

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE MENTOURI –CONSTANTINE
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE-CLIMATIQUE**

N° de série/

**MEMOIRE
PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MAGISTER
EN GENIE- CLIMATIQUE**

(Option : Thermique du bâtiment et réfrigération)

Présenté et soutenu par : M^r LAKROUNE Abdelghani

Sur le thème :

**Nouveaux mélanges frigorigènes pour
les pompes à chaleur**

Soutenu publiquement le : / /2008 devant la commission d'examen:

Devant le jury :

Président	: A.BELHAMRI	Prof	UNI.MENTOURI de Constantine
Rapporteur	: M.S.ROUABAH	MC	UNI.MENTOURI de Constantine
Examineur	: S.ZID	MC	UNI.MENTOURI de Constantine
Examineur	: R GOMRI	MC	UNI.MENTOURI de Constantine

Remerciements

Je voudrais remercier en remerciant Dieu, ma famille, mes amis, plus particulièrement mes parents et également tous les membres du jury qui ont daigné juger ce modeste travail, notamment Monsieur Rouabah Mohammed Salah, pour son soutien précieux.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

NOMENCLATURE

INTRODUCTION

CHAPITRE I REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Définition	4
I.2. Types de pompes à chaleur	5
I.3. Intérêt de l'utilisation des PAC thermiques	5
I.4. Système à absorption	7
I.4.1. Historique.....	7
I.4.2. Marche des équipements d'absorption.....	8
I.4.3. Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption.....	9
I.4.4. Différents cycles à absorption	13
I.4.4.1. Machines à simple effet.....	13
I.4.4.2. Machines à absorption à plusieurs effets.....	15
a. Machine à double effet.....	15
b. Cycle GAX (Générateur Absorbeur Heat exchanger).....	18
I.4.4.3. Cycle à transformateur thermique.....	19
I.4.4.4. Cycle combiné absorption-compression.....	21

Chapitre II

Thermodynamique des PAC à absorption et propriété des fluides utilisés dans ces machines

II.1. Analyse thermodynamique.....	23
II.2. Détermination du coefficient de performance <i>COP</i>.....	24
• Bilans massiques.....	24
• Bilans enthalpiques.	25
• Débit spécifique de solution (Taux De Circulation).	25
• Coefficient de Performance « <i>COP</i> ».....	26
II.3. Calcul du cycle d'une pompe à chaleur à absorption.	27
II.4. Le comportement des pompes à chaleur à absorption.....	30
II.5. Les fluides utilisés.	38
II.5.1. Les couples classiques utilisés dans l'absorption.....	39
II.5.2. Nouveaux absorbants.	40
II.5.3. Amélioration des performances par les mélanges de fluides.	40
II.5.4. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés.	42
• Propriétés du frigorigène NH_3	42
• Propriétés du mélange $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	43
• Propriétés du mélange $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$	44
• Propriétés du mélange NH_3/NaSCN	45
• Propriétés du frigorigène H_2O	45
• Propriétés de la solution LiBr	45

Chapitre III.

Modélisation thermodynamique

III.1. Modélisation.....	48
III.1.1. Cycle à simple effet avec échangeur de solution.....	48
III.1.1.2. Bilans massique et thermique.....	49
• Analyse du Générateur.....	50
• Analyse du Condenseur.....	51
• Analyse de l'Evaporateur.....	51
• Analyse de l'Absorbeur.....	52
• Pompe de solution.....	52
• Echangeur de solution.....	52
III.1.1.3. Relation entre les différents débits de masse.....	53
III.1.2. Cycle GAX.....	55
III.1.2.1 Description du fonctionnement du cycle.....	55
III.1.2.2. Calcul de coefficient de performance COP_{GAX}	56
III.2 Algorithme et Organigrammes.....	57
III.2.1. Organigramme du programme principal.....	58
III.2.2. fonctions et sous programmes.....	59
• Fonction de Calcul de l'enthalpie du liquide saturé de NH_3 H_l	59
• Fonction de Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée de NH_3 H_v	60
• Sous programme de calcul des titres de solution $X_{NH_3-H_2O}$	61
• Fonction de calcul de l'enthalpie de la solution $H_{NH_3-H_2O}$	62

Chapitre IV

Validation et discussion des résultats

IV.1. Validation des résultats.....	63
IV.2. Analyse paramétrique du comportement d'une pompe à chaleur à absorption utilisant le couple NH₃/H₂O.	65
IV.2.1. Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_g	65
IV.2.2. Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_c	67
IV.2.3. Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_e	69
Conclusion.....	70
IV.3. Comparaison entre les couples NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ et NH₃/NaSCN.....	72
Conclusion.....	80
IV.4. Fonctionnement et limites du cycle à simple effet avec le couple eau -bromure de lithium.....	82
IV.4.1. Coefficient de performance COP_h en fonction de la température du générateur T_g	82
IV.4.2. Coefficient de performance COP_h en fonction de la température du condenseur T_c	83
IV.4.3. Coefficient de performance COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e	85
Conclusion.....	87
IV.5. Comparaison des coefficients de performance du cycle à simple effet et du cycle GAX.....	88
IV.5.1. COP_h et COP_{gax} en fonction de la température du générateur T_g	88
IV.5.2. COP_h et COP_{gax} en fonction de la température du condenseur T_c	89
IV.5.3. COP_h et COP_{gax} en fonction de la température de l'évaporateur T_e	91
Conclusion.....	92
CONCLUSION GENERALE	93
Bibliographie.....	95

ANNEXES

Annexe 1. Coefficient de performance d'une PAC.	101
Annexe 2. Etude des cycles à absorption à partir des diagrammes thermodynamiques.	105
Annexe 3. Coefficient des equations.....	109
Annexe4. Programme de calcul.	110

Liste des figures

Figure I.1 : Évolution annuelle de nombre des PAC à absorptions installées en Chine	9
Figure 1.2 : Principaux composants d'un cycle à absorption à simple effet dans un diagramme PTX	10
Figure 1.3 : Structure d'une machine à absorption	11
Figure I.4 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX)	13
Figure 1.5 : Variation du <i>COP</i> pour différente efficacité de l'échangeur de solution	14
Figure I.6 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).	16
Figure I.7 : Cycle à absorption à double effet à écoulement parallèle fonctionnant à 2 niveaux de température.	17
Figure I.8 : Schéma de fonctionnement d'un cycle GAX.....	18
Figure I.9 : Cycle à transformateur thermique, la chaleur utile est rejetée dans l'absorbeur ..	20
Figure I.10 : Pompe à chaleur à absorption – compression	21
Figure I.13 : Pompe à chaleur à absorption – compression à double effet	22
Figure II.1 : Température utile maximale en fonction de la température de la source froide T_e	31
Figure II.2 : Température maximale de condensation en fonction de la température de l'absorbeur T_a	32
Figure II.3 : Coefficient de performance en fonction de la température d'absorption	33
Figure II.4 : Variation de la plage de dégazage en fonction de la température utile T_n	34
Figure II.5 : Variation du débit spécifique de solution FR en fonction de la température utile T_n	35
Figure II.6 : Variation du <i>COP</i> en fonction de la température utile T_n	36
Figure II.7 : Variation du rendement exégétique η en fonction de la température utile T_n	37

Figure III.1: Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.	48
Figure III.2 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption GAX	55
Figure IV.1 : Comparaison du COP_h avec les données de <i>Romero</i> et <i>Al</i> pour le couple $H_2O/LiBr$	64
Figure IV.2 : Comparaison du coefficient de performance COP_h avec les données de <i>R.Best</i> pour le couple NH_3/H_2O	64
Figure IV.3a : Variation du coefficient de performance COP_c et COP_h en fonction de la température du générateur T_g pour NH_3/H_2O	66
Figure IV.3b : Variation du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour NH_3/H_2O	67
Figure IV.4a : Variation du coefficient de performance COP_c et COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour le couple NH_3/H_2O	68
Figure IV.4b : Variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour le couple NH_3/H_2O	68
Figure IV.5a : Variation du COP_c et COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le couple NH_3/H_2O	69
Figure IV.5b : Variation du taux de circulation FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le couple NH_3/H_2O	70
Figure IV.6 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température au générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$	75
Figure IV.7 : Comparaison du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$	76
Figure IV.8 : Comparaison des variations du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$	77
Figure IV.9 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$	78
Figure IV.10 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$	79
Figure IV.11 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$	80
Figure IV.12 : Variation du coefficient de performance COP_h en fonction de T_g pour $H_2O/LiBr$	82

Figure IV.13 : Variation du coefficient de performance COP_h en fonction de T_c pour $H_2O/LiBr$ 84

Figure IV.14 : Variation du coefficient de performance COP_h en fonction de T_e pour $H_2O/LiBr$ 85

Figure IV.15 : Coefficient de performance COP_h en fonction de la température du générateur T_g pour le cycle à simple effet , et COP_{gax} pour le cycle GAX, fonctionnant avec NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$ 88

Figure IV.16 : coefficient de performance COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour le cycle à simple effet, et COP_{gax} pour le cycle GAX, fonctionnant avec NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$ 90

Figure IV.17 : Coefficient de performance COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le cycle à simple effet , et COP_{gax} pour le cycle GAX, fonctionnant avec NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$ 91

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Résultats obtenus pour $T_e = 10^\circ\text{C}$ et $T_g = 180^\circ\text{C}$	30
Tableau IV.1 : Propriétés thermodynamiques des différents états pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN	73
Tableau IV.2 : Puissances dans les différents organes pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN	74
Tableau IV.3 : limite de cristallisation T_{gmax} en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_e = 5^\circ\text{C}$ et $T_c = 30^\circ\text{C}$	83
Tableau IV.4 : limite de cristallisation T_{emin} en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_c = 30^\circ\text{C}$ et $T_g = 85^\circ\text{C}$	86
Tableau IV.6 : Comparaison des performances du couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et NH_3/NaSCN fonctionnant à $T_e = 5^\circ\text{C}$, $T_a = 30^\circ\text{C}$, $T_c = 30^\circ\text{C}$ et $T_g = 95^\circ\text{C}$	87
Tableau IV.7 : Comparaison du COP_{gax} et COP_h pour $T_e = -5^\circ\text{C}$, $T_a = 25^\circ\text{C}$, $T_c = 25^\circ\text{C}$ et $T_g = 65^\circ\text{C}$	89

Nomenclature

<i>COP</i>	Coefficient de performance (sans dimension)
<i>EX</i>	Efficacité de l'échangeur de solution
<i>FR</i>	Taux de circulation (sans dimension)
<i>h</i>	Enthalpie spécifique (kJ/kg)
<i>m</i>	Débit (Kg/s)
<i>P</i>	Pression (kPa),(bar)
<i>Q</i>	Energie thermique (KW)
<i>T</i>	Température (°C) ,(K)
<i>X</i>	Titre de du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution (%)

Symbole grec

<i>v</i>	volume spécifique (m ³ /kg)
<i>ρ</i>	Densité (kg/m ³)

Indices

<i>a</i>	Absorbeur
AHX	Absorber Heat exchanger
<i>c</i>	Condenseur, carnot
<i>e</i>	Evaporateur
<i>f</i>	frigorigène
<i>g</i>	Générateur
GAX	Génerator Absorber heat Heat exchanger

h théorique

l Liquide

S Solution

v Vapeur

Introduction Générale

La possibilité de produire du froid par utilisation directe de l'énergie primaire, notamment celle du gaz naturel, a donné toutes leur places aux machines à absorption dans le domaine de froid et de la climatisation. Ces machines, qui offrent l'avantage de ne pas comprendre de machines tournantes à l'exception d'une pompe sont les seules, parmi ce type de machines, ayant atteint le développement industriel. En effet, 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.

En réalité, le principe de pompes à chaleur à absorption est simple, puisque nous savons que, si l'on dispose d'une source chaude en plus de la source gratuite à température ambiante, il est possible d'extraire de la chaleur d'une source froide sans apport de travail «machines thermiques trithermes ». Le travail mécanique nécessaire au fonctionnement de ces machines est très réduit puisque la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation, par pompe, d'un liquide absorbant dont la teneur, en frigorigène absorbé, dépend de la température et de la pression ; le système, en contrepartie, consomme de la chaleur. Et, théoriquement, un système à absorption est aussi efficace qu'un système à compression avec son moteur, pourvu que les trois températures de source se correspondent respectivement.

Introduction

Comme nous venons de le souligner, bien que l'importance des systèmes à absorption soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ce sont, actuellement, les seuls systèmes à sorption qui connaissent un certain développement. Et, pour rendre cette technologie 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 nous sommes intéressés à deux aspects permettant l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption. Le premier concerne la machine elle-même et sur ce plan nous avons sélectionné pour notre étude une machine à simple effet et une GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) ; et le deuxième aspect que nous avons exploré est celui des couples de fluides utilisés dans ces machines.

Ainsi, nous avons étudié le cycle de base de la machine à absorption et nous avons examiné, dans un premier temps l'effet d'un échangeur solution riche - solution pauvre, ensuite l'effet de l'utilisation d'une nouvelle configuration à savoir le cycle GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) sur les performances de la machine à absorption.

Pour les couples de fluides étudiés, nous nous sommes intéressés particulièrement à $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN en plus des couples classiques : c'est-à-dire $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté le principe de fonctionnement d'une PAC à absorption qui est d'ailleurs identique au cycle d'une PAC à compression mécanique de vapeur. La différence provient de la nature de la compression qui diffère dans les deux systèmes. Nous avons exposé, également dans ce chapitre, les différentes configurations possibles ainsi que les couples de fluides utilisés dans chacune d'elles et les améliorations apportées par chacune de ces configurations.

Introduction

L'étude thermodynamique ainsi que l'évaluation du COP d'un tel cycle, en négligeant l'énergie de la pompe de circulation utilisée pour faire passer la solution liquide du circuit basse pression au circuit haute pression, est exposé dans le chapitre deux en même temps que les propriétés des couples des fluides utilisés.

Le troisième chapitre est réservé à la présentation des détails de la modélisation menée dans ce travail. On y trouvera les principales étapes avec toutes les équations utilisées pour l'étude des machines à absorption simple effet et GAX. 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.

Les résultats obtenus à partir du programme de calcul et leurs interprétations ainsi que les comparaisons aussi bien relatives aux deux types de configurations (à savoir simple effet et GAX) qu'aux couples de fluides explorés (c'est-à-dire $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, NH_3/NaSCN , $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) sont rassemblés dans le quatrième chapitre.

Chapitre I.
Revue bibliographique

I.1. Définition

Une pompe à chaleur « PAC » est par définition un dispositif qui permet de transmettre des calories d'un milieu à bas niveau de température vers un milieu où la température doit être supérieure.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectue toujours d'un corps chaud vers un corps froid ; la PAC permet de réaliser l'écoulement inverse du sens naturel. Ce qui nécessite selon le deuxième principe de la thermodynamique une dépense d'énergie extérieure pour réaliser ce processus.

L'énergie motrice nécessaire au fonctionnement des pompes à chaleur peut être amenée :

- ✓ Soit sous la forme d'une énergie mécanique, ou équivalente.
- ✓ Soit sous la forme d'une énergie thermique fournie par une source thermique supplémentaire jouant le rôle d'une source de chaleur motrice.

Selon le but recherché, une pompe à chaleur est une machine frigorifique lorsqu'on s'intéresse à produire du froid (extraction de chaleur à un corps ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à l'ambiance). Si, au contraire, le but recherché est la production de chaleur (à partir de chaleur gratuite récupérée à une température plus basse) pour chauffer un milieu, ou le maintenir à une température suffisamment haute, alors la machine thermique devient une pompe à chaleur.

Dans certains cas spécifiques, on peut utiliser à la fois le froid produit à la source froide et la chaleur rejetée au « puits chaud ». Un tel système est alors généralement appelé thermofrigopompe.

I.2. Types de pompes à chaleur.

Les cycles suivant lesquels fonctionnent les pompes à chaleur peuvent être divisés en deux grandes catégories : cycles de compression de vapeur et cycles à absorption.

- Dans les PAC à compression mécanique : les vapeurs sont extraites par un compresseur mécanique (entraîné par un moteur électrique ou thermique). Leur simplicité de fabrication en fait le modèle le plus répandu. Ces PAC entrent dans la catégorie des machines au moins dithermes. Elles sont les plus simples et les plus répandues mais leur fonctionnement impose un moteur électrique.

- Les PAC à compression thermique de vapeur pour lesquels la compression mécanique est remplacée par une compression thermique. Parmi celles-ci, on peut citer les PAC à absorption et les PAC à adsorption. La compression du fluide frigorigène est réalisée par voie électrochimique en utilisant des mélanges binaires (formés à partir d'un fluide frigorigène et d'un absorbant ou un solide adsorbant) : les vapeurs dégagées par le fluide frigorigène sont dissoutes dans l'absorbeur (par un liquide absorbant présentant une forte affinité pour ce frigorigène) ou dans l'adsorbeur (par un solide adsorbant c'est-à-dire que la sorption se fait sur la surface du solide et non dans sa masse). Le fluide frigorigène est alors de nouveau refoulé de la solution par un apport de chaleur supplémentaire. Ces PAC mettent donc en œuvre au moins une troisième source de chaleur : elles seront donc nécessairement au moins trithermes.

I.3. Intérêt de l'utilisation des PAC thermiques.

Du point de vue environnemental, les émissions des fluides généralement employés jusqu'à la dernière décennie dans les PAC à compression (CFC, HCFC et HFC) ont été considérées comme responsables de la détérioration de la couche d'ozone de notre planète. En plus, ces émissions favorisent l'effet de serre et, donc, l'accroissement de la température moyenne globale de la planète.

De nos jours, on ne commercialise plus d'équipements de climatisation utilisant les CFC et les HCFC mais plutôt des fluides alternatifs qui sont les HFC. Or, ces derniers ont encore un impact environnemental significatif par rapport à l'effet de serre. D'où, l'intérêt croissant, pour les pompe à chaleur thermique utilisant des fluides inorganiques non nocifs pour l'environnement.

D'autre part, toute transformation d'énergie faisant intervenir de l'énergie mécanique est source d'irréversibilité. Il est donc plus intéressant de développer des systèmes trithermes qui ne nécessitent pas de travail mécanique et pour lesquels on peut espérer des sources d'irréversibilités moins élevées, c'est-à-dire un meilleur rendement thermodynamique.

Pour ces raisons, plusieurs procédés trithermes sont actuellement développés. On peut citer notamment :

- les machines à absorption liquide,
- les machines à adsorption solide,
- les machines à réaction chimique,
- les machines à éjection.

L'objectif visé est d'atteindre des *COP* supérieurs à 1, qui, compte tenu de ce qui précède, permettrait de concurrencer les machines à compression mécanique. Bien que cet objectif ait été déjà atteint sur des pilotes de laboratoire, seules les machines à absorption liquide sont actuellement commercialisées.

Les *COP* de ces machines commerciales restent pour l'instant de l'ordre de 0,3 à 0,7 [1] suivant le procédé utilisé, mais devrait rapidement tendre vers l'unité dans les années à venir et pourront même connaître un développement important, tant pour les applications domestiques, qu'industrielles.

En effet les pompes à chaleur thermiques ne comprennent pas des machines tournantes à l'exception de la pompe de solution ; son travail mécanique est nettement inférieur à celui d'un compresseur. Or, pour effectuer le même service, la PAC thermique consomme une chaleur nettement plus grande que la quantité

d'énergie mécanique que nécessite les PAC mécaniques et cela est due au fait que la valeur thermodynamique de la chaleur motrice est plus faible que celle de l'énergie mécanique donc on compense en quelque sorte la qualité par la quantité.

I.4. Système à absorption.

I.4.1. Historique.

Le père de ces systèmes est le français *Ferdinand Carré* (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple « frigorigène : ammoniac - absorbant : eau ». Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand *Edmund Altenkirch* et se poursuivit durant la première moitié du 20^{ème} siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien *Guido Maiuri* sur ces machines et ceux des suédois *von Platen* et *Munters* sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (en 1920). Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation.

Il existe également des systèmes à absorption discontinus, qui bien qu'apparus très tôt, (appareils à refroidir les carafes d'eau d'*Edmond Carré*, le frère de *Ferdinand Carré* (1866)), ne se développèrent guère.

Ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constituera le fluide frigorigène. L'autre constituant est appelé absorbant.

En plus, comme nous l'avons souligné au début, dans ces systèmes, la circulation du fluide n'est pas due à un compresseur mécanique mais par pompe. Le travail mécanique nécessaire donc est très réduit ; le système, en contrepartie, consomme de la chaleur.

A ce jour, deux couples sont principalement utilisés :

- Eau - Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$), l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac - Eau (NH_3/H_2O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

En général, le système à absorption, aux températures inférieures à 0 °C, utilise le couple [Ammoniac - Eau]. Et, pour les températures supérieures à 0 °C (climatisation), on peut employer le couple [Eau - Bromure de lithium].

I.4.2. Marche des équipements d'absorption. [2]

Un des principaux avantages des équipements à absorption se trouve dans leur capacité d'opération sans produire aucun type de vibration ni de bruit et delà la possibilité de leur utilisation dans des hôtels, des hôpitaux, etc.

Aux Etats-Unis et dans les pays européens, la demande de ces équipements est plutôt faible. Au Japon, par contre, les équipements à absorption ont été largement utilisée ; leurs utilisation a atteint, en 1985, 80% du marché (refroidisseur d'eau de grande puissance) [2].

Dans d'autres pays, comme la Chine, la Corée ou l'Inde, la demande de tels équipements grandit actuellement de manière extraordinaire tant pour les applications domestiques qu'industrielles. Sur la figure I.1, on montre l'évolution de la production annuelle de refroidisseur d'eau par absorption en Chine entre 1988 et 1997 [2].

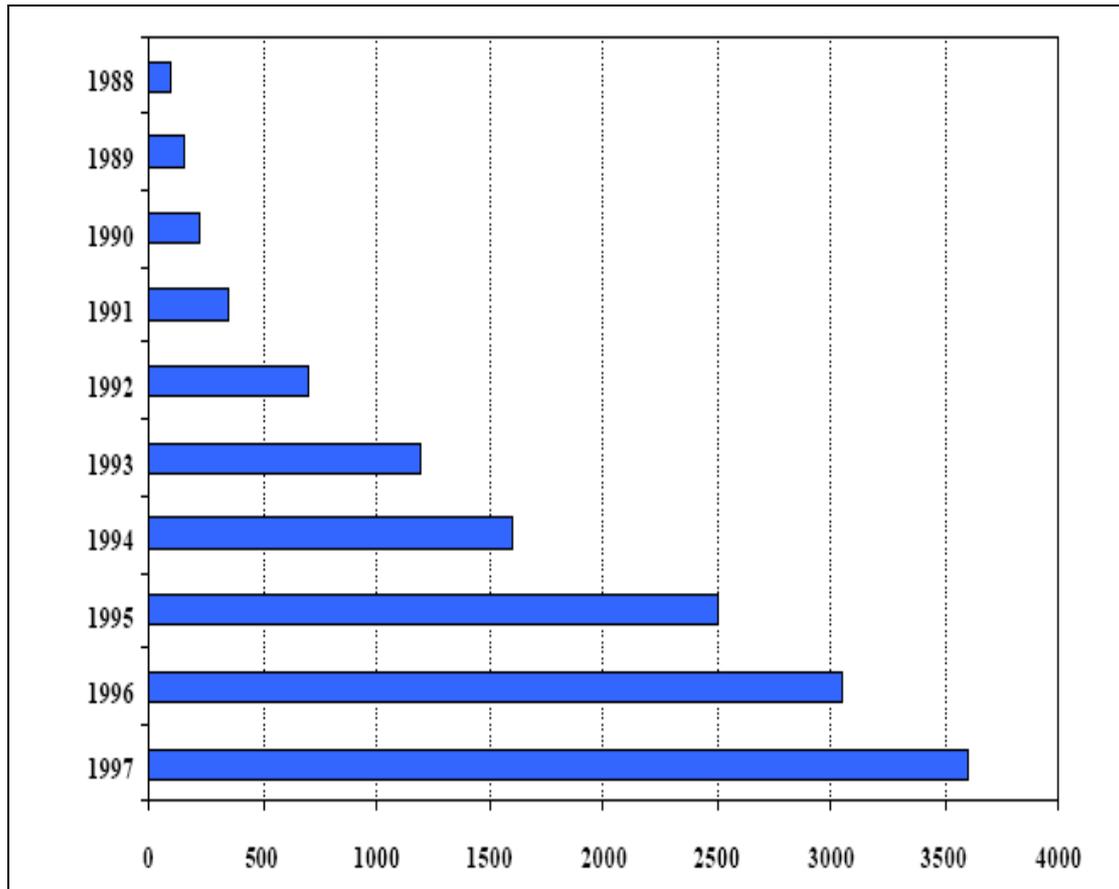


Figure I.1 : Évolution annuelle de nombre des PAC à absorptions installées en Chine. [2]

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.

I.4.3. Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption.

Comme nous venons de le souligner, les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression.

Dans la figure I.2, on montre un cycle à absorption à simple effet représenté sur un diagramme PTX (Pression - Température - Composition).

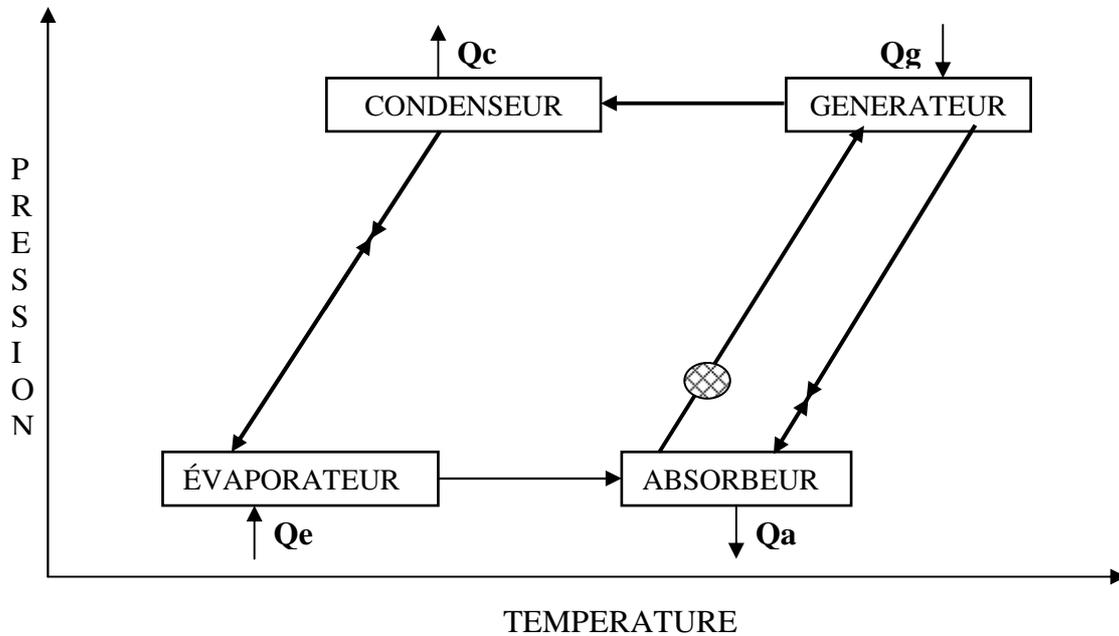
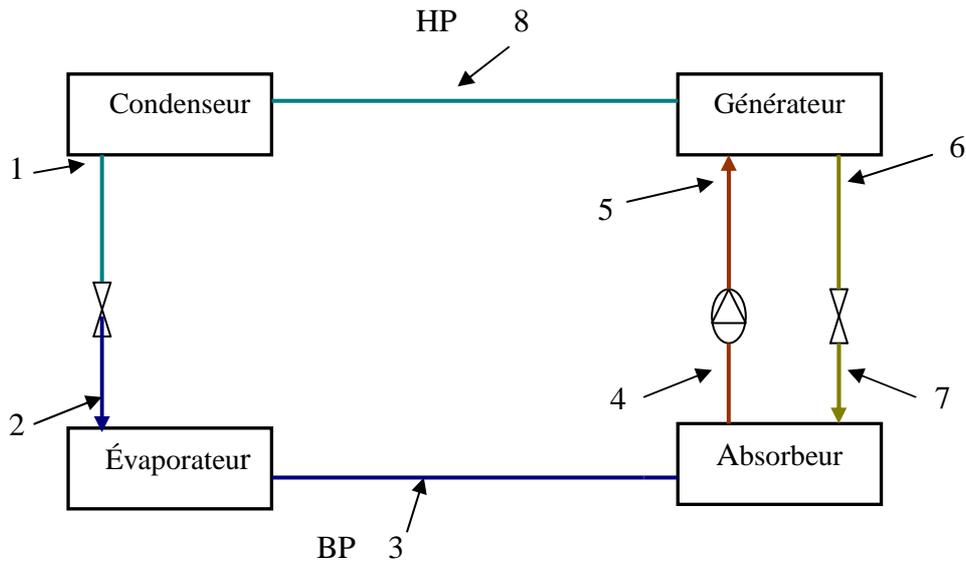


Figure 1.2 : Principaux composants d'un cycle à absorption à simple effet dans un diagramme PTX

Ainsi, une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés sur la figure I.3 et pour expliquer leurs fonctionnements, nous prendrons l'exemple d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac / eau.



Circuits : — frigorigène HP — frigorigène BP — solution riche — solution pauvre.

Figure 1.3 : Structure d'une machine à absorption.

Le bouilleur ou désorbeur : la solution riche en frigorigène X_{ab} (au point 5) y reçoit la quantité de chaleur Q_g à une température T_g ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution. On parle alors de désorption. En sortie de désorbeur, on obtient donc de la vapeur de frigorigène (au point 8) et une solution appauvrie X_{ge} en frigorigène (au point 6). Cet organe effectue donc une séparation.

En général, la vapeur d'ammoniac passe dans un rectificateur où elle se débarrasse de la vapeur d'eau entraînée.

Le condenseur : la vapeur d'ammoniac chaude arrive dans le condenseur, où elle dégage de la chaleur et revient à l'état liquide. Ce composant est analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_o du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur / condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température T_c .

L'évaporateur : à la sortie du condenseur (au point 1), le liquide subit un laminage à travers le détendeur (au point 2), puis s'évapore en prenant la chaleur Q_e au fluide ou à l'enceinte à refroidir. En effet, l'ammoniac liquide arrive dans l'évaporateur, où il absorbe de la chaleur environnante en produisant du froid et retrouve sa forme gazeuse avant de retourner à l'absorbeur. La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide T_e .

L'absorbeur : La vapeur issue de l'évaporateur (au point 3) est admise dans un absorbeur contenant une solution dite "pauvre", provenant du désorbeur (au point 7). Elle se dissout dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution. On parle alors d'absorption. Cette absorption s'accompagne d'une production de chaleur qui doit être éliminée. La chaleur Q_a dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_a . En sortie d'absorbeur (au point 4), on obtient ainsi une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue donc une opération de mélangeage.

Le mélange ammoniac-eau est de nouveau pompé de l'absorbeur dans le générateur, et le circuit recommence. La pompe à chaleur à absorption permet également, en inversant le circuit, de produire du froid au lieu de la chaleur.

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (B.P.) et désorbeur/condenseur (H.P.) nécessite en outre :

- la présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (en frigorigène),
- la présence d'un détendeur sur le circuit de la solution pauvre (en frigorigène).

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

En effet, dans les deux cas, il s'agit de faire passer la pression d'un fluide de P_e à P_c .

I.4.4. Différents cycles à absorption.

I.4.4.1. Machines à simple effet.

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, la figure I.4 montre le schéma de principe d'une machine fonctionnant avec le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme H_2O dans le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigérant avant de l'introduire dans le condenseur

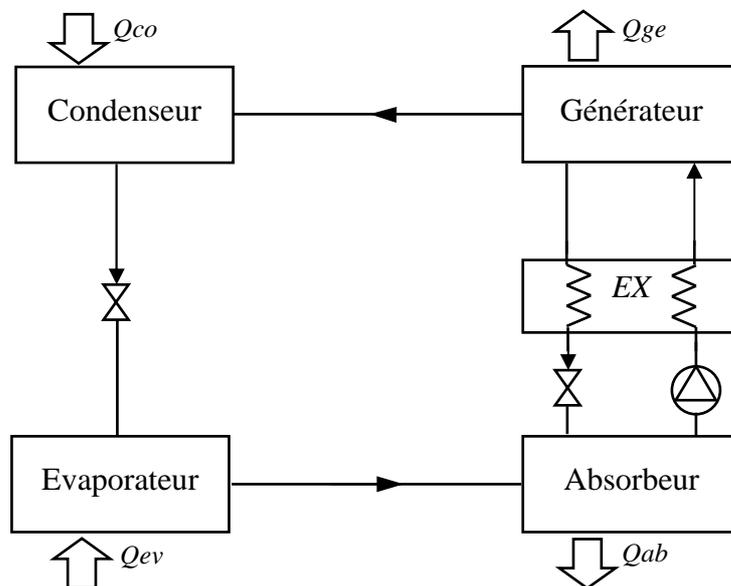


Figure I.4 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur

En général, un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe la solution riche en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom « échangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le *COP*. Des études expérimentales ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le *COP* d'environ 60 % [3].

