Republique algérienne démocratique et populaire
ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Université Yahia Fares de Médéa-
Département de génie mécanique

Mémoire de fin d'étude En vue d'obtention du diplôme de Master
Option : équipement de l'habitat

Simulation d'une machine frigorifique à absorption

Réalisé par :
LARIBI Youcef
Taibaoui Oussama

Promoteur
Dr. Rezrazi Ahmed

L'année universitaire : 2021-2022

Remerciements

Nous tenons à remercier tout d'abord Dieu ***ALLAH*** *qui a aidé à réaliser ce modeste travail, et pour sa grâce toutes au longue de notre.*

Nous remercions particulièrement et chaleureusement notre encadreur monsieur : ***AHMED REZRAZI*** *pour son aide, sa disponibilité, son sérieux ainsi que ses encouragements et ses conseils, il a vraiment mis beaucoup d'efforts pour nous guider dans ce projet.*

Je remercie aussi Tous ***les enseignants*** *de l'Université Yahya Farès De Médéa, et tous les membres du département de génie mécanique et génie civil.*

Nous exprimons notre profonde gratitude à ***nos parents*** *pour leur sacrifice et soutien inestimables durant nos études.*

A tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Merci mon Dieu pour la réalisation de ce projet,

je veux dédier ceci à :

***Ma mère** avant tout, qui m'a appris la sagesse, l'exemplarité et l'amour inconditionnel, je t'aimerai toujours, car je ne pourrai jamais te remercier, mais mon but est de te montrer que j'ai compris ! Tu es appréciée.*

***Mon père** je veux juste te faire savoir que je serai toujours reconnaissant pour chaque sacrifice que tu as fait pour moi,je t'aime même si je ne te l'ai jamais dit.*

*Pour mes très chers meilleurs amis, **Abderrahmane Arbaoui, Akram Otmani, Samy Laoubi** et **Abdelghani Adnane,***

merci de m'avoir été fidèle et de m'avoir encouragé quand j'ai failli abandonner, je vous aime tous.

*Particulièrement, je dédie ce travail aussi à mon cher cousin et ami d'enfance **Noureddine Larbi**, qui nous a quitté en 2019, que Dieu le tout puissant accorde au défunt sa sainte miséricorde et l'accueil en son vaste paradis, tu es toujours gravé dans ma*

Dédicace

Merci mon dieu de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la patience d'aller jusqu'au bout du rêve J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail :

A mes très ***chers parents****.*

Papa*, ce grand homme, toujours prêt à me tendre la main lorsqu'e j'en ai besoin, ce repère toujours présent pour guider mes pas, ce merveilleux père qui n'a jamais hésité à tout sacrifier.*

Maman*, cette amie qui m'a donné la vie, cette déesse de douceur toujours prête à dire que tout ira bien, cette maman, qui partage avec nous les joies et les peines avec tout son cœur, aujourd'hui et du fond de mon cœur, je te dis 'MERCI Mama'.*

A ***mes enseignants*** *depuis ma première année scolaire.*

Oussama Taibaoui.

Résumé

L'objectif de notre travail est de faire une étude pratique utilisant logiciel Aspen Plus pour modéliser et simuler un système de refroidissement par absorption à simple effet qui fonctionne avec le couple Eau-Bromure de lithium (H2O/LIBR).

Une étude paramétrique a été effectuée pour voir l'influence des températures de l'évaporateur, du bouilleur et du condenseur sur le coefficient de performance (COP) du système. Après cela, nous avons ajouté un échangeur de chaleur et observé son effet sur le coefficient de performance et déterminer l'efficacité de l'échangeur. Tout cela dans le but de déterminer un meilleur fonctionnement du cycle. Ce programme d'optimisation est basé sur les équations de bilan masse-énergie, les propriétés thermodynamiques et les propriétés physiques de la solution binaire (H2O / LiBr).

Abstract

The objective of our work is to make a practical study using Aspen Plus software to model and simulate a single-effect absorption cooling system that works with the Water-Lithium Bromide couple (H2O/LIBR).

A parametric study was carried out to see the influence of the temperatures of the evaporator, the boiler and the condenser on the coefficient of performance (COP) of the system. After that, we added a heat exchanger and observed its effect on the coefficient of performance and determined the efficiency of the exchanger. All this with the aim of determining a better functioning of the cycle. This optimization program is based on mass-energy balance equations, thermodynamic properties and physical properties of the binary solution (H2O/LiBr).

ملخص

الهدف من عملنا هو إجراء دراسة عملية باستخدام برنامج **Aspen Plus** لنمذجة ومحاكاة نظام تبريد امتصاص أحادي التأثير يعمل مع زوج بروميد الماء والليثيوم **(H2O / LIBR).**

أجريت دراسة بارامترية لمعرفة تأثير درجات حرارة المبخر والمرجل والمكثف على معامل الأداء **(COP)** للنظام. بعد ذلك أضفنا مبادل حراري ولاحظنا تأثيره على معامل الأداء وحددنا كفاءة المبادل. كل هذا بهدف تحديد أداء أفضل للدورة. يعتمد برنامج التحسين هذا على معادلات توازن الكتلة والطاقة والخصائص الديناميكية الحرارية والخصائص الفيزيائية للمحلول الثنائي.**(H2O / LiBr)**

Sommaire

Remerciement	
Dédicaces	
Résumé	
Sommaire	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Liste des indices	
❖ **Introduction générale**	02
Chapitre I : Les Systèmes De Production Du Froid	05
I.1. Les différents types des systèmes frigorifiques	05
I.1.1. Les systèmes à compression mécanique	05
I.1.1.1. Système frigorifique mono étagé	06
I.1.1.2. Système à compression bi-étagé	07
I.1.2. Système à compression thermique	08
I.1.2.1. Système à éjection	09
I.1.2.2. Système à absorption	10
I.1.2.3 : Système à adsorption	11
Chapitre II : La machine à absorption	
II.1. Historique	13
II.2. Différents cycles à absorption	13
II.2.1. Système à absorption à simple effet	13
II.2.2. Système à absorption à plusieurs effets	14
II.3. Principe et couples binaires	15
II.3.1. Machine industrielle eau-ammoniac	15
II.3.1.1. Description	17
II.3.1.2. Fonctionnement	17
II.3.2. Machines à absorption bromure de lithium-eau	19
II.3.2.1. Description	19
II.3.2.2. Fonctionnement	20
II.4. Structures Et Composants	21
II.5. Coefficient de performance thermique	22
II.5.1. Coefficient de performance théorique	23
II.5.2. Coefficient de performance pratique :	23
II.6. Diagramme thermodynamique utilisés dans les cycles d'absorption	24
II.6.1. Diagramme d'Oldham	24
II.6.2. Diagramme de Merkel	26
III.7. Exemple d'étude des bilans massique et énergétique de l'installation de réfrigération d'une machine à absorption (NH3/H2O)	27
II.7.1 Mise en équation	28
Chapitre III : Modélisation, résultats et discussion	
III-1) : La modélisation	33
III-2) : La simulation	33
III-2-1) : Avantages de la modélisation et simulation	33
III-2-2) : Inconvénients de la modélisation et simulation	34
II-3) : Présentation du logiciel Aspen Plus	35
III-4) L'étude d'une machine frigorifique à absorption (H2O/LiBr) par Aspen Plus	36

III-5) Modélisation et simulation de la machine frigorifique à absorption :	36
III-5-1) Modèle de simulation	36
III-6) Calculs et résultats	43
III-6-1) : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur	43
III-6-2) : Variation du COP en fonction de la température du condenseur	43
III-6-3) : Variation du COP en fonction de la température d'évaporateur	44
III-6-4) : Variation du COP en fonction de la puissance d'échangeur	45
III-7) Discussion Les Résultats	48
❖ **Conclusion générale**	52

Listes des figures

Figure I.1 : Machine frigorifique à compression	05
Figure I.2 : Diagramme enthalpique du cycle frigorifique	06
Figure I.3 : Installation frigorifique à compression mono-étagé	07
Figure I.4 : Cycle de compression directe mono-étagée représenté sur un diagramme de Mollier.	08
Figure I.5 : Schéma d'une installation bi étagée a injection totale.	08
Figure I.6 : Cycle bi étagé a injection totale (cycle a compression et à détente bi étagées).	08
Figure I.7 : Schéma d'un système à éjection.	09
Figure I.8 : Cycle d'un système à éjection.	09
Figure I.9 : Schéma de principe d'une machine à absorption solaire (H2O/LiBr)	10
Figure I.10 : Schéma d'une installation frigorifique à adsorption.	12
Figure II.1 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de Réduire la chaleur fournie au générateur.	14
Figure II.2: Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à trois Niveaux de pression).	15
Figure II.3 : Schéma de principe d'une machine à absorption industrielle eau-ammoniac.	16
Figure II.4 : Schéma de principe d'une machine à absorption eau-bromure de lithium.	18
Figure II.5 : Machine à double corps	20
Figure II.6 : structure d'une machine à absorption.	21
Figure II.7 : Diagramme d'Oldham du couple NH3/H2O.	24
	24
Figure II.8 : Diagramme d'Oldham du couple (H2O-LiBr).	25
Figure II.9 : Diagramme de Merkel (NH3/H2O).	26
Figure II.10 : Diagramme de Merkel du couple (H2O-LiBr).	26
Figure II.11 : Schéma du cycle frigorifique à absorption simple	36
Figure III-1 : La machine à absorption modélisée par Aspen-Plus.	38
Figure III.3 : Modèle de bouilleur en Aspen-Plus.	38

Figure III.4 : Modèle de condenseur (COND) en Aspen-Plus.	38
Figure III.5 : Modèle de détendeur (DET1) en Aspen-Plus.	39
Figure III.6 : Modèle de détendeur (DET2) en Aspen-Plus.	40
Figure III.7 : Modèle d'échangeur (EVP) en Aspen-Plus.	40
Figure III.8 : Modèle d'absorbeur (ABS) en Aspen-Plus.	41
Figure III-9 : Structure de machine à absorption après ajout d'un échangeur en Aspen-Plus.	41
Figure III.10 : Modèle d'échangeur (B1) en Aspen-Plus.	44
Figure III.11 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de température du bouilleur.	45
Figure III.12 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de température du condenseur en fixant Tb.	47
Figure III.13 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de température d'évaporateur en fixant Tb et Tc.	47
Figure III.14 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de la puissance d'échangeur en fixant Tb, Tc et Tev.	48
Figure III.15 : L'efficacité d'échangeur en fonction de la puissance.	49

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Les composants de la machine et leurs modèles dans Aspen-Plus avec les données d'entrée correspondantes.	38
Tableau III.2 : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur.	43
Tableau III.3 : Variation du COP en fonction de la température du Condenseur.	44
Tableau III.4 : Variation du COP en fonction de la température d'évaporateur.	44
Tableau III.5 : Variation du COP en fonction de la puissance fournie par l'échangeur.	46
Tableau III.6 : Développement de l'efficacité d'échangeur en fonction de la puissance (kW).	47

Nomenclature	Désignation et Unité
COP	Coefficient de performance (sans dimension)
COPc	Coefficient de performance de Carnot (sans dimension)
EFF	Efficacité de l'échangeur (%)
H	Mass Enthalpie (kJ/Kg)
M	Débit (Kg/s)
P	Pression(N/sqm), (mbar), (bar)
Q	Quantité de chaleur (KJ)
T	Température (°C) (k)
W	Travail (KJ)
X	Concentration du solution (%)
η	Rendement (sans dimension)

❖ Liste des indices

Indices	Désignation
ABS	Absorbeur
B	bouilleur
B1	échangeur
B. P	Basse pression
COND	condenseur
DET	détendeur
EV	évaporateur
F. F	Fluide frigorigène
H. P	Haute pression
LiBr	Bromure de Lithium
S. R	Solution riche
S. P	Solution pauvre

Introduction générale

Introduction

Le froid en tant que terme est simplement utilisé pour décrire le manque de chaleur, mais dans un sens plus large, c'est un moyen nécessaire pour conserver tout type d'aliments ou de produits qui peuvent être détruits par la chaleur.

Et pour de tels désagréments, l'homme a toujours recherché les meilleures conditions de confort de vie, ce qui a eu pour conséquence d'abuser de la consommation d'énergie sous différentes formes.

Cet acte a eu des effets très néfastes sur la planète tels que : l'effet de serre, la dégradation de la couche d'ozone, la pollution de l'air, la désertification, fonte des glaciers…etc.

La prise de conscience de ces dangers causés par cette consommation inconsidérée d'énergie a poussé les chercheurs de différentes industries à développer de meilleures façons d'utiliser cette énergie, ce qui signifie qu'elle doit être plus rationnelle et plus efficace.

Les machines frigorifiques sont des installations utilisées pour évacuer la chaleur d'un objet refroidi à une température inférieure à la température ambiante. Ils permettent d'obtenir des températures de +10 à -150C.

La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud. (L'énoncé de Clausius du second principe de la thermodynamique), Si l'on veut transférer de la chaleur, d'un environnement froid vers un environnement chaud, il faut nécessairement, d'une part, imaginer et mettre en œuvre un système thermique particulier, et d'autre part, fournir de l'énergie au système.

Les machines frigorifiques à absorption produisent du froid en échangeant de la chaleur avec trois sources : une source haute température, une source intermédiaire moyenne température (peut-être l'atmosphère) et une source froide basse température constituée par le milieu à refroidir. Ces machines utilisent un mélange de fluides (absorbant-réfrigérant) pour leur fonctionnement.

Nous avons choisi le couple eau/bromure de lithium qui permet une reconstitution du mélange riche en fluide frigorigène, cette solution est pompée pour que le cycle recommence.

Dans cette étude, nous avons observé le développement de Coefficient de Performance (COP) en modifiant les paramètres de fonctionnement des différents éléments de la structure d'une machine frigorifique à absorption (bouilleur, condenseur, évaporateur) sans un échangeur, et après avec un échangeur.

Pour cela nôtre travail est divisé en :

- Chapitre I : Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude bibliographique rapportant différents systèmes de production de froid, nous avons brièvement expliqué leur fonctionnement et donné leur structure et aussi leur cycle frigorifique.
- Chapitre II : ce chapitre était spécifiquement consacré à la machine à absorption, un bref historique sur les systèmes à absorption et les actualités du marché de cette technologie, nous avons montré les différents cycles de ces machines, leur fonctionnalité, les couples frigorigènes, les diagrammes utilisés, nous avons parlé de chaque composant, de leur bilans enthalpique et bilans massique, et finalement comment calculer le coefficient de performance.
- Chapitre III : enfin dans ce chapitre nous avons mené notre étude en modélisant et simulant une machine à absorption utilisant logiciel Aspen-Plus, après cela, nous avons continué à changer différentes spécifications de différents composants (température et puissance) pour voir les effets que cela aurait sur le coefficient de performance (COP), puis finalement discuté les résultats obtenus.

Chapitre 01

Systèmes De Production Du Froid

I.1. Les différents types des systèmes frigorifiques [1] :

On distingue deux types de système frigorifique :

- Les systèmes à compression mécanique
- Les Systèmes à compression thermique

I.1.1. Les systèmes à compression mécanique :

C'est un système de réfrigération à compression mécanique constitué par l'évaporateur, le détendeur, le compresseur, le condenseur, est une unité mécanique dont le rôle est de faciliter le changement d'état du fluide frigorigène, ce qui a pour effet d'absorber de la chaleur à l'évaporateur et d'en rejeter au condenseur.

