

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI-MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI-MOKHTAR-ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

Année : 2016

FACULTE DES SCIENCES DE
L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

ETUDE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A
ABSORPTION LIQUIDE NH₃/H₂O

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNIQUE

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

PRESENTE PAR : DJEFAFLIA MOHAMED

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. BOUMARAF LATRA

DEVANT LE JURY

PRESIDENT : Pr. MERZOUG. BACHIR

Université Annaba

EXAMINATEURS : Dr. HAOUEM. ABDALLAH

Université Annaba

Dr. SARI. MOHAMED RAFIK

Université Annaba

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, merci pour le grand DIEU qui m'a donné la volonté et le courage pour parachèvement ce travail.

Mes remerciements vont tout particulièrement à mon encadreur

Melle L. BOUMARAF, pour avoir assuré la direction de ce mémoire de master et pour avoir témoigné un intérêt constant tout au long du déroulement de ce travail.

Monsieur MERZOUG. BACHIR, professeur à l'Université d'Annaba.

Monsieur HAOUEM. ABDALLAH, Maître de conférences à l'Université d'Annaba.

Monsieur SARI. MOHAMED RAFIK, Maître de conférences à l'Université d'Annaba.

D'avoir accepté d'être dans mon jury de soutenance.

Mes remerciements vont aussi à toute personne qui m'a aidé de loin ou de près, particulièrement à ma famille et à mes amis.

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail à :

Cher papa qui était compagnon dans ma vie et Ma chère mère la chose la plus précieuse que je possède pour leur soutien et leur Encouragement

durant toute ma carrière d'étude,

Mes sœurs,

Toute ma grande famille,

Mes meilleurs amis : Fateh, Taki, Nadjmou, Med.Lamine,

Chaouki, Yaçine, Med.Chaouki, Amine, Raouf, Amar, Hamza, Mohamed,

A tous les étudiants de Génie Mécanique,

Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me Connaissent

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	1
------------------------------	----------

CHAPITRE I : DIFFERENTS TYPES DE MACHINES FRIGORIFIQUES

Introduction	4
I.1. Les différents procédés de production de froid	4
I.2. Production de froid naturel	5
I.3. Historique de la machine frigorifique	5
I.4. Classification des machines frigorifiques selon le mode de fonctionnement	7
I.4.1. Les phénomènes de transfert thermique	7
I.4.2. Différents types de machines utilisant la vaporisation d'un frigorigène	9
I.4.2.a. Machine frigorifique à compression	9
I.4.2.b. Machine frigorifique à éjection	9
I.4.2.c. Machine frigorifique à absorption	10
I.4.2.d. Machine frigorifique à adsorption	11
I.5. Performances théoriques des machines frigorifiques	13
I.5.1. Efficacité frigorifiques d'une machine de Carnot	13
I.5.2. Rendement exergetique	17
I.6. Les fluides frigorigènes utilisés	19
I.6.1. Rappel historique	20

I.6.2 Propriétés nécessaires du fluide frigorigène	20
I.6.3. Classification des fluides frigorigènes	21
I.6.3.1. Les fluides frigorigènes purs	21
I.6.3.1.1. Les fluides frigorigènes naturels	21
I.6.3.1.2. Les fluides frigorigènes synthétiques	22
I.6.3.2. Mélanges des fluides	24
I.6.3.3. Nomenclature des réfrigérants	25
I.7. Critères de choix	26
Conclusion	28

CHAPITRE II : ETUDE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION LIQUIDE NH₃/H₂O

Introduction	29
II.1. Le cycle de base des machines à absorption liquide	29
II.1.1. Principe de l'absorption-désorption	29
II.1.2. Machine à absorption utilisant NH ₃ /H ₂ O	31
II.1.2.1. Schéma de principe	31
II.1.2.2. Principe de fonctionnement	32
II.2. Diagrammes thermodynamiques	33
II.2.1. Diagramme d'Oldham	35
II.2.1.1. Principe	35
II.2.1.2. Tracé du cycle de la machine à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O dans le diagramme d'Oldham	40
II.2.2. Diagramme de Merkel	42
II.3. Fluides de travail utilisés dans les cycles à absorption et leurs spécificités	44

II.3.1. Fluides de travail utilisés dans les cycles à absorption	44
II.3.2. Spécificités des couples utilisés	45
II.4. Différentes configurations de la machine à absorption liquide	46
II.4.1. Système à absorption à simple effet	46
II.4.2. Transformateur de chaleur à absorption	47
II.4.3. Cycles frigorifiques à plusieurs effets	48
II.5. Avantages et inconvénients d'une machine frigorifique à absorption	51
Conclusion	51

CHAPITRE III : COUPLAGE SOLAIRE-MACHINES FRIGORIFIQUE A ABSORPTION LIQUIDE NH₃/H₂O

Introduction	52
III.1. La boucle solaire	53
III.1.1. Les capteurs solaires	53
III.1.2. Principes de fonctionnement	56
III.1.3. Les différents types des capteurs solaires a circulation de liquide	57
III.1.3.1. Capteurs plans vitrés	58
III.1.3.2. Capteurs plans sans vitrage	59
III.1.3.3. Capteurs sous vide	61
III.1.4. Étude des performances thermiques d'un capteur solaire plan	63
III.1.5. Rendement thermique instantané du capteur (η_{CS})	64
III.2. La boucle frigorifique	66
III.2.1. Cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O	66

III.2.2. Calcul des performances de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O	71
III.2. 3. Amélioration des performances de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O	72
III.3. Machine frigorifique solaire à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O	76
III.3.1. Évaluation des performances d'une machine frigorifique solaire à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O	77
III.3.2. Évaluation des performances d'une machine frigorifique solaire à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O avec échangeur intermédiaire	77
CONCLUSIONS GENERALES	78
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	80

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Machine frigorifique à compression mécanique simple	9
Figure I.2 : Machines frigorifiques utilisant la vaporisation d'un frigorigène	11
Figure I.3 : Organigramme des diverses familles de systèmes frigorifiques	12
Figure I.4 : Schéma de la production de froid par association de machines dithermes	13
Figure I.5 : Schéma d'une machine tritherme, à source de température intermédiaire, S_2 , commune au moteur et au générateur	14
Figure I.6 : Schéma d'une machine tritherme directe	16
Figure I.7 : Efficacité frigorifique d'une machine frigorifique tritherme idéale en fonction des niveaux de températures des sources	17
Figure I.8 : Variation du facteur de Carnot en fonction de la température de la source thermique T et pour trois valeurs de la température de l'atmosphère T_0	18
Figure I.9 : Diagramme de phase d'un azéotropisme négatif	24
Figure I.10 : Diagramme de phase d'un azéotropisme positif	25
Figure II.1 : Structure d'une machine frigorifique à absorption	30
Figure II.2 : Schéma de principe	32
Figure II.3 : Diagramme thermodynamique du couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.	34
Figure II.4 : Construction du diagramme d'Oldham pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	36
Figure II.5 : La suite de construction du diagramme d'Oldham pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	37
Figure II.6 : Diagramme d'Oldham pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	39

Figure II.7 : Représentation des points caractéristiques du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham couple NH ₃ /H ₂ O.	42
Figure II.8 : Diagramme de Merkel du couple NH ₃ /H ₂ O	43
Figure II.9 : Cycle frigorifique à absorption à simple effet.	47
Figure II.10 : Transformateur de chaleur à absorption.	48
Figure II.11 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à trois niveaux de pression : <i>haute, modérée et basse</i>	49
Figure II.12 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux de pression.	49
Figure II.13 : Cycle frigorifique à absorption à triple effet opérant à quatre niveaux de pression.	50
Figure III.1 : Machine frigorifique solaire à absorption liquide	53
Figure III.2 : Schéma d'un capteur solaire	54
Figure III.3 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan	56
Figure III.4 : Schéma d'un Capteur plan de type vitré.	58
Figure III.5 : Schéma de principe d'un capteur plan vitré.	59
Figure III.6 : Capteurs plans sans vitrage	60
Figure III.7 : Capteur sous vide.	61
Figure III.8 : Schéma de principe d'un capteur sous vide.	62
Figure III.9 : Coupe d'un tube évacué.	62
Figure III.10 : Mécanisme des pertes de chaleur	63
Figure III.11 : Le bilan énergétique du capteur	64
Figure III.12 : Graphique schématique montrant les performances comparées des différents types de capteurs solaires thermiques.	65

Figure III.13 : Schéma représentatif d'un cycle d'une machine frigorifique à 68
absorption liquide

Figure III.14 : Schéma représentatif d'un cycle d'une machine frigorifique à 73
absorption liquide avec échangeur intermédiaire

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique	8
Tableau I.2: Les différents types de fluides frigorigènes	23
Tableau I.3: Nom, nomenclature et formule chimique des réfrigérants naturels	26
Tableau II.1 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,3$	36
Tableau II.2 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,1$	37
Tableau II.3 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,2$	37
Tableau II.4 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,4$	38
Tableau II.5 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,5$	38
Tableau II.6 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,6$	38
Tableau II.7 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,7$	38
Tableau II.8 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,8$	39
Tableau II.9 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,9$	39
Tableau II.10 : Les températures et les pressions de fonctionnement de la machine à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	40
Tableau II.11 Résumé de quelques travaux de recherches portant sur les fluides de travail	45
Tableau III.1 : Propriétés de quelques couches sélectives	55
Tableau III.2 : Caractéristiques des deux types de capteurs plans utilisés en réfrigérations	65

Tableau III.3 : Principales propriétés des différents points du cycle de la machine 70
à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Tableau III.4 : Principales propriétés des différents points du cycle de la machine 74
à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ avec échangeur intermédiaire.

NOMENCLATURE

Notation latine

A : Surface de Capteur (m^2)

B : Les courbes isobares « de bulle » dans la figure

COP : Coefficient de performance

C_p : Capacité calorifique spécifique du fluide caloporteur ($J/Kg.K$)

E : efficacité de l'changeur

Ex : Exergie

F_R : Facteur de conversion en chaleur du capteur.

F' : Facteur d'efficacité du capteur

h : enthalpie (kJ/kg)

h_w : coefficient de transfert de chaleur par convection dû au vent ($W/m^2.K$)

I : Rayonnement incident

I_0 : Constante solaire

I_G : Flux incident (W/m^2).

L : Latitude (ou l'épaisseur de l'isolant (m))

l : Longitude du lieu,

\dot{m} : débit massique (kg/s)

M : masse molaire (mol/kg)

P : Pression (atmosphère)

P^0 : Pression de saturation pure

P_C : Pression au condenseur (atm)

P_E : Pression de l'évaporateur (atm)

P_B : Pression au bouilleur (atm)

\dot{Q} : Puissance thermique (kW)

Q_A : Quantité de chaleur dégagée de réaction endothermique (Kj/Kg)

Q_C : Quantité de chaleur relative condenseur (Kj/Kg)

Q_E : Quantité de chaleur relative l'évaporateur (Kj/Kg)

Q_B : Quantité de chaleur relative le bouilleur (Kj/Kg)

\dot{Q}_U : Puissance utile (W)

q_{km} : quantité de chaleur

S : Entropie (kJ/kg.K)

T : Température (°C)

T_a : Température ambiante (°C).

T_C : Température du condenseur (°C)

T_E : Température de l'évaporateur (°C)

T_B : Température du bouilleur (générateur) (°C)

U : Coefficient de perte global (W/m².K)

U_b : Coefficient des pertes vers l'arrière (ou conductance thermique vers l'arrière) du capteur (W/m².K).

U_c : Pertes par conduction (W/m².K).

U_t : Conductance thermique vers l'avant(W/m².K).

v : volume massique (m³/kg)

V : Vitesse du fluide (ou la vitesse du vent) (m/s)

\dot{W} : Puissance mécanique (kW) (ou travail des pompes)

W : Travail spécifique (kJ/kg) (ou l'entraxe (m).)

x : fraction molaire de NH_3 ou H_2O

X : Fractions massique de NH_3 ou H_2O

Notation grecque

ε : Efficacité frigorifique (le COP)

ε_A : Émissivité de l'absorbeur.

ε_v : Émissivité du verre.

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

η : Rendement

β : Angle d'inclinaison du capteur sur le plan horizontal

λ : Longueur d'onde (ou la conductivité thermique ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)).

Θ : Facteur de Carnot

θ : L'angle que fait le normal de capteur avec la direction du soleil

δ : Taux de détente (ou déclinaison du soleil)

σ : Constante de Boltzmann ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$)

γ : Rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constants (ou correction par la distance terre soleil, ou Azimut du soleil)

τ : Transmittance de la vitre (dépend de l'angle d'incidence du rayonnement).

Δ : Variation

Indices

a : ambiante

atm : atmosphère

A : Absorbeur

B : Bouilleur (ou Générateur)

C : Condenseur (ou Carnot)

CS : capteur solaire

E : Évaporateur

e : extérieur

ex : exergetique

f : frigorigène (ou frigorifique)

2f : machine frigorifique ditherme

3f : machine frigorifique tritherme

G : globale

i : intérieur (ou entrée, ou constituant)

liq : liquide

LiBr : Bromure de Lithium

m : moyenne

mélg : mélange

mot : moteur

r : refroidi (ou réfrigérant)

S : solution liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

vap : vapeur

1, 2, ... : sources de chaleur

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

La recherche de meilleures conditions de vie et de confort a conduit l'homme à une intensification de consommation de l'énergie sous ses différentes formes (pétrole, gaz, charbon, électricité, etc.).

Cette tendance a engendré des effets néfastes pour la planète tels que la pollution de l'atmosphère, l'effet de serre, la désertification, la fonte des glaciers, la perforation de la couche d'ozone, etc.

La prise de conscience mondiale des dangers qui guettent la terre, a conduit les chercheurs et les industriels à développer des modes d'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie dans les procédés industriels.

Dans ce contexte, la revalorisation des rejets thermiques générés par de nombreux procédés industriels, par le biais des machines thermo-frigorifiques, est une mesure attractive aux niveaux énergétique et économique.

En effet, si l'on dispose d'une source chaude en plus de la source gratuite à température ambiante, il est possible d'extraire de la chaleur d'une source froide sans apport de travail (machine frigorifique tritherme). Il existe deux principales manières de procéder :

1. les machines frigorifiques composées d'une machine thermique fonctionnant entre la source chaude et l'ambiance, qui entraîne une machine frigorifique à compression de vapeur ;
2. les machines trithermes directes dont la machine à absorption liquide.

Ces dernières, qui offrent l'avantage de ne pas comprendre de machines tournantes (à l'exception d'une pompe), ont une longue histoire et sont les seules ayant atteint le développement industriel. Le cas particulier de la machine à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ est l'objet de ce mémoire.

D'une manière générale, les machines frigorifiques trithermes ont une efficacité thermique plus faible que celle des machines frigorifiques à compression. Elles sont

surtout utiles pour valoriser une source chaude gratuite à moyenne ou haute température (rejets industriels, énergie solaire, biomasse) qui sans cela serait inutilisée, de sorte que l'efficacité a relativement peu d'importance.

Les machines frigorifiques à absorption peuvent produire du froid en échangeant de la chaleur avec trois sources: une source chaude à *haute température*, une source intermédiaire à *moyenne température*, qui peut être l'ambiance, et une source froide à *basse température* constituée par le milieu à refroidir. Ces machines utilisent, pour leurs fonctionnements, un mélange de fluides (absorbant-frigorigène).

Nous avons choisi le mélange de fluides ammoniac-eau qui permet de produire du froid à des températures inférieures à zéro degré Celsius.

Pour faire fonctionner la machine frigorifique à absorption liquide, il faut fournir, au niveau de la source chaude, une certaine quantité de chaleur qui peut être fournie par des collecteurs solaires. La température de la source chaude de la machine frigorifique solaire à absorption, a une incidence sur le choix des capteurs solaires et par conséquent sur le coût de l'installation solaire.

Dans la présente étude, nous avons testé deux types de capteurs à surface sélective; l'un à surface vitrée et l'autre sous vide.

A cet effet, le mémoire est organisé comme suit :

Le chapitre I présente une étude sur les différents types de machines frigorifiques rapportant un bref historique sur les machines frigorifiques depuis leur apparition jusqu'à nos jours. En particulier, une analyse des performances énergétique et exergetique de ces dernières a été réalisée.

Enfin, le chapitre est clôturé par une étude des différentes familles de fluides frigorigènes utilisés dans le domaine du froid.

Le chapitre II est consacré à une étude plus détaillée de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Pour cela, les principes et les outils nécessaires à la description de son cycle de fonctionnement ont été présentés.

Après une présentation de quelques définitions et fondements théoriques sur les capteurs solaires utilisés en réfrigération, nous avons présenté au chapitre III, un calcul du cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ d'une puissance de 10 kW et de ses performances énergétiques et ce pour des conditions opératoires fixées.

Par ailleurs, les performances énergétiques de son couplage avec les deux capteurs cités précédemment ont aussi été évaluées.

Finalement le travail est clôturé par une conclusion générale.

CHAPITRE I

DIFFERENTS TYPES DE

MACHINES FRIGORIFIQUES

CHAPITRE I

DIFFERENTS TYPES DE MACHINES FRIGORIFIQUES

Introduction

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation.

Ce chapitre présente une revue bibliographique concernant surtout l'évolution des moyens de production de froid, passant des voies les plus simples et naturelles à la conception et réalisation de machines frigorifiques très performantes, particulièrement celles utilisant des systèmes à absorption classiques sous diverses formes en réfrigération et fonctionnant à l'énergie solaire ou toute autre source d'énergie renouvelable ou rejet thermique des procédés industriels.

Les dernières avancées technologiques des machines à absorption, notamment celles à démixtion sont aussi rapportées et discutées, de par leur importance pour le présent travail [1].

I.1. Les différents procédés de production de froid

Toute transformation endothermique peut constituer un procédé capable de produire du froid soit :

- Fusion d'un solide,
- Sublimation d'un solide
- Vaporisation d'un liquide
- Détente d'un gaz
- Effet Peltier, Thomson
- Dissolution des solides, liquides, gaz

Les machines les plus courantes fonctionnent en vaporisant le fluide frigorigène dans la chambre froide. C'est précisément au cours de cette opération que la chaleur est absorbée.

Remarque :

Si l'on désire une production continue de froid, il est nécessaire de réaliser un cycle, c'est à dire de combiner un phénomène exothermique à un Phénomène endothermique. Les machines frigorifiques seront donc au moins dithermes.

I.2. Production de froid naturel

L'homme s'est rapidement rendu compte que les denrées périssables pouvaient être mieux conservées en hiver qu'en été, d'où l'idée d'utiliser du froid par le biais de la production de la glace, de manière naturelle sans l'usage de machines [1]. Cette glace était généralement ramenée de régions froides ou à forte gelée en hiver et conservée dans des glaciers dont les parois sont thermiquement isolantes. Le fait de constater que le mélange de certains sels avec l'eau abaisse notablement la température, a aussi permis d'entrevoir des possibilités de production de froid.

Toutes ces idées simples et naturelles, accompagnées de l'approfondissement des connaissances en thermodynamique pour la production de la chaleur et du froid ont encouragé la mise au point des premières machines frigorifiques.

I.3. Historique de la machine frigorifique

Les Mésopotamiens se servaient de fosses remplies de glace pour conserver la viande. Les Grecs et les Romains entassaient de la glace et de la neige en hiver dans des fosses profondes, recouvertes par de la paille. La viande gardée dans ces glaciers primitifs restait fraîche jusque durant l'été, sans qu'il soit nécessaire de la saler ou de la fumer [2].

Au XVI^e siècle les Indiens du Pérou creusaient des glaciers dans le sol, avant l'arrivée des Européens. Ce système de fosses a été utilisé dans toute l'Europe à partir du XVII^e siècle. Des commerçants vendaient de la glace venant des montagnes. À la cour du Roi Soleil, l'évaporation de l'éther était utilisée pour refroidir des crèmes de fruits. En 1755 l'écossois William Cullen obtient un peu de glace par vapeur d'eau sous cloche à vide.

XIX^e siècle :

Au XIX^e siècle, des glacières, meubles isothermes contenant des blocs de glace périodiquement renouvelés, étaient utilisées. Avant l'ère industrielle, c'est surtout la commercialisation de la glace qui permettait aux plus fortunés de disposer de produits conservés ou consommés à basse température.

- 1805 : Machine frigorifique à compression d'éther — un prototype est présenté à Philadelphie par Oliver Evans. La nouveauté essentielle résidait dans l'introduction d'un processus en cycle fermé.
- 1824 : Paraît le seul livre de Sadi Carnot. Les deux principes de la Thermodynamique sont exposés de façon très simple. C'est de lui que nous vient le cycle de Carnot.
- 1844 : Machine frigorifique à air - Le principe de la détente d'air était déjà connu au XVIII^e siècle. L'Américain John Gorrie l'appliqua sur sa machine.
- 1850 : Machine frigorifique à air - John Gorrie obtient un brevet anglais mais, curieusement, son invention fit scandale aux États-Unis où certains l'accusaient de vouloir concurrencer Dieu en faisant de la glace à n'importe quel moment de l'année. En 1851, il obtint son brevet.
- 1854-6 : Utilisant le principe de la compression de vapeur, l'inventeur australien James Harrison a produit en Australie le premier réfrigérateur pratique au monde ;
- 1858 : Charles Tellier fabrique une machine frigorifique à circulation de gaz ammoniac liquéfié.
- 1859 : Machine frigorifique à absorption - Le français Ferdinand Carré, frère d'Edmond, fait breveter une machine dont le fluide, après avoir produit du froid, est absorbé par une autre substance et non aspiré par un compresseur. C'est la première machine frigorifique à absorption.
- 1865 : Charles Tellier construit une machine à compression mécanique à gaz liquéfié et l'installe dans la fabrique du maître-chocolatier Menier.
- 1872 : Machine réfrigérante à compresseur à ammoniac - C'est David Boyle, un américain d'origine écossaise, qui obtient le premier brevet pour un compresseur utilisant l'ammoniac.
- 1876 : Le navire Frigorifique, équipé d'une machine Tellier, parti de Rouen rapporte à Buenos Aires de la viande déshydratée et réfrigérée en bon état de conservation après 105 jours de mer.

