact. En effet, les machines qui savent que l'air froid n'existe pas physiquement ne peuvent pas produire d'air froid. La physique définit la chaleur comme l'état de mouvement d'une molécule de substance qui ne s'arrête qu'au zéro absolu (T = 0K ou t = 273,15 ° C). Au zéro absolu, toute la matière devient solide, et à cette température il y a de la chaleur à refroidir, donc l'énergie thermique existante doit être transportée d'où elle va se refroidir. Cependant, étant donné que l'énergie ne disparaît pas, la quantité de chaleur absorbée doit être réinjectée dans le vecteur de refroidissement existant et, par conséquent, doit être dissipée à certaines températures et plus.

Selon la deuxième loi de la thermodynamique, une installation qui réalise un cycle de pompage de chaleur d'une température plus basse à une température plus élevée ne peut le faire qu'avec l'utilisation d'énergie qui a été précédemment dépensée. Une pompe à chaleur fonctionne mieux lorsque la chaleur dégagée à des températures plus élevées est supérieure à la dissipation de chaleur nécessaire pour atteindre la puissance de sortie souhaitée. Un cycle thermodynamique peut se faire selon plusieurs procédés, lesquels reposent sur divers phénomènes physiques. Les méthodes les plus courantes sont les suivantes :

- Procédé de production du froid par compression (utilisation d'énergie mécanique) :
- Système frigorifique à compression de vapeur avec fluide frigorigène, entrainant le passage de l'état vapeur à l'état liquide.
- Système frigorifique à compression d'air avec l'air comme fluide frigorigène, sans Changement d'état.

Il existe plusieurs manières de réaliser un cycle thermodynamique, en fonction des différents phénomènes physiques mis en jeu. Les méthodes les plus courantes pour produire du froid consistent à utiliser de l'énergie mécanique pour comprimer de l'air ou de la vapeur d'eau. Cela se traduit par le passage de l'état vapeur à l'état liquide. Un système de réfrigération à compression d'air utilise l'air comme réfrigérant. Ce système ne nécessite pas de changement d'état, ce qui signifie que le fluide frigorigène reste sous forme liquide ou gazeuse dans tout le système. La réfrigération par absorption réduit les besoins en énergie thermique. Un apport de chaleur est nécessaire pour séparer le fluide frigorigène du cycle de refroidissement.

Système de réfrigération à absorption, dans lequel le réfrigérant est concentré à la surface d'un corps solide et libéré régulièrement par apport de chaleur ; une réfrigération quasi-permanente est réalisée alternativement par deux installations parallèles.

I.2. Les différents types des systèmes frigorifiques

- On distingue deux types de système frigorifique comme représente dans le schéma suivant :

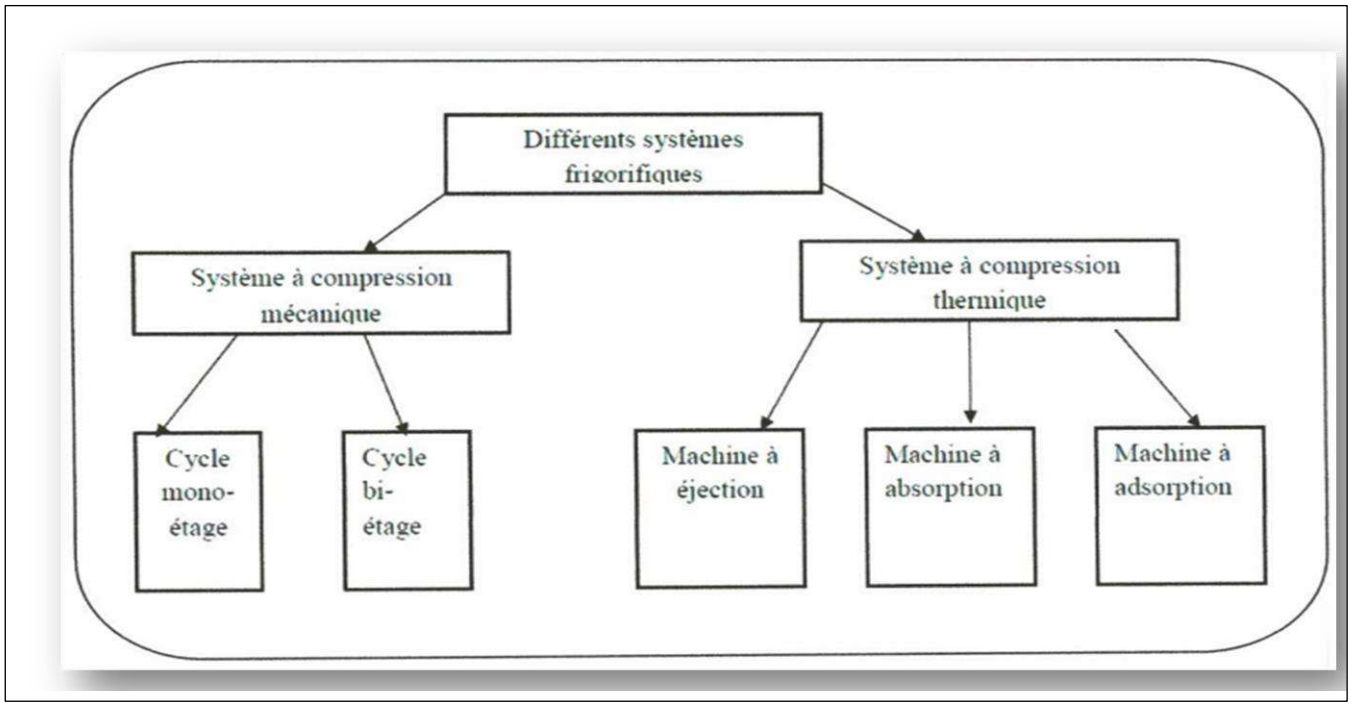


Figure I.1: Schéma des différents systèmes frigorifiques.

1.2.1. Les systèmes à compression mécanique

Un système de réfrigération à pression mécanique composé d'un évaporateur, d'un détendeur, d'un compresseur et d'un condenseur, qui est un ensemble mécanique dont le rôle est de faciliter le changement d'état du fluide frigorigène, ce qui a pour effet d'absorber de la chaleur dans l'évaporateur. Et le rejetant dans le condenseur. [9]

1.2.1. Les systèmes frigorifiques Mono étagés

A l'évaporateur, le fluide frigorigène s'évapore en absorbant la chaleur fournit par les denrées à refroidir. Les vapeurs formées durant l'évaporation sont aspirées par le compresseur à basse température et basse pression, subirent une compression adiabatique et refoulent à haute pression et haute température.

À l'intérieur du compresseur, la vapeur comprimée par le compresseur abandonne sa chaleur, et se condense à une température supérieure à celle du médium de refroidissement tel que l'air est à pression (la chaleur passe toujours du corps chaud au corps le plus froid).

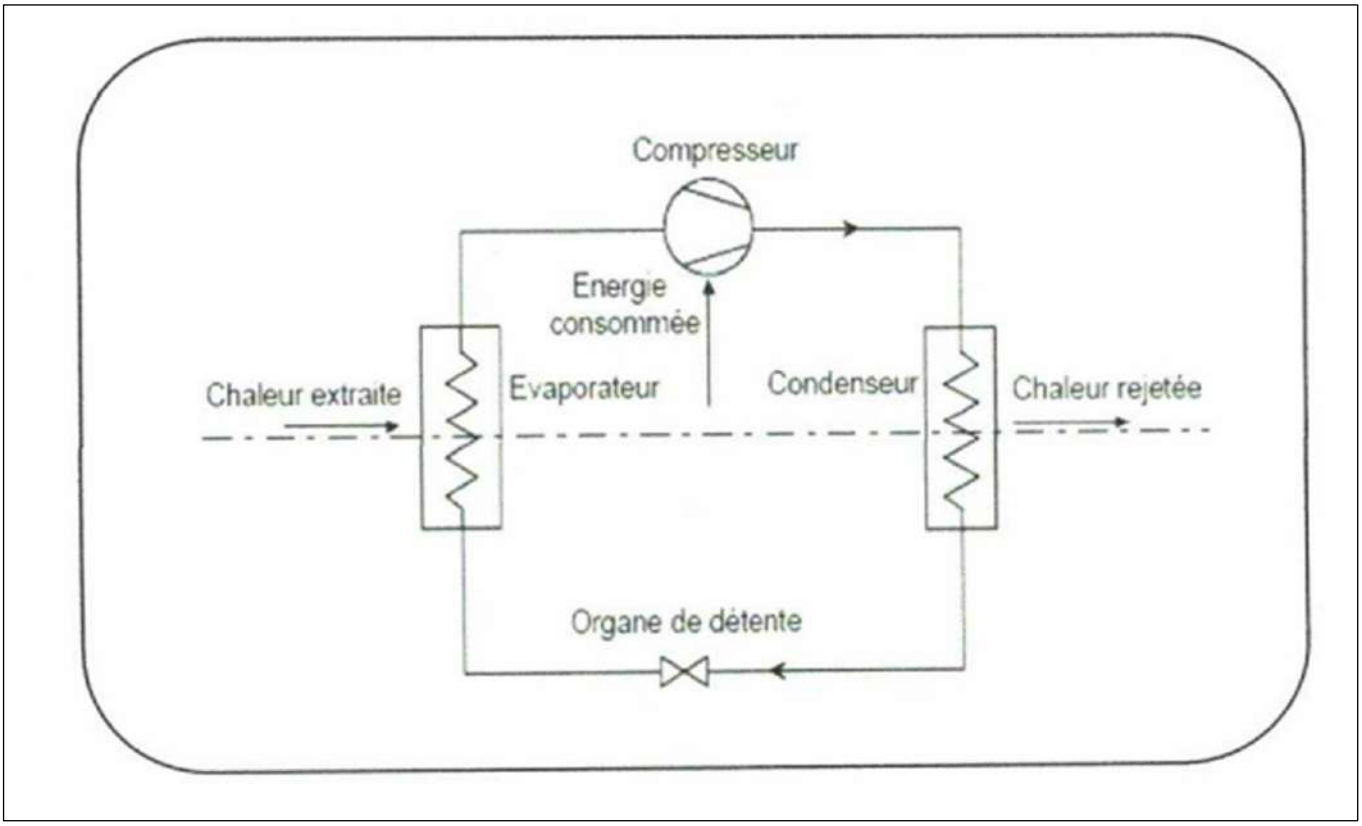


Figure I.2: Installation frigorifiques à compression mono étagé

Le fluide frigorigène subie une détente adiabatique qui varie son volume, sa pression passe d'une haute pression à une basse pression et du même pour la température, ceci permet au fluide de se rendre à sa valeur initiale. Le cycle est fermé, le fluide frigorigène évolue sous l'action du compresseur dans les quatre éléments constituant la machine frigorifique.

I.2.2. Système à compression bi-étage

Pour certaines applications comme la production de froid à basse température, il peut être nécessaire d'utiliser des températures d'évaporation et de condensation très différentes. Le taux de compression de la machine frigorifique est alors très élevé, avec les conséquences suivantes :

- Augmentation du taux de vapeur, donc diminution de la production massique de froid, à pression de froid donnée, le débit massique de vapeurs à l'aspiration du compresseur augmente. Si la température d'évaporation est élevée, le volume massique de vapeur aspiré par le compresseur augmente. L'efficacité du compresseur diminue, ce qui signifie qu'il faut déplacer plus d'air pour obtenir la même puissance de compresseur.
- Efficacité de compression effective réduite : L'efficacité thermodynamique de l'unité est considérablement réduite.

I.3. Machine frigorifique à compression mécanique

Les systèmes frigorifiques à compression mécanique (également connus sous le nom de systèmes à compression de vapeur) sont les systèmes de congélation les plus couramment utilisés. Dans ce système, la vapeur de réfrigérant est comprimée puis condensée, réduisant la pression du liquide et lui permettant de se vaporiser à basse pression.

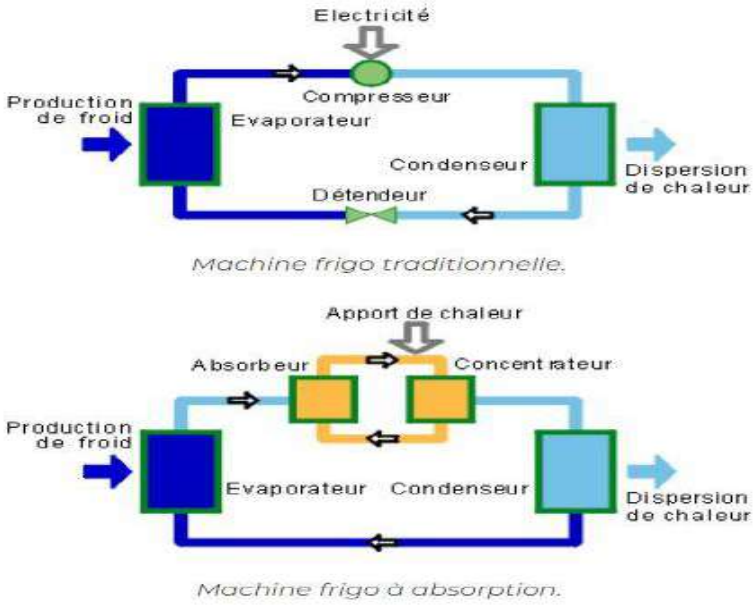


Figure I.3: machine frigorifique traditionnelle et absorption

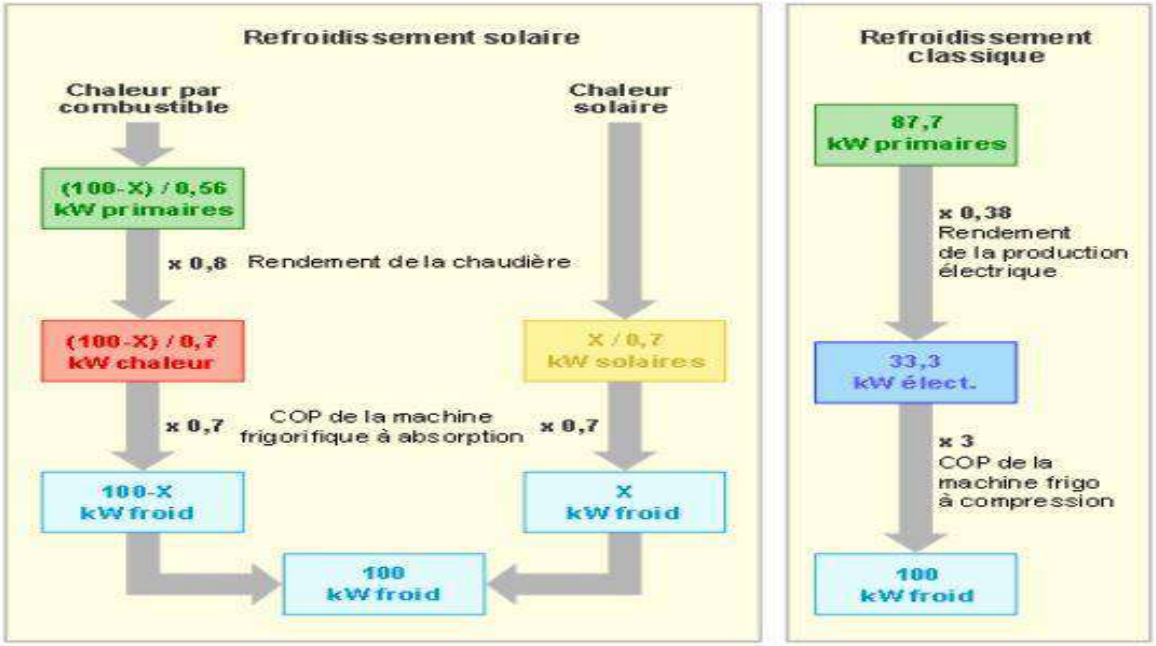


Figure I.4: refroidissement Solaire et Classique

Tableau I.1. : Machine à compression mécanique et à absorption

Machine à compression mécanique	**Machine à absorption**
Compression mécanique du fluide	Compression thermochimique du fluide
Compression par énergie électrique	Compression par énergie calorifique
Le COP peut atteindre la valeur de 3	Le COP varie entre 0.5 et 0.6
Vibrations et bruits	Machines silencieuses
Valoriser une énergie calorifique disponible (énergie : solaire, géothermique, etc.)	Energie fossile

I.3.1. Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est un cycle dont les performances ne peuvent pas être dépassées lorsqu'on opère entre deux températures prédéterminées. Les transformations qui forment le cycle de Carnot dans le régénérateur sont :

1-2 : Compression adiabatique (isentropique).