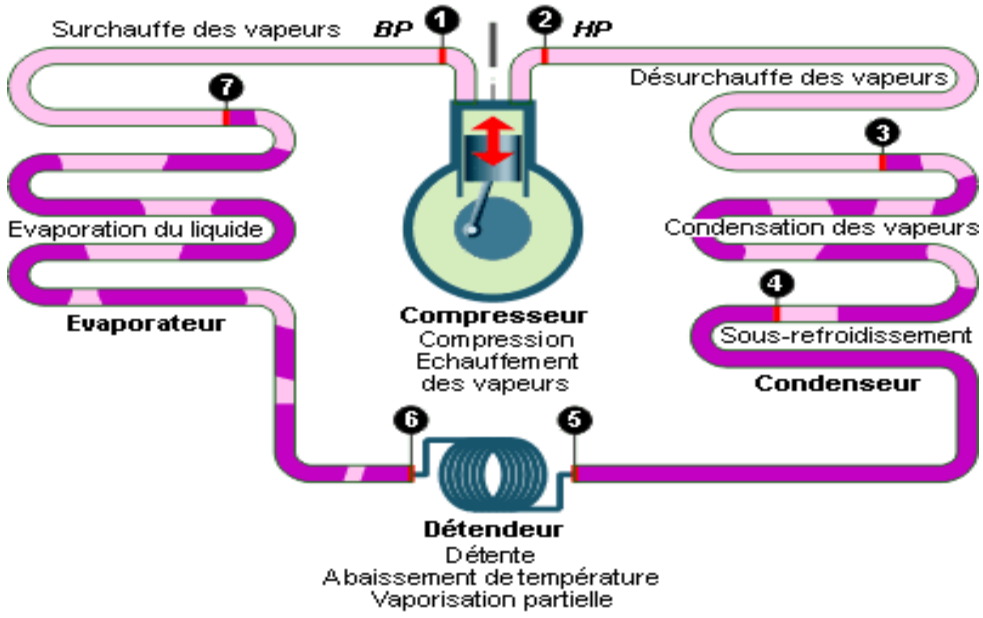


Figure I.1 : Machine frigorifique à compression **[2]**

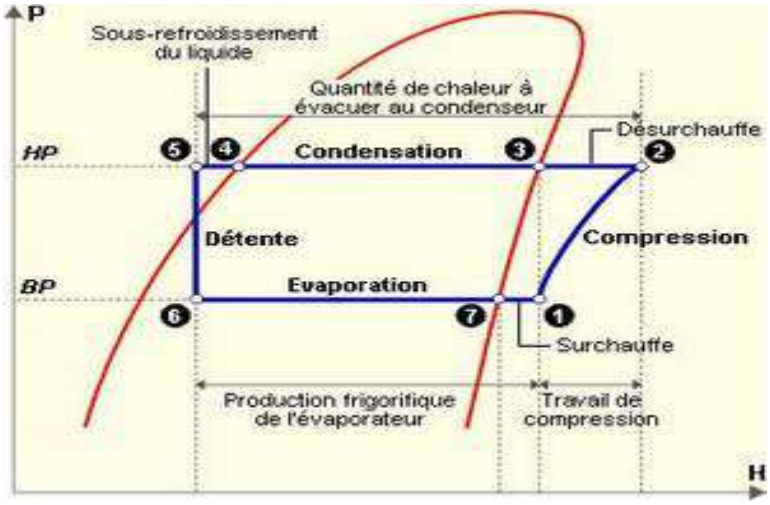


Figure I.2 : Diagramme enthalpique du cycle frigorifique **[2]**

I.1.1.1. Système frigorifique mono étagé :

À l'évaporateur, le fluide frigorigène s'évapore en absorbant la chaleur fournit par les denrées à refroidir.

Les vapeurs formées durant l'évaporation sont aspirées par le compresseur à basse température et basse pression, subirent une compression adiabatique et refoulent à haute pression et haute température. A l'intérieur du compresseur, la vapeur comprimée par le compresseur abandonne sa chaleur, et se condense à une température supérieure à celle du médium de refroidissement tel que l'air est à pression (la chaleur passe toujours du corps le plus chaud au corps le plus froid). Le fluide frigorigène subie une détente adiabatique qui varie son volume, sa pression passe d'une haute pression à une basse pression et du même pour la température, ceci permet au fluide de se rendre à sa valeur initiale. Le cycle est fermé, le fluide frigorigène évolue sous l'action du compresseur dans les quatre éléments constituant la machine frigorifique.

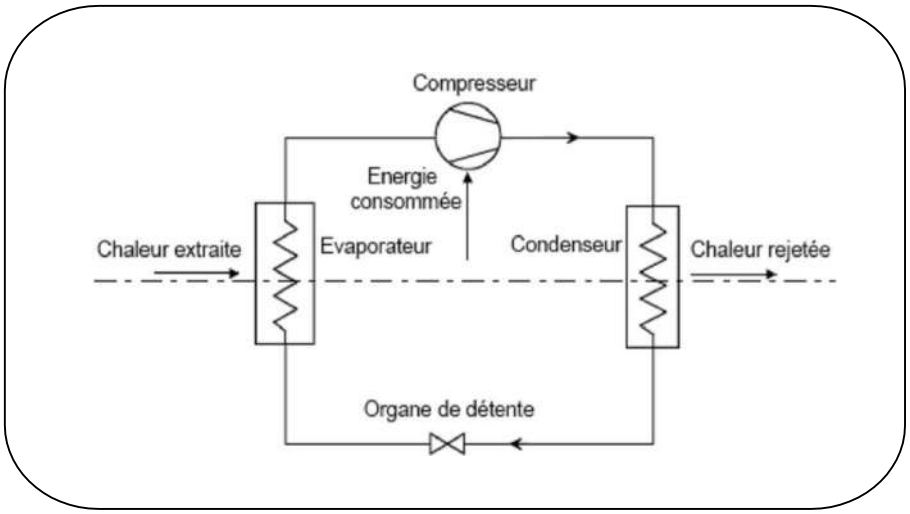


Figure I.3 : Installation frigorifique à compression mono-étagé **[1].**

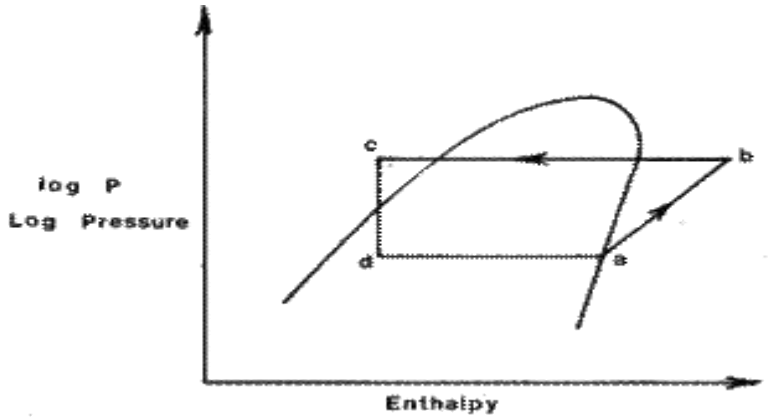


Figure I.4 : Cycle de compression directe mono-étagée représenté sur un diagramme de Mollier. **[3]**

I.1.1.2. Système à compression bi-étagé :

Pour certaines utilisations telles que la production du froid à basse température on peut être amené à adopter des températures d'évaporation et de condensation très éloignées, Le taux de compression de la machine frigorifique est alors très élevé, avec les conséquences suivantes :

-Augmentation du titre en vapeur donc diminution de la production frigorifique massique, pour une puissance frigorifique donnée, le débit massique de vapeurs à l'aspiration du compresseur augmente.

- Forte augmentation du volume massique des vapeurs aspirées (si l'on travaille à basse température d'évaporation), le débit volumique de vapeurs aspirées par le compresseur augmente.
- Diminution du rendement volumétrique du compresseur : la cylindrée à installer est plus importante.
- Diminution du rendement effectif de compression : le rendement thermodynamique de l'installation est notablement dégradé.

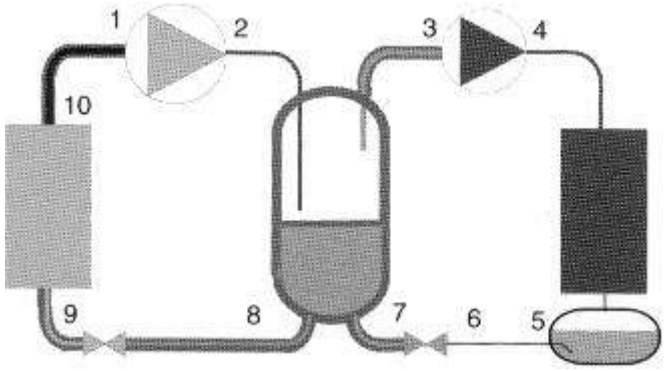


Figure I.5 : Schéma d'une installation bi étagée a injection totale. **[4]**

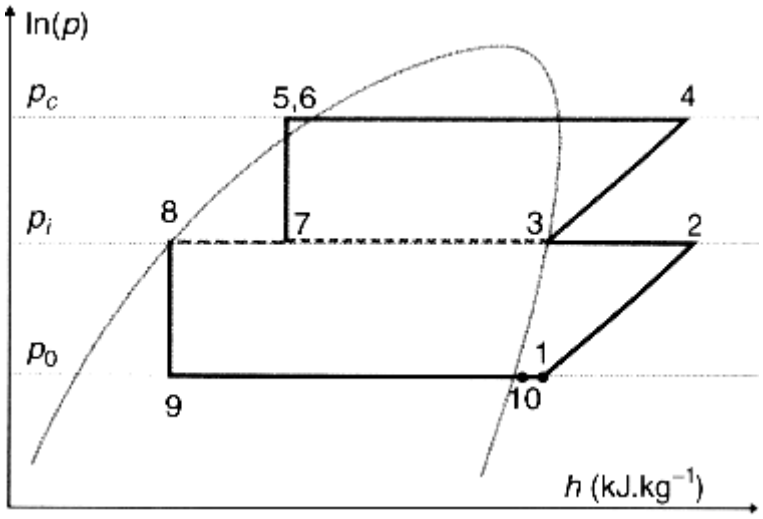


Figure I.6 : Cycle bi étagé a injection totale (cycle a compression et à détente bi étagées). **[4]**

I.1.2. Système à compression thermique :

I.1.2.1. Système à éjection :

Dans ce type de machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Il est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur aspirée mais aussi d'un diffuseur où le mélange se comprime et est éjecté vers le condenseur. Les installations diffèrent selon qu'on emploie des fluides chlorofluorés (les plus utilisées) ou de la vapeur d'eau.

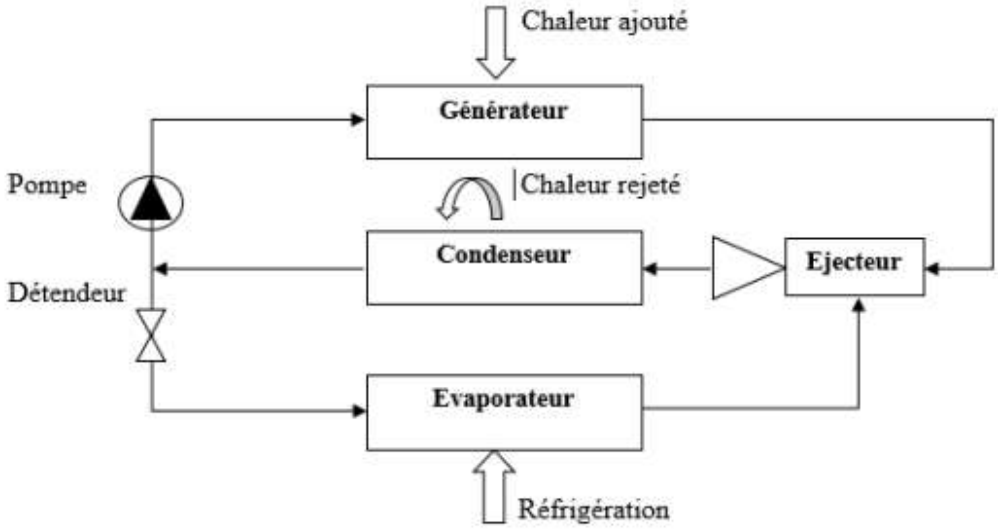


Figure I.7 : Schéma d'un système à éjection. **[5]**

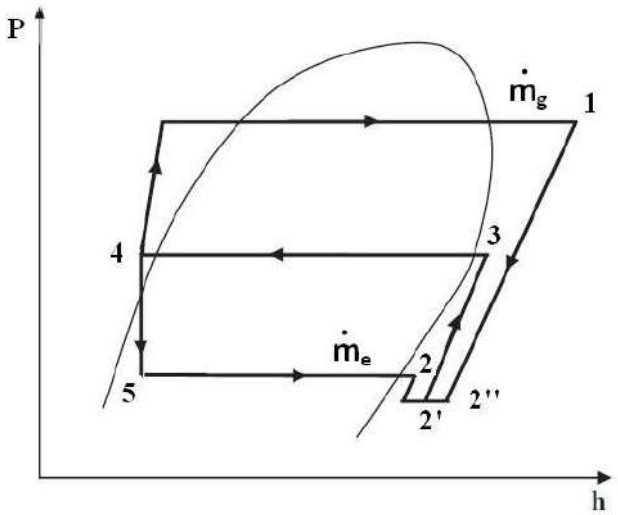


Figure I.8 : Cycle d'un système à éjection**. [6]**

- Le circuit comporte deux boucles :

• La boucle frigorifique réunissant l'évaporateur, l'éjecteur, le condenseur la bouteille de liquide et le détendeur.

• La boucle motrice réunissant d'alimentation qui réalise le transfert du liquide frigorigène vers la bouteille pu se fait sa vaporisation par chauffage avant de l'envoyer dans l'éjecteur.

I.1.2.2. Système à absorption :

Machine avec le couple (H2O-LiBr) :

Le système à absorption liquide est basé sur l'évaporation du réfrigérant (l'eau) dans l'évaporateur à très basse pression. La vapeur d'eau est alors « aspirée » dans l'absorbeur, contribuant à la dilution de la solution (H2O-LiBr).

L'efficacité du processus d'absorption nécessite un refroidissement de la solution. Cette dernière est pompée en continu dans le générateur ou elle est chauffée (chaleur Motrice). L'eau liquide, après passage dans une vanne de détente, retourne ensuite à L'évaporateur.