XX^e siècle :

- 1913 : Le Domelre, fabriqué à Chicago, est le premier réfrigérateur domestique fonctionnel.
- 1919 : La marque Frigidaire fait son apparition.
- 1931 : La fabrication industrielle commence avec Electrolux.
- 1938 : Premier groupe frigorifique mécanique pour remorque : le Modèle A par la société Thermo king.
- 1939 : Premier réfrigérateur à deux températures, qui permettait de conserver des aliments congelés dans l'un des compartiments.
- 1944 : Machine frigorifique à absorption - Le réfrigérateur à absorption a été mis au point par la société suisse Sibir.
- 1997 : La technique de refroidissement d'atomes par laser vaut le prix Nobel de physique 1997 à Claude Cohen-Tannoudji, Steven Chu et William D. Phillips.
- 1998 : Le réfrigérateur-congélateur de la société Daewoo est équipé d'une porte à cristaux liquides. Ce modèle baptisé « miroir magique » a l'avantage de laisser apparaître le contenu par simple pression d'un bouton ; cette transparence temporaire de la porte permet de réaliser des économies en énergie en évitant toute déperdition de froid.
- 1999 : Création d'un prototype de réfrigération solaire à adsorption ; plusieurs frigos solaires de ce type sont utilisés en Afrique.

XXI^e siècle :

- 2002 : 99 % des foyers français sont équipés de réfrigérateurs. Il est l'appareil domestique le plus répandu

I.4. Classification des machines frigorifiques selon le mode de fonctionnement**I.4.1. Les phénomènes de transfert thermique**

Pour extraire de la chaleur d'un milieu « froid » (*source froide*) vers un milieu chaud (*puits de chaleur*) un fluide frigorigène est utilisé comme vecteur, celui-ci est le siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide le fluide frigorigène subit en contact d'une source, un phénomène endothermique (*qui consomme de la chaleur*).

De la même manière, pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude, un phénomène exothermique (*qui dégage de la chaleur*) est utilisé. Dans la majeure partie des cas, une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial, est décrit. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit et appelé cycle frigorifique.

Le tableau I.1, recense quelques phénomènes endothermiques et exothermiques permettant de déplacer de la chaleur dans une pompe à chaleur

Phénomènes endothermiques (<i>absorbant de la chaleur</i>)	Phénomènes exothermiques (<i>produisant de la chaleur</i>)
Fusion d'un solide	Solidification d'un liquide
Vaporisation d'un liquide	Condensation d'une vapeur
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur (d'un liquide ou d'un solide)	Absorption d'un gaz ou d'une vapeur (dans un liquide (<i>absorption</i>), dans un solide (<i>adsorption</i>))
Détente d'un gaz comprimé	Compression d'un gaz

Tableau I.1 : Mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique.

La grande majorité des machines frigorifiques (*et des pompes à chaleur*) utilise le phénomène de vaporisation d'un liquide pour extraire des calories d'une source froide (*milieu extérieur*). La restitution de calories au milieu à chauffer s'opère alors en utilisant le phénomène de condensation d'une vapeur.

Le changement d'état liquide – vapeur est le phénomène majeur sur lequel s'appuie la production de la chaleur et il est mis en œuvre dans une machine thermique en faisant évoluer un fluide frigorigène dans un circuit fermé comportant notamment un évaporateur et un condenseur :

- L'évaporateur sera placé dans la source froide (*le milieu extérieur*) maintenant une température T_e et où le frigorigène y pénètre en phase liquide et s'y vaporise (à la température $T_f < T_e$) en prélevant de la chaleur à ce milieu : c'est la phase d'extraction de calories ;
- Le condenseur sera refroidi à la température T_r par un fluide extérieur (*air ou eau*) et le frigorigène qui y entre en phase vapeur, se condense à une température $T_C > T_r$ en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement.

I.4.2. Différents types de machines utilisant la vaporisation d'un frigorigène

Ce paragraphe se limite à la présentation des machines utilisant le phénomène de vaporisation d'un frigorigène. La manière dont les vapeurs issues de l'évaporateur sont aspirées permet de distinguer les différents types de machines suivants [3] :

I.4.2.a. Machine frigorifique à compression

Les vapeurs issues de l'évaporateur sont aspirées par un compresseur mécanique volumétrique ou pas [4]. En raison de leur simplicité ces machines sont les plus répandues, consommant exclusivement de l'énergie mécanique, elles entrent dans la catégorie des systèmes au moins *dithermes* (figure I.2.a.)

➤ *Principe de fonctionnement de la machine à compression mécanique :*

Les machines frigorifiques à compression mécanique simple (figure I.1) sont les plus répandues.

- Le fluide frigorigène se vaporise à la température T_0 et à la pression P_0 en prélevant la quantité de chaleur q_{0m} .
- La vapeur est comprimée et refoulée la pression P_k .
- Dans un deuxième échangeur la vapeur est condensée à la pression P_k et la température T_k constantes, en rejetant la chaleur q_{km} .
- Le liquide est détendu de la pression P_k à la pression P_0 .

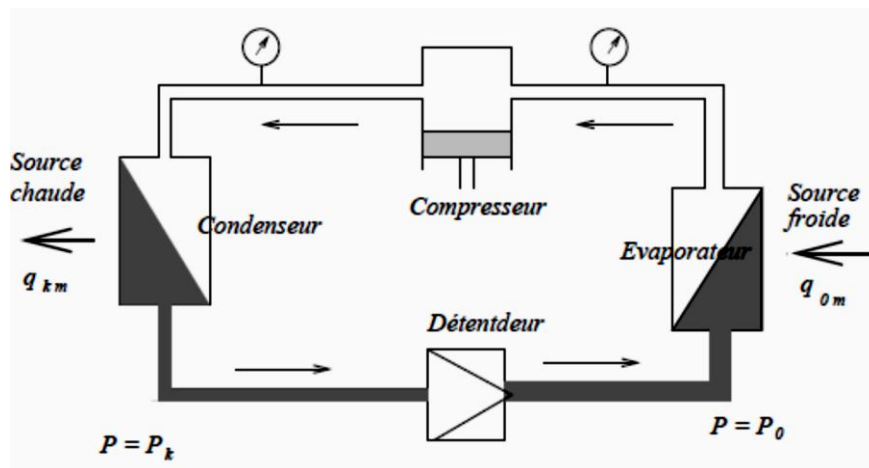


Figure I.1 : Machine frigorifique à compression mécanique simple.

I.4.2.b. Machine frigorifique à éjection

Les vapeurs du cycle frigorifique sont aspirées mécaniquement par un éjecteur (figure I.2.b.) Celui-ci fonctionne grâce à l'énergie cinétique de la *vapeur motrice* (généralement de même nature que la *vapeur de frigorigène*) qui, par l'injecteur I, pénètre

dans la partie convergente, II, de l'éjecteur. La compression du mélange des *vapeurs motrices et de frigorigène* s'effectue dans la partie divergente, ces systèmes ont une application assez rare.

I.4.2.c. Machine frigorifique à absorption

Pour ce type de machine, l'aspiration de la vapeur de frigorigène se fait par l'intermédiaire d'un liquide absorbant qui présente une grande affinité pour ce fluide. La vapeur est absorbée par tout le volume du liquide absorbant et l'aspiration a lieu comme montré par la figure I.2.c. L'évaporateur est relié à l'absorbeur, à l'intérieur duquel est pulvérisée en permanence la solution absorbante pauvre en frigorigène, afin d'accroître la surface de contact avec la vapeur de frigorigène. Le liquide absorbe la vapeur du fluide frigorigène donnant lieu à l'aspiration d'une nouvelle masse de frigorigène issue de l'évaporateur.

La solution enrichie en frigorigène (*solution riche*) quitte l'absorbeur, et elle est dirigée vers un autre point de la machine où, par chauffage, on procède à l'extraction du frigorigène fixé. Les systèmes à absorption appartiennent donc à la catégorie des systèmes frigorifiques au moins *trithermes*. L'absorption du frigorigène par la solution absorbante est exothermique ce qui impose l'usage d'un échangeur de chaleur pour le refroidissement de la solution absorbante. Les systèmes à absorption ont été les premières machines frigorifiques industriellement opérationnelles. Le développement des systèmes à compression les a confinés dans des applications bien précises. Selon l'architecture utilisée des machines à absorption, il est distingué [5] :

- Des systèmes continus dont la production de froid est continue. L'usage de pompes de circulation des solutions absorbantes impose la consommation d'énergie mécanique. Selon l'architecture, on peut distinguer :
 - ✓ *Les systèmes mono étagés à générateur simple effet ;*
 - ✓ *Les systèmes mono étagés à générateur double effet ;*
 - ✓ *Les systèmes poly étagés.*

C'est la famille des systèmes à absorption continus qui représente la plus importante partie des systèmes thermo frigorifiques intégrés actuellement utilisés ;

- Des *systèmes intermittents* qui permettent d'éviter la pompe de circulation. Cette famille est tout à fait marginale ;
- Des *systèmes continus à absorption- diffusion* utilisant, dans le circuit interne du système, en plus du couple frigorigène- absorbant, un gaz qui n'intervient

nullement dans le processus de production du froid mais qui compense, par sa présence, la différence de pression du frigorigène entre les parties froides et chaudes de la machine, réalisant un circuit pratiquement isobare. La pompe de circulation des solutions n'a alors à vaincre que de faibles différences de pressions de nature hydrostatique.

I.4.2.d. Machine frigorifique à adsorption

La fixation de la vapeur de frigorigène se fait ici sur la surface d'un solide qui est l'adsorbant comme le montre la figure I.2.d. Il présente une grande affinité pour le frigorigène. L'adsorption de la vapeur s'accompagnant d'un fort dégagement de chaleur, surtout dans le cas de la formation d'un composé chimique, l'adsorbant, relié à l'évaporateur du système frigorifique, doit comporter donc un échangeur interne de refroidissement. La masse de frigorigène adsorbée est limitée par la capacité d'adsorption de l'adsorbant.

Contrairement aux autres systèmes qui permettent une production continue de froid, *les systèmes à adsorption ont un fonctionnement intermittent*. L'extraction du frigorigène adsorbé se faisant par chauffage, les systèmes à adsorption entrent dans la catégorie des *systèmes au moins trithermes* et sont très peu utilisés en pratique.

La figure I.3 présente un organigramme des différentes familles de machines frigorifiques.

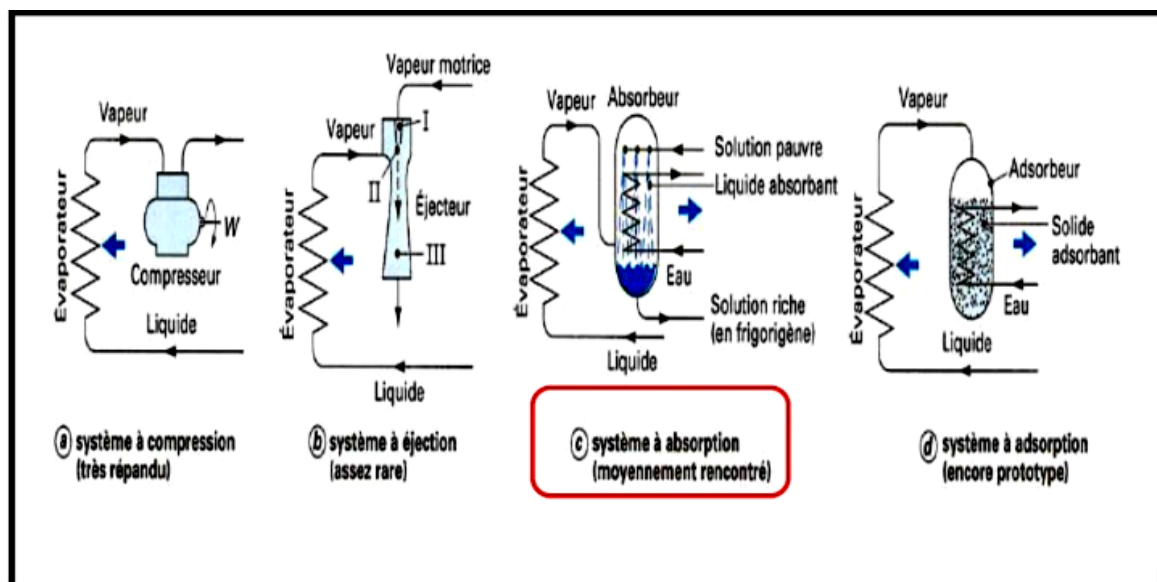
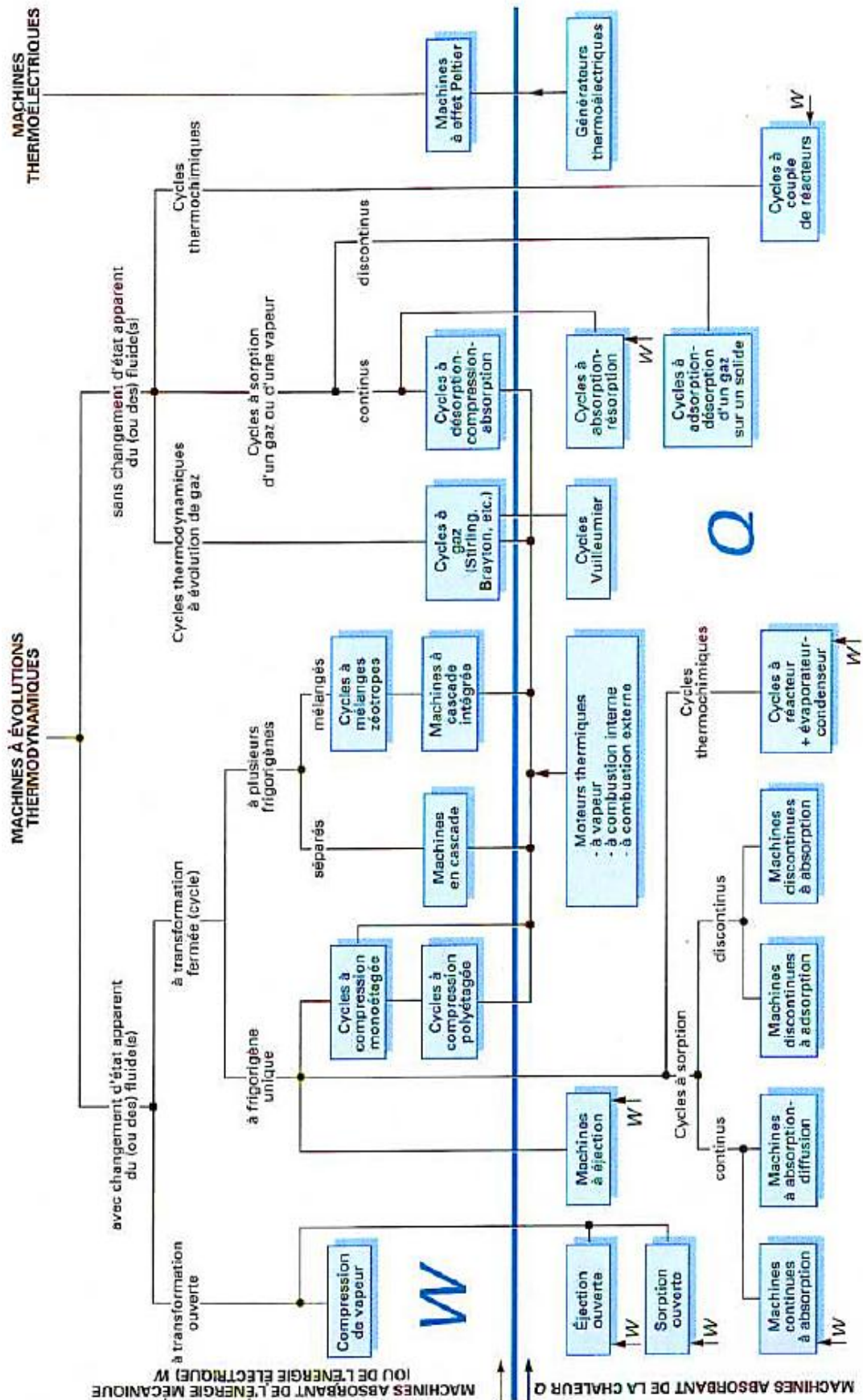


Figure I.2 : Machines frigorifiques utilisant la vaporisation d'un frigorigène.



Remarque : les systèmes mécano-frigorifiques consomment de l'énergie mécanique W ou son équivalent. Les systèmes thermo-frigorifiques consomment de la chaleur Q . Une partie notable de ces derniers exige, en outre, la fourniture d'un peu d'énergie mécanique W .

Figure I.3 : Organigramme des diverses familles de systèmes frigorifiques.

I.5. Performances théoriques des machines frigorifiques

I.5.1. Efficacité frigorifiques d'une machine de Carnot

Une machine thermique polytherme est une machine, ou un ensemble de machines, fonctionnant avec au moins trois sources de chaleur. La température de l'une de ces sources sert de référence ; celle-ci est généralement la température ambiante ou plus précisément celle d'une source considérée comme pratiquement inépuisable comme l'atmosphère, la mer ou une rivière voisine de l'installation.

On va distinguer dans ce mémoire les machines ou ensembles résultant de l'association de machines dithermes (l'une motrice, l'autre génératrice) qui mettent en jeu explicitement de l'énergie mécanique, des machines qui ne font intervenir que des échanges thermiques :

a) Association de deux machines dithermes

Soit le schéma de la figure I.4 relatif à une machine à quatre sources S_1 , S_2 , S_3 et S_4 , dont les niveaux de températures sont :

$$T_1 > T_2; T_3 > T_4$$

Et où M et G sont le moteur et le générateur respectivement. Dans une telle machine, utilisable comme machine frigorifique, de la chaleur Q_1 est utilisée au niveau de la source S_1 pour produire du froid Q_4 à la source S_4 en donnant de la chaleur Q_2 et Q_3 aux sources S_2 et S_3 . L'énergie mécanique W est transférée du moteur au générateur.

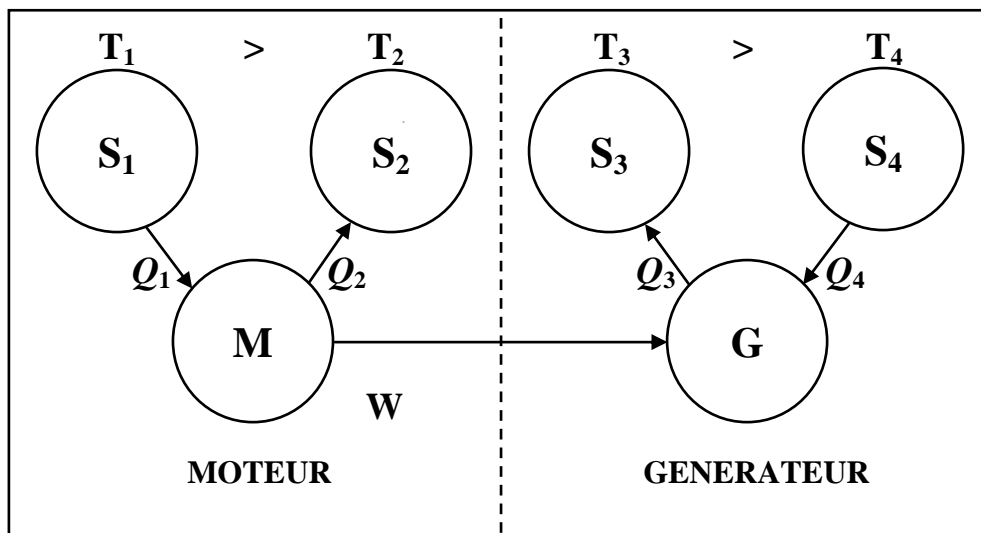


Figure I.4 : Schéma de la production de froid par association de machines dithermes

Le paramètre utilisé pour mesurer la performance des transferts énergétiques d'un tel système utilisé pour faire du froid est le coefficient de performance " COP_{2f} " définie de la façon suivante :

$$COP_f = \frac{\text{quantité de chaleur soutirée à } S_4}{\text{énergie totale fournie par } S_1} = \frac{Q_4}{Q_1} \quad (I.1)$$

Dans le cas d'une association de deux machines dithermes, le coefficient de performance global COP_f est le produit du rendement thermique du moteur, η_{mot} par le coefficient de performance frigorifique du générateur, COP_{2f} :

$$COP_f = \eta_{\text{mot}} \cdot COP_{2f} = \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1}\right) \cdot \left(\frac{Q_3}{Q_4} - 1\right)^{-1} \quad (I.2)$$

Dans le cas d'un fonctionnement réversible (machine de Carnot), le coefficient de performance COP_{fc} s'exprime simplement en fonction des températures des sources :

$$COP_{fc} = \left(\frac{Q_4}{Q_1}\right)_C = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot \frac{T_4}{T_3 - T_4} \quad (I.3)$$

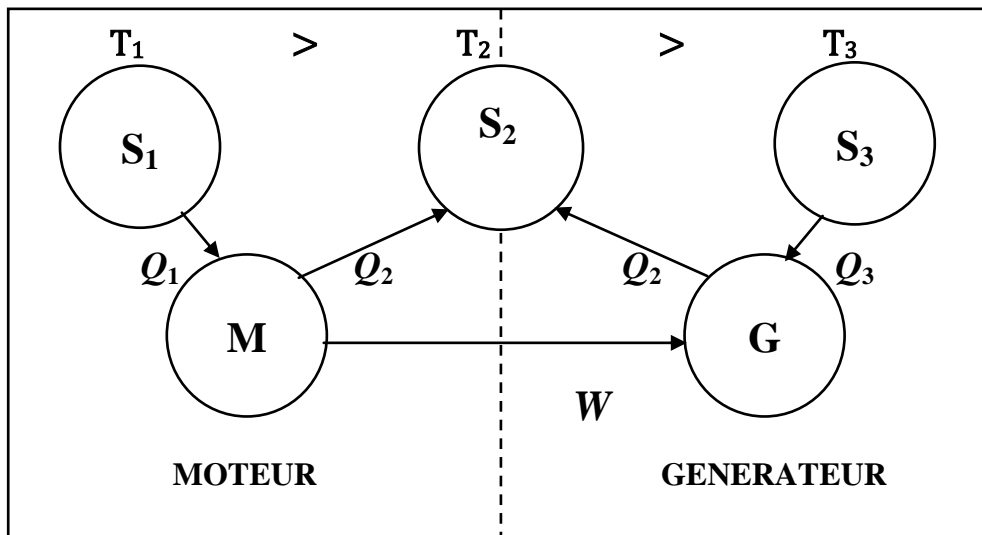


Figure I.5 : Schéma d'une machine tritherme, à source de température intermédiaire, S_2 , commune au moteur et au générateur

En pratique, deux des quatre sources sont communes. Il s'agit des sources T_2 et T_3 qui pour les machines polythermes frigorifiques correspondent au milieu ambiant à la température T_2 . La température de la source froide est alors notée T_3 (figure I.5), telle que :

$$T_1 > T_2 > T_3$$

Dans ce cas, le coefficient de performance de la machine frigorifique tritherme, fonctionnant réversiblement est :

$$COP_{ic} = \left(\frac{Q_3}{Q_1} \right)_C = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot \frac{T_3}{T_2 - T_3} \quad (I.4)$$

b) Machine tritherme directe

Ce type de machines trithermes, échangeant de la chaleur avec trois sources thermiques, ne résulte pas de l'association de machines dithermes ; l'énergie mécanique intermédiaire y est absente. L'étude de ces systèmes n'a été abordée que dans les années 70 et de façon très fragmentaire, à l'occasion de l'examen de cas bien particuliers, tels que les systèmes à énergie totale et la réfrigération solaire.