2-3: Extraction isotherme.

3-4 : Déclenchement isotherme.

4-1 : Expansion adiabatique (isentropique).

En résumé, le cycle de Carnot consiste en des transformations telles que le rendement ou la puissance du cycle est toujours supérieur à la puissance obtenue..

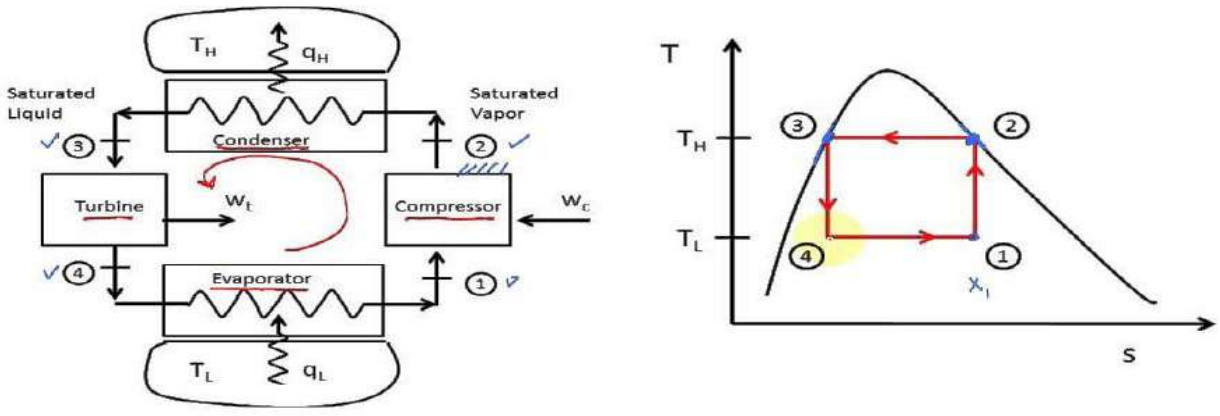


Figure I.5: Cycle de Carnot en réfrigération

I.3.2 Coefficient de performance

Le coefficient de performance (COP) est une mesure de la performance d'un système de réfrigération et est défini comme suit :

COP = Rapport du gel disponible au secteur.

Un COP élevé est nécessaire car la quantité d'air froid produit indique qu'une petite quantité de travail est nécessaire [10]

Le COP du cycle de Carnot est donné par l'équation suivante. $COP = T_1 / (T_3 - T_1)$

T_1 : Basse température (°K)

T_2 : Haute température (°K) En fait, il y a des changements liés aux conversions du cycle de Carnot 1.2 et 3.4. La compression du cycle de Carnot 1.2 est appelée compression humide car toutes les transformations sont des régions mixtes. La compression humide peut endommager le compresseur, il est donc recommandé d'utiliser une compression sèche (pas de liquide). Une autre modification du cycle Carnot consiste à modifier la conversion.34 Pour des raisons pratiques, au lieu d'utiliser une turbine pour gonfler le fluide frigorigène, ajustez toujours le fluide frigorigène pour dépressuriser à partir de l'état 3. Utilisez des équipements (détendeurs, vannes, papillons, etc.). L'état 4 est qu'enthalpique et irréversible et fournit un cycle standard avec simple compression mécanique.

Ce cycle représente une installation frigorifique mono-étagée (à un seul étage de compression) toutefois, c'est une installation de base qui est représentée sans les appareillages annexes).

Ce cycle représente un système de réfrigération à un seul étage

Il y a un seul étage de compression, mais le système de base est représenté sans accessoires).

1.2 : Compression adiabatique et réversible.

2.3 : Surchauffe et condensation du réfrigérant.

3.4 : Expansion irréversible à enthalpie constante.

4.1 : Évaporation isobare du fluide frigorigène.

I.3.3. Fluides frigorigènes utilisés dans les installations à compression mécanique

Groupe 1 :

-Les fluides frigorigènes les plus utilisés sont les hydrocarbures halogènes (CFC) ce groupe comporte des fluides qui ont un ou plusieurs halogènes (Chlore, Fluor et Brome). - Ces fluides sont également connus par leur marque commerciale FREON.

Groupe 2 :

Les fluides inorganiques : la plupart des fluides frigorigènes qui ont été utilisés par le passé sont des fluides inorganiques, certains de ces fluides sont encore en service aujourd'hui exemple : NH3, CO2, SO2...

Groupe 3 :

Un azéotrope est un mélange de deux substances qui ne peut être séparé par Distillation, un azéotrope s'évapore et se condense comme une seule substance.

Exemple : R500, R502 et R503.

Groupe 4 :

Les fluides hydrocarbures : Ces druides sont surtout utilisés dans la pétrochimie

Exemple : le Méthane (CH4) et l'éthane.

I.4. Les systèmes à absorption

I.4.1. Bref rappel historique

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19ème siècle (1859), mise au point par un français, FERDINAD Carré [11], le fluide utilisé est un mélange binaire, il se compose d`eau et d'acide sulfurique, mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue. Dis 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 détriment de la machine à absorption.

Néanmoins, la recherche n'a jamais arrêté le développement de ce type de machine. Des spécialistes tels que PLANK, ALTENKIRCH et MAIURI ont contribué à l'amélioration de cette machine.

Il convient également de mentionner les recherches de Von Plate et de MUNTERS sur le cycle absorption-diffusion des refroidisseurs à absorption sans pompe. Depuis lors, divers concepteurs, chercheurs et scientifiques, dont ALBERT Einstein, ont tenté de rechercher et de compléter cette machine. Le développement de cette technologie a en fait eu lieu après la Seconde Guerre mondiale. De 1950 à 1965, notamment aux États-Unis, l'absorption est un grand succès commercial. Ensuite, les deux paires s'affrontent. Ammoniac / eau (NH3 / H2O) et eau / bromure de lithium (H2O / LiBr). En 1965, une trentaine de réfrigérateurs de grande capacité aux États-Unis utilisaient le principe de l'absorption.



Figure 06 : la machine CARRIER type 16JB installé au niveau de HENKEL ALGERIE

I.4.2. L'utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde

Parmi toutes ces formes de systèmes de réfrigération qui utilisent la chaleur comme énergie motrice, les impacts environnementaux (effet de serre et réchauffement climatique), la hausse des prix du pétrole et les absorbeurs occupent des positions importantes sur le marché du froid industriel en augmentation. La qualité du lors de l'utilisation de plusieurs sources d'énergie et la capacité de fonctionner dans un silence relativement complet en font une excellente alternative aux systèmes de compression mécaniques. L'absorbeur est largement utilisé au Japon et aurait atteint 80 % du marché des refroidisseurs d'eau haute performance en 1985 [12].

Le professeur Taka moto Saito de l'Université de Tokyo a apporté une contribution importante, notamment en ce qui concerne la solution. Système d'absorption (H2OLiBr). Le fabricant japonais est le premier au monde dans le domaine de l'absorption. Le nombre de refroidisseurs à absorption vendus en 1996 a dépassé 6 600. Il s'agit d'un record mondial [13] dans d'autres pays comme la Chine, la Corée du Sud et l'Inde. La demande pour de telles machines augmente considérablement pour les applications domestiques et 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, Thermaux 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) [14] 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.

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.4.3. Principe de fonctionnement

Les absorbeurs de liquide fonctionnent grâce à la capacité d'un liquide particulier à absorber les vapeurs (réaction exothermique) et à les désorber (réaction endothermique). Ils profitent également du fait que la solubilité de cette vapeur dans les liquides dépend de la température et de la pression. Par conséquent, ces machines utilisent un mélange binaire comme huile hydraulique, dont l'un est beaucoup plus volatil que l'autre et est un réfrigérant. Deux paires sont principalement utilisées. Eau / Bromure de lithium (H2O / LiBr) Ammoniac / Eau (NH3 / H2O) La composition de la solution peut être divisée par le composant le plus volatil (réfrigérant) ou le composant le moins volatil (absorbant)

Solution diluée (absorbant) ou solution concentrée (réfrigérant). Solution concentrée (absorbant) ou solution diluée (réfrigérant). La Figure 07 montre c Figure 07 : Structure de l'absorbeur Le système d'absorption se compose initialement d'unités (condenseur, détendeur, évaporateur), uniquement du réfrigérant pur connecté à des composants chimiques. Processus de modification de l'état du réfrigérant vaporisé afin qu'il puisse se condenser à température ambiante.

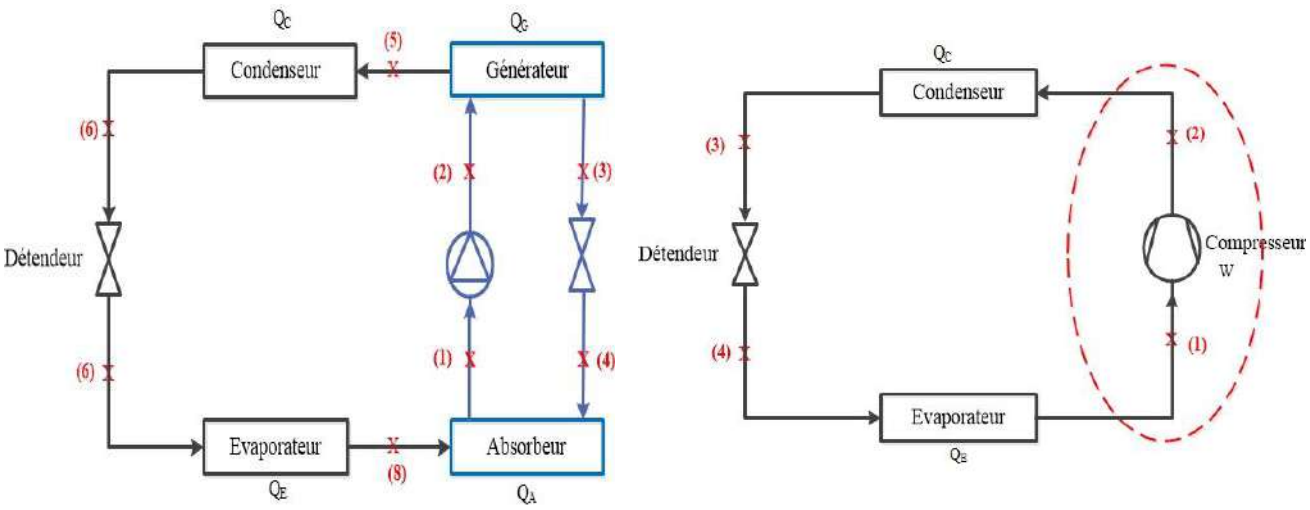


Figure I.7: Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet

N°	Réfrigérant	Matière absorbante
1	H_2O	LiBr
2	NH_3	H_2O
3	NH_3	LiNO
4	NH_3	CaCl

Tableau **I.2 :** Types des réfrigérants et matières absorbantes

I.4.3.1. Le condenseur

La température du fluide caloporteur alimentant le condenseur détermine la température de condensation (Tc) et donc la pression dans l'unité (générateur / condenseur). La condensation du fluide frigorigène nécessite l'évacuation de la chaleur de vaporisation Qc à la température du liquide transportant la chaleur.

I.4.3.2. L'évaporateur

A la sortie du condenseur (6), le fluide frigorigène liquide roule à travers le détendeur (7) puis s'évapore pour produire la puissance frigorifique Qe. La température d'évaporation, et donc la pression dans l'unité (évaporateur/absorbeur), est déterminée par la température de la source froide (Te). Remarquez qu'il y a une surchauffe à la sortie de cet échangeur.

I.4.3.3. Le générateur

La solution diluée (riche en réfrigérant) (5) y absorbe le pouvoir calorifique Qg. Cela désorbe une partie du réfrigérant dissous dans la solution. Par conséquent, le générateur produit de la vapeur de réfrigérant (3) et une solution concentrée (faible réfrigérant) (2). Ce composant effectue la concentration de l'absorbeur (X LiB) ou la déplétion du fluide frigorigène (X H2O), selon les règles choisies.

I.4.3.4. L'absorbeur

La vapeur issue de l'évaporateur (7) entre en contact avec la solution concentrée (diluée) issue du générateur (8). Ce réfrigérant est absorbé dans une solution riche. La chaleur Qa dégagée par cette conversion calo porteuse est évacuée par le fluide caloporteur. Une solution diluée (riche en fluide frigorigène) est obtenue en sortie de l'absorbeur (1). Selon les règles que vous choisissez, ce composant dilue l'absorbant (X Libr) ou se concentre avec le réfrigérant. Pour couples (NH_3/H_2O), l'usine nécessite une tour de rectification destinée à nettoyer le fluide frigorigène avant de l'introduire dans le condenseur. # La différence de pression entre l'ensemble (évaporateur absorbeur) et (générateur/condenseur) nécessite ce qui suit : 1. Il y a deux détendeurs dans le circuit de réfrigérant (6) et la solution concentrée (pauvre). La pompe est présente dans le circuit de solution diluée (riche) (45) Rappelez-vous que le travail effectué par la pompe est bien inférieur au travail du compresseur.

I.4.4. Couples utilisés (fluide frigorigène - agent absorbant) :

Les performances de l'absorbeur dépendent principalement du type de liquide utilisé. Différents critères doivent être pris en compte lors du choix du couple (solvant FF) à utiliser. Ces critères dépendent des conditions d'utilisation de la machine. Tout d'abord, la température de la source de chaleur qu'ils imposent à travers le changement de température de phase du fluide refroidit le niveau de pression de la machine.

Ceux-ci doivent rester dans les tolérances pour éviter les surpressions (sécurité et prix des enveloppes et accessoires) ou les dépressions sévères (problèmes d'arrivée d'air). D'autres limitations sont liées à la sécurité des utilisateurs (toxicité, inflammabilité et explosivité du liquide utilisé) ou à la fiabilité des machines (stabilité à long terme des produits chimiques, corrosion des proies, problèmes de lubrification). La recherche d'un nouveau couple est une question complexe et a demandé beaucoup de travail.

