

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY

جامعة باجي مختار عنابة

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

**Evaluation Des Performances D'une Machine
Frigorifique Hybride A absorption / éjection**

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

PRESENTE PAR : BOUKREDIME SARRA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. BOUMARAF LATRA

DEVANT LE JURY

PRESIDENT: Pr. MZAD.H

UBM-ANNABA

EXAMINATEURS : Dr.HAOUAM.A

UBM- ANNABA

Dr.DJEMILIA

UBM- ANNABA

Année : 2016/2017

INTRODUCTION GENERALE

La production de froid est une technique complexe, nécessitant beaucoup de savoir-faire et d'expérience et de conscience professionnelle de la part des installateurs et des maintenanciers. Le froid industriel est un poste énergivore qui représente : 15% de la consommation électrique mondiale, + de 20% en secteur agro-alimentaire, + de 50% en supermarché, + de 65% de la consommation électrique en entreprises spécialisées en produits frais.

Le froid est devenu une forme d'énergie importante dans notre société. Utilisé dans un grand nombre de secteurs et sous de nombreuses formes conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procédés industriels etc.

La production du froid peut être faite par deux principaux systèmes : ceux qui consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique ou son équivalent, les systèmes mécano-frigorifiques, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique, les systèmes thermo-frigorifiques.

1/ Systèmes mécano-frigorifiques Parmi eux, deux familles se détachent :

- les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables,
- les systèmes utilisant des cycles à gaz.

2/ Systèmes thermo-frigorifiques On distingue, parmi ces systèmes frigorifiques consommant de l'énergie thermique :

- les systèmes à absorption,
- les systèmes à adsorption et thermochimiques,
- les systèmes à éjection.

Nous nous intéressons dans ce travail à l'étude des machines frigorifiques à absorption utilisant le couple frigorigène $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Bien que l'importance de ces machines soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ce sont, actuellement, les seuls systèmes thermo-frigorifiques qui connaissent un certain développement. Ici la circulation du

frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation, par pompe, d'un liquide absorbant dont la teneur, en frigorigène absorbé, dépend de la température et de la pression. Le travail mécanique nécessaire est très réduit le système en contrepartie, consomme de la chaleur. Le père de ces systèmes est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant : eau. Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20ème siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maiuri sur ces machines et ceux des suédois von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920). Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation.

Dans ce contexte, nous proposons une contribution à l'étude et l'analyse d'une machine frigorifique à absorption. Pour ce faire, nous avons subdivisé notre travail en 3 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 présente un aperçu des principes de production du froid à l'aide des différentes machines frigorifiques.

Enfin, cette étude clôturée par une analyse détaillée des fluides frigorigènes utilisés dans le domaine de la réfrigération.

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

Par la suite, on a effectué une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) comme fluide de fonctionnement d'une puissance 10 kw.

Le chapitre III présente le principe de fonctionnement d'une machine à absorption/éjection avec une étude de l'éjecteur.

Dans cette partie, en insérant un éjecteur à la machine qu'on déjà introduite au chapitre II et on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution et un éjecteur, utilisant le couple (NH₃/H₂O).

Finalement le travail est clôturé par une conclusion générale.

CHAPITRE I

TEHCHNIQUES DE PRODUCTION DE FROID

I.1. Introduction

« La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps Chaud ».

C'est l'énoncé de Clausius du second principe de la thermodynamique. Si l'on veut effectuer le transfert de chaleur, dans le sens antinaturel, d'un milieu froid vers un milieu 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.

Le système thermodynamique particulier mis en œuvre est susceptible de transférer effectivement de la chaleur d'un milieu à température inférieure où la chaleur est prélevée (source froide) vers un milieu à température supérieure où la chaleur est rejetée (puits chaud). Lorsque le but recherché est l'extraction de chaleur à un corps, ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à celle ambiante, c'est-à-dire lorsqu'il s'agit de produire du froid, le système thermodynamique qui effectue cette opération prend naturellement le nom de machine frigorifique. L'effet utile est la chaleur extraite (ou le froid produit) à la source froide [1]. Pour alimenter le système thermodynamique, on utilise :

- ✓ Soit une énergie mécanique ou équivalente, le système comporte alors au minimum une source froide et un puits chaud ; il est dit au moins ditherme ;
- ✓ Soit une énergie thermique, le système comporte alors au moins une source thermique supplémentaire, la source de chaleur motrice II. Le système en question est alors au moins tritherme.

Ce chapitre présente une revue bibliographique concernant surtout des moyens de production de froid, passant des voies les plus simples et naturelles à la conception et réalisation de machines frigorifiques très performantes.

I.2. 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 XIX^{ème} siècle, la production de froid se développa très rapidement avec l'avancement des connaissances en électricité.

- 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&Henne 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.3. Différentes techniques de production de froid

L'énergétique comporte deux grandes rubriques :

- ✓ La production d'une force motrice ou « travail ».
- ✓ La production de froid ou la revalorisation de la chaleur.

C'est cette deuxième rubrique que nous allons développer. Les applications industrielles de la production de froid sont multiples. Nous pouvons citer par exemple l'industrie du conditionnement de l'air, le froid commercial, le froid industriel, la climatisation automobile, les procédés industriels et les transports frigorifiques. Toutes ces applications vont à l'encontre du second principe de la thermodynamique (augmentation du désordre). Une question se pose à nous : **par quels moyens physiques pouvons-nous y arriver ?**

La production de froid est équivalente à une absorption de chaleur, car refroidir un corps ne consiste pas à lui donner une quantité de froid (c'est-à-dire, du point de vue physique le froid n'existe pas), mais à lui enlever une quantité de chaleur. La production de froid est le résultat de l'un des procédés suivants [2].

I. 3.1. Procédés thermodynamiques et thermoélectriques

Le tableau I.1, présente les différents phénomènes physiques qui sont à la base des déplacements de chaleur dans un système frigorifique ou une pompe à chaleur.

Phénomènes endothermiques	Phénomènes Exothermiques	Observations et applications
Fusion d'un solide	Solidification d'unliquide.	Mise en jeu de l'enthalpie de fusion (glace : 335kJ/kg).
Vaporisation d'un liquide	Condensation en phase liquide	Mise en jeu de l'enthalpie de vaporisation (Eau à 0 °C : 2500kJ/kg)
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide	Mise en jeu de l'enthalpie de sublimation.
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur <ul style="list-style-type: none"> - d'un Liquide - d'un solide 	Absorption d'un gaz ou d'une vapeur <ul style="list-style-type: none"> - dans un liquide (absorption) - dans un solide (adsorption) 	Elles peuvent être physiques ou chimiques.
Détente d'un gaz comprimé	Compression d'un gaz	La détente sans travail extérieur ne s'accompagne de refroidissement que dans certaines conditions

Le tableau I.1 : Recensement des différents phénomènes qui absorbent ou désorbent de la chaleur[2].

I.3.2. Machines frigorifiques

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors que 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 . 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 [3] :

- ✓ **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 trithermes).

I.3.2.1. Machine frigorifique à compression (ditherme)

Pour mettre en œuvre un **cycle frigorifique**, il est donc nécessaire de disposer d'au moins deux sources de chaleur (Figure I.1), L'une sera appelée source froide (celle dont on va extraire la chaleur) et l'autre la source chaude (celle où l'on va rejeter la chaleur). Appliquons le premier principe à un cycle décrit entre ces deux sources thermiques[4].

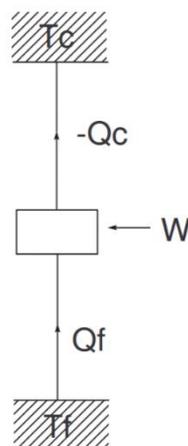


Figure I.1: Cycle d'une machine ditherme.

Sources :

$$Q_f + Q_c + W = 0 \quad (I.1)$$

Où Q_f est la chaleur reçue de la source froide, Q_c la chaleur rejetée à la source chaude et W l'énergie mécanique reçue. Le second principe nous permet d'écrire, pour un cycle réversible et en supposant que les échanges de chaleur se font à la température des sources :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (I.2)$$

D'où :

$$Q_c = -Q_f \frac{T_c}{T_f} \quad (I.3)$$

Si on reporte cette expression dans l'équation (1), on obtient :

$$W = Q_f \left(\frac{T_c}{T_f} - 1 \right) \quad (I.4)$$

La température T_c de la source chaude étant supérieure à la température de la source froide T_f , et si la chaleur Q_f est positive (on souhaite refroidir, donc extraire de la chaleur de la source froide), le travail reçu W est donc positif.

Il faut donc ainsi nécessairement **apporter un travail mécanique** lors d'un cycle ditherme pour obtenir un effet frigorifique.

- **Coefficient de performance**

Le coefficient de performance d'un cycle frigorifique, noté COP se définit comme le rapport entre ce que l'on récupère (la chaleur extraite de la source froide) par rapport à ce que l'on apporte (l'énergie mécanique)[4].

On a ainsi :

$$COP = \frac{Q_f}{W} \quad (I.5)$$

Dans le cas du cycle ditherme, en reprenant l'expression(4), on obtient l'expression du coefficient de performance dans le cas d'un cycle réversible :

$$COP = \frac{1}{\left(\frac{T_c}{T_f} - 1\right)} \quad (I.6)$$

D'où l'expression de l'**efficacité maximum** pouvant être atteinte par un cycle ditherme (efficacité de Carnot) :

$$\text{COP}_C = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (\text{I.7})$$

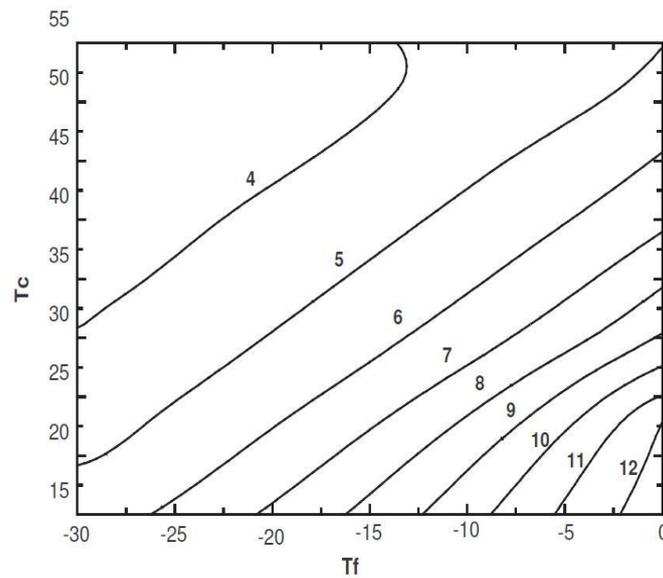


Figure I.2 : Efficacité de Carnot en fonction des températures des sources chaude et froide[4].

✓ Cycle de Carnot

Sadi Carnot a posé en 1824 dans son ouvrage "Réflexions sur la puissance motrice du feu et les machines propres à développer cette puissance" les bases d'un cycle idéal entre deux sources de chaleur, connu depuis sous le nom de "cycle de Carnot". Celui-ci est composé de deux isentropes adiabatiques et de deux isothermes. Un exemple (cycle moteur) est donné dans la figure I.3[4].

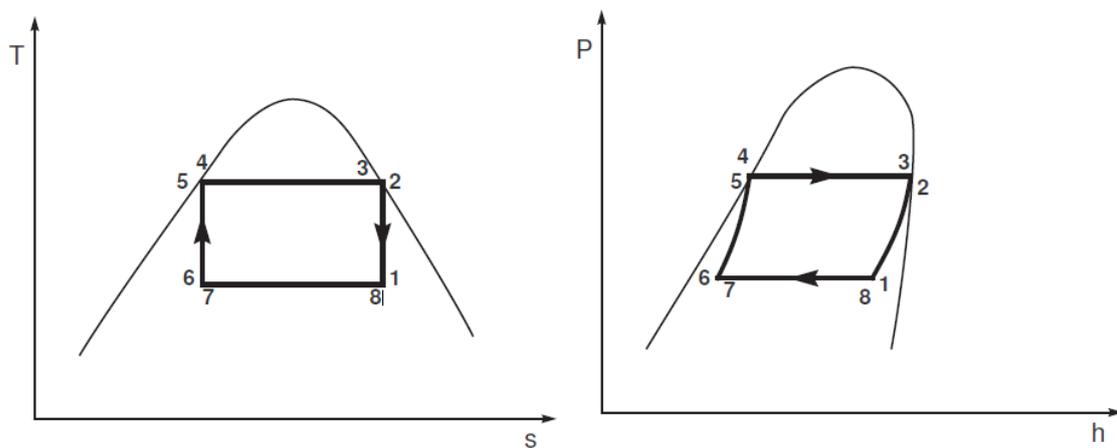


Figure I.3 : Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s[4].

Si l'on fait fonctionner ce cycle en sens opposé, on obtient un cycle qui absorbe de la chaleur à la source froide et qui en dégage à la source chaude. Il s'agit donc bien d'un cycle frigorifique, on parle alors communément de "*cycle inverse*".

Les **cycles réels à compression de vapeur**, tels que celui présenté dans la figure I.5 diffèrent principalement du cycle présenté dans la figure I.3 en deux points :

- on effectue la compression d'un gaz, et non d'un mélange diphasique.
- le gaz est détendu sans récupération d'énergie mécanique, cette détente n'est donc pas isentropique.

En effet, la technologie ne permet pas actuellement de compresser un mélange diphasique liquide-vapeur, c'est même une des premières causes de rupture des compresseurs. Bien que des turbines permettent de récupérer l'énergie mécanique lors d'une détente, le rendement encore faible, le fait de travailler avec un mélange diphasique et le coût de ces appareils rendent leur utilisation exceptionnelle.

Ainsi, pour des raisons technologiques, la détente n'étant pas isentropique et l'échange de chaleur avec la source chaude non isotherme, l'efficacité du cycle réel à compression de vapeur est par conception inférieure à l'efficacité du cycle de Carnot.

a) machine à changement de phase

Ces machines sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques. Le schéma de principe de ce type de machines est représenté sur la figure (I-4). La transformation suivie par le fluide frigorigène est représentée sur les diagrammes (T-s) et (P-h) (figure I-5).

Le principe de fonctionnement peut être décrit comme suit :

En partant du point 1, le compresseur aspire de la vapeur provenant de l'évaporateur. La compression est supposée réversible, elle est accompagnée d'une augmentation de température jusqu'au domaine de surchauffe (point 2), où la pression est égale à la tension de vapeur saturante à la température ambiante. La vapeur comprimée est refoulée ensuite vers le condenseur (supposé parfait). Ainsi le fluide se liquéfie en cédant de la chaleur à l'ambiance (trajet 2→3). Le condensât obtenu est détendu par la suite dans une vanne ou un capillaire. Cette opération est accompagnée d'un abaissement de température (trajet 3→4). Le mélange liquide-vapeur résultant est transféré vers l'évaporateur, où l'évaporation s'effectue en

extrayant une quantité de chaleur de la source froide correspondante à la chaleur latente de vaporisation du fluide; c'est l'effet utile (trajet 4 → 1) [5].

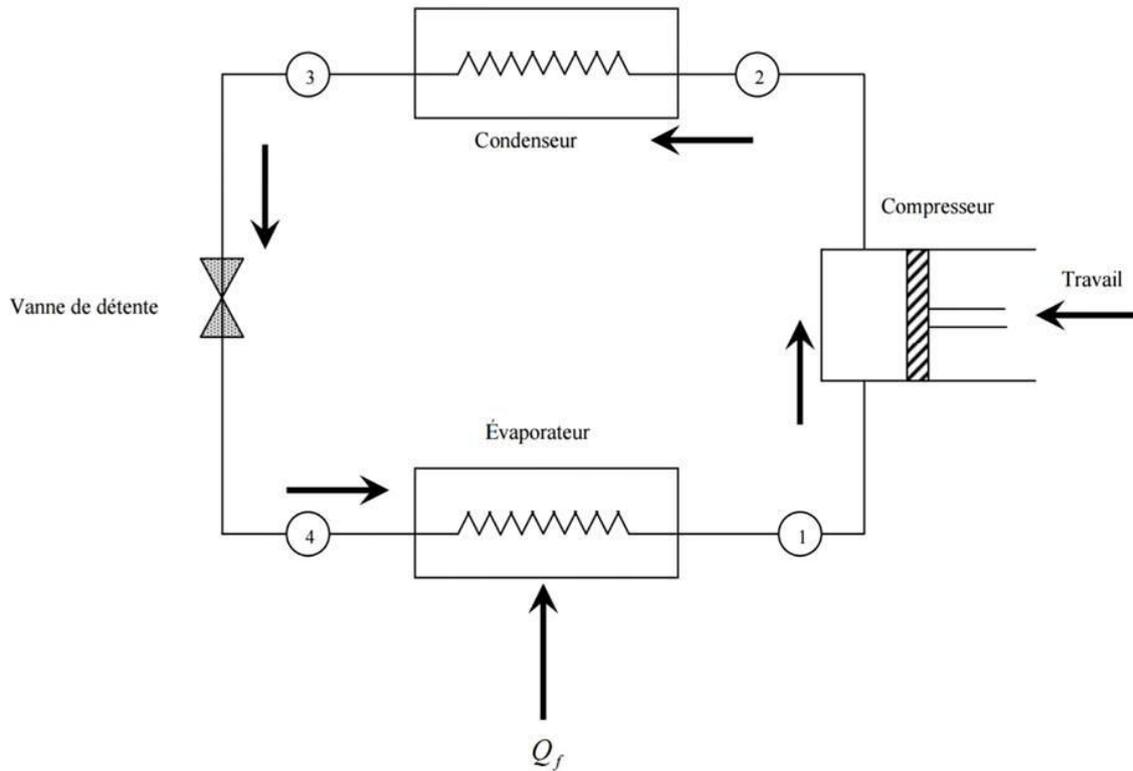


Figure I.4 : Système frigorifique à compression mécanique de vapeur.

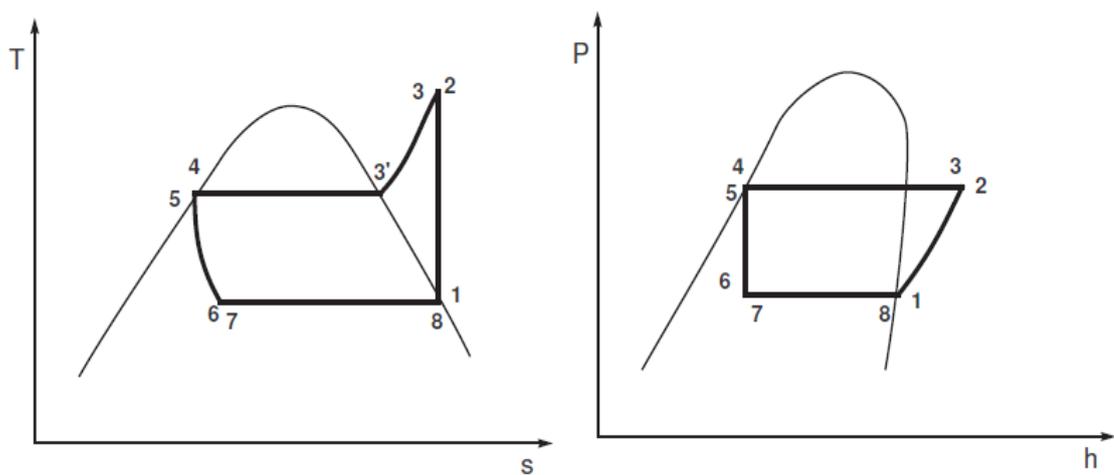


Figure I.5 : Tracés du cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes (T-s) et (P-h)[4].

b. Machines frigorifiques à gaz

Dans ce type de machines, le froid est obtenu en utilisant la chaleur sensible du fluide frigorigène sans avoir un changement d'état, elles utilisent un cycle inverse soit de joule soit de Stirling-Ericsson.

b.1. Machines à cycle de Joule

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour l'entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et de son cycle associé sont représentés respectivement, dans les figures (I.6) et (I.7).

Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais l'inconvénient majeur de ces machines vient du fait que l'effet utile est produit à température variable [7]. Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable.

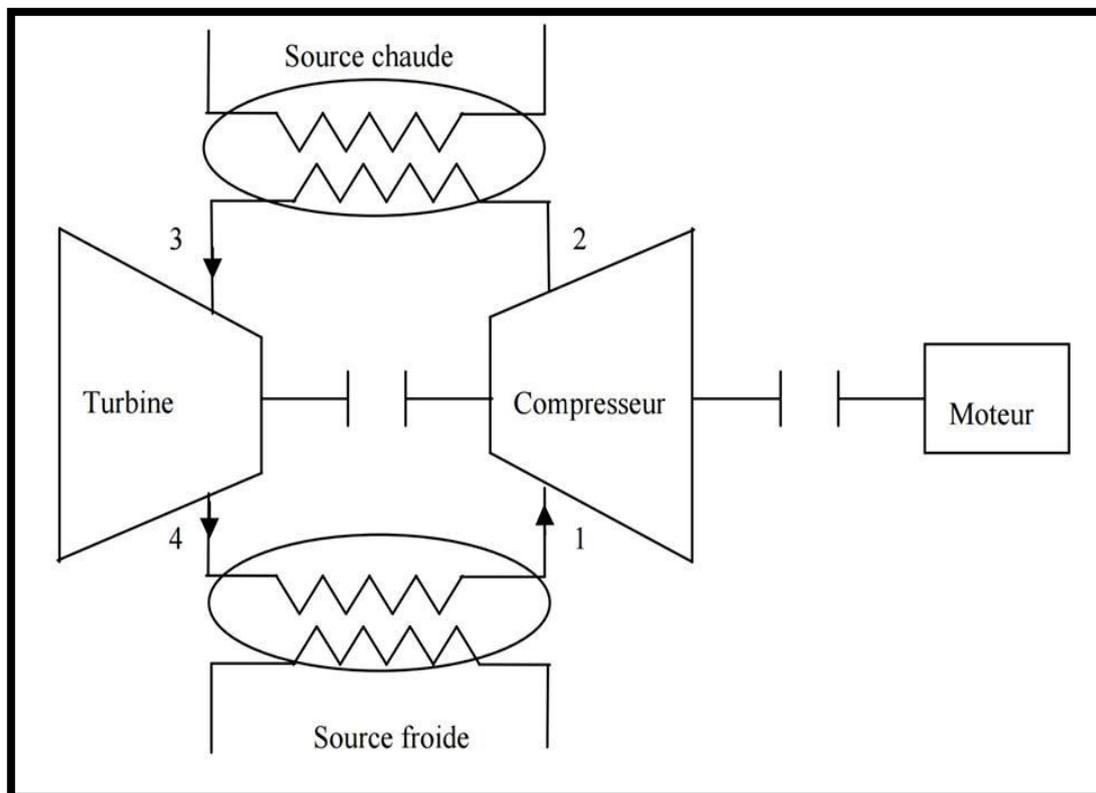


Figure I.6 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz.

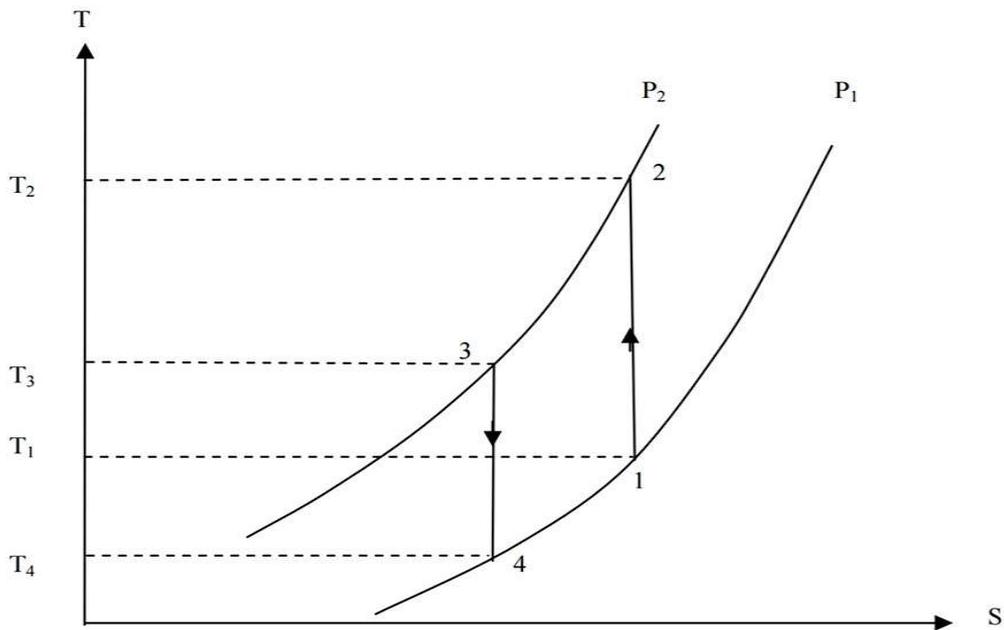


Figure I.7 : Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S).

b. 2. Machine de Stirling

Ces machines remarquables sont caractérisées par un bon rendement, elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air (-200 °C) en un seul étage, mais leur inconvénient majeur résulte de leur encombrement et leur cinématique compliquée, elles ne sont que peu utilisées [6]. Dans le marché, il existe quelques variantes de ces machines, les plus connues sont les machines de PHILIPS utilisées dans la production d'azote ou d'air liquide.

I.3. 2. 2. Machines frigorifiques trithermes

Si l'on dispose d'une troisième source de chaleur, il est possible de remplacer l'apport de travail mécanique du cycle ditherme par un apport de "chaleur motrice" à un niveau de température supérieur à la source chaude (une source donc très chaude !). De la chute de température entre le "très chaud" et le "chaud", il est possible d'obtenir un effet moteur[4].

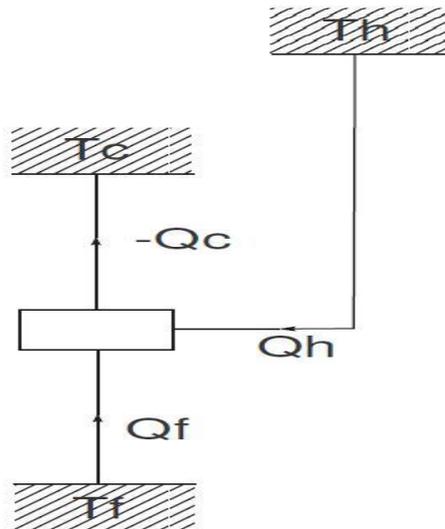


Figure I.8 : cycle tritherme.

Le principe d'un tel cycle est présenté dans la figure I.8. Si on note T_h la température de la troisième source, l'application du premier principe mène à :

$$Q_f + Q_c + Q_h = 0 \quad (I.7)$$

Où Q_f est la chaleur reçue de la source froide, Q_c la chaleur rejetée à la source chaude et Q_h la chaleur reçue à partir de cette source à haute température.

Le second principe nous permet d'écrire, pour un cycle réversible et en supposant que les échanges de chaleur se font aux températures des sources :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_h}{T_h} = 0 \quad (I.8)$$

Le coefficient de performance d'un tel cycle frigorifique tritherme s'écrit :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{Q_h} \quad (I.9)$$

Soit en reportant l'équation (8)

$$\text{COP} = -\frac{T_f}{T_h} - \frac{T_f}{T_c} \frac{Q_c}{Q_h} \quad (I.10)$$

D'après (7) :

$$\frac{Q_c}{Q_h} = -\frac{Q_f}{T_h} - 1 = -\text{COP} - 1 \quad (I.11)$$

D'où

$$\text{COP}\left(1 - \frac{T_f}{T_c}\right) = \frac{T_f}{T_c} - \frac{T_f}{T_h} \quad (\text{I.12})$$

Et donc

$$\text{COP}_c = \frac{T_f}{T_c - T_f} \frac{T_h - T_c}{T_h} \quad (\text{I.13})$$

Remarquons que l'expression de ce coefficient de performance fait abstraction de la technologie employée. Il s'agit du COP théorique pouvant être obtenu par un cycle réversible entre trois sources de chaleur.

a. Machines frigorifique àéjecto-compresseur

Contrairement aux installations frigorifiques courantes à compression, les machines frigorifiques à éjection de vapeur ne possèdent pas de compresseur mécanique mais un compresseur à éjection de vapeur. Pour cette raison, il est possible d'utiliser différentes sources de chaleur pour la production du froid. De telles sources peuvent être par exemple l'énergie solaire ou la chaleur perdue provenant de différents procédés.

L'installation comprend deux circuits : un premier circuit sert à la production du froid (Cycle frigorifique), l'autre circuit sert à la production de vapeur d'entraînement (cycle de

Vapeur).

Un cycle frigorifique à éjecteur (et sans compresseur) se présente comme suit (Figure I.9) :

- En sortie du condenseur, une partie du débit est dirigé vers une pompe qui comprime le liquide, au prix d'un travail très faible.
- Le liquide sous pression est vaporisé dans un générateur à relativement haute température (environ 100 °C), et éventuellement surchauffé, d'une valeur dépendant des propriétés thermodynamiques du fluide. L'énergie thermique fournie au générateur est une énergie payante (ou issue de rejets et donc potentiellement gratuite).
- Cette vapeur surchauffée est ensuite utilisée comme fluide moteur dans l'éjecteur.
- La partie du liquide qui n'a pas été reprise par la pompe est détendue dans l'évaporateur, puis dirigée vers l'éjecteur, comme fluide secondaire.

- le mélange sortant de l'éjecteur est condensé dans le condenseur, et le cycle est bouclé [7].

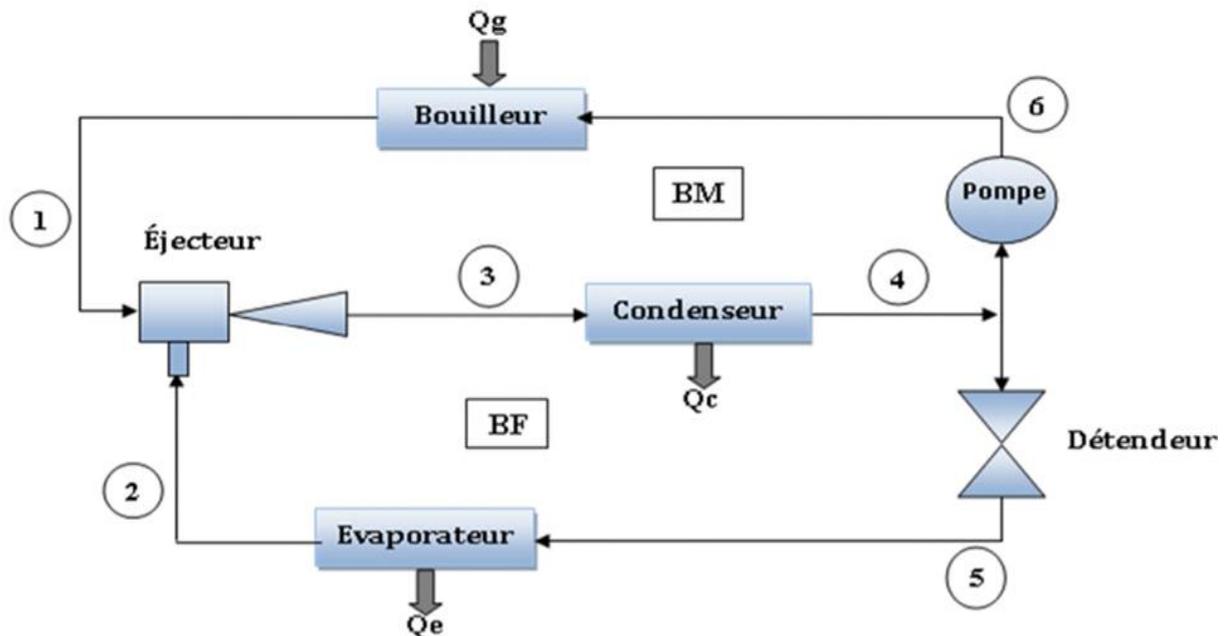


Figure.I.9 : Représentation d'un cycle tritherme à éjection.

b.Machine à adsorption

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbeur ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié.

b.1. Description d'une machine frigorifique à adsorption

Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la Figure (I- 10). Dans le cas le plus simple, la machine comporte les composants suivants [8]:

- Un adsorbeur (contenant l'adsorbant solide, en contact avec une source chaude, il joue pour le cycle à adsorption, le rôle joué par le compresseur (aspiration et compression) dans un cycle à compression de vapeur
- Un condenseur, en contact avec une source intermédiaire dans lequel le réfrigérant se condense à la pression de condensation.

- Un réservoir, qui sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur.
- Une vanne de détente V3.
- Un évaporateur, en contact avec la source froide, dans lequel le réfrigérant se vaporise à pression d'évaporation.
- Deux clapets anti-retour V1 et V2.

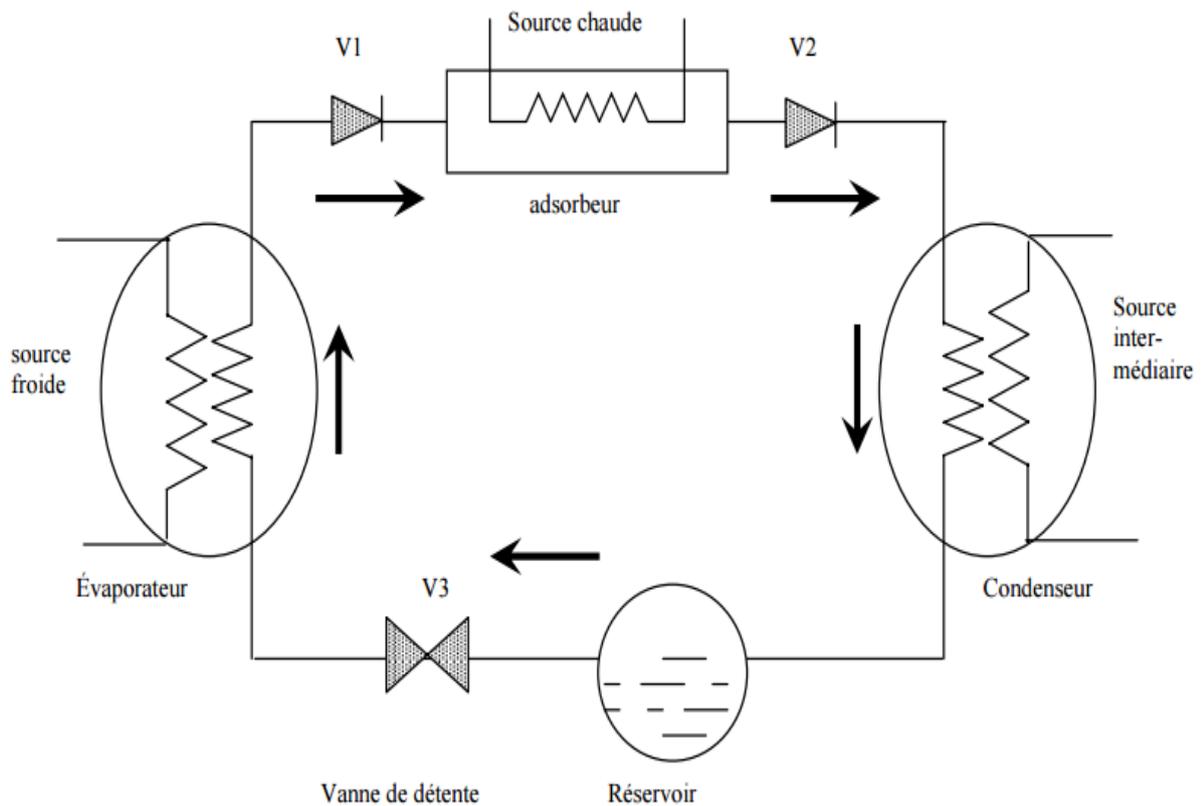


Figure.I.10: Schéma d'une machine frigorifique à adsorption.

b.2. Principe de fonctionnement

Au début du cycle, les vannes V1, V2 et V3 sont fermées, l'adsorbent se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat. En chauffant l'adsorbent, la pression du gaz adsorbé augmente au fur et à mesure que sa température augmente, la masse adsorbée reste constante. Lorsque la pression atteint celle du condenseur (pression haute), la vanne V2 s'ouvre, la vapeur désorbée circule vers le condenseur où elle se liquéfie à la température de condensation et le condensât est stocké dans le réservoir. Le chauffage continue jusqu'à ce que l'adsorbent soit en équilibre avec la température de la

source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbant commence. Sa pression diminue et la vanne V2 se ferme.

La vanne V3 s'ouvre, le condensat stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute de la pression du condenseur jusqu'à celle de l'évaporateur (pression basse). Lorsque la pression qui règne dans l'adsorbant atteint celle de l'évaporateur, la vanne V1 s'ouvre et l'adsorbant qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur. L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Le refroidissement de l'adsorbant continue jusqu'à ce qu'il atteigne sa température minimale, où l'adsorbant est saturé en adsorbant. Les vannes V1 et V3 se ferment et un autre cycle commence [8].

c. Machine frigorifique à 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. La figure I.11 donne une schématisation simplifiée d'un système frigorifique à absorption suivant le cycle fondamental de Carré. Le liquide frigorifique provenant du condenseur se vaporise dans l'évaporateur en produisant le froid utile. Le frigorigène à l'état vapeur entre dans l'absorbant où il est mis en contact avec une solution liquide présentant une grande affinité pour le soluté (solution pauvre). Une solution liquide enrichie en fluide frigorigène quitte l'absorbant et est envoyée à l'aide d'une pompe vers le générateur de vapeur frigorifique. Au niveau de ce dernier se produit la séparation du frigorigène qui s'évapore et de la solution liquide appauvrie qui est reconduite vers l'absorbant. La vapeur frigorifique générée se dirige vers le condenseur où elle se liquéfie. Le liquide subit un abaissement de pression dans un détendeur puis est introduit dans l'évaporateur et le cycle recommence [9].

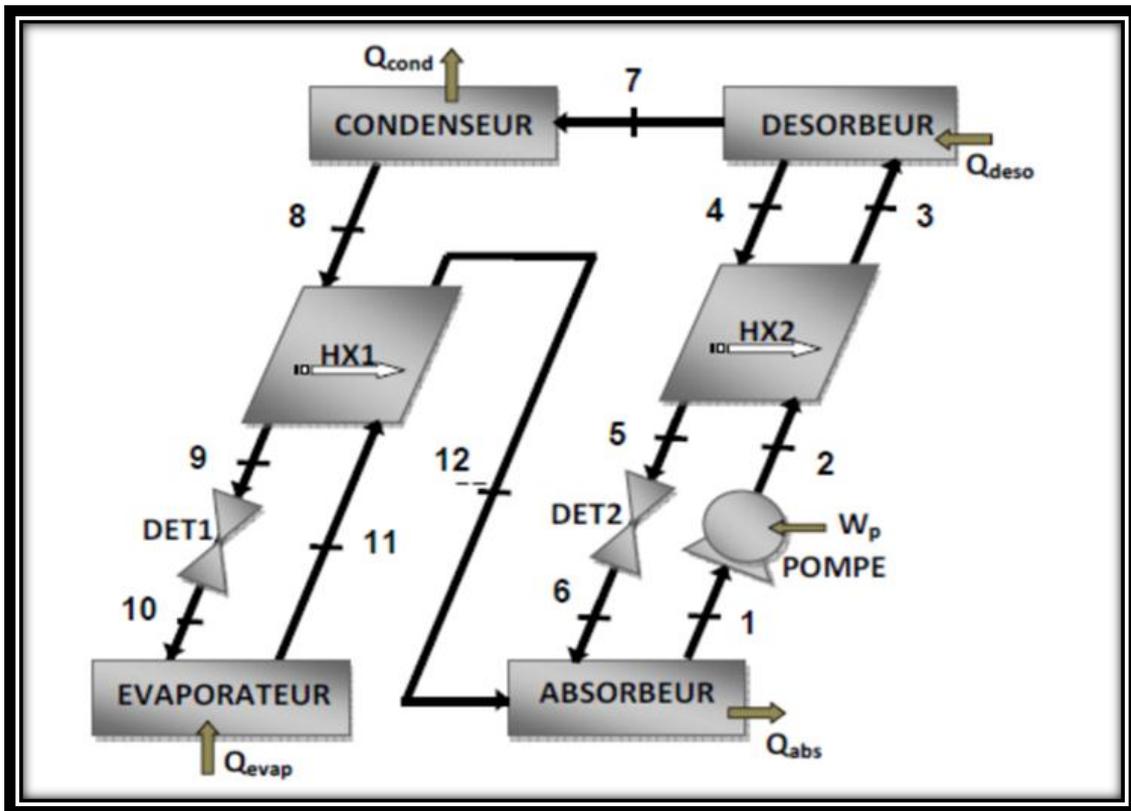


Figure I.11: Système thermo-frigorifique à absorption.