La figure I.5 montre la variation du COP pour différente efficacité EX de l'échangeur de solution, (le calcul du COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur de solution est donné dans le chapitre III paragraphe 1.1.2).

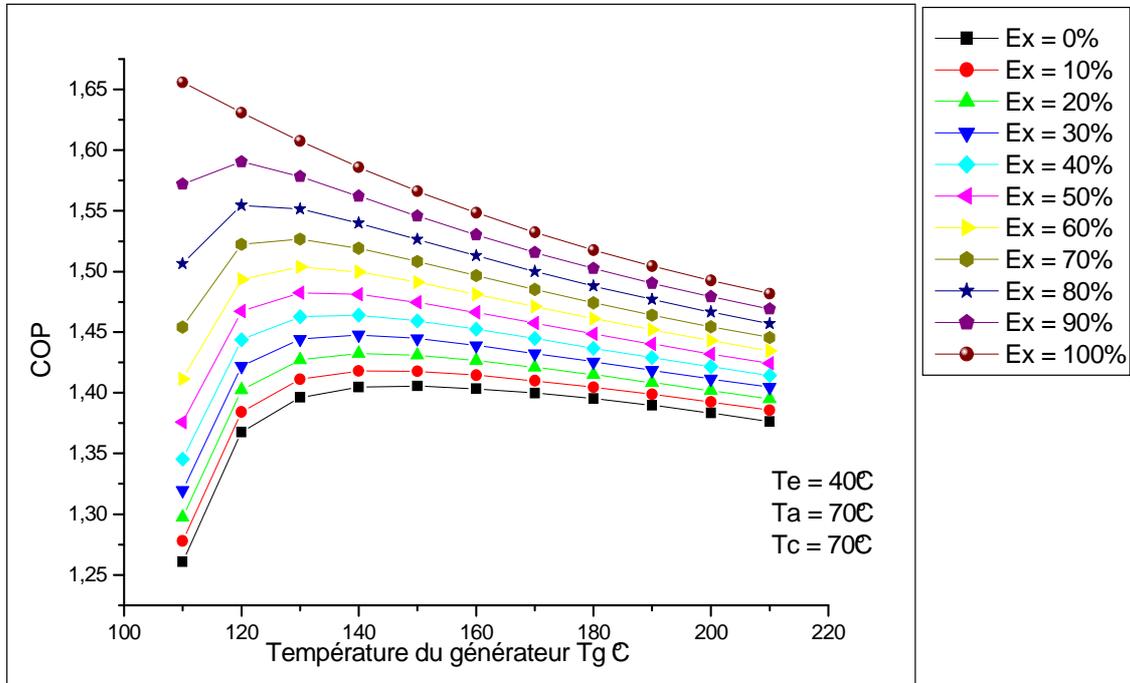


Figure 1.5 : Variation du COP pour différente efficacité de l'échangeur de solution.

Dans la plupart des installations à simple effet, les fluides les plus utilisés sont : $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$; mais à haute température, ces deux couples présenteraient en plus de leurs instabilité de fonctionnement certains désavantages :

➤ Pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$:

- Pression de fonctionnement assez élevée de l'ordre de 20 à 30 bars.
- Une colonne de rectification est nécessaire pour assurer une séparation aussi complète que possible de l'ammoniac et de l'eau ; cependant, elle joue un rôle négatif sur le COP (ce dernier diminue).

➤ Pour $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$:

- Corrosion et problème de cristallisation.

À cause des problèmes de fonctionnement liés à ces deux couples, les chercheurs ont étudié la possibilité d'utiliser d'autres fluides pour les remplacer ou encore améliorer leurs performances en les mélangeant avec d'autre comme :

LiNO₃/NH₃ [4], LiBr+ZnBr₂/CH₃OH [5], LiNO₃+KNO₃+NaNO₃/Eau [6], LiCl/Eau [7], Glycerol/Eau [8] CH₃OH-LiBr.-ZnBr/CH₃OH [9].

I.4.4.2 Machines à absorption à plusieurs effets.

Pour des sources de chaleur à hautes température, les cycles d'absorption multi - étagés et à plusieurs effet donnent la possibilité d'atteindre des performances supérieures à celles du cycle conventionnel à simple effet [10, 11]. Donc l'objectif principal de ces cycles est d'obtenir des *COP* plus élevés. Ils peuvent être considérés comme une combinaison de plusieurs cycles a simple effet.

La structure de ces machines permet de faire "travailler" la chaleur introduite à la source chaude plusieurs fois, d'où le terme plusieurs effet. Plusieurs structures sont développées actuellement. Nous en présenterons deux ici : la machine à double effet et le cycle GAX.

a. Machine à double effet.

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958 [22], la figure I.6 montre un tel système fonctionnant avec H₂O/LiBr.

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 de séparer davantage du frigorigène. Ce cycle fonctionne à trois niveaux de pression. La pression dans le 1^{er} 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.

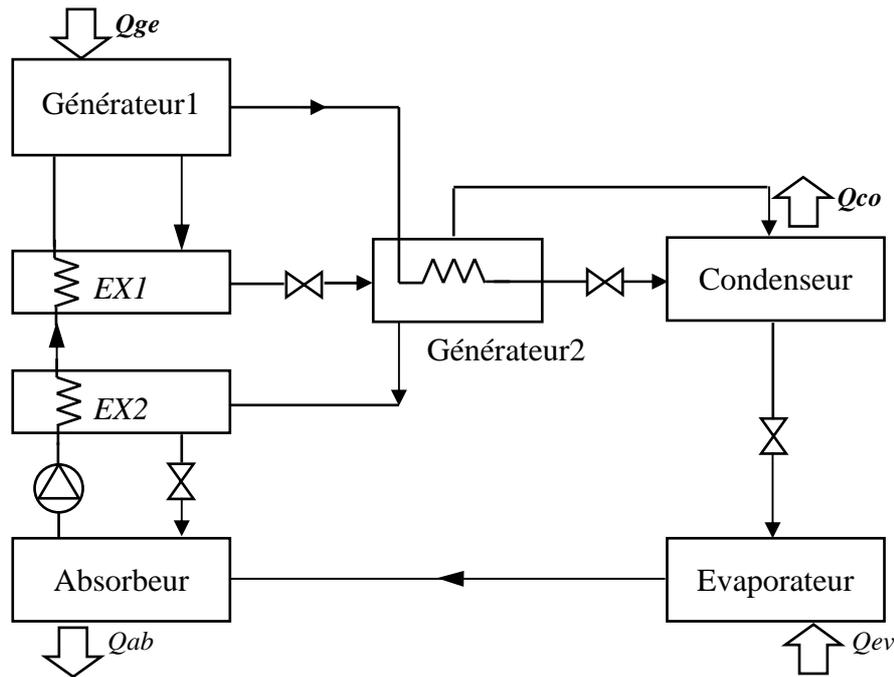


Figure I.6 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).

La figure I.7 montre une autre configuration possible ; c'est un cycle à double effet à écoulement parallèle qui travaille à deux étages seulement (donc la haute pression du cycle sera réduite).

Comme dans le cas précédant une source de chaleur extérieure fournit de la chaleur au générateur 1. Mais cette fois, on utilise la chaleur dégagée lors de l'absorption comme énergie motrice pour le générateur à basse température. Ce système est très utilisé avec les couples volatiles comme le cas de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

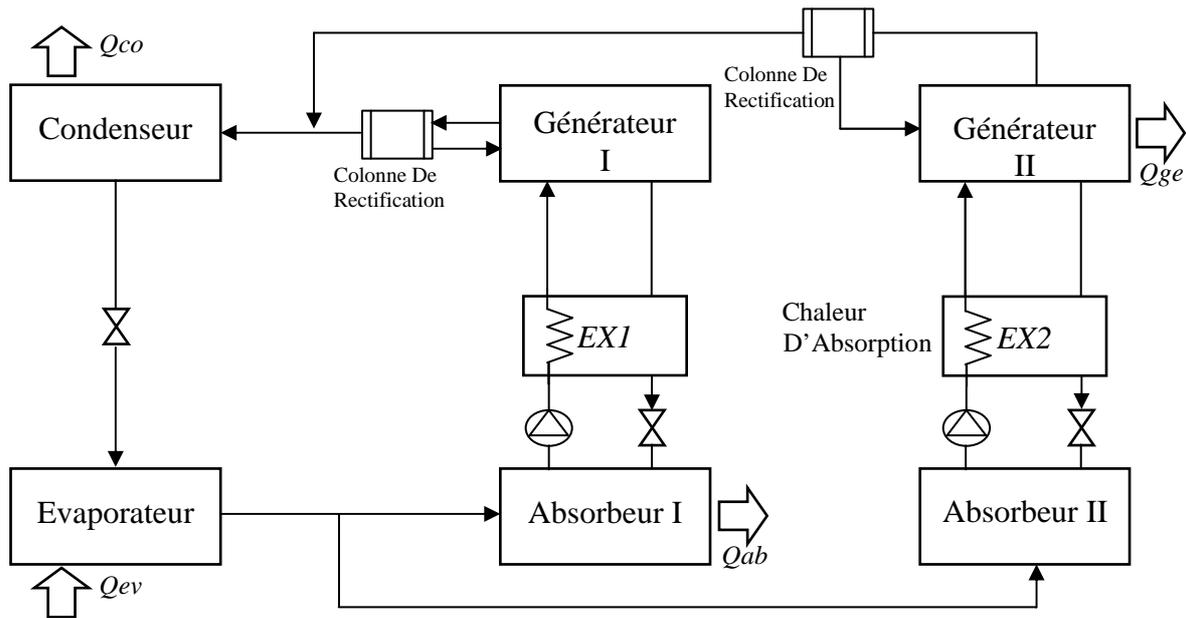


Figure I.7 : Cycle à absorption à double effet à écoulement parallèle fonctionnant à 2 niveaux de température.

D'autres cycles à plusieurs effets ont été analysés avec d'autres fluides comme le cycle à triple effet [12] et le cycle à quatre effets [13]. Cependant l'ensemble de ces montages présente un inconvénient du à la multiplicité du nombre d'effet à savoir que le fluide frigorigène utilisé est soumis à la totalité de la plage de température dans laquelle évolue le cycle; il en résulte des exigences très sévères quant à la stabilité des fluides frigorigènes et à leur solubilité.

Ces conditions ne peuvent être remplies par aucun mélange binaire liquide. Et ne peuvent être éliminées que lorsqu'on réalise une machine dont les circuits des divers étages sont séparés. De cette façon, il est possible de ne faire travailler chaque mélange binaire que sur une plage de température réduite.

Garimella et al. [14] ont utilisé pour un cycle à triple effet les deux couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et NH_3/NaSNC . *Inoue et al.* [15] ont utilisé les couples $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

L'augmentation du *COP* n'est pas liée directement au nombre d'effets ou d'étages car le gain supplémentaire obtenu avec les autres étages est très minime lorsque le *COP* réelle de l'unique étage est lui-même peu élevé [16]. L'effet de multiplicité des étages

ne se fait donc véritablement sentir que lorsque le COP de chacun des étages est aussi élevé que possible.

En plus, quand le nombre d'étage augmente les installations deviennent très complexes et nécessitent des appareillages spéciaux ; c'est pourquoi le cycle à double effet est le plus disponible sur le marché et cela malgré les recherches et les résultats encourageant obtenus par les chercheurs en utilisant d'autres montages.

b. Cycle GAX (Générateur Absorbeur Heat exchanger).

Avec le cycle à plusieurs effets et pour obtenir de bonnes performances, le cycle a tendance à devenir très complexe, le concept des GAX est de simplifier ces cycles tout en gardant une meilleure efficacité.

Le cycle GAX a été introduit en 1911 par *Altenkirch* et *Tenchkhoff* [17, 18], la figure I.8 montre le schéma de fonctionnement d'un tel cycle.

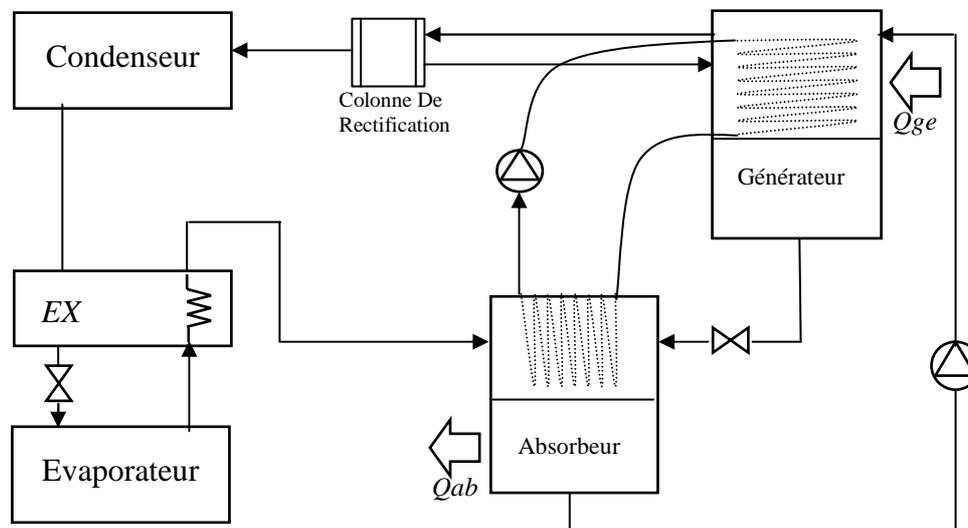


Figure I.8 : Schéma de fonctionnement d'un cycle GAX.

Dans le cycle GAX, la chaleur produite lors de l'absorption est directement fournie au générateur ce qui facilite la séparation du frigorigène. La chaleur motrice nécessaire

au générateur est donc réduite par l'apport supplémentaire de la chaleur d'absorption ce qui va relever le *COP*.

Le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le générateur s'effectue par un fluide secondaire qui réalise une pré-absorption dans l'absorbeur et une pré-séparation dans le générateur avec cette modification un cycle à absorption à simple effet peut produire un *COP* aussi important qu'un cycle à double effet (en utilisant la GAX) [19 à 24].

Cependant le cycle GAX de base présente un inconvénient majeur. En effet parfois la chaleur rejetée par l'absorbeur ne suffit pas à produire la pré-séparation, il faut donc augmenter le débit de solution « *FR* » sortant de l'absorbeur. Cette opération est accomplie en ajoutant une seconde pompe et cette nouvelle configuration porte le nom d'un cycle GAX branché. L'augmentation de la performance due à cette modification sera d'environ 5 % [25,26].

Plusieurs possibilités d'amélioration des cycles GAX sont possibles avec de nouveaux mélanges de fluides, *Zaltach* et *Grosman* [27] ont utilisé un modèle de simulation pour les GAX fonctionnant avec les mélanges ternaires $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et, les résultats ont montré qu'avec ce mélange pour des températures de désorption 204 °C, le *COP* est de 21 % plus grand que celui obtenu avec le mélange binaire $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Cette simulation encourage également la possibilité de s'orienter vers le mélange ternaire est à quadripôle.

I.4.4.3. Cycle à transformateur thermique.

Un autre système à absorption est connu sous le nom « transformateur thermique » ou « pompe à chaleur à absorption inversée ». Dans ce système, il est possible avec une faible dépense d'énergie de reconvertir de la chaleur à température moyenne en chaleur utile à une température nettement plus élevée.

L'effet thermodynamique d'un transformateur thermique s'obtient par inversion du cycle de la pompe à chaleur à absorption (figure I.9), le cycle a les mêmes composants

qu'un cycle à simple effet ; la seule différence c'est que le détendeur entre le condenseur et l'évaporateur est remplacé par une pompe c'est-à-dire qu'on inverse le cycle.

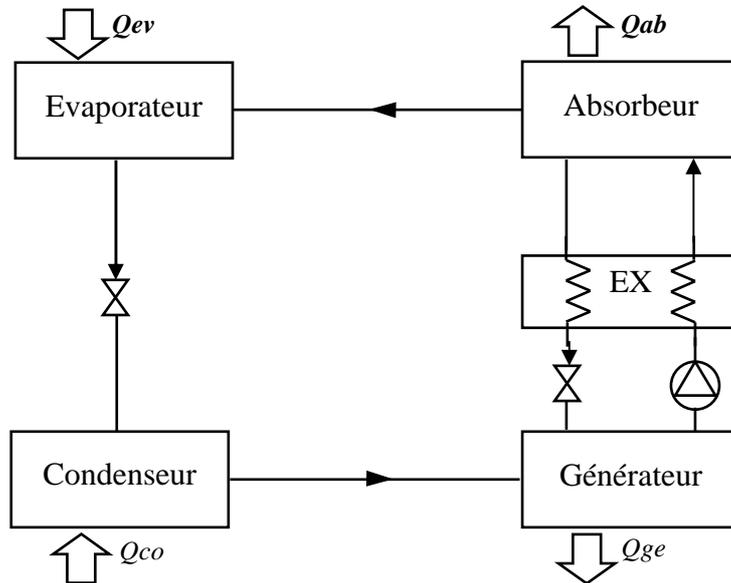


Figure I.9 : Cycle à transformateur thermique, la chaleur utile est rejetée dans l'absorbeur.

Cette fois-ci, contrairement à ce qu'on a vu précédemment, la désorption du fluide frigorigène dans le générateur s'effectue à température moyenne et à basse pression.

Le fluide frigorigène se liquéfie à basse température et basse pression dans le condenseur ensuite le liquide obtenu est pompé à l'évaporateur ; l'évaporation s'effectue par un apport de chaleur à la température moyenne et à haute pression. La vapeur produite est absorbée dans l'absorbeur qui rejette alors la chaleur utile à une température élevée.

Donc l'utilisation d'un tel cycle permettra à partir d'une source thermique à faible température (énergie solaire, rejets thermiques) d'obtenir des quantités de chaleur importantes et à des températures élevées. C'est ainsi que, dans les régions au climat très froid, il serait véritablement possible de (chauffer avec du froid) ; car, s'il l'on dispose en effet d'un réservoir de chaleur suffisamment important dont la

température est relativement basse, par exemple eau de mer, de rivière ou nappe phréatique à la température de 278 K, un transformateur thermique bi-étagé va permettre pour des températures extérieures de 253 K de produire de la chaleur à 313 K et pratiquement sans apport d'énergie complémentaire [28]. Les couples utilisés dans les cycles à transformateurs thermiques sont : Eau/LiBr [29], LiBr+ZnBr₂/CH₃OH [30], DMETEG/R21, DMF/R21[31 à 33], n-heptane/DMF, cyclo-heptane/DMSO [34].

I.4.4.4. Cycle combiné absorption-compression.

La figure I.10 montre le schéma de principe d'un tel système développé par *Machielesen* [35]. Cette configuration est similaire à celle d'un système à compression de vapeur ordinaire mais en substituant le compresseur par un résorbeur (qui absorbe les vapeurs) et l'évaporateur par un désorbeur (génère les vapeurs). *Altenkirch* est le premier en 1950 qui a proposé la possibilité de coupler la partie compression d'un système à compression avec la partie froid d'un système à absorption et qui a montré son aptitude de travailler en pompe à chaleur.

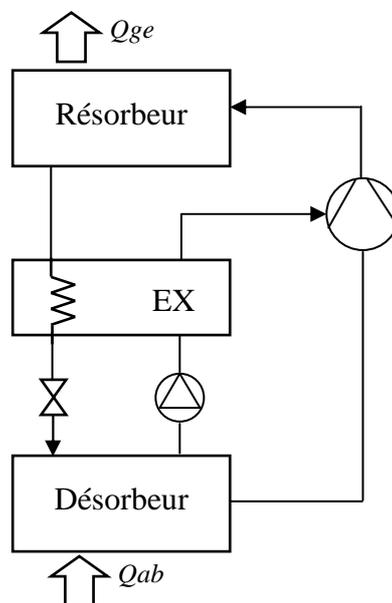


Figure I.10 : Pompe à chaleur à absorption – compression

La figure I.11 montre un cycle combiné à double effet, la chaleur fournie par l'absorbeur à haute pression est utilisée pour désorber la vapeur du frigorigène dans le générateur basse pression.

Plusieurs études ont testé ce concept et ont montré qu'il est prometteur [35-37].

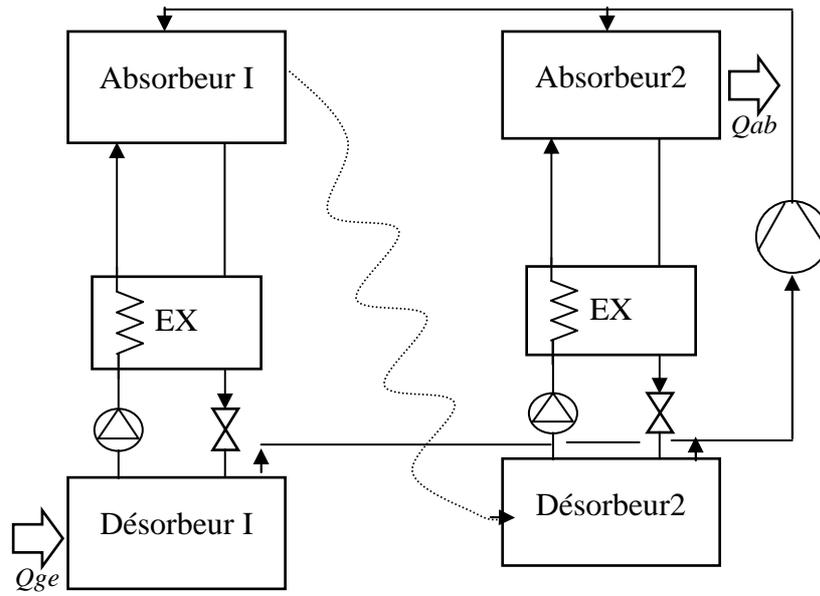


Figure I.11 : Pompe à chaleur à absorption -compression à double effet.

(la chaleur de l'absorption est fournie au générateur 2 basse pression pour permettre la séparation).

Une autre configuration proposée par Cacciola et al, [38] fonctionne avec deux mélanges binaire $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ et NH_3 / KHO . La haute pression de ce système est relativement basse ce qui permet de ne pas utiliser une colonne de rectification ; il peut aussi travailler avec des températures au dessous de $0\text{ }^\circ\text{C}$ sans risque de cristallisation. Les cycles de compression -absorption permettent d'obtenir un meilleur COP malgré leur complexité et l'utilisation d'un travail mécanique.

Chapitre II.

**Thermodynamique des PAC à
absorption et propriétés des fluides
utilisés dans ces machines.**

II.1. Analyse thermodynamique.

Avant d'appliquer les principes de la thermodynamique à un cycle réel d'absorption (voir figure I.2, chapitre I), nous allons utiliser certaines hypothèses de base tirées de la littérature [39] :

- Les températures dans les composants (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré;
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur;
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante ;
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur;
- Le travail de la pompe n'est pas pris en compte (supposé négligeable);
- Les détente sont supposées isenthalpiques;
- Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

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_{ab} , 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'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués :

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

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

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

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

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

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

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

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

- **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 I.3), on obtient:

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

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

c) Désorbeur : $Q_g = m_f (h_7 - m_{ge} h_6 - m_{ab} h_4)$ (II.9)

d) Absorbeur : $Q_a = m_{ab} h_4 - m_{ge} h_6 - m_f h_3$ (II.10)

e) Pompe : $W = m_{ab} (h_4 - h_4) , \text{ avec } h_4 - h_4 = \int_{P_e}^{P_c} v dp$ (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 m_{ab} refoulée par la pompe et de vapeur m_f désorbée au générateur [39], s'écrit :

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

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.

La valeur du débit spécifique de solution devrait être aussi faible que possible de façon à réduire au maximum la puissance absorbée par la pompe.

La différence $X_{ab} - X_{ge}$ est appelée la plage de dégazage on la note X :

$$X = X_{ab} - X_{ge} \quad (II.13)$$

Elle ne doit pas être trop faible afin d'éviter la nécessité de la mise en circulation d'un débit de solution important.

- **Coefficient de Performance « COP ».**

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 :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g - W} \quad (II.14)$$

Le COP_c idéal de Carnot s'écrit (voir annexe 1) :

$$COP_c = \frac{1 - \frac{T_a}{T_g}}{\frac{T_c}{T_e} - 1} \quad (II.15)$$

- En mode chauffage

$$COP = \frac{\text{chaleur utile récupéré}}{\text{chaleur fournie au générateur}} = \frac{Q_c - Q_a}{Q_g - W} \quad (II.16)$$

Le COP_c idéal de Carnot s'écrit (voir annexe 1) :

$$COP_c = 1 + \left(\frac{1 - \frac{T_a}{T_g}}{\frac{T_c}{T_e} - 1} \right) \quad (II.17)$$

La chaleur utilisée est récupérée d'une part à l'absorbeur, de l'autre au condenseur. Quand on utilise une colonne de rectification, on récupère en outre la chaleur dégagée au déflegmateur et cédée par la solution riche. Le coefficient de performance ainsi défini est plus grand que l'unité ; dans le cas de changement d'état réversible, sa limite supérieure est donnée par la relation (II.17) [39].

Donc le coefficient de performance ne peut que varier que dans un espace borné par l'équation suivante :

$$1 \leq COP \leq 1 \left(\frac{1 - T_a/T_g}{T_c/T_e - 1} \right) = COP_c$$

Pour agir favorablement sur le COP , il est possible de faire reculer la borne supérieure et cela en abaissant la température de chauffage T_c ou d'élever la température de la source froide T_e . Toutes autres augmentation du COP n'est possible qu'en éliminant tous les phénomènes à caractère irréversible qui ont lieu au cours de l'évolution du processus. La localisation de telles pertes ne signifie pas qu'on va pouvoir les supprimer, mais elles nous donnent des indications précieuses qui vont nous permettre de procéder à l'améliorer du fonctionnement de la machine.

II.3. Calcul du cycle d'une pompe à chaleur à absorption.

Le calcul d'une pompe à chaleur à absorption nécessite la connaissance préalable des températures T_e de la source froide, T_g de la chaleur fournie au générateur, T_n de la chaleur utile de chauffage et celle-ci nécessite de fixer T_c la température de la source chaude et T_a la température de l'absorbeur.

Le schéma de principe de l'installation sera celui de la figure III.1 (chapitre III). En outre, la vapeur qui quitte le générateur doit être facilement volatil par rapport au solvant de la solution, on négligera les pertes de charge des différents appareils.

Dans un premier temps, on détermine les variables d'état du mélange à partir de l'équation de pression de vapeur $P_s = P_s(T, X)$. Comme indiqué sur le diagramme $\lg P, 1/T$ (Diagramme d'Oldham, voir annexe 2), on calcul la pression dans l'évaporateur P_e en partant de la température de la source froide avec le titre X en frigorigène égal à 1 :

$$P_e = P_s(T_e, X=1).$$

La pression qui règne dans l'absorbeur est P_e . Connaissant la température d'absorption T_a , on peut alors calculer la concentration de la solution riche supposant que cette solution quitte l'absorbeur à l'état saturé. Le titre X_{ab} de la solution riche se détermine à partir de l'équation :

$$P_e = P_s(T_a, X_{ab}).$$

Le titre X_{ge} de la solution pauvre se calcul à partir de la température T_g de la source de chaleur du générateur et de la pression P_c dans ce dernier :

$$P_c = P_s(T_g, X_{ge}).$$

A ce stade, il faut vérifier si, après tout, le cycle est vraiment possible, c'est-à-dire si les titres précédemment calculés remplissent bien la condition :

$$X_{ab} > X_{ge}$$

Si cette inégalité est vérifiée, on peut procéder à la détermination des titres dans chacun des appareils. A cet effet, pour simplifier les calculs il est plus judicieux de ramener toutes les grandeurs du cycle comme les quantités de chaleur et les débits à la vapeur de fluide frigorigène m_f quittant le générateur.

Dans ces conditions, le débit de solution riche est remplacé par le débit spécifique de solution FR conformément à l'équation II.12. Et par conséquent le débit massique de solution pauvre devient $(FR-1)$.

On connaît donc pour tous les états de la solution les pressions, les débits massiques et les titres ainsi que les températures du condenseur, évaporateur, absorbeur et dans le générateur.

En vue de déterminer les enthalpies et les dernières températures non encore connues, il faut passer par le bilan calorifique des énergies mises en jeu.

Pour ce faire, on calcul d'abord les enthalpies correspondant aux états 1, 2, 4, 5 et 8 dont les températures sont déjà connues, à la suite de quoi on détermine la puissance de la pompe. On obtient l'enthalpie h_6 en ajoutant à h_5 l'augmentation de l'enthalpie due à la compression de la solution riche (voir équation III.18).

Partant de l'enthalpie h_6 , on peut calculer la température T_6 . On ce qui concerne l'échangeur thermique solution riche / solution pauvre, on connaît à présent les caractéristiques des états 6 et 8. Le calcul des états 7 et 9 va pouvoir se faire à partir de l'efficacité de l'échangeur et à l'aide de l'équation d'équilibre des bilans calorifiques (voir équation III.21, III.22).

Enfin, on obtient les enthalpies et les températures des états 10, après le réducteur de pression, et 3, après le détendeur thermostatique, à partir de $h_{10} = h_9$ et $h_3 = h_2$, la réduction de pression et la détente étant considérées comme adiabatiques. On connaît donc maintenant toutes les grandeurs d'états du cycle.

Il ne reste plus à calculer à partir des bilans énergétiques que les quantités de chaleur mises en jeu dans chaque appareil et partant le coefficient de performance.

II.4. Le comportement des pompes à chaleur à absorption influence des différentes températures sur cycle.

Nous allons baser notre raisonnement sur un cycle à absorption mono-étagé fonctionnant avec le mélange binaire ammoniac/eau.

La méthode de calcul utilisée tient compte de la divergence du cycle réelle par rapport au cycle idéale [40]. Les conditions de fonctionnement sont :

Température de la source froide $T_e = 10\text{ °C}$

Température de la chaleur fournie au générateur $T_g = 180\text{ °C}$

Les résultats sont représentés dans le tableau II.1 pour des températures utiles :

$T_n = 50\text{ °C}$ et 70 °C . (T_n c'est la température que l'on peut produire en chauffage)

Tableau II.1 Résultats obtenus pour $T_e = 10\text{ °C}$ et $T_g = 180\text{ °C}$, [41]

Température utile T_n	50 °C	70 °C
Débit spécifique de solution FR	3.52	15.92
Plage de dégazage X	0.0235	0.046
Coefficient de performance COP	1.50	1.36
Rendement exergetique η	0.40	0.58

Pour une température utile de 70 °C , on voit clairement que le débit spécifique de solution en circulation est élevé ce qui correspond à une plage de dégazage très faible égale à 0.046 ; ceci entraîne une augmentation de la puissance absorbée par la pompe et donc une diminution du COP .

Dans une PAC à absorption, il y a une dépendance entre les différentes températures du cycle. En chauffage ce qui nous intéresse c'est la température utile T_n que l'on peut produire ; pour cela nous allons représenter la température utile maximale possible

T_n en fonction de la température T_e de la source froide, et de la température T_g de la chaleur fournie au générateur (voir figure II.1).

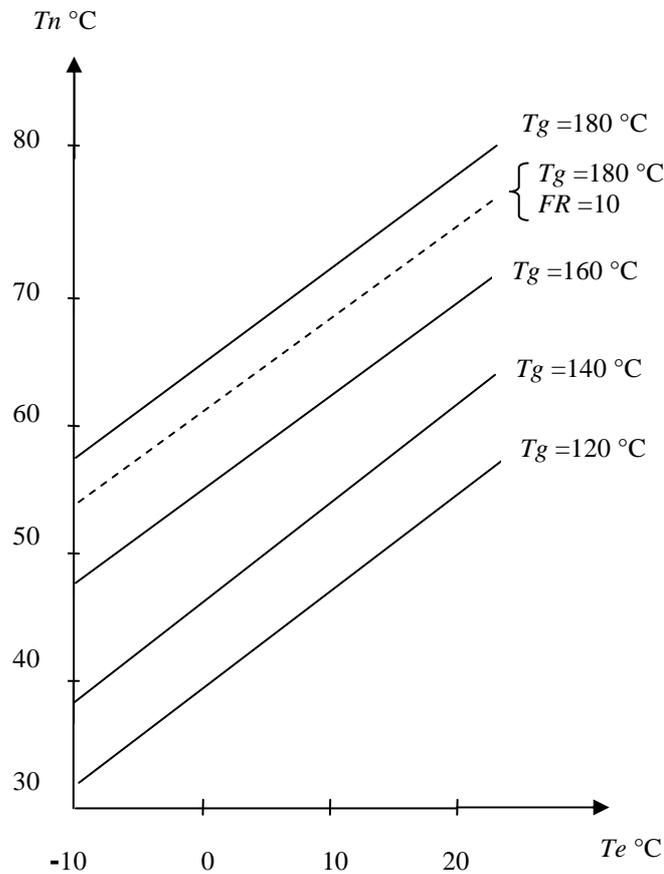


Figure II.1 : Température utile maximale en fonction de la température de la source froide T_e [41].