Cependant, il est toujours préférable de n'utiliser que deux mélanges de propriétés bien connus, à savoir les couples (NH_3-H_2O) et les couples (H_2O-BrLi) des machines industrielles. Ce dernier présente de grands avantages. En effet, lorsqu'il est bouilli dans une chaudière NAV concentrée,

seul le réfrigérant (eau) s'évapore et le reste est le sel dans la solution, de sorte que la machine au bromure de lithium ne nécessite pas de redresseur.

D'autre part, le phénomène de cristallisation de la solution de BrLi peut se produire, ce qui a freiné le développement de ces machines. Le Torque Chiller (H_2O-BrLi) est principalement utilisé dans les systèmes de climatisation car il ne peut pas être étendu à des températures inférieures à zéro (0 ° C) en raison du risque de gel de l'eau dans l'évaporateur. En revanche, pour des températures inférieures à zéro, le mélange (eau-ammoniaque) est le meilleur. L'ammoniac est le réfrigérant et l'eau est le solvant au point de congélation et à T°C.

De plus, la chaleur latente associée est importante et le phénomène d'absorption est favorisé par le fait que l'eau est très gourmande en ce fluide frigorigène. En fait, il dissout environ 900 fois plus de gaz ammoniac à 0°C et 1 atmosphère. Une solution aqueuse d'ammoniac produit un mélange réfrigérant relativement auto rectifiant. B. Un liquide contenant 20 % en poids d'ammoniac produit une vapeur composée à plus de 70 % d'ammoniac lorsqu'il commence à bouillir à 18 atmosphères. De par ses propriétés intéressantes, les couples (NH_3-H_2O) sont les liquides les plus intéressants pour les refroidisseurs à absorption à basse température.

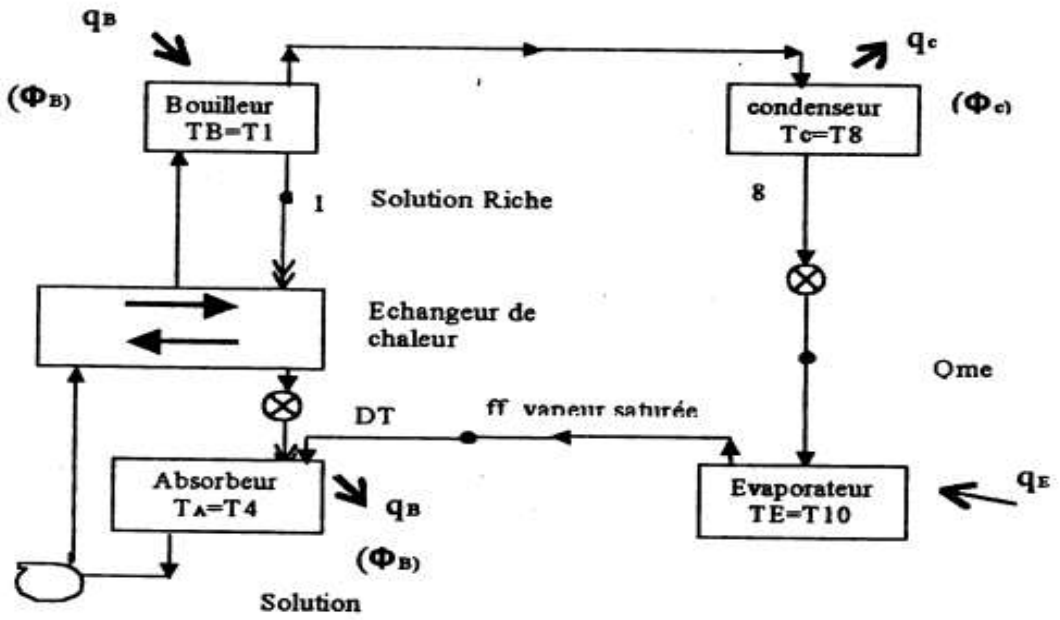


Figure I.08: Machine frigorifique à absorption avec économiseur

I.4.5. Caractéristiques d'un couple binaire :

Les deux absorbeurs de réfrigérant qui doivent former une paire binaire ou une solution dans un cycle de réfrigération à absorption doivent répondre à certains critères. Une paire binaire complète requiert les propriétés suivantes :

1. Il n'y a pas de phase fixe.
2. Les absorbants doivent avoir une haute affinité pour le réfrigérant.
3. Les réfrigérants doivent être plus volatils que les absorbeurs.
4. La pression de travail doit être modérée.
5. Stabilité chimique.
6. Pas de corrosion.
7. Sûr, non toxique, ininflammable.
8. Faibles viscosités.
9. Il est souhaitable que la chaleur latente du réfrigérant soit élevée. Le couple (NH_3-H_2O) et (H_2O-BrLi) sont des couples répondant à la plupart des critères.

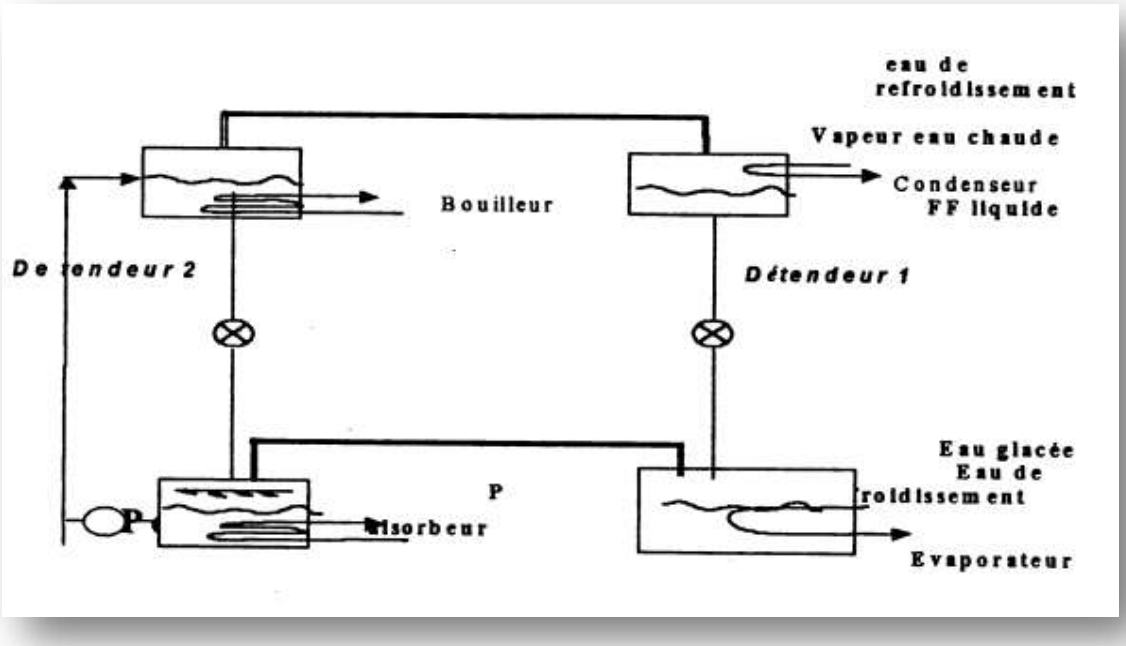


Figure I. 09 : Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption

I.4.6. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (BrLi-H_2O)

L'eau est le réfrigérant et l'absorbeur est du bromure de lithium pur (BrLi), un sel solide, mais lorsqu'il est mélangé avec suffisamment d'eau, une solution uniforme est obtenue. La caractéristique principale de ce système est que le BrLi n'est pas volatil, donc seule de la vapeur se forme dans la chaudière, mais le principal inconvénient du système est que la température d'évaporation est limitée à des valeurs relativement élevées (évaporation). Supérieure à 0) °C) et T <0°C pour l'eau, l'autre inconvénient est la pression de travail de la machine, c'est-à-dire le vide (avec tous les problèmes propres à la vapeur). Le refroidisseur à absorption BrLi-H_2O est principalement utilisé pour la climatisation.

I.4.7. Diagrammes utilisés

I.4.7.1. Diagramme de MERKEL

Cette figure résume les propriétés thermodynamiques requises pour définir le cycle d'absorption pour le mélange binaire considéré. Dans la forme la plus courante, l'enthalpie spécifique, la composition et la température du mélange à deux composants peuvent être déterminées. Ce graphique comprend principalement : Pression de vapeur d'eau en unités Kpa sur l'axe y du côté droit du graphique. La concentration de la solution (H_2O-Brli) exprimée en pourcentage sur l'axe des abscisses.

La courbe diagonale au centre de la Figure montre la température de la solution (H_2O-BrLi) en degrés Celsius. Vous pouvez déterminer le troisième paramètre en réglant deux paramètres.

Exemple : Utilisez le diagramme de MERKEL pour déterminer la concentration de la solution faible. En connaissant les valeurs de la pression d'évaporation et de la température de l'absorbeur (Ta) à partir du diagramme de MERKEL, la concentration de la solution diluée peut facile.

Êtfacilement déterminée

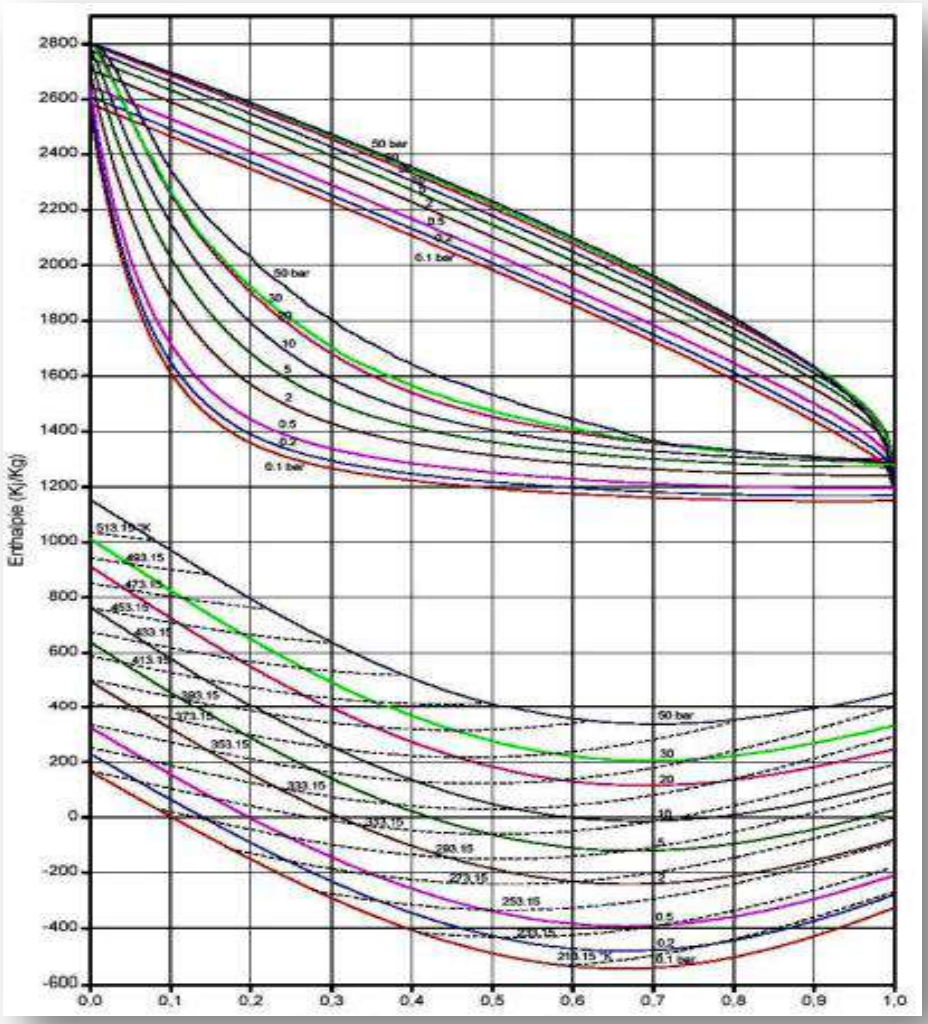


Figure I.10 : diagramme de MERKEL

I.4.7.2. Diagramme D'OLDHAM

C'est la superposition de coupes par des plans de teneurs constantes du volume diphasique, on retrouve les courbes de changement de phase des corps.

Les paramètres qui peuvent être déterminés à partir de cette figure sont : Axe Y KJ / KG enthalpie de dissolution (H_2O-BrLi). Concentration de la solution sur l'axe X (H_2O-BrLi) (pourcentage) La courbe centrale de la figure montre la température de la solution dans la chaudière et l'enthalpie de la solution à la sortie (H_2O-BrLi). Vous pouvez décider lequel de la chaudière. Fonctionnement du refroidisseur à absorption par (NH_3-H_2O) Parmi les différents systèmes pouvant être utilisés pour la climatisation et le refroidissement, le système à absorption est le plus intéressant car il a le potentiel d'utiliser l'énergie solaire.

Cependant, ces conceptions nécessitent une recherche thermodynamique minutieuse pour obtenir des performances satisfaisantes. Le refroidisseur à absorption est une machine à deux fluides. Un réfrigérant qui produit un effet de refroidissement et un absorbeur ou un solvant qui transporte le réfrigérant de l'évaporateur au condenseur.

Le réfrigérant de l'évaporateur entre dans l'absorbeur et est absorbé par la solution avec moins de charge de réfrigérant de la chaudière (ou du séparateur). La chaleur générée lors de l'absorption est évacuée par le fluide caloporteur circulant dans le circuit secondaire pour maintenir une faible chaleur.

