



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

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Réf. :

Présenté et soutenu par :
Ahmed Azzi

Le : Samedi 19 septembre 2020

Etude comparative entre les couples (NH₃/H₂O) et (NH₃/NaSCN) utilisés dans les machines à ABSORPTION

Jury :

Mr Kamel Aoues	MCA	Université de Biskra	Président
Mr Miloud Zellouf	MAA	Université de Biskra	Examineur
Mr Abdelghani lakroune	MAA	Université de Biskra	Rapporteur

Année universitaire : 2019 - 2020



DEDICACE

J'ai toujours pensé faire ou offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts, rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance.

-À ma très chère mère.

-À mon très cher père.

-À mes frères, pour leurs aides et leurs précieux conseils.

-À mes grands-pères et mes grandes mères.

-À toute ma famille AZZI et KAMEL.

-À tous mes amis sans exception,

-À tous mes camarades de la promotion 2020 pour les bons moments passés ensemble

REMERCIEMENTS

En premier lieu, je remercie DIEU tout puissant, qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Nous remercions particulièrement :

Notre encadreur "LAKROUNE Abdelghani " qui a dirigé ce travail et pour l'encouragement et les nombreux conseils dont nous avons été bénéfiques.

Je tiens également à remercier le président et les membres de jury pour nous avoir fait l'honneur d'évaluer notre travail.

Je tiens à remercier mes parents car ce travail représente un petit fruit de leur souffrance et qui sans eux je ne peux pas traverser ces longues années d'études et de travail.

J'adresse mes vifs remerciements à tous les professeurs qui ont contribué à notre formation notre profonde reconnaissance, pour ses conseils, ses encouragements et ses qualités humaines.

Enfin, je remercie tous ce qui ont été de près ou de loin à l'évaluation de ce travail.

TABLE DES MATIERES

Dédicace	i
Remerciements.....	ii
Sommaire.....	iii
Liste des figures.....	vi
Liste des tableaux.....	vii
Nomenclature.....	viii
Introduction Générale	1

Chapitre I : Etude bibliographique

I.1 Introduction	3
I.2. Définition machin frigorifique	3
I.3. Historique du froid	4
I.4. Intérêt des systèmes machine frigorifique a absorption	5
I.5. Fluides de travail	6
I.5.1. Les couples classiques	6
I.5.2.Nouveaux fluide (mélange tritaire)	8
I.5.3.critères de choix de Fluide de travail pour les systèmes de réfrigération à absorption.....	9
I.6. Conclusion	10

CHAPITRE II : Analyses Thermodynamique des machines à ABSORPTION

II.1. Introduction.....	11
II.2. Principe de fonctionnement. d'une machines à absorption (détaillée) avec Schéma	11
II.3. Analyse thermodynamique	13
II.3.1. Analyse thermodynamique.....	13
II.4. Détermination du coefficient de performance COP.....	14
II.5. Diagrammes utilisés.....	17
II.5.1. Diagramme d'Oldham.....	17
II.5.2. Diagramme de Merkel.....	18
II.6. Calcul du cycle d'une machine à absorption.	19
II.7. Conclusion	21

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

III.1 Introduction	22
III.2. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution	22
III.2.1. Bilan massique et thermique.....	23
III.3. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés	29
III.4. Organigramme de calcul	33
III.5. Conclusion.....	34

Chapitre IV : Validation et discussion des résultats

IV.1. Introduction.....	35
IV.2. Validation des résultats.....	35
IV.3. Discussion des résultats obtenus.....	36
IV.3.1. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du générateur T_g	38
IV.3.2. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e	42
IV. 3.3. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du condenseur T_c	48
IV.4. Conclusion.....	55

Conclusion générale.

Référence bibliographie.

Liste des figures

Figure I.1	Schéma d'une machine frigorifique.....	3
Figure II.1	Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet avec échangeur de solution.....	12
Figure II.2	Diagramme d'Oldham du couple NH ₃ /H ₂ O.....	17
Figure II.3	Diagramme de Meckel (NH ₃ /H ₂ O)	19
Figure III.1	Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à	22
Figure IV.1	Comparaison du coefficient de performance COP_h avec les données de <i>R. Best</i> Pour NH ₃ /H ₂ O. Cycle avec échangeur de solution	35
Figure IV.2	Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température au générateur T_g pour les couples NH ₃ /H ₂ O, et NH ₃ /NaSCN	40
Figure IV.3	Comparaison du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples NH ₃ /H ₂ O, et NH ₃ /NaSCN.....	42
Figure IV.4	Comparaison des variations du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH ₃ /H ₂ O, NH ₃ /NaSCN	45
Figure IV.5	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 ₂ O, et NH ₃ /NaSCN	47
Figure IV.6	Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour NH ₃ /H ₂ O, et NH ₃ /NaSCN	51
Figure IV.7	Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH ₃ /H ₂ O, et NH ₃ /NaSCN.....	53

Liste des tableaux

Tableau III.1	Bilans massiques, énergétique des composants dans les machines à absorption à simple effet	26
Tableau III.2	Coefficient des équations Des propriété thermo dynamiques (III.36 –III.37-III.38).....	30
Tableau III.3	Coefficient de l'équation Des propriété thermo dynamiques (III.40).....	31
Tableau IV.1	Propriétés thermodynamiques des différents états pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, NH_3/NaSCN	37
Tableau IV.2	Puissances dans les différents organes pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN	38
Tableau IV.3	Données de calcul du COP pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN	39
Tableau IV.4	Données de calcul du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN	41
Tableau IV.5	Données de calcul du COP pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN en fonction de T_e	43
Tableau IV.6	Données de calcul du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_e pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN	46
Tableau IV.7	Données de calcul du COP pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN en fonction de T_c	49
Tableau IV.8	Données de calcul du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_e pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN	52

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation	Unité
H	Enthalpie	kJ
m_f	Débit massique du frigorigène	Kg/s
m_{ab}	Débit massique Au niveau de l'absorbeur	Kg/s
m_{ge}	Débit massique Au niveau le générateur	Kg/s
FR	Le débit spécifique de solution	—
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.	—
COP	Coefficient de Performance.	
V	Le volume spécifique de la solution riche.	m ³
Q_e	Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur	kW
Q_c	Quantité de chaleur cédée par le condenseur	KW
Q_a	Quantité de chaleur cédée par l'absorbeur	kW
Q_g	Quantité de chaleur fournit au générateur.	kW
W_p	Le travail de la pompe de solution	kW
P	Pression	kPa,bar
PAC	Pompe à chaleur	—
$\bar{X}$	Est la fraction molaire de l'ammoniac dans le mélange	—
X	Est la fraction massique NH3 en kg de solution.	kg de NH ₃ / kg de solution
P_e	La pression d'équilibre	Pa ,bar
H	L'enthalpie spécifique	kJ / kg
T	La température	K
Te	La température de l'évaporateur	K

Ta	La température de l'absorbeur	K
Tc	La température du condenseur	K
Tg	La température du générateur	K
FF	Fluide frigorigène	—
SOL	La solution	—

Introduction générale

Introduction générale

La plupart des processus industriels utilisent beaucoup d'énergie thermique en brûlant des combustibles fossiles pour produire de la vapeur ou de la chaleur à cet effet. Après les processus, la chaleur est rejetée vers l'environnement comme déchet. Cette chaleur perdue peut être convertie en une réfrigération utile en utilisant un système de réfrigération à fonctionnement thermique, tel qu'un cycle de réfrigération à absorption. Électricité achetée à des entreprises de services publics pour la compression de vapeur conventionnelle. Les réfrigérateurs peuvent être réduits.[1]

L'utilisation de systèmes de réfrigération à fonctionnement thermique aide à réduire les problèmes liés à l'environnement mondial, tels que l'effet de serre des émissions de CO₂ provenant de la combustion de fossiles dans les centrales électriques. Une autre différence entre les systèmes d'absorption et les systèmes de compression de vapeur conventionnels est le fluide de travail utilisé. La plupart des systèmes de compression de vapeur utilisent couramment des réfrigérants chlorofluorocarbones (CFC), en raison de leurs propriétés. C'est par l'utilisation restreinte des CFC, en raison de l'appauvrissement de la couche d'ozone qui rendra les systèmes d'absorption plus importants. Cependant, bien que les systèmes d'absorption semblent offrir de nombreux avantages, les systèmes de compression de vapeur dominent tous les secteurs du marché. Afin de promouvoir l'utilisation de systèmes d'absorption, des développements supplémentaires sont nécessaires pour améliorer leurs performances et réduire les coûts. Le développement d'un cycle d'absorption remonte aux années 1700.[2,3].

Pour rendre cette technologie (absorption) plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances. C'est la raison pour laquelle, dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption., en effectuant une comparaison entre les couples de fluides utilisés dans ces machines. Pour les couples de fluides étudiés, nous nous sommes intéressés particulièrement à NH₃/NaSCN qui est un substituant du couple classiques : c'est-à-dire NH₃/H₂O

Pour ce faire, nous avons subdivisé notre travail en 4 chapitres et une conclusion générale, à cet effet, le mémoire est organisé comme suit :

Après un historique de la technique de production de froid, Ce chapitre I présente un aperçu des principes de production du froid à l'aide d'intérêt des systèmes machine frigorifique à absorption. Enfin, cette étude clôturée par une analyse des fluides frigorigènes utilisés dans les machines à absorption.

Le chapitre II est consacré à une étude thermodynamique de la machine à absorption simple effet avec échangeur de solution utilisant les couples ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et (NH_3/NaSCN) comme fluides de fonctionnement.

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. 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 couples de fluides explorés (c'est-à-dire NH_3/NaSCN , $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) sont rassemblés dans le quatrième chapitre.

Finalement le travail est clôturé par une conclusion générale.

CHAPITRE I :

Etude Bibliographique

I.1. Introduction

Ce chapitre présente un aperçu des principes de production du froid concernant surtout la machine à absorption. Ensuite, cette étude se poursuit par une analyse détaillée des fluides frigorigènes comme fluide de travail utilisés dans ces machines.

I.2. Définition machine frigorifique

Une machine frigorifique est une machine thermodynamique qui permet transfert de chaleur d'un milieu à une température basse (T_f), appelé source froide, vers un milieu de température plus élevée (T_c), appelé source chaude, moyennant une dépense d'énergie mécanique. Le transfert de chaleur entre les deux sources s'effectue grâce au changement d'état d'un fluide frigorigène qui circule en circuit fermé dans ce système figure (I.1) [4].

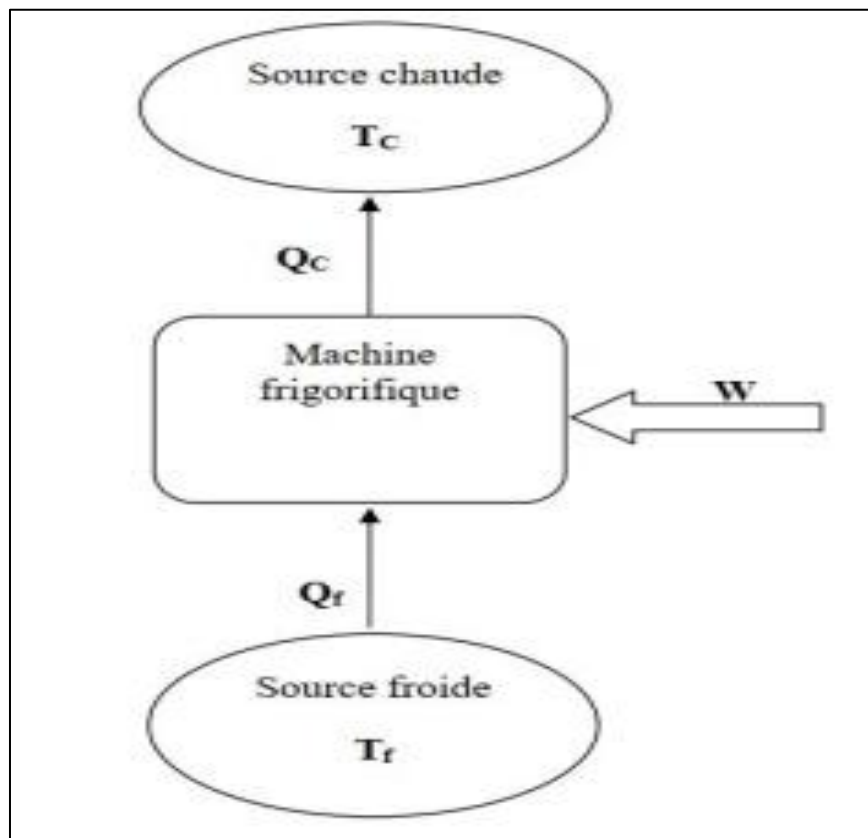


Figure I.1 : Schéma d'une machine frigorifique. [4]

I.3. Historique du froid

Produire du froid est un procédé relativement récent à l'échelle historique. Durant l'antiquité, Grecs et Romains conservaient le froid hivernal sous forme de neige ou de glace stockée dans des abris souterrains isolés à l'aide de paille ou de foin, ce qui permettait de rafraîchir les boissons et la nourriture même pendant l'été. C'est durant cette même période de l'histoire que l'on découvrit que l'on pouvait obtenir des températures plus basses en mélangeant de la glace pilée et du sel marin. Plus récemment, au XIXème siècle, la production de froid se développa très rapidement avec l'avancement des connaissances en électricité [5].