La ligne en pointille sur la figure II.1 indique la température utile d'un cycle réel dans lequel la température de la chaleur fournie au générateur est 180 °C et le débit de solution FR égale à 10 ; comme on peut le voir sur la figure, on peut atteindre des températures utiles intéressantes permettant d'alimenter un chauffage à basse température (même pour des températures de la sources froide allant jusqu'à -10 °C)

Cette température utile maximale T_n diminue quand la température de la source froide s'abaisse du fait qu'il en résulte une baisse de pression dans l'évaporateur et par suite dans l'absorbeur, il s'ensuit également une diminution de la plage de dégazage et du titre de la solution riche.

La figure II.2 montre la relation entre la température du condenseur T_c et de celle de l'absorbeur T_a . On peut voir qu'il est possible d'atteindre des températures élevées au condenseur quand les températures à l'absorbeur sont faibles. Pour cela et pour obtenir une augmentation de la température utile maximale admissible, il faut admettre par exemple des températures différentes dans le condenseur et l'absorbeur.

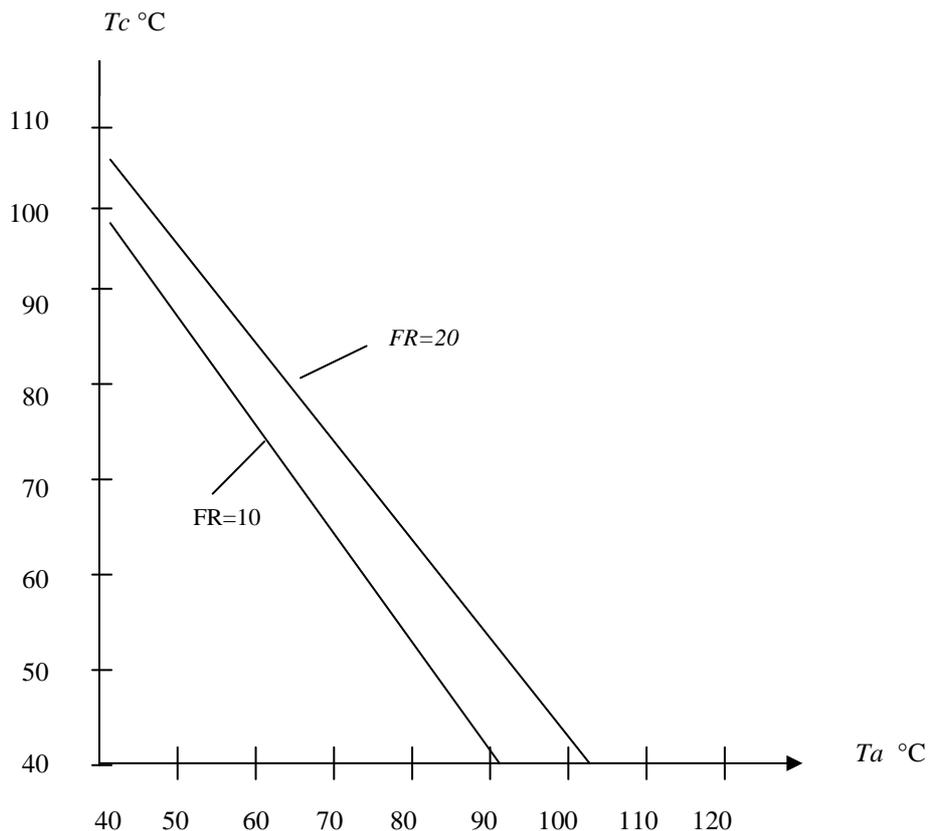


Figure II.2 : Température maximale de condensation en fonction de la température de l'absorbeur T_a [41].

On peut aussi représenter la variation du COP en fonction de la température de l'absorbeur, on voit clairement comme l'indique la figure II.3 qu'une température d'absorption élevée abaisse le coefficient de performance, donc il faut choisir des températures d'absorption convenable pour améliorer le fonctionnement du cycle.

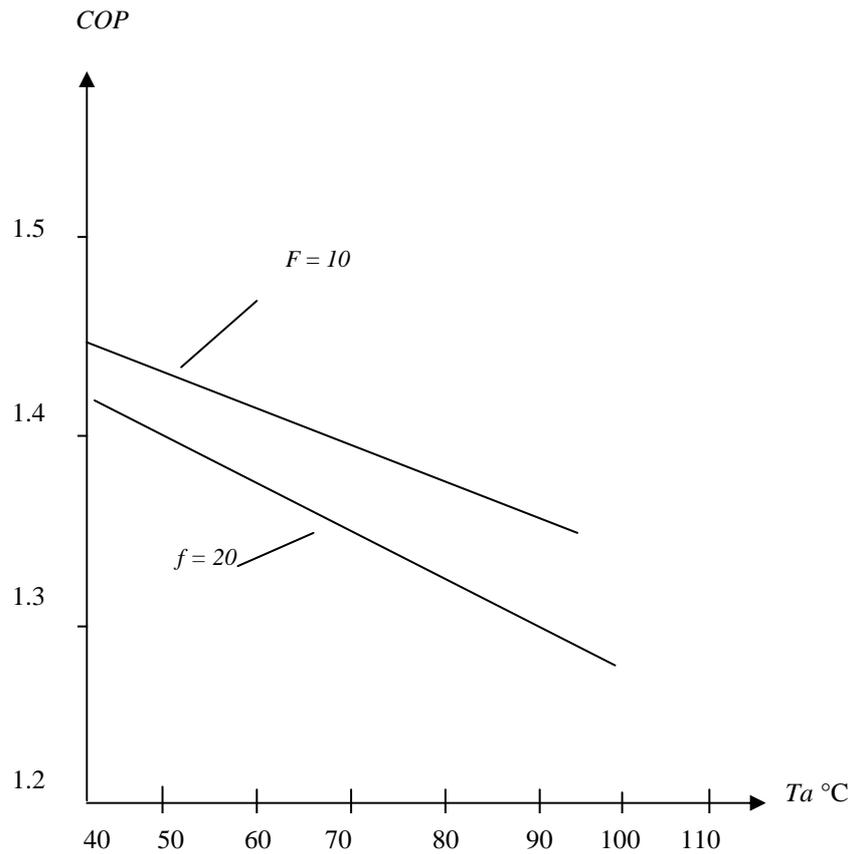


Figure II.3 : Coefficient de performance en fonction de la température d'absorption T_a [41].

Il existe également une influence de la température utile T_n et de la température de la source froide T_e sur les différents grandeurs caractéristiques du cycle; à savoir la plage de dégazage ΔX , le débit spécifique de solution FR , le COP et le rendement exergétique η [41].

Sur la figure II.4 on voit que la plage de dégazage diminue avec l'augmentation de la température utile T_n alors que simultanément comme l'indique la figure II.5 le débit spécifique de solution augmente.

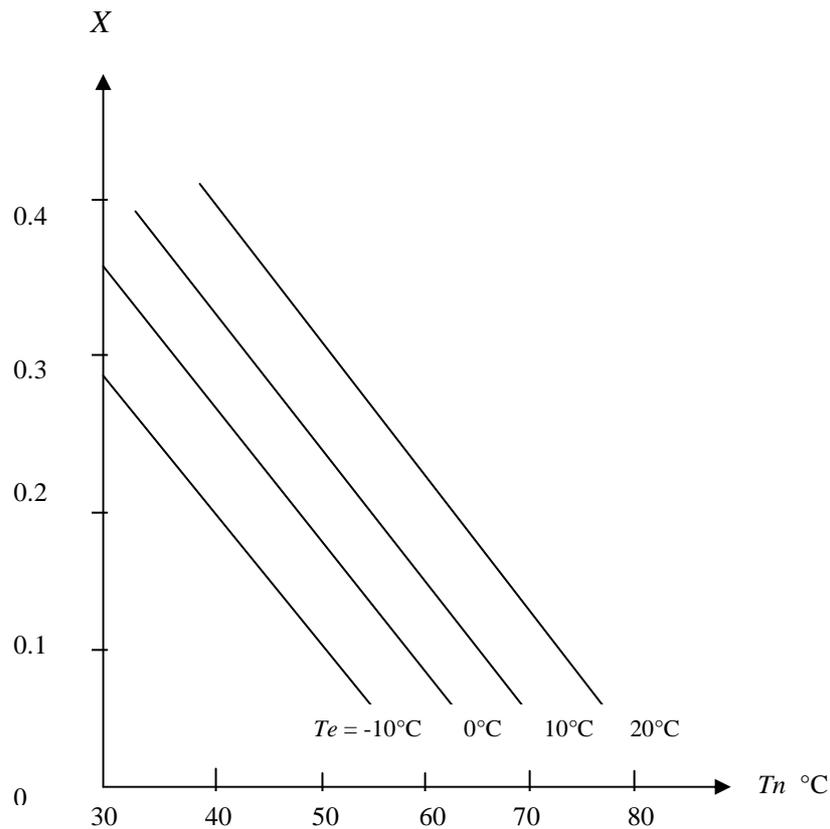


Figure II.4 : Variation de la plage de dégazage en fonction de la température utile T_n [41].

La figure II.5 permet de déterminer la température utile maximale (théorique) en traçant l'asymptote verticale à chaque courbe, on voit que la température utile correspondant à un débit de solution $FR = 20$ ne se différencie que de très peu de celle correspondant à l'asymptote et pour cette même température maximale en ce rapportant à la figure II.4 on voit qu'elle correspond à une plage de dégazage très faible 0.03 ou même tend vers zéro, donc on peut considérer la valeur $FR = 20$ comme limite de fonctionnement de ce cycle. Car toute petite variation de l'une des températures du cycle pourrait conduire à ce que X soit nulle ce qui rendrait le cycle physiquement impossible.

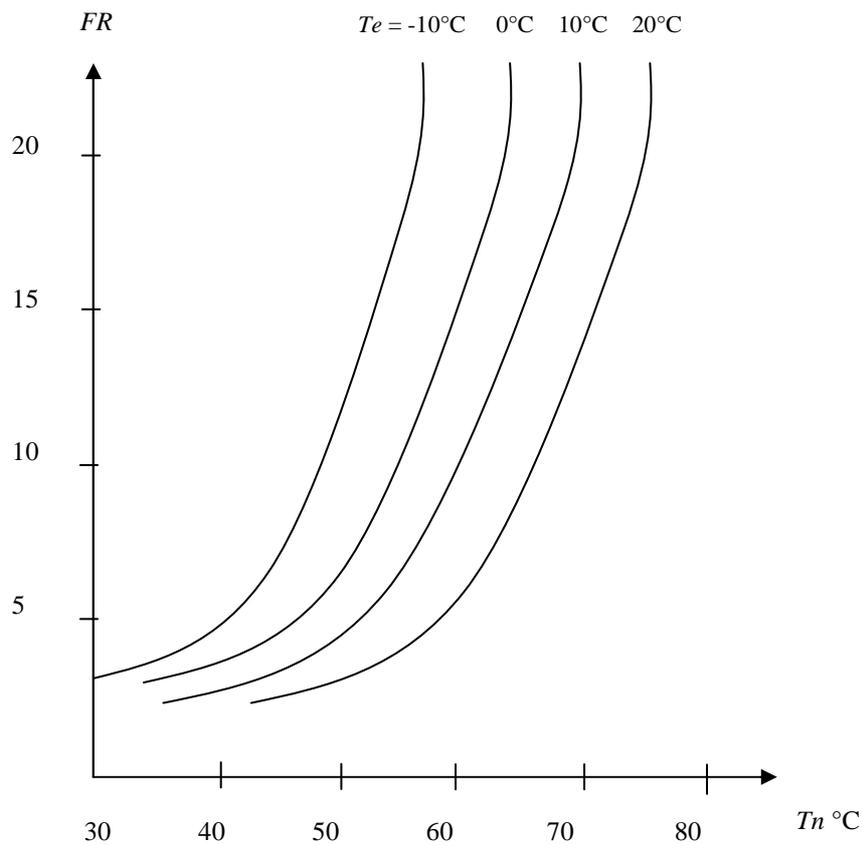


Figure II.5 : Variation du débit spécifique de solution FR en fonction de la température utile T_n [41].

D'après la figure II.6, le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température utile mais ce coefficient est d'autant plus élevé que les températures T_n et T_e sont voisines (proches l'une de l'autre) : c'est-à-dire l'écart entre la source chaude et la source froide est faible.

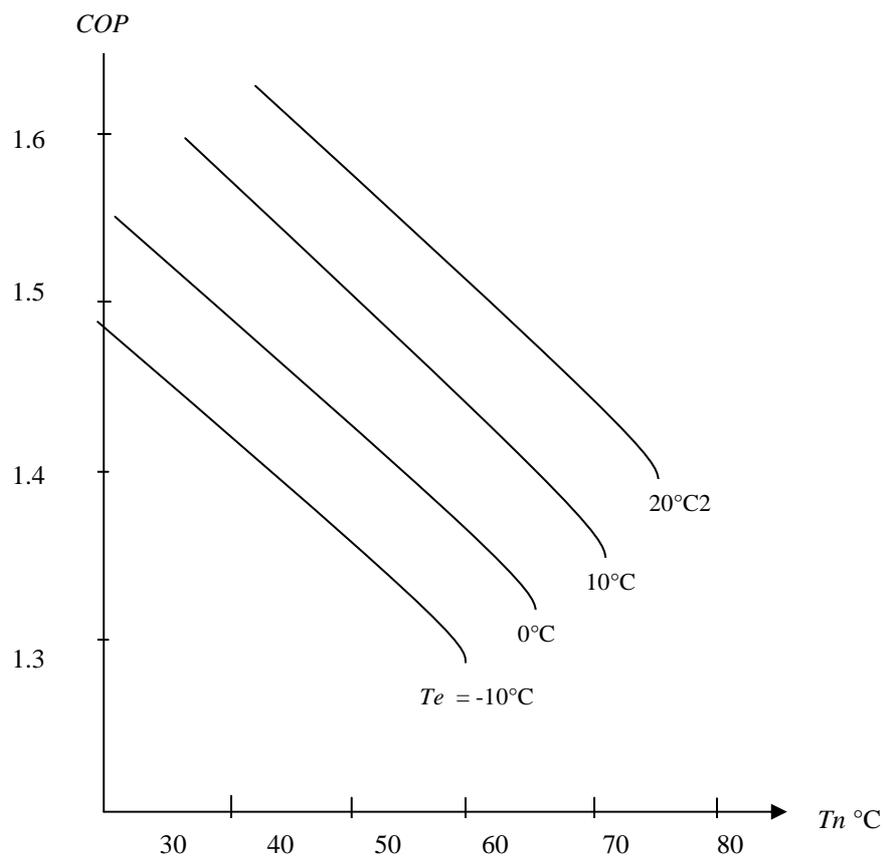


Figure II.6 : Variation du COP en fonction de la température utile T_n [41].

En ce qui concerne le rendement exergetique et comme montre la figure II.7 on peut remarquer qu'il existe pour chaque température T_e de la source froide une température utile T_n donnée pour laquelle le rendement exergetique est maximale, la plage de dégazage correspondant à chaque maximum et donnée par la figure II.4 et elle est comprise entre 0.05 et 0.08, donc il existe aussi une plage de dégazage optimale pour le fonctionnement du cycle.

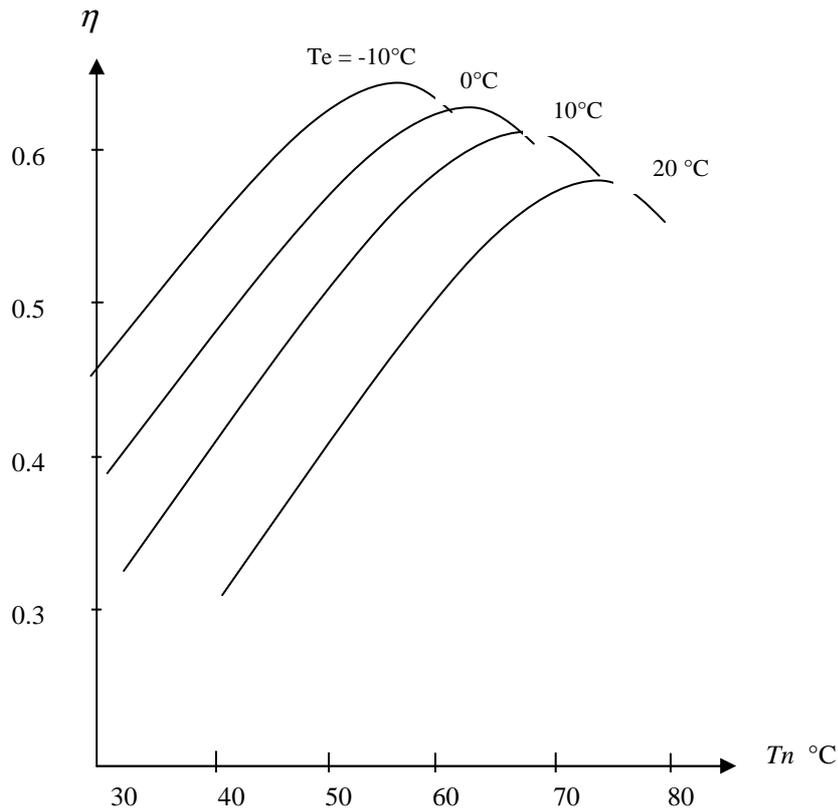


Figure II.7 : Variation du rendement exergétique η en fonction de la température utile T_n [41].

En conclusion

La température utile maximale que l'on peut atteindre est fonction de la température de la source froide et de celle de la chaleur fournie au générateur. Pour pouvoir relever cette température il faut que le condenseur et l'absorbeur libèrent de la chaleur à des températures différentes.

A chaque température de la source froide correspond une plage de dégazage optimale pour laquelle le rendement exergétique atteint son maximum.

II.5. Les fluides utilisés.

La performance d'une machine à absorption dépend des propriétés chimiques et thermodynamique des fluides utilisés [42].

L'exigence fondamentale que doivent avoir les mélanges (absorbant/réfrigérant) est une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle. Les mélanges doivent également être stables chimiquement, non toxique, et non explosifs.

En plus de ces recommandations, les caractéristiques suivantes sont souhaitées [43] :

- Un grand écart de températures d'ébullition entre le frigorigène et l'absorbant supérieure à 200 K pour permettre une séparation facile.
- Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans l'absorbant pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.
- Propriétés thermo physiques favorables : conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.
- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non - corrosif, inoffensif pour l'environnement et à prix abordable.
- Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.
- Température de congélation de l'absorbant inférieure à la température la plus basse du cycle.

II.5.1. Les couples classiques utilisés dans l'absorption.

Beaucoup de fluides sont proposés dans la littérature. Une étude faite par *Marcriss* [44] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont: $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Ces deux paires actives ont fourni pendant plusieurs années les meilleures performances comparées aux autres. En effet :

- Depuis l'invention du système à absorption, le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ a été largement utilisé dans les procédés de l'absorption, les fluides NH_3 et H_2O sont tout deux très stables dans un large intervalle de température et de pression. Le frigorigène NH_3 présente une grande chaleur latente et peut être utilisé pour extraire de la chaleur à des températures très basses allant jusqu'à -77 °C (à la pression atmosphérique).

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

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

- L'usage du $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ dans les systèmes à absorption a commencé en 1930 [45]. Deux aspects remarquables de ce couple sont la non-volatilité de l'absorbant LiBr (le besoin d'une colonne de rectification est éliminé) et aussi la grande chaleur latente de vaporisation d'eau (utilisé dans ce cas comme réfrigérant). Cependant, l'utilisation de l'eau comme réfrigérant exige de travailler en dépression à des températures inférieures de 0 °C et nécessite donc des installations spéciales.

La solution Eau- LiBr est corrosive. Et, à hautes concentrations, la cristallisation de l'eau peut se produire.

II.5.2. Nouveaux absorbants.

En plus de la corrosion et le coup élevé, L'inconvénient principal que présenterait plusieurs fluides c'est la cristallisation de l'absorbant à haute concentration dans l'absorbeur (comme dans le cas de H₂O/LiBr).

Donc, l'absorbant doit être choisi soigneusement et dans ce choix il faut tenir compte des caractéristiques cités plus haut. [46]

II.5.3. Amélioration des performances par les mélanges de fluides.

Beaucoup de recherches étendues ont été réalisées afin d'enquêter sur de nouveaux fluides.

En plus, ces dernières années, des mélanges binaires ont été étudiés pour améliorer le fonctionnement de ces deux couples classique, à savoir NH₃/ H₂O et H₂O/ LiBr.

En effet, les limitations de NH₃/H₂O et H₂O/LiBr ont conduit à la recherche de nouveaux mélanges basés sur les FLUOROCARBON comme réfrigérant et des absorbants organiques permettant de travailler à des températures basses : 90 °C à 120 °C au niveau du générateur et des températures d'évaporation au dessous de 0°C [47].

Les refrènements utilisés sont : R22 (monochlorodifluoromethane, CHClF₂), R134a (1,1,1,2 tetrafluoroethane, CH₂FCF₃), R124 (2-chloro-1,1,1,2 tetrafluoroethane, CHClFCF₃), et le R32 (difluoromethane, CH₂F₂).

Ces fluides ont été testés avec les absorbants organiques suivants : DMAC (N,N'-dimethylacetamide, C₄H₉NO), DMEU (dimethylethyleneurea, C₃H₁₀N₂O), DMETEG (dimethylether tetraethyleneglycol, C₁₀H₂₂O₅), NMP (N-methyl-2- pyrrolidone, C₅H₉NO), et MCL (N-methyl e-caprolactam, C₇H₁₃NO).

La solution aqueuse du LiBr peut être utilisée comme absorbant pour NH₃ ou le méthylamie CH₃-NH₃. Dans ce cas, la solution peut travailler à des températures

considérables au niveau du générateur sans le risque d'atteindre la température critique du couple, la rectification est réduite.

Antonio de Lucas [46] a proposé un nouvel absorbant : LiBr + CHO₂K avec H₂O comme fluide frigorigène et l'a comparé avec H₂O/LiBr ; la simulation a permis de prouver qu'avec ce nouveau mélange on obtiendrait une augmentation de 10 % du COP et d'obtenir une température réduite au niveau du générateur (328.15 K au lieu de 374.85K avec H₂O/LiBr) ; donc permet l'utilisation d'une source de chaleur motrice à bas niveau d'énergie (eau de condensation par exemple). Un autre avantage de ce mélange est qu'il permet de travailler à des températures plus basses au niveau de l'absorbeur sans risque de cristallisation; en plus, il est non corrosive et présente une basse densité et une basse viscosité.

L'utilisation du méthanol avec le bromure de lithium comme absorbant CH₃OH+LiBr permet également d'éviter le risque de cristallisation et de travailler à des températures en dessous du point de congélation de l'eau. Sa température de cristallisation est de 176.15 K. Les propriétés thermodynamiques de cette solution ont été étudiées par *Aker et al.* [48], *Will* [49] et *Hasaba* [50].

Le formate de potassium CHO₂K présente aussi une basse température de cristallisation et une faible viscosité par rapport à celle du LiBr. Il a également une pression de vapeur réduite, biodégradables et inoffensif [46], donc on peut s'attendre à ce que le mélange absorbant LiBr + CHO₂K soit prometteur et permet de fournir une meilleure condition de travail. Cela est du au fait, d'une part, à la basse pression de vapeur du LiBr et, d'une autre part, à la faible température de cristallisation du CHO₂K.

Les installations travaillant avec ce mélange peuvent se satisfaire d'une source de chaleur motrice réduite au niveau du générateur (rejets thermiques, eau chaude, etc.).

Plusieurs autres fluides ont été développés pour améliorer les propriétés de L'H₂O/LiBr qui est souvent limité par la cristallisation de l'absorbant. L'ajout des saumures permet aussi d'éviter ce problème.

Un mélange binaire qui utilise du sel inorganique absorbant tel que H₂O /LiBr ou H₂O/NaOH nous donne un meilleur fonctionnement du système d'absorption [46]. Cependant, à haute concentration et à haute température la cristallisation de l'absorbant peut arriver. L'addition d'un deuxième sel comme dans le mélange ternaire tel que H₂O/ LiBr+ZnBr₂ améliore la solubilité [46].

Pour le couple H₂O/LiBr, l'ajout d'un liquide antigel glycol [46] peut élever la limite de la cristallisation de l'eau ce qui augmente la marge de fonctionnement du cycle.

Le mélange binaire (TFE)- (TEGDME) trifluoroethanol tetraethylene glycol dimethyl ether présente des performances appréciables (non corrosifs, bonne miscibilité dans un large intervalle de température et stable même au dessus de 250 °C). Ce mélange a une conductivité thermique et une chaleur d'évaporation assez réduite, pour cela il est plus avantageux d'utiliser TFE-H₂O à la place de TFE pur. L'ajout de l'eau permet d'améliorer ces deux grandeurs le *COP* obtenu est voisin de 1.6 [51].

II.5.4. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés.

Les couples (frigorigène/absorbant) utilisés dans notre cas sont :

- ammoniac-eau (NH₃/H₂O),
- ammoniac-lithium nitrate(NH₃/LiNO₃),
- ammonia-sodium thiocyanate (NH₃/NaSCN).
- Eau -bromure de lithium

- **Propriétés du frigorigène NH₃.**

La pression de saturation P (Kpa) du fluide frigorigène NH₃ en fonction de la température T (°C) est calculée d'après l'équation :

$$p(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273.15)^i \quad (\text{II.18})$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d'NH₃ en fonction de T(°C) sont :

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273.15)^i \quad (\text{II.19})$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 273.15)^i \quad (\text{II.20})$$

Les équations ci-dessus sont tirées de ASHRAE Hand book[52]

Les coefficients a_i, b_i, c_i , sont donnés dans l'annexe 3.

- **Propriétés du mélange NH₃/H₂O.**

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T (°C) et la concentration du mélange ammoniac-eau est donnée par [53] :

$$\log P = A - \frac{B}{T} \quad (\text{II.21})$$

Avec

$$A = 7.44 - 1.767X + 0.9823X^2 - 0.3627X^3 \quad (\text{II.21.a})$$

$$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3 \quad (\text{II.21.b})$$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [54] (avec les coefficients donnés dans l'annexe 3) :

$$h(T, X) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273.15} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad (\text{II.22})$$

\bar{X} est la fraction molaire de l'ammoniac dans le mélange.

$$\bar{X} = \frac{18.015X}{18.015 + 17.03(1 - X)} \quad (\text{II.22.a})$$

- Propriétés du mélange $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T ($^\circ\text{C}$) et la concentration du mélange ammoniac-lithium nitrate est donnée par [55] :

$$\ln P = A + \frac{B}{T} \quad (\text{II.23})$$

Avec

$$A = 16.29 - 3.859(1 - X)^3 \quad (\text{II.23.a})$$

$$B = 2802 - 4192(1 - X)^3 \quad (\text{II.23.b})$$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [55] :

$$h(T, X) = A + B(T - 273.15) + C(T - 273.15)^2 + D(T - 273.15)^3 \quad (\text{II.24})$$

Avec

$$A = 215 - 1570(0.54 - X)^2 \quad \text{si } X < 0.54 \quad (\text{II.24.a})$$

$$A = 215 - 689(X - 0.54)^2 \quad \text{si } X > 0.54$$

$$B = 1.15125 - 3.382678X \quad (\text{II.24.b})$$

$$C = 10^{-3}(1.099 - 2.3965X) \quad (\text{II.24.c})$$

$$D = 10^{-5}(3.93333X) \quad (\text{II.24.d})$$

- Propriétés du mélange NH_3/NaSCN .

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T ($^\circ\text{C}$) et la concentration du mélange ammoniac- sodium thiocyanate est donnée par [55] :

$$\ln P = A + \frac{B}{T} \quad (\text{II.25})$$

Avec

$$A = 15.7266 - 0.298628X \quad (\text{II.25.a})$$

$$B = 2548.65 - 2621.92(1 - X)^3 \quad (\text{II.25.b})$$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [55] :

$$h(T, X) = A + B(T - 273.15) + C(T - 273.15)^2 + D(T - 273.15)^3 \quad (\text{II.23})$$

Avec

$$A = 79.72 - 1072X + 1287.9X^2 - 295.67X^3 \quad (\text{II.23.a})$$

$$B = 2.4081 - 2.2814X + 7.9291X^2 - 3.5137X^3 \quad (\text{II.23.b})$$

$$C = 10^{-2}(1.255X - 4X^2 + 3.06X^3) \quad (\text{II.23.c})$$

$$D = 10^{-5}(3.33X - 10X^2) + 3.33X^3 \quad (\text{II.23.d})$$

- **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 [56]:

$$P = 22064 \exp\left(\frac{A}{TK} + \frac{B}{TK^2} + \frac{C}{TK^3} + \frac{D}{TK^4} + \frac{E}{TK^5}\right) \quad (\text{II.24})$$

$$\left(\begin{array}{l} 7.85821 T_0 - 1.83991 T_0^{1.5} - 11.781 T_0^3 - 22.6705 T_0^{3.5} \\ 15.9393 T_0^4 - 1.77516 T_0^{7.5} \end{array} \right) \quad (\text{II.24.a})$$

$$TK = T + 273.15$$

$$T_0 = T + 273.15$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d'H₂O en fonction de T(°C) est [57]:

$$h_v(T) = 125397 \cdot 10^{-8} T^2 + 1.88060937 T - 2500.559 \quad (\text{II.25})$$

$$h_L(T) = 4.19 T \quad (\text{II.26})$$

- **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 [58] :

$$\text{Log}P = C + \frac{D}{T_{ref} - 273} + \frac{E}{T_{ref} - 273}^2 \quad (\text{II.27})$$

Avec

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

$$T_{ref} = 2E / D \quad D^2 = 4E C \quad \text{Log} P^{0.5} = 273$$

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

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	B_0	124.937
A_1	0.16976	B_1	7.71649
A_2	0.003133362	B_2	0.152286
A_3	0.0000197668	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 [58] :

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

$$h = CA_0 + CA_1 X + CA_2 X^2 + CT + CB_0 + CB_1 X + CB_2 X^2 + 2.326 \quad (\text{II.28})$$

Avec

CA_0	33.1054264	CB_0	1.0090734
CA_1	0.13000636	CB_1	0.01377507
CA_2	0.00097096	CB_2	0.000085131

CT = Température (°C)

h = enthalpie (kj/kg)

X = % LiBr

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

Pour : $40\% < X < 70\%$ [58]

$$h = \sum A + T \sum B + \sum CT^2 \quad (\text{II.29})$$

$$\begin{aligned} \Sigma A & A_0 X^0 & A_1 X^1 & A_2 X^2 & A_3 X^3 & A_4 X^4 \\ \Sigma B & B_0 X^0 & B_1 X^1 & B_2 X^2 & B_3 X^3 & B_4 X^4 \\ \Sigma C & C_0 X^0 & C_1 X^1 & C_2 X^2 & C_3 X^3 & C_4 X^4 \end{aligned}$$

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), $15^\circ\text{C} < T < 165^\circ\text{C}$

Chapitre III.

Modélisation thermodynamique

III.1. Modélisation.

III.1.1. 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.

III.1.1.1. Principe de fonctionnement du cycle.

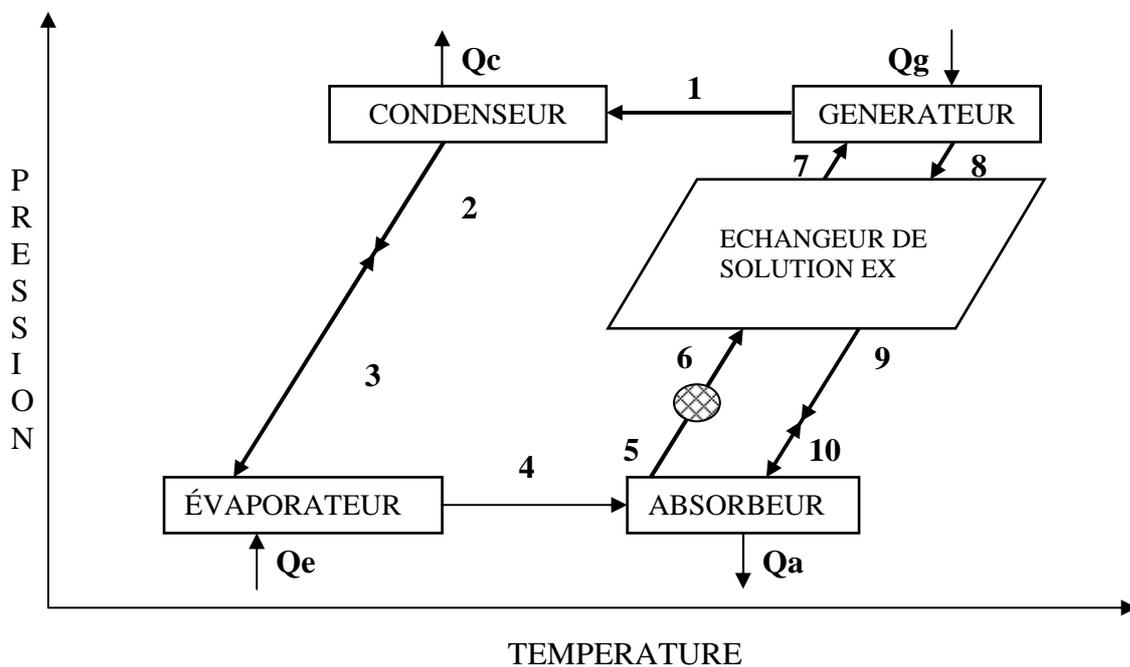


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.