La solution ainsi concentrée est envoyée vers une chaudière (ou séparateur) pour augmenter la concentration du gaz dans la solution à basse pression, suffisamment élevée pour assurer une forte affinité chimique entre le fluide frigorigène et la solution diluée. Fourni par la combustion de gaz, de mazout ou d'énergie solaire, où le réfrigérant vaporiser sous haute pression est renvoyé vers le condenseur et la solution à faible réfrigérant résultante est renvoyée vers l'absorbeur. Ainsi, le compresseur censé transporter le fluide frigorigène vaporisé à basse pression dans l'évaporateur vers la haute pression est remplacé par la chaudière et l'absorbeur. [15]

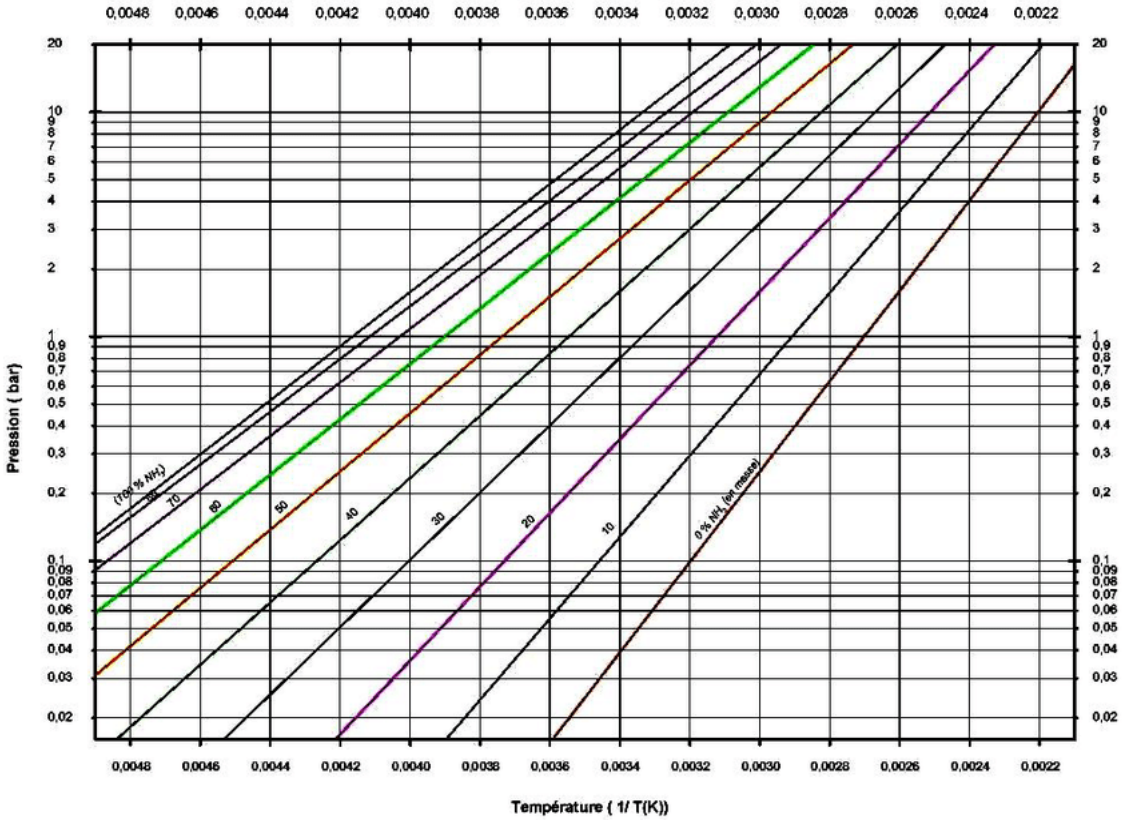


Figure I.11. Diagramme D'OLDHAM

I .5. Technologies des machines à absorption

I .5.1 Machine à simple effet et Machine à double effet

Machine à simple effet Machine à double effet

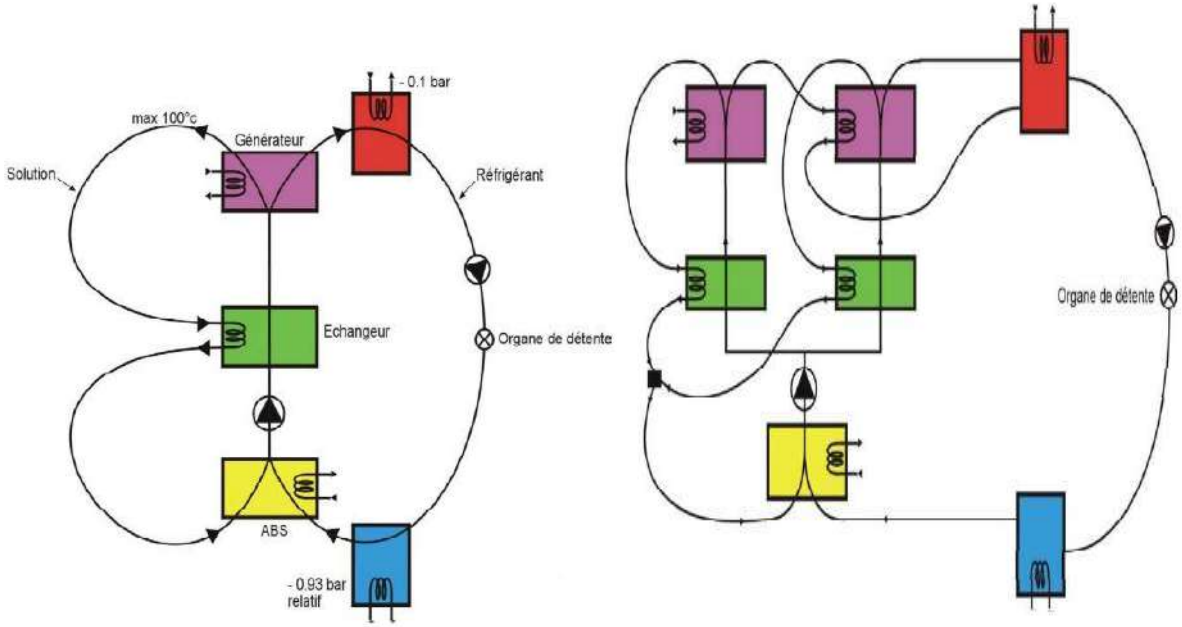


Figure I.12 : Machine à simple effet et Machine à double effet

I .5.2. Refroidisseur électrique d'absorption de bromure de Lithium

Ci-dessous quelques exemples des caractéristiques techniques des machines à absorption utilisées dans la climatisation pour la production de l'eau glacée:

-Capacité de refroidissement 5230 kW

-Eau froide : 12-7 ℃ Eau de refroidissement : 30-36 ℃, Eau chaude : 95-85 ℃



Figure I.13 : Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium

-Capacité de refroidissement :14.285 kW

-Eau froide : 12-7 ℃

-Eau de refroidissement : 30-36 ℃

-Eau chaude : 95-85 ℃



Figure I.14: Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium

I .5.3. Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium

Capacité de refroidissement 61 kW, Eau froide : 12-7 ℃, Eau de de refroidissement : 30-36 ℃ Eau chaude : 95-85 ℃.

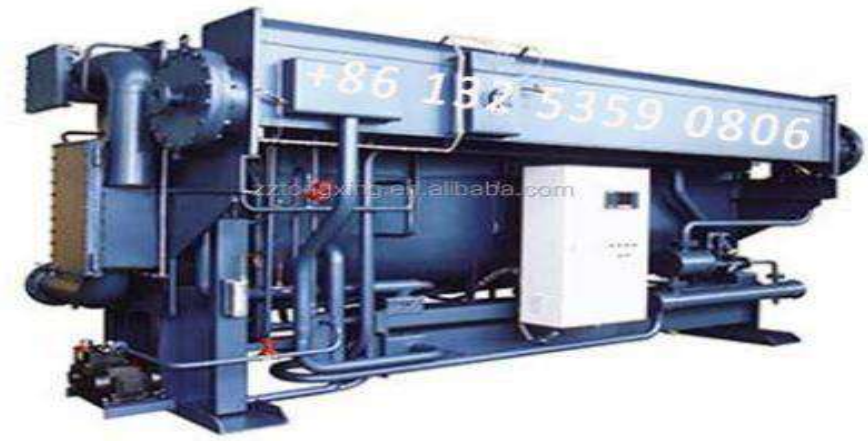


Figure I.15: Refroidisseur à absorption de bromure de Lithium

I .6. Performance des machines à absorption

Le tableau ci-dessous regroupe certains performances des machines à absorption ;

Méthode	Cycle fermé		Cycle ouvert	
Cycle du réfrigérant	Cycle du réfrigérant fermé		Le réfrigérant (eau) est en contact avec l'atmosphère	
Principe	Eau glacée		Déshumidification de l'air et refroidissement évaporatif	
Phase du sorbant	Solide	Liquide	Solide	Liquide
				
Couples utilisés	eau – silica gel	eau – bromure de lithium ammoniaque – eau	eau – silica gel eau – chlorure de lithium	eau – chlorure de calcium eau – chlorure de lithium
Technologie disponible sur le marché	Machine à adsorption	Machine à absorption	Système à dessiccation	Proche de l'introduction sur le marché
Gamme de puissance froid (kW froid)	50 – 430 kW	15 kW – 5 MW	20 kW – 350 kW par module	
COP nominal	0, 5 – 0, 7	0, 6 – 0, 75 (Simple effet)	0, 5 – >1	> 1
Température de fonctionnement	60 – 90 °C	80 – 110 °C	45 – 95 °C	45 – 70 °C
Capteurs solaires	Tubes sous vide, capteurs plans	Tubes sous vide Capteurs plans,	capteurs à air Capteurs plans,	capteurs à air

Tableau I.4: Performances de certains machines à absorption

I.7. Description et fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption

Une solution (formée d`un fluide frigorigène et d'un agent absorbant) est chauffée dans le bouilleur grâce à des apports extérieurs de chaleur (vapeur, eau chaude circulant dans un serpentin ou aussi par des gaz brulés par combustion). La solution chauffée laisse échapper la vapeur du fluide frigorigène qui passe alors dans le condenseur (dans certains cas la vapeur du fluide frigorigène est mélangée avec un peu de vapeur de l'absorbant). La solution est alors appauvrie en fluide frigorigène ou enrichie en agent absorbant et passe au détendeur N°2 et à l'absorbeur. La vapeur du fluide frigorigène se condense dans le condenseur, passe à travers le détendeur N°1 pour s'écouler vers l'évaporateur. (Le fluide frigorigène liquide s'évapore dans l'évaporateur (en produisant du froid) et de la vapeur se forme et va à l'absorbeur.

Lorsqu'elle rencontre une solution provenant d'une chaudière, cette solution absorbe ou dissout la vapeur liquide du réfrigérant pour former une solution riche en réfrigérant ou peu absorbante. La solution retourne ensuite à la chaudière, il y a donc deux circuits, un circuit de réfrigérant et un

circuit de solution binaire (c'est-à-dire qu'il se compose de deux fluides, un réfrigérant et un absorbeur).

I.7.1. Description d'une machine frigorifique à absorption réelle

En plus des quatre composants que sont les séparateurs, les condenseurs, les évaporateurs et les absorbeurs, les vraies machines disposent d'éléments essentiels pour améliorer leur fonctionnement et leurs performances. Les différents composants du MFA qui peuvent fonctionner avec un couple de fluides frigorigènes absorbants lorsque la différence de volatilité est insuffisante et que la réparation de la chaudière peut être incomplète. Le paragraphe suivant met en évidence les rôles des différents composants ajoutés au composant précédent.

A) Tour de serrage : Pour les absorbeurs fonctionnant au (NH3, H2O), la chaudière (ou séparateur) peut être démontée en trois éléments : la chaudière elle-même, la tour de rectification et le dégonfleur.

Pour ces facteurs, la différence de volatilité entre un réfrigérant particulier et le solvant n'est pas assez grande. Dans ce cas, il existe un risque qu'une certaine quantité de solvant associé au fluide frigorigène en sortie de chaudière pénètre dans le circuit condenseur/évaporateur. Sans la tour de rectification, il s'accumule dans l'évaporateur et réduit la surface d'échange thermique.

Un compteur de dégonflage (qui peut utiliser partiellement l'énergie fournie à la chaudière) doit suivre pour éviter la condensation due à la perte de chaleur après la tour de rectification, qui sépare correctement le fluide frigorigène du solvant.

B) Échangeur de chaleur à solution intermédiaire

La quantité de chaleur associée à la solution à l'entrée et à la sortie du séparateur est très élevée et la solution à faible réfrigérant sortant du séparateur à des températures relativement élevées doit être refroidie à basse pression pour de bon Afin d'augmenter la température de l'absorbeur en même temps, la solution riche fournie au séparateur doit être réchauffée avant la séparation. L'absence d'échangeur de chaleur entre les solutions riches et pauvres réduit l'énergie fournie par le séparateur haut. A la température de l'absorbeur.

I.8. Théorie des capteurs solaires plans

I.8.1. L'importance de l'energie solaire

L'étude approfondie de la structure et la nature du soleil peut servir à détecter l'énergie émise dans l'espace. Le soleil en forme de sphère gazeuse enflammée (Réaction Nucléo-thermique) est composé de 80% d'Hydrogène, 19% d'Hélium et 1% d'autres organes D'un diamètre de l'ordre de 1,139.106 Km et à une distance de 1,5.108 Km de la terre. Sa densité est 80-10 le double de la densité de l'eau. De ce fait on recense une quantité énorme d'énergie écoulée de l'ordre de 3,8.10 Ku d'après la loi d'Einstein [E-M.C²].

Mise en évidence la distance terre- soleil, la quantité d'énergie qui provient jusqu'au stratosphère est de l'ordre de 1,7.1014kw qui est une source énorme d'énergie pour les besoins de tous les humains.

La constante solaire est la moyenne des rayons solaires, entourant le globe terrestre avant la pénétration en stratosphère par rapport au temps et la distance parcourue ; et qui est de l'ordre de 1363 Watt/m² ; au niveau de la terre, elle devient de l'ordre de 0 a 1000 Watt/m composé de rayons directs (vertical) et rayons indirects (éparpille) dus aux obstacles de parcours et qui ne proviennent presque jamais de sur terre.

La quantité d'énergie recueillie dépend de plusieurs facteurs :

La situation géographique.

-choix du temps.

- Les saisons.

-Degré de transparence et de la pureté de l'état naturel de l'air.

- Détermination des degrés de températures et d'humidité.

-Vitesse du vent.

L'énergie solaire se distingue des autres énergies par :

1- L'utilisation d'une technologie simple par rapport aux autres sourc

2. L'aspect écologique qui la place à l'avant garde des autres sources pour une Nouvelle ère.

I.8. 3. La transformation de l'energie solaire :

On peut transformer l'énergie solaire en énergie électrique ou thermique par le biais des installations de transformation photoélectrique et la transformation thermique de l'énergie.

Pour la transformation photoélectrique se produit par des matières semi-conductrices (Silicium, Germanium) par procédé photoélectrique. Concernant la transformation thermique de l'énergie solaire dépend des plaquettes et d'assemblage contenant des matières thermiques qui captent les rayons solaires.

I .9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le fondement théorique et les travaux de recherches réalisées dans ce domaine. Cette partie d'étude nous a permis d'avoir une idée sur les différentes liaisons reliant les divers paramètres. L'étude thermodynamique et énergétique des systèmes frigorifiques à absorption requiert la connaissance des propriétés thermodynamiques du couple utilisé, cette partie fera l'objet des chapitres suivants.

II. Modélisation mathématique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, on va effectuer une analyse thermodynamique et énergétique d'une machine à absorption à simple effet sans échangeur interne entre la solution diluée sortant de l'absorbeur et la solution concentrée sortant du générateur utilisant le couple (NH_3/H_2O) comme fluide de fonctionnement. Les bilans thermiques et massiques obtenus ont permis de dégager un ensemble d'équations résolus sous l'environnement FORTRAN.