- ✓ 1805 : La première machine frigorifique à compression d'éther est imaginée par l'Américain Evans ;
- ✓ 1835 : Un autre Américain, Perkins, réalise à Londres le premier circuit frigorifique avec de l'éther comme fluide frigorigène. Cette machine, qui fabrique de la glace, n'a pas retenu l'attention des industriels. L'industrie du froid ne prend son essor que plusieurs dizaines d'années plus tard, notamment avec l'emploi des moteurs électriques ;
- ✓ 1844 : Création de la machine frigorifique à air ;
- ✓ 1859 : Apparition de la première machine frigorifique à absorption ;
- ✓ 1913 : Le premier réfrigérateur domestique fait son apparition ;
- ✓ 1919 : La marque Frigidaire fait son apparition ;
- ✓ 1928 : Découverte des molécules de CFC 12 par Midgley & Henné de la division Frigidaire de General Motors ;
- ✓ 1931 : La fabrication industrielle commence avec Electrolux ;
- ✓ 1950 - Démocratisation des réfrigérateurs ;
- ✓ 1964 : Les réfrigérateurs à 2 portes font leurs apparitions ;
- ✓ Années 70 : Les appareils s'accessoirisent : lumière, différents compartiments ;
- ✓ Années 80 : Apparitions des premiers réfrigérateurs combinés et des appareils bimoteurs ;
- ✓ Années 90 : De nouveaux gaz plus propres sont utilisés ;
- ✓ Années 2000 : Le véritable défi devient l'environnement.

I.4. Interet des systèmes machine frigorifique a absorption

Dans les systèmes frigorifiques à absorption l'extraction de la vapeur formée dans l'évaporateur, n'est plus réalisée par une méthode mécanique. La mise de la vapeur frigorifique en contact avec une solution liquide absorbante provoque l'effet d'aspiration. L'effet de refoulement dans ce cas est retrouvé grâce à un mécanisme de génération de vapeur dans un bouilleur.

Du point de vue environnemental, les émissions des fluides généralement employés jusqu'à la dernière décennie (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 machines à absorption 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 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, les systèmes à absorption présentent une bonne alternative aux systèmes à compression mécanique classique.

En effet les machines à absorption 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 [6].

I.5. Fluides de travail

I.5.1. les couples classiques

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve une étude faite par Marcriss [7] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : (NH₃/ H₂O) et (H₂O/LiBr).

Les performances d'une machine à absorption dépendent en premier lieu de la nature des fluides qu'elle utilise.

Différents critères sont à considérer pour choisir le couple (solvant-fluide frigorigène) à employer, ces critères dépendent des conditions d'utilisation de la machine. En premier lieu intervient la température des sources thermiques sollicitées. Celles-ci imposent par l'intermédiaire des températures de changement de phase du fluide frigorigène les niveaux de pression dans la machine.

Ceux-ci doivent rester dans une plage acceptable pour éviter, soit la très haute pression (sécurité et prix des enveloppes et des raccords), soit les fortes dépressions (problème d'entrée d'air) d'autres contraintes sont liées à la sécurité des utilisateurs (toxicité des fluides employés, inflammabilité et explosivité) ou la fiabilité de la machine (stabilité dans le temps des espèces chimiques, corrosion des parois, problèmes de lubrification).

La recherche de nouveaux couples est un problème complexe qui a donné lieu à de nombreux travaux.

Mais on préfère encore à l'heure actuelle n'utiliser dans les machines industrielles que deux types de mélange dont les propriétés sont bien connues, il s'agit du couple (NH₃/H₂O) et du couple (H₂O/LiBr).

Ce dernier présente un avantage non négligeable, car lors de l'ébullition dans le bouilleur de la solution riche, seul le fluide frigorigène (l'eau) se vaporise le reste est le sel dans la solution, les machines à bromure de lithium n'ont donc pas besoin de rectificateur ;

Par contre des phénomènes de cristallisation des solutions de LiBr peuvent apparaître et cela a été un frein au développement de ces machines.

Les machines frigorifiques fonctionnant avec le couple (H₂O/LiBr) sont surtout utilisées dans la climatisation, à cause du risque de gel de l'eau dans l'évaporateur, leur utilisation ne peut s'étendre en dessous de zéro (0°C).

Au contraire, pour les températures négatives, le mélange NH₃ / H₂O (eau /ammoniac) convient parfaitement, l'ammoniac qui est le fluide frigorigène (l'eau étant le solvant) avec un point de solidification à -77°C.

En outre ses chaleurs latentes mises en jeu sont importantes et le phénomène d'absorption est favorisé par le fait que l'eau est très avide de ce frigorigène. Elle dissout en effet près de 900 fois son propre volume de gaz ammoniac à 0°C et 1 atmosphère.

Les solutions aqueuses d'ammoniac donnent un mélange frigorigène qui se rectifie relativement bien, par exemple, un liquide qui contient 20% en masse d'ammoniac produit au début de son ébullition à 18 atmosphères une vapeur composée à plus de 70% d'ammoniac. Ces quelques caractéristiques très intéressantes font que le couple (NH₃/H₂O) a été et reste le fluide le plus intéressant pour les machines frigorifiques à absorption à basse température [8].

✓ **Les avantages du couple fluide (NH₃/H₂O)**

- Les machines à (NH₃/H₂O) peuvent atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement dans la réfrigération et la climatisation.
- La puissance frigorifique produite au niveau de l'évaporateur est très importante.
- L'utilisation de ce type de machine est multiple dans la climatisation des locaux, la réfrigération industrielle.

✓ **Les inconvénients du couple (NH₃/H₂O) :**

- La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (=quelque%) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelée rectifieur, chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.

- Le prix de cette installation coûte très cher puisque on ajoute un rectifieur et un déflegmateur quelque fois.
- L'ammoniac, constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu'à -40°C environ). Actuellement plusieurs installations fonctionnent à -20°C [9].

✓ Les avantages du couple (LiBr/H₂O)

Deux caractéristiques remarquables du LiBr / eau sont l'absorbant non volatil du LiBr (Le besoin d'un rectificateur est éliminé) et une chaleur de vaporisation extrêmement élevée eau (réfrigérant). Cependant, l'utilisation d'eau comme réfrigérant limite la basse température Application à celle au-dessus de 0°C . L'eau étant le réfrigérant, le système doit fonctionner Sous vide.

✓ Les inconvénients du couple (LiBr/H₂O)

À des concentrations élevées, la solution est sujette à cristallisation. Il est également corrosif pour certains métaux et coûteux. Propriétés thermodynamiques de LiBr / eau peut être obtenu à partir de [10], [11].

Conventionnellement, les mêmes mélanges binaires, ammoniac-eau (NH₃-H₂O) et eau-bromure de Lithium (H₂O-LiBr) sont les seules paires de fluides utilisées commercialement dans les cycles à absorption [12].

I.5.2. Nouveaux fluides par mélange

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

Ajib et Karno (2008) [13] ont présenté la solution d'acétone et bromure de zinc (acétone-ZnBr₂) pour les systèmes de réfrigération par absorption. Pour ce couple, l'acétone serait utilisée comme réfrigérant et les avantages de la solution sont que la chaleur peut être fournie à basse température.

L'étude théorique et expérimentale du système a été réalisée par **Karno et Ajib (2008) [14]**. Ils ont rapporté que le système peut fonctionner à 50°C de température du générateur et donc, il peut être considéré comme une solution appropriée pour les applications de réfrigération à partir de l'énergie solaire. Ils ont constaté que le COP était de 0,4 (par mesure) et de 0,6 (par simulation).

Pilatowsky et al. (2001) [15] ont suggéré la paire mono-méthylamine-eau ($\text{CH}_3\text{NH}_2\text{-H}_2\text{O}$) pour des systèmes fonctionnant à de basses températures, entre 60°C et 80°C. La performance du système de réfrigération avec cette nouvelle paire de travail a été analysée théoriquement. Le COP variait de 0,05 à 0,55 à une température du générateur de 60°C et des températures d'évaporateur de -5°C à 10°C. Selon l'étude, l'inconvénient de la paire proposée est que le COP était faible et une rectification pour la vapeur produite dans le générateur était nécessaire. **Pilatowsky et al. (2004) [16]** ont ensuite étudié le système de réfrigération utilisant l'énergie solaire et fonctionnant avec la paire mentionnée. Ils ont suggéré que $\text{CH}_3\text{NH}_2\text{-H}_2\text{O}$ est un bon candidat pour les systèmes fonctionnant à des températures d'évaporateur de 5°C à 10°C. **Romero et al. (2005) [17]** ont davantage étudié la paire de travail $\text{CH}_3\text{NH}_2\text{-H}_2\text{O}$. Ils ont également constaté les mêmes performances pour cette paire.

De Lucas et al. (2004) [18] ont suggéré l'absorbant (bromure de lithium + formiate de potassium [$\text{LiBr} + \text{CHO}_2\text{K}$]) au lieu du LiBr pur en tant qu'absorbant. Leur objectif était d'abaisser la température requise pour la séparation du réfrigérant (H_2O) dans le générateur. Dans l'étude la plus récente des auteurs, **De Lucas et al. (2008) [19]**, ont indiqué l'effet de l'addition d'un surfactant (n-octanol) sur les solutions $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ pour améliorer la capacité d'absorption. **Riffat et al. [20]** ont étudié expérimentalement les caractéristiques d'absorption et de dissociation du formiate d'eau-potassium.

1.5.3. Critères de choix de Fluide de travail pour les systèmes à absorption

Le choix du fluide de travail dépend de manière critique des propriétés chimiques et thermodynamiques [21]. Un élément fondamental, L'exigence d'une combinaison absorbante / réfrigérant est qu'en phase liquide, ils doivent avoir une marge de miscibilité dans la plage de température de fonctionnement du cycle. Le mélange doit également être chimiquement stable, non toxique et non explosif. En plus de ces exigences, les éléments suivants sont souhaitables [22], [23].

- ✓ L'élévation de l'ébullition (la différence de point d'ébullition entre le réfrigérant pur et le mélange à la même pression) doit être aussi grande que possible.
- ✓ Le réfrigérant doit avoir une chaleur de vaporisation élevée et une concentration élevée dans l'absorbant afin de maintenir un faible taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur par unité de puissance frigorifique.
- ✓ Propriétés de transport qui influencent le transfert de chaleur et de masse, par exemple la viscosité, la chaleur la conductivité et le coefficient de diffusion doivent être favorables.
- ✓ Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non corrosifs, respectueux de l'environnement, et à faible coût.

I.6.Conclusion

Les machines à absorption présente une bonne alternative aux systèmes frigorifiques a compression mécanique ceci et due au fait qu'elle peut être alimentée en énergie qui pourrait provenir d'une source inépuisable, gratuite et constamment renouvelable comme le solaire, par exemple. D'autant de plus qu'elle n'utilise aucun fluide nocif pour l'environnement. La recherche de nouveaux couples est un problème complexe qui a donné lieu à de nombreux travaux pour améliorer la performance de ces machines.

Il est très important de choisir les fluides detravails appropriés car leurs propriétés ont un grand effet sur la performance des cycles, Le choix du fluide de travail affecte directement la performance de la machine à absorption et pour choisir le couple adéquat il faut prendre en considérations les avantages et les inconvénients du fluide.

CHAPITRE II:

Analyses Thermodynamique des machines à ABSORPTION

II.1. Introduction

Les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source dite source utile à un niveau de température T_1 et injecter une quantité Q_2 à un autre niveau de température T_2 [24].

Si T_1 est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température T_2), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire.