La vapeur basse pression du fluide frigorigène (état 4) sort de l'évaporateur, entre ensuite dans l'absorbeur ou elle sera absorbée par la solution pauvre X_{ge} venant du générateur (état 8) et passant par l'échangeur de solution (état 9) et le détendeur (état 10).

La solution riche produite (état 5), est ensuite pompée à la haute pression du cycle vers le générateur (état 7). Après la désorption de la solution riche X_{ab} , la solution pauvre retourne dans l'absorbeur et la vapeur du fluide frigorigène produite lors de la désorption (état 1) rentre dans le condenseur, se condense et sort à l'état 2.

Le liquide saturé est ensuite détendu (état 3) avant d'arriver de nouveau dans évaporateur.

Pour améliorer la performance du cycle, un échangeur de solution est introduit pour chauffer la solution riche en utilisant la chaleur de la solution pauvre.

III.1.1.2. Bilans massique et thermique.

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté dans la figure III.1, nous avons fait les hypothèses de calcul suivantes :

- 1- aux points 1, 2, 3 et 4, le fluide frigorigène est à l'état pur.
- 2- il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- 3- aux points 5 et 8, la solution est à l'état saturée.
- 4- les détendeurs sont adiabatiques.
- 5- la pompe de solution est isentropique
- 6- il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Avec les hypothèses de bases mentionnées ci-dessus, les équations traduisant la conservation de la matière et d'énergie établies pour un couple fluide frigorigène / solvant donné constituent le point de départ pour une analyse thermodynamique d'un système à absorption. Le rendement d'une PAC est défini par son coefficient de performance (*COP*). En chauffage, on s'intéresse à l'énergie calorifique cédée dans le condenseur et l'absorbeur donc :

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

En mode froid et climatisation, nous avons :

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

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 fournie au générateur

W_p le travail de la pompe de solution

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

$$\text{Pour le chauffage} \quad COP_h = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} \quad (\text{III.3})$$

$$\text{Pour froid et climatisation} \quad COP_h = \frac{Q_c}{Q_g} \quad (\text{III.4})$$

Le coefficient idéal de Carnot peut être écrit comme :

$$\text{Pour le chauffage} \quad COP_c = 1 \left[\left(\frac{T_g + T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c + T_e} \right) \right] \quad (\text{III.5})$$

$$\text{Pour froid et climatisation} \quad COP_c = \left(\frac{T_g + T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c + T_e} \right) \quad (\text{III.6})$$

Afin d'utiliser l'équation du COP , 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

- **Analyse du Générateur.**

$$m_7 = m_1 = m_8 \quad (\text{III.7})$$

$$m_7 X_7 = m_1 X_1 = m_8 X_8 \quad (\text{III.8})$$

$$Q_g = m_1.h_1 - m_8.h_8 - m_7.h_7 \quad (\text{III.9})$$

h_1 enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_7 enthalpie du liquide de la solution riche à la température T_7 et à la pression du condenseur

h_8 enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

- **Analyse du Condenseur.**

$$m_1 = m_2 \quad (\text{III.10})$$

$$Q_c = m_1.h_1 - m_1.h_2 \quad (\text{III.11})$$

$$m_1 h_1 = m_1 h_2$$

h_1 enthalpie de la vapeur du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_2 enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température T_c et à la pression du condenseur.

- **Analyse de l'Évaporateur.**

$$m_4 = m_2 = m_1 \quad (\text{III.12})$$

$$Q_e = m_4.h_4 - m_3.h_3 \quad (\text{III.13})$$

$$m_1 h_4 = m_3 h_3$$

h_4 enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température T_e et la pression de l'évaporateur.

h_3 enthalpie liquide à la température T_3 et à la pression de l'évaporateur.

• Analyse de l’Absorbeur.

$$m_4 = m_{10} = m_5 \tag{III.14}$$

$$m_4 X_2 = m_{10} X_2 = m_5 X_5 \tag{III.15}$$

$$Q_a = m_4 \cdot h_4 = m_{10} \cdot h_{10} = m_5 \cdot h_5 \tag{III.16}$$

h_5 enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur T_a et à la pression de l'évaporateur et à la fraction riche.

h_{10} enthalpie du liquide de la solution à la température T_{10} a la pression de l'évaporateur et à la fraction pauvre .

• Pompe de solution.

$$m_6 = m_5 \tag{III.17}$$

$$h_6 = h_5 + v_6 (P_6 - P_5) \tag{III.18}$$

$$W_p = v_6 (P_6 - P_5) \tag{III.19}$$

h_6 enthalpie du liquide de la solution riche à la pression du condenseur.

v_6 le volume spécifique de la solution riche à la température T_6 .

• Echangeur de solution.

$$m_7 = m_6 \tag{III.20}$$

$$m_8 = m_9$$

$$T_9 - Ex = T_6 = (1 - Ex) T_8 \tag{III.21}$$

$$h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_6} (h_8 - h_9) \tag{III.22}$$

h_9 enthalpie de la solution pauvre à la température T_9

III.1.1.3. 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.

$$m_7 = m_1 + m_8 \tag{III.23}$$

$$m_7 X_7 = m_8 X_8 + m_1 \tag{III.24}$$

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

$$m_7 = m_1 \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} \tag{III.25}$$

De même pour :

$$m_8 = m_1 \frac{1 - X_7}{X_7 - X_8} \tag{III.26}$$

Le taux de circulation FR s'écrit :

$$FR = \frac{m_7}{m_1} = \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} \tag{III.27}$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

- Pour la climatisation

$$COP_h = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_1 (h_4 - h_3)}{m_1 h_1 + m_8 h_8 + m_7 h_7} \tag{III.28}$$

$$\frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR - 1) h_8 + (FR) h_7}$$

- Pour le chauffage

$$COP_h = \frac{Q_c}{Q_g} = \frac{m_1 (h_1 - h_2) + m_4 h_4 + m_{10} h_{10} + m_5 h_5}{m_1 h_1 + m_8 h_8 + m_7 h_7} \quad (III.29)$$

$$\frac{(h_1 - h_2) + (FR - 1) h_{10} + (FR) h_5 + h_4}{h_1 + (FR - 1) h_8 + (FR) h_7}$$

Le COP ainsi défini nécessite la détermination des enthalpies massiques des différents points du cycle et ces dernières font appel aux propriétés thermodynamiques du couple frigorigène / solvant.

Les propriétés thermodynamiques des couples sélectionnés pour notre étude sont rassemblées dans le chapitre II.

III.1.2. Cycle GAX.

La figure III.2 montre le schéma de fonctionnement du cycle GAX choisi pour notre modélisation.

III.1.2.1 Description du fonctionnement du cycle.

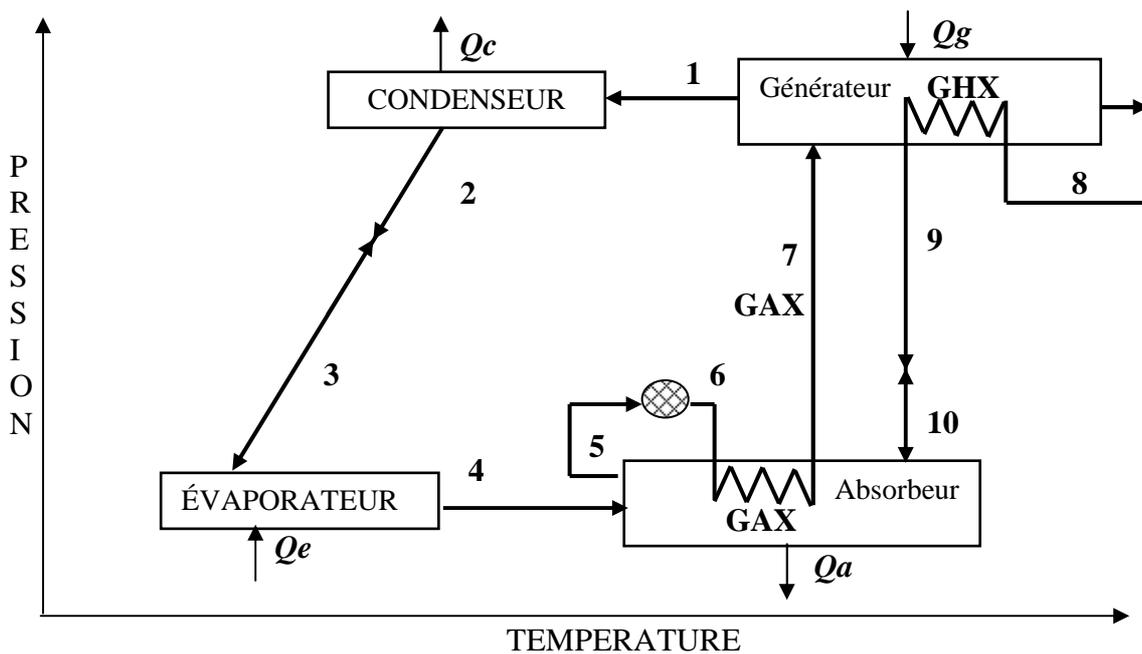


Figure III.2 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption GAX

D'après le schéma de la figure III.2, la vapeur du fluide frigorigène sort du générateur à l'état saturé à la haute pression du système à l'état 1. Elle est refroidie et liquéfiée dans le condenseur duquel elle sort sous forme de liquide saturé à l'état 2, elle traverse ensuite le détendeur, donnant un mélange refroidi biphasé (état 3).

Le fluide frigorigène liquide entre dans l'évaporateur où il reçoit de la chaleur, qui le convertit en vapeur (état 4), produisant l'effet frigorifique.

Cette vapeur relativement froide entre alors dans la partie inférieure de l'absorbeur, où elle est condensée et absorbée au moyen de la solution pauvre venant du générateur (état 10).

La solution riche X_{ab} , quitte la partie basse de l'absorbeur (état 5) et après le passage par la pompe de solution sort à haute pression à l'état 6, ensuite sera introduite de nouveau dans l'absorbeur dans la section centrale où elle reçoit la chaleur de la colonne (GAX), et atteint son point de saturation.

Le mélange biphasé, à haute pression, rejoint le générateur (état 7), dans lequel on fournit la chaleur de désorption pour finir l'extraction du frigorigène de la solution. La solution pauvre chaude X_{ge} quitte la partie inférieure du générateur (état 8), et sera ensuite introduite de nouveau dans la section (GHX) du générateur et sort à l'état 9. La vapeur frigorigène sort alors du générateur, se dirige vers le condenseur. De cette façon l'opération du cycle est accomplie.

III.1.2.2. Calcul de coefficient de performance COP_{GAX} .

En utilisant les mêmes hypothèses pour le cycle à simple effet (paragraphe précédent), Le bilan massique et enthalpique du condenseur et évaporateur reste le même (équation III.10 à III.13)

La seule différence se trouve du côté absorbeur-générateur (GAX) où une partie de la chaleur d'absorption Q_{GAX} est récupérée. D'une autre part, la chaleur dégagée par la solution pauvre Q_{AHX} est utilisée au niveau du générateur pour contribuer à la désorption.

$$Q_a = m_4 \cdot h_4 - m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5 + Q_{GAX} \quad (III.30)$$

La chaleur transférée de l'absorbeur vers le générateur (section GAX) est :

$$Q_g = m_1 \cdot h_1 - m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7 + Q_{GHX} - Q_{GAX} = m_6 \cdot h_7 - m_6 \cdot h_6 \quad (III.31)$$

La chaleur ajoutée par la solution dans la section GHX du générateur est :

$$Q_{GHX} = m_8 (h_8 - h_9) \quad (III.32)$$

Dans ces conditions le coefficient de performance s'écrit :

En mode climatisation :

$$COP_h = \frac{Q_c}{Q_g} = \frac{m_1 (h_4 - h_3)}{m_1 h_1 - m_9 h_9 - m_7 h_7} \quad (III.33)$$

$$\frac{(h_4 - h_3)}{h_1 - (FR - 1) h_9 - (FR) h_7}$$

En mode chauffage :

$$COP_h = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} = \frac{m_1 (h_1 - h_2) + m_4 h_4 + m_{10} h_{10} + m_6 h_7}{m_1 h_1 - m_9 h_9 - m_7 h_7} \quad (III.34)$$

$$\frac{(h_1 - h_2) + (FR - 1) h_{10} + (FR) h_7 + h_4}{h_1 - (FR - 1) h_9 - (FR) h_7}$$

Pour le calcul des enthalpies des différents points du cycle nous avons utilisée les fonctions de calcul des propriétés thermodynamiques des couples utilisés.

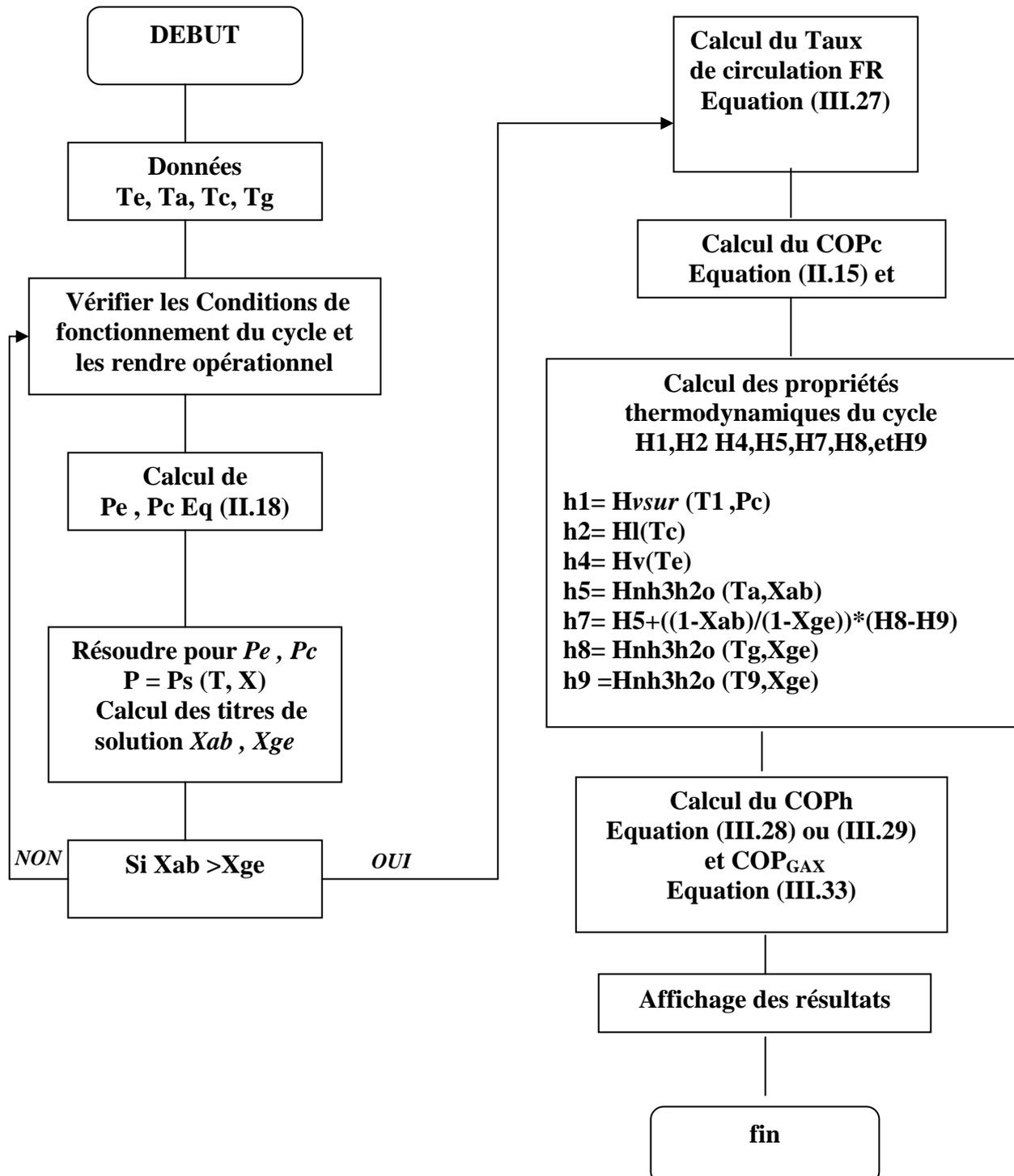
III.2 Algorithme et Organigrammes.

Pour comparer les performances de l'ammoniac-eau, ammoniac-litiuim nitrate et ammoniac-sodium thiocyanate et eau- bromure de lithium du cycle à simple effet (figure III.1) et du cycle GAX (figure III.2), un programme en fortran a été élaboré. Ce dernier est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamique de chaque couple de fluides.

Les propriétés thermodynamiques des états 1, 2, 3 et 4 sont déterminées par les équations de NH₃ et H₂O pure et les autres propriétés, c'est-à-dire des états 5, 7, 8 et 10, peuvent être calculés sur la base des équations (II.18 à II.29).

III.2.1. Organigramme du programme principal.

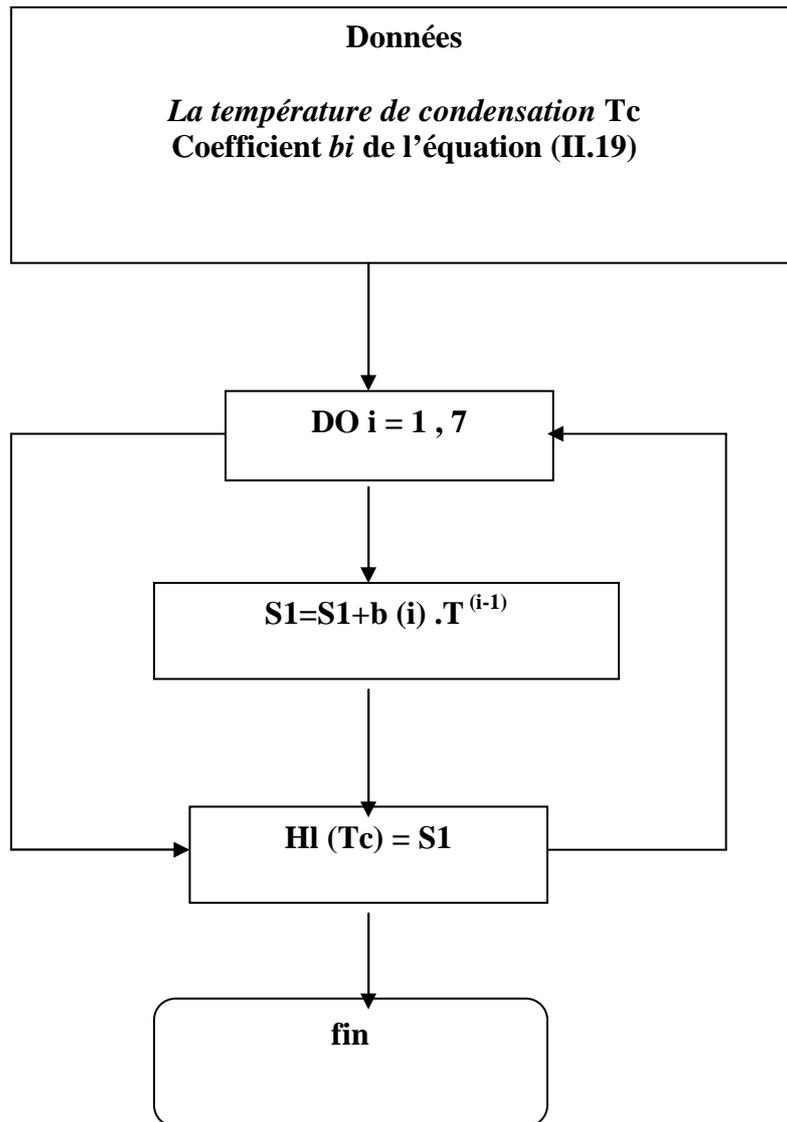
On prend l'exemple du cycle fonctionnant avec le couple NH₃/H₂O



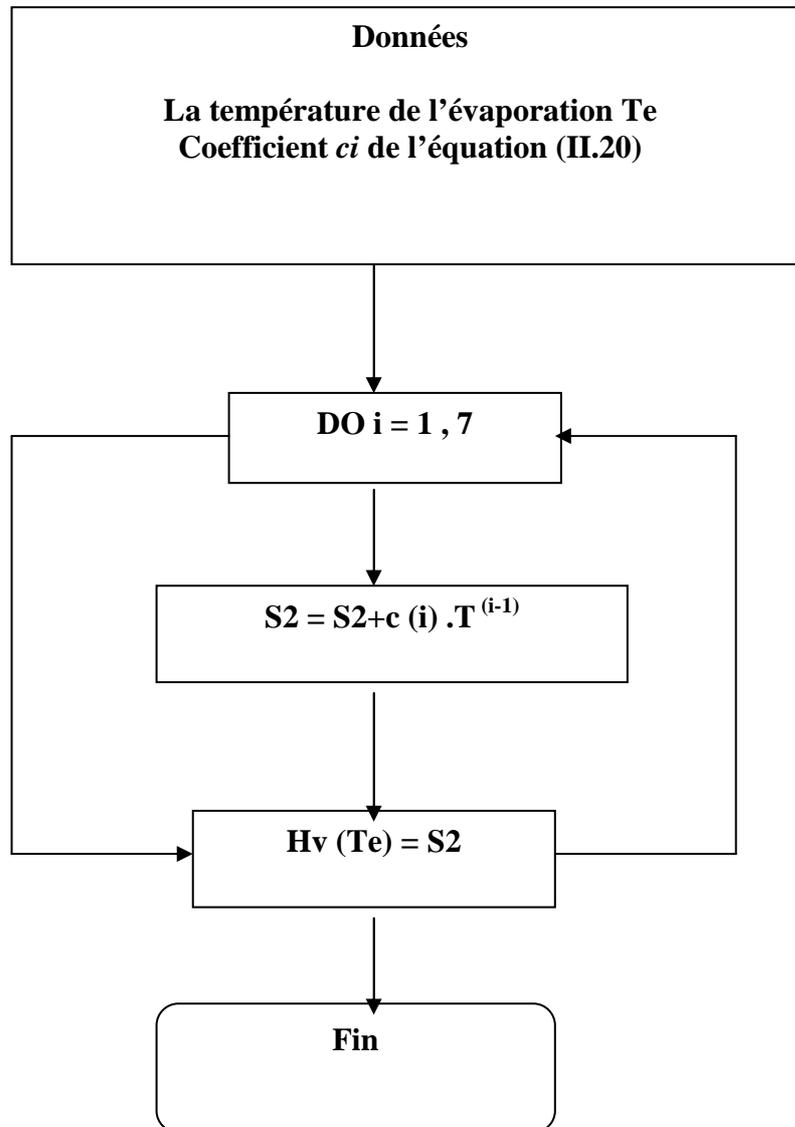
III.2.2. fonctions et sous programmes.

Pour le calcul des propriétés thermodynamiques des points 1, 2, 4, 5, 7, 8 et 9 nous avons utilisé les fonctions et sous programmes suivants :

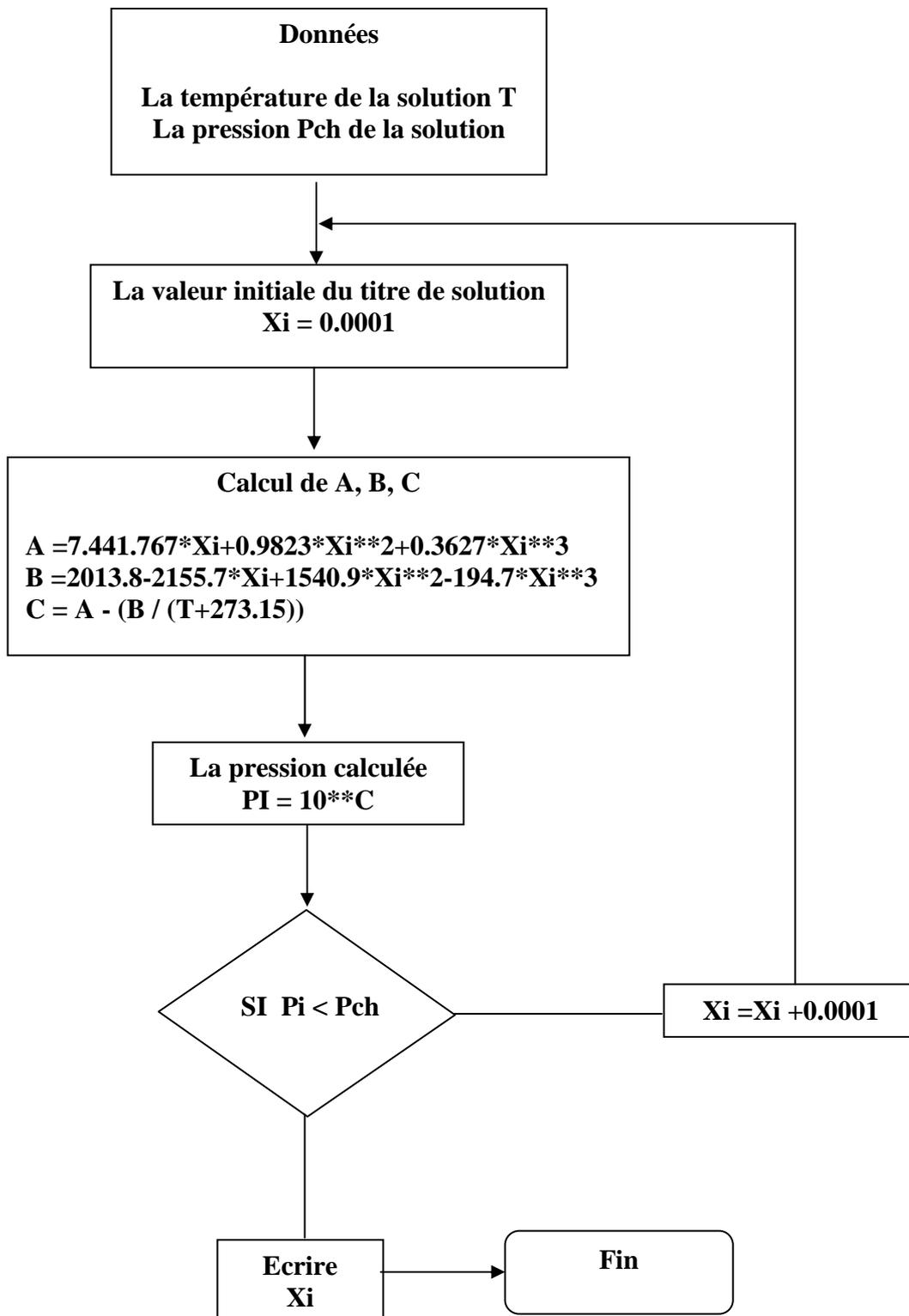
- **Fonction de Calcul de l'enthalpie du liquide saturé de NH₃ HI (T°C).**



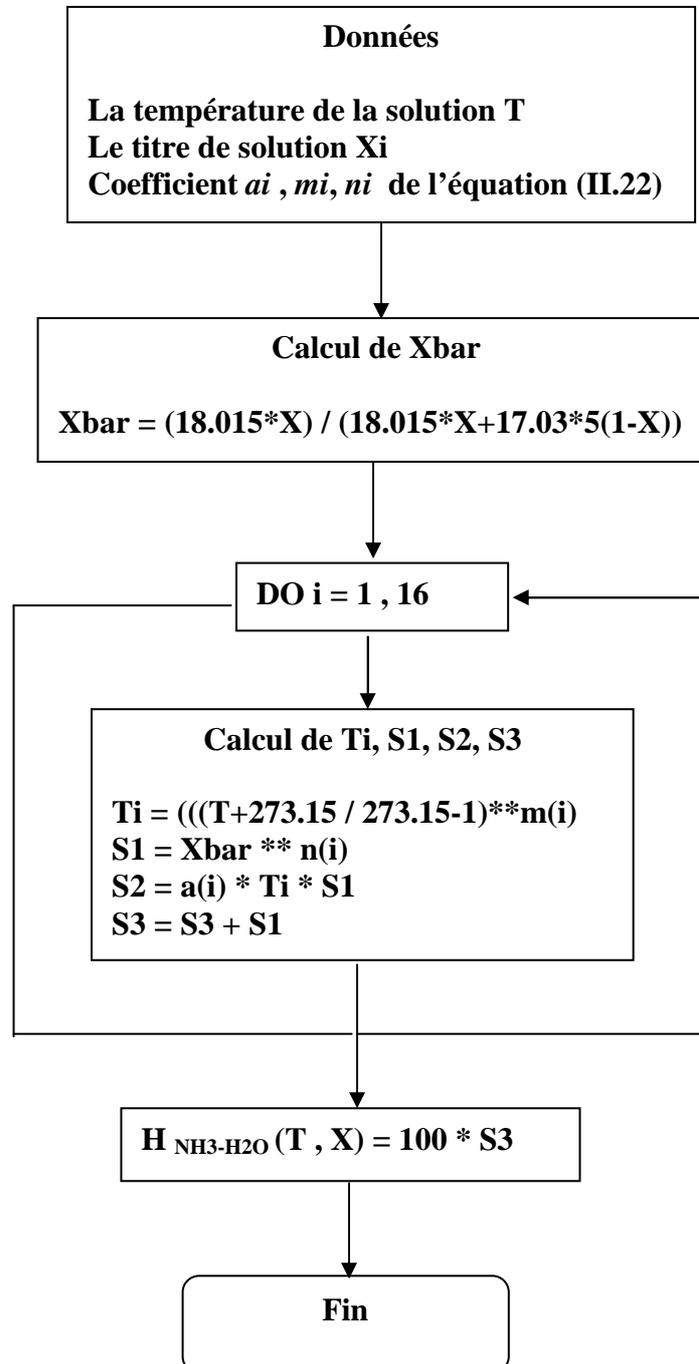
- Fonction de Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée de NH_3 H_v ($T^\circ\text{C}$).



- Sous programme de calcul des titres de solution $X_{\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}}$ ($p(\text{kPa}), T(^{\circ}\text{C})$).



- Fonction de calcul de l'enthalpie de la solution $H_{\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}}(T^\circ\text{C}, X)$.



Chapitre IV.

Validation et discussion des résultats

Cette partie comporte trois étapes :

- Dans la première étape, nous avons essayé de valider les résultats obtenus, à l'aide du modèle élaboré dans ce travail, en les comparant à ceux obtenus par d'autres auteurs.

- *Romero et Al* [59] pour le H₂O/LiBr.
- *R.Best* [60] pour le NH₃/H₂O.

- Dans la deuxième partie, nous avons comparé les performances des couples de fluides sélectionnés pour ce travail, en prenant comme configuration une pompe à chaleur à simple effet avec échangeur de solution.

- Enfin, la troisième étape regroupe les résultats des comparaisons des performances des fluides lorsqu'on passe d'une PAC à simple effet à une configuration GAX.

IV.1. Validation des résultats.

Afin de valider notre modèle, les résultats obtenus ont été comparés aux données numériques disponibles dans la littérature. Cette comparaison concerne une PAC à simple effet avec échangeur de solution utilisant dans un premier temps le couple H₂O/LiBr et dans une deuxième étape, avec le couple NH₃/H₂O.

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 et IV.2).

Sur la figure IV.1, nous avons comparé les résultats de la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur, pour une PAC utilisant le couple LiBr/H₂O, à ceux obtenus par *Romero et Al* [59].

Alors que sur la figure IV.2, ce sont les résultats obtenus pour une PAC utilisant le couple NH₃/H₂O qui ont été comparés aux résultats obtenus par *R.Best* [60].