II.2. Présentation du système

Le schéma de principe de la machine à absorption est représenté sûr la figure suivante :

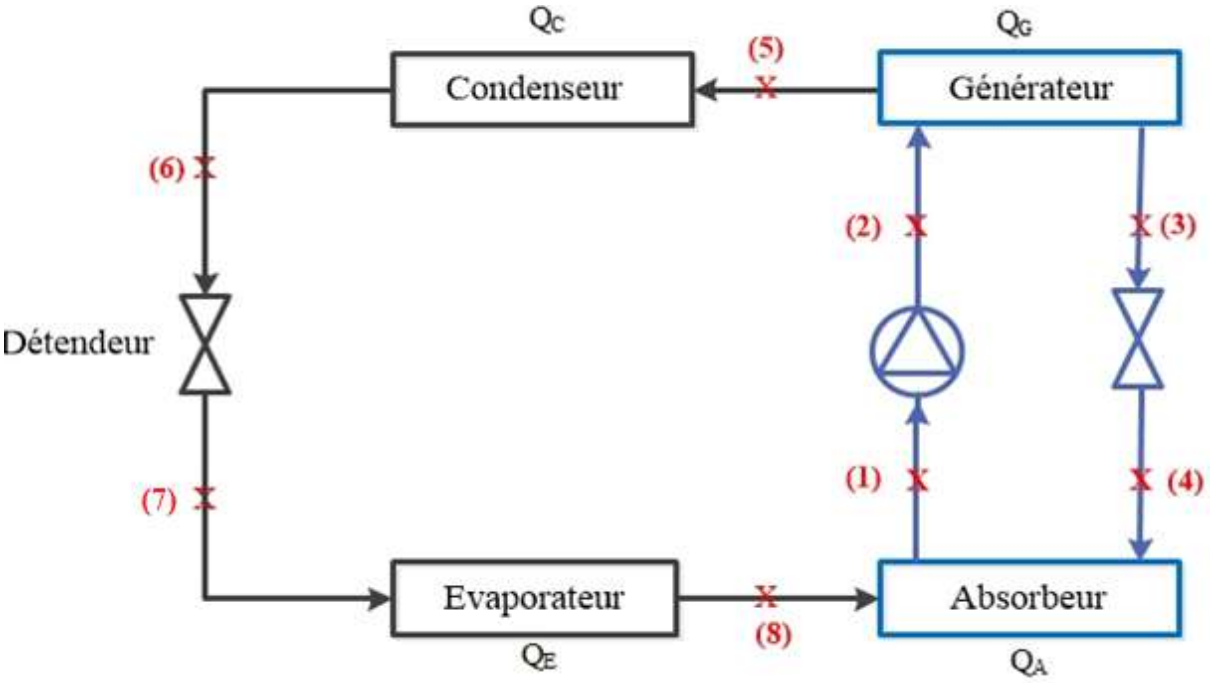


Figure (II.1) : structure d'une machine à absorption

Le système représenté sur la figure (II.1) semblable à celui étudié par M. Feidt [16] et par R. Gomri [17] comporte un ensemble de condensation-évaporation classique par rapport aux systèmes à compression mécanique. Le reste du système constitue un compresseur thermique qui remplace le compresseur mécanique. Le générateur reçoit la puissance thermique nécessaire à la désorption de la solution NH_3-H_2O, dont l'un des composants (NH_3) est beaucoup plus volatil que l'autre (NH_3), est constitué le fluide frigorigène. Cette désorption transforme la solution riche en solution pauvre et chaude qui est renvoyée via une vanne, pouvant être commandée, vers l'absorbeur à travers un échangeur récupérateur. La solution pauvre s'enrichit dans l'absorbeur grâce à la vapeur de NH_3 arrivant de l'évaporateur. Elle y

cède une puissance thermique qui permet la sorption de cette vapeur. Elle est ensuite refoulée par une pompe vers le générateur. Le système comporte un

Échangeur récupérateur entre la solution chaude provenant du générateur et la solution froide qui arrive de l'absorbeur [17]. La vapeur d'eau séparée de la solution dans le générateur constitue le fluide frigorigène et s'écoule vers le condenseur où elle est refroidie et condensée avant d'être détendue par une vanne, pouvant elle aussi être commandée, et réintroduite dans l'évaporateur où l'on obtient l'effet utile. De cette façon, le fluide frigorigène parcourt un cycle [18].

II.3. Hypothèses

Lors de la simulation, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes. [19]

- Le fluide frigorigène sorte du condenseur à l'état du liquide saturer.
- Le fluide frigorigène sorte de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée.
- Les pertes thermiques dans l'échangeur sont négligeables.
- La solution est en état de saturation.
- Les détentes sont isenthalpiques.
- Pas de perte au niveau de la pompe.

II.4. Analyse thermodynamique

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

II.4.1. Bilan massique

Soient $\dot{m}_3$, $\dot{m}_5$, $\dot{m}_2$ et h_2 , h_5 , h_3 respectivement les débits massiques et les titres Massiques du frigorigène, de la solution riche et de la solution pauvre. Au niveau de L'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués

Absorbeur

$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_1$ (1)

$x_4\dot{m}_4 + x_8\dot{m}_8 = x_1\dot{m}_1$ (2)

x_8=0

$x_4\dot{m}_4 = x_1\dot{m}_1$(3)

$x_4 = \frac{x_1 \dot{m}_1}{\dot{m}_4}$ (4)

Générateur

$\dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \dot{m}_2$ (5)

m_3 , m_5 et , m_2 représentent respectivement les débits massiques du fluide frigorigène, de la Solution riche et de la solution pauvre.

On en déduit une expression $de\ \dot{m}_5$ et $\dot{m}_2$ en fonction de $\dot{m}_3$ et des différents titres en frigorigène :

$\dot{m}_3 = \frac{x_1}{x_3}\dot{m}_1$ (**II**.3)

$\dot{m}_5 = \dot{m}_2 - \dot{m}_3$ (**II**.4)

II.4.1.1. Taux De Circulation (FR)

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 (mf) désorbée au générateur, s'écrit :

FR == $\frac{m_a}{m_f} = \frac{X_C}{\dot{X}_C - \dot{X}_d}$

D'où :

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

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

La différence ($X_{ab} - X_{ge}$) est appelée la plage de dégazage on la note (ΔX)

II.4.2. Bilans enthalpiques

Le bilan enthalpique sur chaque élément de l'installation permet d'écrire :

Condenseur $Q_C = \dot{m}_5(h_5 - h_6)$ (II.6)

Evaporateur : $Q_E = \dot{m}_8(h_8 - h_7)$ (II.7)

Générateur : $h_2\dot{m}_2 + Q_G = h_5\dot{m}_5 + h_3\dot{m}_3$ (II.8)

Absorbeur : $h_8\dot{m}_8 + h_3 m_3 = Q_A + h_1\dot{m}_1$ (II.9)

II.5. Modélisation Thermodynamique

Pour notre modélisation on a choisi Le cycle à simple effet, fonctionnant avec l'ammoniac-eau (NH3/H2O), un bilan de masse et d'énergie doit être établi au niveau de chaque appareil.

Et dans ce qui suit, nous allons donner les bilans massiques et enthalpiques de chaque composant.

II.5.1. Calcul des bilans massiques et enthalpiques

a) Condenseur

A la sortie du condenseur le fluide frigorigène devient liquide et le bilan énergétique s'écrit :

$m_6 = m_5$ (II.13)

$Q_C = m_6*(h_6-h_5)$ (II.14)

h_6: Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température (Tc) et à la haute pression (Ph)

b) Evaporateur

Au niveau de l'évaporateur nous avons l'effet utile. Une puissance thermique est

Absorbée par le fluide frigorigène pour permettre son évaporation :

$m_8=m_7=m_6=m_5$ (II.15)

$Q_{ev} = m_6*(h_8-h_7)$ (II.16)

H8 : enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température (Te) et la basse pression (Pb)

h_7: enthalpie liquide à la température (T7) et à la basse pression (Pb).

c) Générateur :

Le fluide frigorigène est séparé de la solution sou l'effet de la chaleur fournie au

Générateur par une source thermique extérieure, le bilan s'écrit :

$m_2=m_3+m_5$ (II.17)

$m_2*X_{ab} =m_5*X_f+m_3*X_{ge}$ (II.18)

$Q_g= m_5* h_5+ m_2* h_2-m_3$ *h3 (II.19)

h_5: enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur(T7) et à La haute pression (Ph)

h_2 : enthalpie du liquide de la solution riche à la température (T6) et à la haute pression (Ph)

h_3: enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur (Tg) et à la haute Pression (Ph).

d) Absorbeur

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur venant de l'évaporateur est absorbé dans

L'absorbeur par la solution qui s'enrichit en frigorigène, nous avons :

m_8+m_4 =m_1 (II.20)

m_4*X_{ge} +m_8*X_f =m_6 *X_{ab} (II.21)

Q_a = m_1*h1 –m_8*h8-m_4 *h4 (II.22)

H1 : enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur (T1) et à la basse Pression (Pb) et à la concentration riche (X_{ab}).

H4 : enthalpie du liquide de la solution à la température (h_4) à la basse pression (Pb) et à la Concertation pauvre (X_{ge}).

e) Pompe

La pompe de circulation transporte la solution riche en frigorigène vers le Générateur à Haute pression. Le bilan des énergies donne la puissance consommée :

m_1=m_2 (II.23)

W=m_2*(h_2-h_1) =va*(P_2*P_1) (II.24)

H2 : Enthalpie du liquide de la solution à la température (T2) et à la haute pression (Ph) et à la Concentration riche (X_{ab}).

Va : Volume spécifique de la solution riche en frigorigène.

II.5.2. Rendement thermodynamique

Le rapport entre le coefficient de performance du cycle et celui de Carnot s'appelle le Facteur de qualité. Il s'exprime par O. Karnali [19] et al. Comme suit :

ŋ=cop / COP_c (II.29)

II.5.3. Rendement exégétique

Le rendement exégétique peut être évalué par :

η_{ex}=cop [$\frac{1-(T0/Tev)}{1-(T0/Tg)}$] (II.30)

T0 : Température ambiante

Tev: Température à l'évaporateur

Tg : Température au niveau du générateur

II.6. Bilans massiques et enthalpique

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté ci-dessus on adopte les hypothèses suivantes :

Aux points : 5,2 le fluide frigorigène est à l'état pur

Il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.

Aux points 6 et 8, la solution est à l'état saturée.

Les détendeurs sont adiabatiques.

Il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournit au générateur plus le travail de la pompe de la solution.

$$co_P = \frac{Q_e}{Q_g + w_P} \qquad \textbf{(II.1)}$$

D'où :

Q_e : quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur

Q_g : la quantité de chaleur absorbée par générateur

W_p : le travail de la pompe de solution

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

- $\mathrm{COP_c} = \left(\frac{T_g - T_7}{T_g}\right)\left(\frac{T_e}{T_c - T_e}\right)$ (II.2)
- $\mathrm{FR} = \left(\frac{X_c}{X_c - X_d}\right)$ (II.3)
- $\eta = \frac{\mathrm{COP}}{\mathrm{COP_c}}$ (II.4)
- $\zeta = \frac{Q_e\left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)}{Q_g\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) + w_P}$ (II.5)

II.6. 1.Exemple d'application

La figure II.2, illustre les différents composants de la machine frigorifique à absorption à simple effet couplé par énergie solaire. Les résultats de calcul de cette installation sont présentés dans la section des résultats et discussion en détail pour le couple LiBr-H_2O. Le principe de fonctionnement de cette installation est présenté dans le chapitre précédent, juste le capteur solaire est couplé par l'installation pour réchauffé le la solution dans le générateur.

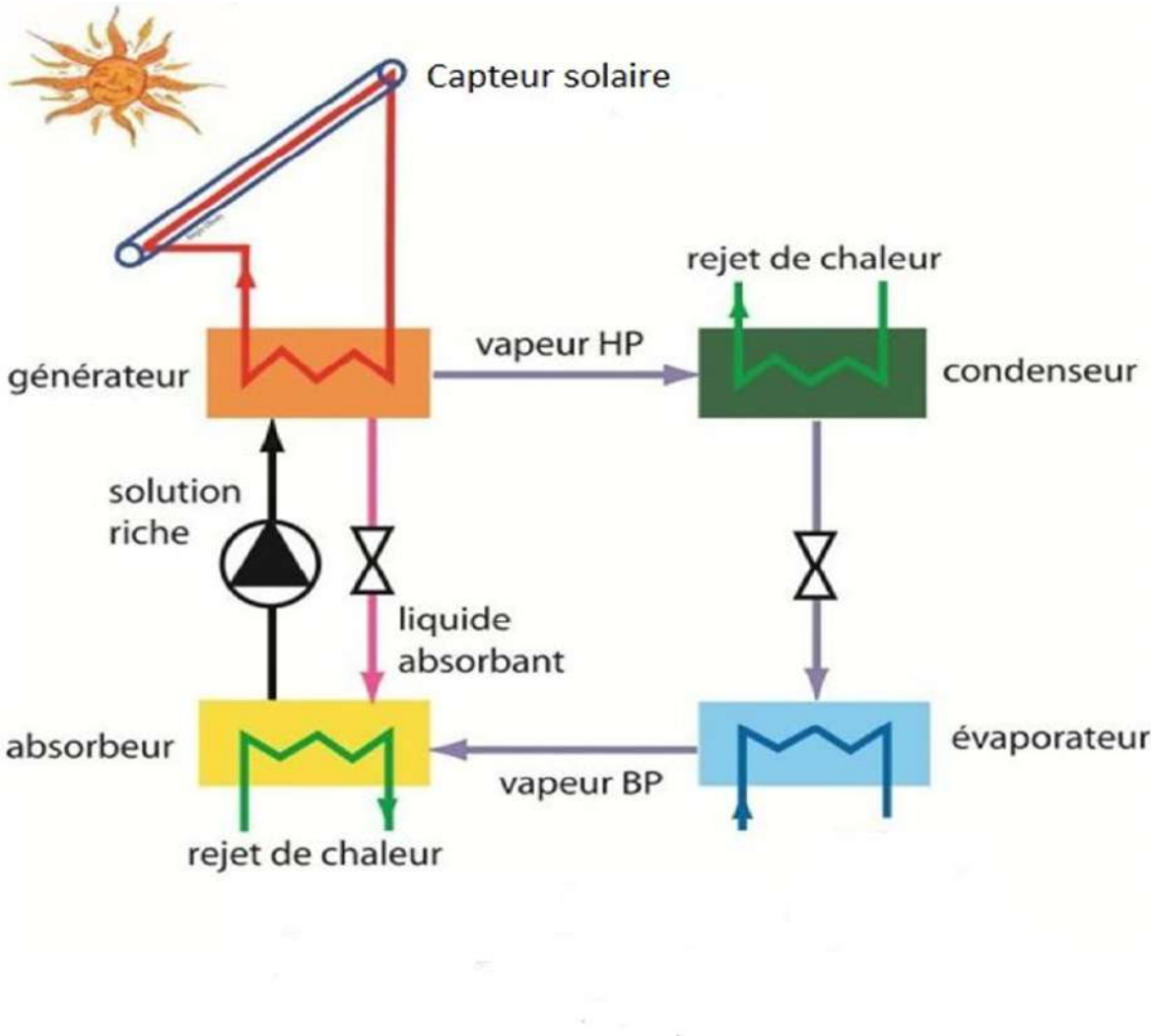


Figure (II.2) : Mode de couplage de machine frigorifique à absorption système solaire.