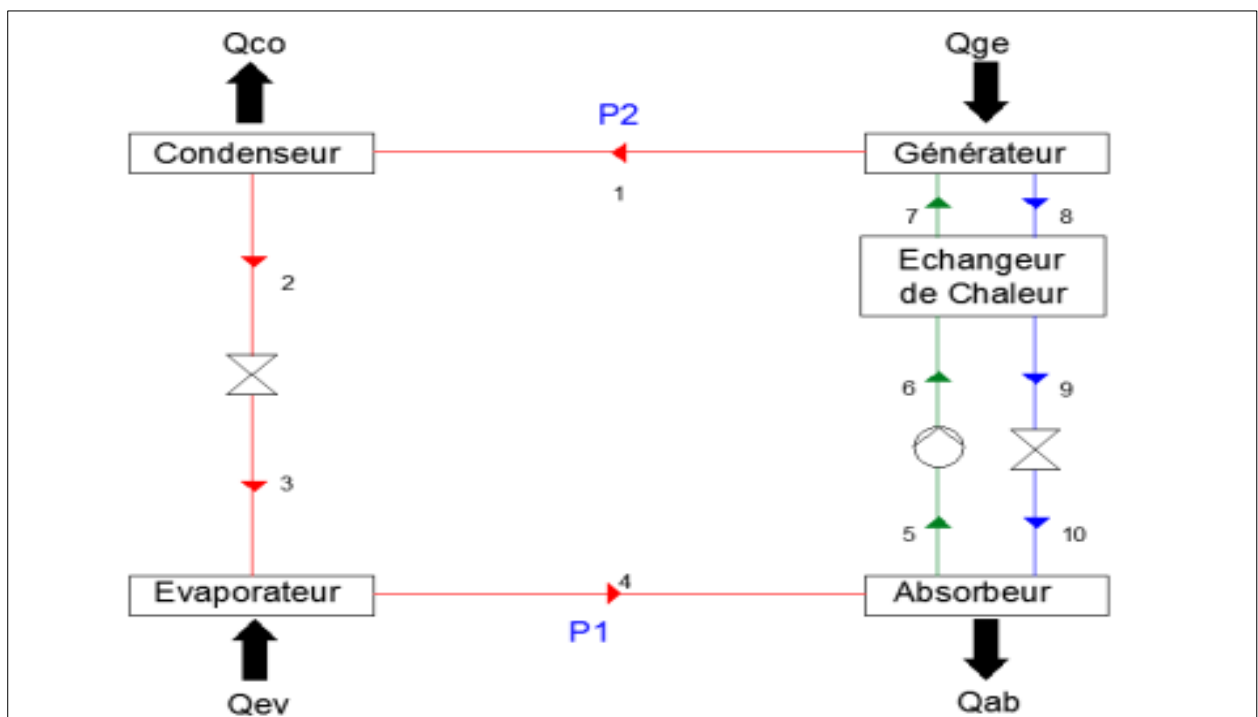
Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) on distingue deux grandes catégories de machines [25].:

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

II.2. Principe de fonctionnement d'une machine à absorption

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. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constitue le fluide frigorigène. Les couples les plus utilisés sont l'Ammoniac+Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, où l'ammoniac est le fluide frigorigène), et l'Eau+Bromure de Lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, l'eau étant le fluide frigorigène). Le premier permet de faire du froid négatif pour des besoins de climatisation ou de froid industriel alors que le second ne peut faire que du froid positif (point triple à 0°C) donc il est exclusivement destiné au rafraîchissement de bâtiment. Il existe d'autres solutions comme $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, $\text{NH}_3 / \text{NaSCN}$, [26], [27], $\text{LiBr}/\text{HO}(\text{CH}_2)\text{OH}$ [28], [29] et bien d'autres [30], [31] et [32].

Le fluide secondaire (absorbant) absorbe le fluide primaire (fluide frigorigène à l'état gazeux) qui s'était déjà vaporisé dans l'évaporateur. Dans le cycle à absorption de base, la vapeur du fluide frigorigène est transformée en phase liquide (solution) tout en restant à basse pression. Cette transformation est rendue possible grâce à l'absorption de la vapeur par le fluide secondaire (l'absorbant). La solution riche en frigorigène est pompée par une pompe de solution et envoyée au générateur en passant par un échangeur de chaleur. A partir du générateur, le fluide frigorigène et le solvant sont séparés, c'est-à-dire, régénères par un processus de distillation. Le schéma suivant dans la figure (II.1) montre le principe de fonctionnement [32].



FigureII.1 : Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet avec échangeur de solution [33].

La vapeur haute pression issue du générateur (1) passe dans le condenseur où elle se condense tout en libérant ainsi de l'énergie vers l'atmosphère Figure (II.1).

A la sortie du condenseur (2), le réfrigérant est donc à l'état liquide saturé et à haute pression. Un détendeur permet le passage de la haute pression à la basse pression par une expansion isenthalpique (3).

A cette basse pression la température d'évaporation du réfrigérant est plus basse que la température au niveau du condenseur.

Le réfrigérant s'évapore tout en produisant le froid utile de la machine. A la sortie de l'évaporateur (4), le fluide frigorigène est par conséquent à l'état de vapeur saturée.

La température de la source chaude utilisée dans le générateur fixe la basse pression de la machine à absorption. La vapeur basse pression provenant de l'évaporateur (4) est absorbée dans l'absorbeur.

La solution contenant l'absorbant passe de l'état riche en absorbant (10) à l'état pauvre (5). Il est important de noter que cette absorption est exothermique, il convient donc d'évacuer cette énergie par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (le plus simple est d'évacuer la chaleur à l'atmosphère par ventilation forcée). Il est fréquent d'ajuster la température de l'absorbeur à égalité à celle du condenseur. La solution réfrigérant-absorbant (6) est alors amenée à haute pression par l'intermédiaire d'une pompe vers le générateur (7). Le passage de la solution au niveau de haute pression a pour effet d'augmenter la température de saturation du réfrigérant. Le réfrigérant à l'état vapeur qui va être utilisée au niveau du condenseur est générée par une évaporation partielle en utilisant l'énergie de la source de chaleur fatale (rejets thermiques). La solution riche en absorbant (8) et contenant le réfrigérant non évaporé va subir une détente isenthalpique (9) avant être injectée dans l'absorbeur (10) afin de compléter le cycle.

Afin d'améliorer les performances du système, un échangeur de chaleur à solution est inclus dans le cycle. Si le cycle fonctionne sur $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, un analyseur et un redresseur doivent être ajoutés pour éliminer la vapeur d'eau du mélange de réfrigérant quittant le générateur avant d'atteindre le condenseur [33].

II.3. Analyse thermodynamique des machines à absorption

II.3.1. Analyse thermodynamique :

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [33].

- ✓ Les températures dans les échangeurs (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.
- ✓ Les détentes sont supposées isenthalpiques.
- ✓ Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

II.4. 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 :

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

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

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

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

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

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

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

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

✓ **Bilans enthalpiques :**

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

a) Condenseur : $Q_c = m_f \cdot (h_1 - h_2) \quad (\text{II.7})$

b) Evaporateur : $Q_e = m_f \cdot (h_4 - h_3) \quad (\text{II.8})$

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

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

e) Pompe : $W = m_{ab} \cdot (h_{4'} - h_4), \text{ avec } h_{4'} - h_4 = \int_{Pe}^{Pc} v \cdot dp \quad (\text{II.11})$

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 [34], s'écrit :

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

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

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

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

✓ **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 :**

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

- **Le $COP_{c, idéal}$ de Carnot s'écrit :**

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

❖ **En mode chauffage**

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

- **Le $COP_{c, idéal}$ de Carnot s'écrit :**

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

II.5. Diagrammes utilisés

II.5.1. Diagramme d'Oldham :

Le diagramme d'Oldham est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la concentration massique de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme ($\ln(P)$, $-1/T$), paramétré en concentration massique. La Figure (II.2) présente un tel diagramme relatif au couple NH₃/H₂O [35].

Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites. La droite de concentration 0% correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure. La richesse de l'isotitre est définie par rapport à la concentration massique en ammoniac NH₃.

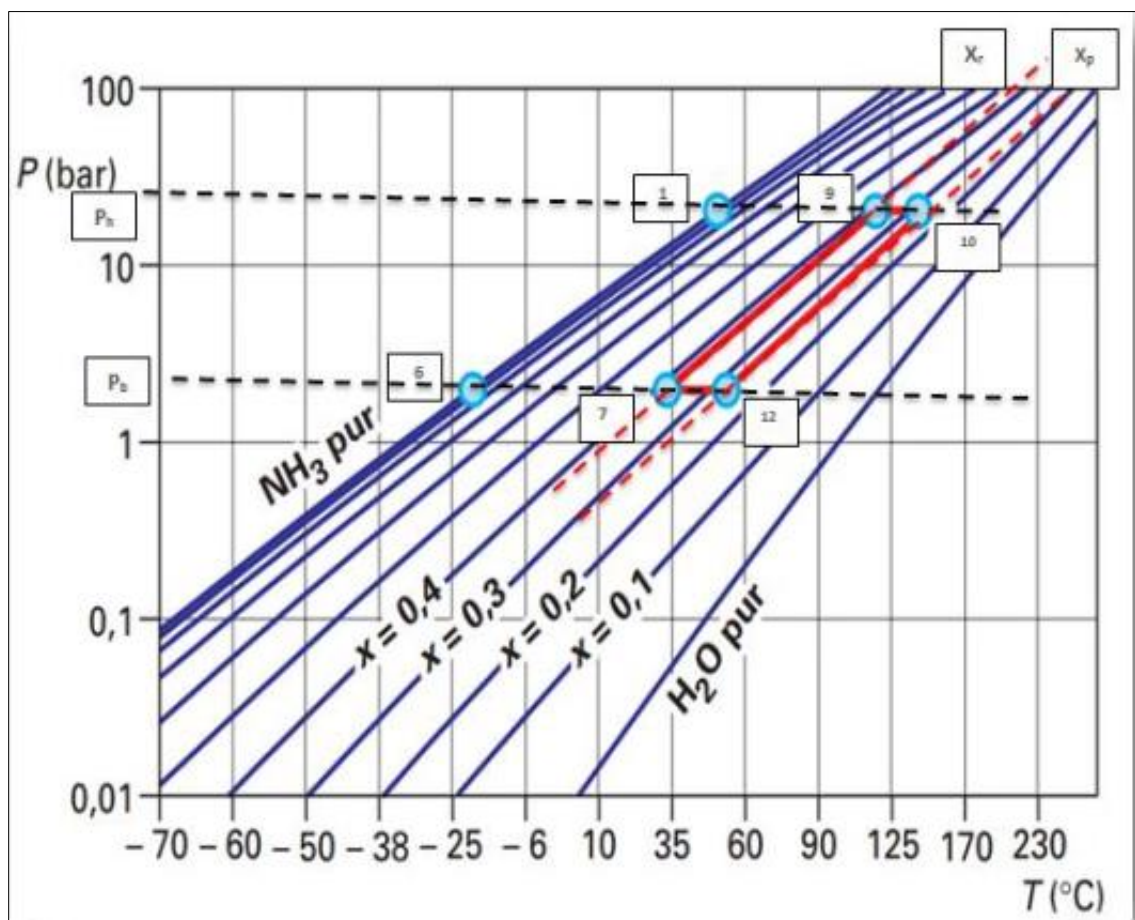


Figure II.2 : Diagramme d'Oldham du couple NH₃/H₂O[5].

II.5.2. Diagramme de Merkel

Si le diagramme d'Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine ; ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel [36]. Ce diagramme indique les caractéristiques thermodynamiques d'un mélange binaire à l'équilibre : température, titre, enthalpie massique et pression et ce, quel que soit l'état de la solution liquide ou vapeur. Dans un plan isobare, les enthalpies massiques sont portées en fonction de la composition massique pour toutes les phases du couple considéré. La définition des courbes d'ébullition commençante et de rosée sépare le plan en trois zones, à savoir :

- ✓ Les liquides sous refroidis, aux faibles enthalpies
- ✓ Les mélanges diphasiques
- ✓ Les vapeurs surchauffées, avec de fortes valeurs d'enthalpie

Il est intéressant de noter que sur les axes verticaux, pour $x = a$ et $x = 1$, sont portées les propriétés du solvant et du frigorigène pur. Les chaleurs latentes de ces corps correspondent aux segments définis par l'intersection avec les courbes de rosée et d'ébullition. L'allure de l'isotherme portée dans le diagramme s'explique par ces remarques :

- ✓ Dans la zone liquide, les réactions du mélange sont exothermiques, le tracé est alors incurvé.
- ✓ En région de mélange des phases, l'isotherme est une droite, inclinée par rapport à la verticale du fait de l'écart en teneur des produits, dans chaque phase présente.
- ✓ Compte tenu de la faiblesse des chaleurs de réaction dans la zone des vapeurs, le graphe correspond à un segment de droite.

Ce graphique est souvent complexe, suivant le mélange étudié. Une représentation tridimensionnelle, avec un axe gradué selon le logarithme des pressions, traduit le comportement des solutions binaires Voir Figure (II.3).