Les conditions de fonctionnement sont :

En mode chauffage $T_e = 40\text{ °C} ; T_c = 70\text{ °C} ; T_a = 70\text{ °C}$, avec le couple NH₃/H₂O

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

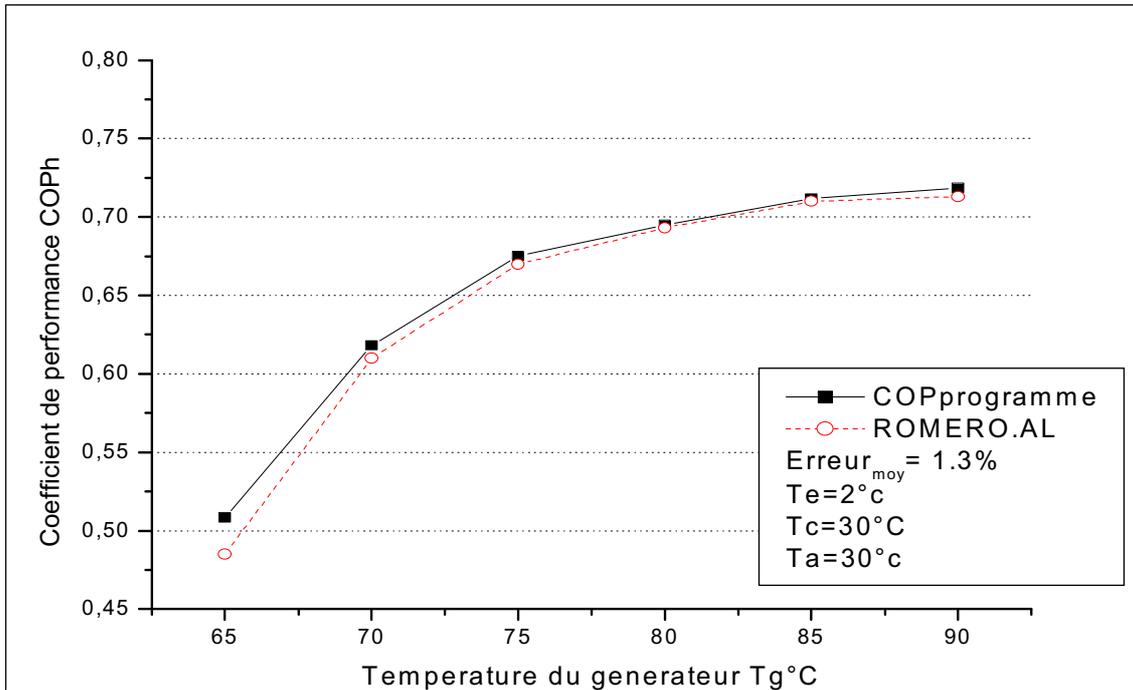


Figure IV.1 : Comparaison du COP_h avec les données de Romero et al, pour le couple H₂O/LiBr [59].

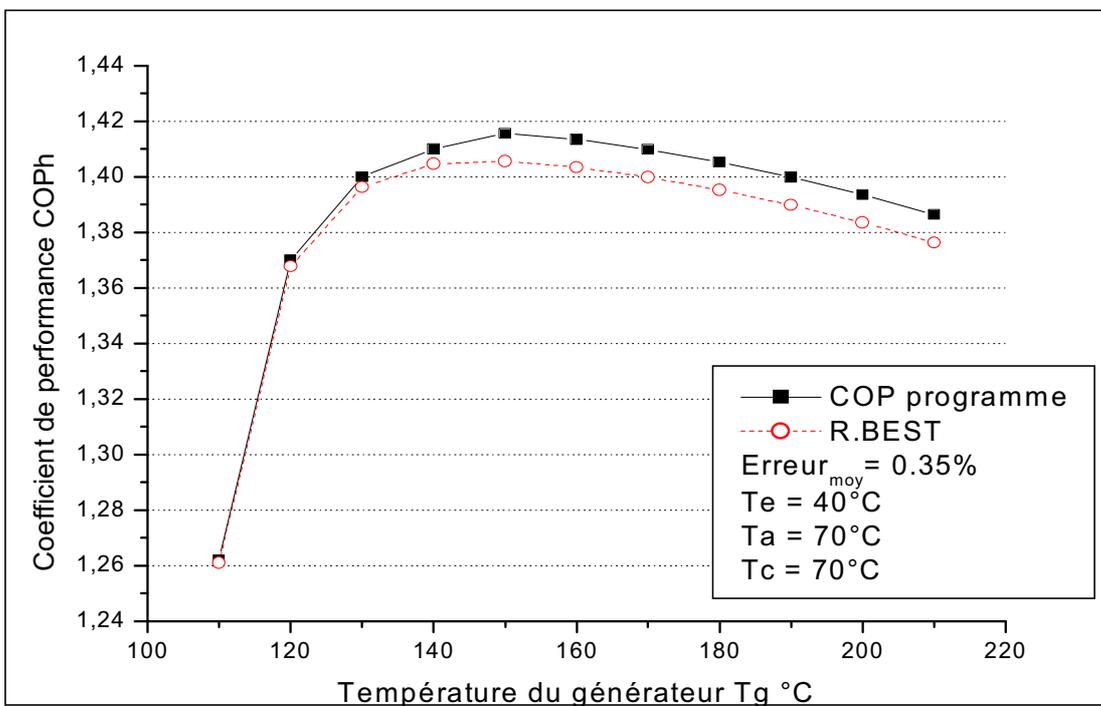


Figure IV.2 : Comparaison du coefficient de performance COP_h avec les données de R.Best Pour NH₃/H₂O.

On peut voir que la valeur du COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur jusqu'à un maximum, ensuite elle amorce une légère diminution (figure IV.2).

Les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de *Romero et al* [59] Pour le couple eau - bromure de lithium et avec celles de *R. Best* [60] pour le couple ammoniac-eau. 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. Analyse paramétrique du comportement d'une pompe à chaleur à absorption utilisant le couple NH_3/H_2O .

IV.2.1. Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_g .

Les figures IV.3a et IV.3b montrent la variation du coefficient de performance COP et du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g , pour des températures d'absorbeur égales à 70 °C, 80 °C et 90 °C respectivement.

On voit que le coefficient de performance idéal COP_c (de Carnot) augmente de façon linéaire avec la température T_g alors que le coefficient de performance théorique calculé COP_h croît avec la température T_g jusqu'à atteindre une valeur maximale ensuite il diminue et reste presque constant aux températures T_g plus élevées. Ceci signifie qu'à partir d'une certaine valeur de T_g , cette dernière n'a pas d'influence sur le COP

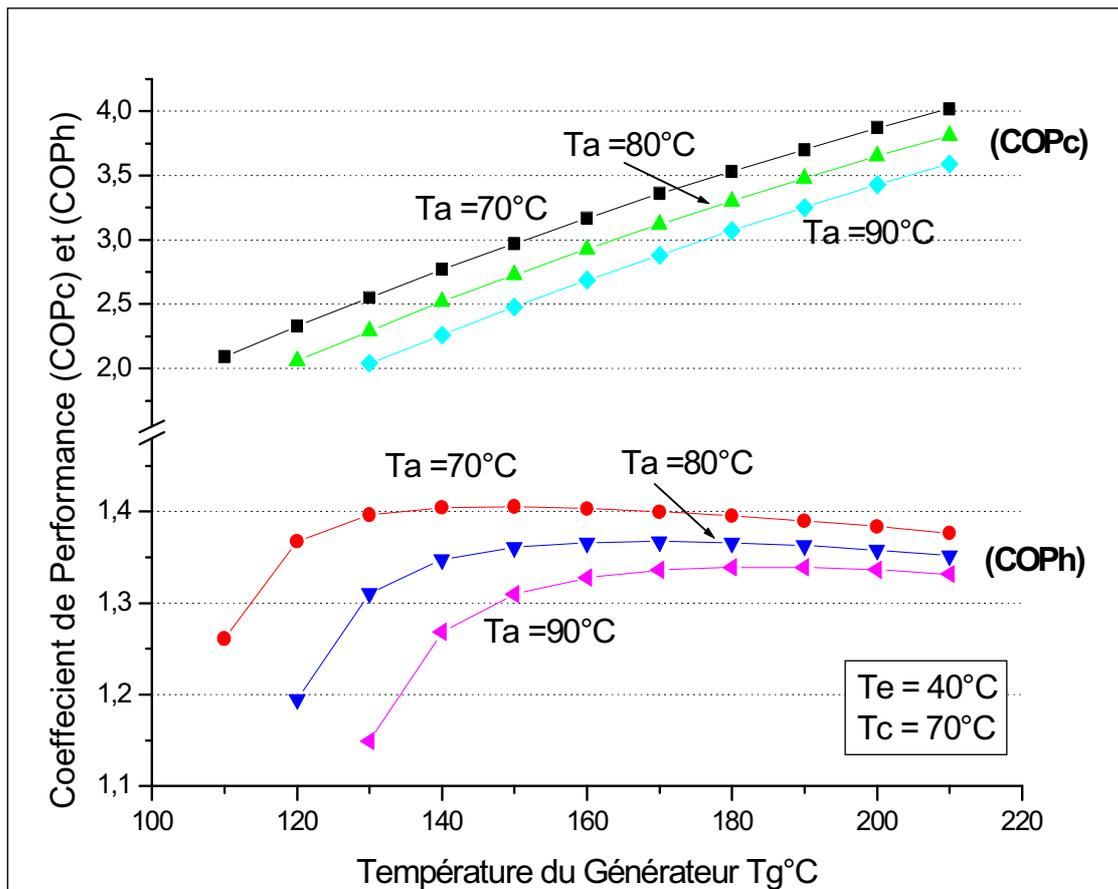


Figure IV.3a. : Variation du coefficient de performance COP_c et COP_h en fonction de la température du générateur T_g pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

En plus, comme on peut le voir sur la figure IV.3a, le COP_h est nettement inférieur au COP_c pour les mêmes conditions de travail.

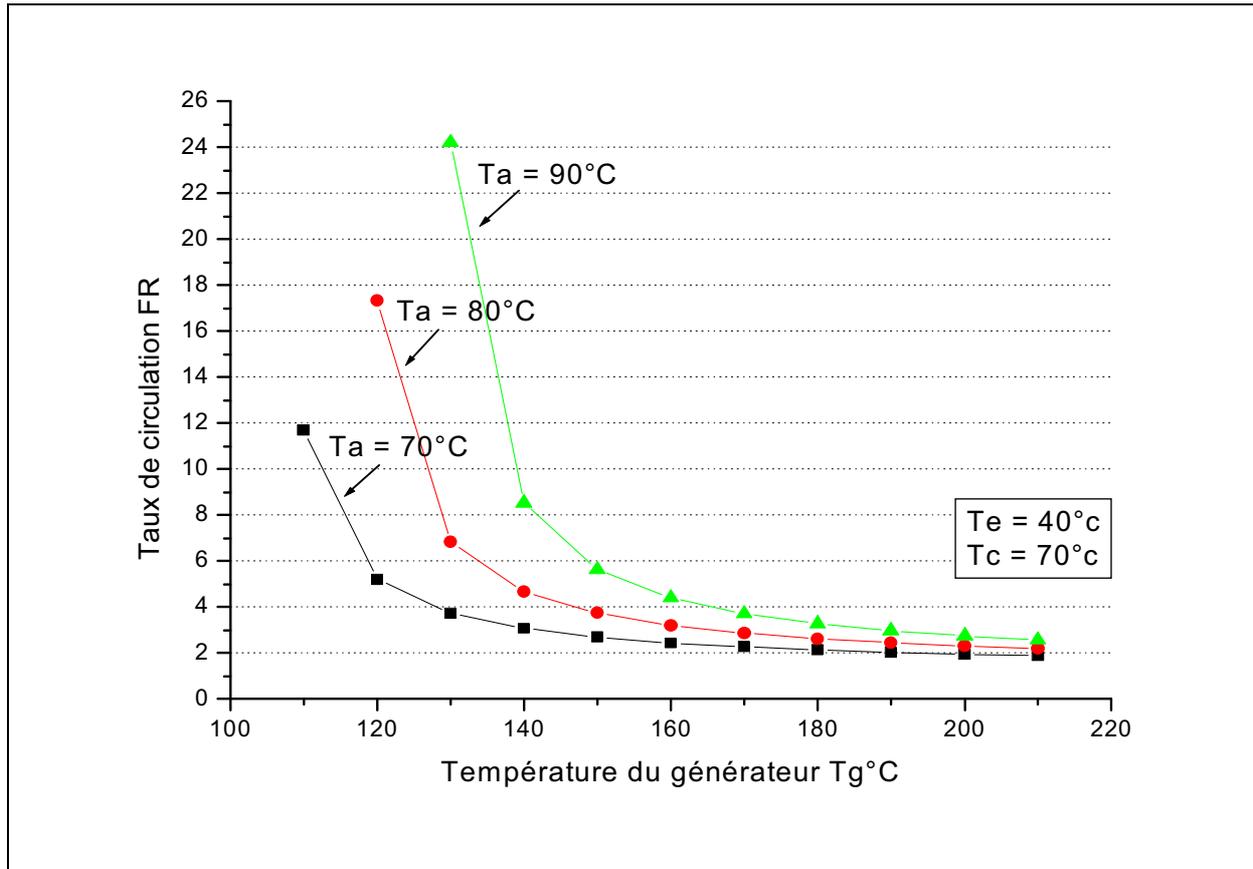


Figure IV.3b. : Variation du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Le taux de circulation FR diminue avec l'augmentation de la température et les valeurs du coefficient de performance COP_h sont plus grandes pour les faibles températures d'absorption.

IV.2.2. Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_c

Les figures IV.4a et IV.4b montrent la variation du coefficient de performance COP et du taux de circulation FR , en fonction de la température du condenseur T_c , pour trois températures d'absorption différentes 50°C , 60°C et 70°C .

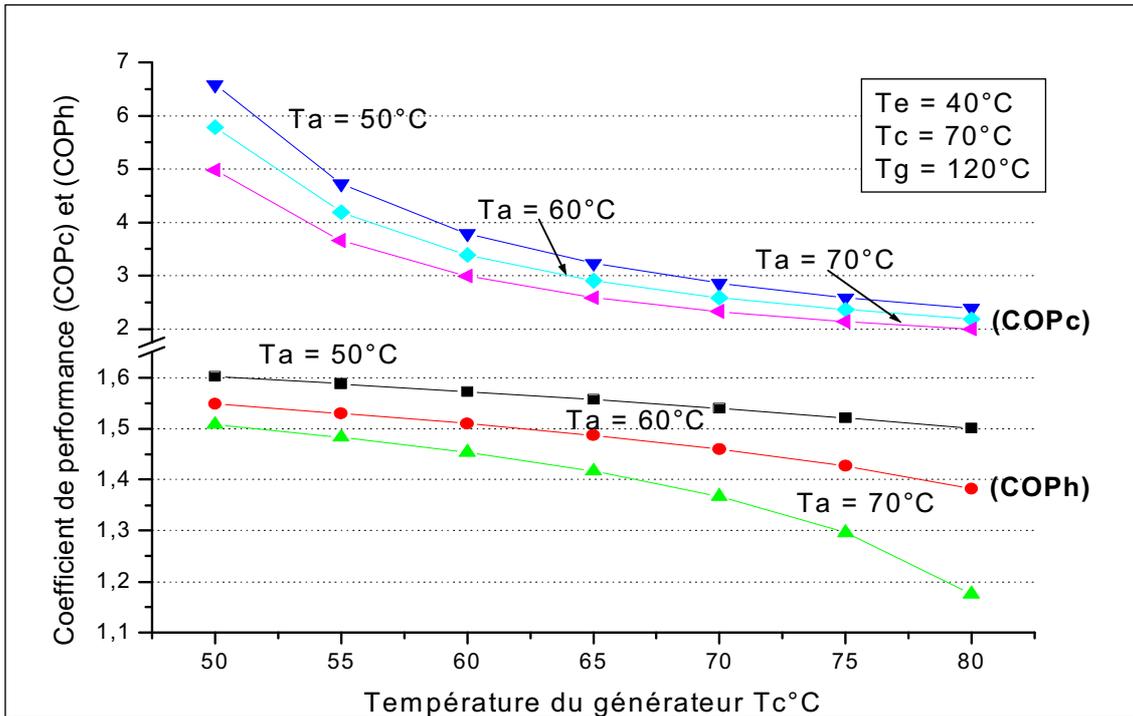


Figure IV.4a : Variation du coefficient de performance COP_c et COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

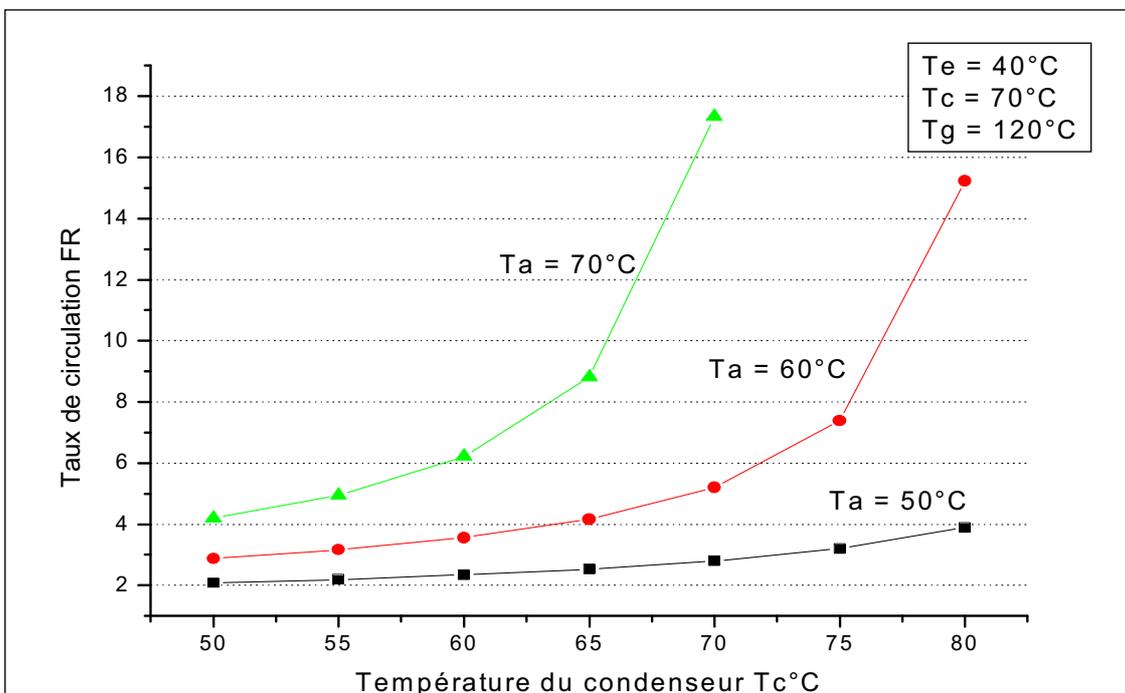


Figure IV.4b : Variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

On constate que le coefficient de performance diminue tandis que le taux de circulation augmente avec la température du condenseur T_c . Le taux de diminution du COP_h est plus grand pour les températures de condensation élevées.

En plus, la diminution du COP devient plus importante pour des températures d'absorption élevées.

L'augmentation du taux de circulation avec la température de condensation est plus élevée pour les températures d'absorption importantes.

IV.2.3. Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_e .

Sur les figures IV. 5a et 5b .On voit que le coefficient de performance augmente alors que le taux de circulation diminue avec l'augmentation de la température de l'évaporateur T_e et le taux de diminution de FR est plus important pour les températures d'absorption élevées.

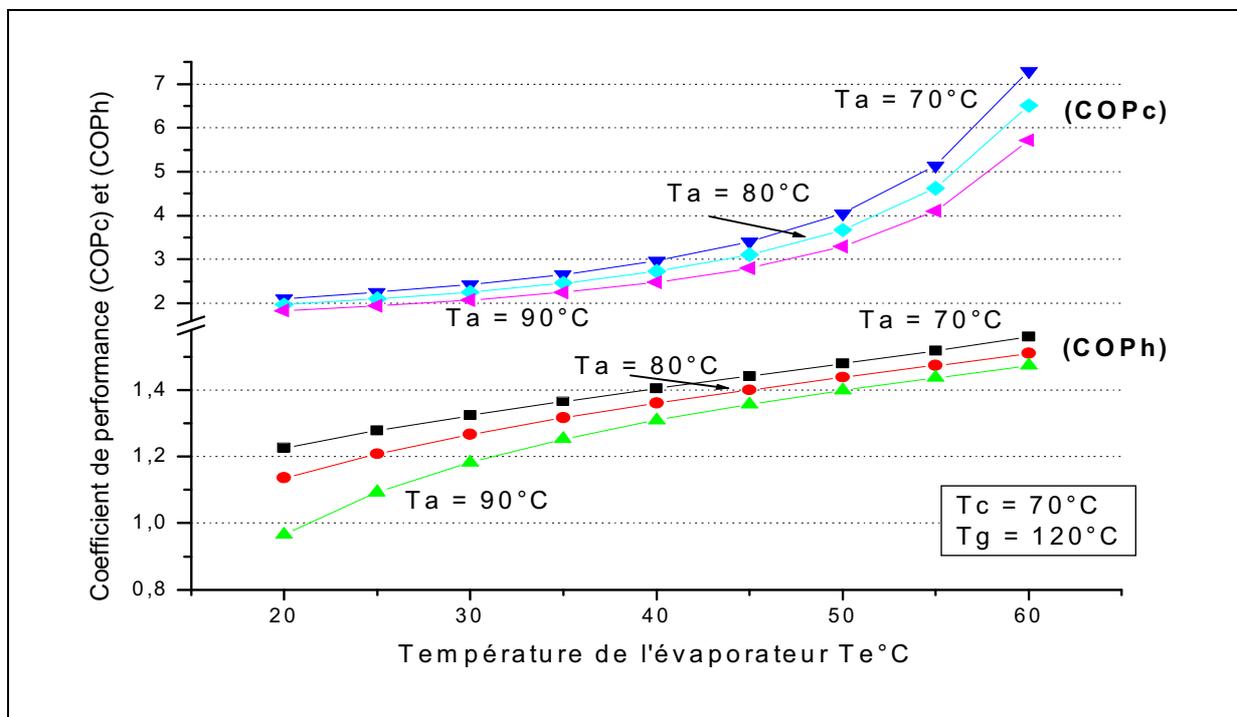


Figure IV.5a : Variation du COP_c et COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le couple NH_3/H_2O .

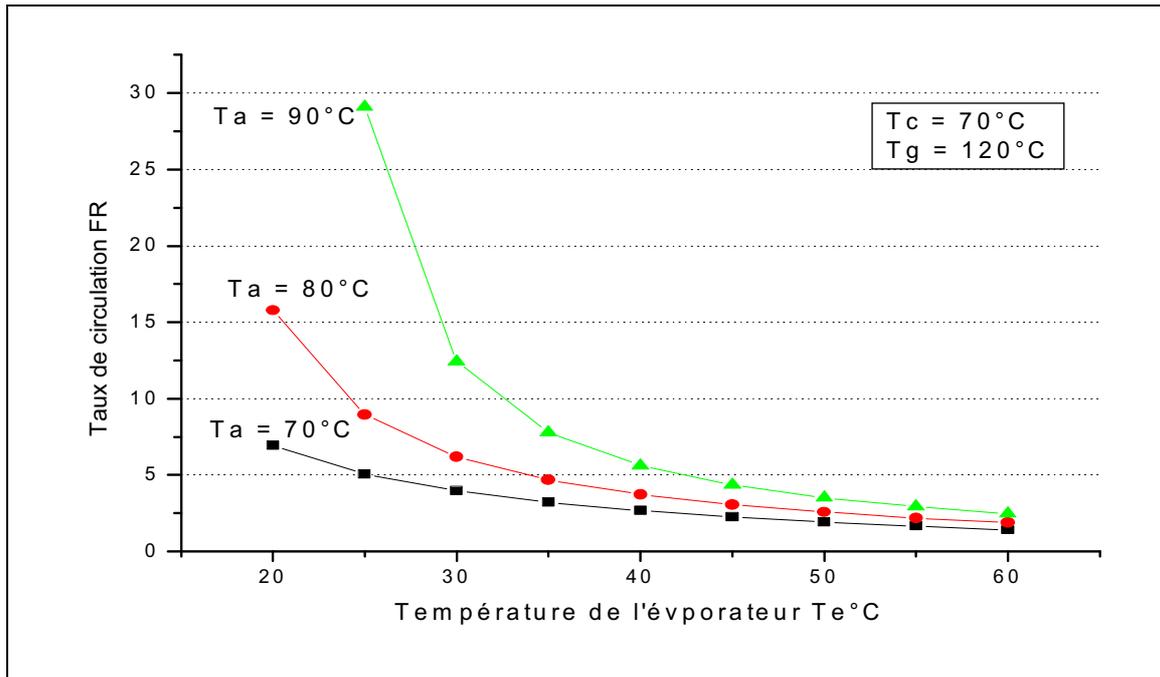


Figure IV.5b : Variation du taux de circulation FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Conclusion

Dans un système à absorption, le coefficient de performance est un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système. Le taux de circulation détermine la taille des différents organes, l'augmentation de ce dernier affecte la performance du système de la façon suivante :

- La différence de concentration entre la solution riche et pauvre diminue.
- La charge de l'échangeur de solution entre l'absorbeur et le générateur sera plus importante.
- Les pertes de chaleur du système peuvent être considérables.
- L'augmentation de la puissance exigée pour la pompe de solution.

Donc, il y'a intérêt à ce que le taux de circulation soit le plus faible possible.

En ce qui concerne l'effet des différentes température du cycle sur le COP est comme suit :

- Le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la température du générateur, et il y'a une valeur T_{gmax} pour laquelle le COP atteint son maximum donc il est plus pratique de faire travailler le cycle à cette valeur et de ne pas aller au delà de celle-ci.
- L'augmentation de la température d'absorption fait chuter le COP, donc il est préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau de l'absorbeur.
- Pour un meilleur fonctionnement du cycle il est judicieux si possible de choisir des températures de condensation et d'évaporation de tel sorte que l'écart entre elles ; c'est-à-dire $(T_c - T_e)$; soit le plus réduit.

IV.3. Comparaison entre les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

Dans ce qui suit, nous allons comparer les performances des trois couples sélectionnés et représenter la variation du COP et du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur, du condenseur et de l'évaporateur avec la température d'absorption comme paramètre.

Puisque l'ammoniaque est le réfrigérant dans ces trois couples, on constate que les pressions de fonctionnements sont élevées.

Le tableau IV.1 montre la comparaison des propriétés thermodynamique pour une machine à absorption à simple effet fonctionnant à : $T_e = -5\text{ °C}$, $T_a = 25\text{ °C}$, $T_c = 30\text{ °C}$ et $T_g = 100\text{ °C}$. Avec une efficacité de l'échangeur de solution $Ex = 80\%$. (Ces conditions de fonctionnement sont tirées de la littérature [61]).

Les débits de solutions riches sont 3.54, 4.08 et 5.37 kg/min pour l' $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN respectivement.

Ceci signifie que la désorption du réfrigérant dans le générateur est plus importante pour le cycle utilisant le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ que pour les autres. En conséquence, une plus grande pompe est nécessaire pour le cycle d' NH_3/NaSCN .

Le tableau IV.1 montre également que les propriétés thermodynamiques des trois solutions sont complètement différentes.

Tableau IV.1 : Propriétés thermodynamiques des différents états pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$,
 $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

Etat du fluide	T (°C)	P (kPa)	X (%)	m (kg/min)	h (kJ/kg)
$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$					
FF.sortie du générateur (1)	100.00	1166.89	100.00	1.00	1468.40
FF.sortie du condenseur (2)	30.00	1166.89	100.00	1.00	340.77
FF,sortie de l'évaporateur (4)	-5.00	354.42	100.00	1.00	1456.62
SOL,sortie de l'absorbeur (5)	25.00	354.42	5 2.24	3.54	-140.68
SOL.entrée du générateur (7)	67.70	1166.89	52.24	3.54	57.32
SOL.sortie du générateur (8)	100.00	1166.89	33.55	2.54	223.57
SOL.entrée de l'absorbeur (10)	40.00	354.42	33.55	2.54	- 54.30
$\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$					
FF.sortie du générateur (1)	100.00	1166.89	100.00	1.00	1468.40
FF.sortie du condenseur (2)	30.00	1166.89	100.00	1.00	340.77
FF,sortie de l'évaporateur (4)	-5.00	354.42	100.00	1.00	1456.62
SOL,sortie de l'absorbeur (5)	25.00	354.42	53.51	4.08	-139.07
SOL.entrée du générateur (7)	65.09	1166.89	53.51	4.08	-4.53
SOL.sortie du générateur (8)	100.00	1166.89	38.49	3.08	103.46
SOL.entrée de l'absorbeur (10)	40.00	354.42	38.49	3.08	-74.82
NH_3/NaSCN					
FF.sortie du générateur (1)	100.00	1166.89	100.00	1.00	1468.40
FF.sortie du condenseur (2)	30.00	1166.89	100.00	1.00	340.77
FF,sortie de l'évaporateur (4)	-5.00	354.42	100.00	1.00	1456 .62
SOL,sortie de l'absorbeur (5)	25.00	354.42	49.12	5.37	-101.41
SOL.entrée du générateur (7)	69.60	1166.89	49.12	5.37	24.30
SOL.sortie du générateur (8)	100.00	1166.89	37.43	4.37	98.62
SOL.entrée de l'absorbeur (10)	40.00	354.42	37.43	4.37	-56.25

Dans le tableau IV.2, nous avons regroupé les puissances mises en jeu dans chaque organe pour ces trois couples fonctionnant aux mêmes conditions que le tableau précédent.

On voit clairement qu'au niveau de l'évaporateur et le condenseur, les puissances mises en jeu sont identiques et la différence entre les performances de ces trois couples se situe au niveau de l'absorbeur et du générateur uniquement. Le cycle fonctionnant avec le couple NH_3/NaSCN présente la meilleure performance $COP = 0.63$.

Tableau IV.2 : Puissances dans les différents organes pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

Puissance	$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	$\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$	NH_3/NaSCN
Générateur Q_g (kW)	30.555	32.092	29.481
Condenseur Q_c (kW)	18.794	18.794	18.794
Evaporateur Q_e (kW)	18.597	18.597	18.597
Absorbeur Q_a (kW)	30.278	29.893	29.256
Echangeur de solution (kW)	11.763	9.151	11.279
COP	0.61	0.56	0.63

La figure IV.6 montre la comparaison des variations du coefficient de performance COP_h en fonction de la température du générateur T_g pour des cycles fonctionnant avec les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

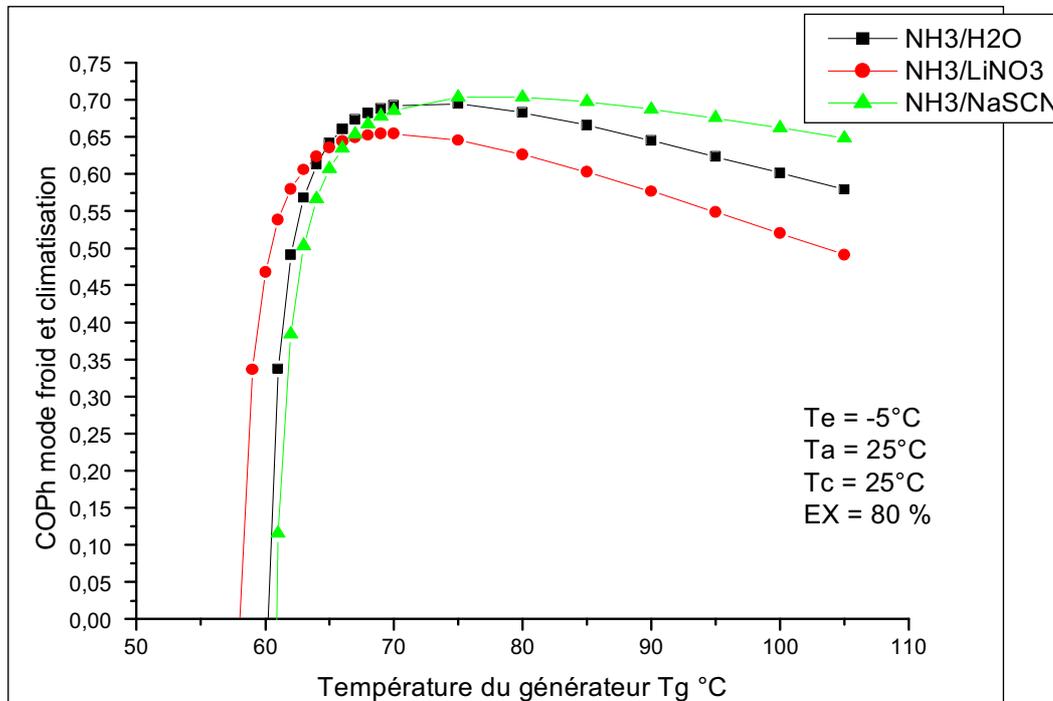


Figure IV.6 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température au générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

Les valeurs du COP_h pour ces trois cycles augmentent avec la température du générateur jusqu'à une valeur maximale ensuite on assiste à une légère diminution qui dépend du couple utilisé. Cependant, il existe une limite inférieure de la température du générateur pour chaque couple en dessous de laquelle le cycle ne peut pas fonctionner. Pour le cycle $NH_3/LiNO_3$, la température minimale du générateur est plus basse que pour les autres couples. C'est un point essentiel quand on s'intéresse à l'utilisation de l'énergie solaire puisque les températures pour les capteurs solaires plats sont généralement au-dessous de 90 °C.

On peut voir également sur cette figure que, pour des températures du générateur plus grandes que 80 °C, le cycle du couple $NH_3/NaSCN$ permet d'obtenir la

meilleure performance alors que le cycle du couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ a le plus bas COP_h . Toutefois, les différences ne sont pas très importantes et pour effectuer un choix correct du couple de fluides il faut regarder de près d'autres paramètres comme le coût, l'impact sur l'environnement, etc.

La figure IV.7 montre la comparaison des variations des taux de circulation des couples utilisés en fonction de la température du générateur.