Les plus classiques de ces types de machines sont les machines trithermes à absorption, à adsorption ou à éjecteur. Elles occupent une place privilégiée au niveau des applications héliothermiques.

Cependant, elles commencent à être employées industriellement en utilisant comme source d'énergie primaire, soit des combustibles fossiles, soit des rejets thermiques.

➤ Rendement énergétique / Efficacité frigorifique

Soit une machine M échangeant de la chaleur avec trois sources si, S_1 , S_2 et S_3 de températures $T_1 > T_2 > T_3$ (figure I.6). On sait par le premier principe que :

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0 \quad (I.5)$$

Et par le deuxième principe, pour une machine réversible :

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Q_3}{T_3} = 0 \quad (I.6)$$

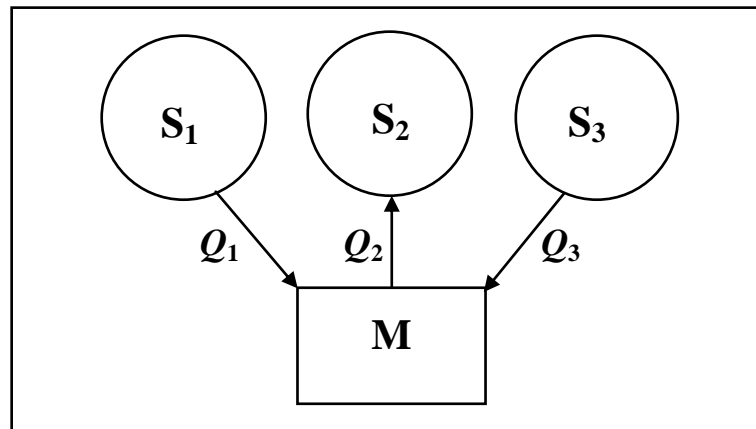


Figure I.6 : Schéma d'une machine tritherme directe

Ainsi, si l'on s'intéresse à la production de froid à la source S_3 , le coefficient de performance idéale est :

$$COP_{3fC} = \left(\frac{Q_3}{Q_1} \right)_C = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot \frac{T_3}{T_2 - T_3} \quad (I.7)$$

On retrouve le même résultat que par l'association de deux machines dithermes.

L'application de la relation (I.4) ou (I.7) fait l'objet de la figure I.7, où est représentée la variation du coefficient de performance COP_{3fC} d'une machine tritherme réversible pour deux températures de source froide, 0 et 10°C, en fonction de la température de la source chaude ($60^\circ\text{C} \leq T_1 \leq 100^\circ\text{C}$) et pour quatre températures de la source intermédiaire 25,30,35 et 40°C.

On peut noter la forte décroissance de COP_{3fC} avec l'accroissement de la température de la source intermédiaire, T_2 , pour des températures de sources froide, T_3 , et chaude, T_1 , fixes.

D'autre part, nous pouvons constater aussi que, pour une température de source intermédiaire T_2 donnée, le coefficient de performance de Carnot est d'autant plus grande que la différence de températures source intermédiaire - source froide est plus faible, et que la différence source chaude - source intermédiaire est plus grande.

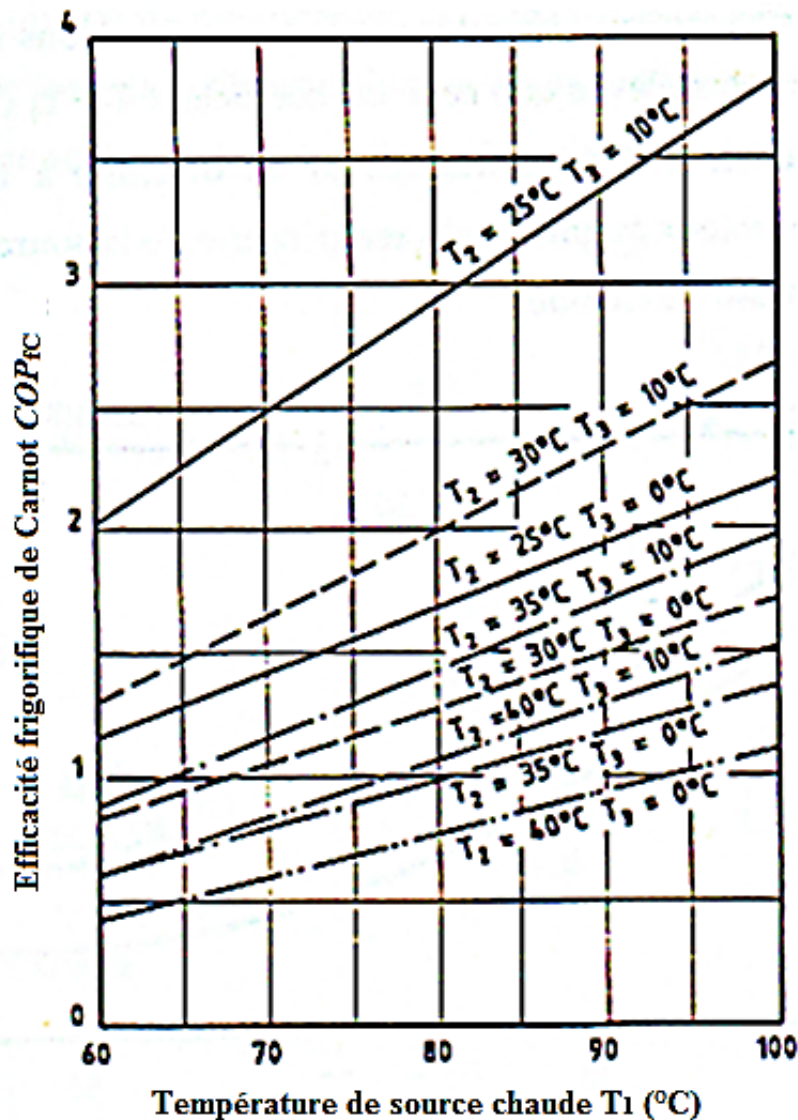


Figure I.7 : Efficacité frigorifique d'une machine frigorifique tritherme idéale en fonction des niveaux de températures des sources

I.5.2. Rendement exergetique

Le rendement exergetique est un critère de "qualité" jugeant de la façon dont sont exploitées les sources thermodynamiques disponibles, tant par le cycle thermodynamique choisi, que par la machine utilisée elle-même. Il complète un critère de "quantité" qui est, par exemple, le rendement de Carnot, critère qui exprime les possibilités offertes par un ensemble donné de sources thermiques de réaliser un objectif quantitatif déterminé.

Par définition l'exergie thermique est définie comme le travail maximal qu'il est possible d'obtenir à partir d'une quantité de chaleur Q reçue de la source de chaleur, à l'aide d'une machine thermique de Carnot réversible fonctionnant entre les températures T de la

source et T_0 de l'atmosphère ($T > T_0$). Dans le cas où la température de la source thermique est constante, l'exergie associée à la quantité de chaleur Q est :

$$E_{x,0} = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = Q \Theta \quad (\text{I.8})$$

Où $\Theta = 1 - T_0/T$ est le facteur de Carnot. La figure I.8 représente la variation de ce facteur en fonction de la température T de la source thermique et pour trois températures de l'atmosphère (10, 20 et 30°C). Nous pouvons constater, du point de vue de la production de travail, qu'une quantité de chaleur Q présente un intérêt d'autant plus grand que la température T à laquelle elle est disponible est plus élevée et que la température T_0 est plus basse. Quand $T = T_0$, alors $\Theta = 0$ et une quantité de chaleur Q ne présente plus aucun intérêt.

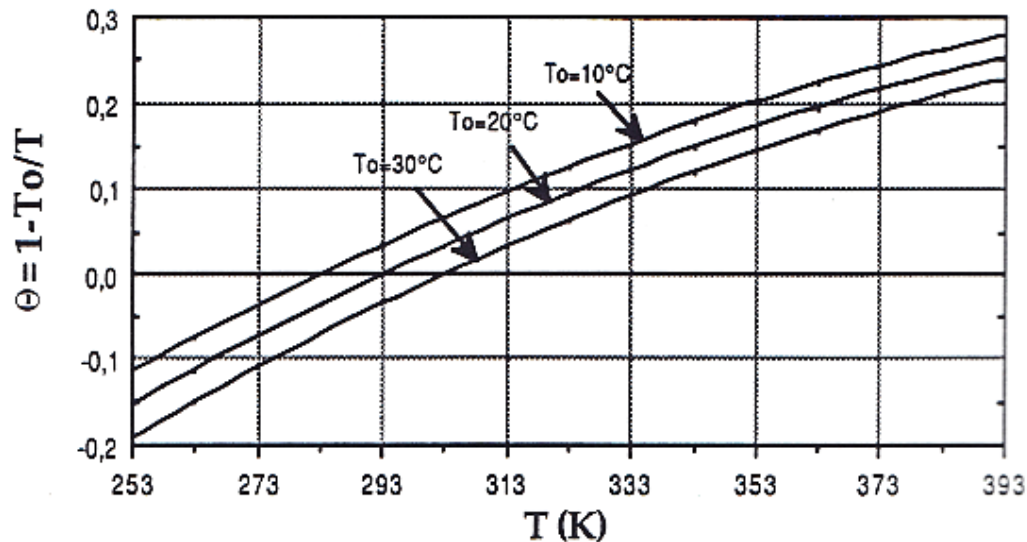


Figure I.8 : Variation du facteur de Carnot en fonction de la température de la source thermique T et pour trois valeurs de la température de l'atmosphère T_0

Dans le cas d'un système dont la température est inférieure à celle de l'environnement ($T < T_0$), L'exergie est définie alors comme le "travail minimal" qu'il faut fournir à une machine frigorifique de Carnot réversible pour soutirer une quantité de chaleur Q de la source à T et la ramener à la température T_0 de l'atmosphère.

L'exergie associée à la quantité de chaleur Q est fournie à la source par la machine. Elle est également donnée par la relation (I.8). On peut aussi noter que, quand $T < T_0$ l'extraction d'une quantité de chaleur Q , qui correspond à un effet frigorifique intéressant, présente sur le plan exergétique l'intérêt de permettre de produire un travail équivalent à

E_x avec une machine de Carnot fonctionnant entre T_0 et T en fournissant la quantité de chaleur Q à la source à température T .

Dans le cas d'un système tritherme de réfrigération ou de climatisation (figure I.7), la source intermédiaire est à la température T_0 . L'exergie échangée au niveau de cette source est donc nulle. Si le système fonctionne de façon réversible (qualité maximale) l'exergie fournie par la source chaude doit correspondre strictement à l'exergie fournie à la source froide et le rendement exergetique est égal à l'unité. Ainsi, pour un tel système, le rendement exergetique, η_{ex} , est défini par la relation :

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergie fournie à } S_3}{\text{exergie reçue de } S_1} = \frac{|E_{X3}|}{E_{X1}} \quad (\text{I.9})$$

Si l'on prend comme température de référence, celle de la source intermédiaire, $T_2 = T_0$, l'équation (I.9) devient :

$$\eta_{ex} = -\frac{Q_3 \left(1 - \frac{T_2}{T_3}\right)}{Q_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{Q_3}{Q_1 \cdot \eta_{\text{motC}}} = \frac{COP_{2fC}}{COP_{3fC}} \quad (\text{I.10})$$

D'où :

$$\eta_{ex} = -\frac{Q_3}{Q_1} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{motC}} \cdot COP_{2fC}} = \frac{COP_{3f}}{COP_{3fC}} \quad (\text{I.11})$$

Où η_{motC} et COP_{2fC} sont, respectivement, les rendements thermiques idéaux du moteur et du générateur ; COP_{3f} est le coefficient de performance réel de la machine frigorifique tritherme et COP_{3fC} est le coefficient de performance idéal dit de Carnot de la machine définie par la relation (I.7).

Le rendement exergetique, η_{ex} , véritable rendement de qualité est toujours compris entre la valeur 0 et 1. Lorsqu'il tend vers l'unité, la machine s'approche de l'idéale thermodynamique représentée par une machine totalement réversible.

I.6. Les fluides frigorigènes utilisés

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances, utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques tel que : Des chambres froides, des réfrigérateurs, des vitrines réfrigérées, etc.

Ces fluides ont la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permet de produire du froid et du chaud.

I.6.1. Rappel historique

L'eau fut le premier fluide frigorigène utilisé depuis l'antiquité. En 1876, Linde a introduit l'ammoniac. Au début du XX^{ème} siècle les hydrocarbures, le dioxyde de carbone (dans la marine) ainsi que le dioxyde de soufre sont utilisés. Malheureusement, tous ces composés sont soit toxiques, soit inflammables. C'est pourquoi dès 1930, nous utilisons les dérivés chlorofluorés du méthane et de l'éthane.

I.6.2 Propriétés nécessaires du fluide frigorigène

Le système de réfrigération par cycle de compression de vapeur est constitué par l'évaporateur, le détendeur, le compresseur et le condenseur. Ces organes ont pour rôle de faciliter les changements d'état du fluide frigorigène et de le mettre en mouvement.

L'eau peut être utilisée comme fluide frigorigène mais ses propriétés physiques ne sont pas toujours satisfaisantes en particulier son point de fusion (273.16 K sous 1 atm).

Le fluide frigorigène « parfait » doit présenter les qualités suivantes :

1. Chaleur latente de vaporisation élevée.
2. Point d'ébullition, sous pression atmosphérique, suffisamment bas compte tenu des conditions de fonctionnement désirées (température d'évaporation).
3. Faible rapport de compression, c'est-à-dire faible rapport entre les pressions de refoulement et d'aspiration.
4. Faible volume massique de la vapeur saturée, rendant possible l'utilisation d'un compresseur et de tuyauteries de dimensions réduites.
5. Température critique très élevée.
6. Pas d'action sur le lubrifiant employé conjointement avec le fluide.
7. Composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.
8. Pas d'action sur les métaux composant le circuit (ainsi par exemple l'ammoniac attaque le cuivre). Pas d'action sur les joints.

I.6.3. 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.6.3.1. Les fluides frigorigènes purs

I.6.3.1.1. Les fluides frigorigènes naturels

➤ L'ammoniac (R717)

L'ammoniac est l'un des premiers fluides utilisés et a toujours donné satisfaction. Fluide inorganique, thermodynamiquement excellent frigorigène pour des températures d'évaporation comprises entre -35°C et $+2^{\circ}\text{C}$. Sa toxicité et son inflammabilité impliquent une utilisation en système indirect pour les applications dans les domaines résidentiel et commercial. L'ammoniac ne peut être utilisé que pour des installations frigorifiques de grande envergure (entrepôts, brasseries etc.). Pour des raisons de sécurité, des fluides de remplacement ont été élaborés au début du 21^{ème} siècle.

➤ L'eau (R718)

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 273.16 K). 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 CO_2 (R744) a été utilisé comme un fluide frigorigène malgré sa température critique relativement basse (Il peut seulement être intéressant à très basse température [entre -50 et -35°C]). Les points de fonctionnement de ce fluide sont proches du point critique. Son coût est très faible. Le R744 a été utilisé pour des installations de réfrigération de la marine et dans l'industrie car il est ininflammable (il est utilisé comme agent d'extinction des feux). Les excellentes propriétés de transferts thermiques du CO_2 constituent un avantage

mais son utilisation est réduite à l'étage basse pression des systèmes en cascade, d'où le nombre limité d'applications industrielles.

➤ **Les hydrocarbures**

Les fluides frigorigènes de 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-290), du butane (R-600) et de l'isobutane (R-600a). Ces fluides organiques présentent de bonnes propriétés thermodynamiques, mais sont dangereux par leur inflammabilité. Le monde du froid s'est toujours méfié de ces fluides, même s'ils sont réapparus récemment dans des réfrigérateurs et des mousses isolantes. Leur utilisation future paraît peu probable en climatisation, vu le coût de la mise en sécurité aussi bien mécanique qu'électrique.

I.6.3.1.2. Les fluides frigorigènes synthétiques

➤ **Fluides frigorigènes (appauvrissant la couche d'ozone)**

▪ **Les CFC (ChloroFluoroCarbures)**

Ce sont les plus connus des hydrocarbures halogénés. Complètement substitués par le chlore ou le fluor, ces hydrocarbures ne contiennent plus d'hydrogène (ex : le R11, R12,). Ils sont totalement prohibés en raison de leur nocivité envers la couche d'ozone.

▪ **Les HCFC (HydroChloroFluoroCarbures)**

Il s'agit de la seconde génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Ce sont des composants chimiques formés de chlore, de fluor, d'hydrogène et de carbone (ex : R22), dont les niveaux sont réduits depuis 1989 : de 35% en 2004 ; 90% d'ici 2019 ; 100% d'ici 2029. Ils sont prohibés à la fabrication d'appareils neufs depuis 2010, leur fabrication sera interdite après 2020 et seront totalement prohibés après 2030. Ce type de fluide possède une molécule avec un atome de chlore en moins, celui-ci remplacé par un atome d'hydrogène, ce qui le rend moins nocif envers la couche d'ozone qu'un CFC.

➤ **Fluides frigorigènes (stables dans l'air)**

▪ **Les HFC (HydroFluoroCarbures)**

Il s'agit de la troisième génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Les HFC sont composés de fluor, d'hydrogène et de carbone (ex : R134a), ce sont les fluides les plus utilisés dans toute les nouvelles installations, le chlore n'est plus présent. Ils ne présentent pas de danger pour la couche d'ozone, mais ils peuvent

contribuer à l'effet de serre. Le tableau I.2 résume les propriétés de quelques fluides frigorigènes [6].

Groupe	Type	Nom	Commentaires	T° évaporation à 1 bar
1	CFC	R11, R12, R13, R502, R115	Interdits d'utilisation et de vente	N/A
	HCFC	R22 R408a R409a R403b R123	Le plus utilisé des HCFC est le R22, ils doivent disparaître de la circulation dans quelques années	-41 °C -44 °C
	HFC	R134a R413a R417a R404a R507 R407c R410a R23 R508b FX 80	Substitut du R12 Substitut du R22 Remplaçant du R22 en neuf	-26.2 °C -46.5 °C -47.1 °C -43.4 °C -51.5 °C -82.1 °C -88.3 °C
2	NH ₃	R717	Le plus dangereux de tous, Mais le plus performant. Toxique à 0.2% Explosif à 15%	-33.3 °C
3	Hydrocarbonés	R290 R600a R1270	Propane, explosif à 1.2% Isobutène, explosif à 0.9% Propylène	-42.1 °C -11.7 °C -47.7 °C

Tableau I.2 : Les différents types de fluides frigorigènes

I.6.3.2. Mélanges des fluides

Les mélanges de corps purs se regroupent en deux sous-groupes que sont :

➤ **Les mélanges azéotropiques**

Un mélange azéotrope ou azéotropique est un mélange dont le liquide bout à température fixe en gardant une composition fixe. Un mélange azéotropique est un mélange qui présente, pour une composition particulière, une phase vapeur ayant la même composition que la phase liquide avec laquelle elle est en équilibre [7].

Quand on distille un mélange de deux liquides, la température d'ébullition n'est pas toujours comprise entre celles des deux constituants ; elle peut présenter un point d'ébullition supérieur au point d'ébullition des constituants purs (*azéotropisme négatif*) ou un point d'ébullition inférieur au point d'ébullition des constituants purs (*azéotropisme positif*), figures I.9 et I.10.

Par exemple l'alcool à 96° (soit 96 % d'éthanol et 4 % d'eau) est un mélange azéotropique qui bout à 78,1 °C, température inférieure à celle de l'éthanol pur ($T_{eb} = 78,4$ °C). En pratique, une différence de température d'ébullition de 0,3 °C est difficile à exploiter...

Les mélanges azéotropiques sont les fluides frigorigènes de la série 500.

Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide considéré.

Exemple : le R502 (mélange de 48.8% de R22 et de 51.2% de R115)

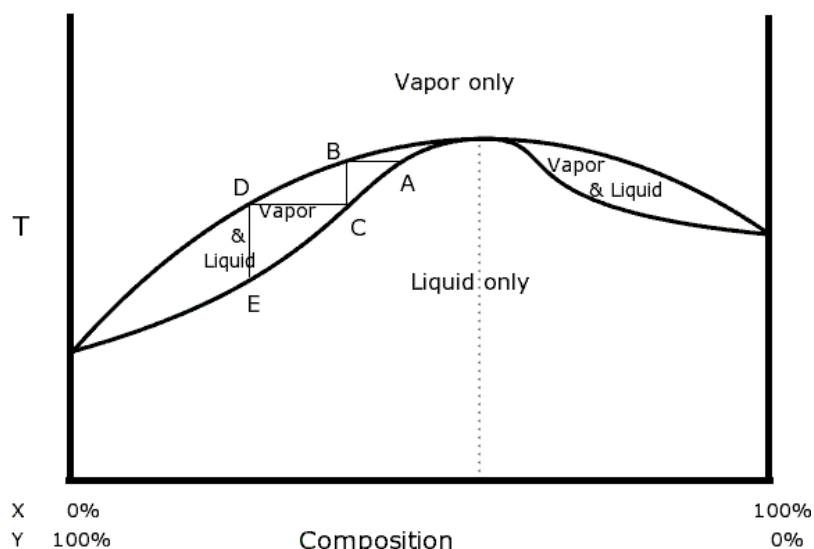


Figure I.9 : Diagramme de phase d'un azéotropisme négatif

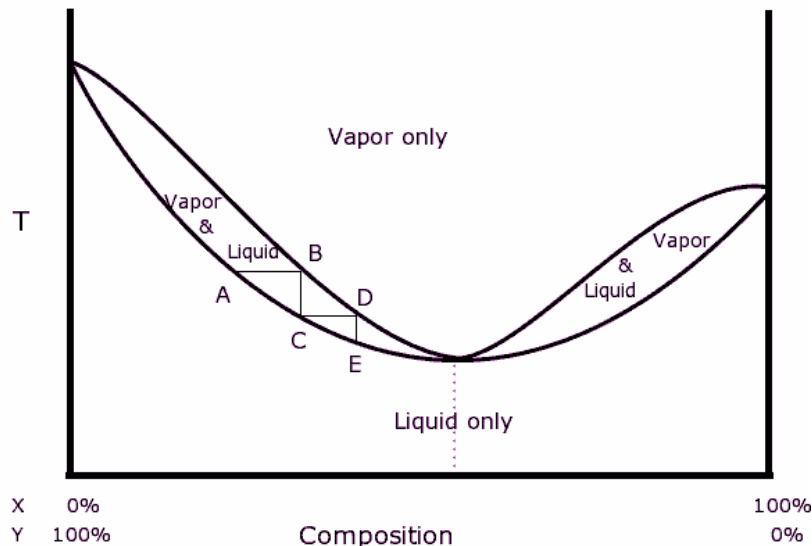


Figure I.10 : Diagramme de phase d'un azéotropisme positif

➤ Les mélanges zéotropiques

Un mélange zéotropique est un mélange dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent, le corps le plus volatil s'évaporant plus facilement que le corps le moins volatil. Par conséquent, la température d'ébullition dans l'évaporateur n'est pas constante. Cette différence de températures est appelée le glissement de température.