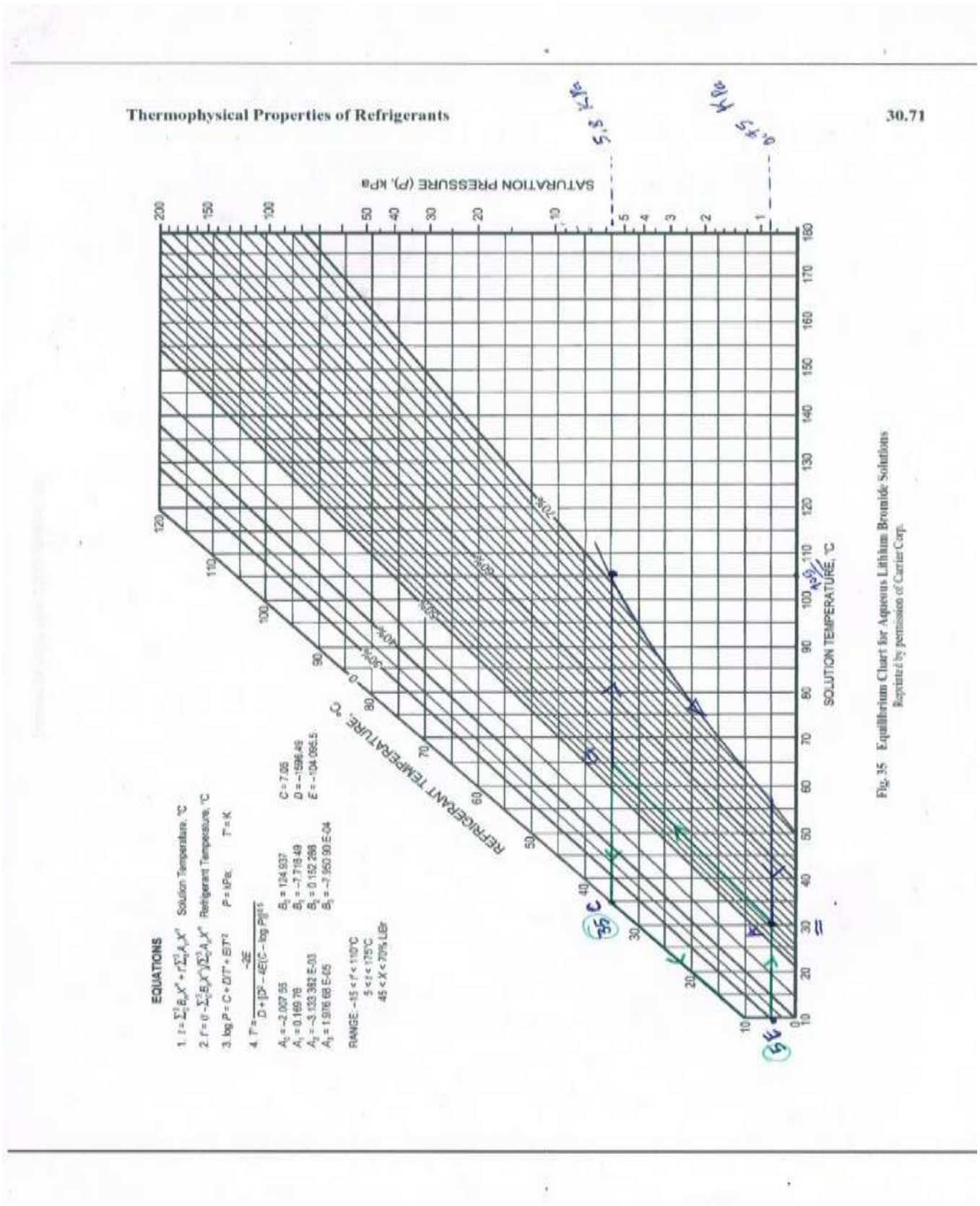


Figure (II.3) : diagramme Oldham LiBr-H2O utilisé pour tirer les grandeurs physique

Exemple d'application

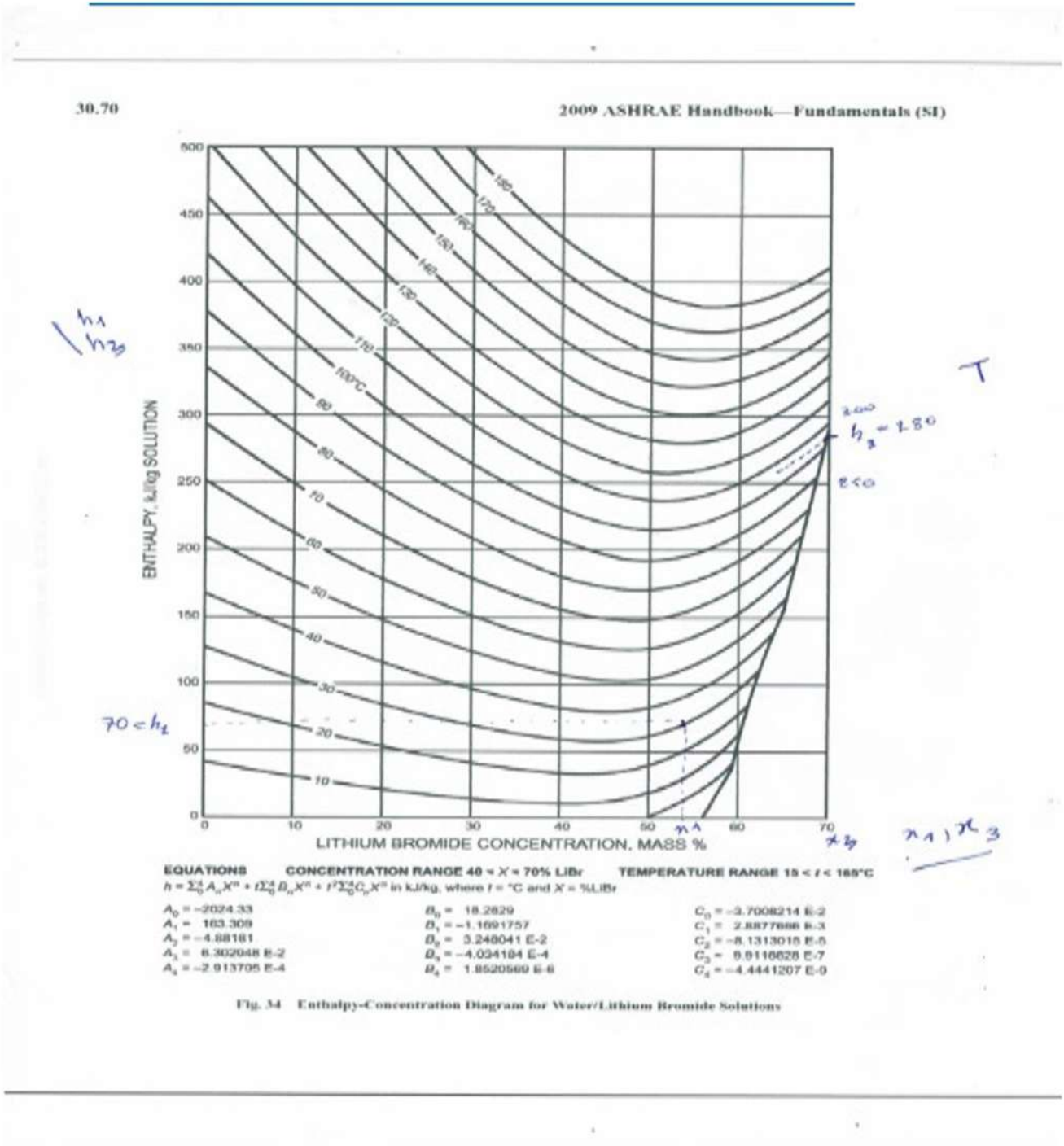


Fig. 34 Enthalpy-Concentration Diagram for Water/Lithium Bromide Solutions

Figure II .4 : diagramme de Merkel LiBr-H_2O pour tirer les grandeurs physiques

II.7. Propriétés thermodynamiques du couple (eau /bromure de lithium)

Dans toutes les corrélations qui suivent on admettre que :

- Toutes les températures sont données en (°C)
- Toutes les enthalpies sont données en (kJ/kg)
- Toutes les pressions sont données en (kpa)
- Toutes les concentrations sont données en (%) (par rapport au pourcentage de l'absorbant dans la solution)
- La densité du mélange est donnée en (Kg/m^3)

II.8. Programme et code calcul

Nous avons basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les Propriétés thermodynamiques de chaque couple. Nous avons élaboré un code de calcul en FORTRAN pour évaluer les différents paramètres de fonctionnement de l'installation à absorption sans échangeur de chaleur à simple effet pour le couple NH_3-H_2O.

III.1. Introduction

Dans ce qui suit nous présentons les principaux résultats obtenus dans ce projet de Master. La première partie consiste à étudier une machine frigorifique à absorption fonctionnant à base de LiBr-H_2O, un exemple de calcul détaillé a été présenté en vue de la compréhension les phénomènes mise en jeux dans ce type des machines.

La deuxième partie du projet consiste à développer un code de calcul en Fortran pour modéliser et analyser le fonctionnement des machines frigorifiques à absorption en utilisant le couple (NH_3-H_2O).

III.2. Exemple de calcul pour LiBr-H_2O

Considérons une machine frigorifique fonctionnant par absorption solaire à base du BrLi dont les caractéristiques suivantes :

- Condenseur : T_C= 35°C
- Evaporateur : T_E=5°C
- Absorbeur : T_A=30°C, $\dot{m}_1 = 0.4\ kg/s$
- Générateur : T_G=105°C
- Capteur solaire : F_R=0.97, S=3 m^2, $\eta_o = 85\%$, I=1258 W/m^2, K_p=5W/ m^2 °C, T_{fe}=35°C, T_{ext}=25°C

Les paramètres à déterminer sont ;

1. Le débit du réfrigérant $\dot{m}_5$
2. Les quantités de chaleur échangées au niveau de chaque élément l'installation
3. Le coefficient de performance de l'installation

Pour la solution

-Calcul le débit du réfrigérant $\dot{m}_5$

$x_4\dot{m}_4 + x_8\dot{m}_8 = x_1\dot{m}_1$

x_3=x_4 et x_8=0

$$x_3\dot{m}_3 = x_1\dot{m}_1 \Rightarrow \dot{m}_3 = \frac{x_1}{x_3}\dot{m}_1 = \frac{0.54}{0.70}0.4 = 0.3k\ g/s$$

Au niveau du générateur on a :

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \Rightarrow \dot{m}_5 = \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 0.09k\ g/s$$

A partir du diagramme d'Oldham on peut déterminer les valeurs de x_1=54% et x_2=70%

2. Calcul les quantités de chaleur échangées au niveau de chaque élément l'installation :

Dans ce cas on va déterminer les enthalpies h_1 et h_3 pour la solution riche en utilisant le diagramme de Merkel et les enthalpies h_5, h_6, h_7 et h_8 en utilisant les tables thermodynamiques de l'eau

Pour l'eau on a ;

H_5(105°C, vapeur) =2683.83 kJ/kg

H_6(35°C, liquide) =146.66 kJ/kg

H_8(5°C, vapeur) =2510.54 kJ/kg

Pour BrLi :

H_3=280 kJ/kg, h_1=70 kJ/kg

Condenseur :

$$Q_c = \dot{m}_5(h_5 - h_6) = 288kW$$

Evaporateur:

$$Q_e = \dot{m}_8(h_8 - h_7) = 212kW$$

Absorbeur:

$$h_8\dot{m}_8 + h_3m_3 = Q_a + h_1\dot{m}_1 \Rightarrow Q_a = 282kW$$

Generator:

$$h_2\dot{m}_2 + Q_g = h_5\dot{m}_5 + h_3m_3 \Rightarrow Q_g = 297kW$$

Capteur solaire :

$$Q_{Capteur} = F_R S\left[\eta_O I - K_p(T_{fe} - T_e)\right] = 2.974kW$$

3. Calculer le coefficient de performance :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} = 0.7$$

III.3. Interprétation des résultats en utilisant le couple NH_3-H_2O

III.2. Effet des températures sur les performances de la machine

Dans cette partie on va analyser l'influence des températures (Tg, Ta, Tc, Te) ainsi que sur les performances de la machine (COP, FR)

III.2.1. Effet de température d'évaporation (Te) sur le taux de circulation (FR) :

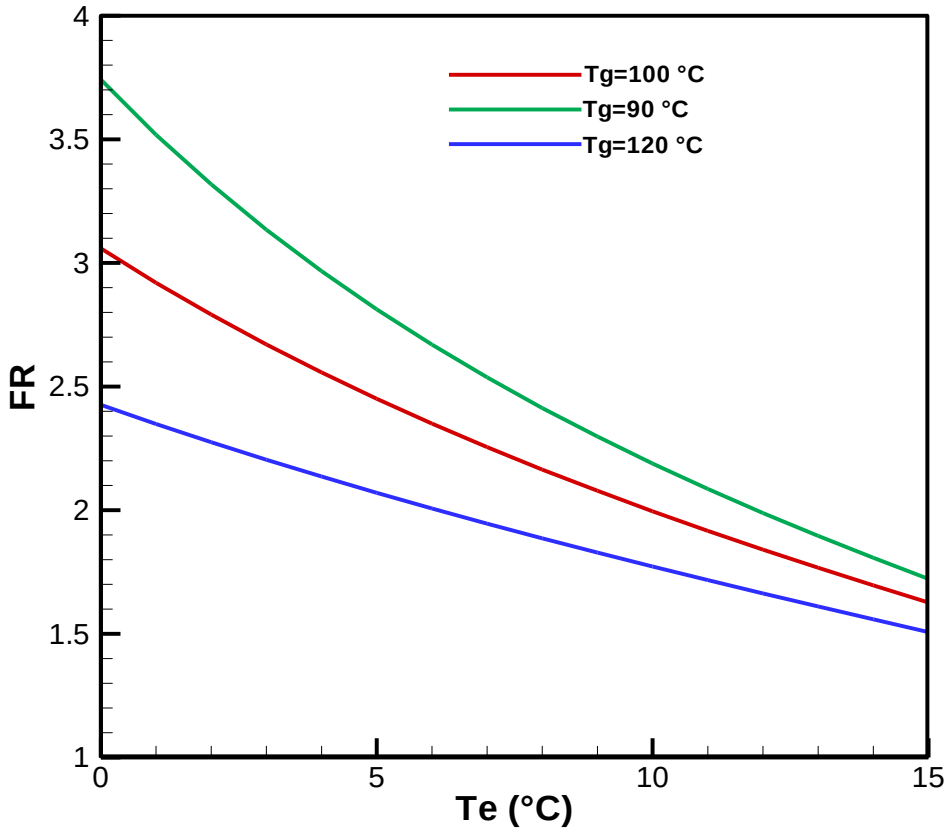


Figure III.1 : Variation du débit spécifique en fonction de la température d'évaporation

On constate sur cette figure que la variation de taux de circulation (FR) est inversement proportionnelle à la variation de la température de l'évaporateur (Te). Cette diminution est importante pour des températures de générateur (Tg) basses et qui devient stable (constante) au fur et à mesure que la température de l'évaporateur augmente.

Donc, la diminution progressive de la température de générateur présente un impact positive sur l'accroissement du débit spécifique (taux de circulation) de la machine frigorifique à absorption en utilisant le couple NH_3-H_2O.