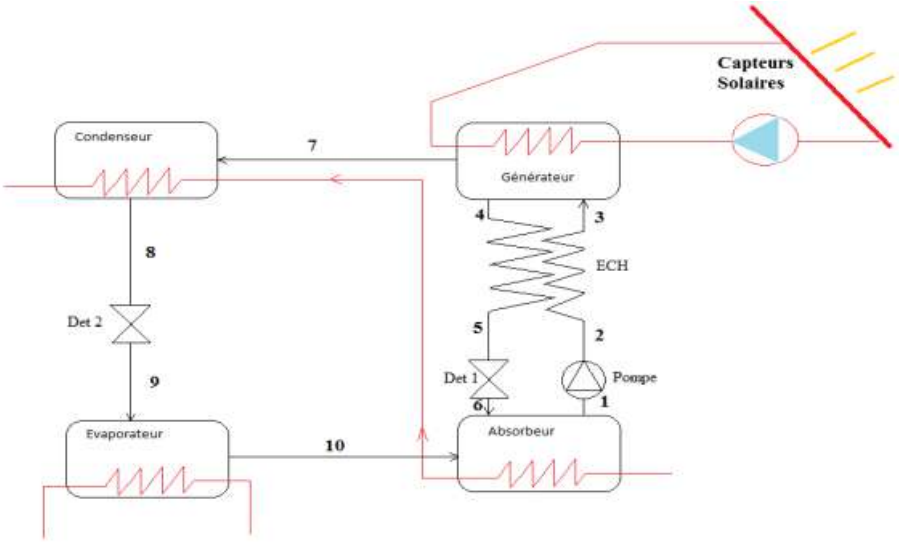


Figure I.9 : Schéma de principe d'une machine à absorption solaire (H2O/LiBr). **[7]**

H2O/LiBr :

1) La vapeur issue du désorbeur est un vapeur pur (100% eau)

2) Le point triple de Léau étant à 0°C, les machines H2O/LiBr ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement dans la climatisation.

3) L'eau constituant ici le fluide frigorigène, on notera les faibles niveaux de pression atteints, niveaux aux quels le frigoriste est malgré tout peu habitué. Lorsque la température augment, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles

conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation.

Les installations actuelles comportent généralement une ligne liquide supplémentaire (soit condenseur /absorbeur, soit évaporateur /absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure et servir de dispositif de dilution d'urgence.

• Machine avec le couple eau-ammoniac (H2O-NH3) :

Cette machine utilise la propriété que présente l'eau à basse température d'absorber L'ammoniac et de libérer par chauffage l'ammoniac absorbé (à 100°C la presque totalité du gaz a été libérée).

Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées dans un condenseur pourront assurer la production du froid désiré dans un évaporateur.

NH3/H2O :

1) Les concentrations sont généralement exprimées par rapport au frigorigène (NH3)

2) La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (quelques %) et nécessite donc la présence d'un orange supplémentaire appelé rectifieur, chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.

3) L'ammoniac constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu'à, à40°C environ). Actuellement, plusieurs installations fonctionnent à – 20°C.

I.1.2.3 : Système à adsorption :

Dans le cas des installations de froid par adsorption, le fluide frigorigène évaporé n'est pas absorbé par un solvant mais concentré (adsorbé) à la surface d'un solide (adsorbant) par application d'une force physique (physisorption) ou la création d'une liaison chimique (chimisorption).

Contrairement au système de production du froid par absorption, ce n'est pas un mélange de substances actives qui circule mais le réfrigérant seul (par exemple de l'eau) Pour les machines frigorifiques à adsorption, l'adsorbant fixe est incorporé dans L'échangeur de chaleur (par exemple silicagel)

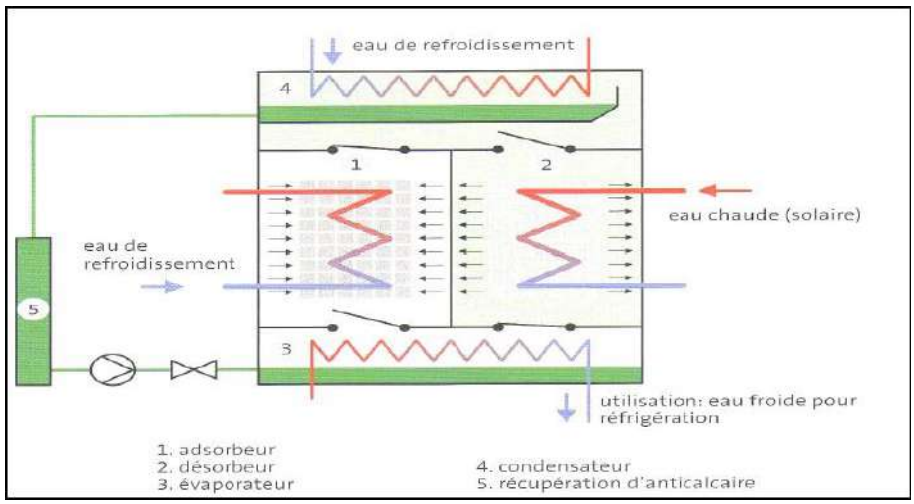


Figure I.10 : Schéma d'une installation frigorifique à adsorption. **[1]**

Les réfrigérateurs à adsorption se composent d'un récipient sous vide, subdivisé en Quatre chambres.

Dans l'évaporateur (1), le réfrigérant s'évapore sous basse pression et à basse température. La chaleur d'évaporation nécessaire est extraite de l'eau à refroidir (refroidissement de 14°C à 9°C par exemple). Les deux chambres moyennes (2 et 3) dont les échangeurs de chaleur à tuyauterie de cuivre sont enrobés de silicagel, sont : le désorbeur (2) et l'accumulateur (absorbant) (3). Ils échangent leurs fonctions après chaque cycle de réfrigération/chauffage. Dans l'adsorbant (3), la vapeur d'eau est adsorbée par le silicagel. La chaleur d'adsorption qui en résulte est évacuée vers une tour de réfrigération. Dans le désorbeur (2), par contre, le processus va en sensinverse, alimenté par de la chaleur solaire 80°C, qui chasse le réfrigérant adsorbé parle silicagel. La chambre supérieure est condenseur (4). Le réfrigérant est y condensé, puis est conduit (5) dans l'évaporateur.

Tous les composants sont reliés par des vannes à clapet actionnées automatiquement par les écarts de pression dominants, de sorte qu'un processus circulaire périodiquefermés établit. La chaleur perdue peut éventuellement être récupérée.

Chapitre 02

Machine à absorption

II.1. Historique [8] :

A la fin du XIX siècle quatre types de machines frigorifiques sont proposés sur le marché et parmi elles, la machine à absorption. Elle est apparue chronologiquement en 3ème position, après la machine à compression - évaporation de vapeur liquéfiable et les machines à détente d'air préalablement comprimé mais avant les machines à évaporation d'eau sous pression réduite qui n'existent presque plus. En 1850 Ch. TELLIER construit une armoire frigorifique directement refroidie par une machine à absorption utilisant l'ammoniac. Aucun brevet n'est pris, faute d'argent. Presque simultanément (1859), Ferdinand CARRE construit une machine basée sur le même principe et, plus fortuné, prend un brevet.

Cette machine à glace présentée à l'exposition universelle de LONDRES, en 1862 remporte un vif succès qui ouvre la voie à de nombreuses installations industrielles dans différents pays mais surtout aux ETATS-UNIS. Parmi les causes des premiers succès de la machine à absorption, il faut souligner la supériorité du fluide frigorigène choisit par F. CARRE (l'ammoniac) comparée aux Ethers des machines à compression. En 1860 par ce principe, les machines produisent jusqu'à 100 kg de glace par heure. Pendant la guerre de Sécession (1861-1865) Daniel HOLDEN et Thomas RANKIN développent et perfectionnent la machine "CARRE" (60 tonnes de glace par jour). A partir de 1875 ces machines ne cessent de prendre de l'ampleur.

On s'intéresse aussi à l'utilisation de l'énergie thermique perdue, comme énergie motrice (vapeur d'échappement, gaz brûlés, etc..). Des recherches ont lieu sur les mélanges binaires autres que l'ammoniac - eau (étude d'Edmond ALTENKIRCH). Entre deux guerres, c'est l'hégémonie du compresseur. Néanmoins la machine à absorption rencontre un regain de faveur, vers 1930, grâce à la découverte d'un nouveau mélange eau-bromure de lithium ou l'eau est le fluide frigorigène. (Société SERVEL pour des petites et moyennes machines, Société CARRIER pour les grosses unités, 2 millions de frigories par heure).

II.2. Différents cycles à absorption [8] :

II.2.1. Système à absorption à simple effet :

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, la figure II.1 montre le schéma du principe d'une machine fonctionnant avec le couple H2O/LiBr. Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme NH3 dans le couple NH3/H2O, l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigèrent avant de l'introduire dans le condenseur.

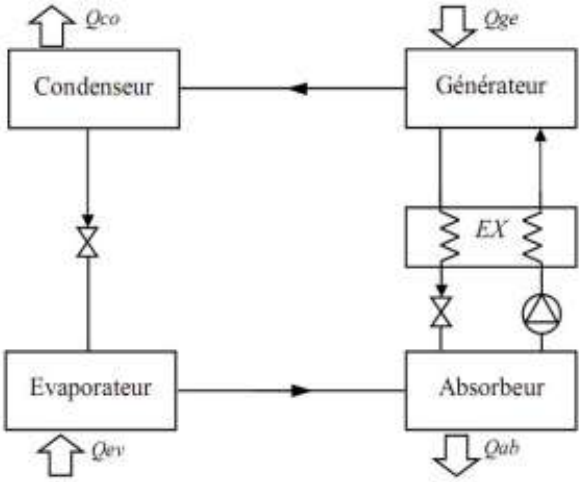


Figure II.1 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de Réduire la chaleur fournie au générateur. **[9]**

II.2.2. Système à absorption à plusieurs effets :

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958, la figure II.2 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 à la génératrice basse pression ce qui permet la séparation d'avantage du frigorigène. Ce cycle fonctionne à trois niveaux de pression. La pression dans le 1er générateur peut être très importante ce qui nécessite des températures élevées pour permettre la séparation et, en plus, il y a risque de dépassement de la plage de solubilité du mélange utilisé donc il faut choisir correctement le fluide de travail. Ce problème ne se pose pas dans le cas du bromure de lithium.

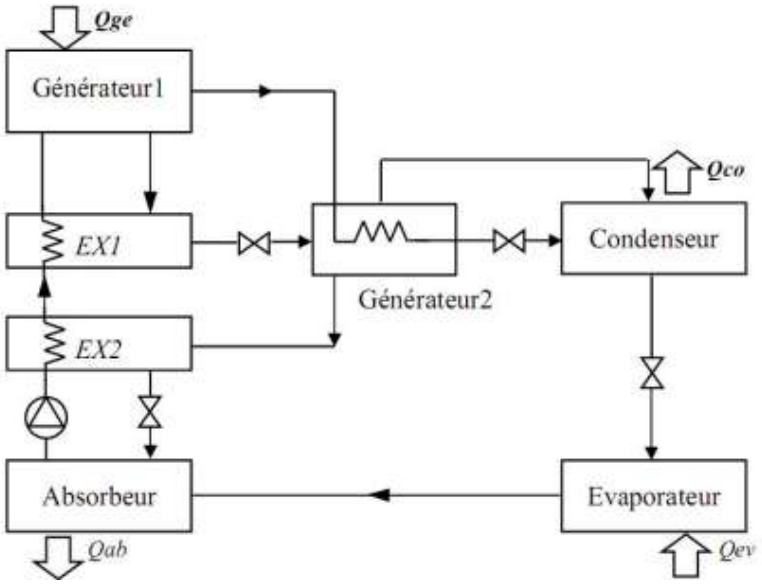


Figure II.2: Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à trois Niveaux de pression). **[9]**

II.3. Principe et couples binaires [10] :

II existe d'autres couples mais ils sont de très loin moins utilisés que les deux premières cités.

Le principe de fonctionnement de ces machines repose sur la théorie et les propriétés des mélanges binaires (ou couples binaires).

Les mélanges utilisés dans ces machines comprennent un « solvant » et un « fluide frigorigène » qui en un certain point du cycle est « absorbé » par le solvant, d'o le nom donné à ce type de machine, et en un autre point est libérée du solvant.

Afin d'obtenir ce résultat, il est nécessaire que le solvant présente à basse température une très grande affinité pour le fluide frigorigène.

Lorsque la température du mélange s'élève, cette affinité diminue et il y a dégagement du fluide frigorigène du solvant.

Les deux principaux couples binaires utilisés industriellement sont :

- Eau - Ammoniac ;

- Bromure de lithium - Eau.

II.3.1. Machine industrielle eau-ammoniac [10] :

Cette machine utilise la propriété que présente l'eau à basse température d'absorber l'ammoniac (1000 fois son volume à 0 °C) et de libérer par chauffage l'ammoniac absorbé (à 100 °C la presque totalité du gaz a été libérée).

Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées dans un condenseur pourront assurer la production du froid désiré dans un évaporateur.

II.3.1.1. Description :

Une telle machine comprend (figure II.3) :

- un bouilleur (1) dans lequel sera chauffée la solution ammoniacale ;
- un rectificateur séparateur d'eau (2) retenant les gouttelettes d'eau entraînées par l'ammoniac
- un condenseur (3) ;
- un détendeur (4) ;
- un évaporateur (5) ;
- un absorbeur (6) ;

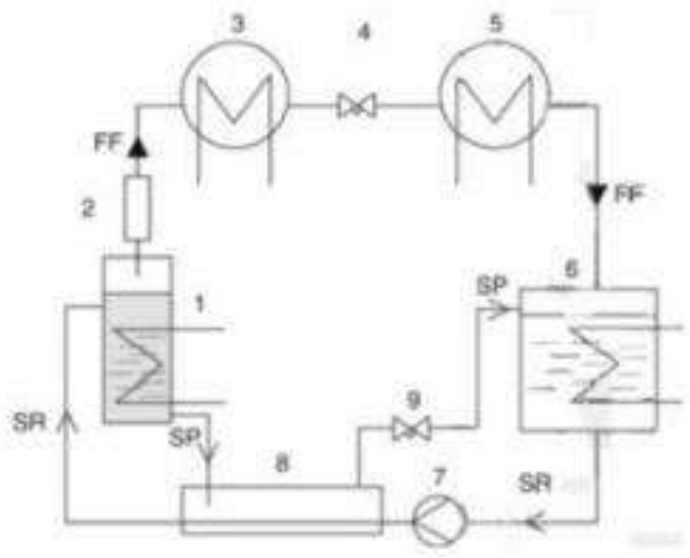


Figure II.3 : Schéma de principe d'une machine à absorption industrielle eau-ammoniac.

[10]

SR : solution riche. SP : solution pauvre. FF : fluide frigorigène.

- une pompe de circulation de solution (7) ;
- un échangeur thermique (8) ;
- un robinet régleur de débit de solution (9).

II y a deux circuits distincts : le circuit du fluide frigorigène (ammoniac) et le circuit des solutions (mélanges d'eau et d'ammoniac)

II.3.1.2. Fonctionnement :

La solution eau-ammoniac est chauffée dans le bouilleur (1) par l'échangeur de chaleur alimenté en fluide chaud.

La solubilité de l'ammoniac dans l'eau diminuant, l'ammoniac gazeux se dégage de la solution sous une pression très voisine de sa tension de vapeur saturante à la température de la solution en ébullition (réaction endothermique).

La solution restant dans le bouilleur s'appauvrit en ammoniac d'où son nom de *solution pauvre*. L'ammoniac gazeux se sépare des gouttelettes d'eau entraînées mécaniquement par le fluide dans le rectificateur-séparateur (2) et va se condenser dans le condenseur (3).