La série des 400 est attribuée aux mélanges zéotropiques. Les numéros d'identification sont les numéros d'ordre d'enregistrement des mélanges. Les mélanges ayant les mêmes composants ont le même numéro, seule une lettre majuscule en suffixe caractérise la répartition massique des constituants du mélange.

Ainsi, le R410 A est composé, en fraction massique, de 50% de R125 et 50% de R32, le R410 B est composé de 55% de R125 et 45% de R32.

Et le R404A (mélange de 52% de R143a, de 44% de R125 et de 4% de R134a).

I.6.3.3. Nomenclature des réfrigérants

Les réfrigérants halogénés ont une nomenclature générale **Rxyz**

x : nombre d'atomes de carbone-1 ($x = (nC-1)$, si $x=0$ ($nC=1$) ; non indiqué).

y : nombre d'atomes d'hydrogène +1 ($y = (nH+1)$).

z : nombre d'atomes de fluor ($z = (nF)$).

Le nombre d'atomes de chlore ($nCl = (2*nC+2)-(nH+nF)$).

RC_{XYZ} désigne les hydrocarbures cycliques halogénés (les perfluorocarbures R-14, R-116).

R1_{XYZ} désigne les alcènes.

La première lettre caractérise les groupements d'atomes sur le carbone central [8].

La série 600 est attribuée aux composés organiques divers. Exemple : R600 : butane.

La série 700 est attribuée aux composés inorganiques. Pour obtenir le numéro d'identification, on ajoute la masse molaire à 700. Exemple : NH_3 , masse molaire 17g/mol donne R717.

La série 400 est attribuée aux mélanges *non azéotropiques* et la série 500 est attribuée aux mélanges *azéotropiques*.

Le tableau I.3 donne le nom et la formule chimique des principaux fluides frigorigènes naturels.

Fluides frigorigènes	Nomenclature d'après le système standard international	Formule chimique	Fluides frigorigènes	Nomenclature d'après le système standard international	Formule chimique
Air	R729	-	Argon	R740	Ar
Eau	R718	H_2O	Hexafluorure sulfuré	R846	SF_6
Dioxyde de Carbone	R744	CO_2	Méthane	R50	CH_4
Ammoniac	R717	NH_3	Ethane	R170	C_2H_6
Dioxyde de Soufre	R764	SO_2	Propane	R290	C_3H_8
Hydrogène	R702	H_2	Butane	R600	C_4H_{10}
Hélium	R704	He	Isobutane	R600a	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$
Néon	R720	Ne	Ethylène	R1150	C_2H_4
Azote	R728	N_2	Propylène	R1270	C_3H_6
Oxygène	R732	O_2			

Tableau I.3 : Nom, nomenclature et formule chimique des réfrigérants naturels.

I.7. Critères de choix

Les fluides frigorigènes ont pour rôle d'assurer les transferts thermiques entre l'évaporateur et le condenseur. Pour cela ils doivent répondre à un certain nombre de critères :

➤ Critères thermodynamiques :

- Obtention du rendement optimal.
- La température d'évaporation doit être supérieur autant que possible à la température d'ébullition normale ;
- La température de condensation doit toujours être très inférieur à la température critique du fluide frigorigène ;
- La pression de condensation ne doit pas dépasser 20 à 25 bars ;
- La pression d'évaporation ne doit pas être très basse ;
- Le taux de compression doit rester limité pour une bonne efficacité du compresseur ;
- L'échauffement des vapeurs au cours de la compression dépend : du taux de compression τ et du rapport adiabatique γ ;
- La quantité de froid produite doit être le plus élevée possible, elle dépend de la pression d'aspiration.

➤ Critères techniques :

- Action sur les métaux doit être faible ou nulle ;
- Action sur les matières plastiques et élastomères (les matériaux de joints) doit être faible ;
- Stabilité thermique.

➤ Critères de sécurité et d'environnement :

- Toxicité ;
- Inflammabilité ;
- Effet sur la couche d'ozone ;
- Effet de serre.

➤ Critères technologiques, opérationnels et économiques :

- Masse volumique du liquide élevé = compacité
- Pression maximale de fonctionnement : modérée et $> P_{atm}$
- Propriétés aérauliques et thermiques : viscosité faible et conductivité thermique élevée ;
- Compatibilité (huile ; matériaux ; stabilité chimique et thermique) ;
- Coût et disponibilité.

Conclusion

Ce chapitre a été consacré à l'étude thermodynamique des machines frigorifiques dithermes et surtout trithermes utilisant trois sources thermiques qui sont adaptées à l'utilisation des énergies renouvelables. En particulier, une analyse des performances énergétique et exergétique de ces dernières a été réalisée. Enfin, le chapitre est clôturé par une étude des différentes familles de fluides frigorigènes utilisés.

Dans le chapitre suivant, on en parlera plus en détails de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ qui fait l'objet de ce mémoire.

CHAPITRE II

ETUDE DE LA MACHINE

FRIGORIFIQUE A ABSORPTION

LIQUIDE NH₃/H₂O

CHAPITRE II

ETUDE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION LIQUIDE NH_3/H_2O

Introduction

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides (*absorbant*), d'absorber (réaction *exothermique*) et de désorber (réaction *endothermique*) une vapeur (*fluide frigorigène*). Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression.

Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

Deux couples sont principalement utilisés :

1. Eau+Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$), l'eau étant le fluide frigorigène,
2. Ammoniac+Eau (NH_3/H_2O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène [9].

II.1. Le cycle de base des machines à absorption liquide

II.1.1. Principe de l'absorption-désorption

Schématiquement, une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés dans la figure II.1.

Un système à absorption comprend tout d'abord, comme les machines à compression de vapeur, un ensemble condenseur / détenteur / évaporateur, dans lequel ne transite que le frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie "chimique" du procédé, chargée de modifier l'état du frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement.

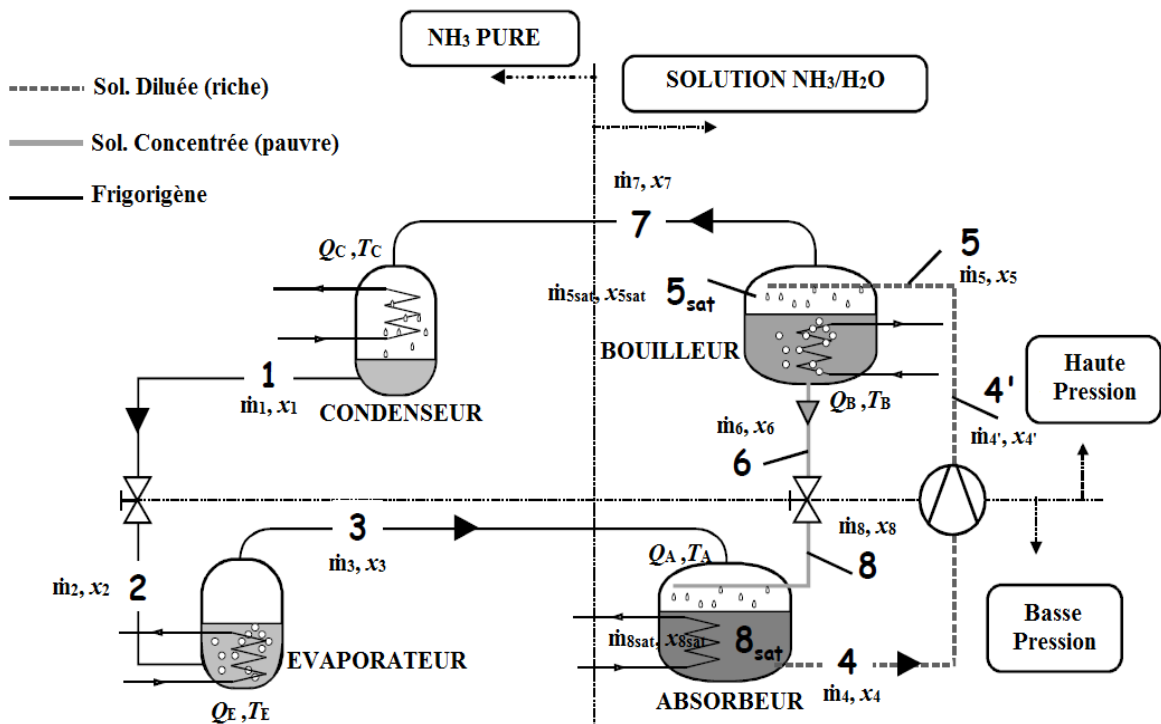


Figure II.1 : Structure d'une machine frigorifique à absorption

La base de son fonctionnement réside dans les propriétés des solutions binaires, dont l'équilibre liquide/vapeur et divariant : à pression constante, la température de saturation évolue avec la composition de la solution liquide. Ce comportement est responsable du phénomène de glissement apparu avec l'emploi de mélanges frigorigènes dans l'industrie frigorifique.

Pour les systèmes à absorption, on exprime ce même comportement d'une manière différente : à pression constante, la composition de la solution évolue avec la température. En effet, une augmentation de la température provoque une concentration de la solution et qu'inversement, son abaissement conduit à une dilution.

D'autre part, les deux constituants des mélanges utilisés présentent une différence de volatilité telle, que la vapeur saturante est pratiquement pure en composant volatil. Les opérations isobares de concentration et de dilution provoquent donc respectivement la désorption et l'absorption d'une vapeur qui jouera ainsi le rôle de frigorigène.

Remarque : expression de la composition, convention.

L'étude des mélanges relève historiquement du génie chimique, qui exprime généralement l'état des solutions aqueuses en fonction de la concentration en composant dissous. Pour les applications frigorifiques, ceci peut entraîner une confusion, puisque pour les deux mélanges actuellement utilisés en réfrigération, l'eau joue soit le rôle de

frigorigène ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), soit le rôle de sorbant ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). En concevant cette définition de la composition, il apparaît immédiatement que selon le couple étudié, la désorption du frigorigène conduit à une augmentation du titre x_{LiBr} , pour le mélange $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, et inversement à une diminution du titre x_{NH_3} pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Par opposition, l'absorption de fluide frigorigène impliquera respectivement une diminution de x_{LiBr} et une augmentation de x_{NH_3} . Cette définition de la composition ne permet donc pas d'obtenir des expressions générales, applicable aux deux couples lors de l'analyse thermodynamique du cycle.

Dans cet objectif, deux conventions restent possibles :

- Exprimer la composition de la solution en composant la plus volatil (fluide frigorigène).
- Exprimer la composition de la solution en composant le moins volatil (sorbant).

Bien que la machine présentée ici concerne le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, dont les propriétés thermodynamiques sont généralement disponibles en fonction de x_{NH_3} , la première convention semble beaucoup mieux adaptée au génie frigorifique et c'est celle que nous utiliserons dans la suite.

Toutefois, la description du cycle reprendra les deux approches afin de préciser les différentes appellations que nous avons choisies :

- Solution diluée (en sorbant) = solution riche (en frigorigène).
- Solution concentrée (en sorbant) = solution pauvre (en frigorigène).

II.1.2. Machine à absorption utilisant $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Cette machine utilise la propriété que présente l'eau à basse température d'absorber l'ammoniac (1000 fois son volume à 0°C) et de libérer par chauffage la presque totalité du gaz absorbé (à 100°C) [10]. Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées pourront donc nous assurer la production de froid désirée dans un évaporateur.

II.1.2.1. Schéma de principe

Le schéma de principe des machines frigorifiques à absorption est le même que celui des machines à compression mécanique :

- vaporisation à basse température,
- condensation à haute température.

La machine est constituée de 4 éléments (figure II.2) :

1 : Bouilleur 3 : Evaporateur

2 : Condenseur 4 : Absorbeur

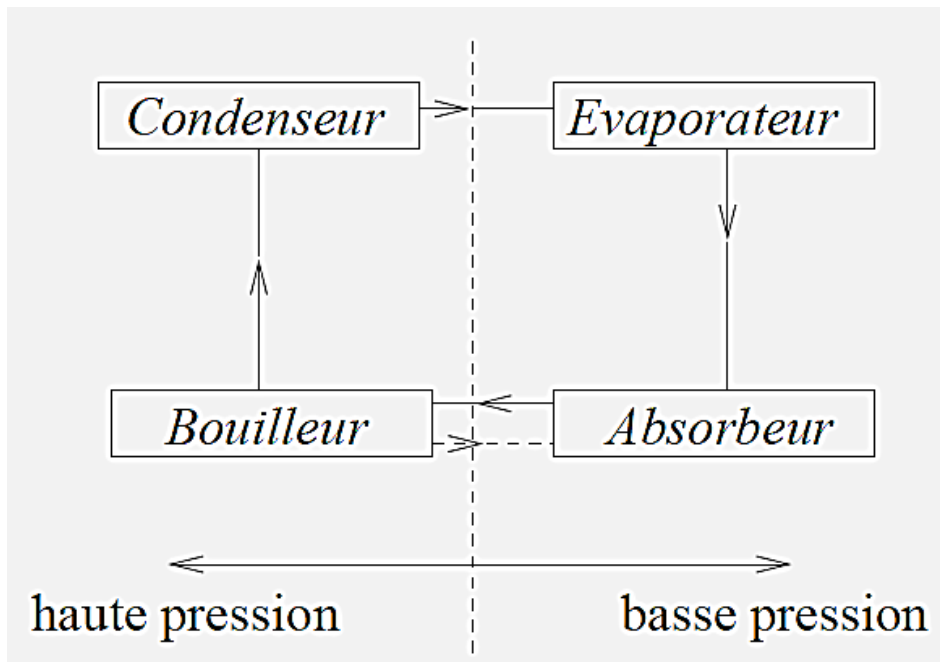


Figure II.2 : Schéma de principe

II.1.2.2. Principe de fonctionnement

Le bouilleur :

En se référant à la figure II.1, la solution diluée [riche en frigorigène] (point 5) y reçoit la quantité de chaleur Q_B à une température T_B , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le bouilleur produit ainsi une vapeur de frigorigène (point 7) et une solution concentrée [pauvre en frigorigène] (point 6). Cet organe effectue une *concentration* (trajet 5-6) du sorbant (x_{H_2O}) ou un *appauvrissement* en frigorigène (x_{NH_3}) suivant la convention choisie.

Le condenseur :

Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_C du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble bouilleur/condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_C à la température T_C . Le trajet 7-1 correspondant comprend une phase de désurchauffe, la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

Evaporateur :

À la sortie du condenseur (point 1), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur (1-2), puis s'évapore, produisant l'effet frigorifique Q_E . La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température T_E de la source froide (milieu à refroidir). Notons la présence d'une éventuelle surchauffe en sortie de cet échangeur.

L'absorbeur :

La vapeur issue de l'évaporateur (point 3) y rencontre la solution concentrée [pauvre] provenant du bouilleur via le détendeur (point 8). Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en frigorigène. La chaleur Q_A dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_A . En sortie d'absorbeur (point 4), on obtient ainsi une solution diluée [riche en frigorigène]. Ce composant effectue donc une *dilution* (trajet 8-4) du sorbant ($x_{\text{H}_2\text{O}}$) ou un *enrichissement* en frigorigène (x_{NH_3}) suivant la convention choisie.

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (BP) et bouilleur/condenseur (HP) nécessite en outre :

- La présence de deux détendeurs, sur le circuit frigorigène (1-2) et solution concentrée [pauvre] (6-8).
- La présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée [riche] (4-4')

Notons que le travail effectué par cette pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur. En effet, dans les deux cas, il s'agit de faire passer la pression d'un fluide de P_E à P_C . Mais dans le cas de la pompe, c'est un fluide, alors que pour le compresseur, c'est une vapeur. Le travail étant de la forme $\int V.dP$, on en conclut que le travail de la pompe vaut environ 1/1000 du travail du compresseur ($V_{\text{liq}} \approx V_{\text{vap}}/1000$).

II.2. Diagrammes thermodynamiques

Les couples frigorigène-absorbant des systèmes à absorption sont des mélanges zéotropes de substances dont les pressions de vapeur à une température déterminée sont très différentes. La figure II.3 [11] représente le comportement d'un tel mélange comme $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, dans le diagramme classique température/concentration massique par rapport au frigorigène (NH_3).

La figure II.3, montre aussi que pour chacune des pressions prises comme paramètre, la température varie au cours des changements d'état du mélange considéré, ce qui est le

cas pour les mélanges zéotropes. Il est donc nécessaire de considérer deux courbes différentes température / composition du mélange.

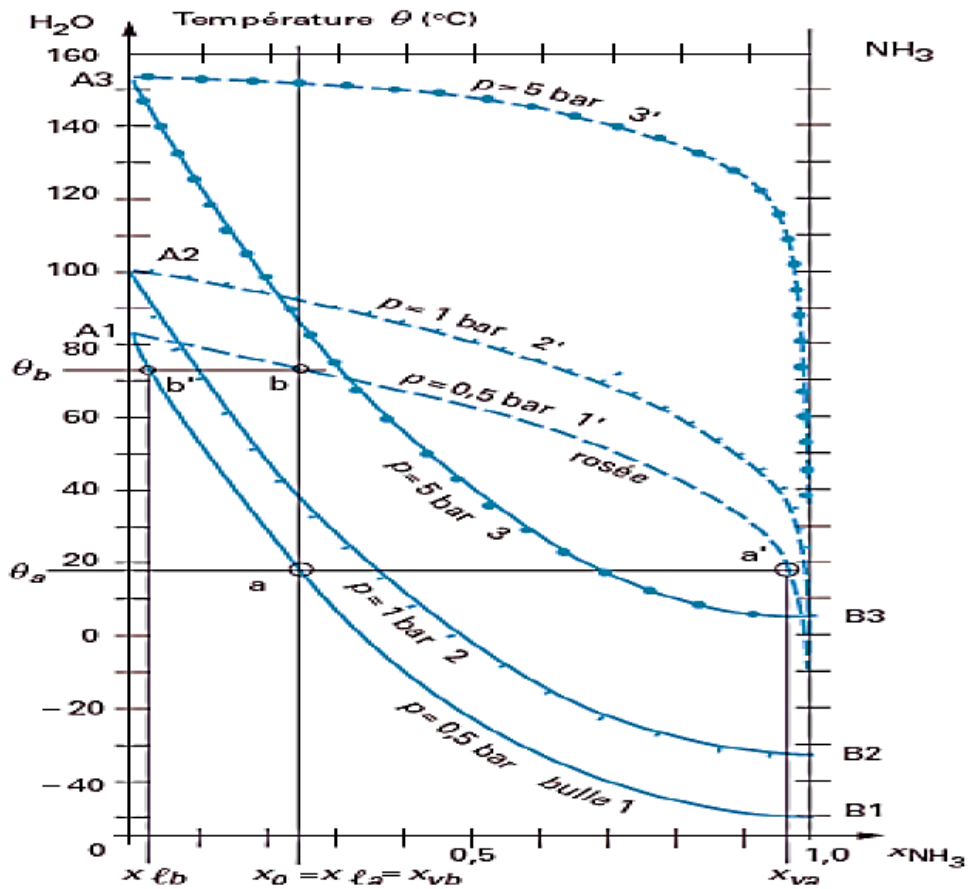


Figure II.3 : Diagramme thermodynamique du couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

- La *courbe de bulle* qui donne pour chaque teneur massique en ammoniac, la température d'ébullition commençante du mélange liquide (point de bulle). Les trois courbes 1, 2 et 3 correspondent, respectivement, aux trois pressions de 0,5, 1 et 5 bars. Pour chaque pression considérée, le domaine situé au-dessous de la courbe de bulle est le domaine des mélanges liquides sous-refroidis.
- La *courbe de rosée* qui donne pour chaque teneur massique en ammoniac, la température de condensation commençante du mélange gazeux (point de rosée). Les courbes 1', 2' et 3' correspondent respectivement aux trois pressions ci-dessus. Pour chaque pression considérée, le domaine situé au-dessus de la courbe de rosée est le domaine des mélanges gazeux surchauffés. Pour les mélanges zéotropes les courbes de bulle et de rosée ne se coupent que sur les axes, ce qui correspond aux

cas de constituants purs, comme montrés par les points A1, A2 et A3 pour l'eau et B1, B2 et B3 pour l'ammoniac, aux trois pressions considérées.

II.2.1. Diagramme d'Oldham

II.2.1.1. Principe

Le diagramme d'Oldham est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Le diagramme d'Oldham ($\ln(P)$; $-1/T$), permet de visualiser simultanément : la pression P , la température T , et la fraction molaire x en phase liquide.

Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites (figure II.4). La droite de teneur 0% correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure. L'isotitre définit la richesse par rapport à la teneur en ammoniac.

Points caractéristiques :

Le système étant bivariant, il est totalement défini en fixant la température et la pression.