I.4.Fluides frigorigènes

I.4.1. Définition

Dans toute machine frigorifique évolue un fluide frigorigène. C'est un composé chimique facilement liquéfiable, dont on utilise la chaleur latente de vaporisation pour produire du froid. Le premier fluide frigorigène utilisé fut l'eau dans un montage de laboratoire en 1755, puis l'éther sulfurique en 1834 puis l'air en 1844, et puis à partir de 1930 une nouvelle gamme de fluides frigorigènes fut mise au point aux Etats Unis d'Amérique, ce sont les chlorofluorocarbones bien connus sous le sigle CFC. Ces derniers révolutionnèrent le marché frigorifique.

I.4.2. Domaines d'application

Le tableau suivant résume les domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés :

Fluide frigorigène	Désignation chimique	Formule chimique	Plage d'utilisation °C	Domaine d'application
R12	Dichlorodifluorom Ethane	CCl ₂ F ₂	-40 à +10	Réfrigérateurs, installations frigorifiques, industriels, équipements des engins de transport.
R13	Monochlorotrifluorométhane.	CClF ₃	-100 à -60	Installations frigorifiques en cascade pour applications industrielles.
R21	Dichlorofluométha	CHCl ₂ F	-20 à +20	Pompes à chaleurs, installations frigorifiques à température de condensation élevée.
R22	Chlorodifluorométhane	CHClF ₂	-50 à +10	Appareils de conditionnement d'air, installations frigorifiques pour navires, installations de congélation.
R23	Trifluorométhane	CHF ₃	-100 à -60	Installations frigorifiques mono et biétages pour application industrielles et laboratoires
R717	Ammoniac	NH ₃	-70 à +10	Installations frigorifiques pour produits, applications industriels

Tableau II.2: les domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés

I.4.3. Classification des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide. Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous famille de fluides considérés.

Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles que sont :

- ✓ Les fluides frigorigènes purs.
- ✓ Les mélanges

I.4.3.1. Les fluides frigorigènes purs

I.4.3.1.1. Les fluides frigorigènes naturels

L'utilisation de ces fluides entraîne, pour des raisons de sécurité humaines et de respect de l'environnement. Certains de ces fluides sont inflammables (hydrocarbures), toxiques (SO_2) ou les deux en même temps (NH_3). D'autre part, ils sont facilement disponibles, peu coûteux et leur influence sur l'environnement est limitée mais non nulle (ex: CO_2 , CH_4 ,...) et sont de mauvais fluides thermodynamiques.

➤ **L'ammoniac**

L'ammoniac (formule chimique NH_3) est une substance bien perceptible, même à très faible concentration. Elle est d'ailleurs explosive lorsqu'elle est mélangée en certaines proportions avec l'oxygène. L'ammoniac réagit avec l'eau en formant une solution basique. Chimiquement parlant, une base est l'opposé d'un acide et a une action corrosive. L'ammoniac est un fluide frigorigène utilisé depuis le début du XXe siècle. Dans les années 50, il a en grande partie été supplanté par les fluides frigorigènes chimiques, qui ne présentaient pas les mêmes dangers. Ces dernières années, le NH_3 a cependant fait son retour dans les technologies du froid. Son utilisation dans les installations de réfrigération et de congélation est encouragée par les pouvoirs publics (environnement) par le biais de subsides. En raison des risques en matière de sécurité, les pouvoirs publics en restreignent cependant l'utilisation d'un autre côté (permis, pompiers). L'utilisation du NH_3 comme fluide frigorigène est encouragée car ce dernier ne contribue pas à l'effet de serre.

➤ **L'eau**

C'est un frigorigène parfaitement sûr pour l'homme. Malheureusement, il ne permet pas de produire de basses températures (point triple de l'eau aux environs de 273.16K). il est préférable de l'utiliser pour le froid climatique ou pour les pompes à chaleur à haute température (100 à 300 °C) à cause de son point critique qui est très élevé. Cependant, la pression de vapeur de ce fluide est très faible et elle nécessite des compresseurs pouvant aspirer des grandes quantités d'eau. L'eau est plus adaptée pour la production de froid par absorption

➤ **Le dioxyde de carbone (R744)**

Le CO₂ est un autre fluide frigorigène naturel qui possède beaucoup de potentiel. En 2008, Veld Koeltechniek est devenu le premier constructeur néerlandais à créer une installation de réfrigération utilisant du CO₂ comme fluide frigorigène naturel. Lorsque les températures ambiantes sont faibles, le rendement du CO₂ est bien plus important que celui d'une installation économique optimisée recourant à un fluide frigorigène synthétique. Si les températures extérieures sont élevées, la compression se déroule au-dessus du point critique dans le diagramme de phases. C'est pour cela que l'on parle d'installation de réfrigération transarctique au CO₂. Les pressions de conception d'une installation recourant au fluide frigorigène CO₂ sont beaucoup plus élevées : Cela pose des exigences supplémentaires en ce qui concerne la construction des éléments de l'installation. Le CO₂ peut également être utilisé comme fluide frigorigène secondaire.

➤ **Les hydrocarbures**

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel. Il s'agit essentiellement du propane (R-600), du butane (R-600) et de l'isobutane (R,600). Ces fluides organiques présentent de bonnes propriétés thermodynamiques, mais sont dangereux par l'inflammabilité. Le monde du froid est toujours méfié de ces fluides, même s'ils sont réapparus récemment dans des réfrigérateurs et des mousses isolants. Leur utilisation future paraît peu potable en climatisation, vu le coût de la mise en sécurité aussi bien mécanique qu'électrique.

I.4.3.1.2. Les frigorigènes synthétiques

Il s'agit de substances chimiques qui sont créées par l'être humain pour améliorer et compenser les inconvénients des fluides naturels. Ce sont des dérivés des alcanes tels que : CH_4 et C_2H_6 par substitution de H par F et Cl. Les anciens frigorigènes (1930 à 1975) sont :

➤ **Les Chlorofluorocarbures (CFC)**

Les CFC sont des composés de carbone, de fluor et de chlore, et non d'hydrogène. Ils sont très stables et ont une grande durée de vie dans l'atmosphère (durée de vie entre 50 et 250 ans).

➤ **Les Hydro chlorofluorocarbures (HCFC)**

Ces composés sont issus de la substitution partielle des atomes d'hydrogène d'une molécule d'hydrocarbure par un atome de fluor et un atome de chlore. Le chlore, contenu dans cette molécule, est un agent catalytique majeur intervenant dans la destruction de la couche d'ozone au niveau de la stratosphère.

➤ **Les Hydrofluorocarbures (HFC)**

Ce sont des composés de carbone, de fluor et d'hydrogène. Ils sont apparus comme substitués des CFC et HCFC. Ils sont appelés substances de substitution. Les HFC possèdent des propriétés techniques similaires à celles des CFC permettant de les utiliser comme fluides réfrigérants (ex : corps purs R134a ($\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$),

I.4.3.2. Mélanges de fluides

La description d'un mélange nécessite la connaissance de la température, de la pression et de la composition, les mélanges se regroupent en deux sous-groupes que sont :

➤ **Les mélanges azéotropiques**

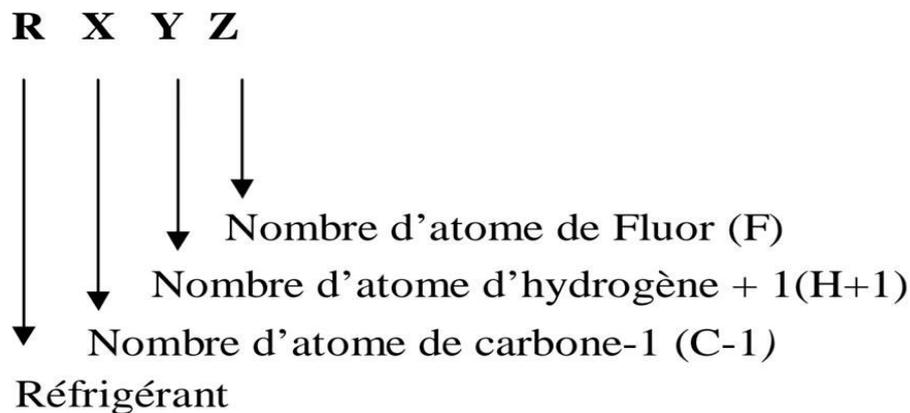
Le comportement azéotropique est un phénomène pouvant être provoqué par deux types de propriétés : volatilités voisines des constituants du mélange, et/ou déviations à l'idéalité. Un azéotrope est un mélange liquide qui se comporte comme un corps pur : il convient de noter que la température d'ébullition reste fixe en cours de vaporisation du mélange. De même les phases liquides et vapeur en présence ont la même composition. L'utilisation de mélanges azéotropiques comme frigorigènes est intéressante parce que leur comportement est très proche de celui des corps purs.

➤ Les mélanges zéotropiques

Alors que les fluides purs changent d'état (vapeur/liquide), (liquide/vapeur) à des pressions et des températures constantes, les fluides **zéotropiques** qui sont généralement des mélanges de deux ou trois fluides frigorigènes purs ont, lors des phases de changement d'état une variation de température au niveau du cycle frigorifique. Cette variation de température aura pour conséquence une diminution de la pression de condensation et de la pression d'évaporation. Cette variation de température a tout de même des avantages pour des installations utilisant des échangeurs à eau — batterie à eau glacée, récupération de chaleur sur l'eau au condenseur. En effet, les écarts de température entre l'eau et le fluide frigorigène seront moins variables dans les échangeurs ce qui aura comme bénéfice l'amélioration du coefficient de performance de l'installation frigorifique.

I.4.4. Nomenclature

La nomenclature des fluides frigorigènes est donnée par la norme ANSI/ASHRAE 34. La codification Rxyz des fluides suit des règles précises et permet dans la plupart des cas de déduire la nature et même la formule chimique du fluide :



CFCR - X Y Z / C, F, Cl ; H = 0, exemple : R11, R12, R114, R115.

HCFC R - X Y Z / C, H, F, Cl ; H ≥ 0, exemple : R123, R124, R141a, R142b.

RCXYZ désigne les hydrocarbures cycliques halogénés (les perfluorocarbures).

R1XYZ désigne les alcènes.

I.4.5. Critères de choix d'un fluide frigorigène

Un fluide frigorigène a pour rôle d'assurer le transfert de chaleur entre le milieu refroidi et le milieu extérieur en subissant un ensemble de transformations thermodynamiques à l'intérieur d'une machine frigorifique. Un fluide frigorigène devra répondre à l'ensemble des critères définis ci-après.

➤ Critères thermodynamiques

- La pression d'évaporation du fluide doit être, autant que possible, supérieure à la pression atmosphérique de façon à maintenir le circuit frigorifique en surpression par rapport à l'atmosphère.

- La température critique du fluide doit être supérieure à la température de condensation afin d'éviter toute diminution du rendement du système frigorifique. En règle générale, il faut toujours chercher à éloigner au maximum le fonctionnement d'une machine du régime critique.

- Les pressions du cycle frigorifique doivent rester dans la plage de valeurs recommandée par le constructeur du compresseur afin de limiter le taux de compression (rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration) à une valeur raisonnable, généralement comprise entre 3 et 4, pour optimiser le rendement volumétrique du compresseur.

- Le rapport des chaleurs massiques (C_p/C_v) doit être le plus proche de 1 afin de limiter la surchauffe des vapeurs au cours de la compression. Une surchauffe importante peut altérer les propriétés de l'huile.

- La conductivité thermique, la masse volumique, la viscosité dynamique, la capacité calorifique sont des paramètres dont dépend l'amélioration des échanges thermiques.

➤ Critères techniques

- La compatibilité entre le fluide frigorigène et les matériaux utilisés dans l'installation doit être vérifiée.

- Le fluide frigorigène doit être sélectionné en vue d'obtenir le meilleur compromis entre viscosité et miscibilité du couple fluide/lubrifiant.

- La présence d'eau dans un circuit frigorifique est à proscrire.

- Le fluide frigorigène doit pouvoir garder son intégrité et ses propriétés face aux températures élevées de fin de compression et aux répétitions des cycles « haute température/basse température » auxquels il est soumis

➤ **Critères de sécurité**

- Le fluide frigorigène doit être non toxique, non inflammable et non explosif.

- Le fluide ne doit présenter aucune action sur les denrées alimentaires dans le cas des applications en industrie agroalimentaire.

- Le fluide doit présenter une action faible, voire nulle, sur la destruction de la couche d'ozone et sur le réchauffement global de la planète.

➤ **Critères économiques**

- Le choix du fluide frigorigène va conditionner le choix des éléments constitutifs du circuit frigorifique et à fortiori le coût global de l'installation.

- La disponibilité du fluide doit être suffisante pour permettre une maintenance rapide de l'installation.

- Le coût des fluides visés par une interdiction future risque d'augmenter au fur et à mesure que l'on se rapproche de la date limite.

I.5. Conclusion

Après un historique de la technique de production de froid, Ce chapitre présente un aperçu des principes de production du froid à l'aide des différentes machines frigorifiques, Ensuite, cette étude se poursuit par une analyse détaillée des fluides frigorigènes utilisés dans le domaine de la réfrigération. Dans le chapitre suivant, on parlera plus en détails de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ qui est l'objet de notre étude.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Mr Bounouioua Ahmed Saber, Modélisation d'une machine frigorifique d'une machine frigorifique à compression mécanique, Mémoire de magister, Centre Universitaire de Oum EL Bouagh 2009.
- [2] Baba Ahmed, Appareillage pour l'étude des équilibre liquide-vapeur dans le domaine cryogénique, Conception et développement, Thèse de doctorat, école des Mines de Paris, 14 Octobre, 1999.
- [3] CHekirou Wassila, Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, thèse de doctorat, Université Mentouri, Constantin, 2008.
- [4] Mar ynowski T, Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit, Université de Sherbrook, 2007.
- [5] Zhi-Jiu Chen and Wei-han Lin, Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system, Rev, 14 Novembre 1991.
- [6] A. EL Almers, Etude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire, thèse de Doctorat, Tetouan, 2002.
- [7] Kaoudja khaled, Zergoune abd elhaki, Amélioration d'un cycle de réfrigération tritherme (cycle à éjecteur), Mémoire Master Académique, 2016.
- [8] W.Chekirou, Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, Thèse de doctorat, Université Mentouri, 2008.
- [9] 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.

CHAPITRE II

Evaluation des performances d'une machine frigorifique à absorption liquide

II.1.Introduction

La production du froid peut être faite par deux principaux systèmes, à compression mécanique est le système le plus utilisé. L'absorption est l'autre système, l'usage de l'énergie primaire pour produire du froid (gaz naturel, déchets industriel, énergie solaire...) est possible. Les qualités écologiques et économiques des systèmes à absorption font d'eux un concurrent sérieux des systèmes à compression mécanique, d'où son leur utilisation devient de plus en plus fréquente.

Le cas de l'unité de fabrication des détergents HENKEL de ChelgoumElaid est l'un des premiers exemples de l'utilisation de ces systèmes en Algérie. En 1976 les concepteurs de l'usine ont réfléchi à produire le froid nécessaire pour la fabrication de la matière active via un système à absorption. Ce type de machine implantée dans un environnement où le vecteur énergétique est indispensable (site industriel de l'unité des détergent HENKEL doté d'un réseau de vapeur indispensable au processus de fabrication des détergents) [1].

II.2. Historique et utilisation actuelle de la machine frigorifique à absorption liquide dans le monde

II.2.1. Historique de la machine à absorption liquide

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19^{ème} siècle(1859), mis au point par un français, FERDINAD Carré [2], le fluide utilisé est un mélange binaire, il se compose d'eau et d'acide sulfurique, mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue. Dis ans plus tard, FERDINAND Carré a adopté le mélange (eau/ammoniac) et il a obtenu par la même occasion un fonctionnement continu.

- ✚ Vers 1899, la théorie des mélanges fut établie par Duhem.
- ✚ De 1890 à 1900, de nombreuses machines à absorption sont installées dans l'industrie du pétrole et les installations de fabrication des produits chimiques.
- ✚ Dans les années 1900, les installations à compressions mécanique prennent de plus en plus d'importance pour finalement dominer le marché au détriment de la machine à absorption.

Néanmoins, les recherches n'ont jamais cessé pour développer ce type de machines.

- ✚ Des savants tels que PLANK, ALTENKIRCH, MAIURI ont contribué au perfectionnement de cette machine ; il faut citer aussi les travaux de Von Platen et MUNTERS sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe.

Depuis, différents concepteurs, chercheurs et scientifiques parmi eux ALBERT Einstein a essayé d'étudier et de perfectionner cette machine.

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale.

- ✚ De 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux Etats-Unis ; deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).
- ✚ En 1965 environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifique aux Etats-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958) [3].
- ✚ L'année 1970 marque le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption KWAZAKI, machine qui utilise le couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), cycle à double effet avec un brûleur à gaz.

II.2.2. Utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde

Parmi les systèmes frigorifiques utilisant la chaleur dans toutes ces formes comme énergie motrice, grâce à un faible impact sur l'environnement (effet de serre et réchauffement climatique) et la flambée des prix de pétrole, la machine à absorption prend une place importante dans le marché du froid industriel.

Ses qualités d'utiliser différentes sources d'énergie et sa capacité de travail dans un silence relativement absolu font d'elle un excellent choix pour remplacer le système à compression mécanique.

On signale qu'au Japon les machines à absorption ont été fortement utilisées, leur utilisation a atteint en 1985 quatre-vingts(80%) du marché des refroidisseurs d'eau de grandes puissances [3], Une contribution importante a été faite par le Professeur TAKAMOTO Saito de l'université du Tokyo, spécialement pour les systèmes à absorption en solution (H₂O-LiBr).

Les constructeurs Japonais sont les premiers au monde dans le domaine d'absorption. Le nombre d'installations des réfrigérateurs à absorption vendus en 1996 a dépassé les 6600 unités ce qui représente un record mondial [4]

Dans d'autres pays comme la chine, la Corée ou l'inde ; la demande de tels machines est en voie de développement d'une manière remarquable tant pour les applications domestiques qu'industrielles.

La Corée est le 3^{ième} producteur mondial de groupes à absorption, le nombre vendu en 1996 a dépassé les 1800 unités après le Japon et la Chine avec 2500 unités.

En Inde, Thermax est le premier constructeur de climatiseurs à absorption, il a fourni plus de 300 installations en 1997, la plupart fonctionnent à la vapeur.

En Europe, les écoles allemandes ont développé des centres de recherche qui ont abordé ce sujet ; ainsi qu'en France ; Il existe aujourd'hui plusieurs installations de climatisation solaire à absorption, en Hollande, l'école de l'université technique de Delft, a commencé dès les années 80 en période de la crise pétrolière, un programme de recherche qui a été matérialisé par des applications concrètes plus intéressantes dont bientôt trois en France (Banyuls, Diren en Guadeloupe et CSTB à Sophia Antipolis) [5].