L'ammoniac liquide est admis a travers le détendeur (4) dans l'évaporateur (5) où il se vaporise sous la pression $\mathbf{p_0}$ correspondant a sa température $\boldsymbol{\theta_0}$ d'évaporation.

Les vapeurs provenant de cette ébullition sont acheminées vers l'absorbeur (6) et sont mises en contact avec la solution pauvre venant du bouilleur et dont le débit est réglé par le robinet de réglage (9).

La solution ammoniacale pauvre s'est ainsi enrichie par absorption d'ammoniac et est dénommée *solution riche.*

L'absorbeur est maintenu à une température voisine de la température ambiante par une circulation d'eau dans l'échangeur qu'il contient, afin de favoriser au maximum la dissolution de l'ammoniac dans la solution pauvre.

Cette circulation d'eau permet également d'éliminer à l'extérieur du système la chaleur provenant de la dissolution de l'ammoniac dans l'eau (réaction exothermique).

La solution riche est ensuite prise en charge par une pompe (7) permettant de compenser la différence de pression existant entre l'absorbeur et le bouilleur.

Le seul organe mécanique de l'installation est la pompe à solution (7).

Nous avons donc circulation de deux fluides :

- *L'ammoniac* pratiquement pur qui, entre la sortie du bouilleur et l'entrée à l'absorbeur, subit les transformations habituelles d'un fluide frigorigène ;
- La *solution ammoniacale*, alternativement pauvre et riche, qui circule entre le bouilleur et l'absorbeur.

L'échangeur thermique (8) a pour but d'améliorer 1e rendement de la machine en refroidissant la solution pauvre avant son admission à l'absorbeur, et en réchauffant la solution riche avant son retour au bouilleur, les deux solutions circulant à contrecourant dans l'échangeur de chaleur.

Les robinets de réglage (4) (détendeur) et (9) (réglage du débit de solution), ainsi que 1a pompe (7), assurent la délimitation des circuits haute et basse pressions, rôle que jouait à lui seul le détendeur dans les machines à compression mécanique.

Nous avons donc :

- sur le circuit haute pression : bouilleur, rectificateur-séparateur, condenseur ;
- sur le circuit basse pression : évaporateur, absorbeur.

II.3.2. Machines à absorption bromure de lithium-eau [10] :

Ils sont des machines dans lesquelles on utilise l'affinité du bromure de lithium pour l'eau, le bromure de lithium étant le solvant et l'eau agissant en tant que fluide frigorigène.

Les puissances frigorifiques de ces machines peuvent être très élevées (plusieurs milliers de Kilowatts). Elles sont très utilisées en conditionnement d'air.

L'innocuité du fluide frigorigène (eau) a contribué a leur développement ainsi que certaines simplifications de matériels rendues possibles grâce aux caractéristiques physiques de l'eau.

II.3.2.1. Description :

La machine comporte toujours les organes essentiels déjà cités (figure II.4) :

- le bouilleur (1) ;
- le condenseur (3) ;

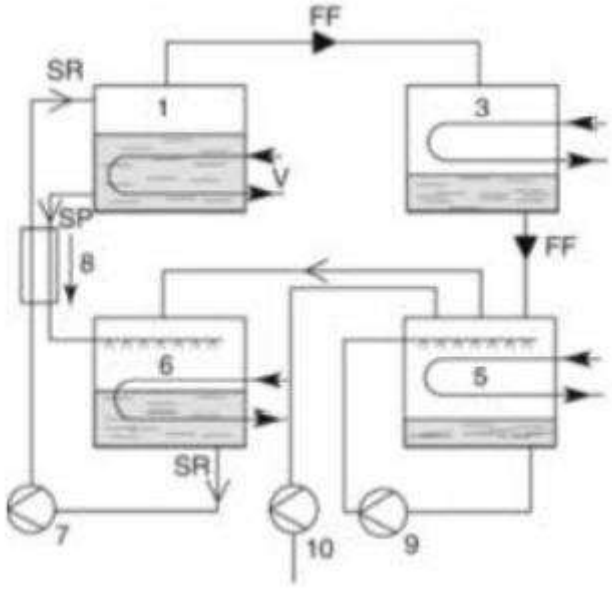


Figure II.4 : Schéma de principe d'une machine à absorption eau-bromure de lithium**. [10]**
SR : solution riche. SP : solution pauvre. FF : fluide frigorigène

- L'évaporateur (5) ;
- L'absorbeur (6) ;
- L'échangeur (8) ;
- La pompe de circulation de solution (7).

L'examen du schéma de principe de cette machine nous permet de constater que le rectificateur séparateur d'eau a disparu, sa fonction étant inutile compte tenu de la nature du fluide frigorigène.

Par contre, nous voyons apparaitre une pompe (9) dont le rôle est d'assurer une circulation de l'eau qui doit se vaporiser dans l'évaporateur dans des pulvérisateurs destinés a

accroitre la surface de contact entre l'eau (fluide frigorigène) et l'échangeur fournissant l'eau glacée.

Une troisième pompe (10) assure la purge des gaz incondensables.

II.3.2.2. Fonctionnement :

Figure II.5 : la solution eau-bromure de lithium chauffée dans le bouilleur (1) libère par chauffage

L'eau sous forme de vapeur, la solution restante s'appauvrit en eau.

La vapeur d'eau libérée est condensée dans le condenseur (3) d'où elle est ensuite acheminée vers l'évaporateur (4) où elle se vaporise.

La vapeur d'eau produite est absorbée par la solution pauvre (en provenance du bouilleur) dans l'absorbeur (5). La solution s'enrichit en eau. La pompe (7) assure le retour de cette solution au bouilleur pour un nouveau cycle.

Les faibles pressions régnant, dans le bouilleur et 1e condenseur d'une part (pression absolue 1,6 bar en moyenne), dans l'évaporateur et absorbeur d'autre part (environ 800 Pa), ont permis de fabriquer ces machines :

- en deux blocs se présentant sous 1a forme de cylindres, avec dans un cylindre 1e bouilleur et le condenseur et dans le deuxième cylindre l'évaporateur et l'absorbeur ; seules restent les canalisations du circuit de solution entre les deux cylindres ;
- dans un seul cylindre, le bouilleur, le condenseur, l'évaporateur et l'absorbeur étant alors regroupés.

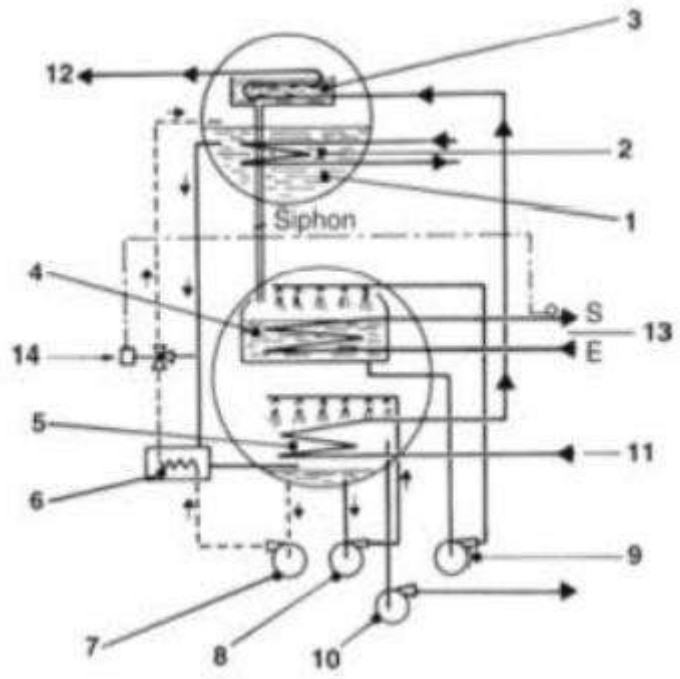


Figure II.5 : Machine à double corps. **[10]**

1 : bouilleur. 2 : serpentin de chauffage. 3 : condenseur.

4 : évaporateur. 5 : absorbeur. 6 : échangeur de chaleur.

7 : pompe de circulation de la solution pauvre. 8 : pompe de pulvérisation (absorbeur).

9 : pompe de pulvérisation (évaporateur). 10 : pompe de purge.

11 : entrée d'eau de condensation et de refroidissement de l'absorbeur. 12 : sortie d'eau.

13 : entrée et sortie du médium à refroidir. 14 : robinet thermostatique à trois voies.

II.4. Structures Et Composants [8] :

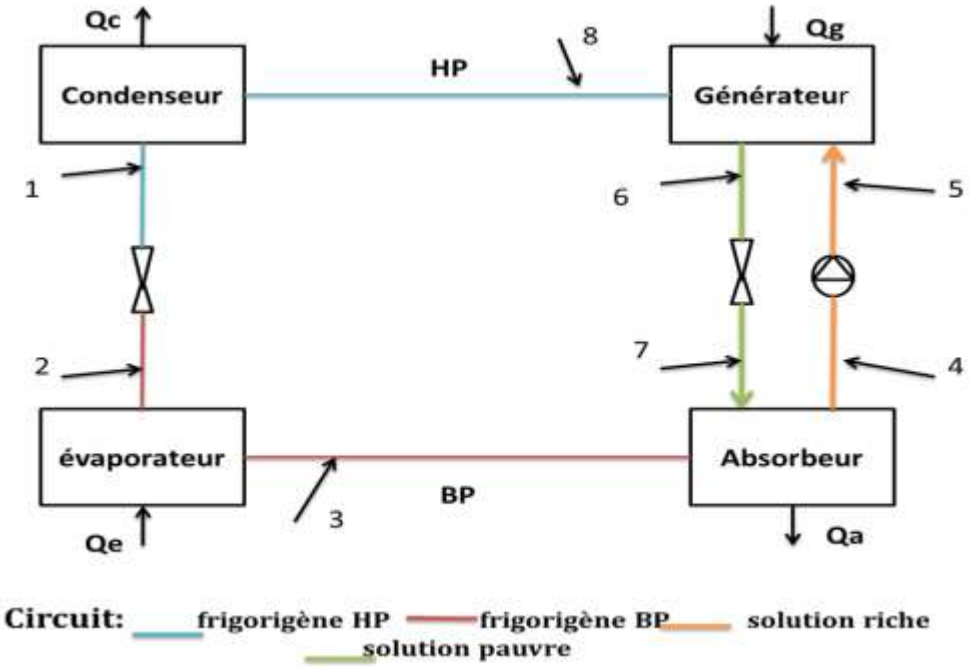


Figure II.6 : structure d'une machine à absorption. **[8]**

Le bouilleur ou désorbeur : la solution riche en frigorigène (au point 5) y reçoit la quantité de chaleur à une température *Tg* 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 en frigorigène (au point 6). Cet organe effectue donc une séparation. En général, la vapeur d'ammoniac passé 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 *To* 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 à la température *Tc*

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 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 *Te*.

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 dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température *Ta*. 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).

II.5. Coefficient de performance thermique [11] :

Le coefficient de performance est un critère qualitatif caractérisant la fiabilité de la machine. Similairement au cycle frigorifique à absorption classique (à simple effet). Un coefficient de performance pour le cycle à absorption est défini comme suit :

II.5.1. Coefficient de performance théorique :

Le coefficient de performance du cycle de référence de Carnot est exprimé par la relation suivante :

$$COP_C = \frac{Qe}{Qg} = \frac{Te}{Tg}.\frac{Tg-Ta}{Ta-Te} \qquad \text{II.1}$$

Avec Ta, Te et Tg les températures supposées constantes au niveau de l'absorbeur, l'évaporateur et le générateur, respectivement.

II.5.2. Coefficient de performance pratique :

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

$$COP_{th} = \frac{Qévap}{Qgen + Wpompe} \qquad \text{II.2}$$

$Q_{évap}$: Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Q_{gen} : La quantité de chaleur absorbée par générateur.

W_{popmpe} : Le travail de la pompe de solution.

II.6. Diagramme thermodynamique utilisés dans les cycles d'absorption [11] :

Les deux diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption sont le diagramme d'Oldham et le diagramme de Merkel.

II.6.1. Diagramme d'Oldham [12] :

La loi d'équilibre des mélanges peut être approchée, grâce à un modèle mathématique : Log P Avec la température et la pression d'un système à l'équilibre. A, B coefficients calculés en fonction du titre, pour un mélange particulier. Les premiers termes ont les poids les plus forts, le graphe de log P =f(x) coïncide avec des droites définies pour différentes valeurs de la concentration X. Ce diagramme donne la pression en fonction de la température pour différentes solutions avec des titres donnés quel que soit l'état de la solution (liquide ou vapeur).

Toutefois, dans l'application à la machine frigorifique à absorption, seul l'état liquide des solutions est considéré. Le diagramme d'Oldham est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude de la solution. Il donne la teneur de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression.