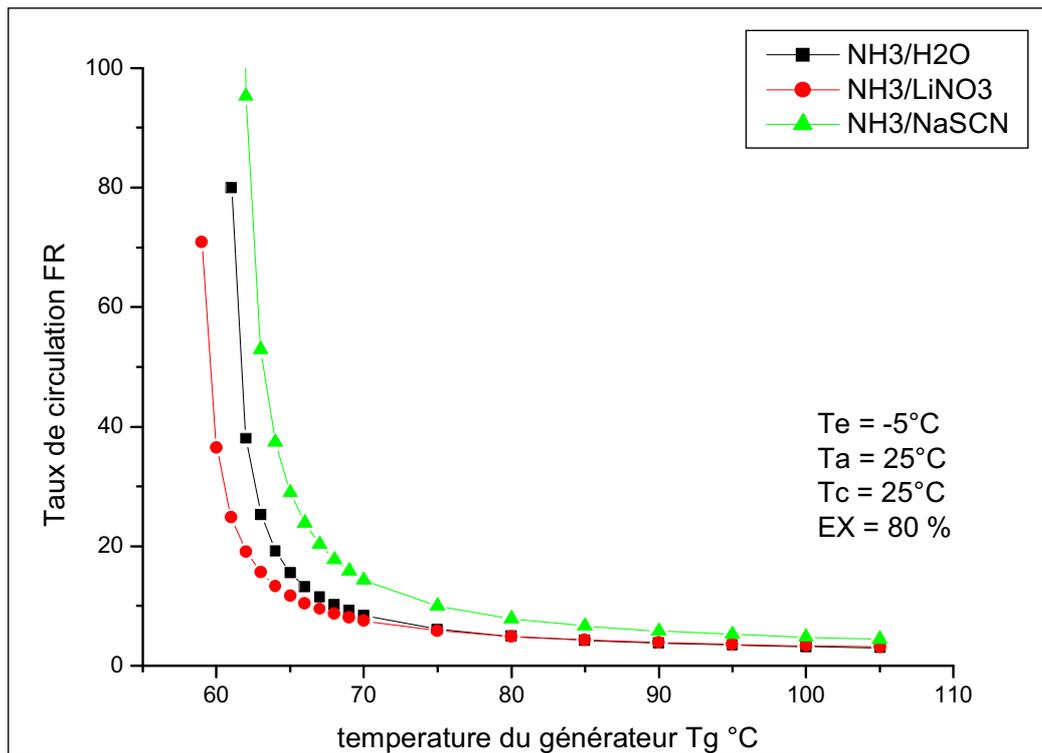


Figure IV.7 : Comparaison du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

On voit que le taux de circulation FR pour le cycle utilisant NH_3/NaSCN est plus élevé en comparaison avec les deux autres cycles. Ceci signifie que la puissance consommée par la pompe de solution est plus grande pour ce couple.

Le taux de circulation augmente considérablement aux basses températures de générateur. Par conséquent, il est fortement déconseillé de faire fonctionner un cycle

à une température de générateur trop basse (qui s'approche de sa limite inférieure de fonctionnement).

Et, comme nous l'avons souligné auparavant, le choix d'un couple de fluides se fait sur la base d'une synthèse globale et non pas en fonction d'un seul paramètre. Comme le COP.

La figure IV.8 montre la comparaison des valeurs du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur pour des cycles d'absorption fonctionnant avec les couples de NH_3/H_2O , de $NH_3/LiNO_3$ et de $NH_3/NaSCN$.

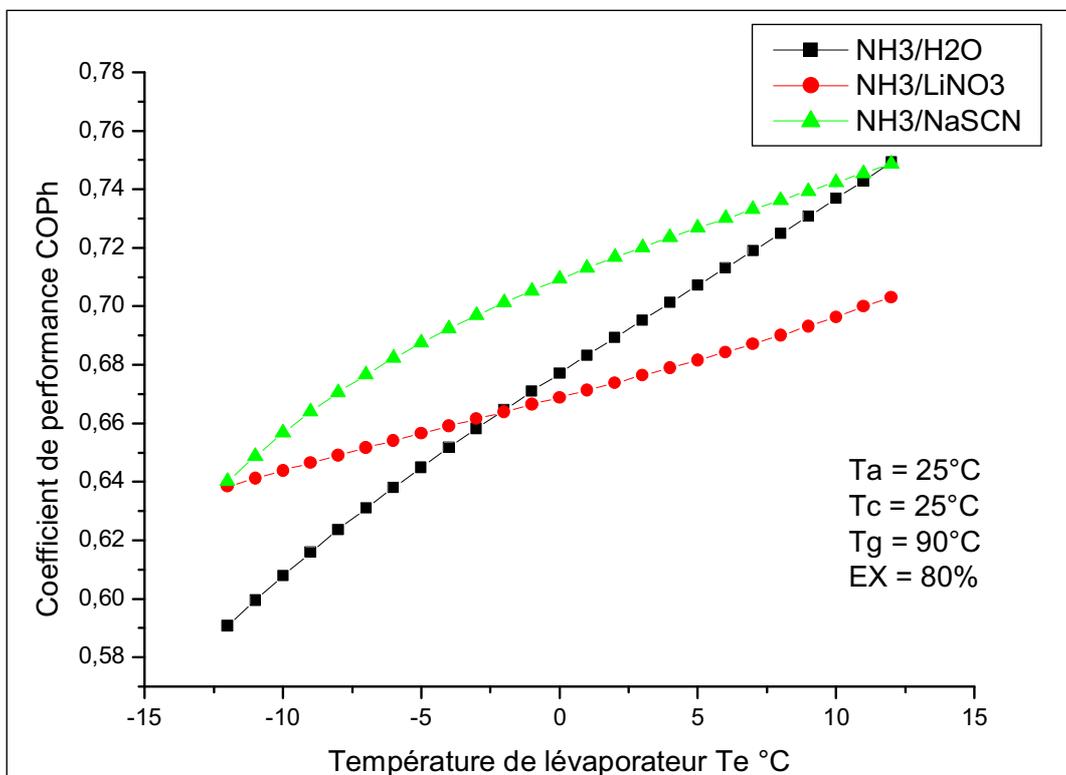


Figure IV.8 : Comparaison des variations du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

Avec l'augmentation de la température de l'évaporateur, les valeurs du COP_h pour chaque cycle augmentent.

Pour les températures de l'évaporateur inférieures à zéro, le cycle fonctionnant avec le couple $NH_3/NaSCN$ permet d'obtenir la meilleure performance et le cycle fonctionnant avec le couple NH_3/H_2O a les valeurs les plus basses du COP_h .

Cependant, pour les températures élevées de l'évaporateur, la performance du cycle avec $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ est meilleure que celle du cycle avec $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

La comparaison des variations des taux de circulation FR en fonction des températures de l'évaporateur est représentée sur la figure IV.9 et ceci pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

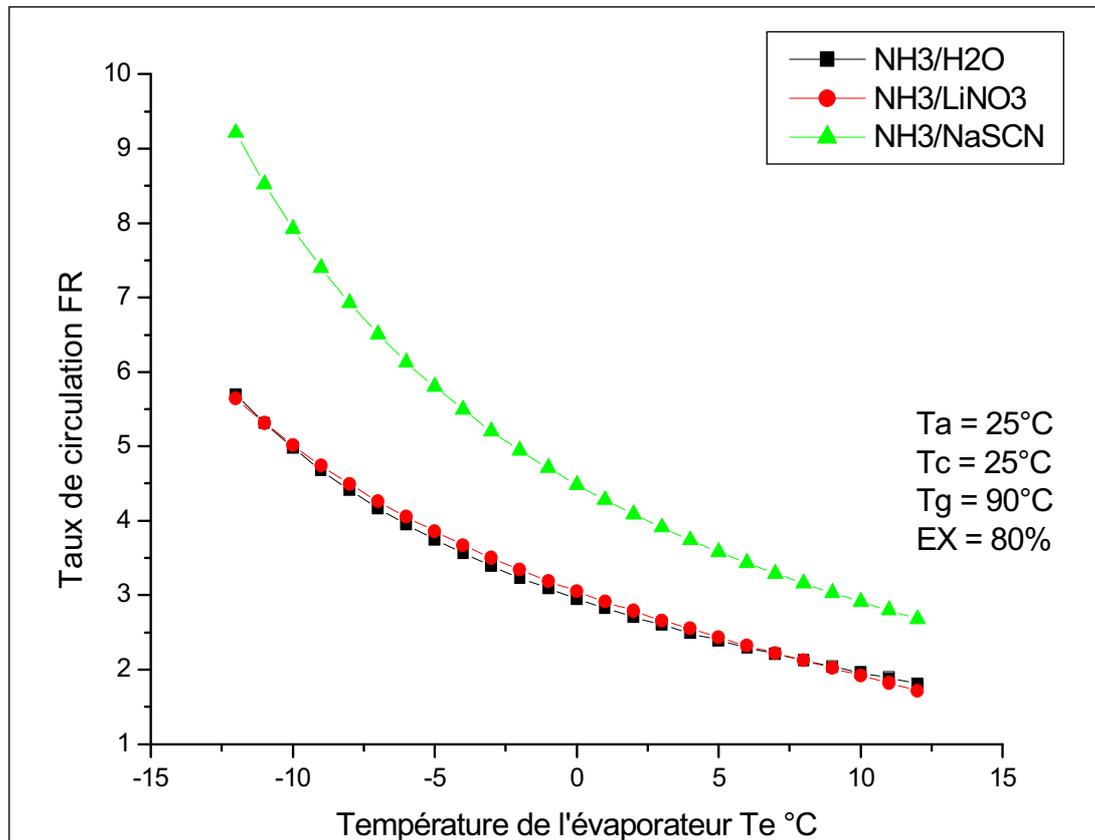


Figure IV.9 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

On montre que le taux de circulation pour le cycle utilisant NH_3/NaSCN est plus important que les deux autres cycles et ceci pour toute la plage des températures au niveau de l'évaporateur. Ceci constitue un inconvénient pour ce fluide.

Les taux de circulation des couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ sont presque confondus.

La figure IV.10 montre la comparaison des valeurs du COP en fonction des températures du condenseur pour des cycles à absorption utilisant les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

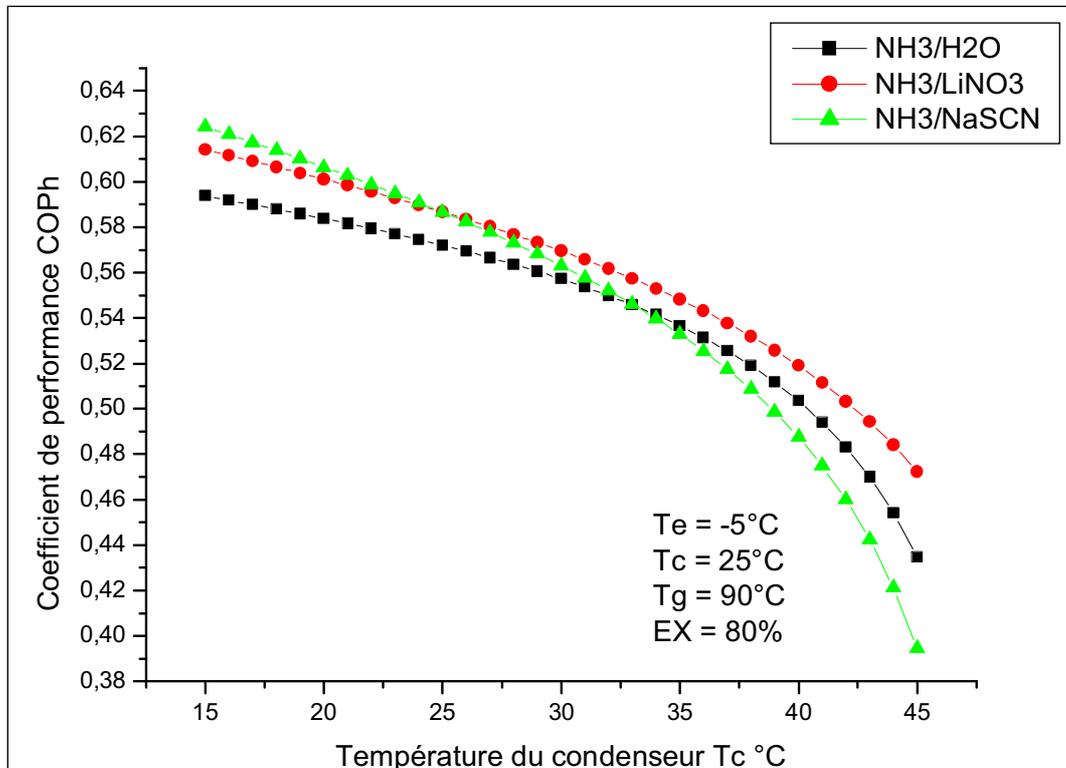


Figure IV.10 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

Une augmentation de la température du condenseur entraîne une diminution de la performance du système pour chaque cycle. Pour les températures du condenseur allant de 20°C à 40 °C, le couple $NH_3-NaSCN$ et le cycle NH_3-LiNO_3 montrent une meilleure performance que le cycle NH_3/H_2O ; alors que, pour les températures élevées du condenseur, le cycle NH_3-LiNO_3 possède les valeurs de COP_h les plus élevées.

En ce qui concerne la variation du taux de circulation FR avec la température du condenseur représentée sur la figure IV.11, le taux de circulation pour le cycle fonctionnant avec le couple $NH_3/NaSCN$ est encore plus élevée que pour les deux autres cycles.

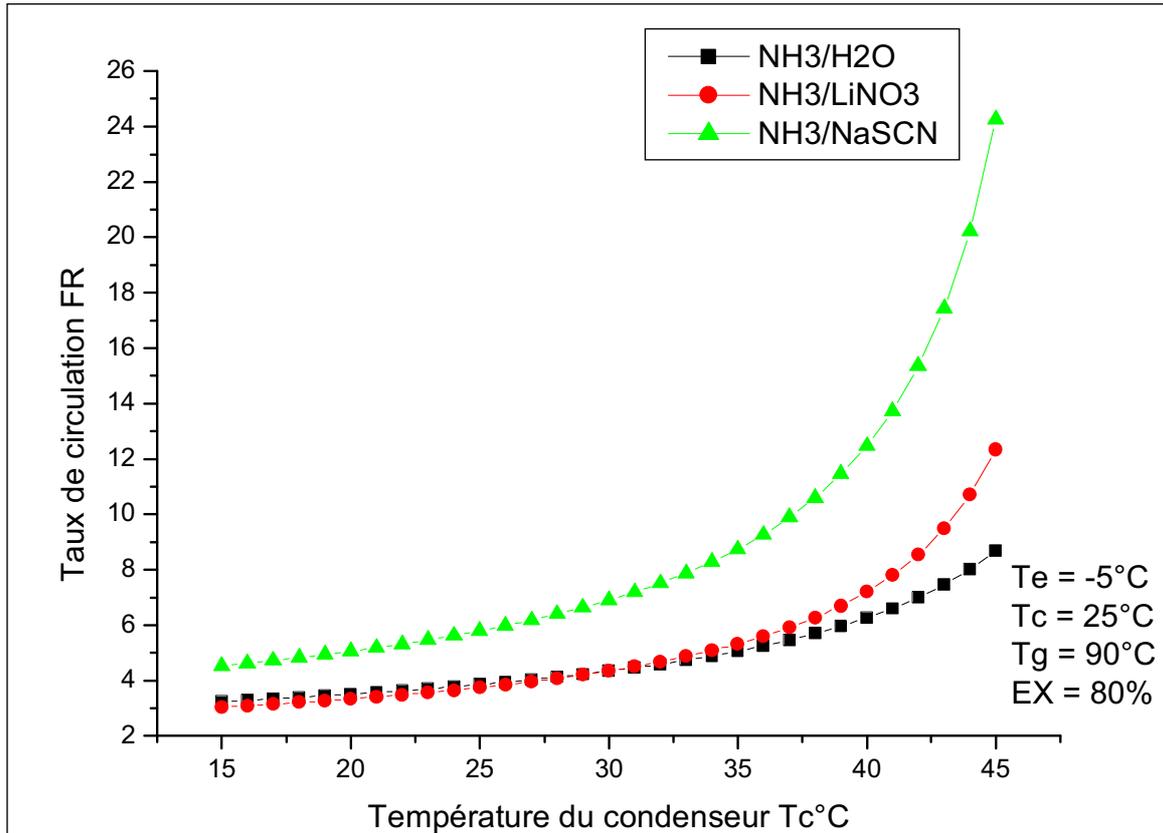


Figure IV.11 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ et NH₃/NaSCN.

Conclusion.

Dans cette étude, les performances des couples ammoniacque-eau, le nitrate d'ammoniacque-lithium et de sulfocyanate d'ammoniacque-sodium ont été analysés avec leurs propriétés thermodynamiques exprimées sous formes d'équations polynomiales. Les performances de ces trois cycles en fonction des variations des diverses températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur ont été comparées. Les résultats permettent d'aboutir à la conclusion que les cycles utilisant le sulfocyanate de nitrate et d'ammoniacque-sodium d'ammoniacque-lithium donnent une meilleure performance que le cycle utilisant de l'ammoniacque-eau ; ceci non

seulement en raison des valeurs plus élevées du *COP* obtenues mais également en raison de l'absence de la rectification pour ces deux couples.

Par conséquent, on peut conclure qu'ils présentent une bonne alternative au cycle de l'ammoniaque-eau.

D'une manière générale, les performances pour les couples nitrate d'ammoniaque-lithium et sulfocyanate d'ammoniaque-sodium sont identiques. Cependant, le couple sulfocyanate d'ammoniaque-sodium ne peut pas fonctionner aux températures de vaporisation au-dessous de -10 °C à cause de la possibilité de cristallisation [56].

IV.4. Fonctionnement et limites du cycle à simple effet avec le couple eau -bromure de lithium.

Nous allons voir, dans ce qui suit, les performances d'un cycle à simple effet fonctionnant avec le bromure de lithium-eau et voir les limites de fonctionnement due à la cristallisation en fonction des différents températures du cycle.

IV.4.1. Coefficient de performance COP_h en fonction de la température du générateur T_g .

On voit sur la figure IV.12 la variation du coefficient de performance COP_h pour le bromure de lithuim en fonction de la température du générateur T_g pour des températures d'absorption allant de 20 °C à 50 °C.

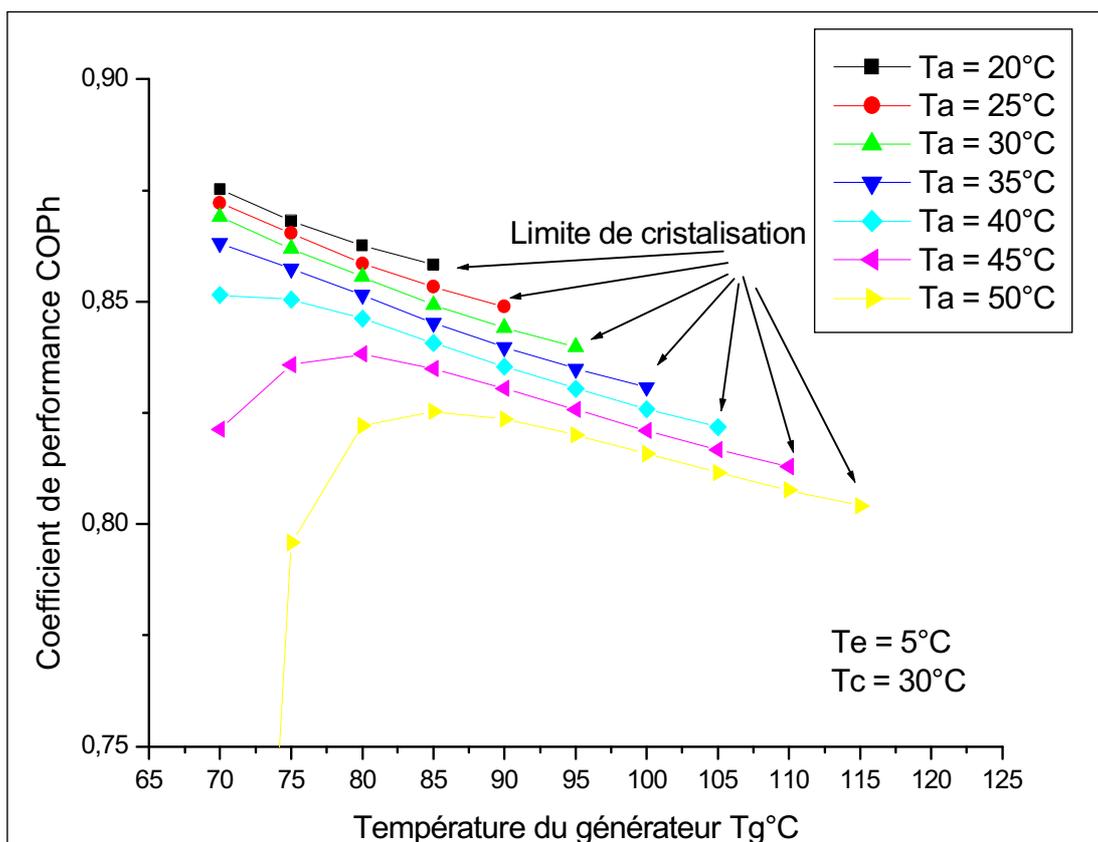


Figure IV.12 : Variation du coefficient de performance COP_h en fonction de T_g pour $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

La valeur du COP_h diminue avec l'augmentation de la température T_g du générateur. On remarque que pour chaque température d'absorption donnée, nous avons une limite T_{gmax} pour laquelle le cycle ne peut pas fonctionner à cause du risque de la cristallisation.

Sur le tableau suivant, nous avons noté la limite T_{gmax} pour des différentes températures d'absorption.

Tableau IV.3 : limite de cristallisation T_{gmax} en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_e = 5\text{ °C}$ et $T_c = 30\text{ °C}$

$T_a\text{ °C}$	$T_{gmax}\text{ °C}$
20	85
25	90
30	95
35	100
40	105
45	110
50	115

On voit que la limite T_{gmax} augmente avec la température d'absorption.

IV.4.2. Coefficient de performance COP_h en fonction de la température du condenseur T_c .

La figure IV.13 montre la variation du coefficient de performance COP_h avec la température de condensation T_c pour des températures d'absorption de 20°C à 50°C.

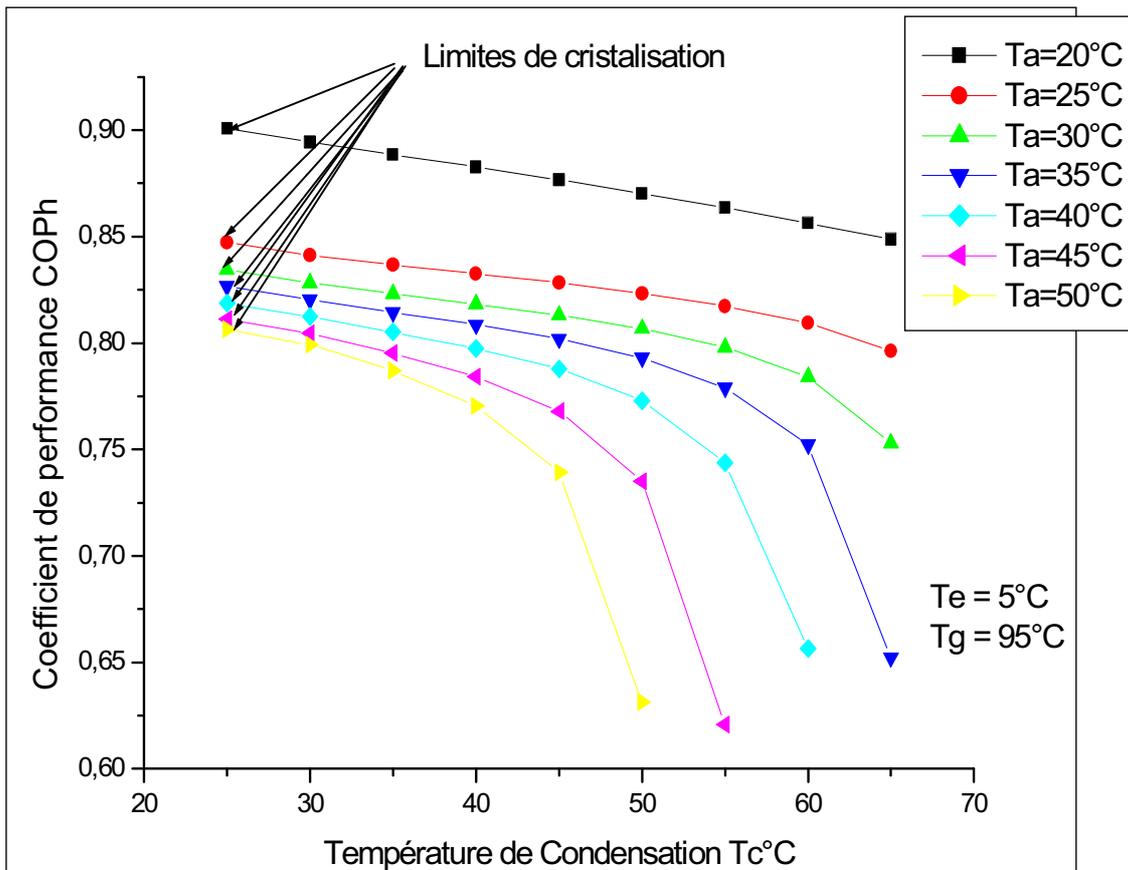


Figure IV.13 : Variation du coefficient de performance COP_h en fonction de T_c pour $H_2O/LiBr$

La valeur du COP_h diminue avec l'augmentation de la température T_c du condenseur et cette diminution devient de plus en plus importante au fur et à mesure que la température d'absorption augmente. En effet, La valeur du COP_h chute considérablement aux températures de condensation élevées.

On remarque sur la figure IV.13 qu'il y'a une limite de fonctionnement du cycle $T_{c\ min}$ en dessous de laquelle le cycle ne peut pas fonctionner à cause du risque de la cristallisation.

Cette limite ne dépend pas de la température d'absorption et elle est constante est elle égale à $T_{c \min} = 25^\circ\text{C}$ au condition de fonctionnement suivantes $T_e = 5^\circ\text{C}$, $T_g = 95^\circ\text{C}$.

IV.4.3. Coefficient de performance COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e .

Sur la figure IV.14, on montre la variation du coefficient de performance COP_h pour le bromure de lithuim-eau, avec la température de l'évaporateur T_e pour des températures d'absorption allant de 20°C à 50°C .

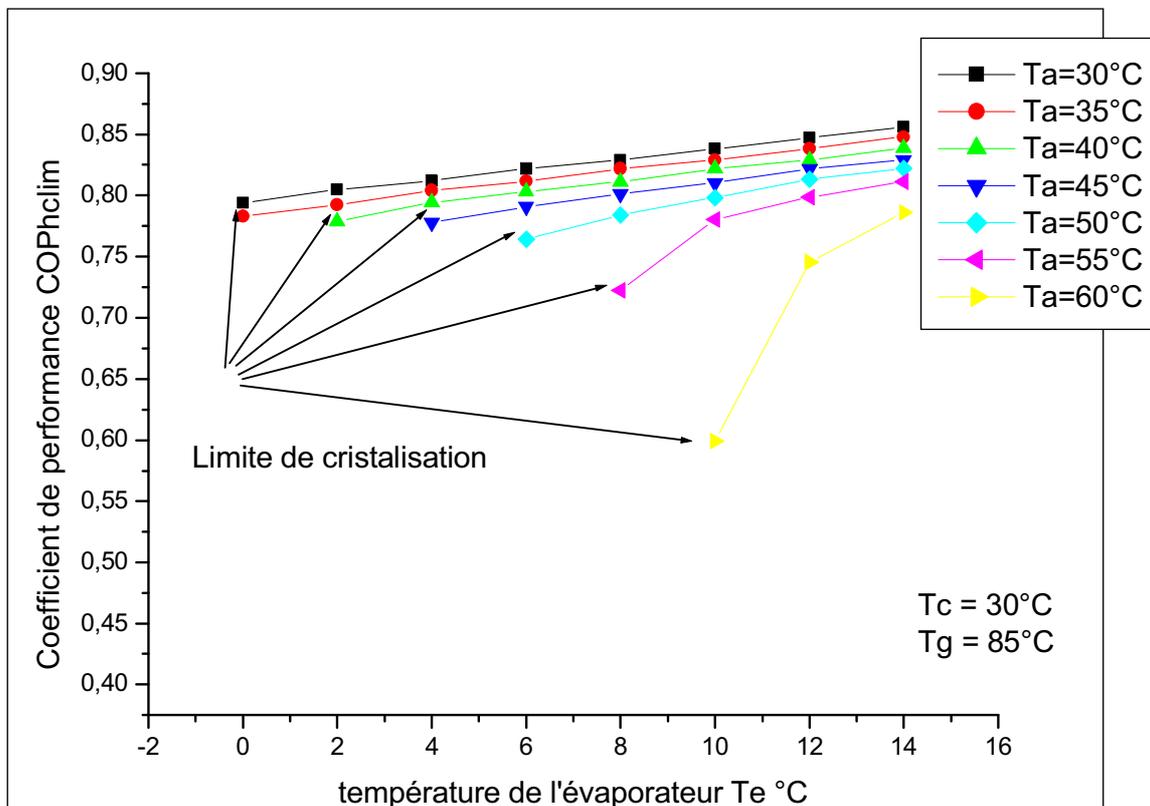


Figure IV.14 : Variation du coefficient de performance COP_h en fonction de T_e pour $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

On peut voir que la valeur du COP_h augmente avec la température T_e de l'évaporateur et constate que, pour chaque température d'évaporation donnée, on a

une limite $T_{e \text{ min}}$ au dessous de laquelle le cycle ne peut plus fonctionner à cause du risque de la cristallisation.

Sur le tableau suivant, nous avons noté la limite $T_{e \text{ min}}$ pour des différentes températures d'absorption

Tableau IV.4 : limite de cristallisation T_{emin} en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_c = 30^\circ\text{C}$ et $T_g = 85^\circ\text{C}$.

$T_a^\circ\text{C}$	$T_{emin}^\circ\text{C}$
20	0
25	0
30	2
35	4
40	6
45	8
50	10

Pour des températures d'évaporation assez basses le fonctionnement sera impossible au fur et à mesure que la température d'absorption diminue, c'est-à-dire pour une température d'absorption $T_a = 35^\circ\text{C}$ il faut que la température de l'évaporateur soit supérieur à 4°C Pour prévoir le risque de cristallisation.

Conclusion.

Le fonctionnement d'un cycle d'absorption avec le couple bromure de lithium-eau est limité par le risque de cristallisation, cette limite dépend essentiellement de la température d'absorption T_a et de désorption T_g parce que ces deux température ont une influence directe sur les concentrations de la solution pauvre X_{ab} et riche X_{ge} qui doivent être inférieur à 70% [57].

Pour les même conditions de fonctionnement comme montre le tableau IV.5, Le bromure de lithium-eau présente les meilleure performance en le comparant avec les autres couple à savoir $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN . Cependant le fonctionnement de la machine avec ce couple est limité par la cristallisation et ne peut pas fonctionner aux températures inférieures à zéro.

Tableau IV.6 : Comparaison des performances du couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et NH_3/NaSCN fonctionnant à $T_e = 5^\circ\text{C}$, $T_a = 30^\circ\text{C}$, $T_c = 30^\circ\text{C}$ et $T_g = 95^\circ\text{C}$.

Couple	$\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$	NH_3/NaSCN	$\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$	$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$
COP	0.81	0.61	0.58	0.59
FR	4.09	4.44	3.92	2.92

IV.5. Comparaison des coefficients de performance du cycle à simple effet et du cycle GAX.

Dans ce qui suit, nous comparons les performances du cycle à simple effet et du cycle GAX fonctionnant avec les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

IV.5.1. COP_h et COP_{gax} en fonction de la température du générateur T_g .