Aux Etats-Unis, le laboratoire national de OakRidge (Tennessee) est l'un des centres de recherche les plus importants au niveau mondial.

Les plus importants constructeurs des machines à absorption sont classés selon leur pays dans le tableau.II.1.

Payes	Japon	Chine	Corée	Allemagne	Etas unis	Hollande
Constructeurs	Yazaki	Broad	LG Machinery	Entropie	Carrier	Clibri stork
	Sanyo		Kyungwon Centry	Hans-GüntnerGmbh Absorptionskälte KG	York	
	Voltas				Trane	
	Ebara					
	Mitsubishi					
	Toshiba					
	Hitashi					
	Kawasaki					
	Takuma					

TableauII.1: Les plus importants constructeurs des machines à absorption [6].

Les principaux domaines du froid industriel touchés par l'emploi de ces machines sont :

- Industrie agroalimentaire (conditionnement, entrepôts, abattoirs, séchoirs, pour les produits carnés, de la mer et les végétaux).
- Industrie chimique et pétrochimique (liquéfaction des gaz, séparation...).
- Intégré à une unité de cogénération pour produire de la chaleur et du froid.
- Loisirs (patinoire).
- Réfrigération et stockage.

II.3. Les machines frigorifiques à absorption liquide

Dans ces machines, le froid est produit par l'évaporation d'un liquide volatil. 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 utiliseront comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constituera le fluide frigorigène. L'autre constituant sera appelé absorbant. Deux couples (frigorigène /absorbant) sont principalement utilisés :

- Eau + Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$), l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac+Eau (NH_3/H_2O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène [7].

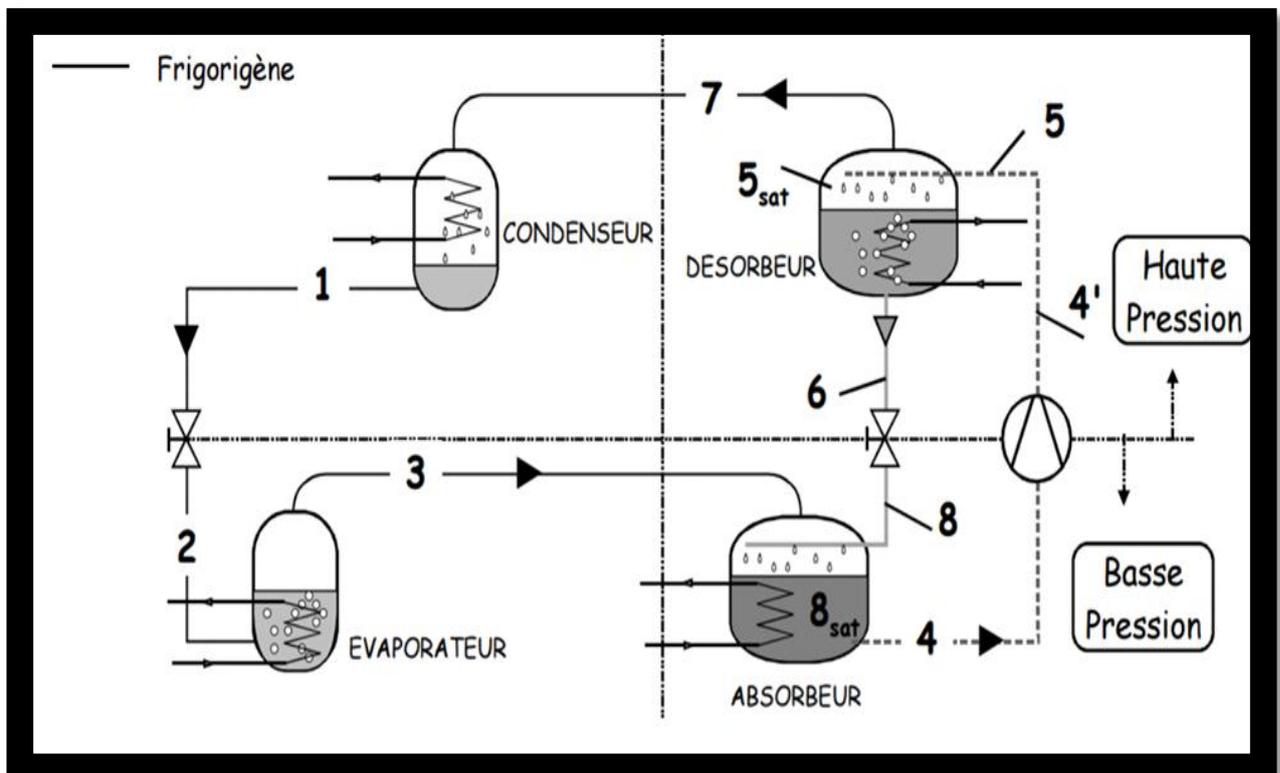


Figure II.1 : Principe de la machine par absorption.

II.3.1. Principe de fonctionnement

Une machine à absorption peut être décrite à partir des composants semblables à ceux d'un cycle à compression de vapeur (voir la figure II.1).

- ***Le condenseur :***

Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_0 du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur/condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} au fluide caloporteur à la température T_0 .

- ***L'évaporateur :***

À la sortie du condenseur (point 1), le liquide subit un laminage à travers le détendeur (point 2), puis s'évapore en prenant la chaleur Q_{evap} à la température T_b du fluide ou l'enceinte à refroidir. La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur sont fixées par la température de la source froide T_b .

- ***L'absorbeur :***

La vapeur issue de l'évaporateur (point 3) y rencontre la solution appauvrie provenant du désorbeur (point 8). Elle se dissout dans cette solution, provoquant par cette transformation exothermique, un rejet d'une quantité de chaleur qui sera évacuée par un fluide caloporteur à la température T_0 . En sortie d'absorbeur (point 4), on obtient ainsi une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue donc une opération de mélangeage.

- ***Le bouilleur ou désorbeur :***

La solution riche en frigorigène (point 5) y reçoit la quantité de chaleur Q_{des} à une température T_h ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. On parle alors de désorption. En sortie du désorbeur, on obtient donc de la vapeur de frigorigène (point 7) et une solution appauvrie en frigorigène (point 6). Cet organe effectue donc une séparation.

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (BP) et désorbeur/condenseur (HP) nécessite en outre la présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (en frigorigène) et la présence d'un détendeur sur le circuit de la solution pauvre (en frigorigène) [7].

II.3.2. Mélanges pour les machines à absorption

II.3.2.1. Les conditions d'absorption des couples binaires

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve une étude faite par Marcriss[8] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).

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 frigorigère 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 ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et du couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).

Ce dernier présente un avantage non négligeable, car lors de l'ébullition dans le bouilleur de la solution riche, seul le fluide frigorigère (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 ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) 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 (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 ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) a été et reste le fluide le plus intéressant pour les machines frigorifiques à absorption à basse température [9].

II.3.2.2. Propriétés de couple binaire :

Les deux substances fluides frigorigène- agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent remplir un certain nombre de critères.

Un couple binaire parfait doit avoir les caractéristiques suivantes :

- ✓ Absence de phase solide.
- ✓ L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène.
- ✓ Le fluide frigorigène doit être plus volatil que l'agent absorbant.
- ✓ Pressions de travail doivent être modérées.
- ✓ Stabilité chimique.
- ✓ Absence de corrosion.
- ✓ Sécurité, non toxique non inflammable.

- ✓ Faible viscosité.

Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable. Les couples ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) sont les couples qui remplissent le plus de critères[9].

II.4. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)

Le NH_3 (ammoniac) est le fluide frigorigène alors que l'agent absorbant est le H_2O . Un cycle de machine à absorption à ammoniac comporte 8 éléments principaux (figure II.2) : un générateur-rectificateur, le condenseur, un détendeur de réfrigérant, un évaporateur, un absorbeur, un échangeur de solution, une pompe, un détendeur en sortie d'échangeur.

II.4.1. Principe de fonctionnement :

Une machine à absorption ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) fonctionne selon le cycle suivant :

1/ Un générateur-Rectificateur, qui reçoit de la source chaude un flux de chaleur, et dans lequel entre la solution riche à haute pression préchauffée dans l'échangeur de solution (point 9). Il en sort d'une part la vapeur de réfrigérant NH_3 presque pure (point 1), et d'autre part la solution appauvrie (point 10) ;

2/ Un condenseur, d'où sort la vapeur condensée et éventuellement sous-refroidie (point 3), la chaleur extraire étant rejetée à l'environnement ;

3/ Un détendeur de réfrigérant, qui réduit la pression du réfrigérant, qui en sort à l'état diphasique à basse température (point 4) ;

4/ Un évaporateur, dans lequel le réfrigérant à basse pression et température est vaporisé et éventuellement légèrement surchauffé (point 5), en prélevant à la source froide le flux de chaleur utile (effet frigorifique).

5/ Un absorbeur, dans lequel entrent le réfrigérant vaporisé et la solution pauvre refroidie dans l'échangeur de solution, et duquel sort la solution riche (point 7), la chaleur extraite étant rejetée à l'environnement ;

6/ Un échangeur de solution, qui permet d'effectuer une régénération interne entre la solution riche et la solution pauvre ;

7/ Une pompe est nécessaire pour pressuriser la solution riche avant son entrée dans l'échangeur ;

8/ Un détendeur en sortie d'échangeur ramène la solution pauvre à la pression de l'absorbeur [10].

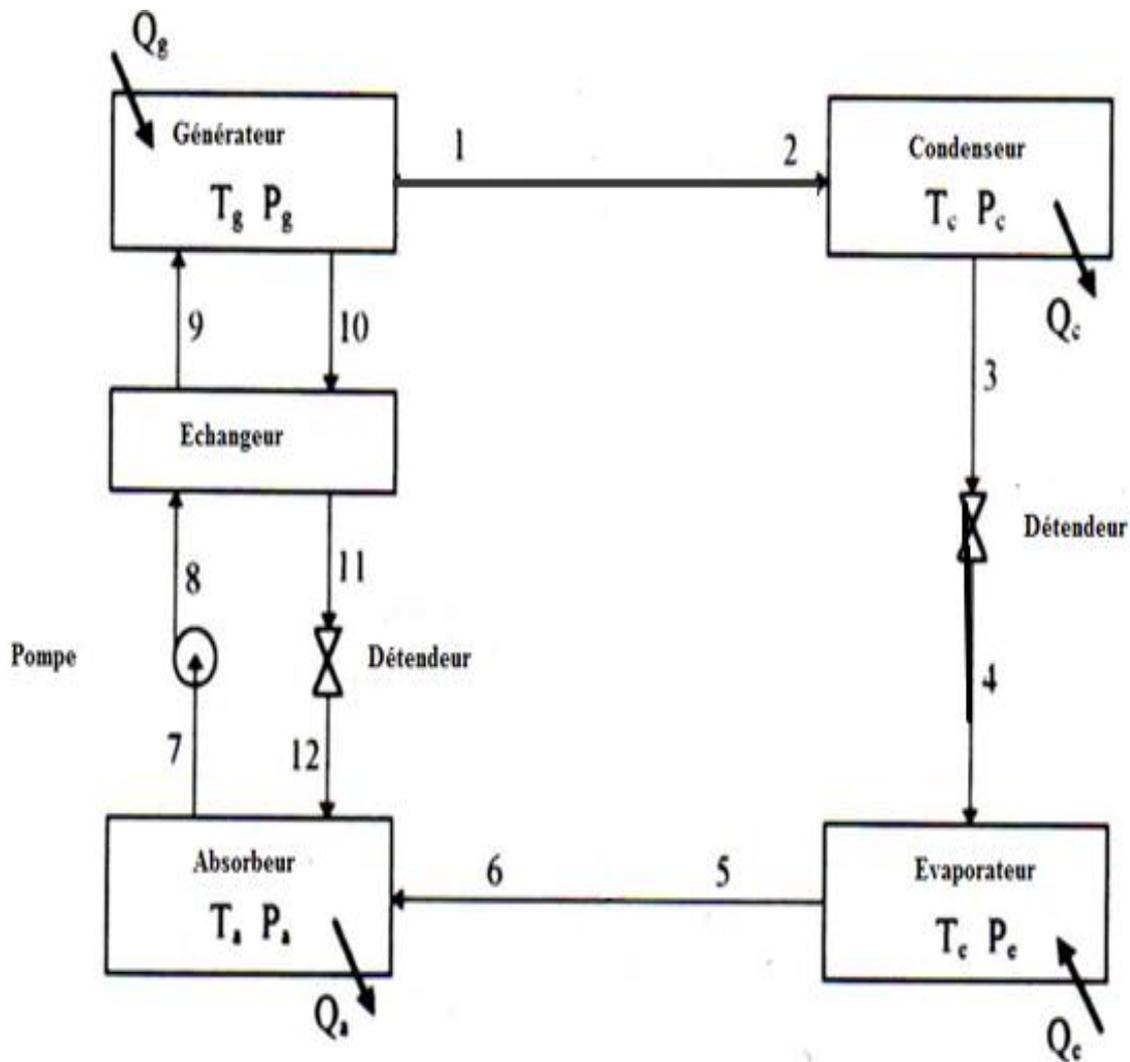


Figure II.2 : machine à absorption ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) [11].

II.4.1.A. Les avantages du cycle ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) :

- ✓ Les machines à ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) 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.

II.4.1.B. Les inconvénients de cycle (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 [10].

II.4.2. Diagrammes utilisés

II.4.2.1. Diagramme d'Oldham :

La loi d'équilibre des mélanges peut être approchée, grâce à un modèle mathématique : $\log P = A + B \cdot X + \dots$. Avec T, P 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. La Figure II.3 présente un tel diagramme relatif au couple (NH₃/H₂O) [11]. Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites. La droite de teneur 100 % correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'ammoniac.

✚ Pression de fonctionnement.

Les températures des sources T_m (environnement) et T_b (production de froid) fixent les deux pressions P_h et P_b . Ces deux pressions correspondent aux pressions de vapeur saturante de l'ammoniac (isotitre $X_{(NH_3)}=1$) à la température T_m (point 3) et T_b (point 6).

✚ Variation du titre au cours du cycle

Le titre X_p de la solution pauvre en sortie de désorbeur est donné par l'intersection de l'isotherme T_h et de l'isobare P_h (point 10). D'une manière analogue, le titre X_R de la solution riche en sortie de l'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme T_m et de l'isobare P_b (point 7).

✚ Titre et température de la solution à l'entrée de l'absorbeur

L'absorbeur reçoit la solution pauvre provenant du désorbeur, après que celle-ci ait traversé l'échangeur de la solution et détendue dans le détendeur (11,12). La détente implique une chute de température due à une vaporisation partielle de la solution. L'absorbeur reçoit donc un mélange de solution liquide et de vapeur (12), dont il n'est pas possible, à l'aide de ce diagramme de préciser, ni la température, ni la masse relative des deux phases. A l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est donc tout d'abord refroidi, d'une part par le mélange avec la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, d'autre part directement par le fluide caloporteur. Ce refroidissement entraîne tout d'abord une re-absorption de la vapeur produite par la détente, puis l'absorption de la vapeur provenant de l'évaporateur. Le processus d'absorption commencera au point 12.

✚ Titre et température de la solution à l'entrée du désorbeur :

Le désorbeur reçoit la solution riche issue de l'absorbeur, après que celle-ci ait traversé la pompe (7-8) et l'échangeur (8-9). Ce liquide sous-refroidi, ne peut pas être représenté sur le diagramme d'Oldham, où ne figurent que des états d'équilibre liquide/vapeur. Si la compression est supposée isotherme, le titre et la température au point 8 sont ici connus et restent identiques au titre et à la température du point 7. A son entrée dans le désorbeur, le

liquide sera donc tout d'abord réchauffé jusqu'à la température T_{Bsat} donnée par l'intersection de l'isotitre x_r et de l'isobare P_h . La désorption commencera alors au point 9sat.

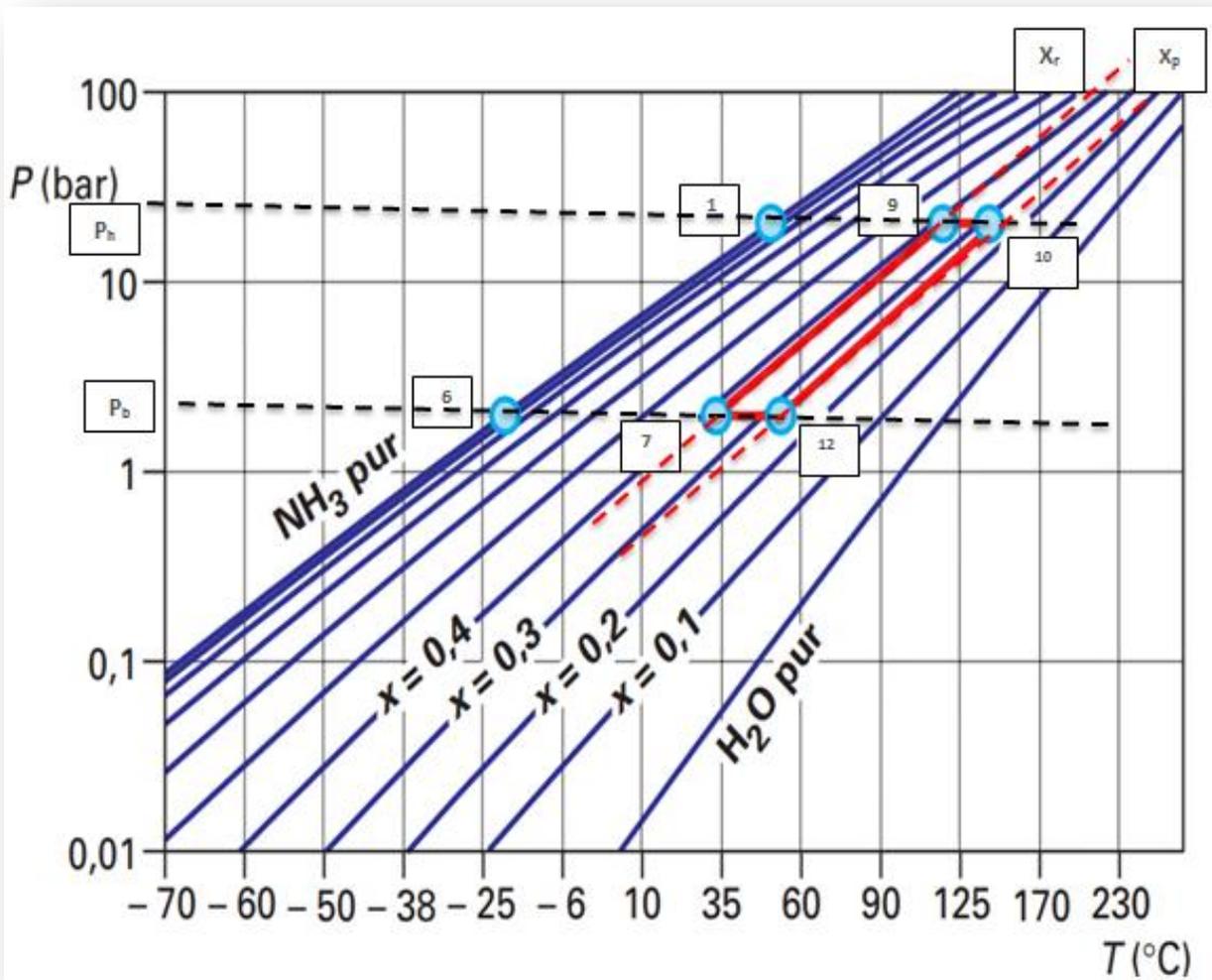


Figure II.3 : Diagramme d'Oldham du couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

II.4.2.2. 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 [12]. 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.4).