III.2.2. Effet de température d'évaporation (Te) sur le COP :

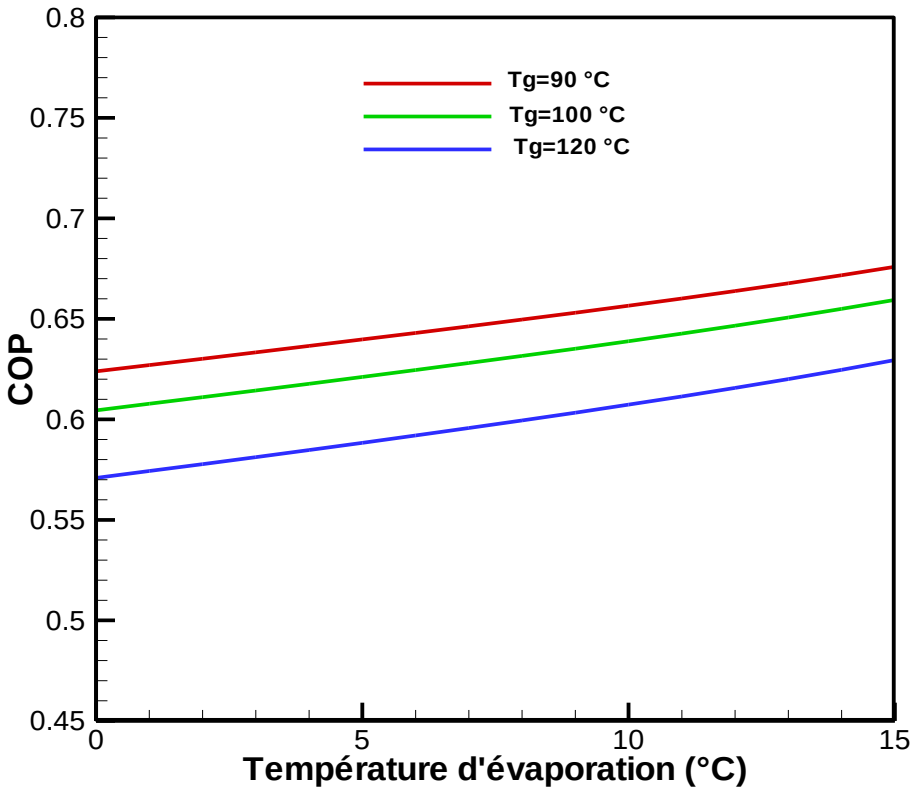


Figure III.2 : Variation du COP en fonction de la température d'évaporation

Comme ils indiquent les résultats représenter sur la figure III.2, plus l'efficacité de la machine frigorifique est élevé plus la valeur du COP augmente :

L'augmentation du COP est beaucoup plus intéressante pour températures relativement augmente de tg pour des valeurs de tg supérieur à 90°C.

Donc, la diminution progressive de la température de générateur présente un impact positive sur l'accroissement du coefficient de performance de la machine frigorifique à absorption en utilisant le couple NH_3-H_2O.

III.2.3. Effet de température de condensation (Tc) sur le COP :

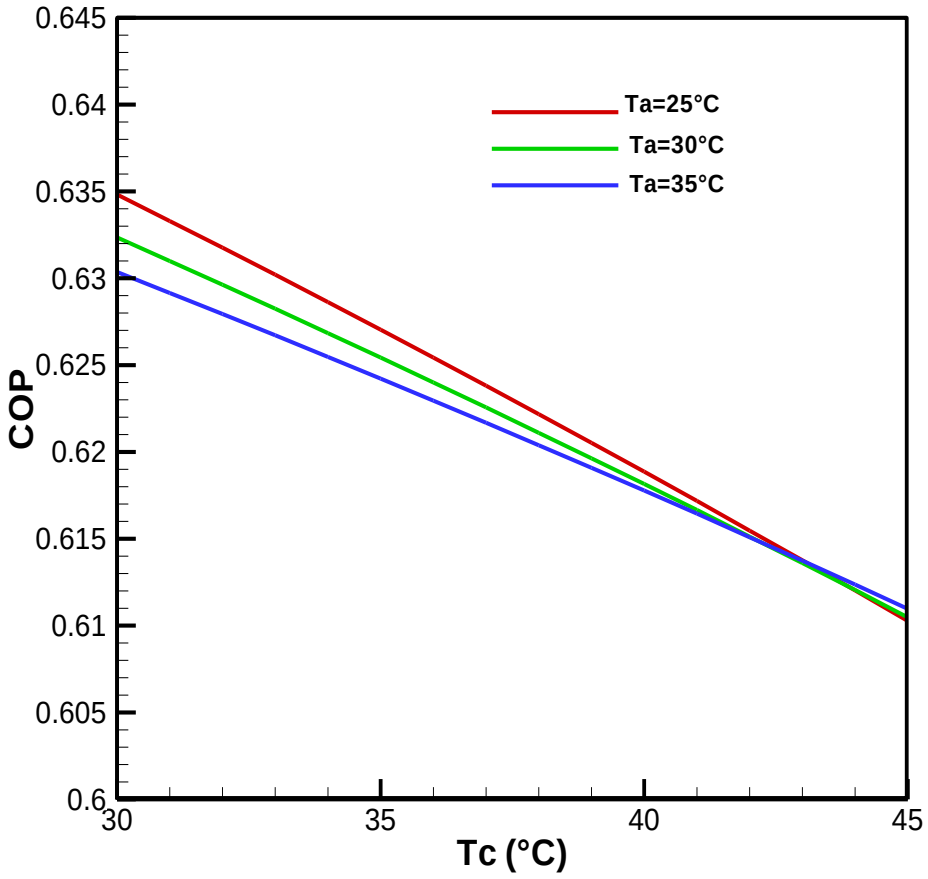


Figure III.3 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Tc)

La figure III.3 montre que le coefficient de performance COP diminue avec l'accroissement de la température de condensation T_C . Aussi, la figure illustre l'impact de la diminution de la température de l'absorbeur sur la variation de la température du condenseur pour le couple de travail NH_3-H_2O. Donc, la diminution du COP est importante plus la température de condensation est élevée.

.

III.2.4. Effet de température du condensation (Tc) sur le FR

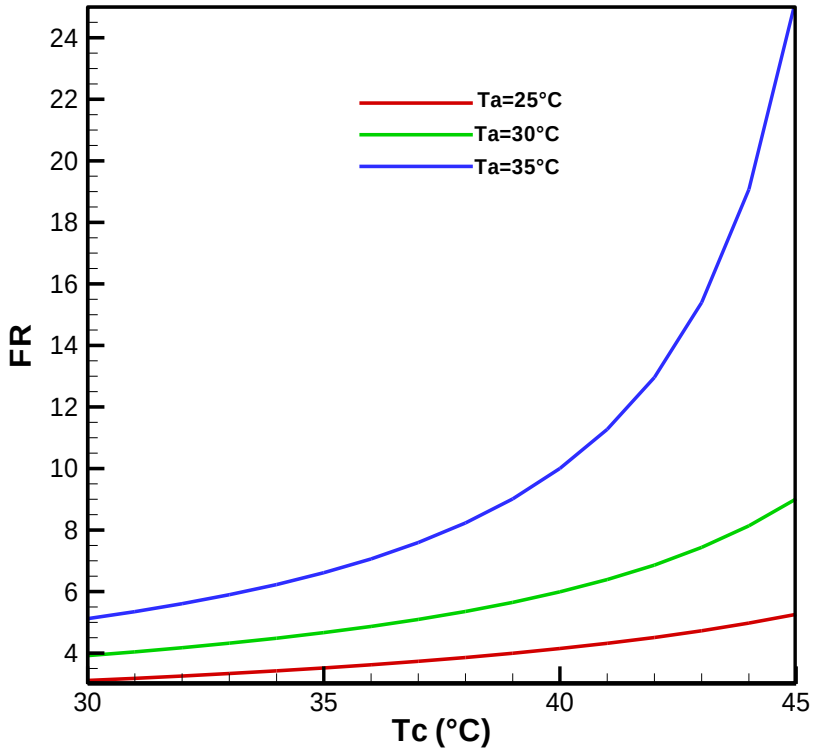


Figure III.4 : Variation de FR en fonction de la température du condenseur

La figure III.4, ci-dessus montre l'impact positif de l'augmentation de la température de l'absorbeur sur la variation du taux de circulation (FR) en fonction des différentes valeurs de variations de température du condenseur. On constate aussi une croissante énorme du débit spécifique en fonction de la température du condenseur dans l'intervalle de 30°C-45°C pour le couple NH_3-H_2O.

III.2.5. Effet de la température générateur (Ta) sur le COP

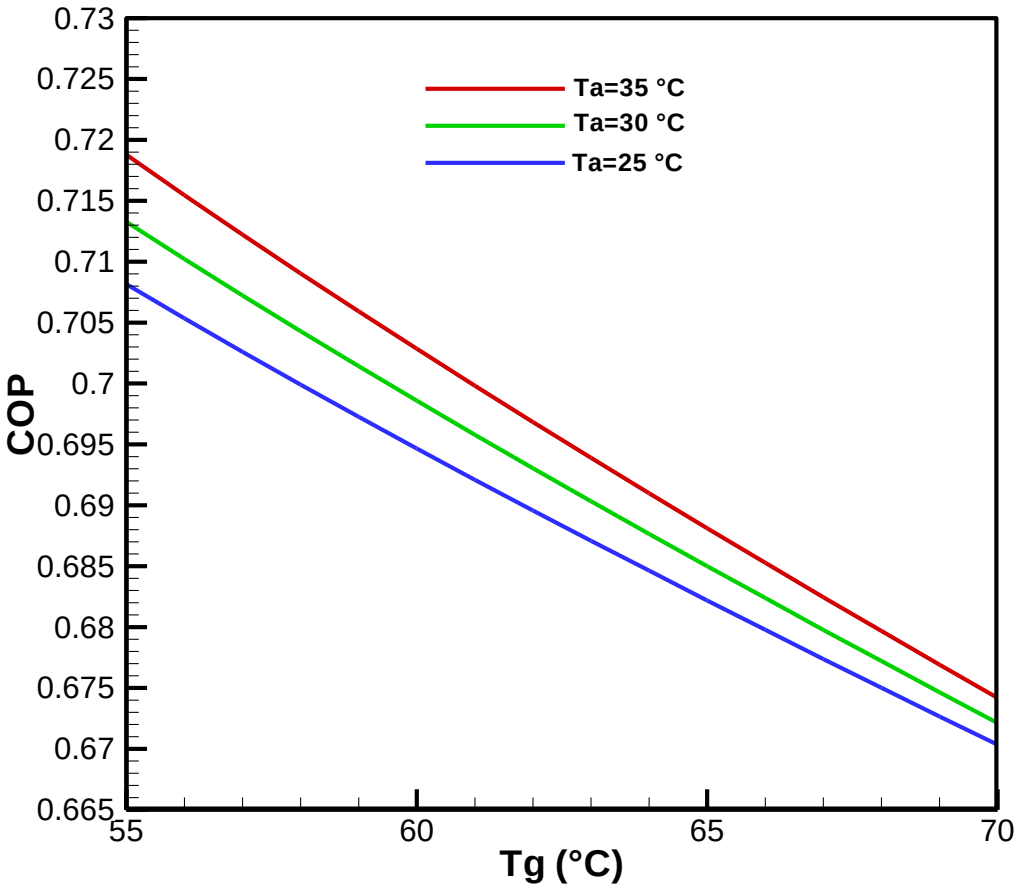
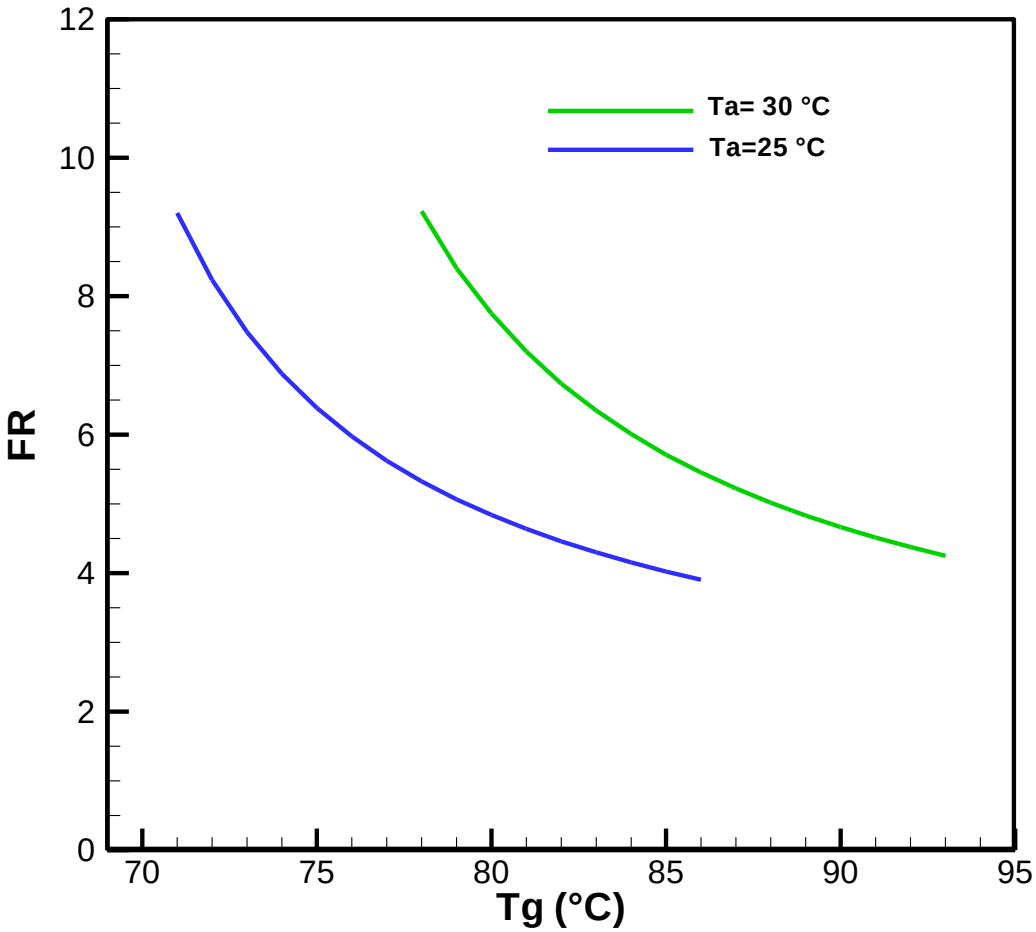


Figure III.5 : Variation du COP en fonction de TG

On remarque pour la figure III.5 que pour des températures de l'absorbeur fixe (Ta), la valeur du COP diminue avec l'augmentation de l'efficacité de la machine frigorifique. D'autre part, la figure III.5 illustre clairement l'impact positif de l'augmentation de la température de l'absorbeur sur le comportement thermique de la machine à absorption fonctionnant en utilisant le couple NH_3-H_2O.

III.2.6. Effet de température de générateur(Tg) sur le FR



FigureIII. 6 : Variation de FR en fonction de la température de générateur

Le taux de circulation (FR) varie faiblement avec l'augmentation de la température d'absorption mais pour des températures basses de générateur (Tg = 85 °C), la variation de taux de circulation est très significative. Cela est expliqué par la diminution de la plage du dégazage (ΔX), qui est due à la réduction de la valeur de la solution diluée (Xge) suite à l'augmentation de (Ta).