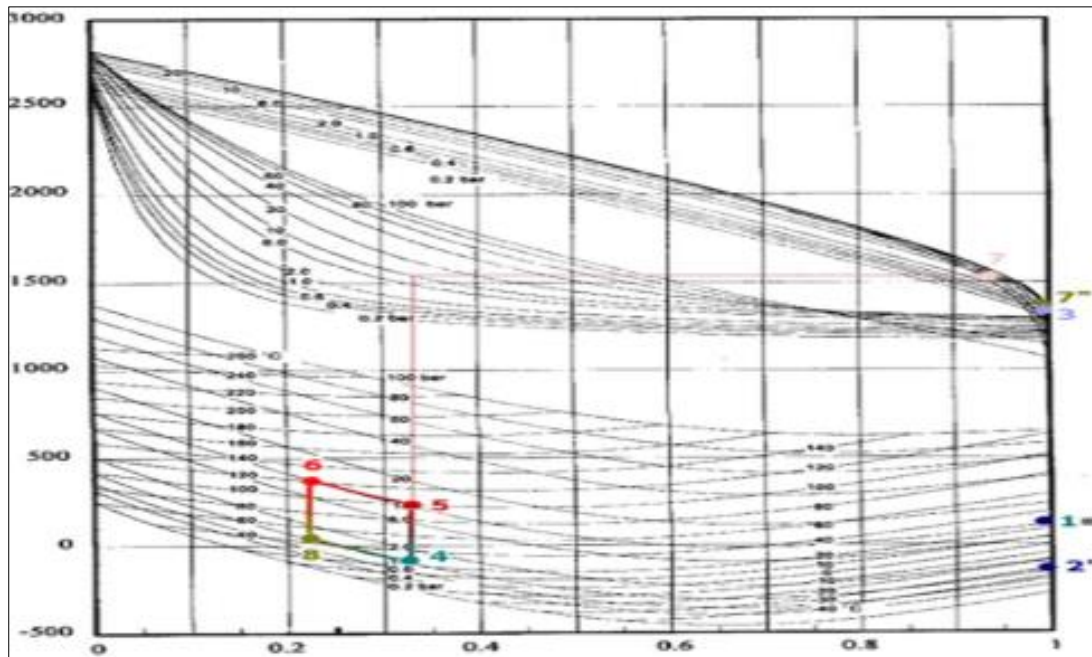


Figure II.3 : Diagramme de Meckel (NH₃/H₂O) [5].

II.6. 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, la température de condensation T_c et T_a la température de l'absorbeur. Le schéma de principe de l'installation sera celui de la figure (III.1). En outre, la vapeur qui quitte le générateur doit être facilement volatile par rapport au solvant de la solution, on négligera les pertes de charge des différents appareils [37].

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 annexe1), on calcul la pression dans l'évaporateur P_{ee} 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 calcule 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 calcule 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 (II.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 (II.21, II.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 [37].

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une machine à absorption simple effet avec échangeur de solution qui va nous servir pour notre modélisation comparative au prochain chapitre. Il ne reste plus à calculer à partir des bilans énergétiques que les quantités de chaleur mises en jeu dans chaque appareil et le coefficient de performance.

Chapitre III :

Modélisation du cycle a simple
effet avec échangeur de solution

III.1. Introduction

Pour notre modélisation on a choisi Le cycle à simple effet, représenté sur la figure (III.1), fonctionnant avec l'ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), et ammoniac-Thio cyanate de sodium (NH_3/NaScn).

Ainsi pour comparer les performances de ce cycle 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. (Fluide frigorigène / absorbant).

III.2. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution

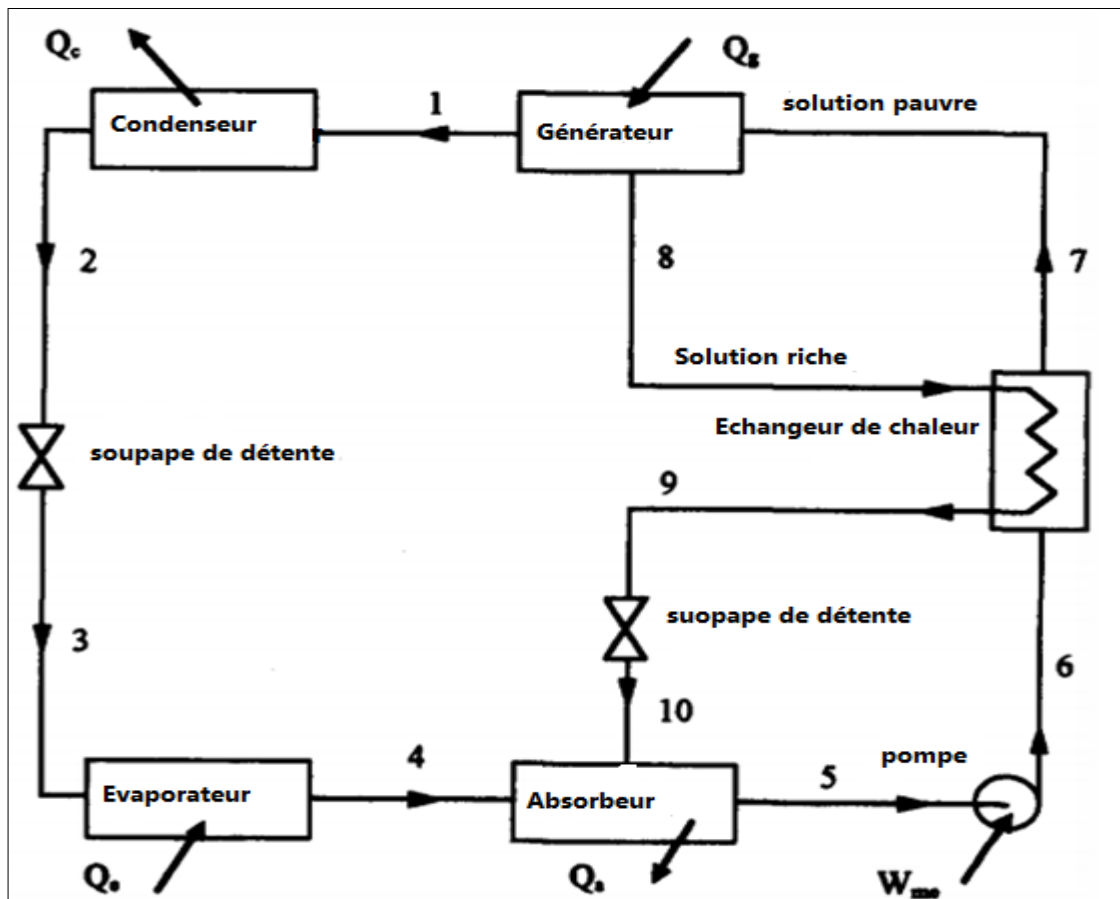


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet [27].

La vapeur basse pression du fluide frigorigène (état 4) sort de l'évaporateur, entre ensuite dans l'absorbeur où 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 l'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 [27].

III.2.1. Bilan massique et thermique

L'analyse des performances des cycles à absorption est faite en tenant compte des propriétés thermodynamiques aux conditions opératoires des fluides dans chacun des composants du cycle. Certaines hypothèses simplificatrices sont généralement faites [33] :

- ✓ Au point 1, 2, 3 et 4, le fluide frigorigène est à l'état pur.
- ✓ Il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- ✓ Aux points 5 et 8, la solution est à l'état saturée (La solution pauvre en absorbant sortant de l'absorbeur et la solution riche en absorbant sortant du générateur sont saturées dans les conditions d'équilibre à leurs températures respectives.
- ✓ La vapeur de fluide frigorigène sortant du générateur est supposée surchauffée à la température du générateur
- ✓ Les détendeurs sont adiabatiques.
- ✓ La pompe de solution est isentropique
- ✓ Il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Pour la courante étude, on suppose que la vapeur de réfrigérant contient 100% d'ammoniac pour la compatibilité des résultats pour les cycles $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, et $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

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 :

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

En mode froid et climatisation, nous avons :

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

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 fournit 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 :

- **Pour le chauffage**

$$COP = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} \quad (III.3)$$

- **Pour froid et climatisation**

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (III.4)$$

La conservation de la masse et de l'énergie doit être déterminée. Pour le générateur, les bilans massique et énergétique donnent :

$$m_7 = m_8 + m_1 \text{ (Bilan massique total)} \quad (III.5)$$

$$m_7 X_7 = X_8 m_8 + m_1 \text{ (Bilan de masse NH}_3\text{)} \quad (\text{III.6})$$

$$Q_{ge} = m_8 h_8 + m_1 h_1 - m_7 h_7 \quad (\text{III.7})$$

A partir des équations (II.5) et (II.6), les débits des solutions riches et pauvres peuvent être déterminés :

$$m_8 = \frac{1-X_7}{X_7-X_8} m_1 \quad (\text{III.8})$$

$$m_9 = \frac{1-X_8}{X_7-X_8} m_1 \quad (\text{III.9})$$

D'après l'équation (II.12), le rapport de circulation du système peut être dérivé comme

$$FR = \frac{m_7}{m_1} \quad (\text{III.10})$$

- **Le bilan énergétique de l'échangeur de chaleur à solution est le suivant :**

$$T_9 = E_{ex} T_6 + (1 - E_{ex}) T_8 \quad (\text{III.11})$$

$$h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_6} (h_8 - h_9) \quad (\text{III.12})$$

- **L'augmentation d'énergie par pompage est :**

$$h_6 = h_5 + (P_6 - P_5) v_6 \quad (\text{III.13})$$

$$W_{me} = (P_6 - P_5) v_6 \quad (\text{III.14})$$

- **Enfin, les bilans énergétiques du rendement de l'absorbeur, du condenseur et de l'évaporateur :**

$$Q_a = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_5 h_5 \quad (\text{III.15})$$

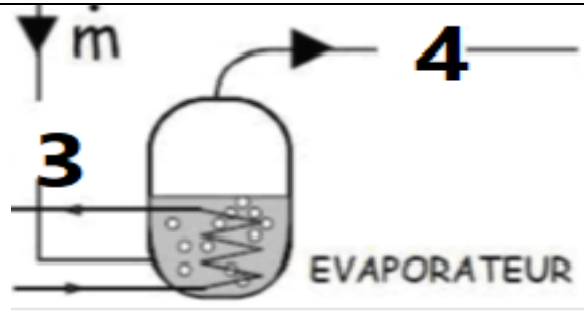
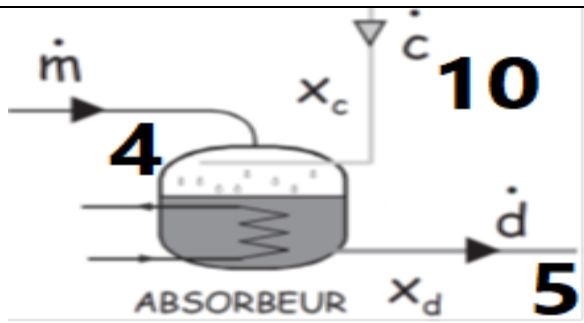
$$Q_c = m_1(h_1 - h_2) \quad (\text{III.16})$$

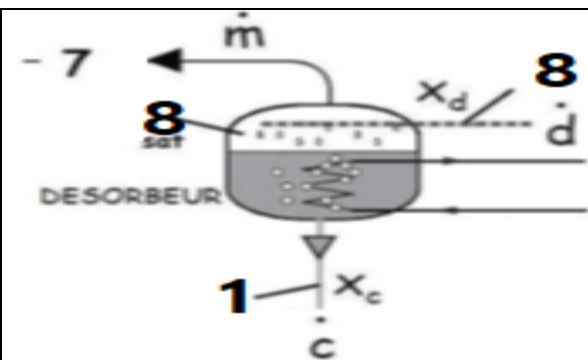
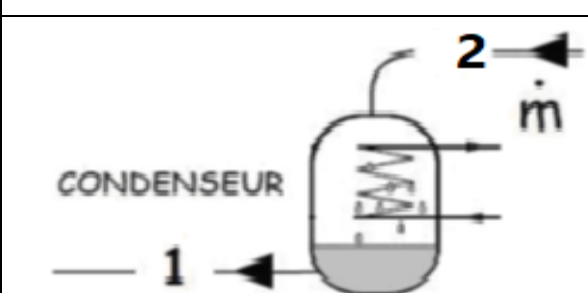
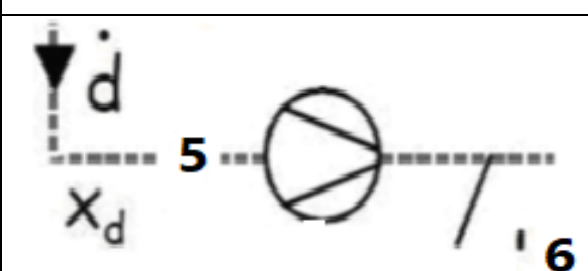
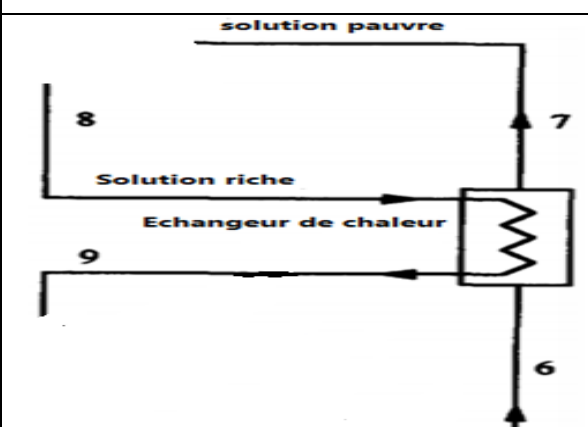
$$Q_e = m_1(h_4 - h_3) \quad (\text{III.17})$$