Solution = liquide H_2O à 100 % :

$$T = 100^\circ\text{C} \Rightarrow P_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 1 \text{ atm}$$

$$T = 140^\circ\text{C} \Rightarrow P_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 3,84 \text{ atm}$$

Solution = liquide NH_3 à 100 % :

$$T = -33^\circ\text{C} \Rightarrow P_{\text{NH}_3}^0 = 1,03 \text{ atm}$$

$$T = 25^\circ\text{C} \Rightarrow P_{\text{NH}_3}^0 = 10,3 \text{ atm}$$

Construction des droites isotitriques :

Exemple : construisons la droite

Pour une concentration molaire $x_{\text{NH}_3} = 0,3$ de la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ liquide, les pressions partielles $P_{\text{H}_2\text{O}}$ et P_{NH_3} sont données par :

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = x_{\text{H}_2\text{O}} P_{\text{H}_2\text{O}}^0 = (1 - x_{\text{NH}_3}) P_{\text{H}_2\text{O}}^0 \quad (\text{II.1})$$

$$P_{\text{NH}_3} = x_{\text{NH}_3} P_{\text{NH}_3}^0 \quad (\text{II.2})$$

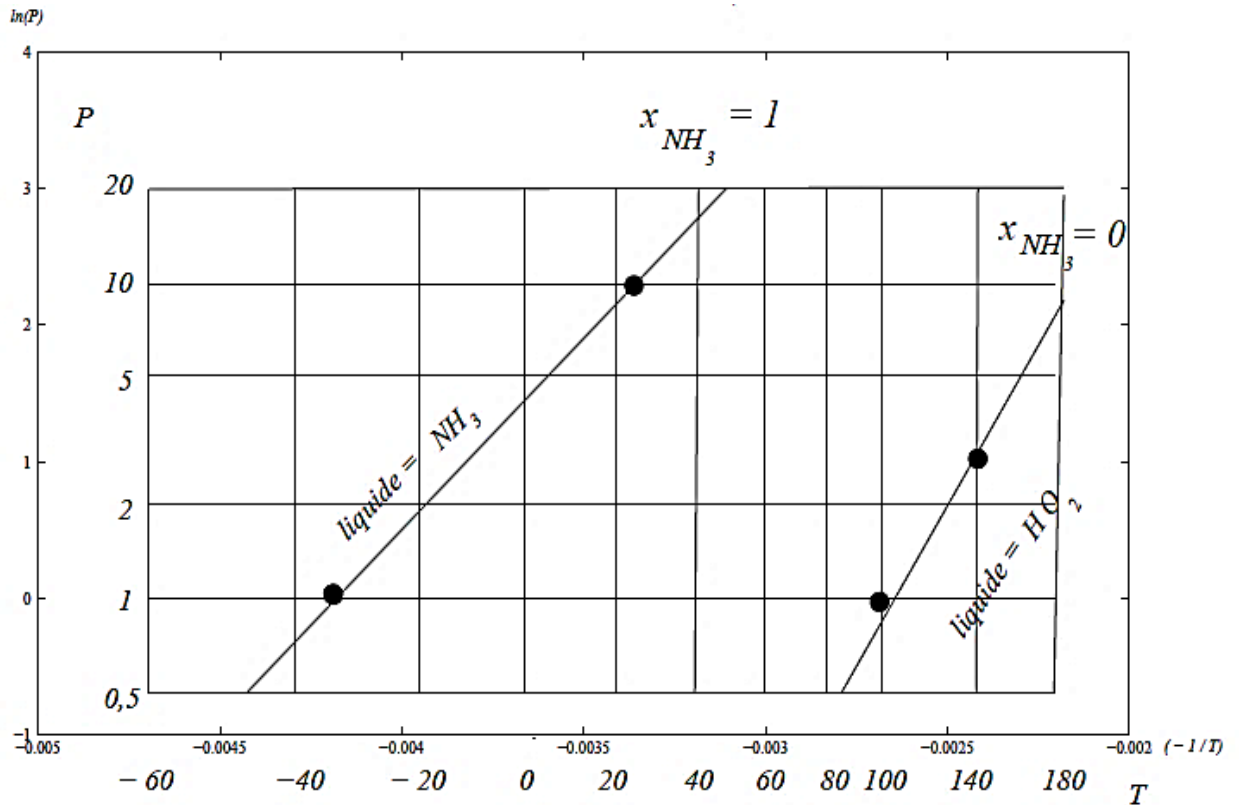


Figure II.4 : Construction du diagramme d'Oldham pour le couple NH₃/H₂O

avec :

$P_{H_2O}^0$ et $P_{NH_3}^0$ sont respectivement les pressions de la vapeur H₂O et de NH₃ purs et x_{H_2O} la concentration molaire en H₂O.

Les valeurs des pressions d'équilibre de la solution NH₃/H₂O pour une concentration molaire de 30% sont données dans le tableau II.1 et sur La figure II.5

T (°C)	0	20	40	80	100
$P_{H_2O}^0$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,004	0,016	0,051	0,331	0,7
$P_{NH_3}^0$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	1,29	2,57	4,66	12,4	18,8
P (atm)	1,29	2,58	4,71	12,73	19,5

Tableau II.1 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,3$

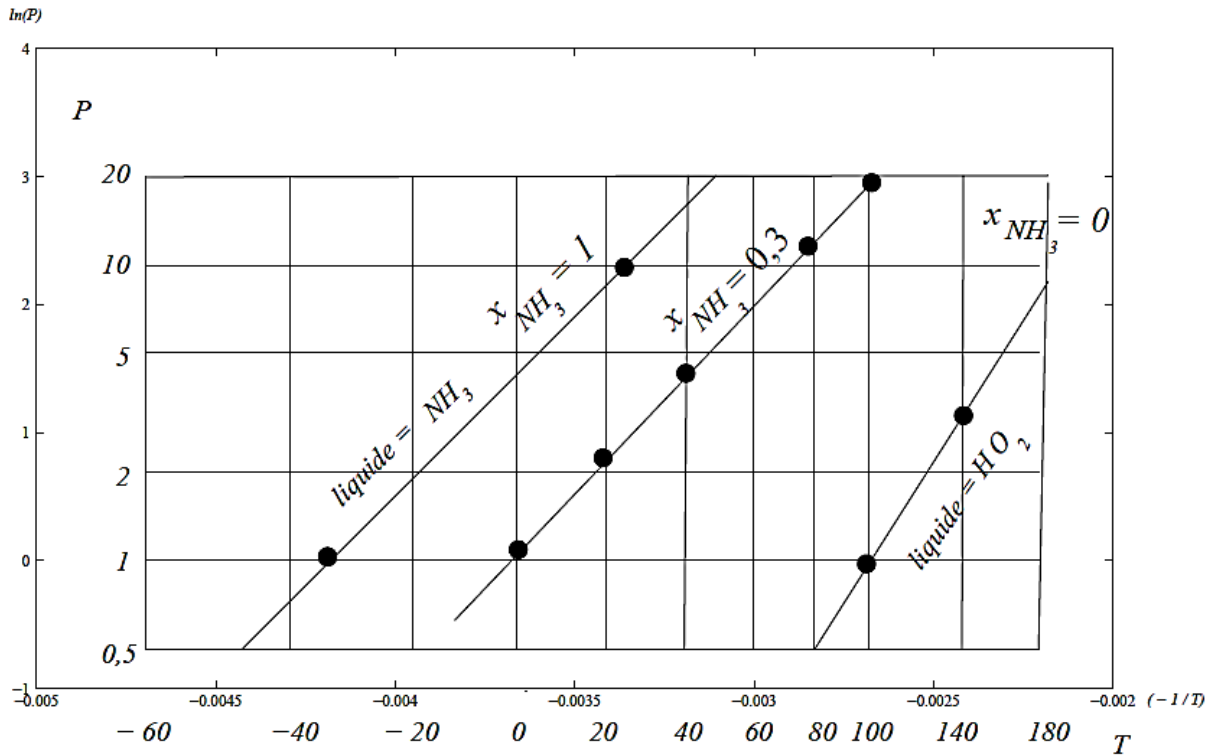


Figure II.5 : La suite de construction du diagramme d'Oldham pour le couple NH₃/H₂O

Le même raisonnement a été suivi pour former les tableaux II.2 à II.9 relatifs respectivement aux concentrations molaires 10, 20, 40, 50, 60, 70, 80 et 90%.

Ce qui nous a permis de construire le diagramme d'Oldham donnée par la figure II.6.

Pour $x_{NH_3} = 0,1$

T (c°)	0	20	40	80	100
$P^0_{H_2O}$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,005	0,021	0,066	0,426	0,9
$P^0_{NH_3}$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	0,429	0,857	1,554	4,13	6,25
P (atm)	0,43	0,87	1,62	4,55	7,15

Tableau II.2 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,1$

Pour $x_{NH_3} = 0,2$

T (°C)	0	20	40	80	100
$P^0_{H_2O}$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,004	0,018	0,059	0,379	0,8
$P^0_{NH_3}$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	0,858	1,71	3,11	8,28	12,5
P (atm)	0,863	1,72	3,16	8,65	13,3

Tableau II.3 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,2$

Pour $x_{NH_3} = 0,4$

T (°C)	0	20	40	80	100
$P_{H_2O}^0$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,003	0,013	0,0438	0,283	0,6
$P_{NH_3}^0$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	1,716	3,428	6,216	16,52	25
P (atm)	1,71	3,44	6,25	16,80	25,6

Tableau II.4 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,4$ Pour $x_{NH_3} = 0,5$

T (°C)	0	20	40	80	100
$P_{H_2O}^0$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,003	0,011	0,036	0,236	0,5
$P_{NH_3}^0$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	2,145	4,285	7,77	20,65	31,25
P (atm)	2,14	4,29	7,80	20,88	31,75

Tableau II.5 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,5$ Pour $x_{NH_3} = 0,6$

T (°C)	0	20	40	80	100
$P_{H_2O}^0$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,002	0,009	0,029	0,189	0,4
$P_{NH_3}^0$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	2,57	5,14	9,32	24,78	37,5
P (atm)	2,57	5,14	9,34	24,96	37,9

Tableau II.6 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,6$ Pour $x_{NH_3} = 0,7$

T (°C)	0	20	40	80	100
$P_{H_2O}^0$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,001	0,007	0,022	0,142	0,3
$P_{NH_3}^0$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	3,00	6,01	10,9	29,0	43,8
P (atm)	3,00	6,01	10,92	29,14	44,1

Tableau II.7 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,7$

Pour $x_{NH_3} = 0,8$

T (°C)	0	20	40	80	100
$P^0_{H_2O}$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,001	0,004	0,014	0,094	0,2
$P^0_{NH_3}$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	3,432	6,856	12,432	33,04	50
P (atm)	3,43	6,86	12,44	33,13	50,2

Tableau II.8 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,8$

Pour $x_{NH_3} = 0,9$

T (°C)	0	20	40	80	100
$P^0_{H_2O}$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H_2O} (atm)	0,0006	0,0023	0,0073	0,0473	0,1
$P^0_{NH_3}$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	3,861	7,713	13,986	37,17	56,25
P (atm)	3,86	7,71	13,99	37,21	56,35

Tableau II.9 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH_3} = 0,9$

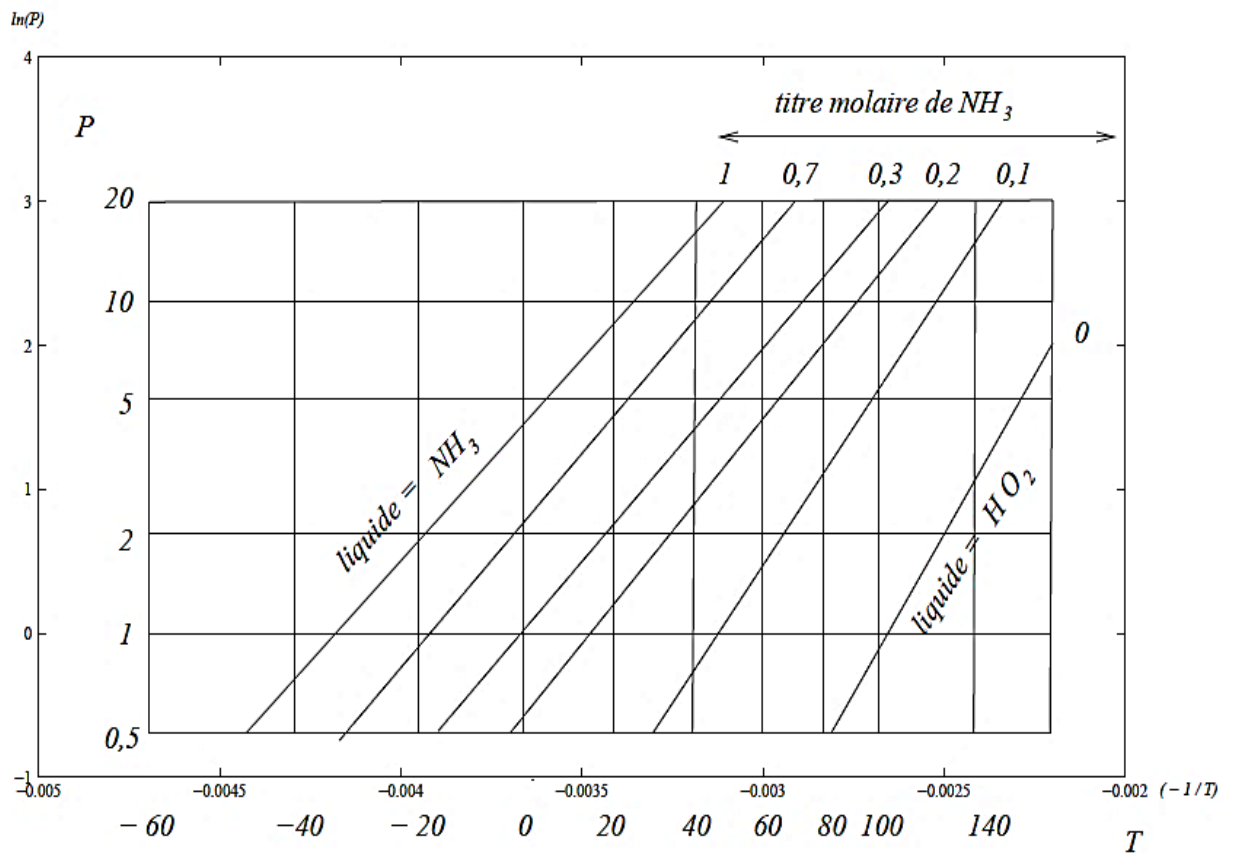


Figure II.6 : Diagramme d'Oldham pour le couple NH₃/H₂O

II.2.1.2. Tracé du cycle de la machine à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ dans le diagramme d'Oldham

Nous allons tracer le cycle du couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ dans le diagramme d'Oldham. Ce cycle fonctionne avec trois sources de chaleur :

1. la source froide ou le froid est produit (température de l'évaporateur : T_E) ;
2. la source chaude d'où vient l'énergie thermique (température du bouilleur : T_B) ;
3. une source dont la température intermédiaire permet le rejet thermique (température de l'atmosphère T_{atm}).

Hypothèses de départ :

	T (°C)	P (atm)
Bouilleur	$T_B = 130^\circ\text{C}$	$P_B = 10,3 \text{ atm}$
Condenseur	$T_C = 25^\circ\text{C}$	$P_C = P_B$
Evaporateur	$T_E = -33^\circ\text{C}$	$P_E = 1,03 \text{ atm}$
Absorbeur	$T_A = 25^\circ\text{C}$	$P_A = P_E = 1,03 \text{ atm}$

Tableau II.10 : Les températures et les pressions de fonctionnement de la machine à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

1. Bouilleur

$$P_B = 10,3 \text{ atm} \quad \text{et} \quad T_B = 130^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 2,70 \text{ atm}$$

$$P_{\text{NH}_3}^0 = 108,980 \text{ atm}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_{\text{H}_2\text{O}} = x_{\text{H}_2\text{O}} P_{\text{H}_2\text{O}}^0 \\ P_{\text{NH}_3} = x_{\text{NH}_3} P_{\text{NH}_3}^0 \\ P = P_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{NH}_3} \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{P - P_{\text{NH}_3}^0}{P_{\text{H}_2\text{O}}^0 - P_{\text{NH}_3}^0} \right.$$

On en déduit alors la composition molaire de la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ liquide puis les pressions partielles et les fractions molaires des deux composants dans la phase vapeur.

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,9306 \quad x_{\text{NH}_3} = 6,93 \cdot 10^{-2}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 2,51 \text{ atm} \quad P_{\text{NH}_3} = 7,48 \text{ atm}$$

$$x'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,251 \quad x'_{\text{NH}_3} = 0,748$$

2. Condenseur

$$P_C = 10,3 \text{ atm} \quad \text{et} \quad T_C = 25^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 3,16 \cdot 10^{-2} \text{ atm}$$

$$P_{\text{NH}_3}^0 = 10,03 \text{ atm}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_{\text{H}_2\text{O}} = x_{\text{H}_2\text{O}} P_{\text{H}_2\text{O}}^0 \\ P_{\text{NH}_3} = x_{\text{NH}_3} P_{\text{NH}_3}^0 \\ P = P_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{NH}_3} \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{P - P_{\text{NH}_3}^0}{P_{\text{H}_2\text{O}}^0 - P_{\text{NH}_3}^0} \right.$$

De même, on en déduit la composition molaire de la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ liquide puis les pressions partielles et les fractions molaires des deux composants dans la phase vapeur.

$$x_{\text{H}_2\text{O}} \approx 3 \cdot 10^{-3} \qquad x_{\text{NH}_3} = 0,9969 \approx 1$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \approx 0 \text{ atm} \qquad P_{\text{NH}_3} = 10 \text{ atm}$$

$$x'_{\text{H}_2\text{O}} \approx 0 \qquad x'_{\text{NH}_3} = 1$$

3. Evaporateur

$$P_E = 1,03 \text{ atm} \quad \text{et} \quad T_E = -33^\circ\text{C}$$

NH_3 pur

$$x_{\text{NH}_3} = x'_{\text{NH}_3} = 1$$

4. Absorbeur

$$P_A = 1,03 \text{ atm} \quad \text{et} \quad T_A = 25^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 3,16 \cdot 10^{-2} \text{ atm}$$

$$P_{\text{NH}_3}^0 = 10,03 \text{ atm}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_{\text{H}_2\text{O}} = x_{\text{H}_2\text{O}} P_{\text{H}_2\text{O}}^0 \\ P_{\text{NH}_3} = x_{\text{NH}_3} P_{\text{NH}_3}^0 \\ P = P_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{NH}_3} \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{P - P_{\text{NH}_3}^0}{P_{\text{H}_2\text{O}}^0 - P_{\text{NH}_3}^0} \right.$$

Comme auparavant, on en déduit alors la composition molaire de la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ liquide puis les pressions partielles et les fractions molaires des deux composants dans la phase vapeur.

$$x_{H_2O} = 0,902$$

$$x_{NH_3} = 0,0971$$

$$P_{H_2O} = 2,85 \cdot 10^{-2} \text{ atm}$$

$$P_{NH_3} = 0,971 \text{ atm}$$

$$x'_{H_2O} = 2,85 \cdot 10^{-2}$$

$$x'_{NH_3} = 0,971$$

Remarque :

Les titres en phase liquide de l'absorbeur et du bouilleur sont pratiquement équivalents. Seuls les titres en phase vapeur et les pressions diffèrent.

Le cycle de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O fonctionnant dans les conditions ci-dessous est représenté dans le digramme d'Oldham (figure II.7).

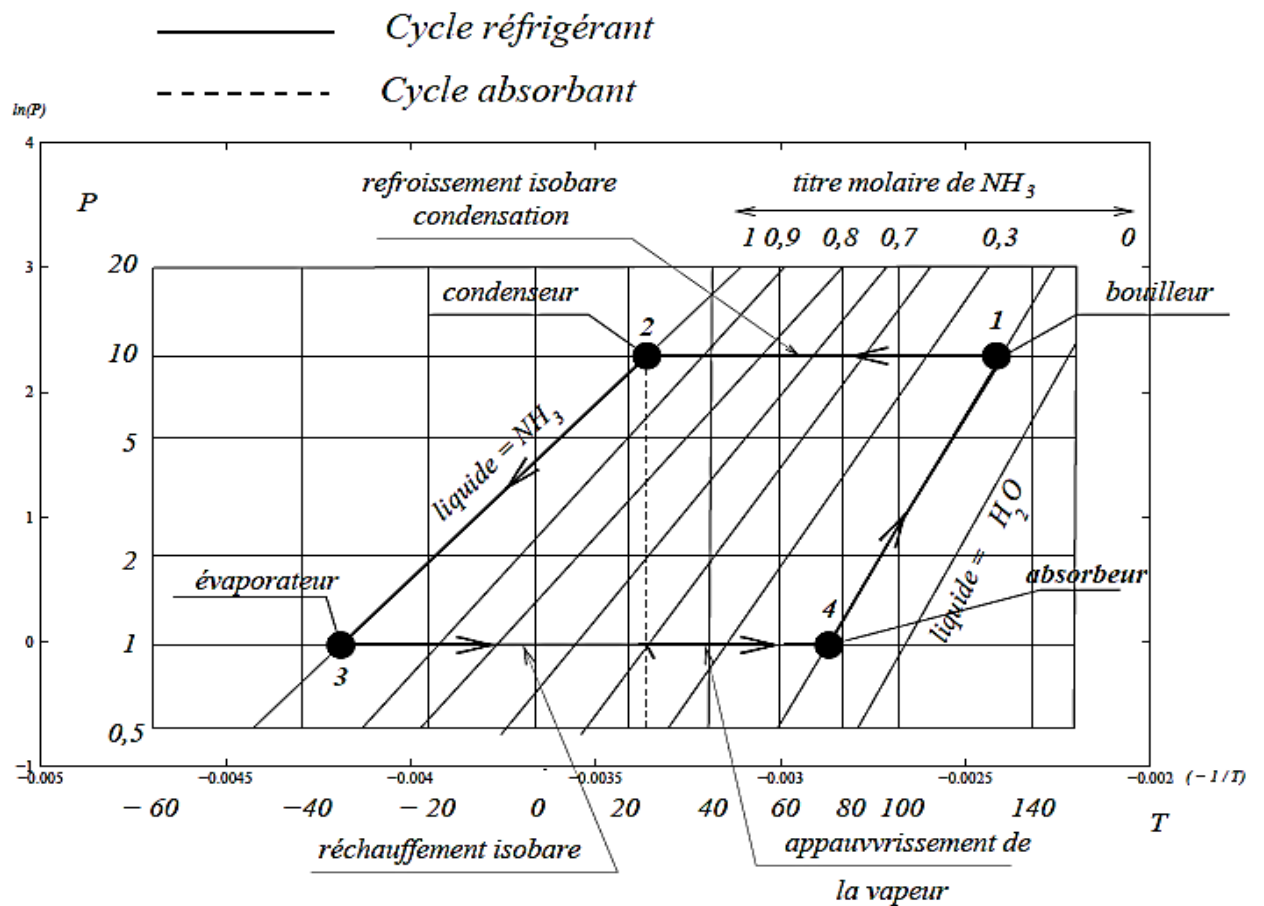


Figure II.7 : Représentation des points caractéristiques du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham couple NH₃/H₂O.