III.2.7. Effet de (Xab) sur la température de générateur

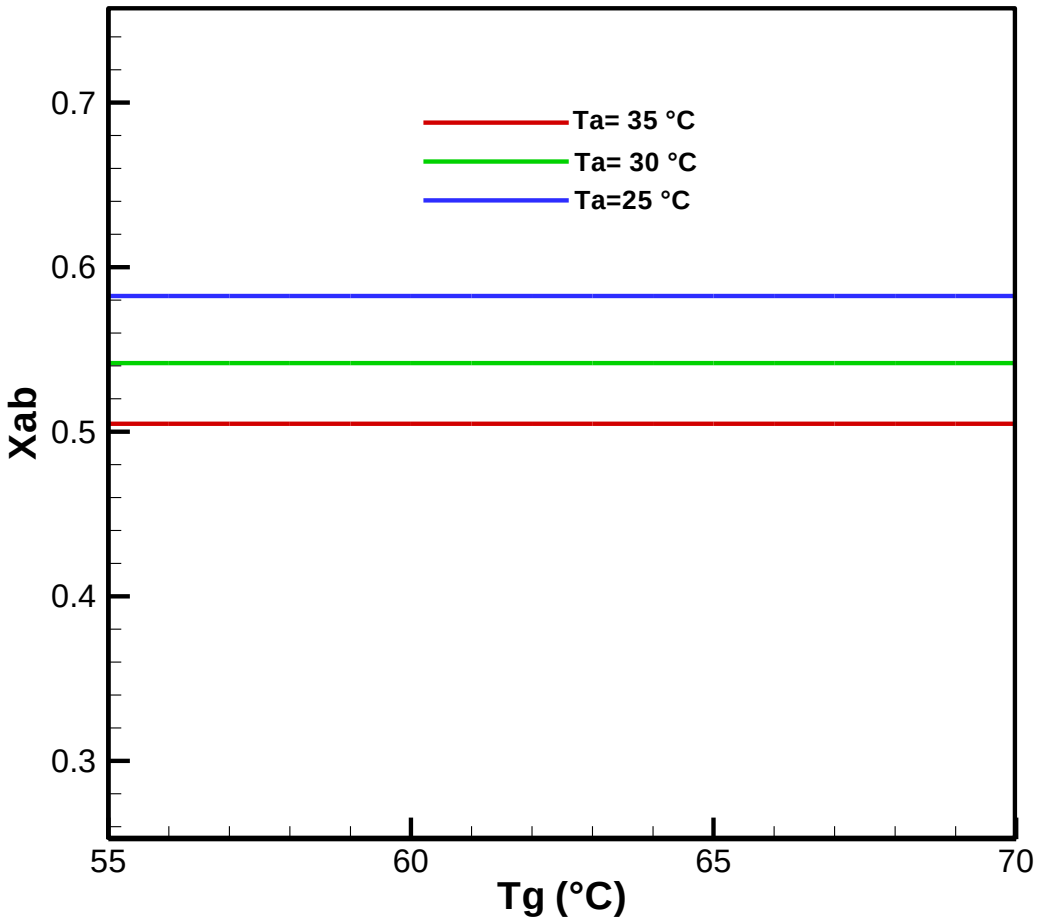


Figure III.7 : Variation de Xab en fonction de température de générateur.

La figure III.7, montre la variation de concentration de la solution (NH3-H2O) en fonction de la température du générateur pour différentes valeurs de la température de l'absorbeur. Nous constatons que, les concentrations de la solution sont constantes quelques soit la variation de la température du générateur.

III.3. Conclusion

Dans ce chapitre on a fait une étude paramétrique de notre model numérique, donc une étude de sensibilité des différents grandeurs a été effectuée. Nous avons étudié l'influence des différentes températures sur les performances de la machine à absorption. L'étude a montré que la température de l'évaporateur (Te) et celle du générateur (Tg) ont le plus d'influence sur le système de réfrigération par absorption.

Conclusion générale

Dans ce projet de Master, l'installation frigorifique à absorption été étudiée et modélisée sans échangeur de chaleur, les différents paramètres de fonctionnement sont analysés et discutés.

Notre projet est focalisé sur deux types de couple ; NH_3-H_2O et LiBr-H_2O.

Un exemple de calcul détaillé pour LiBr-H_2O a été présenté et une modélisation détaillée de NH_3-H_2O a été effectuée. Vu le Covid 19 certains simulations numériques pour LiBr et NH_3 avec échangeur de chaleur ne sont pas effectués.

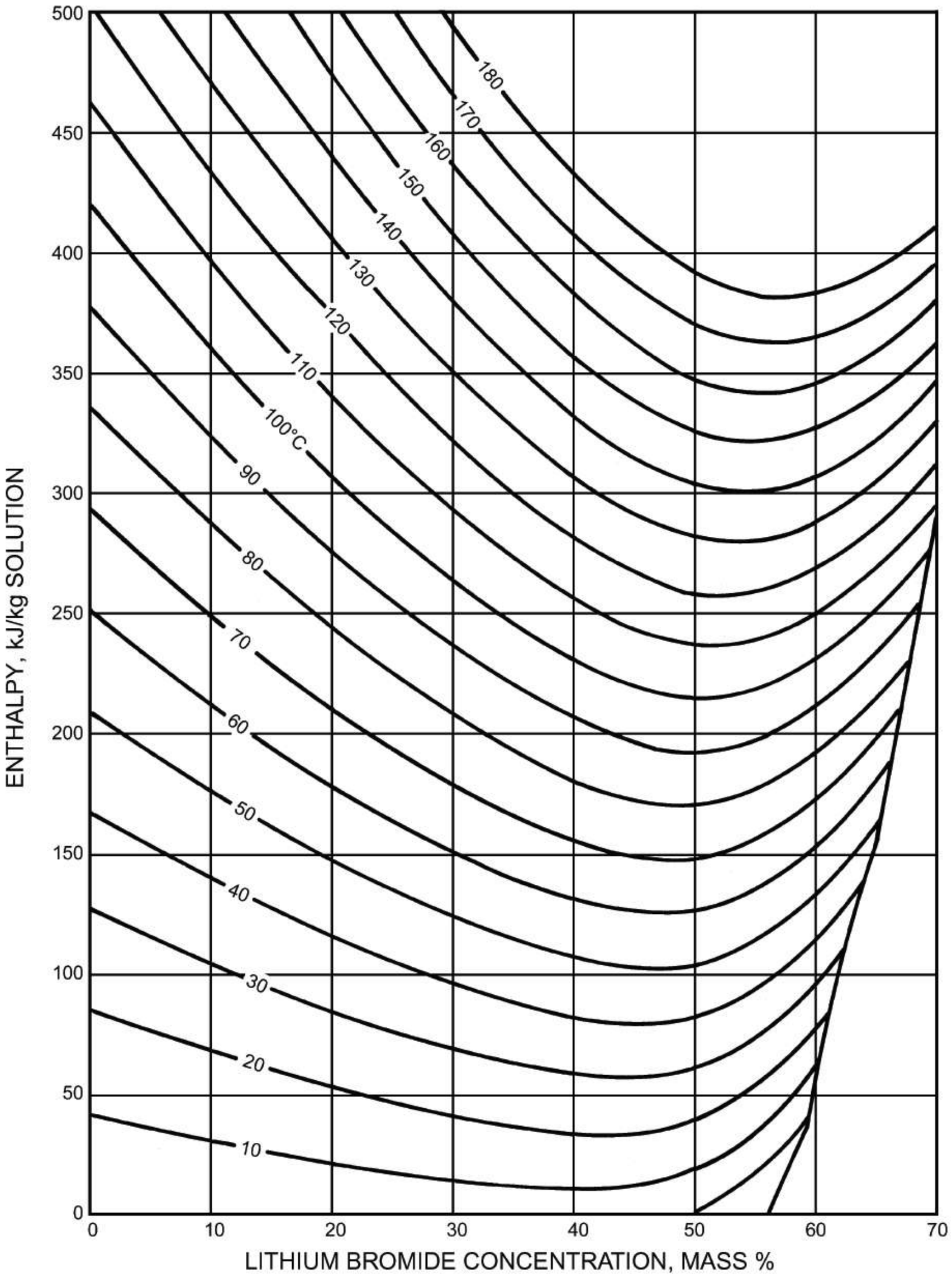
Le potentiel de machines à absorption est vraiment prometteuses pour des raisons environnementales et écologiques peuvent être concurrencé les machines frigorifiques à compression mécaniques. Néanmoins ces machines possèdent certains inconvénients on peut les citer à titre d'exemples ;

- Nécessite une maintenance très rigoureuse (développement de moisissures et autres micro-organismes, dépôts de poussière etc.)
- Coût à l'investissement élevé par rapport à celui des machines à compression,
- Forte consommation d'eau
- Peu performant dans les climats chauds et humides,
- Le COP est inférieur à celui des machines à compression

Les machines à absorption peuvent être classées dans le domaine de l'économie d'énergie grâce à leurs couplages par l'énergie solaire (la climatisation solaire).

Avec la climatisation solaire, il existe une parfaite adéquation entre le gisement solaire et les besoins de rafraîchissement. C'est en effet au moment où l'irradiation solaire est maximale que les besoins de froid sont les plus importants. Les systèmes de rafraîchissement solaires font partie des alternatives intéressantes aux systèmes de climatisation classiques, dans la mesure où la source d'énergie est gratuite. En contrepartie, leur COP est relativement faible, par rapport aux systèmes classiques, d'où le grand intérêt des études paramétriques qui permettront le choix judicieux des différents paramètres afin d'optimiser le fonctionnement et la surface de capteurs nécessaire.

Les résultats obtenus montrent l'existence d'un seuil de température de bon fonctionnement. La température de générateur et celle de l'évaporateur ont une influence sur le fonctionnement du cycle. Le coefficient de performance (COP) et celui de l'efficacité de système (η) atteignent des valeurs maximales pour une efficacité d'échangeur de solution égale 70%, une température de générateur $83°C \leq Tg \leq 90°C$, et une température d'évaporateur $8\ °C \leq Te \leq 10\ °C$.



EQUATIONS **CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr** **TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C**

$h = \Sigma_0^4 A_n X^n + t\Sigma_0^4 B_n X^n + t^2\Sigma_0^4 C_n X^n$ in kJ/kg, where t = °C and X = %LiBr

A_0 = –2024.33	B_0 = 18.2829	C_0 = –3.7008214 E-2
A_1 = 163.309	B_1 = –1.1691757	C_1 = 2.8877666 E-3
A_2 = –4.88161	B_2 = 3.248041 E-2	C_2 = –8.1313015 E-5
A_3 = 6.302948 E-2	B_3 = –4.034184 E-4	C_3 = 9.9116628 E-7
A_4 = –2.913705 E-4	B_4 = 1.8520569 E-6	C_4 = –4.4441207 E-9

Fig. 34 Enthalpy-Concentration Diagram for Water/Lithium Bromide Solutions

Licensed for single user. © 2009 ASHRAE, Inc.

Licensed for single user. © 2009 ASHRAE, Inc.

EQUATIONS

1. $t = \sum_0^3 B_n X^n + t' \sum_0^3 A_n X^n$ Solution Temperature, °C

2. $t' = (t - \sum_0^3 B_n X^n) / \sum_0^3 A_n X^n$ Refrigerant Temperature, °C

3. $\log P = C + D/T' + E/T'^2$ P = kPa; T' = K

4. $$T' = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log P)]^{0.5}}$$

A_0 = –2.007 55	B_0 = 124.937	C = 7.05
A_1 = 0.169 76	B_1 = –7.716 49	D = –1596.49
A_2 = –3.133 362 E-03	B_2 = 0.152 286	E = –104 095.5
A_3 = 1.976 68 E-05	B_3 = –7.950 90 E-04	

RANGE: –15 < t' < 110°C
5 < t < 175°C
45 < X < 70% LiBr

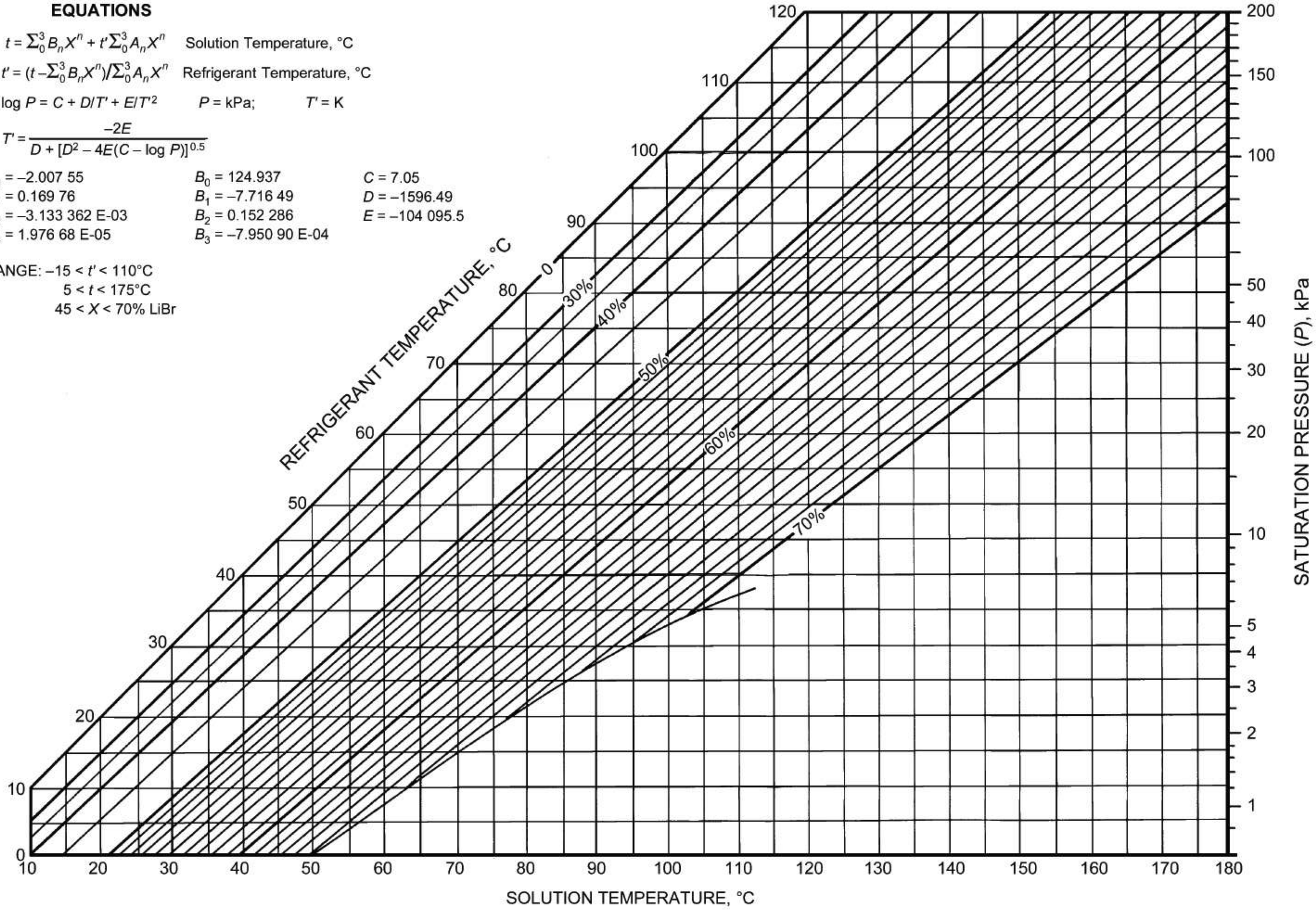


Fig. 35 Equilibrium Chart for Aqueous Lithium Bromide Solutions
Reprinted by permission of Carrier Corp.