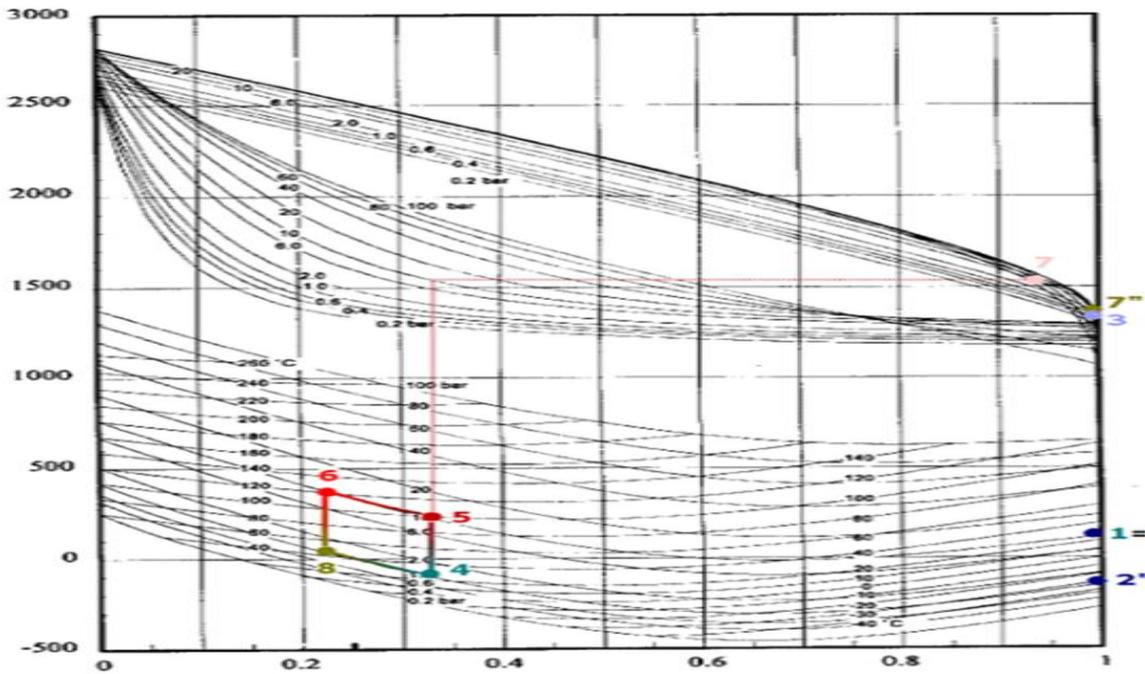


Figure II.4 : Diagramme de Merckel (NH₃/H₂O).

II.5. Comparaison entre machines frigorifiques à absorption et à compression de vapeur

Le principal avantage de la machine à absorption est la disparition presque complète de tout organe mécanique. Ses performances sont nettement supérieures à celles de la machine à éjecteur.

Au début du 20^{ème} siècle, la plupart des machines frigorifiques étaient des machines à absorption. Cependant, grâce à la robustesse croissante des compresseurs et des moteurs électriques, à l'augmentation du rendement des centrales électriques et à l'apparition des CFC, les machines frigorifiques à compression de vapeur ont supplanté les machines à absorption.

Le principal intérêt de ces dernières tient au fait qu'elles offrent la possibilité d'exploiter une source de chaleur de faible énergie (bon marché) afin de générer du froid. Cette propriété peut notamment être mise à profit lors la récupération de chaleur provenant de moteurs thermiques ou de turbines à gaz utilisés pour la cogénération.

Les machines frigorifiques à compression de vapeur utilisent un compresseur, un condenseur, un évaporateur et généralement une vanne de détente (voir figure I-1). La compression du réfrigérant se réalise en phase vapeur.

On peut dresser une liste non-exhaustive des avantages et inconvénients de ce type de machines.

Avantage :

- ✓ Un COP élevé
- ✓ Un encombrement réduit par kW de froid produit,
- ✓ Une mise en marche rapide,

Une grande plage de variation de la température d'eau refroidie est possible.

Inconvénients :

- ✓ Vibrations et bruit,
- ✓ Jusqu'à il y a peu, utilisation de réfrigérants nocifs pour la couche d'ozone (CFC).

Les machines frigorifiques à absorption permettent de remplacer la compression en phase vapeur du réfrigérant par une compression en phase liquide d'une solution binaire. Cette solution est composée du réfrigérant et d'un absorbant. La quantité d'énergie électrique consommée par la pompe est presque négligeable. Il faut néanmoins disposer d'une source de chaleur pour pouvoir dissocier le réfrigérant de l'absorbant et pour pouvoir fonctionner ainsi en cycle. Une source froide est également nécessaire.

Les principaux avantages et inconvénients des machines à absorption sont les suivants :

Avantages :

- ✓ Utilisation possible d'une source de chaleur de faible énergie et donc bon marché.
- ✓ Pas de vibrations et pas de bruit.
- ✓ Pratiquement pas de machines tournantes, donc grande robustesse.
- ✓ Faible coût de fonctionnement.

Inconvénients :

- ✓ Faible COP, basé sur la puissance thermique fournie à la machine.
- ✓ Plage réduite de température d'évaporation réalisable.
- ✓ Encombrement et poids.
- ✓ Manque de souplesse de fonctionnement.
- ✓ Coût d'investissement.

II.6 Etude et analyse thermodynamique d'une machine frigorifique qui fonctionne avec le couple binaire (NH₃/H₂O) :

Dans cette partie, on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (NH₃/H₂O) comme fluide de fonctionnement qu'on a déjà introduit (cette machine est représentée sur la Figure II.2). Cette partie décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et de l'ammoniac.

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de base suivantes :

- ✓ 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 détenteurs sont supposées isenthalpiques.

Les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide étudiée dans ce mémoire sont :

Élément	T (°C)	P _i = P _{sat} (T _i) (MPa)
Evaporateur	5	0.51575
Condenseur	30	1.1672
Élément	T (°C)	P(MPa)
Absorbeur	30	0.51575
Générateur	120	1.1672
Puissance frigorifique = 10 kW Efficacité de l'échangeur de solution : E=0.8		

➤ Bilans massiques et enthalpiques

1- Bilan massique :

Soient \dot{m}_f , \dot{m}_p , \dot{m}_r et x_r , x_p respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution pauvre et de la solution riche. Le bilan matière (débit masse totale et débit masse du réfrigérant) de l'absorbeur donne :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_p + \dot{m}_f \quad (\text{II.1})$$

Ce système d'équation permet d'exprimer \dot{m}_r et \dot{m}_p en fonction de \dot{m}_f , x_p et de x_r :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_f \frac{1-x_p}{x_r-x_p} \quad (\text{II.2})$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_f \frac{1-x_r}{x_r-x_p} \quad (\text{II.3})$$

2- Bilan enthalpique

On effectue le bilan enthalpique sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur :

On a :

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g + w \quad (\text{II.4})$$

- Evaporateur : $Q_E = \dot{m}_f(h_5 - h_4)$ (II.5)

- Générateur : $Q_G = \dot{m}_f h_1 + \dot{m}_p h_{10} - \dot{m}_r h_9$ (II.6)

- Absorbeur : $Q_a = \dot{m}_r h_7 - \dot{m}_p h_{12} - \dot{m}_f h_5$ (II.7)

- Echangeur : $\dot{m}_r(h_9 - h_8) = \dot{m}_p(h_{11} - h_{10})$ (II.8)

- Pompe : $W_p = \dot{m}_r(h_8 - h_7)$ (II.9)

- Condenseur : $Q_C = \dot{m}_f(h_3 - h_1)$ (II.10)

-

➤ Détermination du coefficient de performance COP

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

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} = \frac{\dot{m}_f(h_5 - h_4)}{\dot{m}_f h_1 + \dot{m}_p h_{10} - \dot{m}_r h_9 + \dot{m}_8(P_8 - P_7)V_7} \quad (\text{II.11})$$

➤ Le coefficient de performance de Carnot (COPc)

Le coefficient de performance de Carnot (COPc) est le coefficient de performance maximal possible pour un système frigorifique.

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

$$\text{COP}_c = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \cdot \frac{T_G - T_C}{T_G}$$

(II.12)

➤ **L'efficacité de système (η) (rendement exergetique)**

L'efficacité du système (η) est définie comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot (COP_c)

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c}$$

(II.13)

Afin d'utiliser les équations du COP, COP_c et η , un bilan de masse et d'énergie doit être établi au niveau de chaque élément de la machine à absorption.

• **Générateur**

Point 10 (solution pauvre) :

$$T_{10} = T_G$$

• **Absorbeur**

Point 7 (solution riche) :

$$T_7 = T_A; P_7 = P_A; X_7 = X_r(T_A, P_A) h_7 = h_r(T_A, X_7)$$

Le bilan massique sur la solution liquide au niveau du générateur donne :

$$X_7 = X_9;$$

D'après la relation (II.4) On a :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_9 X_9 = \dot{m}_{10} X_{10} + \dot{m}_1$$



$$\dot{m}_9 X_9 = (\dot{m}_9 - \dot{m}_1) X_{10} + \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_9 (X_9 - X_{10}) = \dot{m}_1 (1 - X_{10})$$

$$\dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_1 (1 - X_{10})}{(X_9 - X_{10})} \dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \left[\frac{(1 - X_{10})}{(X_9 - X_{10})} - 1 \right]$$

L'état de la solution riche en sortie de la pompe (point 8) est donné par :

$$T_8 = T_A; P_8 = P_9; X_8 = X_7; \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

$$v_8 = v_8(T_A, P_G); h_8 = h_7 + (P_8 - P_7)v_8$$

- **Détendeur de la solution NH₃/H₂O**

Lors de son passage par le détendeur, la pression de la solution NH₃/H₂O liquide est réduite de la haute pression P_B à la basse pression P_E

$$P_{12} = P_A; X_{12} = X_{11} = X_{12}; \dot{m}_{12} = \dot{m}_{11}; T_{12} = T_A; h_{11} = h_p(T_{11}, P_{11})$$

- **Condenseur**

Etat du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur est :

Point1 (frigorigène) :

$$T_1 = T_G; P_1 = P_G; h_1 = h_f(T_1, P_1)$$

Le fluide frigorigène à la sortie du condenseur est :

Point 3 (frigorigène) :

$$T_3 = T_C; P_3 = P_1; h_3 = h_f(T_3, P_1); \dot{m}_1 = \dot{m}_3$$

- **Détendeur du fluide frigorigène :**

A la sortie du détendeur ; l'état du fluide frigorigène est donné par

Point 4 (frigorigène) :

$$P_4 = P_E; h_4 = h_3; \dot{m}_4 = \dot{m}_3 \text{ (La détente est isenthalpique)}$$

- **Evaporateur :**

A la sortie de l'évaporateur, NH₃ est dans l'état du point 5 :

Point5 (frigorigène) :

$$T_5 = T_E; P_5 = P_4 = P_E; \dot{m}_5 = \dot{m}_4; h_5 = h_f(T_5, P_5)$$

- **Echangeur :**

Point 9 : (solution riche)

$$P_8 = P_9 ; X_8 = X_9 ; \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

$$E = \frac{T_{10} - T_{11}}{T_{10} - T_8} \rightarrow T_{11} = ET_8 + (1 - E)T_{10}$$

$$P_{10} = P_{11} ; X_{10} = X_{11} ; \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} ; h_{11} = h_f(X_{11}, P_{11}).$$

Bilan enthalpique de l'échangeur :

$$\dot{m}_8(h_9 - h_8) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) \rightarrow h_9 = h_8 + \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_8}(h_{10} - h_{11})$$

➤ **Calculs :**

1/ Calculs et détermination les propriétés des différents points du cycle :

Détermination des propriétés de la solution et du frigorigène pur (ammoniac) par le logiciel Refprop7

a/ Solution

$$T_{10} = T_G = 120^\circ\text{C} ; P_{10} = P_G = 1,1672 \text{ MPa} ; X_{10} = X_p(T_G, P_G) ; h_{10} = h_p(T_G, X_G).$$

$$\rightarrow h_{10} = 374.72 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{11} = P_G = 1,1672 \text{ MPa} ; T_{11} = ET_8 + (1 - E)T_{10} ; h_{11} = h_f(T_{11}, P_G)$$

$$\rightarrow h_{11} = h_{12} = 48,338 \text{ kJ/kg}$$

$$X_{10} = X_{11} = X_{12} = 0.2505$$

$$T_7 = T_A = 30^\circ\text{C} ; P_7 = P_A = 0,51575 \text{ MPa} ; X_7 = X_r(T_A, P_A) ; h_7 = h_r(T_A, X_7)$$

$$v_7 = v_7(T_A, P_A) \rightarrow h_7 = 196.96 \text{ kJ/kg} ; v_7 = 1/791.58 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$X_9 = X_8 = X_7 = 0.569$$

b/Frigorigène pur (ammoniac)

$$T_1 = T_G = 120^\circ\text{C} ; P_1 = P_G = 1,1672\text{MPa} ; h_1 = h_f(T_G, P_G)$$

$$\rightarrow h_1 = h_2 = 1871,15\text{kJ/kg}$$

$$T_3 = T_C = 30^\circ\text{C} ; P_3 = P_G = 1,1672\text{MPa} ; h_3 = h_f(T_3, P_3)$$

$$\rightarrow h_4 = h_3 = 484.90\text{ kJ/kg}$$

$$T_5 = T_E = 5^\circ\text{C} ; P_5 = P_E = 0,51575\text{ MPa}$$

$$\rightarrow h_5 = 1610.50\text{ kJ/kg}$$

c/ Le débit du frigorigène \dot{m}_f

$$\dot{m}_f = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_E}{h_5 - h_4} = \frac{10}{1610.50 - 484.91} = 0,0088\text{ kg/s}$$

D'où, on a:

$$h_8 = h_7 + (P_8 - P_7)v_8 = 196.96 + (1.1672 - 0.51575) \cdot 10^3 \frac{1}{791.58} = 197.782\text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_1(1 - X_{10})}{(X_9 - X_{10})} = \frac{0,0088(1 - 0.2505)}{(0.569 - 0.2505)} = 0.0209\text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 - \dot{m}_1 = 0.0209 - 0,008 = 0.0120\text{kg/s}$$

$$h_9 = h_8 + \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_8}(h_{10} - h_{11}) = 197.782 + \frac{0.0120}{0.0209}(374.72 - 48.338) = 358,178\text{kJ/kg}$$

$$T_{11} = ET_8 + (1 - E)T_{10} = 0.8 \times 30 + (1 - 0.8) \times 120 = 48^\circ\text{C}$$

Les calculs des principales propriétés des différents points du cycle dans ce cas sont rassemblés dans le tableau II.2

Point du cycle	Nature du fluide	Température (°C)	Pression (MPa)	Débit massique (kg/s)	Concentration massique X	Enthalpie (kJ/kg)

Point 1	Frigorigène	120	1,1672	0,0088	1	1871,15
Point 2	Frigorigène	120	1,1672	0,0088	1	1871,15
Point 3	Frigorigène	30	1,1672	0,0088	1	484,90
Point 4	Frigorigène	5	0,51575	0,0088	1	484,90
Point 5	Frigorigène	5	0,51575	0,0088	1	1610,50
Point 6	Frigorigène	5	0,51575	0,0088	1	1610,50
Point 7	Solution riche	30	0,51575	0,0209	0,569	196,96
Point 8	Solution riche	30	1,1672	0,0209	0,569	197,782
Point 9	Solution riche	30	1,1672	0,0209	0,569	358,178
Point 10	Solution pauvre	120	1,1672	0,0120	0,2505	374,72
Point 11	Solution pauvre	48	1,1672	0,0120	0,2505	48,338
Point 12	Solution pauvre	-	0,51575	0,0120	0,2505	48,338

Tableau II : Principales prospérités des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O avec un échangeur intermédiaire.

2/ Puissance thermique des différents échangeurs

✓ **Générateur :**

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + m_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9$$

$$Q_G = (0,0088 \times 1871,15) + (0,0120 \times 374,72) - (0,0209 \times 358,178)$$

$$Q_G = 13,47 \text{ kW}$$

✓ **Absorbeur :**

$$Q_a = \dot{m}_7 h_7 - m_{12} h_{12} - \dot{m}_5 h_5$$

$$Q_a = (0,0209 \times 196,96) - (0,0120 \times 374,72) - (0,0088 \times 1610,50)$$

$$Q_a = -14,55 \text{ kW}$$

✓ **Condenseur :**

$$Q_c = \dot{m}_1(h_3 - h_1)$$

$$Q_c = 0,0088 \cdot (484,90 - 1871,15)$$

$$Q_c = -12,199 \text{ Kw}$$

✓ **Paissance mécanique de la pompe**

$$w_p = \dot{m}_8(h_8 - h_7)$$

$$w_p = 0,0209(197,782 - 196,96) = 17,2 \cdot 10^{-3} \text{kw}$$

3/ Coefficient de performance COP :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} = \frac{10}{13,476 + 17,2 \cdot 10^{-3}} = 0,72$$

4/ Coefficient de performance de Carnot COP_c

$$\text{COP}_c = \frac{278}{303 - 278} \cdot \frac{393 - 303}{393} = 2,546$$

5/ Calcul du rendement exergetique :

$$\eta = \frac{0,741}{2,546} = 29 \%$$

II.7) Conclusion :

Dans ce chapitre on a étudié le principe de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide NH₃/H₂O à simple effet de base dans laquelle est incorporé un échangeur de solution liquide. Pour cela, une simulation de son cycle opératoire basé sur les principes de conservation de la masse et de l'énergie dans des conditions compatibles avec un fonctionnement en climatisation a été mise au point grâce à l'utilisation du logiciel Refprop7. Les résultats ont abouti à une valeur du COP de l'ordre de et un rendement exergetique de

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Chougui Mohamed Lamine, Simulation et étude comparée à absorption (LiBr/H₂O) à usage de froid, mémoire de magister en génie climatisation, Cas de l'unité de production de Détergent Henkel, 2010.
- [2] Marynowski T, Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit, Université de Sherbrook, 2007.
- [3] Gearoid Falay, Robert Devant, Richard Devant, Richard Sweatster, The future of absorption technology, America 2008.
- [4] Miquel Nogues Aymami, Développement d'une pompe à chaleur d'absorption à gaz avec des fluides organiques, Université Roviri Virgili Tarragona, 2001.
- [5] Jean Castalaing-Lasvignonottes, Olivie Marc, Erwin Frangquet, Stéphane, Modélisation et simulation dynamique d'une machine à absorption H₂O/LiBr, Application solaire, Energétique et procédés, Université de Pau et des pays de l'Adour, France.

[6] Marcriss, RA, Gutraj, Zawackits, Absorption fluid data, survey final report on world wide data, Inst.Gaz Tech, 2000.

[7] Hadj Imad, Bensidhoum Abdelkader, Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption, mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme de Master, génie Thermique et Energies Renouvelables, Univesité AboubakrBelkaid Telemcen 2006.

[8] Renaud Gicquel : Professeur à l'école des mines à paris, directeur du centre d'énergétique : Diagramme thermodynamiques (mélanges utilisés en réfrigération).

[9] Meunter.F, Kouschics, Comparative thermodynamique stady of sorption système, second i an analysis, in.j.refrigeration , 1996.