II.2.2. Diagramme de Merkel

Si le diagramme d'Oldham permet de donner 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 (concentration, enthalpie figure II.8) Il

existe aujourd'hui aussi les logiciels de calcul, qui, à partir des équations d'état, donnent les mêmes renseignements mais de façon plus rapide et plus fiable [12].

Le diagramme de *Merkel* permet une étude complète de la machine à absorption, car il fournit les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie [13]. L'axe des abscisses est gradué en concentrations de la phase liquide et l'axe des ordonnées en enthalpies (figure II.8).

Il comporte, à la partie inférieure, des réseaux d'isothermes et d'isobares, de même que des courbes d'égale concentration de la phase vapeur en équilibre avec la phase liquide ; A la partie supérieure, des courbes de référence permettent, en partant d'un point d'équilibre déterminé dans la partie inférieure, de définir les caractéristiques de la phase vapeur [11].

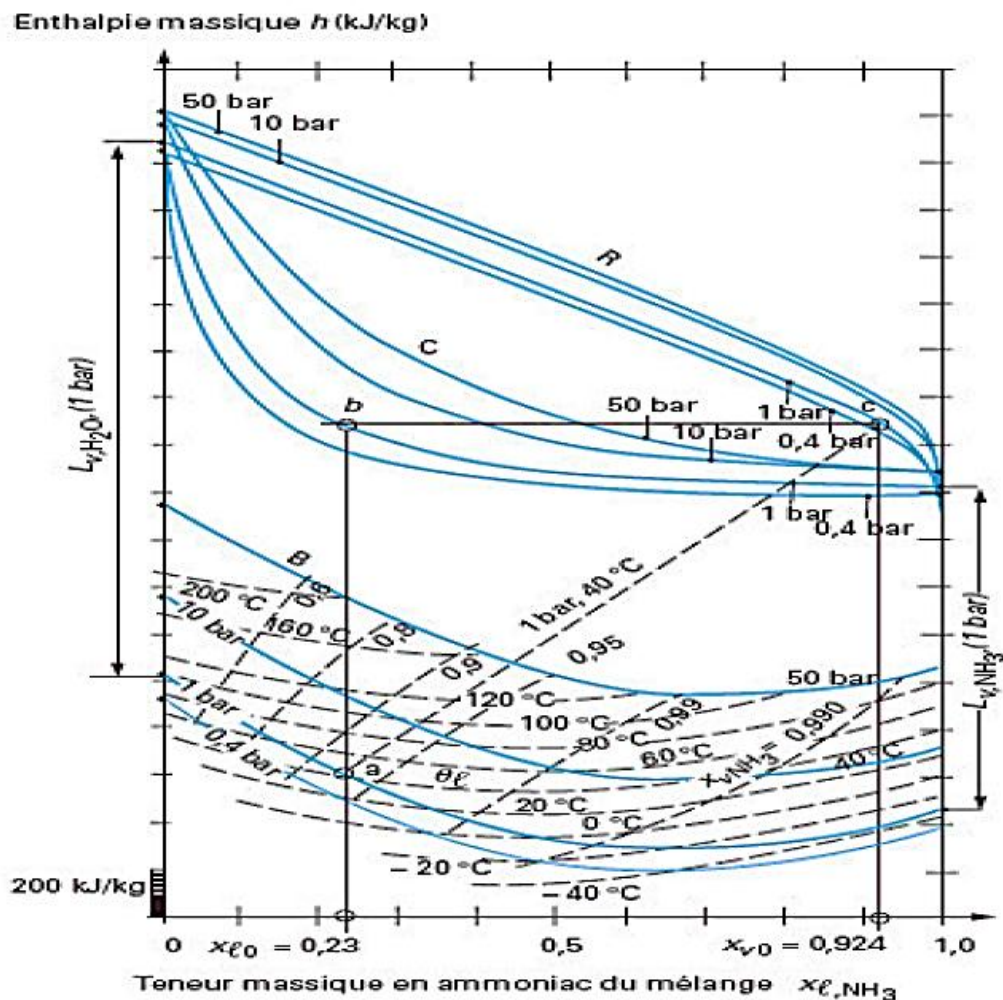


Figure II.8 : Diagramme de Merkel du couple NH_3/H_2O

- Des *courbes isobares « de bulle »*, B, en forme de selle où le domaine des mélanges liquides sous refroidis pour la pression considérée est au-dessous de chacune d'elle ;
- Des *courbes isobares « de rosée »*, R, assez étendues et très proches les unes des autres où le domaine des mélanges gazeux surchauffés pour cette pression est au-dessus de chacune d'elles ;
- Des *courbes isobares de construction*, C, qui servent à trouver les compositions d'équilibre des phases liquide et vapeur en présence ;
- Les *isothermes des mélanges liquides*, θ_i également en forme de selle.

II.3. Fluides de travail utilisés dans les cycles à absorption et leurs spécificités

II.3.1. Fluides de travail utilisés dans les cycles à absorption

La performance d'un système à absorption est sensiblement dépendante des propriétés physico chimiques et thermodynamiques des fluides de travail utilisés [14-15].

Par conséquent la combinaison Réfrigérant/Absorbant doit satisfaire certaines caractéristiques [16] telles que :

- Une large différence entre la température d'ébullition du réfrigérant pur et celle de l'absorbant ;
- La concentration du réfrigérant dans le mélange doit être assez large que possible ;
- La chaleur de vaporisation du réfrigérant doit être élevée ;
- Les propriétés de transport (*viscosité, conductivité thermique, coefficient de diffusion*) doivent être favorables ;
- Le mélange doit être chimiquement stable, non toxique et non explosif. Il doit aussi être non corrosif et moins coûteux.

Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature, une investigation établie par Marcriss [16] sur les fluides a montré environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels, bien que les couples classique NH_3/H_2O et $H_2O/LiBr$ restent les fluides les plus utilisés dont les propriétés sont identifiées, bien qu'ils présentent certains désavantages.

Cependant la recherche de nouveaux fluides alternatifs et adéquats fait toujours l'objet de plusieurs travaux de recherche, comme illustré par le tableau II.11 où quelques travaux de recherches sur les fluides de travail d'un système à absorption tirés de la littérature, sont présentés.

Auteurs	Année	Fluides de travail	Nature des données
Chang et al.	1968	eau/ LiBr	Expérimentale
Albertson&Krueger	1971	eau/ LiBr	Expérimentale
Modahl&Lynch	1971	eau/ LiBr	Expérimentale
Gupta& Sharma	1976	eau/LiBr	Théorique
Krueger	1977	LiBr-ZnBr ₂ / CH ₃ OH	Expérimentale
Iyoki&Uemura	1978	eau/ LiBr	Expérimentale
Mc Neely	1979	eau/ LiBr	Expérimentale
Ando &Taeshita	1784	DEGDME/R ₂₂	Expérimentale
Ziegler&Trepp	1984	NH ₃ /eau	Théorique
Agarwal&Bapat	1984	DMF/R ₂₂	Expérimentale
El-Sayed&Tribus	1985	NH ₃ /eau	Théorique

Tableau II.11 Résumé de quelques travaux de recherche portant sur les fluides de travail

II.3.2. Spécificités des couples utilisés

NH_3/H_2O

- 1) Les concentrations sont généralement exprimées par rapport, au frigorigène (NH_3)
- 2) La vapeur issue du bouilleur contient un reliquat d'eau (\approx quelques %) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelé rectifieur. Chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.
- 3) L'ammoniac constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu'à $-40^\circ C$ environ). Actuellement, plusieurs installations fonctionnent à $-20^\circ C$ [17-18].

$H_2O/LiBr$

- 1) La vapeur issue du bouilleur est une vapeur pure (100% eau).
- 2) Le point triple de l'eau étant $0^\circ C$, les machines $H_2O/LiBr$ ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement dans la climatisation [19-20].

3) L'eau constituant ici le fluide frigorigène, on notera les faibles niveaux de pression atteints [21], niveaux auxquels le frigoriste est, malgré tout, peu habitué. A titre d'exemple l'eau s'évapore à 5°C sous une pression absolue d'environ 9 mbars et se condense à 35°C à environ 56 mbars. Ces réflexions attirent l'attention sur la qualité de l'étanchéité nécessaire lors de la conception de l'installation ainsi qu'à son maintien au cours de la vie de la machine. Il faut également prendre garde aux pertes de charge, puisque ces niveaux de pression conduisent à des débits volume gazeux très importants. Ils impliquent également un faible ΔP entre les parties basse pression et haute pression (quelques dizaines de mbars), de sorte que les deux détendeurs sont en général constitués simplement d'un tube dont la perte de charge provoque la détente souhaitée.

4) Lorsque la température augmente, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation. Les installations actuelles comportent généralement une ligne liquide supplémentaire (soit condenseur / absorbeur, soit évaporateur / absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure et servir de dispositif de dilution d'urgence.

II.4. Différentes configurations de la machine à absorption liquide

La machine frigorifique à absorption a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche dans le but d'améliorer son fonctionnement et d'accroître son efficacité [22]. Les travaux ont été principalement focalisés sur le développement du principe de fonctionnement ainsi que la recherche de nouveaux fluides adéquats.

Par conséquent plusieurs configurations de pompe à chaleur ou de machine frigorifique à absorption liquide ont été proposées dans un nombre important de travaux de recherche.

Dans cette partie un aperçu général est présenté concernant les principales configurations de cette machine.

II.4.1. Système à absorption à simple effet

La figure II.9 montre le cycle frigorifique à absorption appelé aussi frigo pompe avec ses différentes parties comme le condenseur et l'absorbeur qui rejettent de la chaleur inutile dans l'environnement, le bouilleur (*générateur*) qui prélève une quantité de chaleur

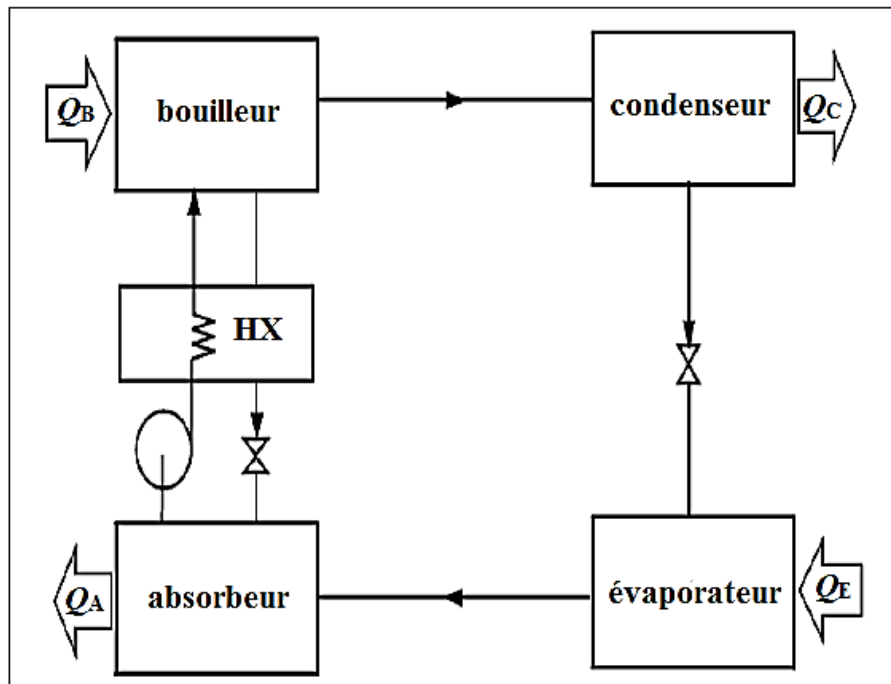


Figure II.9 : Cycle frigorifique à absorption à simple effet.

d'une source à plus haute température et l'évaporateur qui pompe de la chaleur dans l'enceinte à refroidir, produisant ainsi une froideur utile. Ce cas correspond à la production du froid pour des usages divers comme la climatisation des bâtiments, la production de la glace, la conservation des aliments et leurs congélations rapides, etc.

II.4.2. Transformateur de chaleur à absorption

La figure II.10 montre le cycle transformateur de chaleur où l'absorbeur produit de la chaleur utile et le condenseur rejette de la chaleur inutile dans l'environnement.

L'évaporateur et le bouilleur prélèvent de la chaleur d'une source peu onéreuse (ou gratuite) à température intermédiaire. Ce cas correspond à la revalorisation des effluents résiduels industriels à environ $60^{\circ}C-80^{\circ}C$ en vue d'obtenir des flux énergétiques de niveau beaucoup plus élevé directement utilisables dans les procédés.

A titre d'exemple, sur le plan domestique, le thermo transformateur de chaleur peut être utilisé pour le chauffage de bâtiments par prélèvement de la chaleur de l'environnement à environ $5^{\circ}C$.

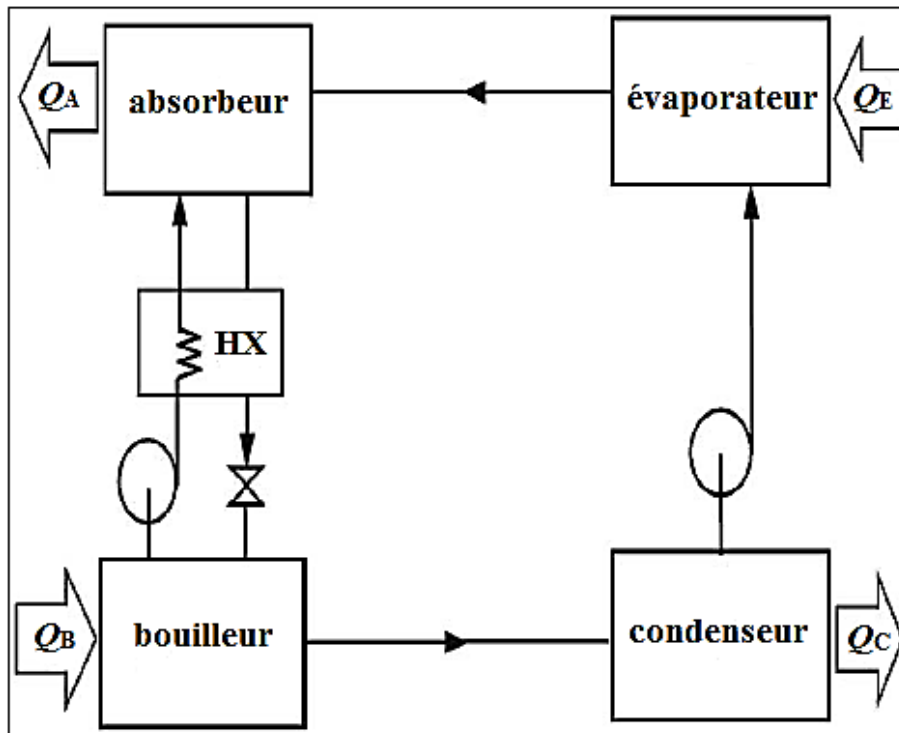


Figure II.10 : Transformateur de chaleur à absorption.

II.4.3. Cycles frigorifiques à plusieurs effets

L'objectif du cycle frigorifique à plusieurs effets est d'augmenter la performance du système à absorption, ou accroître leur domaine d'utilisation possible, en faisant usage de systèmes à étages, ou effets multiples. Les variantes possibles sont nombreuses surtout si l'intérêt porte sur la production simultanée de froid et de la chaleur (*thermo frigo pompes à titre d'exemple*). Le cycle frigorifique à absorption à double effet a été introduit durant la période allant de 1956 à 1958.

La figure II.11 montre un tel cycle utilisant le système $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ où la vapeur du réfrigérant générée par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à second effet [23]. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet. (*La chaleur issue de la condensation de la vapeur du réfrigérant est utilisée dans le bouilleur II*). Si toute la vapeur du réfrigérant provenant du premier générateur se condense dans le second générateur, le *COP* du système devrait être deux fois celui du système à simple effet correspondant [24].

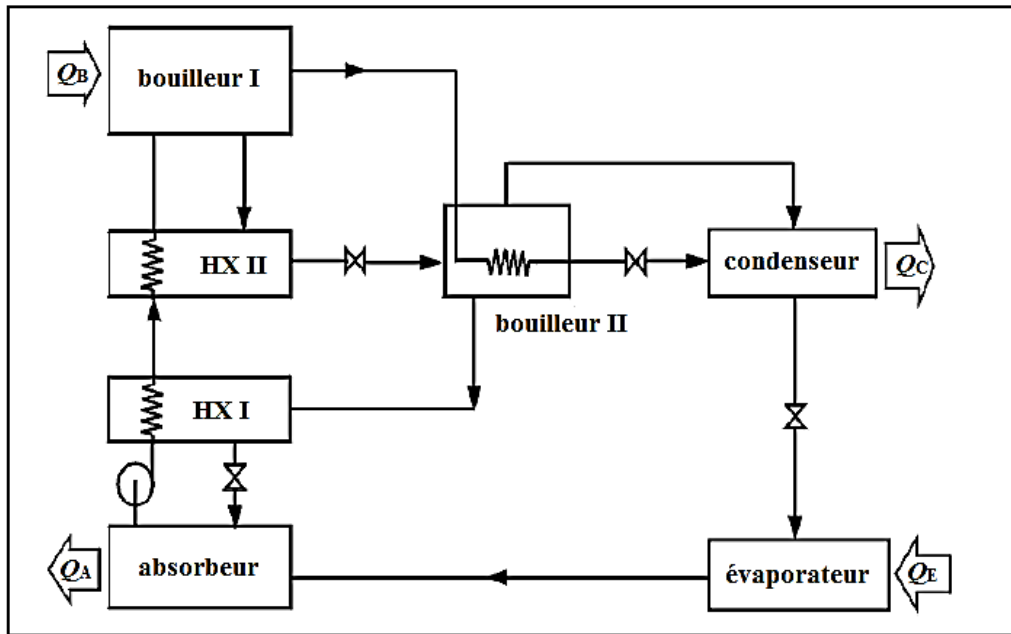


Figure II.11 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à trois niveaux de pression : haute, modérée et basse

Lorsque le couple $H_2O/LiBr$ est remplacé par NH_3/H_2O , la pression maximale dans le bouilleur à premier effet sera extrêmement haute, et le cycle à absorption à double effet sera configuré comme le montre la figure II.12 (la chaleur d'absorption issue de l'absorbeur II est fournie au bouilleur I dans le but de contribuer au processus de séparation du réfrigérant).

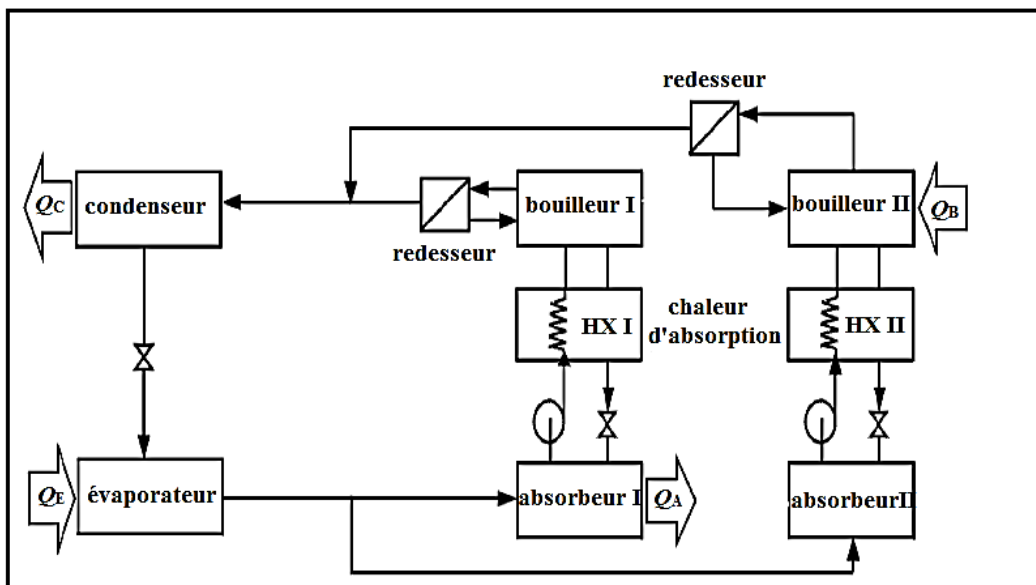


Figure II.12 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux de pression.

En utilisant ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), paradoxalement au système fonctionnant avec $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, ce système peut être considéré comme une combinaison de deux cycles à simple effet séparés.

L'évaporateur et les condenseurs des deux cycles sont intégrés ensemble comme une unité unique, ce qui permet de se limiter à deux niveaux de pression seulement dans ce système, avec une pression maximale limitée à un niveau acceptable (*La chaleur issue d'une source extérieure est fournie au bouilleur II seulement*). Comme l'eau est l'agent absorbant il n'y a aucun problème de cristallisation dans l'absorbeur qui peut opérer à une haute température et rejeter la chaleur au bouilleur I. Cette configuration de la machine à absorption est classifiée sous la catégorie des systèmes à double effet à co-courant [24-25].

Des études théoriques du système à absorption à double effet ont été menées pour différents fluides de travail. Aussi plusieurs types de cycle à absorption à multi effet ont été analysés tel que le cycle à absorption à triple effet (figure II.13) [26] et le cycle à absorption à quadruple effet.

Cependant il faut noter que l'amélioration du COP n'est pas directement liée à la différence de nombre d'effets [27], car lorsque ces derniers augmentent le COP de chaque effet ne sera pas assez grand par rapport à un système à simple effet. En outre, un grand nombre d'effets conduit à un cycle avec design complexe, par conséquent seul le cycle à double effet a été commercialisé [28].