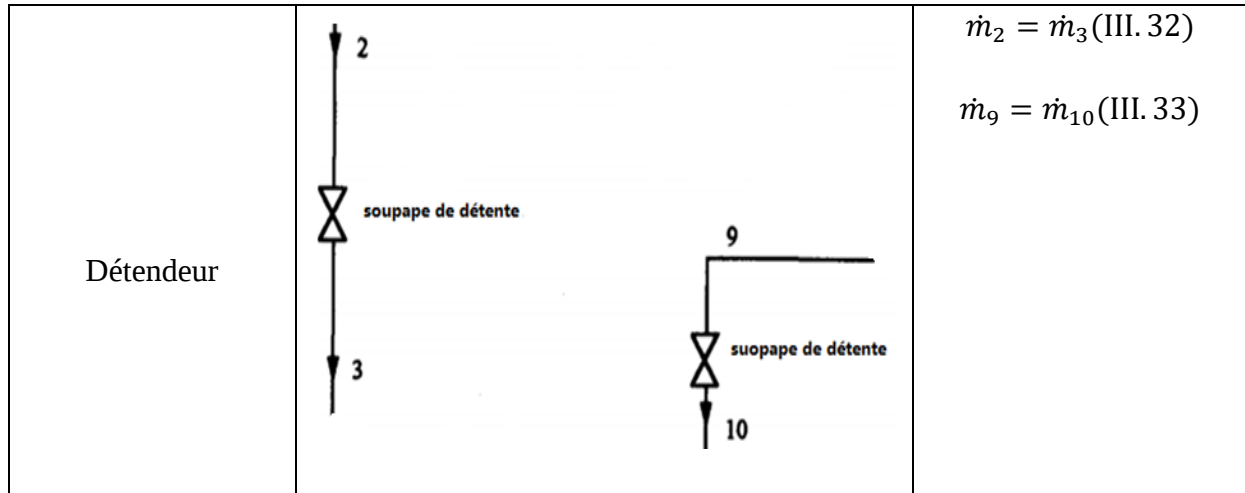
Si les températures du générateur, du condenseur, de l'absorbeur et de l'évaporateur et le débit massique de réfrigérant le taux ou la charge frigorifique requise sont donnés, les équations ci-dessus peuvent être résolues simultanément pour donner les performances du système [27].

Les variables qui quantifient la performance thermodynamique, sont le Coefficient de performance du système (COP) et le taux de circulation FR [33]. Le tableau suivant représente le bilan des différents composants de la machine à absorption.

Tableau III.1 : Bilans massiques, énergétique des composants dans les machines à absorption à simple effet.

Composant	Schéma	Bilan massique et enthalpique
Evaporateur		$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \text{ (III. 18)}$ $Q_{ev} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \text{ (III. 19)}$
Absorbeur		$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \text{ (III. 20)}$ $\dot{m}_{10}X_{10} = \dot{m}_5X_5 \text{ (III. 21)}$ $Q_{ab} = \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{10}h_{10} \text{ (III. 22)}$

Générateur		$\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 \text{ (III. 23)}$ $\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_7 X_7 \text{ (III. 24)}$ $Q_{ge} = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7 \text{ (III. 25)}$
Condenseur		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \text{ (III.26)}$ $Q_{co} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \text{ (III.27)}$
Pompes		$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \text{ (III.28)}$ $W_{po} = \dot{m}_6 (h_6 - h_5) \text{ (III.29)}$
Echangeur de solution		$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \text{ (III. 30)}$ $Q_{ec} = \dot{m}_8 (h_8 - h_9) = \dot{m}_6 (h_7 - h_6) \text{ (III. 31)}$



✓ Le *COP* peut être exprimé comme suit :

- Pour la climatisation

$$\begin{aligned}
 COP_h &= \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_1 \cdot (h_4 - h_3)}{m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7} \\
 &= \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR - 1) \cdot h_8 - (FR) \cdot h_7}
 \end{aligned} \quad \text{(III.34)}$$

- Pour le chauffage

$$\begin{aligned}
 COP_h &= \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} = \frac{m_1 \cdot (h_1 - h_2) + m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5}{m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7} \\
 &= \frac{(h_1 - h_2) + (FR - 1) \cdot h_{10} - (FR) \cdot h_5 + h_4}{h_1 + (FR - 1) \cdot h_8 - (FR) \cdot h_7}
 \end{aligned} \quad \text{(III.35)}$$

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

III.3. Propriétés thermodynamiques des fluides utilisés

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

- ✓ Ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$),
- ✓ Ammoniac-thiocyanate de sodium (NH_3/NaSCN),

- ✓ **Propriétés du frigorigène NH_3**

La pression de saturation P (Kpa) du fluide frigorigène NH_3 en fonction de la température T ($^\circ\text{C}$) est calculée d'après l'équation :

$$p(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273.15)^i \quad (\text{III.36})$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d' NH_3 en fonction de T ($^\circ\text{C}$) :

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273.15)^i \quad (\text{III.37})$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 273.15)^i \quad (\text{III.38})$$

Les équations ci-dessus sont tirées de ASHRAE Hand book [38]

Les coefficients a_i , b_i , c_i , sont donnés dans le tableau suivant.

Tableau III.2 : Coefficient des équations des propriétés thermo dynamiques (III.36 –III.37- III.38).

i	ai équation 36	bi équation 37	ci équation 38
0	4.2871×10^{-1}	1.9879×10^2	1.4633×10^3
1	1.6001×10^{-2}	4.4644×10^0	1.2839×10^0
2	2.3652×10^{-4}	6.2790×10^{-3}	-1.1501×10^{-2}
3	1.6132×10^{-6}	1.4591×10^{-4}	-2.1523×10^{-4}
4	2.4303×10^{-9}	-1.5262×10^{-6}	1.9055×10^{-6}
5	-1.2494×10^{-11}	-1.8069×10^{-8}	2.5608×10^{-8}
6	1.2741×10^{-13}	1.9054×10^{-10}	-2.5964×10^{-10}
Erreur standard	1.6×10^{-3}	8.5626×10^0	1.059×10^1
Écart moyen	1.252×10^{-2}	5.566×10^{-3}	1.679×10^{-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 [39] :

$$\log P = A - \frac{B}{T} \quad (\text{III.39})$$

- Avec

$$A = 7.44 - 1.767X + 0.9823X^2 + 0.3627X^3 \quad (\text{III.39.a})$$

$$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3 \quad (\text{III.39.b})$$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [40] (avec les coefficients donnés dans le tableau III.40 :

$$h(T, X) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273.15} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad (\text{III.40})$$

Chapitre III : Modélisation du cycle a simple effet avec échangeur de solution

Les coefficients a_i , m_i , n_i , sont donnés dans dans le tableau suivant :

Tableau III.3 : Coefficient de l'équation Des propriété thermo dynamiques (III.40).

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

$\bar{X}$ Est la fraction molaire de l'ammoniac dans le mélange

$$\bar{X} = \frac{18.015X}{18.015 + 17.03(1 - X)} \quad (\text{III.41})$$

✓ Propriétés du mélange NH₃/NaScn

Les propriétés thermodynamiques de la solution NH₃/NaScn sont calculées en utilisant des équations données en réf. [41] comme suit.

La pression d'équilibre, $\dot{P}_e$ de la solution NH₃/NaScn.

$$\dot{P}_e(\dot{T}_e, X) = 0.01 \exp [A(X) + B(X)/\dot{T}_e] \quad (\text{III.42})$$

- Où X est la fraction massique NH₃ en kg de solution NH₃/kg .

A(X) et B(X) se calculent comme suit :

$$A(X) = -0.298628X + 15.7266 \quad (\text{III.42.a})$$

$$B(X) = -2621.92(1 - X)^3 - 2548.65 \quad (\text{III.42.b})$$

L'enthalpie spécifique, h (en kJ / kg) [42],

T (en K),

X (en kg de NH₃ / kg de solution),

$$h(T, X) = H_1(X) + H_2(X)(T - 273.16) + H_3(X)(T - 273.16)^2 + H_4(X)(T - 273.16)^3 \quad (\text{III.43})$$

- Où

$$H_1(X) = 79.72 - 1072X + 1287.9X^2 - 295.67X^3 \quad (\text{III.43.a})$$

$$H_2(X) = 2.4081 - 2.2814X + 7.9291X^2 - 3.5137X^3 \quad (\text{III.43.b})$$

$$H_3(X) = 0.01255X - 0.04X^2 + 0.0306X^3 \quad (\text{III.43.c})$$

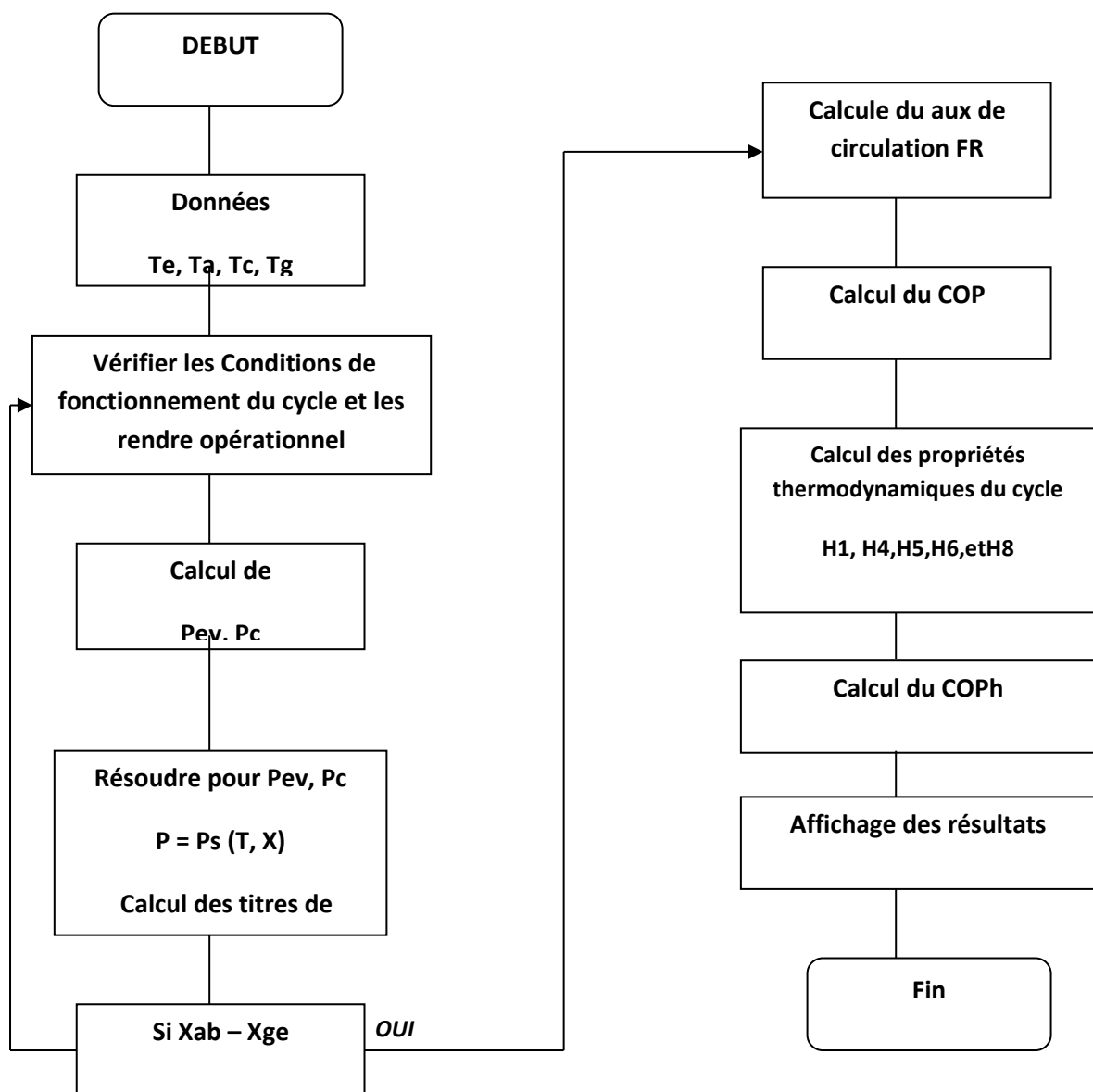
$$H_4(X) = [-0.0333X + 0.01X^2 - 0.0333X^3]10^{-3} \quad (\text{III.43.d})$$

III.4. Organigramme de calcul

On se basant sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamique de chaque couple. Nous avons élaboré un programme en FORTAN dont l'organigramme et détaillé ci-dessous.