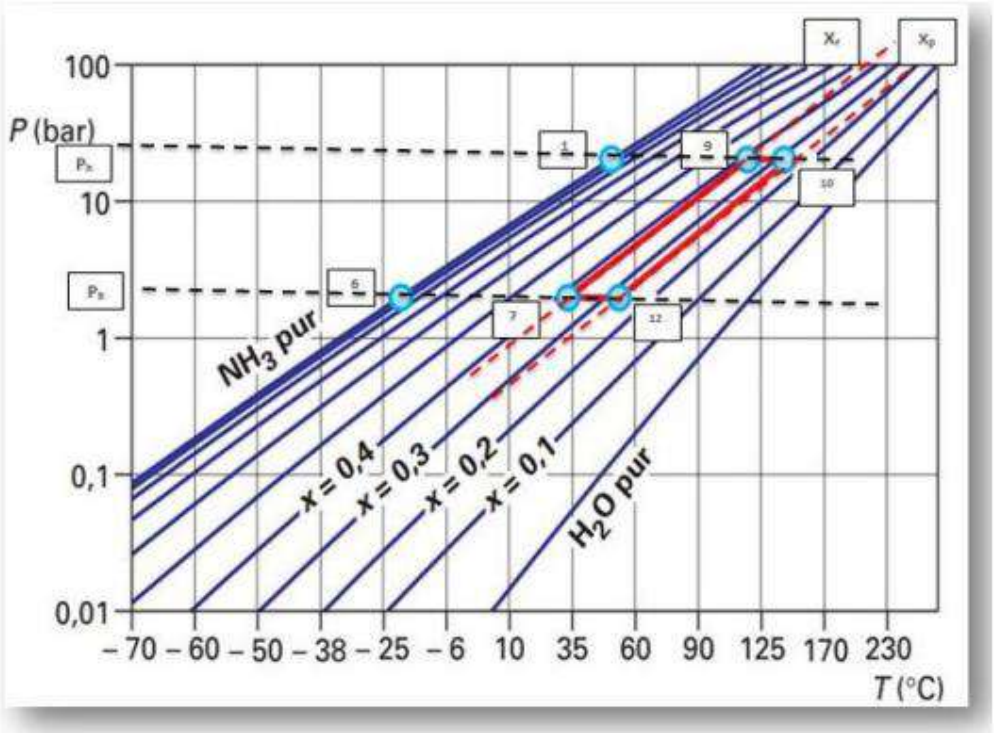


Figure II.7 : Diagramme d'Oldham du couple NH3/H2O. **[12]**

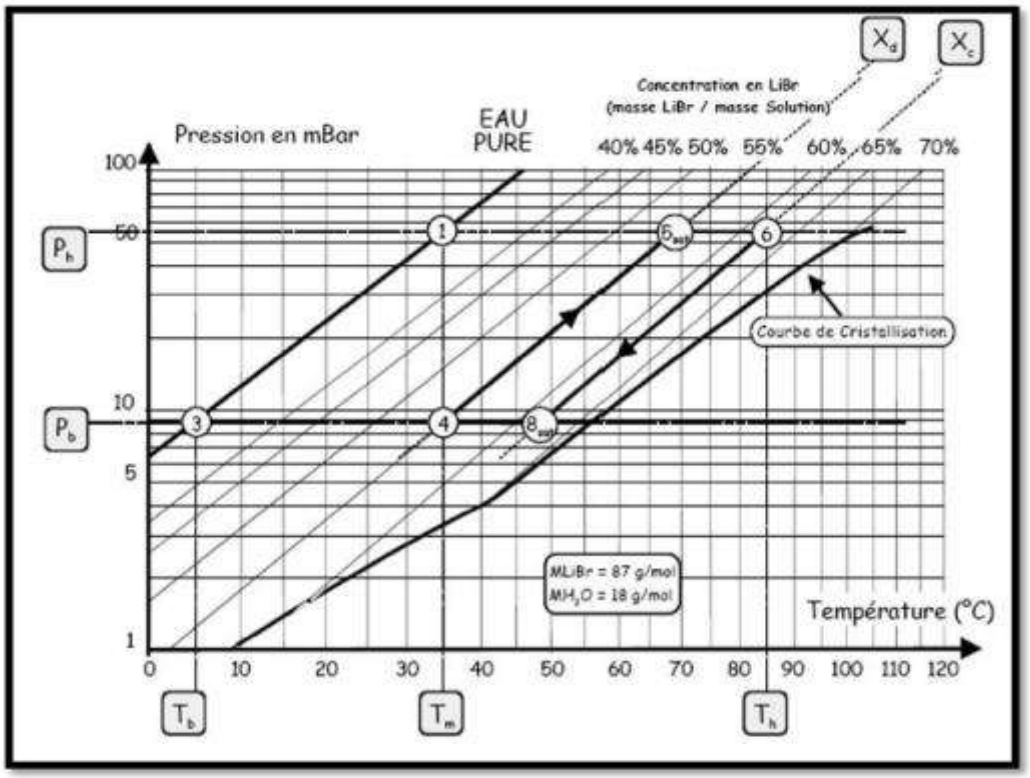


Figure II.8 : Diagramme d'Oldham du couple (H2O-LiBr). **[11]**

II.6.2. Diagramme de Merkel [11] :

Le diagramme de Merkel est complémentaire à celui d'Oldham, il permet de mieux étudier le système à absorption en fournissant les informations sur les enthalpies et les températures en chaque point de l'installation, il est paramétré en pression et température pour la solution et en pression pour la vapeur, il suffit de placer les points 1,3,4,5,6,8 qu'on venait de voir.

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. [12]

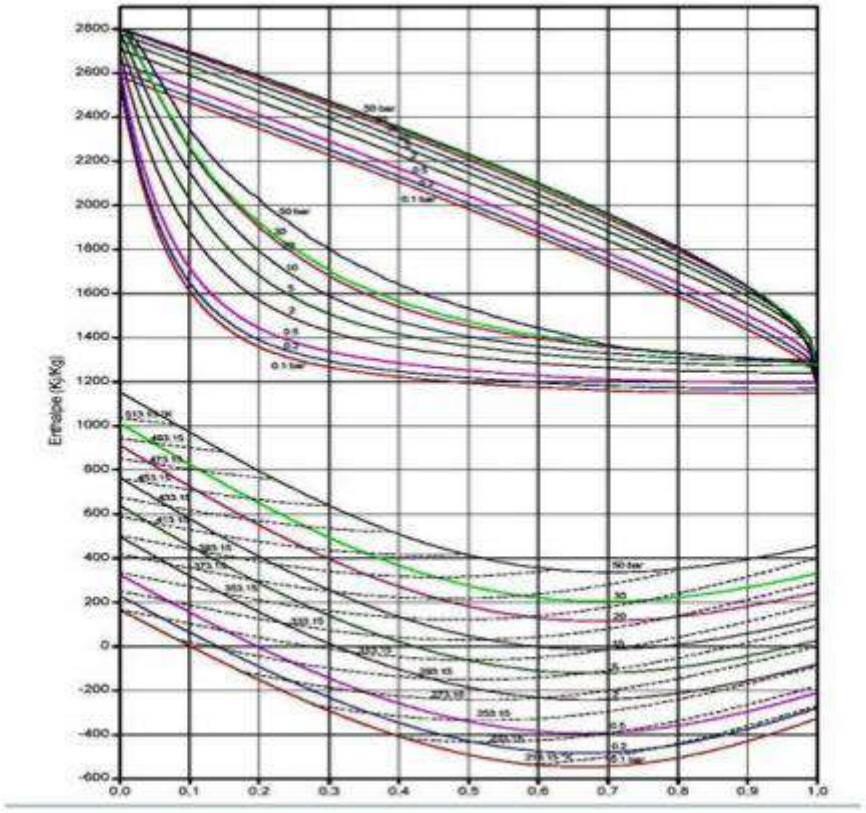


Figure II.9 : Diagramme de Merkel (NH3/H2O). **[12]**

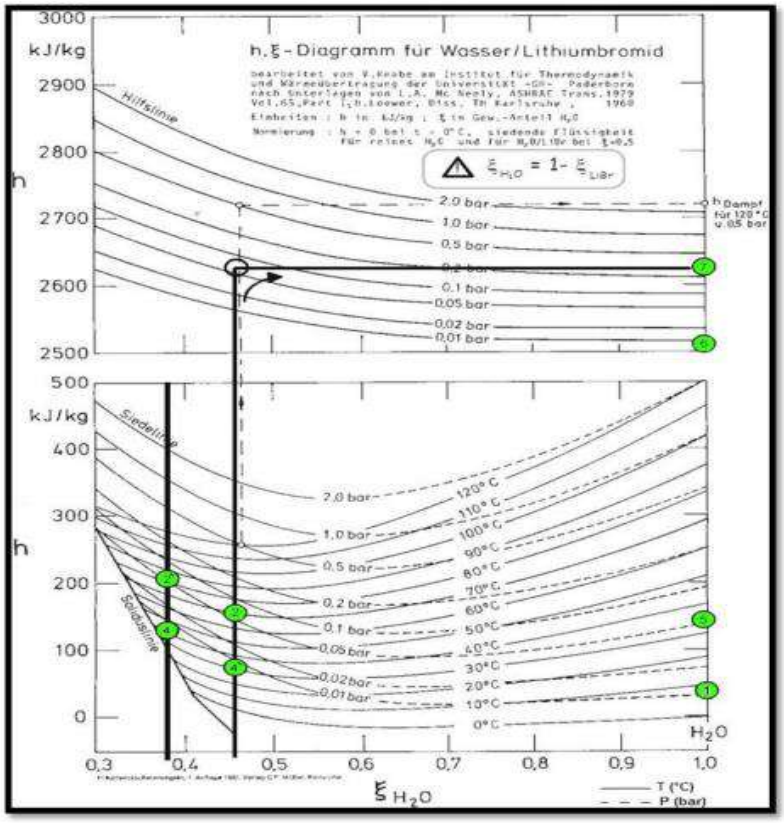


Figure II.10 : Diagramme de Merkel du couple (H2O-LiBr). **[11]**

III.7. Exemple d'étude des bilans massique et énergétique de l'installation de réfrigération d'une machine à absorption (NH3/H2O) [12] :

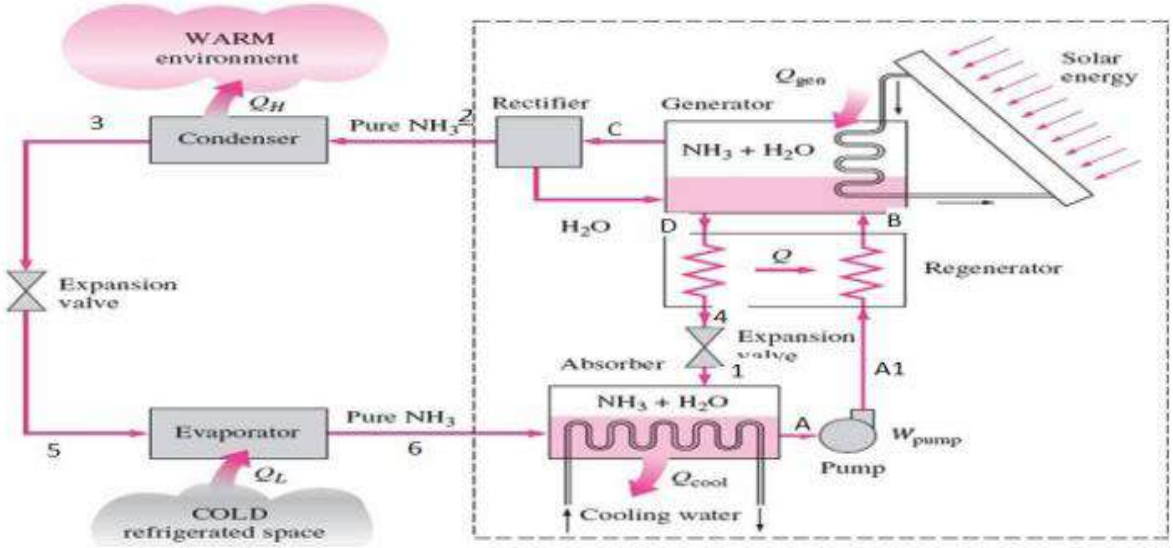


Figure II.11 : Schéma du cycle frigorifique à absorption simple. **[12]**

III.7.1 Mise en équation [12] :

La modélisation thermodynamique réalisée pour les différents cycles frigorifiques se base sur le premier principe de la thermodynamique, la forme générale des équations de conservation de l'énergie et de la masse sont telles que :

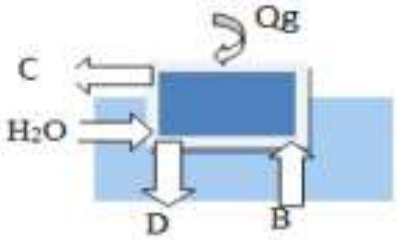
$$\sum \dot{m}_l = \sum \dot{m}_e \qquad \text{II.3}$$

$$\sum \dot{m}_i x_i = \sum \dot{m}_e x_e \qquad \text{II.4}$$

$$\sum Q + \sum W = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \qquad \text{II.5}$$

Ainsi, les équations détaillées pour le cas du cycle simple effet (NH3/H2O) s'écrivent :

Générateur :

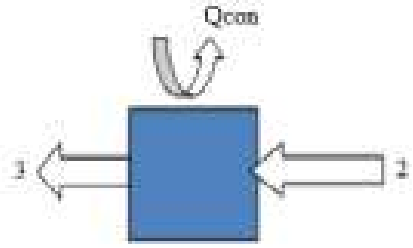


$$\dot{m}_B + \dot{m}_{H2O} = \dot{m}_c + \dot{m}_D \qquad \text{II.6}$$

$$x_B \dot{m}_B + x_{H2O} \dot{m}_{H2O} = x_c \dot{m}_c + x_D m_D \qquad \text{II.7}$$

$$Q_{gen} = \dot{m}_c h_c + \dot{m}_D h_D - (\dot{m}_B h_B + \dot{m}_{H2O} h_{H2o}) \qquad \text{II.8}$$

Condenseur :

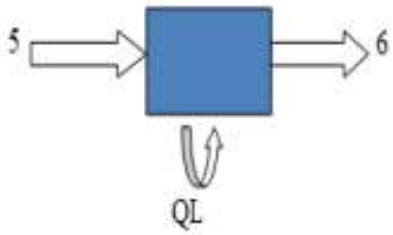


$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \qquad \text{II.9}$$

$$x_2 \dot{m}_2 = x_3 \dot{m}_3 \qquad \text{II.10}$$

$$Q_{Con} = \dot{m}_2 h_2 - m_3 h_3 \qquad \text{II.11}$$

Evaporateur :

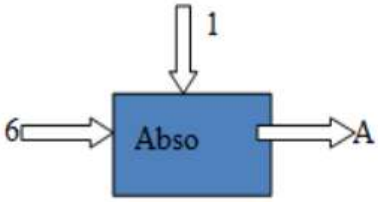


$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ II.12

$x_5\dot{m}_5 = x_6\dot{m}_6$ II.13

$Q_{ev} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5$ II.14

Absorbeur :

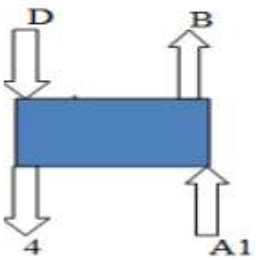


$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_A$ II.14

$x_1\dot{m}_1 + x_6\dot{m}_6 = x_A\dot{m}_A$ II.15

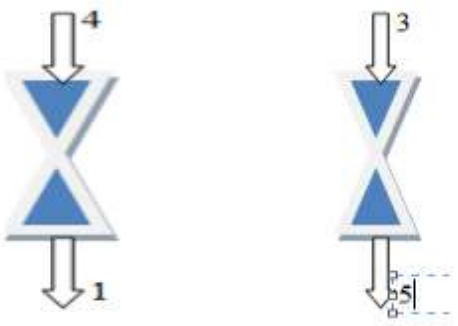
$Q_{Abso} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_A h_A$ II.16

Echangeurs de chaleur :



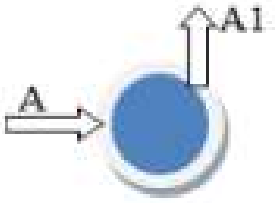
$$\eta_{ech} = \frac{(h_B - h_{A1})}{(h_D - h_4)} \qquad \text{II.17}$$

Vannes de détente :



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$$
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5$$
$$Q_{1-4} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1 = 0 \qquad \text{I.18}$$
$$Q_{3-5} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_3 h_3 = 0$$

Pompe :



$$Wp = \dot{m}(hA_1 - hA) \qquad \text{II.19}$$

Apres avoir écrit le bilan enthalpique et massique par le cycle (NH3/H2O) on évalue le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournit au générateur plus le travail de la pompe de solution. Le coefficient de performance est donné par l'équation suivante :

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_P} \qquad \textit{II.20}$$

D'où :

Q_E : la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Q_G : la quantité de chaleur absorbée par le générateur.

W_P : le travail de la pompe de solution.

Chapitre 03

Modélisation, résultats et discussion

III-1) modélisation [13]

C'est une représentation simplifiée d'un système réel ou théorique à un certain point dans le temps ou dans l'espace destiné à fournir une compréhension du système.

III-2) simulation [13]

La manipulation d'un modèle de telle manière qu'il opère dans le temps ou l'espace pour le résumer

La simulation de processus est la représentation d'un processus chimique par un modèle mathématique, qui est ensuite résolu pour obtenir des informations sur la performance du procédé chimique

La simulation est capable de :

Permettre de percevoir les interactions qui seraient autrement apparentes en raison de leur séparation dans le temps ou dans l'espace.