La figure IV.15 montre la comparaison du coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g pour le cycle à simple effet COP_h , et pour le cycle GAX, COP_{gax} , fonctionnant avec les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

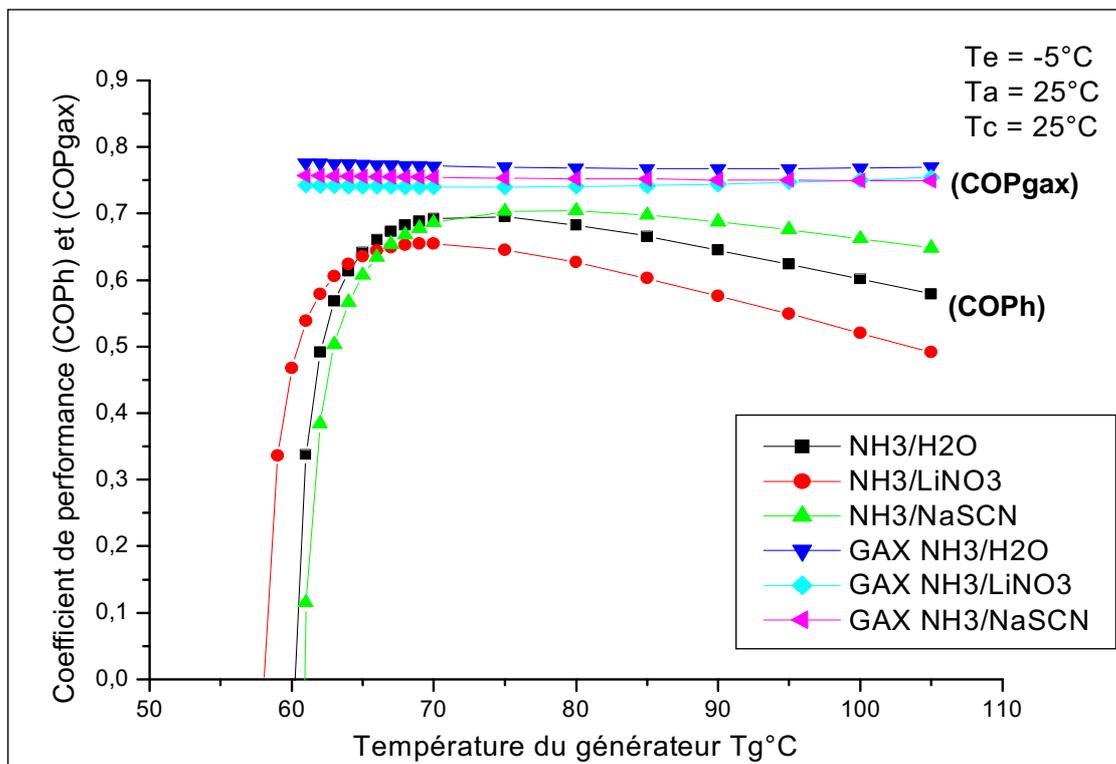


Figure IV.15 : Coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g pour le cycle à simple effet COP_h , et pour le cycle GAX, COP_{gax} fonctionnant avec $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

Les valeurs du COP_{gax} pour ces trois couples sont nettement supérieures à celles obtenues pour le cycle à simple effet.

On peut remarqué que les valeurs du COP_{gax} ne varient pas sensiblement dans la plage comprise entre $T_g = 60^\circ\text{C}$ et 100°C .et l'ammoniac-eau présente les meilleurs performances comparés avec les deux autres couples contrairement aux résultats obtenues pour le cycle à simple effet. Le tableau suivant montre le gain obtenu grâce au cycle GAX. Il varie entre 14 et 19 %

Tableau IV.7 : Comparaison du COP_{gax} et COP_h pour $T_e = -5^\circ\text{C}$, $T_a = 25^\circ\text{C}$, $T_c = 25^\circ\text{C}$ et $T_g = 65^\circ\text{C}$.

couple	NH ₃ /H ₂ O	NH ₃ /LiNO ₃	NH ₃ /NaSCN
COP_{gax}	0,7736	0,7407	0,7555
COP_h	0,6415	0,6355	0,6072
Gain %	17,07	14,20	19,62

IV.5.2. COP_h et COP_{gax} en fonction de la température du condenseur T_c .

La figure IV.16 montre la comparaison du coefficient de performance en fonction de la température du condenseur T_c pour le cycle à simple effet COP_h , et pour le cycle GAX COP_{gax} , fonctionnant avec NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ et NH₃/NaSCN.

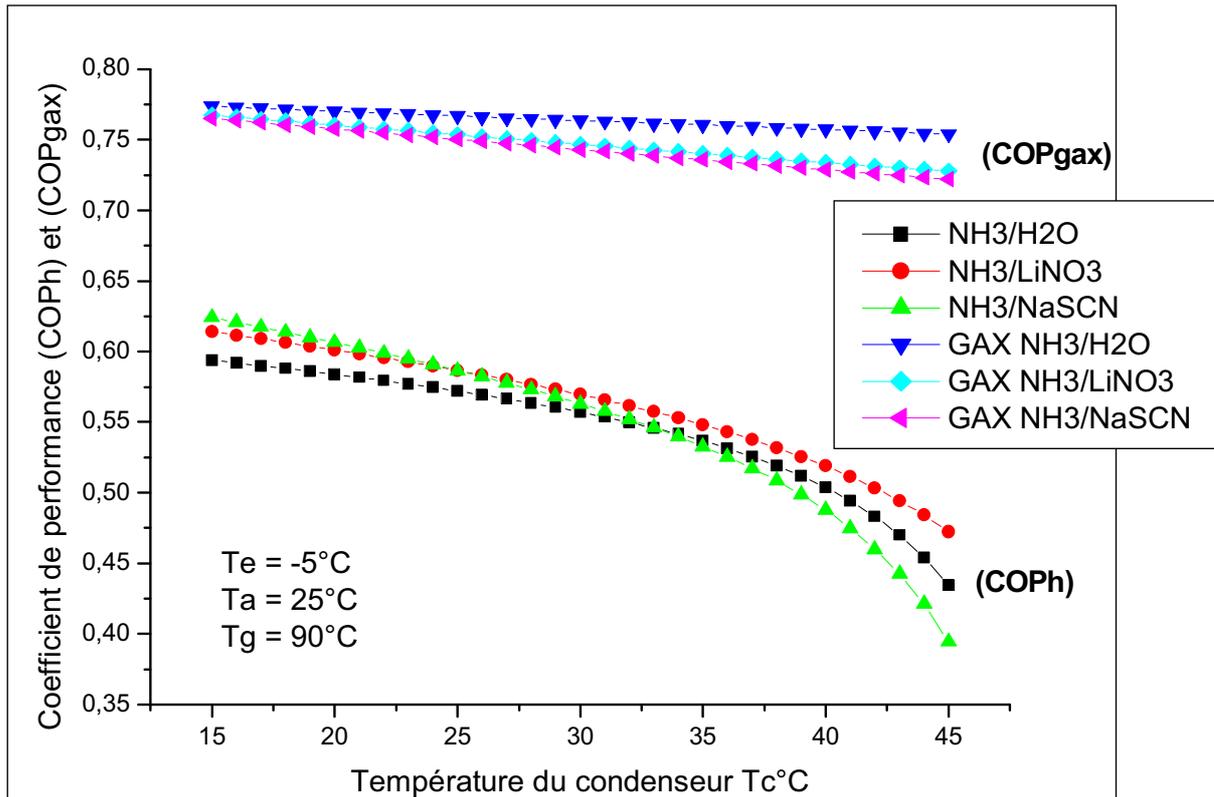


Figure IV.16 : Coefficient de performance en fonction de la température du condenseur T_c pour le cycle à simple effet COP_h , et pour le cycle GAX, COP_{gax} , fonctionnant avec $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

Les valeurs du COP_{gax} pour ces trois couples sont nettement supérieures à celles obtenues pour le cycle à simple effet.

Les valeurs du coefficient de performance diminuent avec la température T_c , cette diminution est plus sensible pour le cycle à simple effet.

On remarque qu'il n'y a pas d'inversion des courbes pour le cycle GAX comme dans le cas du cycle à simple effet et l'ammoniac eau présente les plus grandes valeurs du COP tout au long de la plage comprise entre $T_c = 15^\circ\text{C}$ et 45°C .

Le gain obtenu est de 25% environ.

IV.5.3. COP_h et COP_{gax} en fonction de la température de l'évaporateur T_e .

La figure IV.17 montre la comparaison du coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le cycle à simple effet COP_h , et pour le cycle GAX, COP_{gax} , fonctionnant avec NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

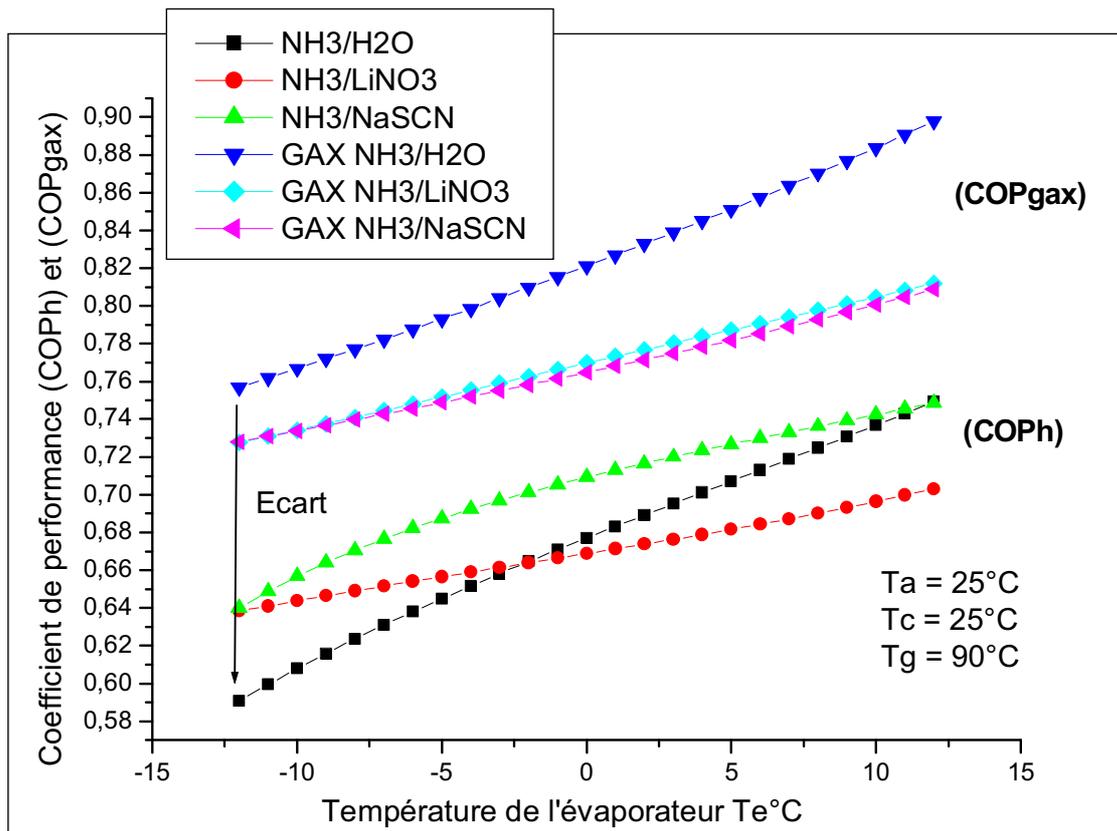


Figure IV.17 : Coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le cycle à simple effet COP_h , et pour le cycle GAX, COP_{gax} , fonctionnant avec NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

Les mêmes remarques sont valables dans ce cas également ; en plus, on constate que les courbes correspondantes au couple NH_3/H_2O sont presque parallèles et montrent l'écart le plus important entre la valeur du COP_h pour le cycle à simple effet et COP_{gax} pour le cycle GAX, cela est dû à la quantité d'énergie importante récupérée au niveau de l'absorbeur pour ce couple qui a une chaleur latente plus élevée comparé aux deux autres couples de fluides.

Conclusion.

Le cycle GAX permet d'avoir des coefficients de performance nettement plus grand qu'un cycle à simple effet ; il présente un gain d'environ 25 à 30 % suivant les conditions de fonctionnement du cycle.

La variation du COP_{gax} n'est pas tellement sensible à l'augmentation de la température du générateur donc il est possible de faire fonctionner le cycle avec des température assez faible tout en obtenant le même COP . Le couple ammoniac-eau présente toujours les meilleurs performance pour un cycle GAX.

Conclusion générale

Dans un système à absorption, le coefficient de performance est un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système. Le taux de circulation détermine la taille des différents organes, l'augmentation de ce dernier affecte la performance du système de la façon suivante :

- La différence de concentration entre la solution riche et pauvre diminue.
- La charge de l'échangeur de solution entre l'absorbeur et le générateur sera plus importante.
- Les pertes de chaleur du système peuvent être considérables.
- L'augmentation de la puissance exigée pour la pompe de solution.

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

- Le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la température du générateur, et il y'a une valeur T_{gmax} pour laquelle le COP atteint son maximum donc il est plus pratique de faire travailler le cycle à cette valeur et de ne pas aller au delà de celle-ci.
- L'augmentation de la température d'absorption fait chuter le COP, donc il est préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau de l'absorbeur.

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.

Dans cette étude, les performances des couples ammoniacque-eau, nitrate d'ammoniacque-lithium et sulfocyanate d'ammoniacque-sodium ont été analysés avec leurs propriétés thermodynamiques exprimées sous formes d'équations polynomiales. Les performances des cycles utilisant ces trois couples en fonction des variations des diverses températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur ont été analysées et comparées. Les résultats permettent d'aboutir à la conclusion que les cycles utilisant le sulfocyanate de nitrate et d'ammoniacque-sodium d'ammoniacque-lithium donnent une meilleure performance que le cycle utilisant de l'ammoniacque-eau ; ceci non seulement en raison des valeurs plus élevées du COP obtenues mais également en raison de l'absence de la rectification pour ces deux couples. Par conséquent, on peut conclure qu'ils présentent une bonne alternative au cycle de l'ammoniacque-eau.

D'une manière générale, les performances pour les couples nitrate d'ammoniacque-lithium et sulfocyanate d'ammoniacque-sodium sont identiques. Cependant, le couple sulfocyanate d'ammoniacque-sodium ne peut pas fonctionner aux températures de vaporisation au-dessous de -10 °C à cause de la possibilité de la cristallisation.

En plus, pour effectuer un choix correct du couple de fluides, il faut regarder de près d'autres paramètres comme le coût, l'impact sur l'environnement, etc.

Ce travail nous a permis également de confirmer que les performances d'une machine à absorption fonctionnant suivant un cycle type GAX sont meilleures que celles d'un cycle à simple effet (augmentation du COP d'environ 30%). Notons également qu'il y'a d'autres possibilités d'améliorer le coefficient de performance comme les configuration GAX branché et high cool GAX qui permettent d'améliorer le COP d'un cycle GAX simple de 30%.

Bibliographie

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Pierre NEVEU .Machines trithermes à absorption liquide,http://neveu.pierre.free.fr/enseign/abs_liquide/cours.htm
- [2] Miquel NOGUES AYMAMI. Développement d'une pompe à chaleur d'absorption à gaz avec des fluides organiques. universite roviri virgili tarragona, mayo de 2001.
- [3] S .Aphornratana. Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. Phd thesis, university of sheffield, uk, 1995.
- [4] R. Best, L. Porras, FA Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on ammonia- nitrate: part I cooling. Heat Recovery System and CHP 1991;11(1):49–61.
- [5] PD. Idema. Simulation of stationary operation and control of a $\text{LiBr}/\text{ZnBr}_2/\text{CH}_3\text{OH}$ absorption heat pump system, Directly fired heat pump, Procs. Int. Conf. University of Bristol, 19–21 Sep., 1984, paper 2.1.
- [6] G Grossman, Gommed K. A computer model for simulation of absorption system in flexible and modular form. ASHRAE Trans 1987;93:2389–427.
- [7] Grover GS, Eisa MAR, Holland FA. Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on water-lithium chloride: part I cooling. Heat Recovery System and CHP 1988;8(1):33–41.
- [8] Bennani N, Prevost M, Coronas A. Absorption heat pump cycle: performance analysis of waterglycerol mixture. Heat Recovery System and CHP 1989;9(3):257–63.
- [9] De la stabilité thermique du méthanol et du mélange ternaire méthanol-bromure de lithium-bromure de .M.Koebel et A.Aegerter (Les pompe à chaleur a absorption , traduit de l'allemand par J.L Cauchepin.

- [10] Ziegler F. Advanced absorption cycles. In: Proc. Int. Workshop on Heat Transformation and Storage, 9-11 October 1985, Ispra, Italy. Rep. No. S.A./I.04.D2. 85.35., CEC, Joint Research Center, Ispra Establishment.
- [11] Alefeld G. Double effect, triple effect and quadruple effect absorption machines. In: Proc. 16th Int. Congr. of Refr., Paris 2, 1983, pp. 951-6.
- [12] Devault RC, Marsala J. Ammonia-water triple-effect absorption cycle. ASHRAE Trans 1990;96:676–82.
- [13] Grossman G, Zaltash A, Adcock PW, Devault RC. Simulating a 4-effect absorption chiller, ASHRAE J., Jun., 1995; 45–53.
- [14] Garimella S, Lacy D, Stout RE. Investigation of triple-effect cycle absorption heat pump for light commercial applications. AES 1994;32:23-32.
- [15] Inoue N, Iizuka H, Ninomiya Y. COP evaluation for advanced ammonia-based absorption cycles, International absorption heat pump conference. ASME 1992. AES 1993;31:1-6.
- [16] Mélanges binaires pour pompes à chaleur à absorption à haute température. W.Girsberger,Ch.Trepp (Les pompe à chaleur a absorption , traduit de l'allemand par J.L Cauchepin
- [17] Altenkirch E, Tenckhoff B. Absorptionkaeltemaschine Zur kontinuierlichen erzeugung von kaelte und waerme oder acuh von arbeit., German Patent 278076, 1911.
- [18] Herold KE, Radermacher R, Klein SA. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press Inc, 1996.
- [19] Hanna WT,Wilkinson WH, Saunders JH, Phillips DB. Pinch-point analysis: an aid to understanding the GAX absorption cycle. ASHRAE Trans 1995;101:1189–98.

- [20] Staicovici MD. Polybranched regenerative GAX cooling cycles. *Int J Refrig* 1995;18(5):318–29.
- [21] Grossman G, Devault RC, Creswick F. Simulation and performance analysis of an ammonia-water absorption heat pump based on the generator-absorber heat exchanger (GAX) cycle. *ASHRAE Trans* 1995;101:1313–23.
- [22] Potnis SV, Gomezplata A, Papar RA, Annand G, Erickson DC. Gax component simulation and validation, *ASHRAE Trans*, 1997;103.
- [23] Kang YT, Chen W, Christensen RN. Development of design model for a rectifier in GAX absorption heat pump systems. *ASHRAE Trans* 1996;102:963–72.
- [24] Priedeman DK, Christensen RN. GAX absorption cycle design process. *ASHRAE Trans* 1999;105(1):769–79
- [25] Herold KE, He X, Erickson DC, Rane MV. The branched GAX absorption heat pump cycle. Tokyo: Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, September 30±October 2, 1991. p. 127±32.
- [26] Rane MV, Erickson DC. Advanced absorption cycle: vapour exchanger GAX, New Orleans: pro-ceedings of the International absorption heat pump conference. ASME AES. Vol. 31 19±21 January,1994. p. 25±32.
- [27] Zaltash A, Grossman G. Simulation and performance analysis of basic GAX and advanced GAX cycles with ammonia/water and ammonia/water/libr absorption fluids. 17-20 September, *Absorption* 96;II:445-52.
- [28] des possibilités du transformateur thermique pour une utilisation rationnelle de l'énergie .P.Franzen et H.Herrmann (Les pompe à chaleur a absorption , traduit de l'allemand par J.L Cauchepin
- [29] Siddig-Mohammed BE. Performance studies on a reversed absorption heat pump. PhD thesis, University of Salford, UK, 1982.

- [30] Antonopoulos KA, Rogdakis ED. Nomographs for optimum solar pond driven LiBr/ZnBr₂/CH₃OH absorption refrigeration system. *Int J Energy Res* 1992;16:413–29.
- [31] George JM, Murthy SS. Influence of heat exchanger effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. *Int J Energy Res* 1989;13:455–7.
- [32] George JM, Murthy SS. Influence of absorber effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. *Int J Energy Res* 1989;13:629–38.
- [33] George JM, Murthy SS. Influence of generator effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. *Int J Energy Res* 1989;13:687–99.
- [34] performance simulation of an absorption heat transformer operating with partially mixtures. D. Alonso, T. Cachot, J.-M. Hornet. Elsevier 2002
- [35] Machielsen CHM. Research activities on absorption systems for heating. Cooling and industrial use. *ASHRAE Trans* 1990;96:1577–81
- [36] Rane MV, Radermacher R. Two-stage vapor compression heat pump with solution circuits: performance enhancement with a bleed line, Tokyo: Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, Sept. 30–Oct. 2, 1991;97–102.
- [37] Rane MV, Amrane K, Radermacher R. Performance enhancement of a two-stage vapor compression heat pump with solution circuits by eliminating the rectifier. *Int J Refrig* 1993;16(4):247–57.
- [38] Caccoila G, Restuccia G, Rizzo G. Theoretical performance of an absorption heat pump using ammonia-water-potassium hydroxide solution. *Heat Recovery System and CHP* 1990;10(3):177–85.
- [39] Bases thermodynamiques des pompe à chaleur à absorption, Wärmepumpen, Vulkanverlag, Glaser, H 1987

- [40] Shulz,S .Habilitationsschrift .Equation fondamentale du mélange binaire ammoniac-eau et calcule des cycles des machines frigorifiques à absorption, , Ruhr-Univesitat 1971
- [41] J.L Cauchepin .Propriétés thermodynamiques du cycle d'une pompe à chaleur à absorption .K.Stephan et D.Seher (Les pompe à chaleur à absorption, traduit de l'allemand)
- [42] Perez-Blanco H. Absorption heat pump performance for different types of solution. Int J Ref 1984;7(2):115–22.
- [43] Holmberg P, Berntsson T. Alternative working fluids in heat transformers. ASHRAE Trans 1990;96:1582–9.
- [44] Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., 1988.
- [45] Park YM, Sonntag RE. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures: a generalized equation-of-state approach. ASHRAE Trans 1990;96:150–9.
- [46] Antonio de lucas .performance evaluation and simulation of new absorbant for absorptiion refrigeration system ,(2003)
- [47] M. Jelinek *, I. Borde , Single - and double - stage absorption cycles based on fluorocarbon refrigerants and organic absorbents. Department of Mechanical Engineering, Ben-Gurion University of the Negev, P.O.B. 653, Beer-Sheva, Israel Received 27 November 1997
- [48] Kardos P, Ka'lma'n T, Kerii J, Kerii E. Coolant composition containing potassium formate and potassium acetate and method of use. 1992 [US Patent no.-+5104562].
- [49] Riffat S, James S, Wong W. Experimental analysis of the absorption and desorption rates of HCOOK/H₂O and LiBr/H₂O. Int J Energy Res 1998;22:1099–103.

- [50] Sun DW. Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems. *Appl Therm Eng* 1996;17:211–21.
- [51] Alberto Coronas, Manel Vallrs, Shrirang K. Chaudhari and Kashinath R. Patil ABSORPTION HEAT PUMP WITH THE TFE-TEGDME AND TFE-H₂O-TEGDME SYSTEMS. Department of Electrical and Mechanical Engineering, University Rovira i Virgili, 43006 Tarragona, Spain 1995.
- [52]. ASHRAE, *ASHRAE Handbook, Fundamentals*, Chapter 17, p. 17.45 & p. 17.81. ASHRAE, 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329, 1993.
- [53]. Bourseau, P. and Bugarel, R., *International Journal of Refrigeration*, 1986, 9, 206-214.
- [54.] Patek, J. and Klomfar, J., *International Journal of Refrigeration*, 1995, 18(4), 228-234.
- [55] Infante Ferreira, C. A., *Solar Energy*, 1984, 32, 231-236.
- [56] Jean Castaing-Casvignottes ,Aspets thermodynamiques et technico-économique des systèmes à absorption luidide, Institut français du froid industriel
- [57] Rogers GFC, Mayhew YR. Thermodynamic and transport properties of fluids: SI units. 4th ed. UK: Blackwell Publishers; 1992.
- [58] ASHRAE, Handbook of Fundamentals. Atlanta, 1997.
- [59] 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.
- [60] S.A. Kalogirou a,* , S.A. Tassou b, L.C. Wrobel b]Design and construction of a LiBr–water absorption machineG.A. Florides.
- [61] Sun 97 .comparison of the performances of nh₃-h₂O, nh₃-lino₃ and nh₃-nascn absorption refrigeration systems.

Annexes

ANNEXE 1

Le Coefficient de Performance d'une pompe à chaleur

1.1. Définition.

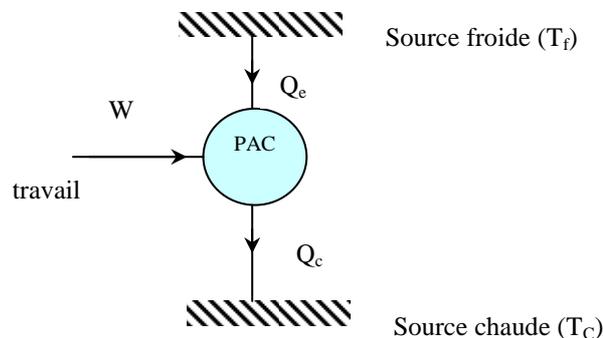
Pour caractériser l'efficacité d'une pompe à chaleur on introduit le coefficient de performance (COP) par la relation :

$$\text{COP} = (\text{chaleur fournie}) / \text{énergie apportée au système}$$

Le COP permet d'évaluer la rentabilité d'une pompe à chaleur. Il indique dans quelle mesure la puissance calorifique produite est supérieure à la puissance d'entraînement du compresseur.

1.2. COP d'une PAC ditherme idéale.

La structure générale d'une PAC **ditherme** (soumise à deux sources de chaleur) est donnée ci - dessous. Grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente) W fournie à ce système, on absorbe à la source froide (qui est à la température T_e) l'énergie thermique Q_e et on rejette à la source chaude (à la température $T_c > T_e$) l'énergie thermique Q_c .



L'énergie utile pour une PAC en chauffage étant la chaleur rejetée à la source chaude Q_c , le COP d'une PAC ditherme idéale peut alors s'écrire :

$$COP_{id} = \frac{Q_c}{W} \quad (A1.1)$$

L'application du premier principe à ce système donne :

$$Q_f - Q_c + W = 0$$

Ou
$$W = Q_c - Q_f \quad (A1.2)$$

En supposant que la machine ainsi considérée décrit un cycle thermodynamiquement idéal (donc réversible), l'application du second principe au système ditherme, permet d'écrire :

$$\frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (\text{égalité de Clausius})$$

Ou
$$\frac{Q_e}{Q_c} = \frac{T_e}{T_c} \quad (A1.3)$$

En considérant les conditions (A1.2) et (A1.3), l'équation (A1.1) s'écrit :

$$COP_{id} = \frac{T_c}{T_c - T_e} = \frac{1}{1 - \frac{T_e}{T_c}}$$

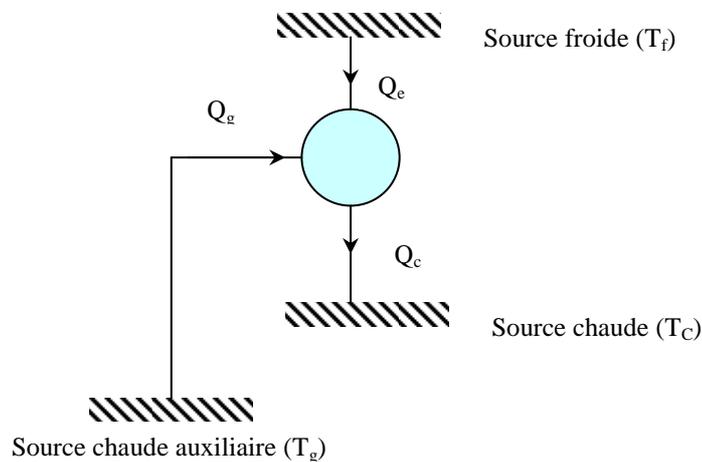
Ce COP (appelé parfois *efficacité de Carnot* ou COP de Carnot) constitue la limite théorique que l'on peut obtenir pour une machine quelle que soit la perfection technique de celle-ci.

Ce rapport indique néanmoins un résultat intéressant : la machine est d'autant plus efficace que T_e/T_c est proche de l'unité : c.à.d. que la température de la source froide soit proche de la température de la source chaude.

Dans la réalité les COP des machines réelles (qui sont thermodynamiquement irréversibles) sont généralement voisins de la moitié des valeurs idéales attendues.

1.3. COP d'une PAC tritherme idéale.

Dans ce type de pompe à chaleur, on ne fournit pas de travail mais de la chaleur par l'intermédiaire d'une source thermique auxiliaire de température T_a .



Les bilans énergétique et entropique au cours d'un cycle s'écrivent alors :

$$Q_e - Q_c + Q_g = 0 \quad \text{d'où} \quad Q_g = Q_c - Q_e \quad (\text{A1.4})$$

$$\frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_g}{T_g} = 0 \quad (\text{égalité de Clausius}) \quad (\text{A1.5})$$

Le coefficient de performance calorifique est, dans ce cas :

$$COP_{tri} = \frac{Q_c}{Q_g} \quad (\text{A1.6})$$

En considérant les conditions (A1.4) et (A1.5) on a :

$$\frac{Q_e}{Q_c} = \frac{T_e(T_g - T_c)}{T_c(T_g - T_e)}$$

l'équation (A1.6) s'écrit alors:

$$COP_{mi} = \frac{1}{1 - \frac{Q_e}{Q_c}} = \frac{T_c}{(T_c - T_e)} \cdot \frac{(T_g - T_e)}{T_g}$$

Ce coefficient de performance est d'autant plus élevé que les températures T_c et T_e sont plus voisines et que T_g est plus éloignée de T_c .

Pour les mêmes températures T_c et T_e , les coefficients de performance des systèmes fonctionnant grâce à une fourniture de chaleur (systèmes au moins trithermes) sont inférieurs à ceux des systèmes recevant de l'énergie mécanique.

D'une manière générale, les pompes à chaleur trithermes ont une efficacité thermique faible. Elles sont surtout utiles pour valoriser une source chaude à température modérée (rejets industriels, énergie solaire, biomasse) qui sans cela serait inutilisée, de sorte que l'efficacité a relativement peu d'importance.

ANNEXE 2.

Etude des cycles à absorption à partir des diagrammes thermodynamiques

A2.1. Diagramme d'Oldham : Cycle théorique de la solution.

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la teneur de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme $(\ln(P), -1/T)$, paramétré en teneur pondérale. La figure A2.1 présente un tel diagramme relatif au couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites. La droite de teneur 100 correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'ammoniac pur, la droite de teneur 0 à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure.

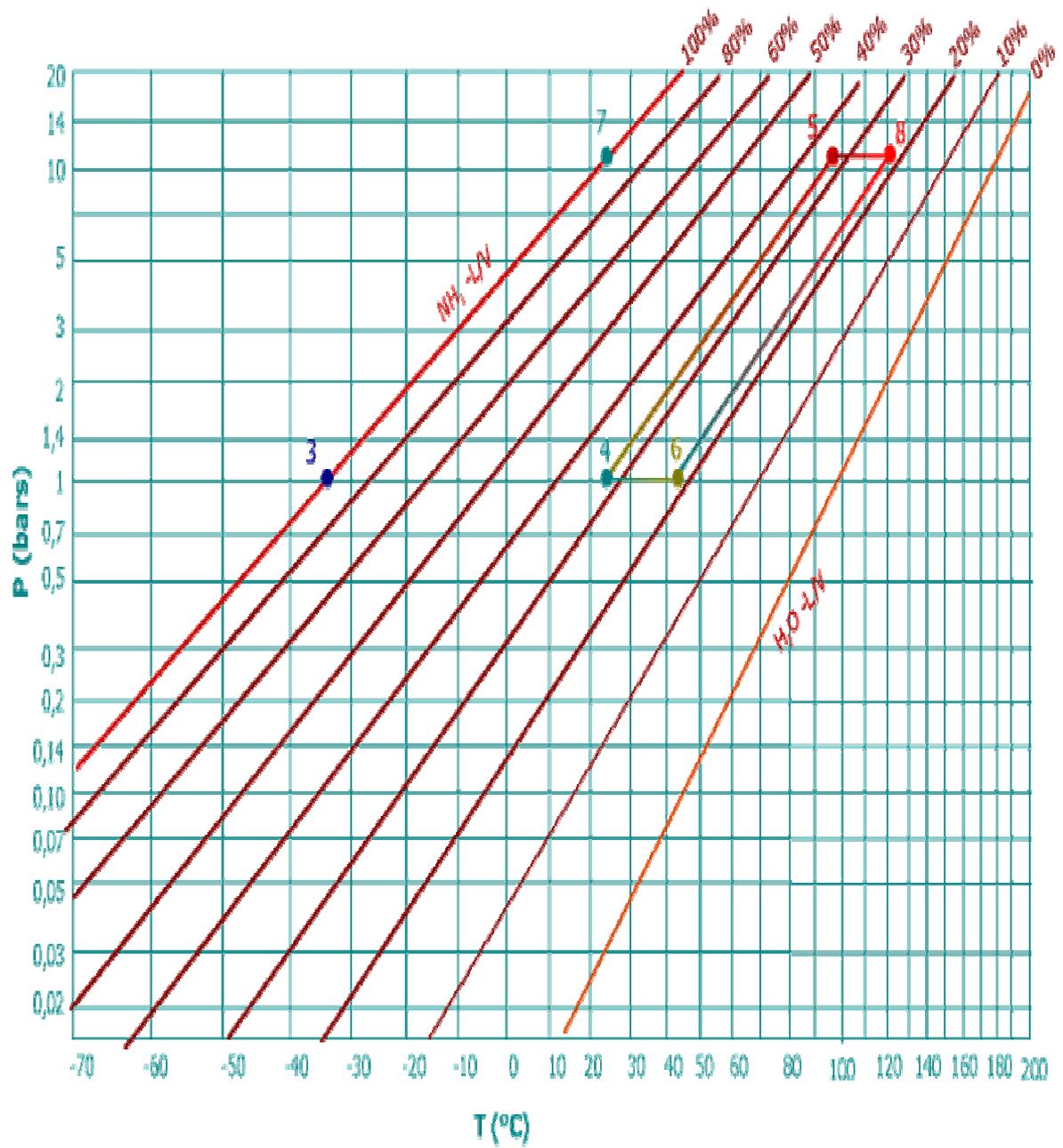


Figure A2.1 : Diagramme d'Oldham relatif au couple NH₃/H₂O.(condition de fonctionnement $T_e = -33$ °C, $T_0 = 25$ °C, $T_G = 120$ °C). [1]

A2.2. Diagramme de Merkel.