CHAPITRE III

Augmentation des performances d'une machine frigorifique à absorption liquide

III.1. Introduction

La crise de l'énergie et les problèmes environnementaux tels que le réchauffement climatique et la destruction de la couche d'ozone sont parmi les problèmes majeurs du monde

contemporain. Les problèmes environnementaux en utilisant des réfrigérants CFC. Les coûts élevés de l'utilisation de l'énergie électrique, les limitations juridiques et techniques de l'utilisation correcte de l'énergie électrique peuvent être considérés comme des cas qui s'ajoutent à la signification de l'utilisation de systèmes de réfrigération à absorption et d'essayer de les améliorer [1-2]. Les éjecteurs sont utilisés dans de nombreuses applications d'ingénierie et ont des avantages par rapport aux systèmes de compression communs. A part une pompe liquide, le cycle n'a pas de pièces mobiles. Le cycle de réfrigération à éjecteur peut utiliser des sources d'énergie telles que les énergies solaire, géothermique, et chauffages des déchets. Les éjecteurs peuvent augmenter la pression sans consommer de l'énergie mécanique et son utilisation avec d'autres systèmes est facile. L'objectif de mélanger différents cycles est la réduction de l'irréversibilité et l'obtention de COP plus élevé, ce qui conduit à l'augmentation de l'efficacité des cycles de réfrigération. Au cours des dernières années, l'amélioration du système de réfrigération d'absorption attire l'attention des chercheurs. Dans ce cadre, l'incorporation d'un éjecteur dans une machine à absorption de base permet d'augmenter normalement le COP de cette dernière. C'est ce que nous allons démontrer dans ce chapitre grâce à une simulation de cycle hybride à absorption/éjection.

III.2. Machine hybride absorption/ éjection

III.2.1. Principe de fonctionnement d'une machine à éjecto-absorption

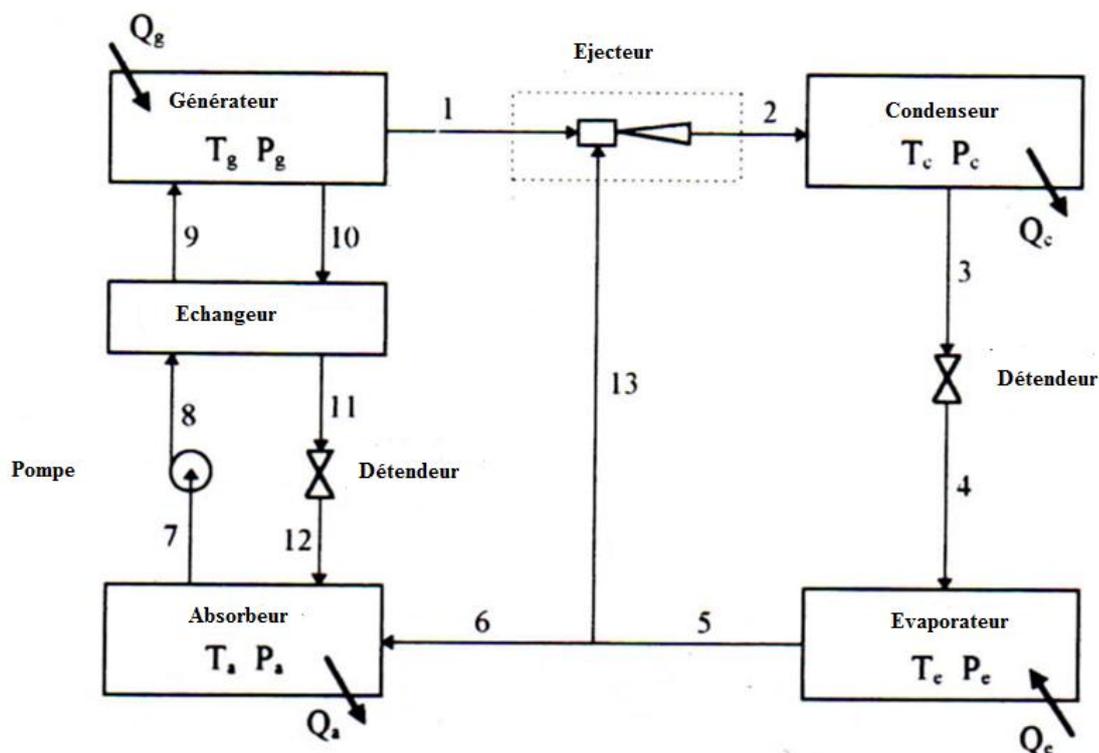


Figure III.1 : Machine frigorifique à absorption/éjection.

La combinaison d'un cycle d'absorption avec un cycle d'éjection est représentée sur la figure III.1. Un éjecteur intégré de cette manière dans le cycle d'absorption augmente le débit de fluide frigorigène de l'évaporateur et augmente donc la capacité de refroidissement de la machine

- **Principe de fonctionnement :**

En se référant à la figure 1, le principe de fonctionnement du cycle est le suivant. :
La solution est chauffée au générateur par la source de chaleur Q_G pour produire un fluide frigorigène à vapeur haute pression en (1). Cette vapeur, ensuite, suit la buse convergente-divergente primaire de l'éjecteur représentée sur la figure 1b. En entrant dans la section de mélange au point (i), la faible pression provoquée par cette expansion induit la vapeur (fluide secondaire) de l'évaporateur au point d'état (13). Les fluides primaires et secondaires sont ensuite mélangés dans l'éjecteur (i)-(j)-(k) et le flux combiné subissent un processus de récupération de pression (j)-(k)-(2) dans le diffuseur. Le flux combiné de vapeur surchauffé dans le diffuseur. Le courant combiné de vapeur surchauffé à (2). Émerge de la section du diffuseur et s'écoule vers le condenseur où il se condense au liquide à (3). La chaleur de condensation Q_C est rejetée dans l'environnement. Le condensat (3) est ensuite envoyé dans une soupape d'étranglement à un état à basse pression (4) et entre dans l'évaporateur où il est évaporé pour produire l'effet de refroidissement nécessaire Q_E . La vapeur évaporée (5) est entraînée par l'éjecteur (13) et le reste (6) est absorbé par la solution forte provenant du générateur (10) via l'échangeur de chaleur de solution (11) et une soupape d'étranglement (12) à partir d'une solution faible (7). La chaleur produite par ce processus d'absorption Q_A est rejetée dans l'environnement. Enfin, la solution faible (7) est pompée vers l'arrière (8) vers le générateur (9) par l'intermédiaire de l'échangeur de chaleur de solution, obtenant ainsi une

chaleur sensible à partir de la solution forte, revenant à l'absorbeur et complétant ainsi le cycle combiné.

III.3. Etude de l'éjecteur

L'éjecteur est un appareil de compression thermique qui convertit l'énergie de pression du fluide en énergie cinétique et crée une zone de basse pression (fluide primaire) qui aspire et entraîne un fluide d'aspiration (fluide secondaire). Après leur passage (mélange) à travers du l'éjecteur, la pression de mélange fluide augmenter et la vitesse diminue, ce qui entraîne la conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression. L'éjecteur est plus avantageux que les pompes classiques en termes de certaines caractéristiques, notamment pas de pièces mobiles, aucune alimentation externe nécessaire, faible coût de maintenance, simple, compact et facile à installer [2].

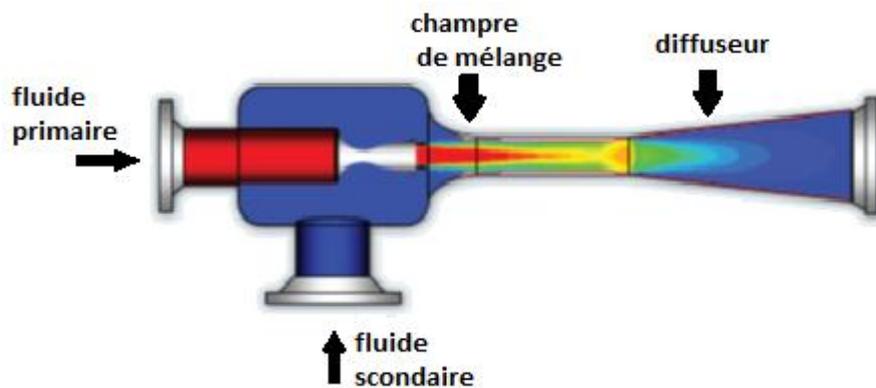


Figure III.2 : représentation d'éjecteur.

III.3.1. L'application de l'éjecteur

Les éjecteurs présentent plusieurs intérêts dont le plus important est l'absence de pièces mécaniques mobiles. L'absence de piston ou d'élément rotatif offre un système fiable qui nécessite peu d'entretien ou de maintenance particulière [3]. Les éjecteurs trouvent des applications dans de nombreux domaines. De manière non exhaustive, nous pouvons citer :

- **Mise sous vide**

Les éjecteurs peuvent être utilisés comme pompes à vide. Ils se prêtent en effet très bien à des applications qui ne nécessitent pas des vides pousses, par exemple, pour l'emballage de certains produits alimentaires. Le vide créé est sans impureté ou projection d'huile. Il est même possible d'atteindre, avec des éjecteurs multi-étages, des pressions relativement basses

(de l'ordre de 10 mbar). Les pompes à vide par éjecteur s'avèrent également particulièrement intéressantes pour l'extraction de fluides agressifs et corrosifs. Le principe de création de vide par éjecteur est également utilisé pour la manutention de pièces par le biais de manipulateurs ventouses. Pour les industries disposant généralement d'un circuit d'air sous pression, ce type de pompe à vide représente un investissement mineur. Il est possible d'utiliser des éjecteurs multi-étagés comme dans le procédé de désodorisation des huiles comestibles par exemple [4]. On notera également l'application des éjecteurs dans des systèmes de dessalement de l'eau de mer [5], l'éjecteur de vapeur pour le système de décharge hydraulique désigné par spiridonow [6].

- **Transport de diverses matières solides**

Les éjecteurs sont parfois employés dans l'industrie alimentaire ou pharmaceutique pour transporter des matières solides telles que poudres ou granules. Grâce à leur fiabilité et leur robustesse, les éjecteurs sont en effet souvent préférés à d'autres systèmes mécaniques qui risquent de s'encrasser et de tomber en panne. L'éjecteur pour la transmission pneumatique de Ding [7].

- **Séparation de matières**

Les éjecteurs sont également rencontrés lors de certaines opérations de filtrage et de séparation de matières. Leur fonctionnement repose sur le principe de séparation par effet inertiel de matières de densité et de propriétés mécaniques différentes. A titre d'exemple, le processus de traitement du sable souillé par du pétrole utilisant un système à éjecteur (système GENFLO-EUROPE SA). Par ailleurs, il est possible de citer dans le cadre de la lutte contre la pollution, l'utilisation de filtres à particules basés sur la technique des éjecteurs, ainsi que l'emploi d'éjecteurs dans les processus de dissociation et de distribution de particules de graisse dans des fluides alimentaires [8].

- **Mélange des fluides**

Les éjecteurs sont souvent utilisés pour leur propriété à mélanger des fluides primaires et secondaires. L'éjecteur reste alors de configuration classique, seules les caractéristiques des fluides moteurs et aspirés changent : fluides à saturation, chaud, froid, liquide, gaz, ... Suivant l'application et la nature des fluides utilisés, il est possible de distinguer des utilisations en tant que laveurs de gaz, désurchauffeurs ou encore thermo-compresseurs.

Les éjecteurs s'avèrent très intéressants pour ces opérations de mélange, car ils permettent d'obtenir aisément la concentration ou la température désirée en intervenant sur les débits primaires et/ou secondaire.

Parmi les industries faisant appel aux éjecteurs en tant que mélangeurs, on peut citer l'industrie chimique. Le mélange de fluides réactifs a notamment été étudié par HU [9]. Les capacités de mélange des éjecteurs sont également utilisées en aéronautique pour le mélange air-carburant dans les chambres de combustion ou encore pour la réduction de la signature thermique par dilution [10,11].

- **Production de froid**

L'utilisation du principe de l'éjecto-compression dans un cycle frigorifique tri therme remonte au début du 20ème siècle [12,13]. On rencontre également les éjecteurs dans le domaine de la production de froid dans le rôle de thermo-compresseurs assurant une partie de la compression du fluide frigorigène [14,15]. Ces systèmes frigorifiques sont tri-thermes et présentent comme principal avantage de pouvoir tirer profit d'une source de chaleur gratuite telle que le soleil [16,17], ou de la récupération de chaleur de machines dans les complexes industriels [18]. Cette source de chaleur assure l'élévation en température et en pression d'une partie du fluide frigorigène destiné à alimenter la tuyère motrice de l'éjecteur et à entrainer une autre partie du fluide frigorigène a basse pression provenant de l'évaporateur. De tels systèmes offrent toutefois des coefficients de performance bien inférieurs à ceux d'installations plus classiques avec compresseur mécanique.

- **Applications en aéronautique**

Le secteur de l'aéronautique est un grand utilisateur d'éjecteurs. Des éjecteurs ont ainsi été utilisés pour simuler des altitudes élevées lors de tests de moteurs fusées. Ils servent à simuler le fonctionnement des propulseurs destinés à évoluer à très hautes altitudes, donc a basses pressions environnantes [19]. Le développement d'engins à décollage vertical a également eu recours à l'emploi d'éjecteurs supersoniques. Ceux-ci s'avèrent particulièrement efficaces comme moyen d'augmentation de poussée pour des avions de types V/STOL (avions à décollage court et atterrissage vertical).

De manière générale, dans les applications aéronautiques, l'apport d'un débit massique secondaire par le biais d'un éjecteur a flux induit présente plusieurs intérêts. Il produit bien sur une augmentation de la poussée [20] qui peut être amplifiée par l'utilisation de tuyères de géométries évoluées (forme lobée ou a pétales) [21]. Le flux induit peut également permettre

d'atténuer les bruits produits et ainsi de réduire les nuisances sonores [22] et la signature infrarouge d'un propulseur ou d'un conduit d'échappement [23]. L'éjecteur du système de gestion thermique pour l'application d'aéronautique [24].

- **Les piles à combustibles**

Les éjecteurs peuvent être utilisés en remplacement de la pompe dédiée à la récupération de l'hydrogène non consommé dans un système pile à combustibles. L'intégration de l'éjecteur sur le circuit d'alimentation en hydrogène permet la réduction de la consommation d'électricité et donc l'amélioration du rendement global de la pile [25].

- **Le boosting**

Le boosting des gaz est utilisé pour l'acheminement du gaz naturel dans les pipelines. Les éjecteurs servent alors à renforcer ce processus en utilisant le gaz sortant à haute pression pour entraîner le gaz à faible pression sans faire appel à des compresseurs trop gourmands en énergie [26].

- **Le dessalement de l'eau**

On rencontre également les éjecteurs dans des systèmes solaires de dessalement de l'eau de mer où ils contribuent au processus de recompression de la vapeur destinée à être condensée en eau distillée [27].

- **Le chauffage**

L'application de l'éjecteur dans le système de chauffage centralisé a aussi attiré certaine attention, comme l'application de la pompe à jet d'eau dans le système immeuble de grande hauteur directe connectée [28].

III.3.2. Description et fonctionnement de l'éjecteur

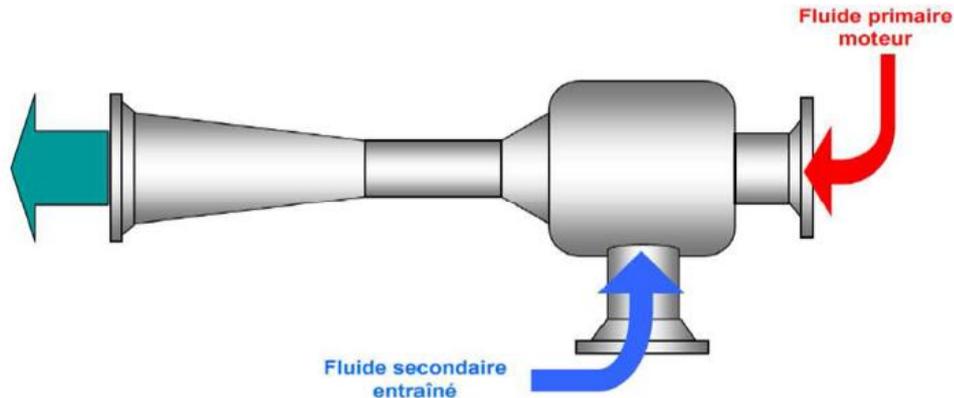


Figure III.3 : schéma de différentes parties de l'éjecteur.

✓ Description

L'éjecteur est l'élément essentiel de l'installation frigorifique à éjecto-compression il comporte trois éléments principaux :

1. **Tuyère primaire** : permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire.
2. **Tuyère secondaire** : porte du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).
3. **Chambre de mélange** : après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur [29].

✓ fonctionnement de l'éjecteur :

Dans l'éjecteur, le débit à haute pression du générateur (p) s'accélère dans la tuyère primaire cotée convergente de l'éjecteur (i). Ceci crée une basse pression à la sortie du coté divergente de cette tuyère (ii). Cette pression est inférieure à la pression de l'évaporateur (s). Le résultat est un entraînement de la vapeur à partir de l'évaporateur. Dans la zone de mélange (iii), à la fin de la section convergente, les deux débits sont mélangés. Après cette opération, la vitesse du mélange devient supersonique. Un choc se produit le long de la zone à surface constante entre les deux sections (iv) et (vi) : ceci pour équilibrer la différence de pression du générateur et de l'évaporateur. Après le choc, la vitesse du mélange devient

subsonique, dans le diffuseur secondaire, alors la pression augmente pour s'adapter avec la pression du condenseur. (vii)

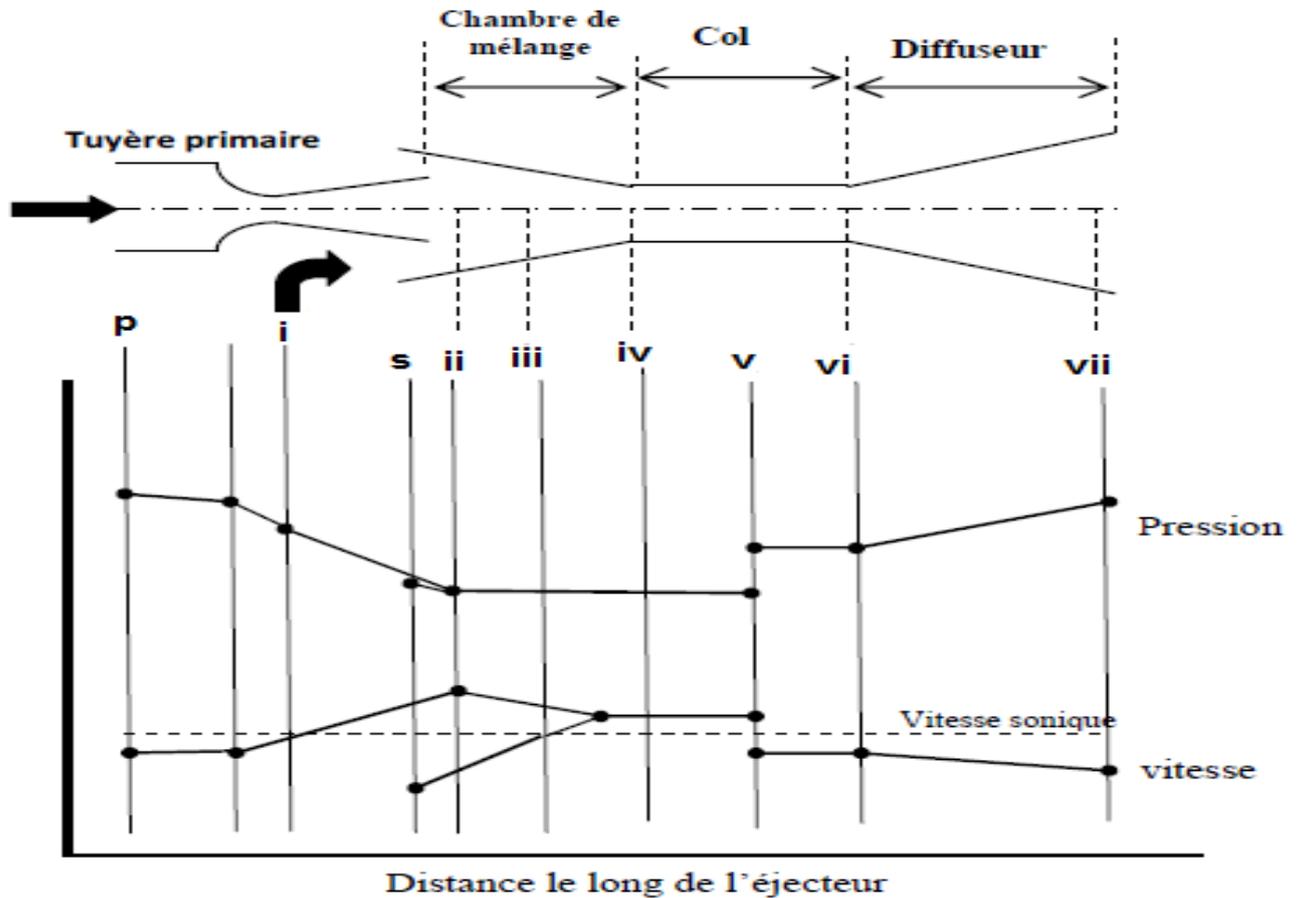


Figure III.4 : Variation de la pression et de la vitesse à l'intérieur de l'éjecteur.