Les propretés thermodynamiques des états 1, 2, 3 et 4 sont déterminés par les équations de NH_3 pure et les autres propriétés, c'est-à-dire des état 5, 7, 8 et 10, peuvent être calculés sur la base des équations des propriétés des solutions $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3 / \text{NaSCN}$.

✓ ORGANIGRAMME



III.5. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une modélisation thermodynamique pour un Cycle à ABSORPTION à simple effet avec échangeur de solution en se basant sur le bilan massique et enthalpique pour chaque organe et la Relation entre les différents débits de masse. Nous avons aussi traité les propriétés thermodynamiques des

Chapitre IV :

Validation et discussion des résultats

IV.1. Introduction

Dans ce qui suit nous allons en première partie valider les résultats obtenus, à l'aide du modèle élaboré dans ce travail, en les comparant à ceux obtenus par d'autres auteurs. [43]

Dans la deuxième partie, nous allons comparer 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.

IV.2. Validation des résultats

Afin de valider notre modèle, les résultats obtenus ont été comparés aux données numériques disponibles dans la littérature [43]

La variation comparative du COP en fonction de la température du générateur est représentée sur la figure (IV.1).

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 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

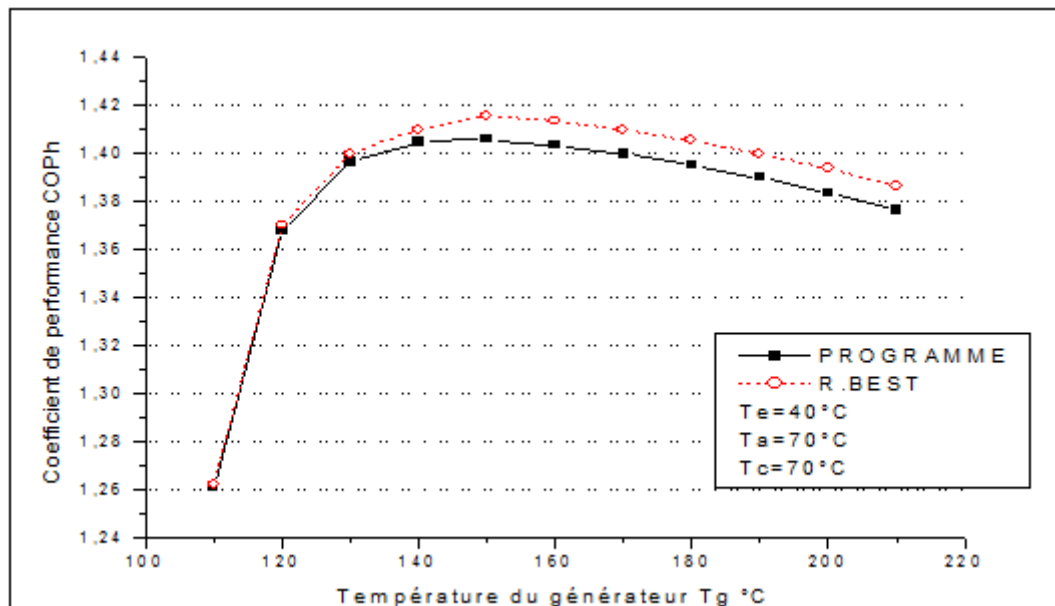


Figure IV.1 : Comparaison du coefficient de performance COP_h avec les données de *R. Best* Pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Cycle avec échangeur de solution.

On peut voir que la valeur du COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur, et les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de *R. Best* [43] pour le couple ammoniac-eau.

On souligne que la concordance des résultats est plutôt qualitative que quantitative cela est due aux hypothèses utilisées comme base de travail pour ces calculs et au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple utilisé.

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

Nous allons comparer les performances des deux fluides utilisés 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.

Le tableau (IV.1) montre la comparaison des propriétés thermodynamique pour une machine à absorption à simple effet fonctionnant à :

$$T_e = -5 \text{ }^\circ\text{C}, \quad T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}, \quad T_c = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad T_g = 100 \text{ }^\circ\text{C}$$

Avec une efficacité de l'échangeur de solution $Ex = 80 \%$

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

Les débits de solutions sont : 3.56, 5,37 kg/min pour l' $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, NH_3/NaSCN respectivement.

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

Les propriétés thermodynamiques des deux solutions utilisées sont rassemblées sur le tableau (IV.1).

Tableau IV.1 : Propriétés thermodynamiques des différents états pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, 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 (I)	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
	NH_3/NaSCN				
FF, sortie du générateur (I)	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

On montre dans le tableau (IV.2) les puissances mises en jeu dans chaque organe pour ces deux couples fonctionnant aux mêmes conditions que le tableau précédent.

On voit clairement que, au niveau de l'évaporateur et le condenseur, les énergies sont identiques et la différence entre les performances de ces deux couples se situe au niveau de l'absorbeur et du générateur.

Le cycle fonctionnant avec le couple NH_3/NaSCN présente la meilleure performance $\text{COP} = 0.63$.

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

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

IV.3.1. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du générateur T_g

On fixe $T_e = -5^\circ\text{C}$, T_a et T_c à 30°C , et on calcule la variation du coefficient de performance COP pour les deux couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN en fonction de la température du générateur T_g .

Tableau IV.3 : Données de calcul du COP pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN

T _g	COP (NH ₃ /H ₂ O)	COP (NH ₃ /NaSCN)
60	--	--
61	0,3374	0,1152
62	0,4912	0,3841
63	0,5681	0,5031
64	0,613	0,5667
65	0,6415	0,6072
66	0,6604	0,6343
67	0,6733	0,6537
68	0,6824	0,6676
69	0,6883	0,6778
70	0,6924	0,6857
75	0,6947	0,7031
80	0,6829	0,7037
85	0,6653	0,6974
90	0,645	0,6874
95	0,6234	0,6754
100	0,6012	0,6621
105	0,5789	0,6479

La figure (IV.2) 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 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN .

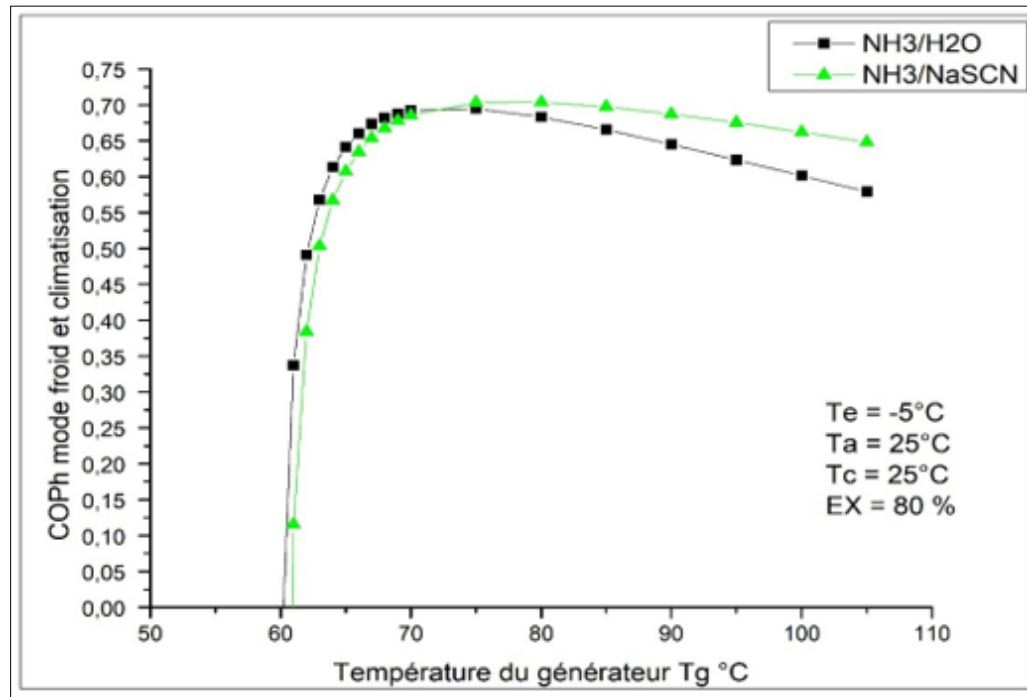


Figure IV.2 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température au générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

Les valeurs du COP_h pour les deux 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 ($T_{gmin} = 60\text{ °C}$) de la température du générateur pour les deux couples en dessous de laquelle le cycle ne peut pas fonctionner.

On peut voir également sur cette figure que, pour des températures du générateur plus grandes que 85 °C , le cycle du couple $NH_3/NaSCN$ permet d'obtenir la meilleure performance alors que le cycle du couple NH_3/H_2O 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.3) montre la comparaison des variations des taux de circulation des couples utilisés en fonction de la température du générateur. Données rassemblées sur le tableau (IV.4).

Tableau IV.4 : Données de calcul du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

T_g	FR (NH_3/H_2O)	FR ($NH_3/NaSCN$)
60	--	--
61	79,94	--
62	38	95,31
63	25,29	52,97
64	19,15	37,38
65	15,53	28,98
66	13,15	23,84
67	11,46	20,29
68	10,18	17,75
69	9,21	15,85
70	8,43	14,33
75	6,09	9,97
80	4,92	7,86
85	4,22	6,62
90	3,75	5,8
95	3,41	5,21
100	3,15	4,77
105	2,95	4,43

La figure (IV.3) montre la comparaison entre les taux de circulation des couples utilisés en fonction de la température du générateur. On voit que taux de circulation FR pour le cycle $NH_3/ NaSCN$ est plus grande en comparaison avec l'autre fluide.

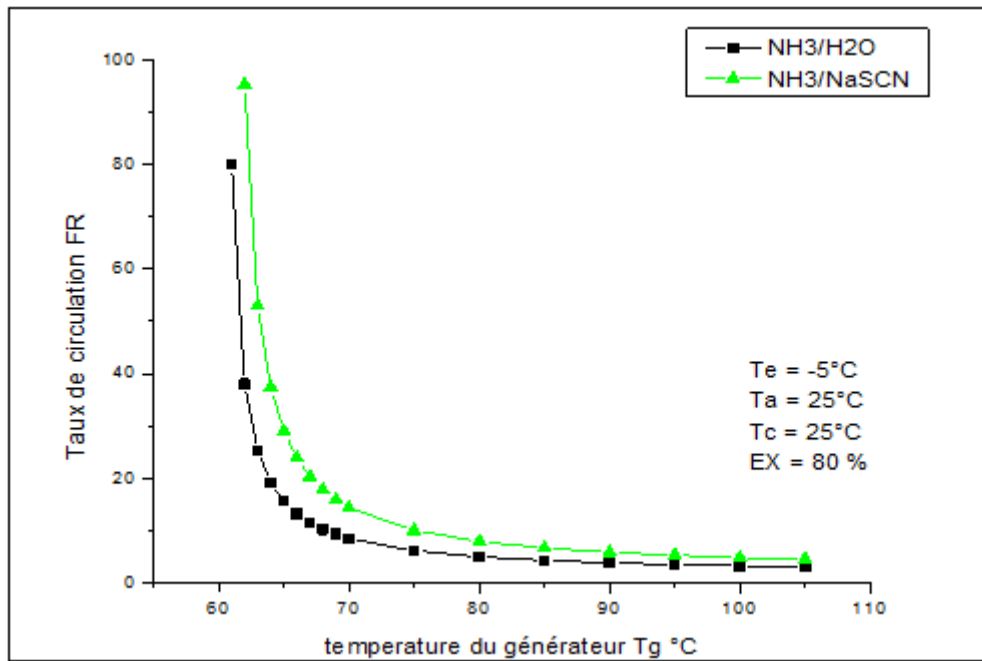


Figure IV.3: Comparaison du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

On voit que le taux de circulation FR pour le cycle utilisant $NH_3/NaSCN$ est plus élevé en comparaison avec celui d' NH_3/H_2O , 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.

IV.3.2. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e

On fixe $T_g = 90^\circ C$, T_a et T_c à $25^\circ C$, et on calcule la variation du coefficient de performance COP pour les deux couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$ en fonction de la température de l'évaporateur T_e .