III-2-1) : Avantages de la modélisation et simulation [13]

• Il choisit bien :

– vous permet de tester chaque aspect d'un changement ou d'un ajout proposé sans engager de ressources pour leur acquisition.

• Il comprime et étend le temps :

– permet d'accélérer ou de ralentir des phénomènes pour mieux les étudier.

• Il comprend pourquoi :

– Les managers veulent souvent savoir pourquoi certains phénomènes se produisent dans un système réel.

– vous permet de déterminer les réponses aux questions « pourquoi » en reconstruisant (rejouant) la scène et en examinant de plus près ce qui s'est passé pendant la course.

• Il spécifie les exigences :

– peut être utilisé pour déterminer les exigences d'une conception de système en simulant différentes configurations possibles d'un système.

• Il forme l'équipe :

– peut fournir une excellente formation

Lors de la formation, l'équipe fournit des éléments de décision à la simulation au fur et à mesure de sa progression et observe les résultats.

– Une fois la simulation terminée, une évaluation plus approfondie peut être fournie par un examen après action.

• Il construit le consensus :

– Au lieu de dire l'opinion d'une personne sur un système, vous montrez en fait comment le système fonctionne, alors fournissez une opinion objective.

• il prépare le changement :

– En utilisant la modélisation et la simulation, vous pouvez poser des questions hypothétiques. Pour déterminer les améliorations futures et les nouvelles conceptions d'un système.

III-2-2) Inconvénients de la modélisation et simulation [13]

• La construction de modèles nécessite une formation spéciale :

– La modélisation et la simulation est un art qui s'apprend au fil du temps et de l'expérience.

– Deux modèles du même système développés par deux individus différents peuvent avoir des similitudes, mais il est peu probable qu'ils soient identiques.

– La construction d'un modèle réaliste peut nécessiter une connaissance du domaine qui ne peut être acquise que par un expert en la matière.

• Les résultats de la simulation peuvent être difficiles à interpréter :

– La plupart des résultats de simulation étant essentiellement des variables aléatoires

Il peut être difficile de déterminer si une observation est le résultat d'interrelations du système ou simplement aléatoire.

• La modélisation et l'analyse de la simulation peuvent être chronophages et coûteuses :

– L'économie de ressources pour la modélisation et l'analyse peut entraîner une simulation insuffisante pour le problème, et peut consommer du temps, des efforts et de l'argent pour rien.

III-3) Présentation du logiciel Aspen Plus [14]

Les logiciels ASPEN « Advanced System for Process Engineering » : sont conçus par AspenTech, entreprise basée au Massachusetts, USA. Fondée en 1981, AspenTech est née d'un projet de recherche commun entre l'institut de technologie du Massachusetts (MIT) et le département de l'Energie des Etats-Unis d'Amérique (DOE)

Parmi ses principaux logiciels se trouve Aspen Plus, c'est un outil de modélisation ayant trait à la conception, l'optimisation et le suivi des performances de la plupart des procédés industriels. Il prédit le comportement des processus en utilisant des relations d'ingénierie telles

que les bilans de masse et d'énergie, l'équilibre de phase et chimique, ainsi que la cinétique de réaction.

Aspen plus permet la modélisation en mode permanent. Son interface est basée sur une bibliothèque de modèles Fortran lisibles par l'utilisateur et modifiables. Il dispose d'une base de données des propriétés thermodynamiques et chimiques pour une grande variété de composés chimiques, et des modèles thermodynamiques pour la simulation des systèmes thermiques. Les études **Palacios-Bereche** et **Nebra** et **Nsafu**l et **al** ont montré qu'Aspen convient à la simulation de systèmes de cogénération avec des résultats précis.

La machine à absorption sur ASPEN aura l'avantage sur les programmes utilisés couramment comme EES d'être modifiable aisément et d'être intégrable dans d'autres procédés tels que celui fournissant les rejets de chaleur.

La simulation est effectuée en spécifiant :

1) Définir les bloques et les flux de procédé qui circulent entre ces bloques (flux de matières, flux de travail ou flux de chaleur)

2) Préciser les composants chimiques du procédé. Ils peuvent être tirés des données d'Aspen Plus ou définis.

3) Choisir les modèles thermodynamiques appropriés parmi ceux disponibles dans Aspen Plus, pour définir les propriétés physiques des composants et des mélanges dans le processus.

4) Spécifier les débits des composants et les conditions thermodynamiques (par exemple, la température et la pression) des débits d'entrée au procédé.

En fin, Aspen Plus calcule les débits, les compositions et les conditions d'état de tous les flux de matières de sortie, ainsi que la chaleur et la production de travail.

III-4) L'étude d'une machine frigorifique à absorption (H2O/LiBr) par Aspen Plus

Ce chapitre se compose de deux parties principales :

- La modélisation et la simulation d'une machine frigorifique du couple (H2O/LiBr) ;
- Discussion des résultats obtenues de cette étude.

III-5) Modélisation et simulation de la machine frigorifique à absorption :

III-5-1) Modèle de simulation :

Le modèle développé pour la machine à absorption est représenté sur la **Figure III.1**. Le **tableau III.1** résume les blocs utilisés par Aspen-Plus pour les différents composants de la machine ainsi que les entrées et paramètres données utilisées dans ces composants pour la simulation effectuée.

Les points d'état montrés à la Figure 4.4 ci-dessous, sont définis comme suit. La sortie de l'absorbeur (ABS) est le point d'état 9, la sortie de la pompe est le point d'état 2 menant au bouiller dont la sortie est le point 3, la sortie de solution du bouilleur menant au détendeur 2 (DET2) est le point d'état 3, la sortie du détendeur 2 (DET2) menant au l'absorbeur est le point d'état 4, la sortie de vapeur du bouilleur est le point d'état 5 ; la sortie du condenseur est le point d'état 6, menant au détendeur 1 (DET1) dont la sortie est le point d'état 7, la sortie de l'évaporateur et menant à l'absorbeur est le point d'état 8.

- Le fluide frigorigène circule dans : 5, 6, 7, 8 ;
- La solution riche circule dans : 1, 2 ;
- La solution pauvre circule dans : 3, 4.

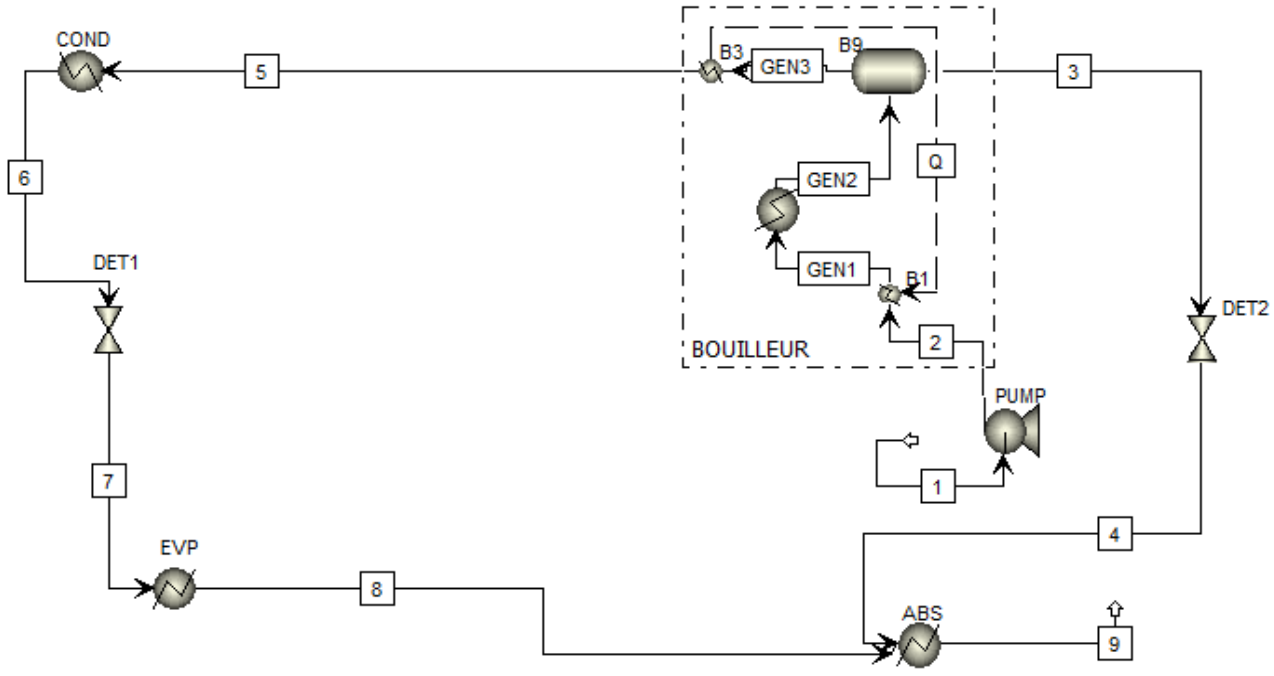


Figure III-1 : machine à absorption modélisée par Aspen-Plus.

Composant	Bloc Aspen-Plus	Les données d'entrée

Absorbeur (ABS)	HEATER block	Température : 32.7°C Pressure-drop coorelation parameter : 0
Bouilleur	FLASH block et 3 HEATER block	Température :(90-120) °C Pression : 7460 N/sqm Pressure-drop coorelation parameter : 0
Condenseur (COND)	HEATER block	Température :(30-39)°C, Vapor fraction : 0
Détendeur (DET1)	VALVE 2	Outlet Pressure : 672 N/sqm
Détendeur (DET2)	VALVE 2	Outlet Pressure : 672 N/sqm
Evaporateur (EVP)	HEATER block	Température : (2-10) °C Pressure-drop coorelation parameter : 0
Pompe (PUMP)	PUMP	Discharge pressure : 7640 N/sqm Efficiencies: - Pump: 1 - Driver: 1 **Point d'état 1:** - Pressure: 672 N/sqm - Total mass flow: 1 kg/s - Vapor fraction: 0 - H2O mass fraction = 0.426 - LIBR mass fraction = 0.574

Tableau III.1 : composants de la machine et leurs modèles dans Aspen-Plus avec les données d'entrée correspondantes.

La modélisation d'un processus dans ASPEN-PLUS dépend du bon choix des blocs équivalents de la palette de modèles pour les chaque composants de la machine frigorifique.
Les composants de la structure sont montrés comme ci-dessous :

- **La Pompe :**

La pompe est située entre les points d'état 1 et 2 (Figure III.2), la valeur de l'efficacité de la pompe (100 %) est utilisée (effet négligeable sur le cycle), Les données d'entrée pour ce modèle sont :

- Pression à la sortie de la pompe : 7640 N/sqm
- Efficacité isentropique : 1
- Spécifications du point d'état 1 :

  Pressure: 672 N/sqm;

  Total mass flow: 1 kg/s;

  Vapor fraction: 0;

  H2O mass fraction = 0.426;

  LIBR mass fraction = 0.574.

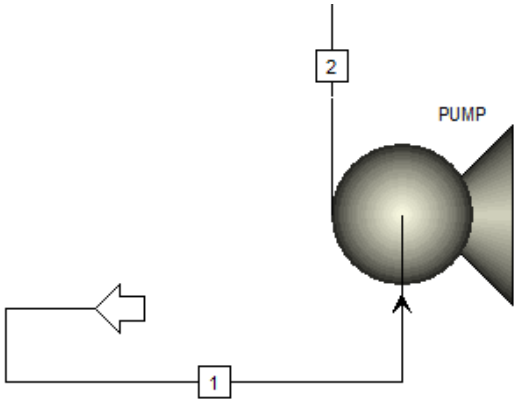


Figure III.2 : Modèle de pompe en Aspen-Plus.

- **Le Bouilleur :**

Situé entre les points 2 et 5, nous avons utilisé un FLASH relié par un HEATER pour modéliser un bouilleur (Figure III.3). Les données d'entrée pour ce modèle sont :

- Température :(90-120) °C ;
- Pression : 7460 N/sqm ;
- Pressure-drop coorelation parameter : 0.

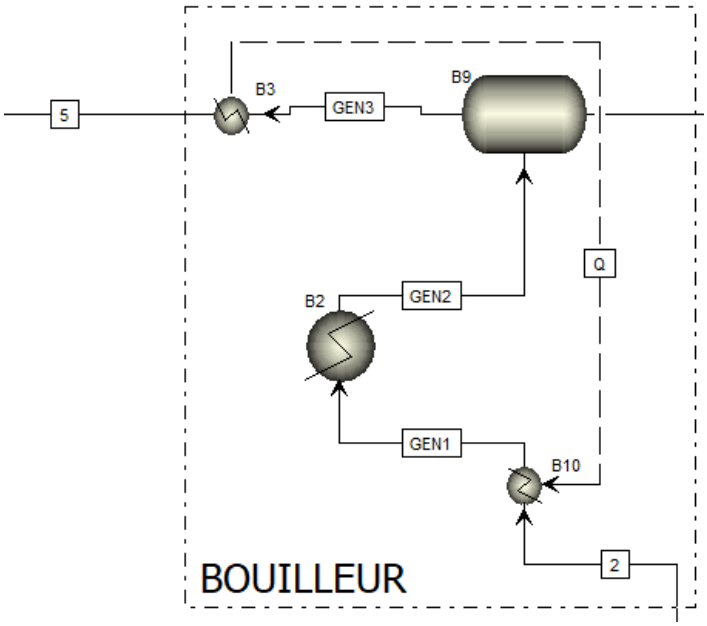


Figure III.3 : Modèle de bouilleur en Aspen-Plus.

- **Le condenseur** :

Un modelé HEATER a été utilisé pour le condenseur entre les points 5 et 6 comme il est montré dans la Figure III.4

Les données d'entrée pour le modèle (COND) sont :

- Température :(30-39) °C,
- Vapor fraction : 0

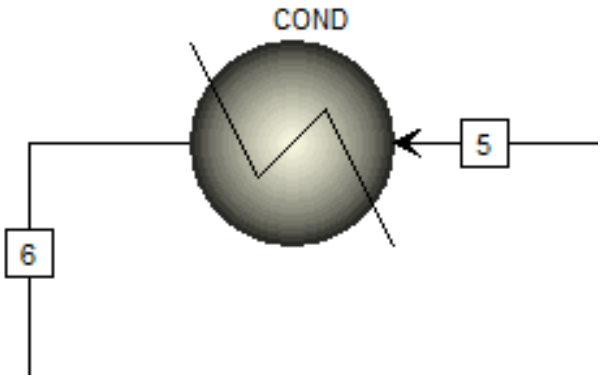


Figure III.4 : Modèle de condenseur (COND) en Aspen-Plus.

- **Le Détendeur (DET1) et (DET2) :**

Concernant les deux détendeurs, nous avons utilisé le modèle VALVE 2. Les données d'entrée pour les deux modèles sont :

- Pression de sortie : 672 N/sqm

- Le détendeur (DET1) est situé entre les points 6 et 7 comme montré ci-dessous :

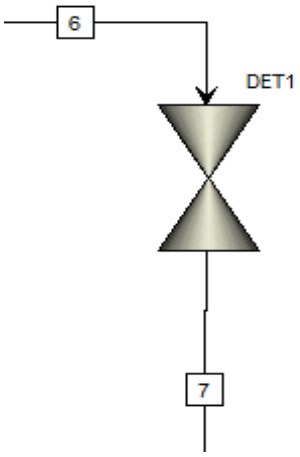


Figure III.5 : Modèle de détendeur (DET1) en Aspen-Plus.