II.3.4. Aérodynamique de l'éjecteur

Nous allons décrire plus en détail les différents types d'écoulement qui peuvent exister dans la tuyère motrice et dans la tuyère secondaire, car les performances de l'éjecteur y sont très sensibles [30].

III.3.4.1. Régimes d'écoulement dans la tuyère motrice

On suppose que les conditions thermodynamiques amont du fluide primaire sont constantes. Les différents régimes d'écoulement dans la tuyère motrice sont caractérisés par le taux de détente à la sortie δ_s , défini par :

$$\delta_s = \frac{P_s}{P_{0'}} \quad (\text{III.1})$$

Où $P_{0'}$ et P_s sont respectivement les pressions amont et aval de la tuyère. On représente simultanément les variations de ce rapport du nombre de mach en fonction de la coordonnée axiale x à la section d'entrée de la tuyère pour diverses valeurs de la pression statique P_s dans la section considérée (figure III.5). Selon les valeurs de δ_s , il existe quatre régimes d'écoulement :

Régime 1 : $\delta_D < \delta_s < 1$

La pression aval P_s est relativement élevée. L'écoulement est subsonique dans toutes les sections. La pression de la section de sortie P_e (courbe 1). A la limite (courbe 2) lorsque δ_s devient égal à δ_D , la vitesse atteint la vitesse du son au col. Le régime d'écoulement est subsonique dans le convergent, sonique au col, et subsonique dans le divergent. Le taux de détente critique au col $\delta_* = \frac{P_*}{P_0'}$ est égal à :

$$\delta_* = \frac{P_*}{P_0'} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{III.2})$$

Où K est le rapport des chaleurs spécifiques à pression est à volume constants [30].

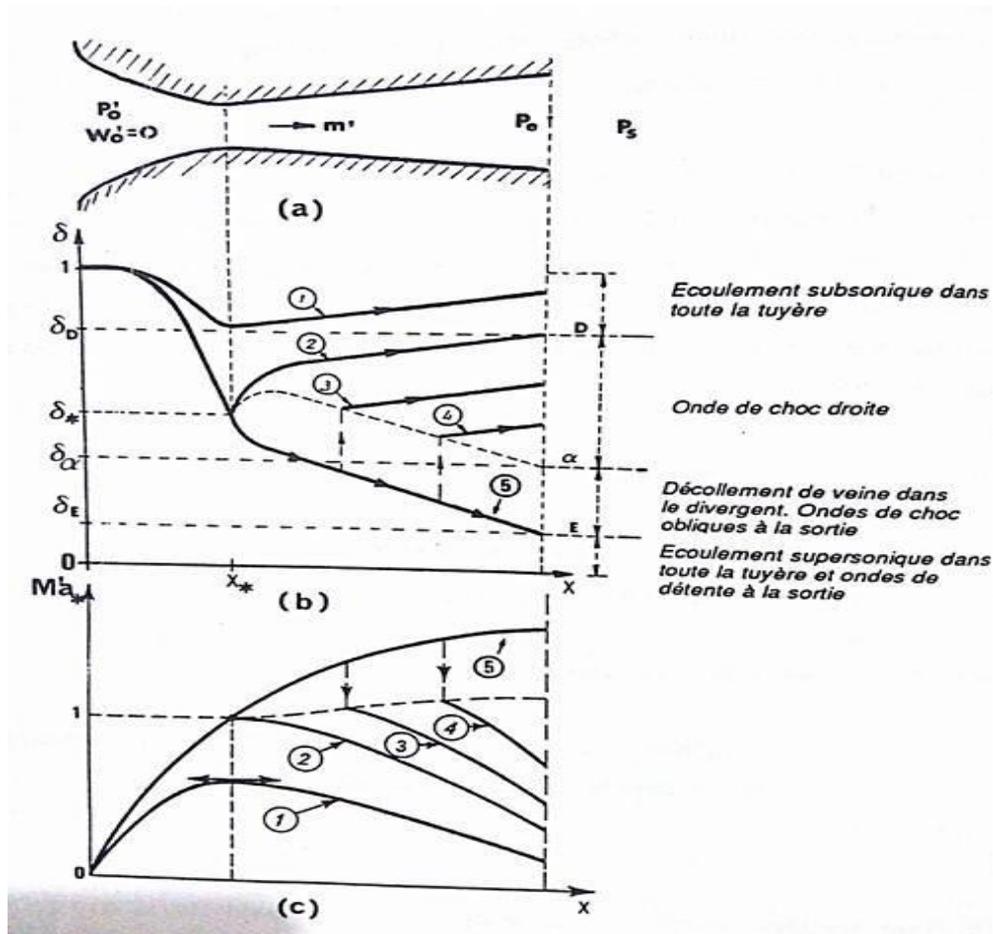


Figure III.5: Classification des écoulements dans la tuyère motrice :

(a) schéma de la tuyère ; (b) distribution des pressions axiales ; (c) distribution axiale des vitesses.

Le débit massique critique (\dot{m}_*) est calculé par :

$$m'_0 = \left[\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \frac{P'_0}{\sqrt{T'_0}} S'_* \quad (\text{III.3})$$

Où R est la constante du gaz et S'_* la section au col de la tuyère. Le taux de détente δ_D qui correspond à cet état est donné par la relation implicite suivante :

$$\delta_D^{1/k} (1 - \delta_D^{k-1/k})^{1/2} = \left(\frac{k-1}{2} \right)^{1/2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{K+1}{2(k-1)}} \frac{S'_*}{S'_1} \quad (\text{III.4})$$

Régime 2 : $\delta_\alpha < \delta_s < \delta_D$

Les valeurs atteintes au col ne changent plus lorsque P_s continue à diminuer. Une onde de choc normale, ou s'accumulent les ondes de pression venant de l'aval, apparaît en aval du col (courbe 3).

Si P_s et δ_s continuent à diminuer, l'onde de choc qui est à la siège d'une compression fortement irréversible s'éloigne du col (courbe 4). La vitesse de fluide est supersonique entre le col et l'onde de choc, subsonique à l'aval de cette onde.

Régime 3 : $\delta_E < \delta_s < \delta_\alpha$

Lorsque δ atteint la valeur δ_α l'onde de choc atteint la sortie de la tuyère et l'écoulement est supersonique dans tout le divergent.

Régime 4 : $\delta_s \leq \delta_E$

Pour la valeur $\delta_s = \delta_E$, il n'y a plus d'onde de choc dans l'écoulement qui peut théoriquement être totalement réversible thermodynamique. Le débit a toujours sa valeur critique, la vitesse étant supersonique dans tout le divergent. Dans la section $P_e = P_s$. Pour $\delta_s < \delta_E$ l'écoulement n'évolue plus dans toute la tuyère (courbe 5) [30].

III.3.4.2. Régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire

Quand la tuyère motrice est couplée à la tuyère secondaire différents régimes d'écoulement apparaissent dans la tuyère secondaire du fait de la coexistence et de l'interaction des deux flux gazeux.

Dans la plupart des applications, les éjecteurs supersoniques font intervenir un seul flux supersonique dit flux moteur ou primaire, tandis que le flux induit dit secondaire est subsonique dans la section confluence. Dans ce cas, seul le nombre de Mach critique, est défini à partir du rapport de section $S/S_* = (D/d_*)^2$. Deux régimes fondamentaux peuvent alors se présenter selon la valeur de la pression motrice, P'_0 par rapport à la contre-pression P_c dans l'enceinte aval. La figure III.6 reproduit une image des dits régimes.

Le régime mixte, obtenu lorsque le rapport moteur P'_0/P_c est relativement faible, (figure III.6.c) donne lieu à un désamorçage du jet primaire à l'intérieur du mélangeur, suivi d'un processus de mélange intensifié par une succession d'ondes de choc. A la sortie du mélangeur le flux global sort alors subsonique avec égalité de la pression avec celle de l'enceinte aval.

Pour des plus grandes valeurs du rapport moteur le flux primaire va se détendre davantage à la sortie de la tuyère motrice et cette détente se poursuit à l'intérieur du mélangeur jusqu'à une section d'épanouissement maximal ou les deux flux coexistent sans

mélange, avec l'apparition d'un blocage sonique du flux secondaire. A ce moment-là, les conditions aval n'exercent aucune influence configuration de l'écoulement. C'est le régime supersonique (figure III.6.a)

Quand le rapport moteur prend des valeurs intermédiaires entre ceux des régimes mixte et supersonique, le col sonique du flux secondaire se déplace vers l'amont du mélangeur où l'égalité des pressions P' et P'' se réalise. Dans le cas où ce col sonique du flux secondaire (Mach=1) atteint l'entrée de la chambre de mélange, ce qui correspond à un cas particulier du régime supersonique, le régime est qualifié de **supersonique saturé ou de transition**(figure III.6.b)[30]

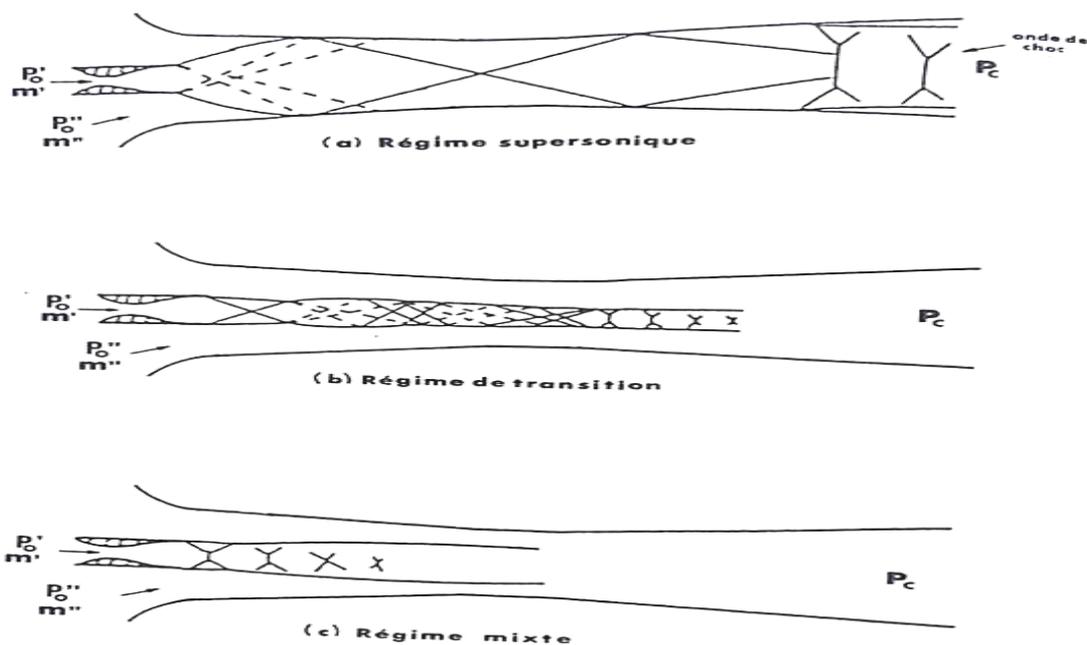


Figure III.6 : différents régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire

a) régime supersonique ; b) régime supersonique saturé ou de transition c) régime mixte.

III.3.4. Coefficient de performance :

Il représente le rapport de production frigorifique au niveau de l'évaporateur à la Puissance calorifique du bouilleur, l'efficacité frigorifique est donnée comme suit:

$$\text{COP: } \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \quad (\text{III.5})$$

Où, \dot{Q}_E et \dot{Q}_G sont les quantités de chaleur fournie à l'évaporateur et utile pour le bouilleur respectivement. W_p est la puissance de la pompe.

En désignant par (Δh_b) et (Δh_e) les variations des enthalpies massiques du fluide dans le bouilleur et dans l'évaporateur, le coefficient de performance (ou efficacité frigorifique) réel, devient :

$$\varepsilon = \frac{Q_e}{Q_e + W_p} \quad (\text{III.6})$$

Le débit circulant dans le bouilleur (figure III.1) étant le débit primaire, \dot{m}_p et le débit circulant dans l'évaporateur étant le débit total du frigorigène

$$\dot{m}_p + \dot{m}_s = \dot{m}_p \left(1 + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \right) = \dot{m}_p (1 + U)$$

Le taux d'entraînement de l'éjecteur pour évaluer ce dernier, plusieurs corrélations basées sur des travaux expérimentaux ont été établies par les quelle, celle de Mr.A LALLEMAND ET ROBEN JOSE [30] :

$$U = 3.32 \left[\frac{1}{\tau} \left(1 - \frac{1.12}{\delta} \right) \right]^{2.12} \quad (\text{III.7})$$

Avec τ est le taux de compression $\frac{P_c}{P_E}$ de la partie génératrice et δ rapport moteur $\frac{P_G}{P_c}$ de l'éjecteur.

III.3.4.1. Critères de performance des éjecteurs

Suivant leur utilisation, les performances des éjecteurs sont généralement caractérisées par leur capacité à :

- Créer le vide ;
- Entraîner un fluide secondaire ;
- Mélanger deux fluides.

Ces performances dépendent naturellement du mode de fonctionnement de l'éjecteur (avec ou sans flux induit), de sa géométrie, des conditions de pression mais également du régime d'écoulement qui s'installe dans l'éjecteur.

- **Capacité d'aspiration**

La création du vide implique que l'éjecteur fonctionne avec un flux secondaire faible voire nul. La détente du jet primaire dans la tuyère motrice provoque une succion et, par équilibre de pression, une dépression dans la chambre de tranquillisation de l'éjecteur. Plusieurs auteurs se sont attachés à étudier le comportement de l'éjecteur dans ces conditions de fonctionnement [31,32].

- **Capacité d'entraînement**

Le mode de fonctionnement avec entraînement de flux est le mode de fonctionnement des éjecteurs le plus fréquemment rencontré et étudié [33, 34, 35, 36]. Dans ce cas, le jet primaire supersonique aspire par succion et entraîne par effets visqueux un flux secondaire. Les valeurs de dépression sont moins importantes que lors d'un fonctionnement sans flux induit et le paramètre caractéristique des performances est alors le débit m^2 de fluide induit (ou le taux d'entraînement U).

- **Capacité de mélange**

La capacité d'un éjecteur à mélanger les fluides primaire et secondaire est une propriété difficilement mesurable. La simple observation des grandeurs classiques telles que les pressions et les débits est insuffisante. L'obtention d'informations supplémentaires permettant de caractériser un mélange de fluides passe souvent par l'utilisation de techniques expérimentales de visualisation d'écoulement. Parmi ces méthodes, se retrouvent l'imagerie par fluorescence induite par laser (LIF), qui renseigne sur la distribution des scalaires par le biais de traceurs fluorescents [36], les méthodes de visualisation par diffusion lumineuse utilisant l'imagerie de Mie [37] ou encore les méthodes de visualisation par variation d'indice. Les visualisations de l'écoulement peuvent être complétées par des mesures de vitesse ou de pression statique afin de déterminer certains paramètres nécessaires à la quantification de la qualité des mélanges.

III.2.3. Evaluation des performances de la machine frigorifique à absorption/éjection NH_3/H_2O .

On peut améliorer les performances de la machine frigorifique à absorption liquide NH_3/H_2O en insérant un éjecteur intermédiaire sur le trajet du fluide frigorigène points (1 et 2), (figure III.1). Avec cette configuration seuls les états des points 1,2,6,7,8,9,10,11,12,13

changent, tous les autres points du cycle de la machine sont inchangés. Dans cette partie, on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption avec un échangeur de solution et un éjecteur, utilisant le couple (NH₃/H₂O) comme fluide de fonctionnement qu'on a déjà introduite (cette machine est représentée dans la figure III.1). Cette partie décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et de l'ammoniac.

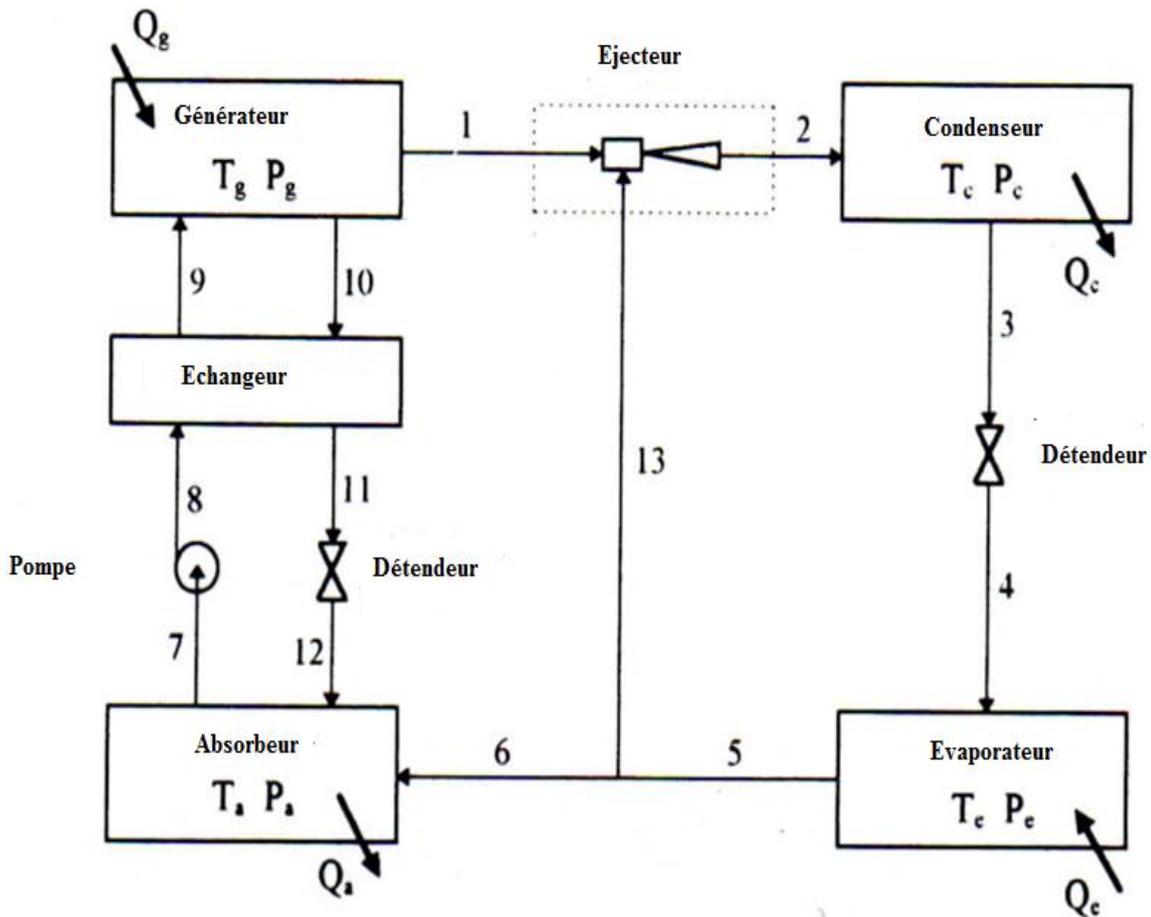
Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes :

- ✓ 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 détenteurs sont supposées isenthalpiques.
- ✓ Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

Les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide étudiée dans ce mémoire sont :

Elément	T (°C)	P_i= P_{sat} (T_i) (MPa)
Evaporateur	5	0.51575
Condenseur	30	1.1672
Elément	T (°C)	P (MPa)
Absorbeur	30	0.51575
Générateur	120	2
Puissance frigorifique = 10 KW		

Efficacité de l'échangeur de solution : E=0.8



Les points 1, 2,3 :

$$T_1 = T_G = 120; P_1 = P_G = 2\text{MPa} ; h_1 = h_f(T_1, P_1) = 1847,73 \text{ kJ/kg}$$

Les propriétés de la vapeur entraînée par l'éjecteur sont déterminées par :

$$T_{13} = T_E = 5^\circ\text{C}; P_{13} = P_E = 0,51575 \text{ MPa} ; h_{13} = h_5 = 1610,500 \text{ kJ/kg}$$

Aussi, la pression arrière de l'éjecteur est :

$$P_2 = P_C = 1,1672\text{MPa}$$

A partir des propriétés ci-dessus, le taux d'entraînement $U = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_1}$ de l'éjecteur peut être déterminé à partir de la relation suivante :

D'après la relation.III.7

$$U = 3.32 \left[\frac{1}{r} \left(1 - \frac{1.12}{\delta} \right) \right]^{2,12}$$

$$\tau = \frac{P_c}{P_E} = \frac{1,1672}{0,51575} = 2,2631$$

$$\delta = \frac{P_G}{P_c} = \frac{2}{1,1672} = 1,7135$$

$$\rightarrow U = 3,32 \left[\frac{1}{2,2631} \left(1 - \frac{1,21}{1,7135} \right) \right]^{2,12} = 0,062 \text{ 0.044}$$

Une fois U connue, les propriétés aux états 13 et 2 sont dérivées comme suit

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_1 \cdot U$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_2 = (1+U)\dot{m}_1,$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{13} h_{13}$$

$$(1+U)\dot{m}_1 h_2 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_1 \cdot U \cdot h_{13}$$

$$(1+U)h_2 = h_1 + U \cdot h_{13} \rightarrow h_2 = \frac{U h_{13} + h_1}{1+U}$$

$$h_2 = \frac{(0,062 \times 1610,50) + 1847,73}{1+0,062} = 1833,880 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_E = (1+U)\dot{m}_1 (h_5 - h_4) \rightarrow \dot{m}_1 = \frac{Q_E}{(1+U)(h_5 - h_4)} = \frac{10}{(1+0,062)(1610,50 - 484,90)} = 0,0083 \text{ kg/s}$$

$$\rightarrow \dot{m}_{13} = 0,0083 \times 0,062 = 5,14 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Le fluide (frigorigène pur) en sortie du condenseur point 6:

$$T_6 = T_E = 5^\circ\text{C}; P_6 = P_E = 0,51575 \text{ MPa}; h_6 = h_5 = 1610,500 \text{ kJ/kg}$$

Les points 7, 8,9 et 10, 11,12 de la solution riche et solution pauvre respectivement

$$T_{10} = T_G; P_{10} = P_G; X_{10} = X_p(T_G, P_G); h_{10} = h_p(T_G, X_G).$$

$$\rightarrow h_{10} = 378,21 \text{ kJ/kg}$$

$$T_7 = T_A; P_7 = P_A; X_7 = X_r(T_A, P_A); h_7 = h_r(T_A, X_7)$$

$$\rightarrow h_7 = 196,96 \text{ kJ/kg}; v_7 = 1/791,58 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_{11} = P_G ; T_{11} = ET_8 + (1 - E)T_{10}; h_{11} = h_f(T_{11}, P_{11}).$$

$$\rightarrow h_{11} = 140,68 \text{ kJ/kg}$$

$$X_{10} = X_{11} = X_{12} = 0,361$$

$$X_9 = X_8 = X_7 = 0,569$$

On a:

$$h_8 = h_7 + (P_8 - P_7)v_8 = 196,96 + (2 - 0,51575) \cdot 10^3 \frac{1}{791,58} = 198,835 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_1(1-X_{10})}{(X_9-X_{10})} = \frac{0,0083(1-0,361)}{(0,569-0,361)} = 0,0254 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_9 - \dot{m}_1 = 0,0254 - 0,0083 = 0,0171 \text{ kg/s}$$

$$h_9 = h_8 + \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_8}(h_{10} - h_{11}) = 198,835 + \frac{0,0171}{0,0254}(478,21 - 140,68) =$$

$$h_9 = 426,069 \text{ kJ/kg}$$

Les calculs des principales propriétés des différents points du cycle dans ce cas sont rassemblés dans le tableau III.1

Point du cycle	Nature du fluide	T (°C)	P (MPa)	Débit (kg/s)	Concentration massique X	h (kJ/Kg)
Point 1	Frigorigène	120	2	0,0083	1	1847,730
Point 2	Frigorigène	-	1,1672	0,0088	1	18833,880
Point 3	Frigorigène	30	1,1672	0,0088	1	484,90
Point 4	Frigorigène	5	0,51575	0,0088	1	484,90
Point 5	Frigorigène	5	0,51575	0,0088	1	1610,50
Point 6	Frigorigène	5	0,51575	0,0083	1	1610,50
Point 7	Solution riche	30	0,51575	0,0254	0,569	196,96

Point 8	Solution riche	30	2	0,0254	0,569	198,835
Point 9	Solution riche	30	2	0,0254	0,569	426,069
Point 10	Solution pauvre	120	2	0,0171	0,361	478,21
Point 11	Solution pauvre	48	2	0,0171	0,361	140,68
Point 12	Solution pauvre	-	0,51575	0,0171	0,361	140,68
Point 13	Frigorigène	5	0,51575	0,00051	1	1610,500

Tableau III.1 : Principales prospérités des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O avec un éjecteur.

2/ Puissance thermique des différents échangeurs

Générateur :

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + m_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9$$

$$Q_G = (0,0083 \times 1847,73) + (0,0171 \times 478,21) - (0,0254 \times 426,069) =$$

$$Q_G = 12,691 \text{ kW}$$

Absorbeur :

$$Q_a = \dot{m}_7 h_7 - m_{12} h_{12} - \dot{m}_5 h_5$$

$$Q_a = (0,0254 \times 196,96) - (0,0171 \times 140,68) - (0,088 \times 1610,50)$$

$$Q_a = -139,12 \text{ kW}$$

Condenseur :

$$Q_C = \dot{m}_1 (h_3 - h_1)$$

$$Q_C = 0,0083(484,90 - 1833,88) = -11,196 \text{ Kw}$$

Paissance mécanique de la pompe :

$$w_p = \dot{m}_8(h_8 - h_7)$$

$$w_p = 0,0254(198,83 - 196,96) = 47,4 \cdot 10^{-3} \text{ Kw} \quad 0,073219$$

3/ Coefficient de performance COP :

$$\text{COP}_2 : \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} = \frac{10}{12,691 + 47,4 \cdot 10^{-3}} = 0,79$$

4/ Coefficient de performance de Carnot COP_c

$$\text{COP}_{c2} = \frac{278}{303 - 278} \cdot \frac{393 - 303}{393} = 2,546$$

5/ Calcul rendement exergetique :

$$\eta = \frac{0,79}{2,546} = 31 \%$$

6/ Le gain énergétique

$$\Delta \text{COP} = \frac{\text{COP}_2 - \text{COP}_1}{\text{COP}_1} = \frac{0,79 - 0,72}{0,79} = 1\%$$

III.3. Conclusion

Dans ce chapitre on a étudié le principe de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption/éjection liquide NH₃/H₂O à simple effet dans laquelle est incorporé un éjecteur. Pour cela, une simulation de son cycle opératoire basé sur les principes de conservation de la masse et de l'énergie a été mise au point grâce à l'utilisation du logiciel Refprop7. Les résultats ont abouti à une valeur du COP de l'ordre de 0,79 et un rendement exergetique de 31 %

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Mr Bounouioua Ahmed Saber, Modélisation d'une machine frigorifique d'une machine frigorifique à compression mécanique, Mémoire de magister, Centre Universitaire de Oum EL Bouagh 2009.
- [2] Marynowski T, Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit, Université de Sherbrook, 2007.
- [3] Marynowski T, Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit, Université de Sherbrook, 2007.
- [4] Akteriana S, Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet ejectorvacuum systems for deodorizing edible oils, 11th International Congress on Engineering and Food, 2011.
- [5] Alasfour, FN, Darwich, Bin Amer, Thermal analysis of ME-TVC+MEE desalination systems, Desalination, Issue 1, 2005.
- [6] E.K. Spiridonow, designing an ejector pump for a hydraulic system for discharging water and emptying tanks, Chem. Petro, 2005.
- [7] Y.F. Ding, F.C. Sun, C.X. Zhang, Experimental research on jet injector used in slag pneumatic conveying, China Powder Science and Technology, 2014.
- [8] Admopoulos, K.G, Petropakis, Simulation of distribution of discrete inert particles in two phase supersonic mixing journal of food Engineering, 1991.
- [9] Koochesfahani, A novel method for instantaneous, quantitative measurement of molecular mixing in gaseous flows, experiments in fluids, 2002.
- [10] De Chant, Sidel, Analytical development of non-ideal effects for volume based mixer models a pplied thermal engineering, 2001.
- [11] Majamak, Smith, Karagozian, Passive Mixing Control via Lobed Injectors in High Speed Flow, ALAA Journal, 2003.
- [12] Sun D.W, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems Energy, 1996.
- [13] Chunnanond K and Aphornratana S, Ejectors: applications in refrigeration technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004.
- [14] DA-Wen, Sun-I, Eamese-W, Recent developments in the design theories and applications of ejectors, Journal of the institute of energy, 1995.

- [15] Jianlin.Y.HUA, Yunfeng, Yanzhong.L, A new ejector refrigerationsystem with an additional jet pump Applied, Thermal Engineering 2006.
- [16] Alxis G.K., Rogdakis, E.D, Performance of solar driven methanol-water combinedejector-absorption cycle in the Athens area. Renewable Energy, 2002.
- [17] J.W. Wang, W.L. Yang, J.H. Chen, R.L. Hong, Y.C. Liu, Performance analysis on adirect expansion solar- driven ejector refrigeration system, Fluid Machinery, 2014.
- [18] Z. Zhao, D.T. Chong, J.J. Yan, Modeling and experimental investigation on water-drivensteam injector for waste heat recovery, 2012.
- [19] Oechislein. Joint Propulsion Conference and Exhibit, Fort Lauderdale, Florida, July (2004).
- [20] PRESZ.W, Reynolds.W, Hunter, Thrust augmentation with mixer/ ejector systems, aerospace Sciences, 2002.
- [21] Srikrishnan, A.J, Kuran.J, Srirmulu.V, An Experimental study on mixingenhancement by petal nozzle in supersonic flow, Journal of Propulsion and Power, 1996.
- [22] Berman, C.H, Andersen, JR, Dreizin, E.L, Enhanced mixing and noise reduction by auxiliary jets American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering, Publication, 1996.
- [23] Wang, S.F, LI, L.G, Investigations of flows in a new infrared suppressor, Applied Thermal Engineering, 2006.
- [24] S.A. Sherif, W.E. Lear, J.M. Steadham, P.L. Hunt, J.B. Holladay, Analysis and modelingof a two-phase jet pump of a thermal management system for aerospace applications, Int. J. Mech. Sci. 2000.
- [25] Hwang J.J. Passive hydrogen recovery schemes using a vacuum ejector in a protonexchange membrane fuel cell system, Journal of Power Sources, 2014).
- [26] Chen W, Chong D, Yan J, and Liu J, The numerical analysis of the effect of geometricalfactors on natural gas ejector performance. Applied Thermal Engineering, 2013.
- [27] Alasfour F.N, Darwish M.A, and Bin Amer A.O, Thermal analysis of ME-TVC+MEEdesalination systems. Desalination, 2005.
- [28] F.Wang, Z.H. Cheng, Y.L. Ding, Application of water jet pump in high-rise buildingdirect-connected system, Building Energy & Environment.2007.
- [29] Derdari.M, DOU.B, Drihem O, Etude d'un cycle à éjecto-compression, mémoireD'ingénieur d'Etat, Université kasdi merbah ouargla 20.

- [30] Khadraoui Rachedi, Modélisation de l'écoulement diphasique de l'ammoniac (R717) à travers un éjecteur d'une machine de climatisation tritherme. Présentée en vue de l'obtention du diplôme de magister, Génie Mécanique, 2008.
- [31] MATSUO.K, Investigation of supersonic air ejectors, Bulletin of JSME, 1981.
- [32] Fabri, Siestrunk, Supersonic air ejectors, Advances in Applied Mechanics, Academic Press, New York, 1958.
- [33] Sriveerakul, Aphornratana, Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics Part1, International Journal of Thermal Sciences0, 2006.
- [34] Sriveerakul, Aphornratana, Chnnanond, Riveerakul, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2, Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, International Journal of Thermal Sciences, 2006.
- [35] Al-ansary, H, Jeter. S.M. Numerical and experimental analysis of single phase and two-phase flow in ejectors. The International Journal of HVAC Research, 2004.
- [36] Hu, Koochesfhani, A novel method for instantaneous, quantitative measurement of molecular mixing in gaseous flows, Experiments in fluids, 2002.
- [37] Ramesh, Pradeep, Murugandam, T.M.Sujith, Studies on freejets from nozzles for high-speed mixing applications, Experiments in fluids, 2000.

CONCLUSION GENERALE

Les machines frigorifiques à absorption liquide sont des machines trithermes qui permettent en utilisant trois niveaux de températures - de produire du froid à partir de chaleur uniquement. Elles fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber et de désorber une vapeur. Cette dernière réaction est endothermique et nécessite l'apport de chaleur. Ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatile que l'autre, et constitue le fluide frigorigène, l'autre constitue l'absorbant

Ce travail a été consacré à l'étude d'une machine frigorifique à absorption liquide qui fait partie des machine tritherme. Elle utilise le frigorigène naturel (R171) comme soluté et l'eau comme solvant.

Par la suite, pour des conditions compatibles avec un fonctionnement en conditionnement d'air, le cycle d'une machine frigorifique à absorption liquide (ammoniac, eau) d'une puissance de 10 kw et qui fonctionne avec un échangeur de solution intermédiaire d'efficacité $E=0,8$ a été déterminé en utilisant les principes de conservation de la masse et de l'énergie ainsi que les lois générales de la thermodynamique.

A l'aide des équations des propriétés thermodynamique du couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), un Logiciel Refprop7 a été utilisé afin de calculer les propriétés de la solution (ammoniac, eau). Les quantités de chaleurs dégagées ou absorbées par ce système (Q_a , Q_c , Q_g , Q_e) ont été étudiées. Les performances de la machine (COP , η) sont évalués respectivement à 0,72 et 29%.

Par la suite, cette machine a été couplée à un éjecteur, le taux d'entraînement de l'éjecteur U_a été déterminé par une corrélation liant son taux de compression et son rapport moteur à U dans un régime de transition optimal. Une fois U est connu, les propriétés aux différents points de la machine sont déterminées. Les performances (COP , η) de la machine à absorption/éjection ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) sont évalués respectivement à 0,79 et 31%.

Donc le gain énergétique réalisé dans ce cas est de 1%. Ce travail nous a permis également de confirmer que les performances d'une machine à absorption fonctionnant

suivant un cycle de typeabsorption/éjection sont meilleures que celles d'un cycle à simple effet.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I	4
TEHCHNIQUES DE PRODUCTION DE FROID.....	
I.1. Introduction.....	4
I.2. Historique du froid	5
I.3. Différentes techniques de production de froid.....	6
L'énergétique comporte deux grandes rubriques :.....	6
I. 3.1. Procédés thermodynamiques et thermoélectriques	6
I.3.2. Machines frigorifiques.....	7
I.3.2.1. Machine frigorifique à compression (ditherme)	7
I.3. 2. 2. Machines frigorifiques trithermes.....	13
I.4.Fluides frigorigènes	19
I.4.2. Domaines d'application.....	19
I.4.3.1.Les fluides frigorigènes purs.....	20
I.4.3.2.Mélanges de fluides	23
I.4.4. Nomenclature.....	23
I.4.5.Critères de choix d'un fluide frigorigène.....	24
I.5. Conclusion	26
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	27
CHAPITRE II.....	28
Evaluation des performances d'une machine frigorifique à absorption liquide.....	
II.1.Introduction.....	28
II.2. Historique et utilisation actuelle de la machine frigorifique à absorption liquide dans le monde	28
II.2.1. Historique de la machine à absorption liquide	28
II.2.2. Utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde.....	29
II.3.Les machines frigorifiques à absorption liquide.....	32
II.3.1. Principe de fonctionnement.....	33
II.3.2. Mélanges pour les machines à absorption.....	34
II.3.2.1. Les conditions d'absorption des couples binaires.....	34
II.3.2.2. Propriétés de couple binaire :	35
II.4. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (NH ₃ / H ₂ O).....	36

II.4.1. Principe de fonctionnement :	36
II.4.2. Diagrammes utilisés	38
II.4.2.1. Diagramme d'Oldham :	38
II.4.2.2. Diagramme de Merkel.....	40
II.5. Comparaison entre machines frigorifiques à absorption et à compression de vapeur	42
II.6 Etude et analyse thermodynamique d'une machine frigorifique qui fonctionne avec le couple binaire (NH ₃ /H ₂ O) :	43
II.7) Conclusion :	52
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	53
CHAPITRE III	54
Augmentation des performances d'une machine frigorifique à absorption liquide	54
III.1. Introduction.....	54
III.2. Machine hybride absorption/ éjection.....	55
III.2.1. Principe de fonctionnement d'une machine à éjecto-absorption	55
III.3.1. L'application de l'éjecteur	57
III.3.2. Description et fonctionnement de l'éjecteur	60
III.3.4. Aérodynamique de l'éjecteur.....	61
III.3.4.1. Régimes d'écoulement dans la tuyère motrice.....	61
III.3.4.2. Régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire	63
III.3.4. Coefficient de performance :	65
III.3.4.1. Critères de performance des éjecteurs.....	65
III.3. Conclusion	72
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	74

CONCLUSION GENERALE

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Recensement des différents phénomènes qui absorbent ou désorbent de la chaleur.	06
Tableau I.2 : les domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés	20
Tableau II.1 : Les plus importants constructeurs des machines à absorption [6].	31
Tableau II.2 : Principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O avec un échangeur intermédiaire.	51
Tableau III.1 : Principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O avec un éjecteur.	71

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Cycle d'une machine ditherme	07
Figure I.2 : Efficacité de Carnot en fonction des températures des sources chaude et froide	09
Figure I.3 : Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s [4]	09
Figure I.4 : Système frigorifique à compression mécanique de vapeur	11
Figure I.5 : Tracés du cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes (T-s) et (P-h) [4]	11
Figure I.6 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz	12
Figure I.7 : Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S)	13
Figure I.8 : cycle tritherme	14
Figure.I.9 : Représentation d'un cycle tritherme à éjection	16
Figure.I.10 : Schéma d'une machine frigorifique à adsorption	17
Figure I.11 : Système thermo-frigorifique à absorption	18
Figure II.1 : Principe de la machine par absorption	32
Figure II.2 : machine à absorption (NH ₃ /H ₂ O)	37
Figure II.3 : Diagramme d'Oldham du couple NH ₃ /H ₂ O	40
Figure II.4 : Diagramme de Merckel (NH ₃ /H ₂ O)	41
FigureIII.1 : Machine frigorifique à absorption/éjection	55
Figure III.2 : représentation d'éjecteur	56
Figure III.3 : schéma de différentes parties de l'éjecteur.	60
Figure III.4 : Variation de la pression et de la vitesse à l'intérieur de l'éjecteur.	61
Figure III.5 : Classification des écoulements dans la tuyère motrice	62
Figure III.6 : différents régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire	64