Les données de calcul sont regroupées dans le tableau suivant :

Tableau IV.5 : Données de calcul du COP pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN en fonction de T_e

Te	COP ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)	COP (NH_3/NaSCN)
-12	0,5908	0,6401
-11	0,5995	0,6488
-10	0,6079	0,6568
-9	0,6159	0,6639
-8	0,6236	0,6706
-7	0,631	0,6766
-6	0,638	0,6822
-5	0,6449	0,6874
-4	0,6517	0,6923
-3	0,6582	0,6969
-2	0,6646	0,7012
-1	0,6709	0,7053
0	0,6771	0,7093
1	0,6832	0,713
2	0,6892	0,7167
3	0,6952	0,7201
4	0,7012	0,7235

5	0,7071	0,7268
6	0,713	0,73
7	0,7189	0,7331
8	0,7248	0,7362
9	0,7307	0,7393
10	0,7368	0,7424
11	0,7429	0,7455
12	0,7492	0,7486

La figure (IV.4) 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 , et de $NH_3/NaSCN$.

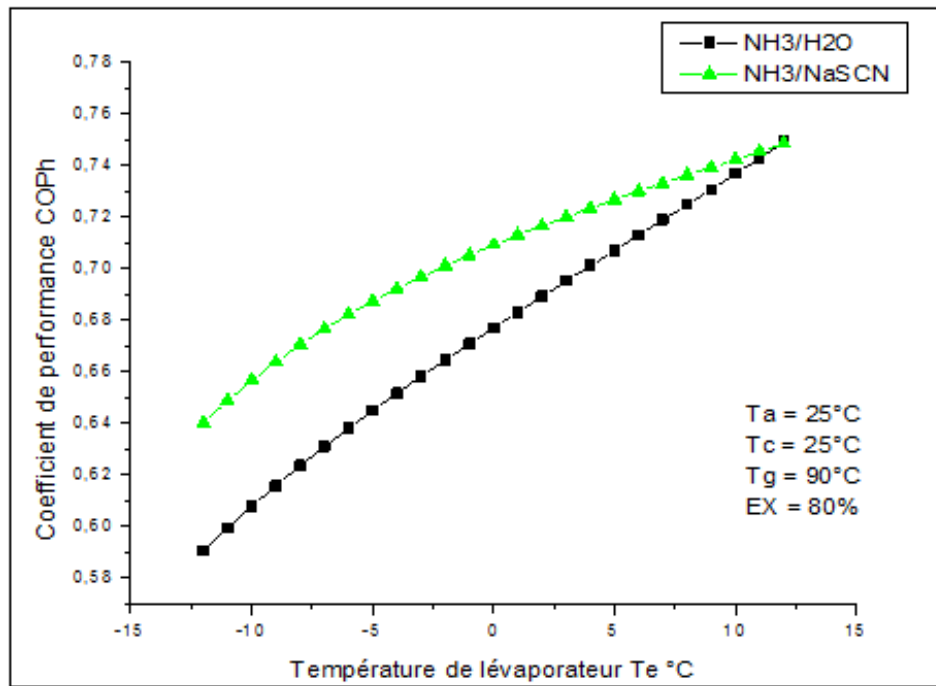


Figure IV.4 : Comparaison des variations du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/NaSCN$.

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 .

La comparaison des variations des taux de circulation FR en fonction des températures de l'évaporateur est représentée sur la figure (IV.5) et ceci pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ et $NH_3/NaSCN$.

Tableau IV.6 : Données de calcul du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur Te pour les couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

Te	FR (NH_3/H_2O)	FR ($NH_3/NaSCN$)
-12	5,69	9,21
-11	5,31	8,52
-10	4,98	7,92
-9	4,68	7,4
-8	4,41	6,92
-7	4,17	6,51
-6	3,95	6,13
-5	3,75	5,8
-4	3,56	5,49
-3	3,39	5,2
-2	3,23	4,94
-1	3,09	4,71
0	2,95	4,48
1	2,83	4,28
2	2,71	4,09
3	2,6	3,91
4	2,49	3,74
5	2,39	3,58

6	2,3	3,43
7	2,21	3,29
8	2,12	3,16
9	2,04	3,03
10	1,96	2,91
11	1,89	2,8
12	1,81	2,68

On voit comme montre la (Figure IV.5) que le taux de circulation pour le cycle utilisant NH_3/NaSCN est plus important et ceci pour toute la plage des températures au niveau de l'évaporateur. Ceci constitue un inconvénient pour ce fluide car il nécessite une pompe de solution plus importante.

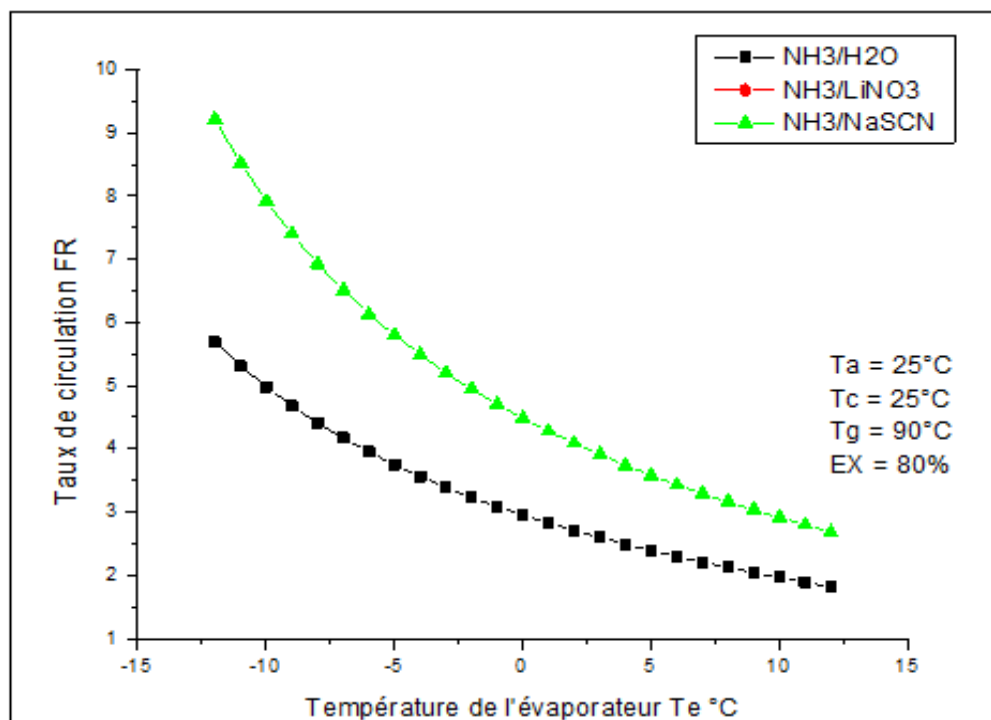


Figure IV.5 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ et NH_3/NaSCN .

IV. 3.3. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du condenseur T_c .

On fixe $T_e = -5^\circ\text{C}$, $T_c = 25^\circ\text{C}$ et $T_g = 90^\circ\text{C}$, et on calcule la variation du coefficient de performance COP pour les deux couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN en fonction de la température du condenseur T_c .

Tableau IV.7 : Données de calcul du COP pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN en fonction de T_c .

T_c	COP ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)	COP (NH_3/NaSCN)
15	0,5937	0,6241
16	0,5918	0,6207
17	0,5899	0,6172
18	0,5879	0,6137
19	0,5859	0,6101
20	0,5838	0,6064
21	0,5816	0,6027
22	0,5793	0,5988
23	0,577	0,5948
24	0,5745	0,5907
25	0,572	0,5865
26	0,5693	0,5822
27	0,5665	0,5777
28	0,5636	0,573

29	0,5605	0,5682
30	0,5572	0,563
31	0,5536	0,5577
32	0,5498	0,552
33	0,5458	0,546
34	0,5414	0,5397
35	0,5366	0,5328
36	0,5313	0,5254
37	0,5255	0,5173
38	0,5191	0,5086
39	0,5118	0,4985
40	0,5036	0,4876
41	0,4941	0,4749
42	0,4831	0,46
43	0,47	0,4424
44	0,4541	0,4213
45	0,4347	0,3945

La figure (IV.6) montre la comparaison des valeurs du *COP* en fonction des températures du condenseur pour des cycles à absorption utilisant les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et NH_3/NaSCN .

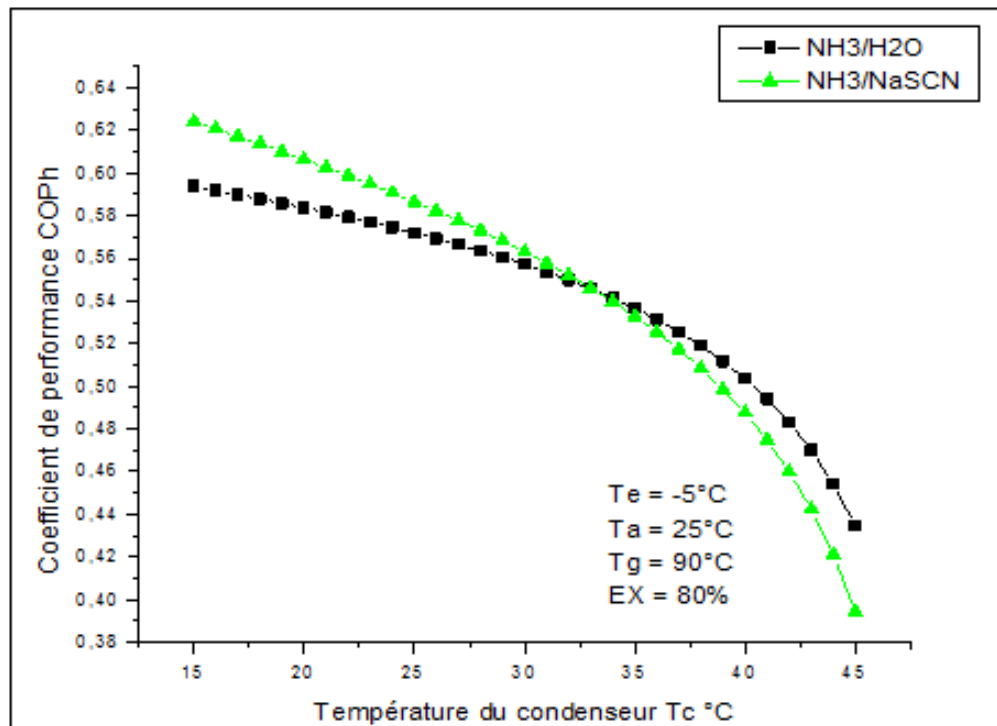


Figure IV.6 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

Une augmentation de la température du condenseur entraîne une diminution de la performance du système pour chaque couple.

Pour les basses températures du condenseur allant de $15^\circ C$ à $30^\circ C$, le couple NH_3 - $NaSCN$ montre une meilleure performance que le cycle NH_3/H_2O ; alors que, pour les températures élevées du condenseur, C'est l'inverse le cycle NH_3 - H_2O possède les valeurs de COP_h les plus élevées.

Tableau IV.8 : Données de calcul du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur Te pour les couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

Tc	FR (NH ₃ /H ₂ O)	FR (NH ₃ /NaSCN)
15	3,24	4,53
16	3,29	4,62
17	3,34	4,72
18	3,39	4,83
19	3,45	4,94
20	3,51	5,06
21	3,57	5,18
22	3,63	5,32
23	3,7	5,47
24	3,78	5,63
25	3,86	5,8
26	3,94	5,98
27	4,03	6,18
28	4,13	6,4
29	4,23	6,63
30	4,34	6,9
31	4,46	7,19
32	4,59	7,51

33	4,74	7,87
34	4,89	8,28
35	5,06	8,74
36	5,25	9,27
37	5,46	9,89
38	5,7	10,59
39	5,96	11,46
40	6,26	12,47
41	6,6	13,73
42	7	15,35
43	7,46	17,43
44	8,01	20,22
45	8,68	24,26

En ce qui concerne la variation du taux de circulation FR avec la température du condenseur représentée sur la figure (IV.7), le taux de circulation pour le cycle fonctionnant avec le couple $NH_3/NaSCN$ est encore plus élevée que pour le cycle qui fonctionne avec NH_3/H_2O .