- Le détendeur (DET2) est situé entre les points 3 et 4 comme montré dans la Figure III.5 :

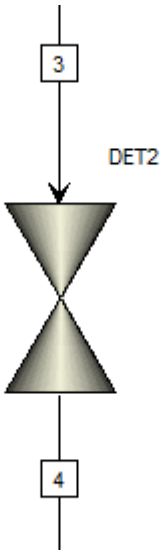


Figure III.6 : Modèle de détendeur (DET2) en Aspen-Plus.

- **L'évaporateur :**

Concernant l'évaporateur (EVP) nous avons choisi un Heat Exchanger HEATER, entre les points 7 et 8 (Figure III.6), avec les données d'entrée suivants :

- Température : (2-10) °C
- Pressure-drop coorelation parameter : 0

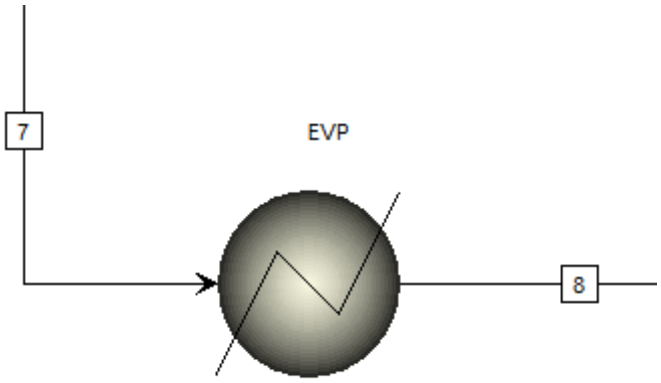


Figure III.7 : Modèle d'échangeur (EVP) en Aspen-Plus.

- **L'absorbeur :**

Avec un Heat Exchanger HEATER comme modèle encore, montré dans la Figure III.7, l'évaporateur est situé entre les points 8, 4 (venant de DET2) et point 9 (point de rupture).

Les données d'entrée sont :

- Température : 32.7°C
- Pressure-drop coorelation parameter : 0

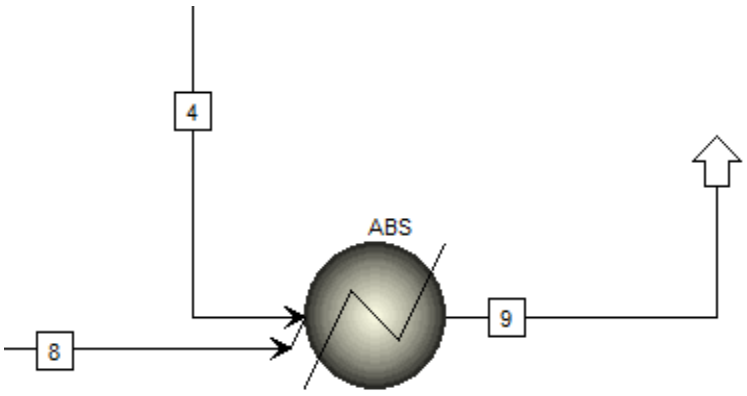


Figure III.8 : Modèle d'absorbeur (ABS) en Aspen-Plus.

III-6) Calculs et résultats :

- Le but de cette étude et d'observer le développement du COP en fonction de la température du : bouilleur, condenseur et l'évaporateur, et après en fonction de la puissance d'échangeur, en calculant son efficacité

III-6-1) : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur :

Dans cette étape nous avons testé l'effet de varier la température dans le bouilleur sur le COP, alors nous avons fourni de 90°C à 120°C de température,

En appliquant les bilans enthalpiques mentionné au chapitre 2 et l'équation (II.20), nous avons eu les résultats suivants :

Tb [°C]	Pev [KW]	Pcd [KW]	Pb [KW]	Pabs [KW]	Wp [KW]	COP	COPc	η
90	321.5754	2.6E-08	68.1274	-58.4692	329.6375	**0.8084**	**1.4108**	0.5730
95	317.5645	-0.0001794	277.0424	-267.43	413.331	**0.4599**	**1.0914**	0.4214
100	317.5984	-0.000124	473.6437	-463.937	488.81	**0.3299**	**1.1796**	0.2797
105	317.6322	0.00038	659.5313	-649.922	557.6057	**0.2609**	**1.2664**	1.2664
110	317.6674	7.8939E-08	835.9958	-826.34824	620.8429	**0.2180**	**0.2180**	0.16128
115	317.702	0.001083	1004.025	-994.325	679.3996	**0.1887**	**1.4361**	0.13140
120	317.7385	0.001101	1164.647	-1155.03	734.0266	**0.1673**	**1.5193**	0.11014

Tableau III.2 : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur.

III-6-2) Variation du COP en fonction de la température du condenseur

Nous avons varié cette température de 30 à 45°C (en augmentant par 3°C), et fixer 90°C comme température de bouilleur :

Nous avons eu les résultats suivants :

Tb [°C]	Pev [KW]	Pcd [KW]	Pb [KW]	Pabs [KW]	Wp [KW]	COP	COPc	η
30	323.278	1.52962E-08	68.1274	-58.4692	329.637	**0.8127**	**1.64626**	0.493684
33	321.575	2.61636E-08	68.1274	-58.4692	329.637	**0.8084**	**1.41085**	0.573025
36	319.872	4.28724E-08	68.1274	-58.4692	329.637	**0.8041**	**1.21742**	0.660554
39	318.172	-0.00229	68.1274	-58.4692	329.637	**0.7999**	**1.05566**	0.757723
42								
45								

Tableau III.3 : Variation du COP en fonction de la température du Condenseur.

III-6-3) Variation du COP en fonction de la température d'évaporateur

Nous avons varié cette température de 2 à 10°C (en augmentant par 1°C), et fixer 30°C comme température de condenseur, et 90°C comme température de bouilleur :

Nous avons eu les résultats suivants :

Tb [°C]	Pev [KW]	Pcd [KW]	Pb [KW]	Pabs [KW]	Wp [KW]	COP	COPc	η
2	323.188	1.52E-08	68.1274	-58.3795	329.6375	**0.81251**	**1.6233**	0.500506
3	323.441	1.52E-08	68.1274	-58.6327	329.6375	**0.81314**	**1.6233**	0.500898
4	323.694	1.52E-08	68.1274	-58.8857	329.6375	**0.81378**	**1.7609**	0.462123
5	323.947	1.53E-08	68.1274	-59.1389	329.6375	**0.81441**	**1.8380**	0.443097
6	324.200	1.53E-08	68.1274	-59.392	329.6375	**0.81505**	**1.9214**	0.42418
7	324.453	1.53E-08	68.1274	-59.6452	329.6375	**0.81569**	**2.0122**	0.40537
8	324.706	1.53E-08	68.1274	-59.8984	329.6375	**0.81632**	**2.1111**	0.386667
9	324.960	1.53E-08	68.1274	-60.1517	329.6375	**0.81696**	**2.2195**	0.368069
10	325.213	1.53E-08	68.1274	-60.4049	329.6375	**0.81760**	**2.3388**	0.349575

Tableau III.4 : Variation du COP en fonction de la température d'évaporateur.

III-6-4) : Variation du COP en fonction de la puissance d'échangeur :

Après avoir testé l'évolution du COP en faisant varier la température sur le bouilleur, condenseur et l'évaporateur, nous avons ajouté un échangeur à la structure comme indiqué dans la figure ci-dessous :

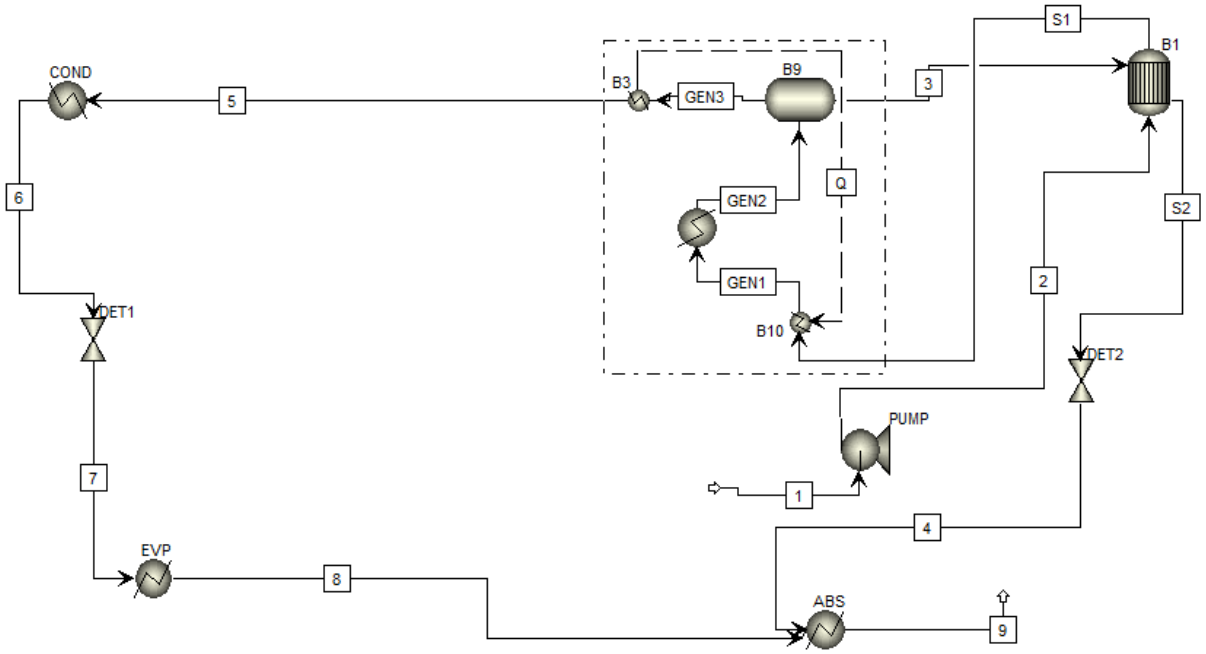


Figure III-9 : Structure de machine à absorption après ajout d'un échangeur en Aspen-Plus.

- **L'échangeur (B1) :**

Pour modéliser ce composant, nous avons utilisé le Heat Exchanger HEATX, qui contient deux entrées et deux sorties, il est situé entre les points 2 et S2, avec une sortie vers le bouilleur S1 et une entré de point 3 du bouilleur (Figure III-8). Les données d'entrée sont :

- Puissance : (10-90) kW
- Minimum température approach : 1 K

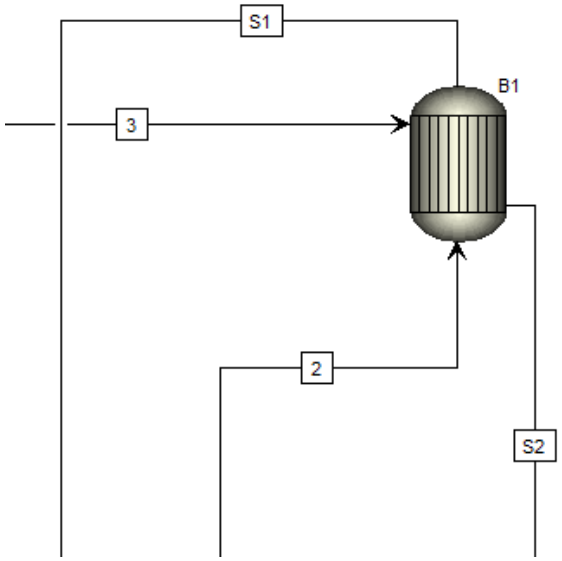


Figure III.10 : Modèle d'échangeur (B1) en Aspen-Plus.

En fixant ces températures :

- 90 °C pour le bouilleur ;
- 30 °C pour le condenseur ;
- 10 °C pour l'évaporateur.

Nous avons varié la puissance fournie par l'échangeur de 10 kW à 90 kW (en augmentant par 10 kW), Nous avons eu les résultats suivants :

Puissance [KW]	Pev [KW]	Pcd [KW]	Pb [KW]	Pabs [KW]	Wp [KW]	COP	COPc	η
10	325.2138	1.52E-08	48.746	-51.017	329.6519	**0.8594**	**2.33884**	0.367467
20	325.2139	1.52E-08	29.285	-41.658	329.6379	**0.9060**	**2.33884**	0.387406
30	325.2139	1.51E-08	9.8743	-32.221	329.644	**0.9578**	**2.33884**	0.409548
40	325.2139	1.52E-08	-9.570	-22.750	329.6374	**1.0160**	**2.33884**	0.434438
50	325.2139	1.53E-08	-28.99	-13.251	329.6348	**1.0817**	**2.33884**	0.462517
60	325.2139	1.52E-08	-48.38	-3.9004	329.652	**1.1562**	**2.33884**	0.49436
70	325.213	1.52E-08	-67.84	5.68550	329.6364	**1.2422**	**2.33884**	0.53115
80	325.2139	1.51E-08	-87.25	15.0751	329.644	**1.3417**	**2.33884**	0.573661
90	325.2139	1.52E-08	-106.6	24.4215	329.6388	**1.4585**	**2.33884**	0.623634

Tableau III.5 : Variation du COP en fonction de la puissance fournie par l'échangeur.

Après cela, nous avons calculé l'efficacité d'échanger pour chaque puissance en appliquant cette formule :

$eff = \frac{T_b - T_a}{Tc - T_a}$ III.1

Les résultats sont présentées

s dans le tableau ci-dessous

Puissance (kW)	Eff
10	8.8%
20	17.77%
30	26.60%
40	35.50%
50	44.39%
60	53.3%
70	62.19%
80	71.09%
90	79.67%

Tableau III.6 : Développement de l'efficacité d'échangeur en fonction de la puissance (kW).

III-7) Discussion des résultats

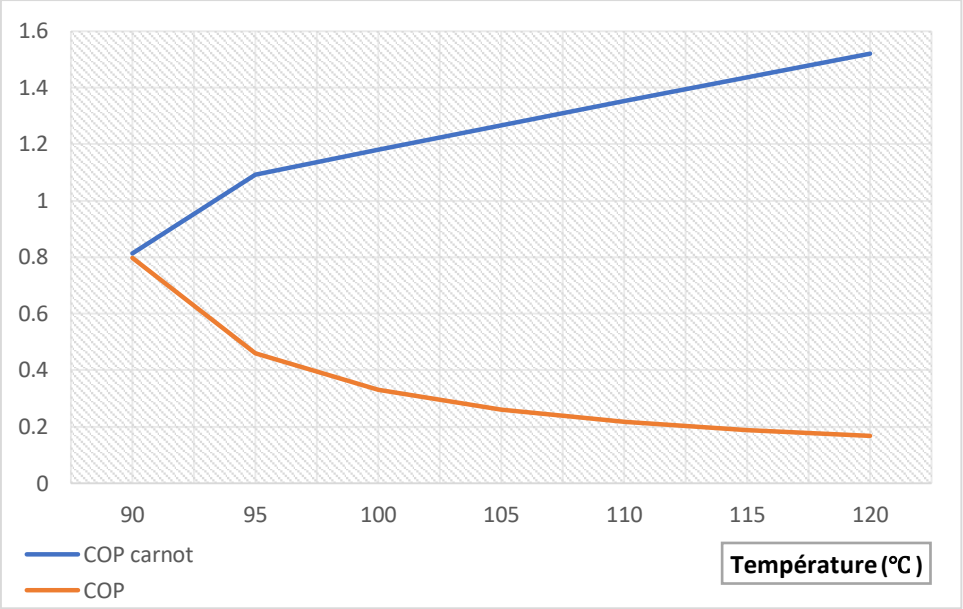


Figure III.11 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de la température du bouilleur.