Ce diagramme permet une étude complète de la machine à absorption, car, en plus des renseignements donnés par le diagramme d'Oldham, il renseigne, ce qui est fondamental pour les calculs, sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbat).

C'est un diagramme X, h paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur. Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution. Le diagramme de Merkel pour le couple ammoniac/eau est donné par la figure A2.2.

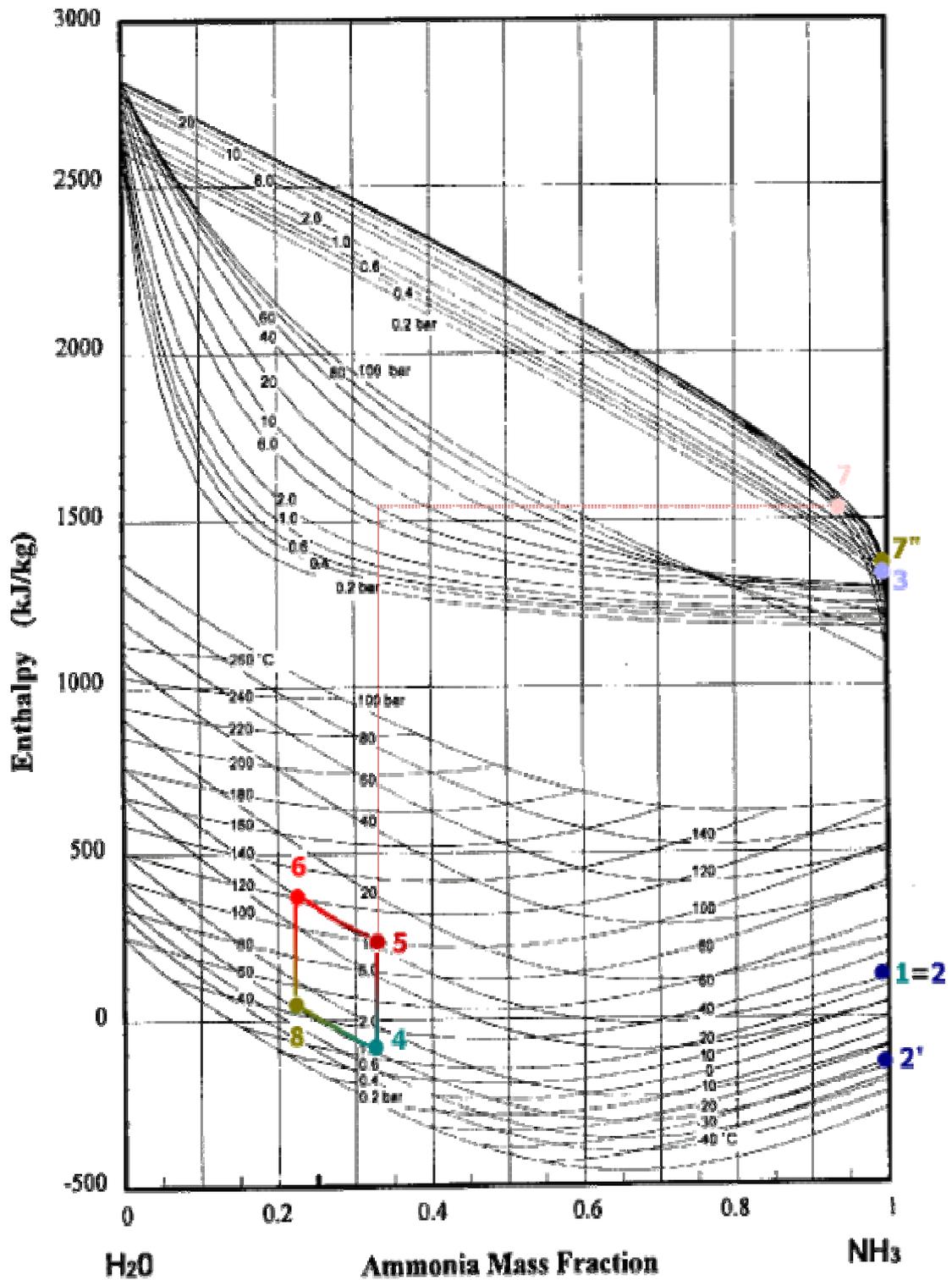


Figure A2.2 : Diagramme de Merkel relatif au couple ammoniac/eau. [1]

ANNEXE 3.

Coefficients des équations des propriétés thermodynamiques des couples : NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃ et NH₃/NaSCN

Tableau A3.1 Coefficient des équations (II.18 -II.19- II.20)

i	a_i équation II.18	b_i équation II.19	c_i équation II.20
0	$4.2871 \cdot 10^{-1}$	$1.9879 \cdot 10^2$	$1.4633 \cdot 10^3$
1	$1.6001 \cdot 10^{-2}$	$4.4644 \cdot 10^0$	$1.2839 \cdot 10^0$
2	$2.3652 \cdot 10^{-4}$	$6.2790 \cdot 10^{-3}$	$-1.1501 \cdot 10^{-2}$
3	$1.6132 \cdot 10^{-6}$	$1.4591 \cdot 10^{-4}$	$-2.1523 \cdot 10^{-4}$
4	$2.4303 \cdot 10^{-9}$	$-1.5262 \cdot 10^{-6}$	$1.9055 \cdot 10^{-6}$
5	$-1.2494 \cdot 10^{-11}$	$-1.8069 \cdot 10^{-8}$	$2.5608 \cdot 10^{-8}$
6	$1.2741 \cdot 10^{-13}$	$1.9054 \cdot 10^{-10}$	$-2.5964 \cdot 10^{-10}$
Erreur standard	$1.6 \cdot 10^{-3}$	$8.5626 \cdot 10^0$	$1.059 \cdot 10^1$
déviation	$1.522 \cdot 10^{-2}$	$5.566 \cdot 10^{-3}$	$3.679 \cdot 10^{-3}$

Tableau A3.2 Coefficient de l'équation (II.22)

i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	$-7.61080 \cdot 10^0$
2	0	4	$2.56905 \cdot 10^1$
3	0	8	$-2.47092 \cdot 10^2$
4	0	9	$3.25952 \cdot 10^2$
5	0	12	$-1.58854 \cdot 10^2$
6	0	14	$6.19084 \cdot 10^1$
7	1	0	$1.14314 \cdot 10^1$
8	1	1	$1.18157 \cdot 10^0$
9	2	1	$2.84179 \cdot 10^0$
10	3	3	$7.41609 \cdot 10^0$
11	5	3	$8.91844 \cdot 10^2$
12	5	4	$-1.61309 \cdot 10^3$
13	5	5	$6.22106 \cdot 10^2$
14	6	2	$-2.07588 \cdot 10^0$
15	6	4	$-6.87393 \cdot 10^0$
16	8	0	$3.50716 \cdot 10^0$

ANNEXE 4.

PROGRAMME DE CALCUL.

!*****PROGRAMME PRINCIPAL*****!

REAL EX,FR,H1,H4,H5,H8,COPI,COPH

! LES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE EN °C!

WRITE(*,*)'ENTRER TE='

READ(*,*)TE

WRITE(*,*)'ENTRER TA='

READ(*,*)TA

WRITE(*,*)'ENTRER TC='

READ(*,*)TC

WRITE(*,*)'ENTRER TG='

READ(*,*)TG

PRINT *, ' TE TA TC TG XAB XGE FR COPI COPH ' ,

PRINT *, '-----'

TA=25

TE=-5

EX=0.8

DO TC =25,45

DO TG=55,105

!CALCUL DES PRESSIONS D'EVAPORATION ET DE CONDENSATION (KPA)!

PRINT*, 'LA PRESSION DE VAPORATION EST ',PNH3(TE)

PRINT*, 'LA PRESSION DE CONDENSATION EST',PNH3(TC)

!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION RICHE XAB ET DE LA SOLUTION PAUVRE XGE (%)!

PCH=PNH3(TE)

CALL XNH3(PCH,XI,TA)

XAB=XI

PCH=PNH3(TC)

CALL XNH3(PCH,XI,TG)

XGE=XI

FR=(1-XGE)/(XAB-XGE) !FR FLOW RATE!

COPI=1+((TG-TA)/(TG+273.15))*((TE+273.15)/(TC-TE))

T9=EX*TA+(1-EX)*TG !TEMPERATURE DE REFOULEMENT DE LA POMPE =TA???

H4=HV(TE)

H8=H3H2O(TG,XGE)

H5=H3H2O(TA,XAB)

!H9=H3H2O(T9,XGE)

```

H9=HNH3H2O(TA,XGE)
!H7=HNH3H2O(TG,XAB)
H7=H5+((1-XAB)/(1-XGE))*(H8-H9)
!H1=1713.03214+1.06981*(TC)-0.02492*(TC**2)
!H1=1678.23
!H1=1676.06929-0.29736*TC-0.01607*(TC**2)
H1=1428.16891+2.55667*TG
!H1=1634.50+((TG-110)*259.12/90) !ENTHALPIE DE SORTIE DE GENERATEUR!
!H1=1658.5
H2=HL(TC)
!COPH=(H4+(FR-1)*H9-(FR*H5)+H1-H2)/(H1+(FR-1)*H8-(FR*H7))!HEATING
COPH=(H4-H2)/(H1+(FR-1)*H8-FR*H7)! COOLING
PRINT
'(F5.0,F8.0,F7.0,F8.0,F6.4,F8.4,F6.2,F8.2,F12.4)',TE,TA,TC,TG,XAB,XGE,FR,COPI,COPH
!PRINT*,H1,H2,H4,H5,H7,H8,H9

END DO
END DO
STOP
END

```

!*****

!!!CALCUL DE LA PRESSION PNH3(T°C)!!!!

```

FUNCTION PNH3(T)
REAL T,A,S
DIMENSION A(7)
DATA A / 4.2871E-1, 1.600E-2, 2.3652E-4, 1.6132E-6, 2.4303E-9, -1.2494E-11,
1.2741E-13/
S=0
DO I=1,7
S=S+A(I)*(T)**(I-1)
ENDDO
PNH3=1000*S
RETURN
END

```

!*****

!!!CALCUL DE ENTHALPIES DE LIQUIDE SATURE DE NH3 HL(T°C)

```

FUNCTION HL(T)
REAL T,B,S1
DIMENSION B(7)
DATA B /1.9879E2, 4.4644E0, 6.2790E-3, 1.4591E-4, -1.5262E-6, -1.8069E-8,
1.90054E-10/
S1=0
DO I=1,7
S1=S1+B(I)*(T)**(I-1)
ENDDO

```

```

HL=S1
RETURN
END
!*****

!!!!CALCUL DES ENTHALPIES DE VAPEUR SATUREE DE NH3 HV(T°C)
FUNCTION HV(T)
REAL T,C,S2
DIMENSION C(7)
DATA C /1.4633E3, 1.2839E0, -1.1501E-2, -2.1523E-4, 1.9055E-6, 2.5608E-8, -2.5964E-
10 /
S2=0
DO I=1,7
S2=S2+C(I)*(T)**(I-1)
ENDDO
HV=S2
RETURN
END
!*****

!!!!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION XNH3/H2O (P(KPA),T(C))
SUBROUTINE XNH3(PCH,XI,T)
REAL A,B,C
XI=0.0001

20 A= 7.44-1.767*XI+0.9823*XI**2+0.3627*XI**3
B= 2013.8-2155.7*XI+1540.9*XI**2-194.7*XI**3
C= A-(B/(T+273.15))
PI=10**C
IF (PI.LT.PCH) THEN
XI=XI+0.0001
GO TO 20
ELSE
END IF
RETURN
END SUBROUTINE XNH3
!*****

!!!! ENTHALPIE LIQUIDE SATURE DE SOLUTION NH3H2O(T°C,X)

!T=70 !DONNER LA VALEUR DE T
!X=0.5801 !DONNER LA VALEUR DE X EN %
!PRINT*,HNH3H2O(T,X)
!STOP
!END

REAL FUNCTION HNH3H2O(T,X)
IMPLICIT NONE
REAL A,M,N,X,XBAR,S1,T1,T,S2,S3
INTEGER I

```

```

DIMENSION A(16),M(16),N(16)
DATA  A/-7.61080E0,2.56905E1,-2.47092E2,3.25952E2,-
1.58854E2,6.19084E1,1.14314E1,1.18157E0,&
      2.84179E0,7.41609E0,8.91844E2,-1.61309E3,6.22106E2,-2.07588E2,-
6.87393E0,3.50716E0/
DATA  M/0,0,0,0,0,0,1,1,2,3,5,5,5,6,6,8/
DATA  N/1,4,8,9,12,14,0,1,1,3,3,4,5,2,4,0/
XBAR =(18.015*X)/(18.015*X+17.03*(1-X))

S1=0
S2=0
S3=0
T1=0
DO I=1,16
T1=(((T+273.15)/273.15)-1)**M(I)
S2= XBAR**N(I)
S1=A(I)*T1*S2
S3=S3+S1
ENDDO
HNH3H2O=S3*100
RETURN
END

```

*****PROGRAMME NH3/LINO3*****

PRINT *, '-----'

TA=25

EX=0.8

TE=-5

TC=25

DO TG =55,105

!CALCUL DES PRESSIONS D'EVAPORATION ET DE CONDENSATION (KPA)!

!PRINT*, 'LA PRESSION DEVAPORATION EST ', PNH3(TE)

!PRINT*, 'LA PRESSION DE CONDENSATION EST', PNH3(TC)

!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION RICHE XAB ET DE LA SOLUTION PAUVRE

XGE (%)!

PCH=PNH3(TE)

CALL XNH3LINO3(PCH,XI,TA)

XAB=XI

PCH=PNH3(TC)

CALL XNH3LINO3(PCH,XI,TG)

XGE=XI

FR=(1-XGE)/(XAB-XGE) !FR FLOW RATE!

COPI=1+((TG-TA)/(TG+273.15))*((TE+273.15)/(TC-TE))

T9=EX*TA+(1-EX)*TG !TEMPERATURE DE REFOULEMENT DE LA POMPE =TA???

H4=HV(TE)

H8=H3LINO3(TG,XGE)

H5=H3LINO3(TA,XAB)

!H9=H3LINO3(T9,XGE)

H9=H3LINO3(TA,XGE)

H7=H5+((1-XAB)/(1-XGE))*(H8-H9)

!H7=H3LINO3(TG,XAB)

!H1=1658.50

!H1=1678.23

!H1=1676.06929-0.29736*TC-0.01607*(TC**2)

!H1=1713.03214+1.06981*TC-0.02492*(TC**2) !ENTHALPIE DE SORTIE DE
GENERATEUR!

H1=1428.16891+2.55667*TG

H2=HL(TC)

!COPH=(H4+(FR-1)*H9-(FR*H5)+H1-H2)/(H1+(FR-1)*H8-(FR*H7))

COPH=(H4-H2)/(H1+(FR-1)*H8-FR*H7)

PRINT

'(F5.0,F8.0,F7.0,F8.0,F6.4,F8.4,F6.2,F8.2,F12.4)', TE,TA,TC,TG,XAB,XGE,FR,COPI,COPH

!PRINT*, H1,H2,H4,H5,H7,H8,H9

END DO

STOP

END

!!!*****CALCUL DE ENTHALPIES DE LIQUIDE SATURE DE NH3 HL(T°C)*****

```
FUNCTION HL(T)
REAL T,B,S1
DIMENSION B(7)
DATA B /1.9879E2, 4.4644E0, 6.2790E-3, 1.4591E-4, -1.5262E-6, -1.8069E-8,
1.90054E-10/
S1=0
DO I=1,7
S1=S1+B(I)*(T)**(I-1)
ENDDO
HL=S1
RETURN
END
```

!!!***** ENTHALPIE LIQUIDE SATURE DE SOLUTION NH3LINO3(T°C,X)*****

```
!T=70 !DONNER LA VALEUR DE T
!X=0.5801 !DONNER LA VALEUR DE X EN %
!PRINT*,HNH3H2O(T,X)
!STOP
!END
```

```
REAL FUNCTION HNH3LINO3(T,X)
IMPLICIT NONE
REAL A,B,C,D,X,T
!X=X/100
B=1.15125+3.382678*X
C=0.001*(1.099+2.3965*X)
D=0.00001*(3.93333*X)
IF (X.LT.0.54) THEN
A=-215+1570*(0.54-X)**2
ELSE
A=-215+689*(X-0.54)**2
END IF
HNH3LINO3=A+B*(T)+C*(T**2)+D*(T**3)
RETURN
END
```

!!!!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION XNH3/LINO3 (P(KPA),T(C))

```
SUBROUTINE XNH3LINO3(PCH,XI,T)
REAL A,B,C
XI=0.0001
```

```
20 A= 16.29+3.859*(1-XI)**3
```

```

    B=-2802-4192*(1-XI)**3
    C= A+(B/(T+273.15))
    PI=EXP(C)
    IF (PI.LT.PCH) THEN
    XI=XI+0.0001
    GO TO 20
    ELSE
    END IF
    !XI=XI*100
    RETURN
    END SUBROUTINE XNH3LINO3

```

***** PROGRAMME NH3/NASCN*****

```

REAL EX,FR,H1,H4,H5,H8,COPI,COPH

```

```

! LES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE EN °C!

```

```

!WRITE(*,*)'ENTRER TE='
!READ(*,*)TE
!WRITE(*,*)'ENTRER TA='
!READ(*,*)TA
!WRITE(*,*)'ENTRER TC='
!READ(*,*)TC
!WRITE(*,*)'ENTRER TG='
!READ(*,*)TG

```

```

PRINT *, ' TE  TA  TC  TG  XAB  XGE  FR  COPI  COPH '
PRINT *, '-----'

```

```

TA=25
EX=0.80
TG=90
TC=25
DO TE=-12.5,12.5

```

```

!CALCUL DES PRESSIONS D'EVAPORATION ET DE CONDENSATION (KPA)!

```

```

!PRINT*, 'LA PRESSION DEVAPORATION EST ',PNH3(TE)
!PRINT*, 'LA PRESSION DE CONDENSATION EST',PNH3(TC)

```

```

!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION RICHE XAB ET DE LA SOLUTION PAUVRE
XGE (%)!

```

```

PCH=PNH3(TE)
CALL XNH3NASCN(PCH,XI,TA)
XAB=XI
PCH=PNH3(TC)
CALL XNH3NASCN(PCH,XI,TG)
XGE=XI

```

```

FR=(1-XGE)/(XAB-XGE) !FR FLOW RATE!
COPI=1+((TG-TA)/(TG+273.15))*((TE+273.15)/(TC-TE))

```

T9=EX*TA+(1-EX)*TG !TEMPERATURE DE REFOULEMENT DE LA POMPE =TA???

H4=HV(TE)

H8=HNH3NASCN(TG,XGE)

H5=HNH3NASCN(TA,XAB)

!H9=HNH3NASCN(T9,XGE)

!H7=H5+((1-XAB)/(1-XGE))*(H8-H9)

H7=HNH3NASCN(TG,XAB)

H9=HNH3NASCN(TA,XGE)

H1=1658.5

!H1=1678.23

!H1=1676.06929-0.29736*TC-0.01607*(TC**2)

!H1=1713.03214+1.06981*TC-0.02492*(TC**2) !ENTHALPIE DE SORTIE DE
GENERATEUR!INTERPOLATION ENTRE 110 ET 200

!H1=1428.16891+2.55667*TG

H2=HL(TC)

!COPH=(H4+(FR-1)*H9-(FR*H5)+H1-H2)/(H1+(FR-1)*H8-(FR*H7))!HEATING

COPH=(H4-H2)/(H1+(FR-1)*H8-FR*H7) !COOLING

PRINT

'(F5.0,F8.0,F7.0,F8.0,F6.4,F8.4,F6.2,F8.2,F12.4)',TE,TA,TC,TG,XAB,XGE,FR,COPI,COPH

!PRINT*,H1,H2,H4,H5,H7,H8,H9

END DO

STOP

END

.....
!T=70 !DONNER LA VALEUR DE T

!X=0.5801 !DONNER LA VALEUR DE X EN %

!PRINT*,HNH3NASCN(T,X)

!STOP

!END

REAL FUNCTION HNH3NASCN(T,X)

IMPLICIT NONE

REAL A,B,C,D,X,T

!X=X/100

A=79.72-1072*X+1287.9*(X**2)-295.67*(X**3)

B=2.4081-2.2814*X+7.9291*(X**2)-3.5137*(X**3)

C=0.01*(1.255*X-4*(X**2)+3.06*(X**3))

D=0.00001*(-3.33*X+10*(X**2)-3.33*(X**3))

HNH3NASCN=A+B*(T)+C*(T**2)+D*(T**3)

RETURN

END

!!!!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION XNH3/NASCN (P(KPA),T(C))

SUBROUTINE XNH3NASCN(PCH,XI,T)

REAL A,B,C

XI=0.0001

```

20 A= 15.7266-0.298628*XI
   B=-2548.65-2621.92*(1-XI)**3
   C= A+(B/(T+273.15))
PI=EXP(C)
IF (PI.LT.PCH) THEN
XI=XI+0.0001
GO TO 20
ELSE
END IF
!XI=XI*100
RETURN
END SUBROUTINE XNH3NASCN
*****

```

!!!***** PROGRAMME H2O/LIBR*****!!!

```

REAL FR,H1,H4,H5,H8,COPI,COPH

```

```

! LES TEMPERATURES DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE EN °C!

```

```

!WRITE(*,*)'ENTRER TE='
!READ(*,*)TE
!WRITE(*,*)'ENTRER TA='
!READ(*,*)TA
!WRITE(*,*)'ENTRER TC='
!READ(*,*)TC
!WRITE(*,*)'ENTRER TG='
!READ(*,*)TG

```

```

PRINT *,' TE  TA  TC  TG  XAB  XGE  FR  COPI  COPH '
PRINT *,'-----'

```

```

TG=85
EX=0.8
TC=30

```

```

DO TA=30,65,5
DO TE=0,14,2

```

```

!CALCUL DES PRESSIONS D'EVAPRATION ET DE CONDENSATION (KPA)!
!PRINT*,'LA PRESSION DEVAPORATION EST ',PNH3(TE)
!PRINT*,'LA PRESSION DE CONDENSATION EST',PNH3(TC)

```

```

!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION RICHE XAB ET DE LA SOLUTION PAUVRE
XGE (%)!
PCH=PH2O(TE)
CALL XH2OLIBR(PCH,XI,TA)
XAB=XI
!PRINT*,XAB
PCH=PH2O(TC)
CALL XH2OLIBR(PCH,XI,TG)

```

```

XGE=XI
!PRINT*,XGE
FR=(XGE)/(XGE-XAB) !FR FLOW RATE!
!PRINT*,FR
!COPI=1+((TG-TA)/(TG+273.15))*((TE+273.15)/(TC-TE))!HEATING
COPI=((TG-TA)/(TG+273.15))*((TE+273.15)/(TC-TE)) !COOLING
T9=EX*TA+(1-EX)*TG !TEMPERATURE DE REFOULEMENT DE LA POMPE =TA???
```

```

H4=HV(TE)
H8=HH2OLIBR(TG,XGE)
H5=HH2OLIBR(TA,XAB)
H9=HH2OLIBR(T9,XGE)
!H9=HH2OLIBR(TA,XGE)
H7=H5+((1-XAB)/(1-XGE))*(H8-H9)
!H7=HH2OLIBR(TG,XGE)
```

```

H1=HSUR(TG,TC)
!H1=1713.03214+1.06981*TC-0.02492*(TC**2) !ENTHALPIE DE SORTIE DE
GENERATEUR!
!H1=1428.16891+2.55667*TG
H2=HL(TC)
!COPH=(H4+(FR-1)*H9-(FR*H5)+H1-H2)/(H1+(FR-1)*H8-(FR*H7)) !HEATING
COPH=(H4-H2)/(H1+(FR-1)*H8-FR*H7) !COOLING
```

```

PRINT
'(F5.0,F8.0,F7.0,F8.0,F8.2,F8.2,F6.2,F8.2,F12.4)',TE,TA,TC,TG,XAB,XGE,FR,COPI,COPH
END DO
END DO
STOP
END
```

```

!!!*****ENTHALPIE DE LA VAPEUR SURCHAUFEE DE L'EAU*****!!!!
FUNCTION HSUR(TSUR,TSREF)
REAL T,TK,TO,ALPHA
T=TSUR-TSREF
```

```

TK=TSREF+273.15
TO=1-(TK/647.14)
ALPHA=(647.14/TK)*(-7.85823*TO+1.83991*(TO**1.5)-
11.781*(TO**3)+22.6705*(TO**3.5)-15.9393*(TO**4)+1.77516*(TO**7.5))
PH2O=22064*EXP(ALPHA)
HS1= 32.508*LOG(PH2O)+2513.2
HS2=(0.00001*PH2O**2)-0.1193*PH2O+2689
HSUR=((HS2-HS1)/100)*T+HS1
RETURN
END
```

```

!!!CALCUL DE L'ENTHALPIE DE LIQUIDE SATURE DE H2O HL(T°C)
```

```

FUNCTION HL(T)
REAL T
HL=4.19*T
RETURN
END

```

```

!!!!CALCUL DES ENTHALPIES DE VAPEUR SATUREE DE H2O HV(T°C)
FUNCTION HV(T)
REAL T
HV=-125397E-8*(T**2)+1.88060937*T+2500.559
RETURN
END

```

!!!!CALCUL DE LA PRESSION DE SATURATION PH2O(T°C)!!!!

```

FUNCTION PH2O(T)
REAL T,TK,TO,ALPHA
TK=T+273.15
TO=1-(TK/647.14)
ALPHA=(647.14/TK)*(-7.85823*TO+1.83991*(TO**1.5)-
11.781*(TO**3)+22.6705*(TO**3.5)-15.9393*(TO**4)+1.77516*(TO**7.5))
PH2O=22064*EXP(ALPHA)
RETURN
END

```

!!!! ENTHALPIE LIQUIDE SATURE DE SOLUTION H2O-LIBR(T°C,X)

```

!T=85 !DONNER LA VALEUR DE T
!X=30 !DONNER LA VALEUR DE X EN %
!PRINT*,HH2OLIBR(T,X)
!STOP
!END

```

```

REAL FUNCTION HH2OLIBR(T,X)
REAL CA,CB,CT,X,T
DIMENSION CA(3),CB(3)
DATA CA /-33.1054264,0.13000636,0.00097096/
DATA CB /1.0090734,-0.01377507,0.000085131/
DIMENSION A(5),B(5),C(5)
DATA A /-2024.33,163.309,-4.88161,0.06302948,-0.0002913704/
DATA B /18.2829,-1.1691757,0.03248041,-0.0004034184,1.8520569E-6/
DATA C /-0.037008214,2.8877666E-3,-8.1313015E-5,9.9116628E-7,-4.4441207E-9/
SA=0

```

```
SC=0
SB=0
```

```
IF (X.GT.0) THEN
IF (X.LT.40) THEN
```

```
CT=(T*(9./5))+32
HH2OLIBR=(CA(1)+CA(2)*X+CA(3)*(X**2)+CT*(CB(1)+CB(2)*X+CB(3)*(X**2)))*2.3
26
```

```
END IF
END IF
```

```
IF (X.GT.40) THEN
```

```
DO I=1,5
SA= SA+A(I)*X**(I-1)
SB= SB+B(I)*X**(I-1)
SC= SC+C(I)*X**(I-1)
END DO
HH2OLIBR=SA+T*SB+SC*(T**2)
```

```
END IF
RETURN
END
```

```
*****
```

```
!!!!CALCUL DES TITRES DE SOLUTION XH2O/LIBR (P(KPA),T(C))
```

```
SUBROUTINE XH2OLIBR(PCH,XI,T)
```

```
DIMENSION A(4),B(4)
DATA A/-2.00755,0.16976,-0.003133362,0.0000197668/
DATA B/124.937,-7.71649,0.152286,-0.0007959/
REAL SA,SB,TREF,LPI
```

```
XI=70
20 SA=0
SB=0
```

```
DO I=1,4
SA=SA+A(I)*XI**(I-1)
SB=SB+B(I)*XI**(I-1)
END DO
TREF=(T-SB)/SA
LPI=7.05-1596.49/(TREF+273.15)-104095.5/((TREF+273.15)**2)
PI=10**LPI
```

```
IF (PI.LT.PCH) THEN
```

```
XI=XI-0.5  
GO TO 20  
ELSE  
END IF
```

```
RETURN  
END SUBROUTINE XH2OLIBR
```

```
*****
```


Résumé

Français

Actuellement, les seuls systèmes à sorption qui ont connu un certain développement sont les systèmes à absorption, pour rendre cette technologie plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances. Pour cela nous nous sommes intéressés à deux aspects permettant l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption. Le premier concerne la machine elle-même et sur ce plan nous avons sélectionné pour notre étude une machine à simple effet et une GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) ; et le deuxième aspect que nous avons exploré est celui des couples de fluides utilisés dans ces machines.

Pour les couples de fluides étudiés, nous nous sommes intéressés particulièrement à $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN en plus des couples classiques : c'est-à-dire $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Les performances des cycles utilisant couples en fonction des variations des diverses températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur ont été analysées et comparées. Les résultats permettent d'aboutir à la conclusion que les cycles utilisant le sulfocyanate de nitrate et d'ammoniaque-sodium d'ammoniaque-lithium donnent une meilleure performance que le cycle utilisant de l'ammoniaque-eau ; Par conséquent, on peut conclure qu'ils présentent une bonne alternative au cycle de l'ammoniaque-eau.

Mots clés : Absorption, Pompe à chaleur, chauffage, climatisation, simple effet, GAX, COP, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, NH_3/NaSCN , $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

Abstract

Currently, the only sorption systems which experienced a development are the absorption systems, to make this technology more competing with respect to air-conditioning to compression, it is important to improve their performances. For that we were interested in two aspects allowing the improvement of the use of the absorption machines. The first relates to the machine itself and from this point of view we selected for our study a single-effect machine and a GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger); and the second aspect which we explored is that of the couples of fluids used in these machines. For the couples of fluids studied, we were interested particularly in NH₃/LiNO₃ and NH₃/NaSCN in addition to the traditional couples: i.e. NH₃/H₂O and H₂O/LiBr. The performances of the cycles using these couples operating with various temperatures of the generator, the evaporator and the condenser were analyzed and compared. The results make it possible to arrive at the conclusion that the cycles using the nitrate sulphocyanate and d' ammonium-sodium d' ammonium-lithium give a better performance than the using cycle of l' ammonium-water; Consequently, one can conclude that they present a good alternative to the cycle of l' ammonium-water.

Key words : Absorption, heat pump, heating, cooling, simple effect, GAX, COP, NH₃/LiNO₃, NH₃/NaSCN, NH₃/H₂O, H₂O/LiBr.

المخلص

في الوقت الراهن ، الا امتصاص التي شهدت بعض النظم تنمية ، لجعل هذه التكنولوجيا اكثر قدرة على المنافسة في مواجهة ضاغط تكثيف الهواء وحده ، ومن المهم لتحسين ادائها. لذلك نحن مهتمون جانبان لتحسين استخدام آلات الاستيعاب. الاولى تتعلق الآلة نفسها ، وخطة ونحن لدينا دراسة لاختيار واحد واله gax (مولد / استيعاب / المبادلات الحرارية) والجانب الثاني هو ان استكشفنا ان الازواج من السوائل المستخدمة في هذه الآلات

درس للازواج السوائل ، ونحن مهتمون بشكل خاص في $NH_3/LiNO_3$ $NH_3/NaSCN$ بالاضافة الى الازواج التقليديه : اي NH_3/H_2O و $H_2O/LiBr$. الأداء على اساس استخدام الازواج التغيرات في درجات الحرارةه على مختلف المولد ، والمبخر والمكثف وجرى تحليل ومقارنة. النتائج يمكن ان يؤدي الى الاستنتاج بأن دورات sulfocyanate باستخدام نترات الامونيوم من الامونيا والصوديوم - الليثيوم تعطي أداء أفضل بكثير من استخدام دورة المياه الامونيا ، وبالتالي ، يمكن للمرء ان يستنتج ان وهي تطرح بديلا جيدا لدورة المياه من الامونيا.