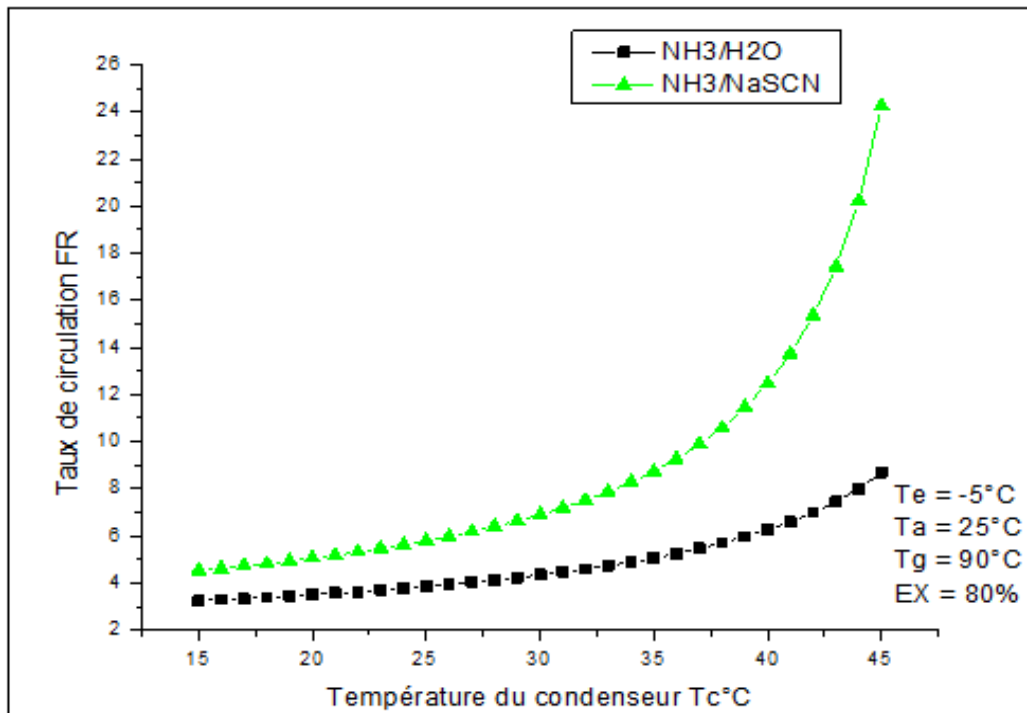


Figure IV.7 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

IV.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait une comparaison de la variation du COP_{het} de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g , de la température de l'évaporateur T_e et de la température du condenseur T_c pour les couples NH_3/H_2O , et $NH_3/NaSCN$.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était de faire une étude comparative entre les fluides de travail pour les machines à absorption, Pour cela 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, on a choisi l'ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et l'ammoniac- thiocyanate de sodium (NH_3/NaSCN).

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 FR 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.

Dans cette étude, les performances des couples ammoniac-eau, et l'ammoniac-thiocyanate de 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 l'ammoniac- thiocyanate de sodium donne une meilleure performance que le cycle utilisant de l'ammoniac-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'ammoniac-eau.

Cependant, le couple ammoniac- thiocyanate de sodium ne peut pas fonctionner aux températures de vaporisation au-dessous de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ à cause de la possibilité de cristallisation.

Référence

Bibliographique

Reference bibliographique

- [1] **Herold KE, Radermacher L.** Absorption heatpump, Mech. Eng., Aug, 1989;68–73.
- [2] **Gosney WB.** Principle of refrigeration. Cambridge Uni. Press, 1982.
- [3] **P. Srihirin et al.** / Renewable and Sustainable Energy Reviews 5 (2001) 343–372
- [4] **Pierre Rapin, Patrick Jacquard, and Jean Desmons.** *Technologie des installations frigorifiques-10e édition.* Dunod, 2015.
- [5] **BOUKREDIME SARRA.** Évaluation des performances d’une machine frigorifique hybride a absorption / éjection. Mémoire, UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR ANNABA, 2017.
- [6] **Houda Dardour,** Etude d’une machine frigorifique à absorption et absorption-diffusion utilisant un mélange d’Alcane : étude systémique et modélisation rigoureuse de l’absorbeur, thèse de doctorat, 2012.
- [7] **Renaud Gicquel :** Professeur à l’école des mines à paris, directeur du centre d’énergétique : Diagramme thermodynamiques (mélanges utilisés en réfrigération).
- [8] **Meunter.F, Kouschics,** Comparative thermodynamique stady of sorption système, second ian analysis, in.j. réfrigération, 1996.
- [9] **De Chant, Sidel,** Analytical development of non-ideal effects for volume based mixer models a applied thermal engineering, 2001.
- [10] **McNeely LA.** Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. ASHRAE Trans1979; 85(2):413–34.
- [11] **Lenard JLY, Jeter SM, Teja AS.** Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations-part IV: vapor pressure. ASHRAE Trans 1992; 98:167–72.
- [12] **Xu S., Liu Y., Zhang L.** «Performance Research of Self Regenerated Absorption Heat Transformer Cycle using TFE-NMP as Working Fluids’,. » International Journal of Refrigeration 24, n° 6 (2001): 510-518.154.

[13] **Ajib S., Karno A.** «Thermo physical properties of acetone–zinc bromide for using in a low temperature driven absorption refrigeration machine. » *Heat and Mass Transfer* 45 (2008): 61-70.

[14] **Karno A., Ajib S.** «Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications. » *Heat and Mass Transfer* 45 (2008): 71-81.

[15] **Pilatowsky I., Rivera W., Romero R. J.** «Thermodynamic analysis of monomethylamine– water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures. » *Solar Energy Materials and Solar Cells* 70 (2001): 287-300.

[16] **Pilatowsky I., Rivera W., Romero R. J.** «Performance evaluation of monomethylamine– water solar absorption refrigeration system for milk cooling purposes.» *Applied Thermal Engineering* 24 (2004): 1103-15.

[17] **Romero R. J., Guillen L., Pilatowsky I.** «Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system. » *Applied Thermal Engineering* 25 (2005): 867-76.

[18] **De Lucas A., Donate C., Villasenor J., Rodriguez J. F.** «Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system.» *International Journal of Refrigeration* 27 (2004): 324-30.

[19] **De Lucas A., Donate M., Rodriguez J. F.** «Applying surfactants to improve the absorption capacity of mixtures of lithium bromide and formates in absorption refrigeration coolers.» *International Journal of Refrigeration* 31, n° 6 (2008) : 1073-80.

[20] **Riffat S. B., James S. E., Wong C. W.** «Experimental analysis of the absorption and desorption rates of HCOOK/H₂O and LiBr/H₂O. » *International Journal of Energy Research* 22 (1998): 1099-103.

[21] **Perez-Blanco H.** Absorption heat pump performance for different types of solution. *Int J Ref* 1984;7(2):115–22.

[22] **Holmberg P., Berntsson T.** Alternative working fluids in heat transformers. *ASHRAE Trans* 1990; 96:1582–9.

[23] **Tian You Wei Wu, Xianting Li.** *Absorption Heating Technologies*. Springer Nature Singapore, 2020.

[24] **Site internet de la société DOMETIC**, Electrolux (consulté en 2017), Adresse URL : <http://www.dometic.com>.

[25] **Site internet de la société TAVER** (consulté en 2017), Adresse URL : [Http://www.taver.es](http://www.taver.es).

[26] **R. Ayala, C. L. Heard and F. A. Holland**, Ammonia/Lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II: experimental, Applied Thermal Engineering Vol. 18, No. 8, pp. 661-670, 1998,

[27] **D.W. SUN**, Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃NaSCN absorption refrigeration systems, Energy Convers. Mgmt Vol. 39, No. 5/6, pp. 357-368, 1998,

[28] **Y. Park, J.-S. Kim and H. Lee**, Physical properties of the lithium bromide + 1,3-propanediol + water system, Int J. Refrig. Vol. 20, No. 5, pp. 319-325, 1997,

[29] **S. Iyoki, Y. Inoue, T. Uemura**, Performance comparison of various absorption heat transformer using nitratebased absorbent systems, 1999 Ashrae Winter Meeting 24-27 janvier Chicago,

[30] **R. Saravanan, M. P. Maiya**, Thermodynamic comparaisoncomparaison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system, Applied Thermal Engineering Vol. 18, No. 7, pp. 553-568, 1998,

[31] **H.-R. Lee, K.-K. Koo, S. Jeong, J.-S. Kim, H. Leec, Y.-S. Oh, D.-R. Park, Y.-S. Baek**, Thermodynamic design data and performance evaluation of the water + lithium bromide + lithium iodide + lithium nitrate + lithium chloride system for absorption chiller, Applied Thermal Engineering 20 (2000) 707-720,

[32] **A. Sencan**, **Modeling** of thermodynamic properties of refrigerant/absorbent couples using

[33] **Michel Wakim**. Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. Thermique [physics.class-ph] .PSL Research University, 2017. Français. NNT:2017PSLEM037.

[34] **Bases thermodynamiques** des pompes à chaleur à absorption, Warmepumpen, Vulkanverlag, Glaser, H 1987

[35] **Majamak, Smith, Karagozian**, Passive Mixing Control via Lobed Injectors in High Speed Flow, ALAAJournal, 2003.

-
- [36] **Sun D.W**, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems Energy, 1996.
- [37] **A.lakroune**. ‘‘Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur’’, thèse de magister, université de Constantine 2008.
- [38] **ASHRAE, ASHRAE Handbook**, Fundamentals, Chapter 17, p. 17.45& p. 17.81.ASHRAE, 1791TullieCircle, N.E., Atlanta, GA 30329, 1993.
- [39] **Bourseau, P. and Bugarel, R.**, International Journal of Refrigeration, 1986, 9, 206-214.
- [40] **Patek, J. and Klomfar, J.**, International Journal of Refrigeration, 1995, 18(4), 228-234.
- [41] **C. A. Infante Ferreira**, Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. Solar Energy 32, 231-236(1984).
- [42]**E. D. ROGDAKIS** a n d **K. A. ANTONOPOULOS** National Technical University of Athens, Mechanical Engineering Department, Thermal Section, 42 Patission Street, Athens 106 82, Greece (Rece&ed 6 April 1994)
- [43] **R.Best et Sun 97** comparison of the performances of nh₃-h₂O, nh₃-liNO₃ and nh₃-NaSCN Absorption refrigeration system

Résumé

Résumé

Dans ce travail on a effectué une étude comparative entre les fluides de travail pour les machines à absorption, Pour cela 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, on a choisi l'ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et l'ammoniac- thiocyanate de sodium (NH_3/NaSCN).

Les performances des couples ammoniaque-eau, et l'ammoniac- thiocyanate de sodium ont été analysés avec leurs propriétés thermodynamiques exprimées sous formes d'équations polynomiales. Les performances de ces deux couples 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 l'ammoniac- thiocyanate de sodium donne une meilleure performance que le cycle utilisant de l'ammoniaque-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.

Mots clés : machines à absorption, simple effet, ammoniaque-eau $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, l'ammoniac- thiocyanate de sodium (NH_3/NaSCN), coefficient de performance *COP* , Taux de circulation (flow rate)FR

Abstract:

In this work a comparative study was carried out between working fluids for absorption machines, for this a program Fortran was developed. It is based on the equations of mass and energy balance and the thermodynamic properties of each couple, we chose ammonia-water ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) and sodium ammonia-thiocyanate (NH_3/NaSCN).

the performance of ammonia-water pairs, and sodium ammonia-thiocyanate were analyzed with their thermodynamic properties expressed as polynomial equations. The performance of these two pairs based on variations in the various temperatures of the generator, evaporator and condenser were compared. The results lead to the conclusion that cycles using sodium ammonia-thiocyanate perform better than the ammonia-water cycle; this is not only because of the higher *COP* values obtained but also because of the absence of rectification for these two couples.

Therefore, it can be concluded that they present a good alternative to the ammonia-water cycle.

Keywords : absorption machines, simple effect, ammonia-water $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, ammonia- sodium thiocyanate (NH_3/NaSCN), Performance coefficient *COP*, Circulation rate (flow rate) FR.

ملخص:

في هذا عمل أنجزت دراسة مقارنة كان بين عمل سوائل ل و امانات امتصاص، ل هذا برنامج طوّرت فورتران كان. ويستند هذا والصوديوم (NH₃/H₂O) الأخير على معادلات الكتلة وتوازن الطاقة والخصائص الحرارية لكل زوجين، اخترنا الأمونيا والمياه thiocyanate (NH₃/NaSCN) الأمونيا.

مع خصائصها الحرارية التي أعرب عنها كمعادلات متعددة thiocyanate تم تحليل أداء أزواج مياه الأمونيا، والصوديوم الأمونيا الحدود. تمت مقارنة أداء هذين الزوجين على أساس الاختلافات في درجات الحرارة المختلفة للمولد والمبخر والمكثف. النتائج تؤدي إلى استنتاج أن دورات باستخدام الصوديوم الأمونيا ثيوسيانات أداء أفضل من دورة الأمونيا والماء؛ هذا ليس فقط بسبب أعلى مؤتمر الأطراف القيم التي تم الحصول عليها ولكن أيضا بسبب عدم وجود تصحيح لهذين الزوجين. ولذلك، يمكن استنتاج أنها تشكل بديلا جيدا لدورة الأمونيا والماء.

الكلمات المفتاحية:

آلات امتصاص، تأثير بسيط، الأمونيا المياه NH₃/H₂O ، الأمونيا thiocyanate -الصوديوم (NH₃/NaSCN) ، معامل الأداء COP، معدل الدورة الدموية (معدل التدفق) FR .