La figure III.9 montre que l'augmentation de la température au-delà 90°C au niveau de bouilleur (Tb>90°C) entraîne une rapide diminution du COP à 95°C, une peu plus lente diminution à 105°C, puis diminue beaucoup plus lent, a l'inverse l'augmentation de Tb fait une augmentation rapide du COP Carnot à 95°C, ensuite, une augmentation constante.

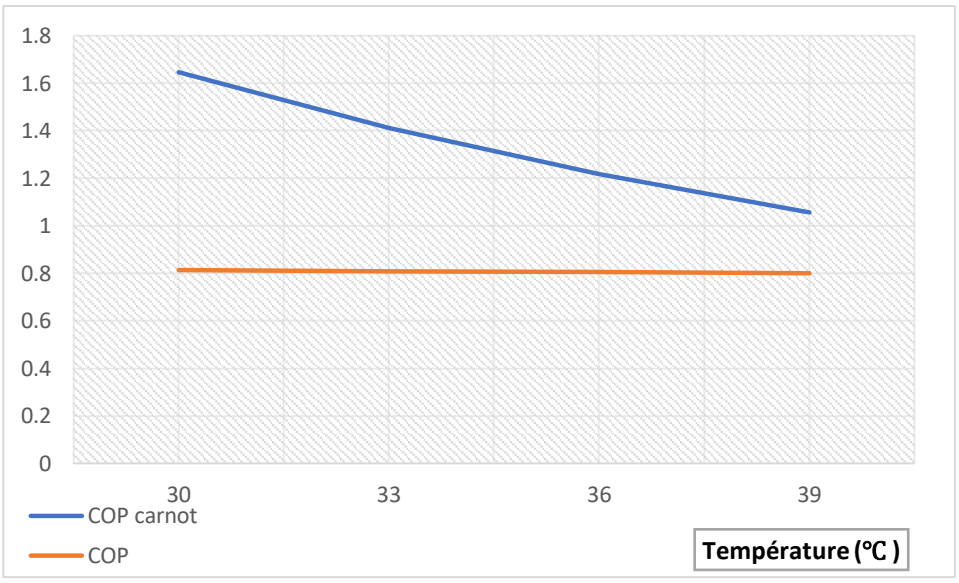


Figure III.12 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de la température du condenseur en fixant Tb.

La figure III.10 représente la variation du COP et COP Carnot en fonction de température du condenseur (Tc) en fixant la température du bouilleur (Tb=90°C)

L'augmentation de la température du condenseur fait une diminution à peine perceptible du COP et une diminution rapide du COP Carnot.

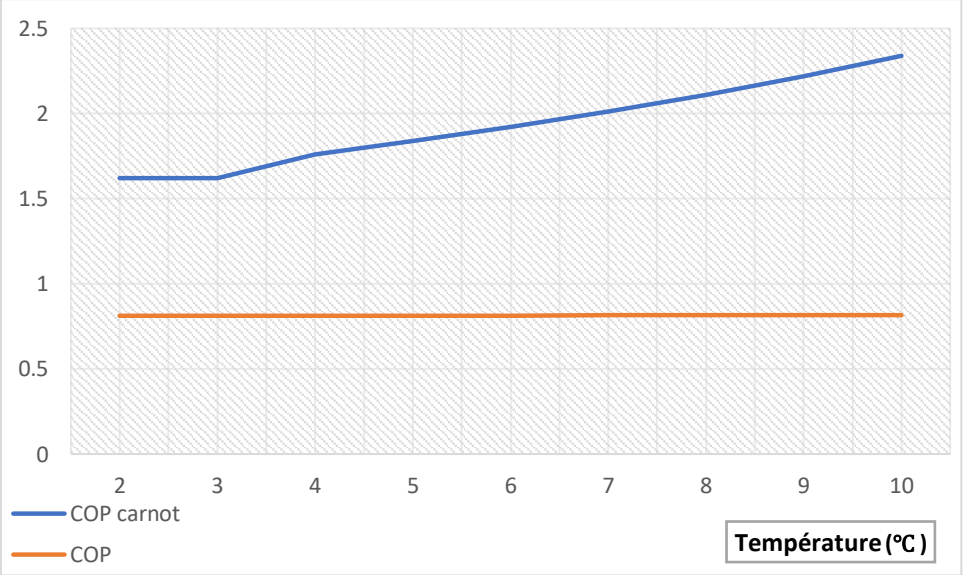


Figure III.13 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de température d'évaporateur en fixant Tb et Tc.

La figure III.11 représente la variation du COP et COP Carnot en fonction de température d'évaporateur (Tev) en fixant la température du bouilleur (Tb=90°C) et la température du condenseur (Tc=30°C).

Contrairement au Tc, cette croissance fait une augmentation à peine perceptible du COP. D'autre part, nous observons une augmentation rapide du COP Carnot après une petite stabilisation de 2°C à 3°C.

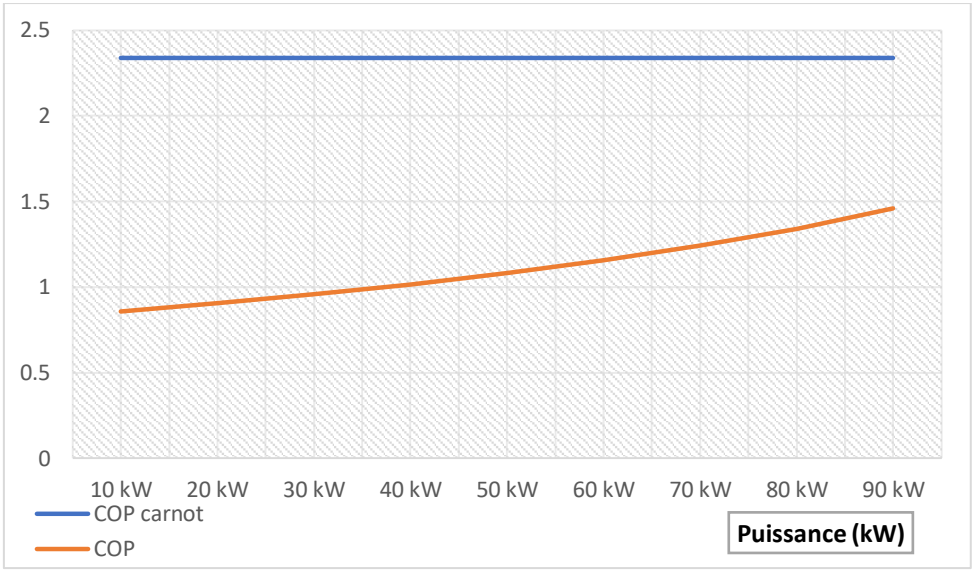


Figure III.14 : Variation de COP et de COP Carnot en fonction de la puissance de l'échangeur en fixant Tb, Tc et Tev.

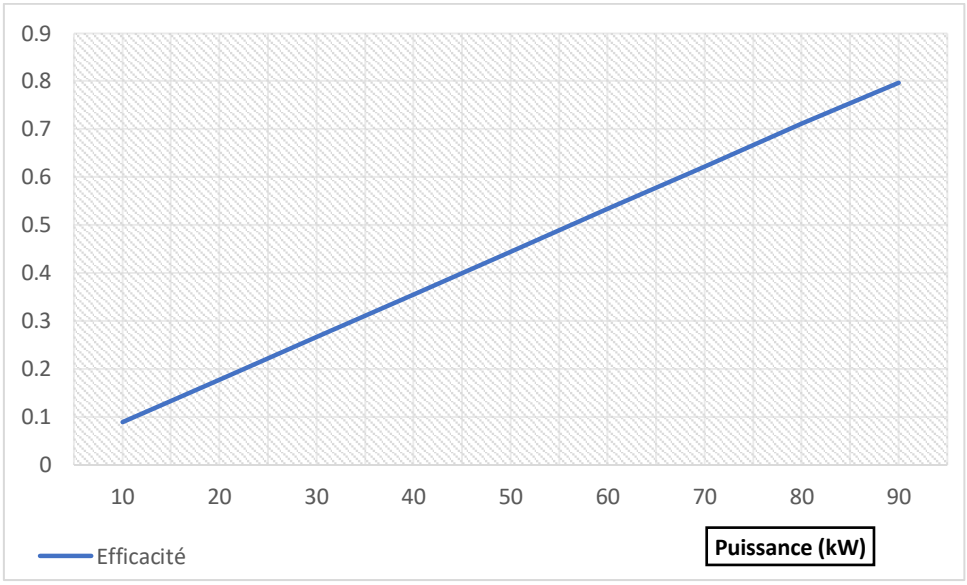


Figure III.15 : L'efficacité d'échangeur en fonction de la puissance.

La figure III.12 représente la variation du COP et COP Carnot en fonction de la puissance d'échangeur en fixant la température du bouilleur (Tb=90°C), la température du condenseur (Tc=30°C) et la température d'évaporateur (Tev=10°C).

L'augmentation de la puissance fournie par l'échangeur fait une augmentation rapide du COP avec une stabilisation complète du COP Carnot.

La figure III.13 représente la variation d'efficacité de l'échangeur en fonction de la puissance, montrant que l'augmentation de la puissance d'échangeur fait une augmentation constante de son efficacité.

Conclusion

Dans le présent travail on a étudié un système de production du froid, qui était la machine à absorption simple effet fonctionnant avec le couple Eau et du Bromure de lithium (H2O/LiBr).

Afin d'améliorer le coefficient de performance (COP) de tel système, on essaye en première temps de varier les différentes températures du cycle (Bouilleur, Condenseur, évaporateur) ; et en deuxième temps, varier la puissance de l'échangeur récupérateur de chaleur.

Pour exécuter cette étude, on a réalisé une simulation de telle machine en Aspen-Plus pour analyser l'effet des températures (Tb, Tc, Tev) et la puissance de l'échangeur.

Cette simulation est basée sur les équations de bilan de masse et d'énergie dans chaque élément de la machine et les propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium (H2O/LiBr).

Ensuite, les résultats obtenus sont présentés sous forme de graphes suivie par une discussion explicative.

Les vérifications effectuées montrent que :

- L'augmentation de la température de bouilleur et de la condensation font chuter le COP ;
- L'augmentation de la température d'évaporation n'a pas beaucoup d'effet sur le COP ;
- Le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la puissance d'échangeur.

Donc, du cycle il est préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau de bouilleur et de condenseur, et surtout d'utiliser un échangeur pour un meilleur fonctionnement du cycle.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques :

- [1] Badani Mohamed, Nabi Sid Ali, Année universitaire : 2014 – 2015, « Étude et dimensionnement deséchangeurs de chaleur d'une machine frigorifique à adsorption », Projet de synthèse, Université De Yahia Farès De Médéa, Consulté le 10 Mars 2020.
- [2] Energie Plus, « Machine Frigorifique à compression [Climatisation] », Publié Le Septembre 25, 2007, disponible sur : https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/production-de-froid/machine-frigorifique-a-compression/
- [3]https://www.scrigroup.com/limba/franceza/145/Reliquefaction-etou-refrigerat22112.php
- [4] Alexandre Duquette, « Machine Frigorifique à Compression De Vapeur », Publié depuis 4 ans, disponible sur : https://docplayer.fr/49931844-Chapitre-ii-machines-frigorifique-a-compression-de-vapeur.html
- [5] Mehdi Bencharif, Hakim Nesreddine, Avril 2018, « ETUDE DES PERFORMANCES D'UN SYSTEME FRIGORIFIQUE A EJECTION », page 2, disponible sur : https://www.researchgate.net/publication/325261031
- [6] Alibakhsh Kasaeian, Samaneh Daviran, Juin 2013, « Performance Analysis of Solar Combined Ejector-Vapor Compression Cycle Using Environmental Friendly Refrigerants », "IIUM Engineering Journal", Vol. 14, No. 1, Page 95, disponible sur: https://www.researchgate.net/publication/283733094
- [7] Kheireddine Lamamra, Djilali Khane, Decembre 2016, « Neural Network modeling of solar cooling production by absorption machine », page 3, disponible sur: https://www.researchgate.net/publication/314280994
- [8] ATAOUA Noureddine, Année universitaire : 2019 – 2020, « Etude des pompes à chaleur à absorption liquide (ammoniac- eau) », Mémoire de Master, Université Mohamed Khider de Biskra, Disponible sur : http://archives.univ-biskra.dz/bitstream/123456789/18267/1/ATTAOUA_Norredine.pdf , Consulté le : 07/05/2022.

- [9] AMZIANE Mohamed Amziane, Année universitaire : 2013 – 2014, « étude comparative entre les systèmes de climatisation classiques et solaires application a la climatisation d'un immeuble, mémoire pour l'obtention du diplôme de magister » université Abou Baker Belkaid de Tlemcen, disponible sur : http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/4660/1/Memoire-Magister-AMZIANE.pdf consulté le 05/07/2022. Consulté le : 07/05/2022
- [10] Pierre Rapine /Patrick Jacquard "Technologie des installations frigorifiques" 8éme édition-2003
- [11] BERRICHE Mohamed, 2020, « Modélisation des cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de lithium (H2O - LiBr) », Mémoire de Master, Université Mohamed Khider de Biskra, disponible sur : http://archives.univ-biskra.dz/bitstream/123456789/18265/1/BERRICHE_MOHAMED.pdf Consulté le : 08/05/2022
- [12] Hamichi Meriem, Chabanechaouche Atika, 2018, « Etude et analyse thermodynamique d'une machine a absorption (NH3/H2O) », Mémoire de Master, l'université AKLI M'HAND OULHADJ de Bouira, disponible sur : http://dspace.univ-bouira.dz:8080/jspui/bitstream/123456789/7020/1/Memoire-Chabane.pdf Consulté le : 08/5/2022
- [13] Rayan ALrasheeh ALmahdi Aydros, 2008, « Modeling and mode of operation for The Production of High-Density Polyethylene Using Aspen-Plus », Mémoire de Master, l'université AL-Neelain, Sudan, disponible sur: http://repository.neelain.edu.sd:8080/jspui/handle/123456789/13767 Consulté le: 12/06/2022
- [14] DEHDOUH Khaoula, 2020, « Etude de Faisabilité d'une Unité de Production de Froid par Absorption sur la Station de Traitement et Compression de Hassi R'mel. », Mémoire de Master, université Saad Dahlab De Blida, disponible sur : https://di.univ-blida.dz/jspui/handle/123456789/10351 Consulté le 12/06/2022