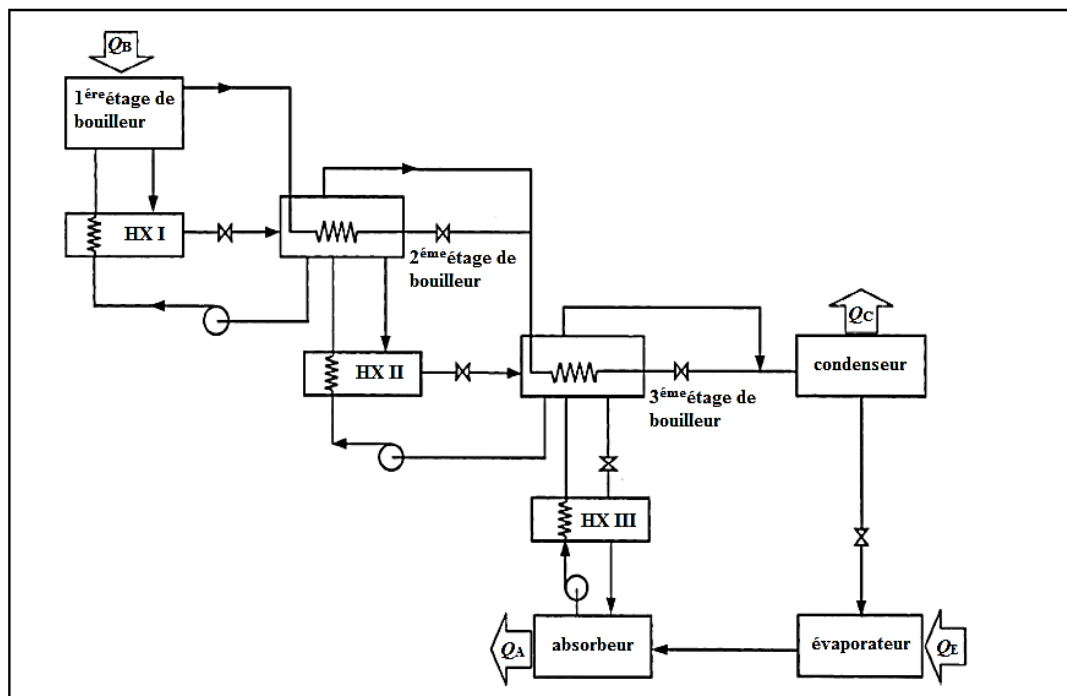


Figure II.13 : Cycle frigorifique à absorption à triple effet opérant à quatre niveaux de pression.

II.5. Avantages et inconvénients des machines frigorifiques à absorption**➤ Avantages :**

- Elles consomment essentiellement de l'énergie calorifique ;
- Leurs utilisations sont intéressantes si on dispose d'une source de chaleur (chaleur gratuite perdue) ;
- Intérêt d'avoir de l'eau comme fluide frigorigène (pas de toxicité) ;
- Machines silencieuses et sans vibrations.

➤ Inconvénients :

- COP faible face aux machines à compression ;
- Puissances thermiques importantes à évacuer ;
- Fonctionnement en très basse pression ;
- Problème de construction ; étanchéité importante ;
- Cristallisation de l'eau (panne).

Conclusion :

CHAPITRE III

EVALUATION DES

PERFORMANCES D'UNE

MACHINE FRIGORIFIQUE

SOLAIRE A ABSORPTION LIQUIDE

NH₃/H₂O

CHAPITRE III**EVALUATION DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE
FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ABSORPTION LIQUIDE
NH₃/H₂O****Introduction**

L'utilisation de l'énergie solaire [29] dans les pays ensoleillés est un moyen efficace pour pallier au manque d'énergie surtout dans les zones rurales où il est parfois difficile et coûteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnel. Par ailleurs, l'Algérie est un pays où le potentiel solaire est très important, l'ensoleillement annuel est toujours supérieur à 20 000 kJ par m² de surface de captation. Il est donc important d'exploiter cette ressource naturelle dans le domaine de la production de froid notamment dans la machine à absorption liquide en vue de la climatisation en raison de sa simplicité de conception et de mise en œuvre.

Les machines frigorifiques trithermes permettent de produire du froid ou du conditionnement d'air à partir d'une source d'énergie gratuite telle que l'énergie solaire, par l'intermédiaire de capteurs solaires photo-thermiques ou photovoltaïques.

Le chapitre présenté ci-après est relatif à l'étude d'une machine tritherme employant le principe de la machine frigorifique à absorption liquide et une source d'énergie naturelle, le soleil. Il s'inscrit donc dans le cadre de la recherche de systèmes améliorés pour la production du froid à partir d'énergie thermique gratuite. On s'intéresse plus spécialement à l'évaluation de ses performances énergétiques et de celles de son couplage avec un capteur solaire plan.

Une machine frigorifique solaire à absorption liquide n'est d'autre que le couplage entre deux boucles, l'une solaire et l'autre frigorifique. La figure III.1 représente un schéma simplifié de cette machine.

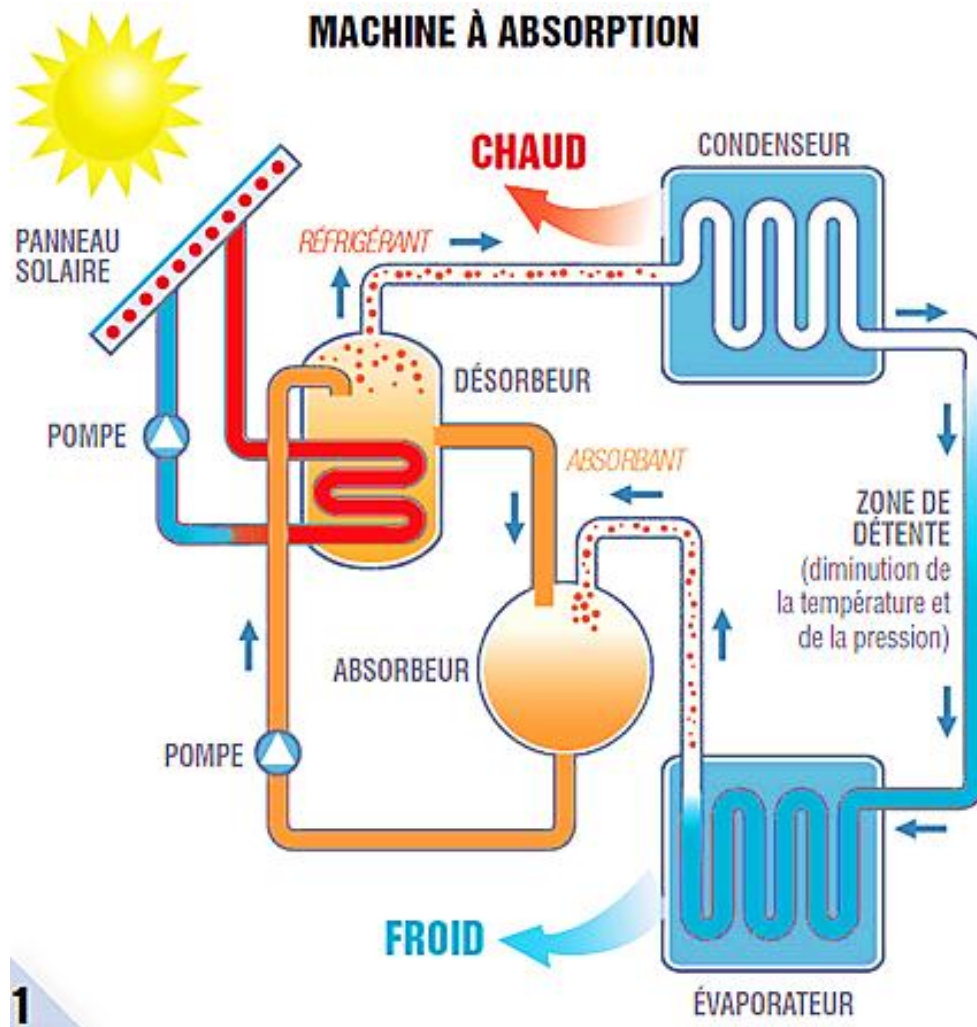


Figure III.1: Machine frigorifique solaire à absorption liquide.

III.1. La boucle solaire

Elle est composée d'un capteur solaire thermique dans lequel circule un fluide caloporteur, un réservoir de stockage et un système de chauffage d'appoint pour les journées de manque ou d'absence d'ensoleillement.

III.1.1. Les capteurs solaires

Un capteur solaire se compose des éléments suivants : le vitrage, l'absorbant, l'isolant, le fluide caloporteur et le boîtier ou support [30].

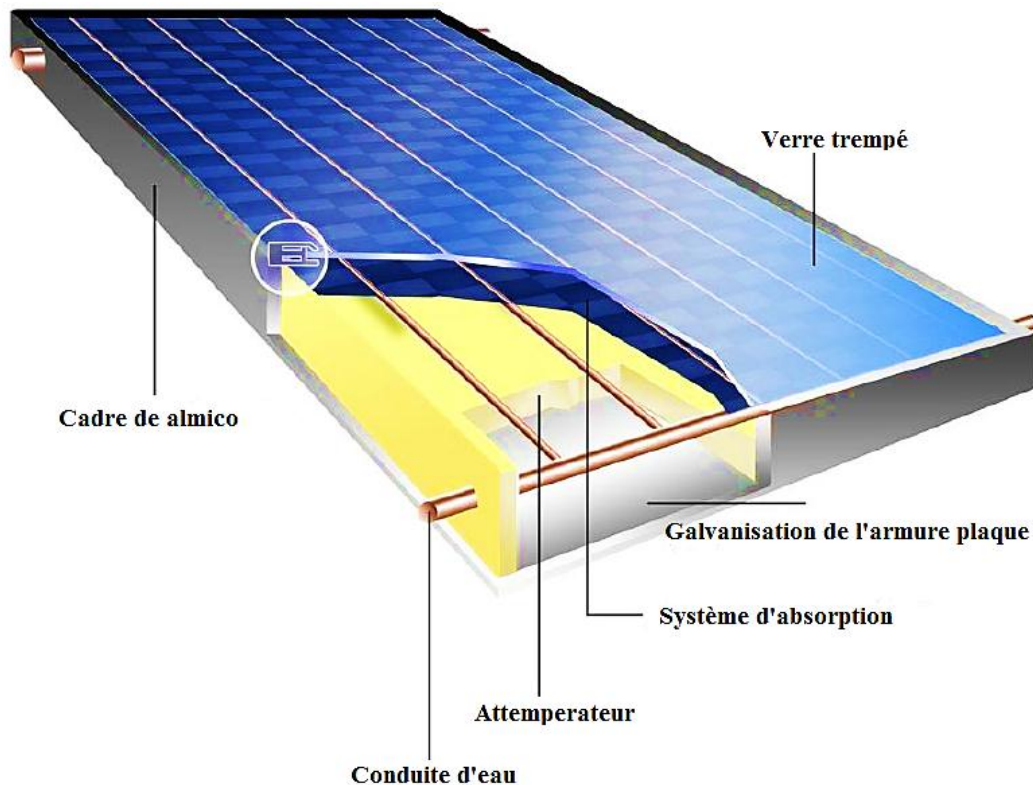


Figure III.2 : Schéma d'un capteur solaire plan.

▪ **Le vitrage (couvercle) :**

Le verre laisse passer 84 à 92% du rayonnement solaire (sous incidence normale) selon le degré de pureté et l'utilité de recouvrir l'absorbeur par une couverture transparente est de retenir les radiations infrarouges émises par l'absorbeur, tout en laissant passer le maximum de rayonnement solaire. Le vitrage peut être simple ou double.

▪ **L'absorbeur :**

C'est une surface parcourue par un réseau de tubulures, revêtue d'une peinture noire. L'absorbeur a pour rôle de transformer en chaleur le rayonnement qu'il reçoit et de transmettre cette chaleur au fluide caloporteur. Cette surface noire doit avoir les caractéristiques suivantes :

- ✓ Une bonne conductivité et diffusivité thermique.
- ✓ Un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.
- ✓ Une bonne résistance chimique vis-à-vis du fluide qui la baigne

L'absorbeur peut être :

- ✓ En cuivre : qui est le meilleur car c'est un bon conducteur de la chaleur.

- ✓ En acier : qui a une plus faible conductivité thermique que le cuivre mais un coût moins élevé.
- ✓ En aluminium : il nécessite l'emploi d'un fluide caloporteur spécial pour des problèmes de corrosion.

Afin de réduire les pertes du capteur et accroître son efficacité, il est préférable de recouvrir la surface de l'absorbeur d'un revêtement sélectif qui a un facteur d'absorption le plus élevé et un facteur d'émission le plus faible (Tableau III.1).

Couches sélectives	Absorptivité	Émissivité	commentaire
Noire de Zinc	0.9	0.1	-
Oxyde de cuivre sur aluminium	0.93	0.11	-
Noir de cuivre sur cuivre	0.85-0.94	0.08-0.12	-
Noir de chrome sur nickel	0.92-0.94	0.012-0.7	Sable à haute température
Noir de nickel sur nickel	0.93	0.06	Influencé par l'humidité aux températures élevées

Tableau III.1 : Propriétés de quelques couches sélectives.

▪ **L'isolant :**

L'isolation joue un rôle très important dans les applications thermiques de l'énergie solaire non seulement au niveau des absorbeurs, dont il faut limiter les pertes, mais aussi pour calorifuger les tuyauteries chargées de véhiculer la chaleur.

Les isolants utilisés sont :

- ✓ Les isolants minéraux : laine de verre, cendres de végétaux, le bois.
- ✓ Les isolants organiques.
- ✓ La mousse de polyuréthane

▪ **Le fluide caloporteur :**

Le fluide caloporteur est le moyen de transfert de la chaleur collectée par l'absorbeur à un fluide d'échange thermique appelé fluide de travail.

Les fluides caloporteurs souvent utilisés sont :

- ✓ L'air : gratuit mais possède une faible capacité calorifique comparativement à celle de l'eau.
- ✓ L'eau : qui possède les avantages suivants :
 - { Une capacité calorifique massique élevée
 - { Une faible viscosité par rapport aux huiles par exemple

▪ **Le boîtier :**

Il contient les éléments cités précédemment et dont les parois sont tapissées d'une couche isolante destinée à réduire les pertes de chaleur vers l'arrière et les côtes du capteur, celui-ci doit être solide et résistant à la corrosion.

III.1.2. Principe de fonctionnement

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air...).

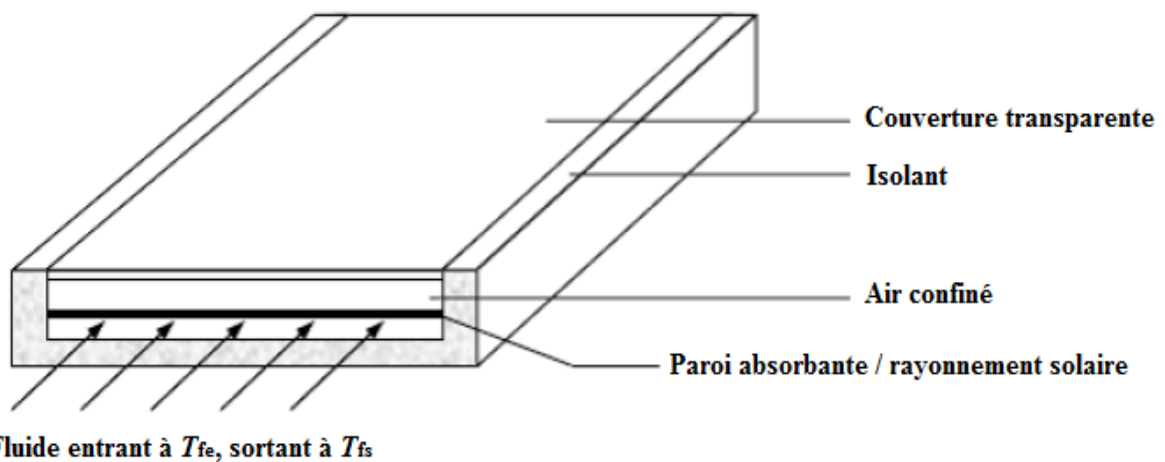


Figure III.3 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan.

Le principe de fonctionnement est simple ; un liquide circule entre un capteur exposé au soleil, et un ballon de stockage. Dans le ballon, le liquide traverse un échangeur thermique et cède sa chaleur au fluide de stockage.

L'échangeur est un serpentin plongé dans le ballon de stockage. Le dispositif est complété par des éléments de régulation et de sécurité et par un circulateur, pompe qui met le liquide en mouvement. Une énergie d'appoint prend automatiquement le relais de l'énergie solaire, lorsque c'est nécessaire.

III.1.3. Les différents types des capteurs solaires à circulation de liquide

Il existe non seulement plusieurs manières différentes de fournir de l'énergie solaire, mais également différentes méthodes pour capter l'énergie solaire provenant d'un rayonnement incident [30].

Principalement il y a deux types de capteurs solaires :

a) Les capteurs solaires photovoltaïques :

Ils transforment l'énergie lumineuse en énergie électrique. L'effet photovoltaïque constitue la conversion directe de l'énergie du rayonnement solaire en énergie électrique.

b) Les capteurs solaires thermiques :

Ils transforment l'énergie lumineuse en énergie thermique un capteur solaire thermique est un dispositif destiné à absorber le rayonnement solaire et à transmettre la chaleur ainsi produite à un *fluide* caloporteur.

La chaleur produite par les capteurs peut ensuite être utilisée pour :

- Chauffer les locaux et fournir l'eau chaude sanitaire ;
- Activer la croissance des végétaux ;
- Sécher les grains et les fourrages ;
- Faire fonctionner des moteurs thermiques ;
- *Alimenter des machines de réfrigération.*

Il existe différents types de capteurs solaires thermiques :

- *Capteurs plans vitrés ;*
- *Capteurs plans sans vitrage ;*
- *Capteurs sous vide ;*
- *Capteurs solaires intégrés ;*
- *Capteurs solaires à concentration ;*
- Capteurs à plaque perforée sans vitrage ;
- Capteurs solaires à air ;
- Cuisinières solaires ;
- Capteurs solaires à circulation de liquide ;
- Systèmes à réflecteur parabolique ;
- Systèmes à réflecteur cylindro-parabolique ;
- Systèmes de centrale à tour ;

Nous nous limiterons dans ce chapitre à l'étude du capteur plan dont les niveaux de température sont compatibles avec le fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide.

III.1.3.1. Capteurs plans vitrés

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 100 °C, et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver [29].

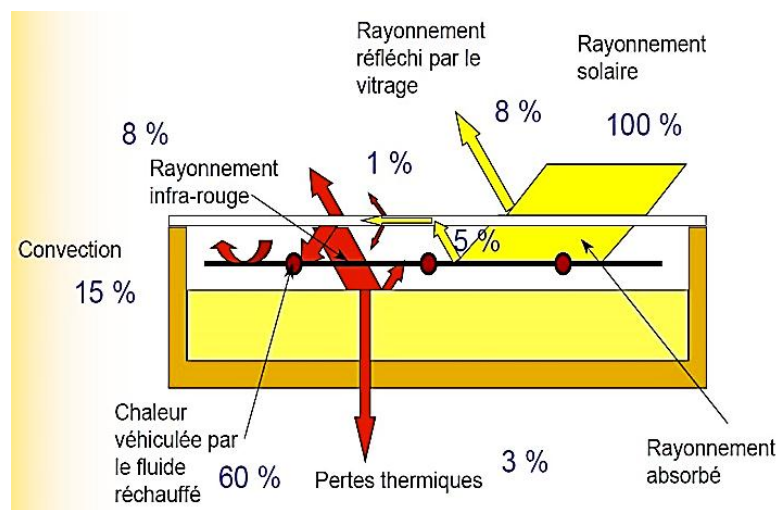


Figure III.4 : Schéma d'un Capteur plan de type vitré.

Dans ce type de capteur, un absorbeur plan transforme, de façon efficace, les rayons solaires en chaleur. Afin de réduire au minimum la perte de chaleur, la plaque est située entre un vitrage (vitre plane ou matériau transparent) et un panneau isolant. Le vitrage est choisi de telle sorte qu'une quantité maximale de rayons solaires le traversent et atteignent l'absorbeur.

Fonctionnement

On a affaire au processus dit de l'effet de serre. Les rayons du soleil (d'une longueur d'onde visible, $\sim 0.5 \mu m$) traversent la couverture transparente supérieure, en verre ou en plastique, puis frappent l'absorbeur. Celui-ci étant noir, il absorbe la majeure partie de la lumière reçue et par conséquent il se chauffe. En physique, tout corps chaud émet du rayonnement.

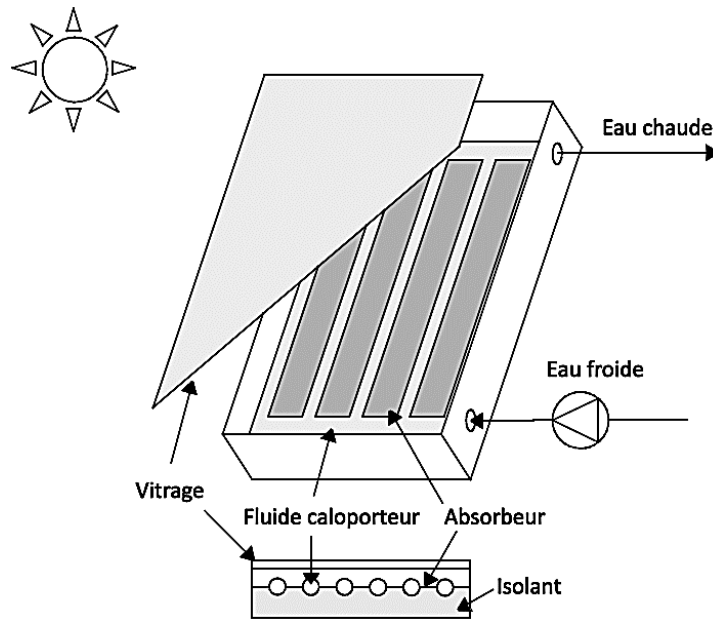


Figure III.5 : Schéma de principe d'un capteur plan vitré.

Aux températures usuelles, celui-ci se trouve dans le domaine de l'infrarouge ($\sim 9\mu\text{m}$). A cette longueur d'onde, le verre est parfaitement opaque et réfléchit donc tout cet infrarouge. La chaleur reste ainsi prisonnière du capteur. Un liquide caloporteur circule dans les tubes du capteur et conduit la chaleur emprisonnée vers le consommateur.

Avantages

- Prix avantageux.
- Fiabilité.
- Longue durée de vie.
- Efficacité énergétique.
- Intégration sur les toits.

Inconvénients

- Ne convient pas pour les hautes températures.
- La température interne peut monter très haut lorsqu'il n'y a pas de circulation de fluide caloporteur.

III.1.3.2. Capteurs plans sans vitrage

Comme ce capteur n'a pas de couverture vitrée, il ne peut pas fonctionner à haute température. Il est donc recommandé pour des températures de service inférieures à 40°C , ce qui fait de lui le candidat idéal pour le préchauffage de l'eau sanitaire et le chauffage d'une piscine.



Figure III.6 : Capteurs plans sans vitrage

Fonctionnement

Ces capteurs sont composés d'un simple absorbeur nu, non isolé et non vitré. Puisqu'on l'utilise à une température proche de la température ambiante, ses pertes thermiques sont faibles et son rendement est bon. C'est pourquoi on peut se passer du vitrage [29].

Ce type de capteur a été développé vers 1980 par Energie Solaire SA. Il est maintenant disponible chez tous les autres revendeurs de solaire également. Il est formé d'une double tôle d'acier inoxydable dont les formes carrées embouties assurent une irrigation totale de la surface par le liquide caloporteur. On utilise un revêtement absorbant sélectif pour maximiser le rendement.

Ces capteurs peuvent former eux-mêmes le toit d'une maison ou sa façade. Pour le préchauffage de l'eau chaude sanitaire, on utilise un mélange antigel comme liquide caloporteur avec un échangeur de chaleur. De cette manière, on évite le besoin d'une vidange hivernale.

Avantages

- Prix le plus bas de tous.
- Fiabilité.
- Plus de 20 ans de durée de vie.
- Rendement élevé pour des températures inférieures à 40°C.
- L'absorbeur peut constituer lui-même le toit des bâtiments.
- L'épaisseur du capteur n'est que de 2.5 cm.
- Bon capteur pour les pays du sud et méditerranéens.

Inconvénient

- Ne convient qu'à basse température, par exemple en Europe, seulement pour le préchauffage de l'eau sanitaire et le chauffage de piscine.

Rendement

On a pu constater suite à des tests que les bons rendements aux basses températures diminuent fortement avec la température. Il faut donc choisir la température de service aussi basse que possible, car en plus, les capteurs à basse température sont meilleur marché que les autres.

En dernier lieu, pour le choix d'un capteur solaire, il s'agit aussi de comparer la durée de vie en plus du prix d'achat et de l'efficacité énergétique. Celle-ci dépend notamment des matériaux utilisés, de la qualité et de leur durabilité.

III.1.3.3. Capteurs sous vide

Les capteurs sous vide sont parmi les plus efficaces et parmi les types les plus coûteux de capteurs solaires. Comme il utilise le vide comme isolation thermique, il possède un très bon rendement à haute température. Il est recommandé pour des températures de service supérieures à $90^{\circ}C$, ce qui convient pour la production d'eau chaude pour l'industrie ou pour le fonctionnement en régions très froides, notamment en montagne. Il est environ deux fois plus cher qu'un capteur plan vitré [29].



Figure III.7 : Capteur sous vide.

Les capteurs sous vide possèdent un absorbeur sélectif afin de récupérer les rayons du soleil qui se situe dans le tube sous vide. Ils perdent peu de chaleur, même dans les régions froides.

Fonctionnement

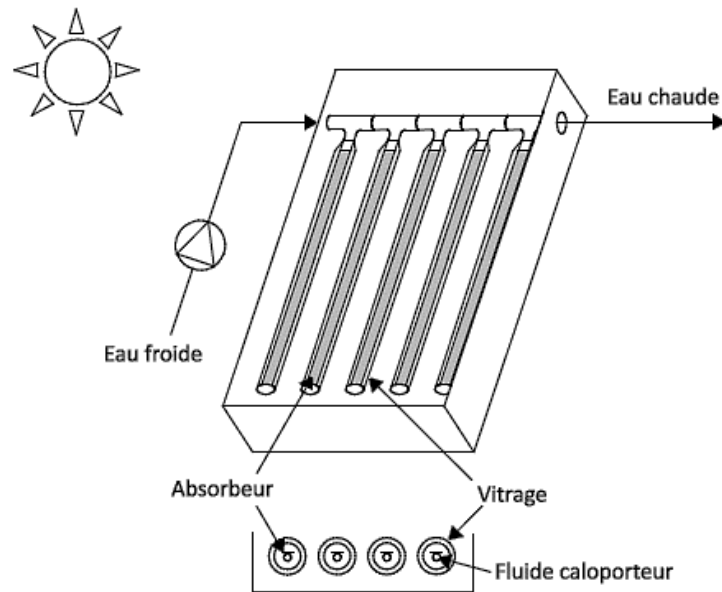


Figure III.8 : Schéma de principe d'un capteur sous vide.

Le capteur est constitué de plusieurs tubes en verre dans lesquels sont placés les absorbeurs. Ils sont montés en série. Les tubes sont mis dans un vide d'air qui permet de réduire les pertes thermiques par convection et par conduction.

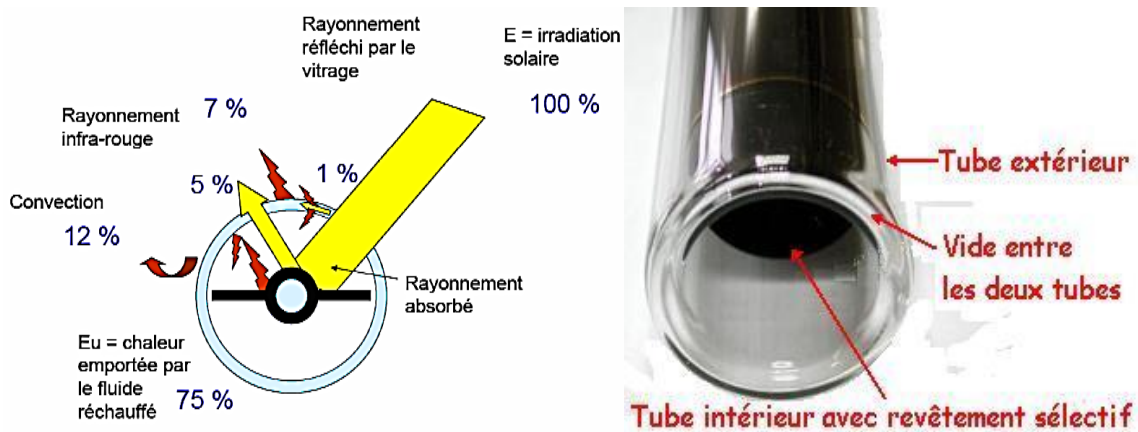


Figure III.9 : Coupe d'un tube évacué.

Avantages

- Convient pour les hautes températures.
- Rendement élevé même pour des températures avoisinant les 100°C.
- Facile à installer, il faut juste deux barres de neige sur le toit.

- Grâce au vide du capteur, la pollution et l'humidité ne peuvent pas dégrader l'absorbeur.

Inconvénients

- Durée de vie limitée, car les tubes ne sont pas étanches à long terme.
- Prix assez élevé.
- Mauvaise intégration dans le paysage.
- Les tubes sont fragiles.

III.1.4. Étude des performances thermiques d'un capteur solaire plan

Le rendement des capteurs est limité par des pertes thermiques dues à la réflexion, la réémission de rayonnement, la convection et la conduction (Figure III.10).

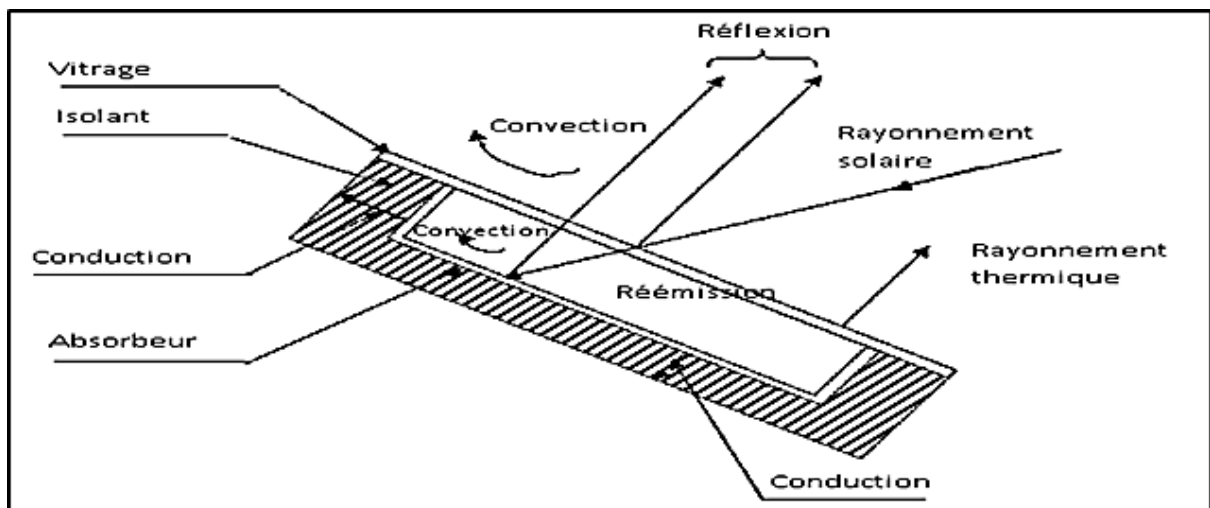


Figure III.10 : Mécanisme des pertes de chaleur

➤ Évaluation des pertes :

L'énergie thermique disponible à partir d'un capteur solaire est équivalente à l'énergie incidente diminuée des pertes caractérisées par le coefficient de pertes vers l'avant U_t , vers l'arrière U_b et vers les côtés latéraux U_e .

U_t : pertes par rayonnement et convection.

U_b : pertes par conduction.

U_e : pertes par conduction.

$$U = U_t + U_b + U_e \quad (\text{III.1})$$

U sera donc la conductance thermique globale, somme des trois conductances U_t , U_b et U_e .

- *Équation de base du bilan énergétique du capteur :*

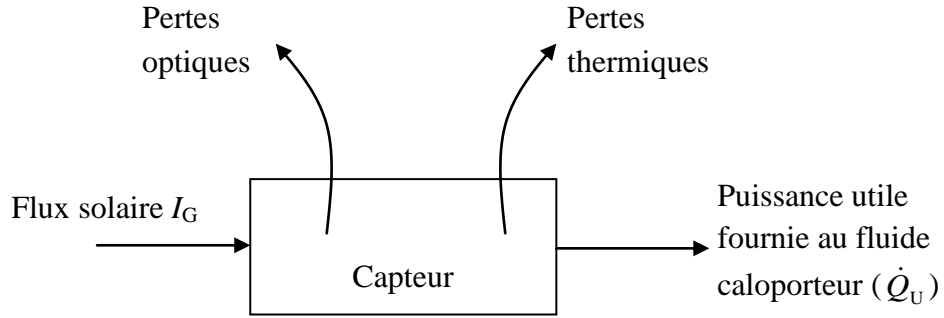


Figure III.11 : Le bilan énergétique du capteur

L'énergie utile (\dot{Q}_U) est la différence entre le rayonnement solaire incident I_G et les pertes thermiques. Le bilan énergétique du capteur peut s'écrire :

$$\dot{Q}_U = F_R \cdot A_{CS} [(\tau\alpha)I_G - U(T_i - T_a)] \quad (III.2)$$

où :

I_G : le flux incident [W/m^2].

τ : transmissivité de la vitre (dépend de l'angle d'incidence du rayonnement).

α : absorptivité de l'absorbeur (indépendante de la direction du rayonnement incident).

T_a : température ambiante

T_i : température d'entrée du fluide caloporteur dans le capteur.

A_{CS} : surface de captation [m^2].

F_R : facteur de conversion thermique du capteur, il peut être calculé à l'aide de la relation suivante :

$$F_R = \frac{\dot{m} Cp}{A_{CS} U} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_{CS} U F'}{\dot{m} Cp} \right) \right] \quad (III.3)$$

F' : Efficacité du capteur.

III.1.5. Rendement thermique instantané du capteur (η_{CS})

Le rendement instantané du capteur est défini comme suit :

$$\eta_{CS} = \frac{\dot{Q}_U}{I_G \cdot A_{CS}} = F_R (\tau\alpha) - F_R U \left(\frac{T_i - T_a}{I_G} \right) \quad (III.4)$$

Le rendement optique $F_R (\tau\alpha)$ est généralement pris égal à 0.8

Type de capteur	Rendement optique $F_R \tau\alpha$	Coefficient global de pertes thermiques $F_R U$
Capteurs plans vitrés	0.80	3.5 [w/m ² .K]
Capteurs sous vide	0.80	2.0 [w/m ² .K]

Tableau III.2 : Caractéristiques des deux types de capteurs plans utilisés en réfrigération [31].

La figure III.12 représente les performances de 3 types de capteurs en fonction de la température d'utilisation.

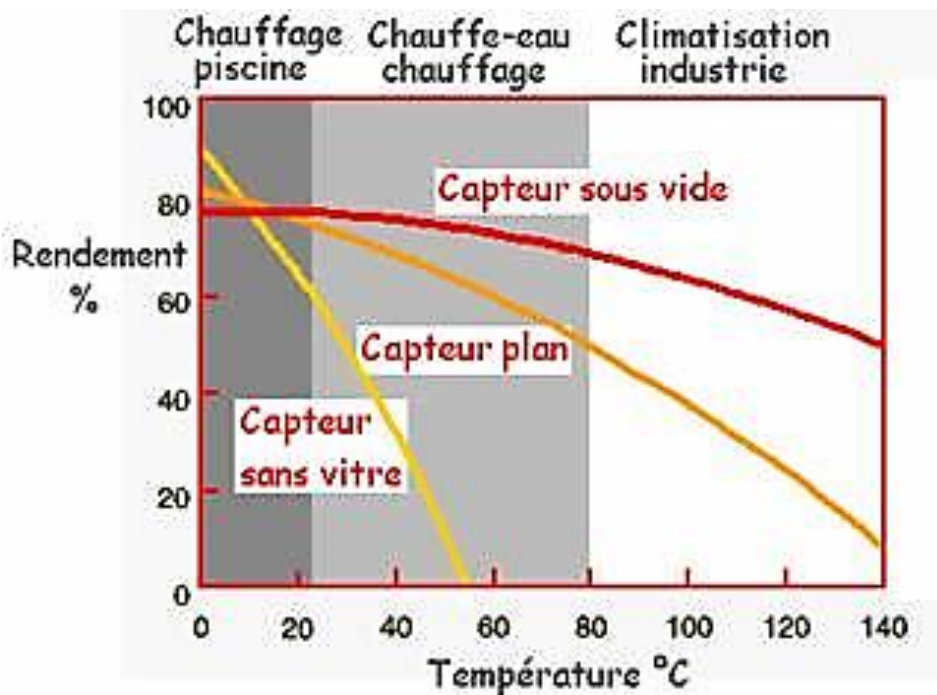


Figure III.12 : Graphique schématisant les performances comparées des différents types de capteurs solaires thermiques.

Dans ce travail nous voulons évaluer les performances de la machine frigorifique solaire à absorption liquide NH_3/H_2O , pour les conditions d'ensoleillement maximal de la journée du 10/09/2010 mesuré sur le site de Skikda ($I_G = 892$ [w/m²] et $T_a = 26^\circ C$). Pour cela nous avons choisi les deux types de capteurs compatibles avec le fonctionnement en

réfrigération cités précédemment à savoir un capteur plan à surface sélective l'un vitré de rendement η_{CS1} et l'autre sous vide de rendement η_{CS2} calculés comme suit :

$$\eta_{\text{CS1}} = 0,8 - 3,5 \left(\frac{T_i - T_a}{I_G} \right) \quad (\text{III.5})$$

$$\eta_{\text{CS1}} = 0,8 - 2 \left(\frac{T_i - T_a}{I_G} \right) \quad (\text{III.6})$$

La température d'entrée du fluide caloporteur dans le capteur T_i est généralement égale à [31] :

$$T_i = T_B + 10^\circ\text{C} \Rightarrow T_i = 135^\circ\text{C} \quad (\text{III.7})$$

Donc :

$$\eta_{\text{CS1}} = 0,8 - 3,5 \left(\frac{135 - 26}{892} \right) = 0,372 = 37,2\%$$

$$\eta_{\text{CS1}} = 0,8 - 2 \left(\frac{135 - 26}{892} \right) = 0,555 = 55,5\%$$

III.2. La boucle frigorifique

La boucle frigorifique est composée de la machine frigorifique à absorption liquide qu'on a déjà introduite au chapitre II.

III.2.1. Cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Afin d'appliquer les principes de la thermodynamique au cycle de la machine tel que représenté dans la figure III.13, des simplifications sur le fonctionnement de celui-ci ont été envisagées en émettant certaines hypothèses de base telles que :

- Les températures dans les composants (bouilleur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré ;
- La pression au niveau de l'évaporateur est égale à celle de l'absorbeur (perte de charge négligeable) ;

- La pression au niveau du bouilleur est égale à celle du condenseur (perte de charge négligeable) ;
- La température au niveau du condenseur est égale à celle de l'absorbeur ;
- Les pressions haute et basse sont celles d'équilibre au bouilleur et à l'évaporateur respectivement ;
- Les détente sont isenthalpiques ;
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration de l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le bouilleur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et la température du bouilleur ;
- Le frigorigène émis par l'évaporateur est à l'état de vapeur saturée à la température et la pression de l'évaporateur ;
- Le système est en régime permanent.

Les hypothèses citées précédemment permettent d'élaborer les équations de conservation de masse et d'énergie, qui sont le point de départ pour une analyse thermodynamique d'un cycle à absorption liquide.

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

Puissance frigorifique $\dot{Q}_E = 10 \text{ kW}$

Evaporateur : $T_E = 5^\circ\text{C}$; $P_E = P_{\text{sat}}(T_E) = 5,1575 \text{ atm}$

Condenseur : $T_C = 35^\circ\text{C}$; $P_C = P_{\text{sat}}(T_C) = 13,508 \text{ atm}$

Absorbeur : $T_A = T_C = 35^\circ\text{C}$; $P_A = P_{\text{sat}}(T_A) = 5,1575 \text{ atm}$

Bouilleur : $T_B = 125^\circ\text{C}$; $P_B = P_{\text{sat}}(T_B) = 13,508 \text{ atm}$

Le cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide NH₃/H₂O est déterminé par les températures du bouilleur, du condenseur de l'absorbeur et de l'évaporateur ainsi que par le débit du frigorigène circulant dans l'évaporateur.

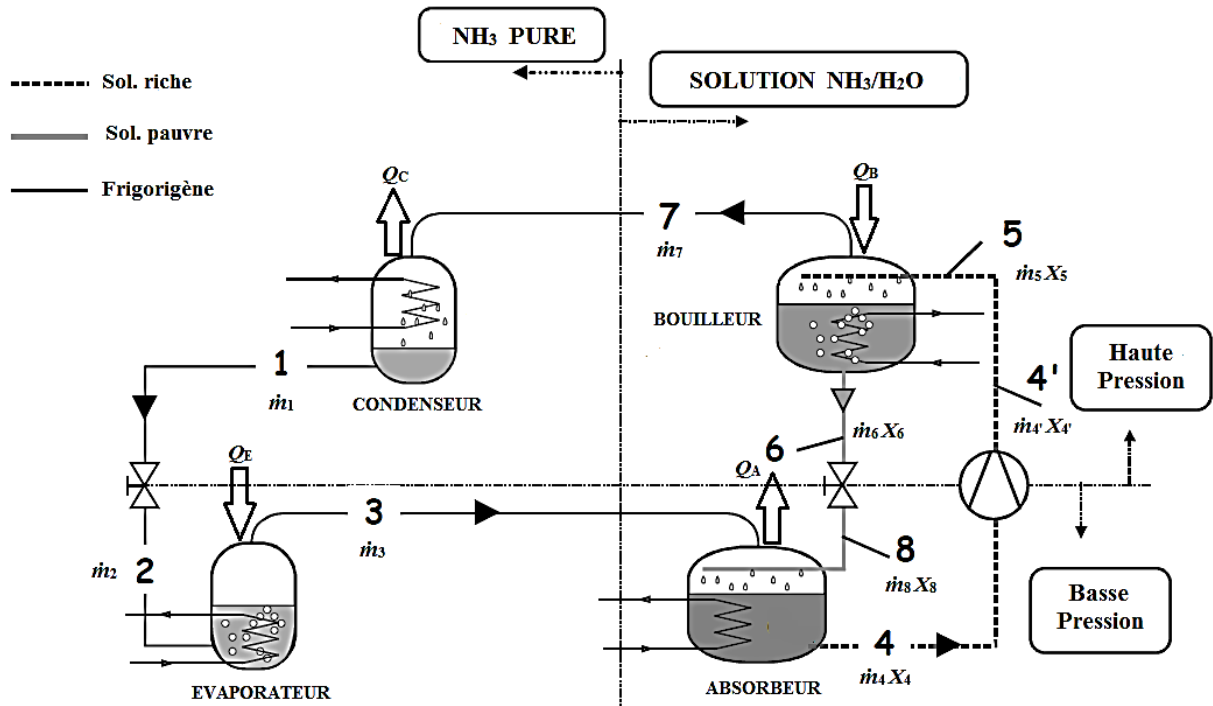


Figure III.13 : Schéma représentatif d'un cycle d'une machine frigorifique à absorption liquide NH₃/H₂O

- **Bouilleur :**

Point 6 (solution pauvre) :

$$T_6 = T_B ; P_6 = P_B ; X_6 = X_S (T_B, P_B) ; h_6 = h_S (T_B, X_6)$$

- **Absorbeur :**

Point 4 (solution riche) :

$$T_4 = T_A ; P_4 = P_A ; X_4 = X_S (T_A, P_A) ; h_4 = h_S (T_A, X_4)$$

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

$$X_5 = X_4 ; m_5 X_5 = X_6 m_6 \text{ et } m_5 = m_6 - m_1 \Rightarrow m_6 = m_5 + m_1$$

$$m_5 X_5 = (m_5 + m_1) X_6 \Rightarrow m_5 (X_5 - X_6) = m_1 X_6 \Rightarrow m_5 = \frac{X_6}{X_5 - X_6} m_1 = m_4$$

$$m_6 = m_5 + m_1 = m_1 \left(\frac{X_6}{X_5 - X_6} + 1 \right) = m_1 \frac{X_5}{X_5 - X_6}$$

L'état de la solution riche en sortie de la pompe (point 4') est donné par :

$$T_{4'} = T_4 = T_A ; P_{4'} = P_5 = P_B ; X_{4'} = X_4 ; m_{4'} = m_4 = m_5$$

$$v_{4'} = v_{4'}(T_{A'}, X_4); \quad h_{4'} = h_4 + (P_{4'} - P_4) v_{4'}$$

$v_{4'}$ → volume massique de la solution riche au point 4'

- **Détendeur de la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$:**

Lors de son passage par le détendeur, la pression de la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ liquide est réduite de la haute pression P_B à la basse pression P_E :

Point 8 (solution pauvre) :

$$P_8 = P_A; \quad X_8 = X_6; \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_6; \quad h_8 = h_6 \text{ (détente isenthalpique)}$$

$$T_8 = f(X_8, h_8)$$

- **Condenser :**

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

Point 7 (frigorigène) :

$$P_7 = P_B; \quad T_7 = T_B; \quad h_7 = h_r(T_7, P_7)$$

Etat du fluide frigorigène à la sortie du condenser est :

Point 1 (frigorigène) :

$$P_1 = P_7; \quad T_1 = T_C; \quad h_1 = h_r(T_1, P_7); \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_7$$

- **Détendeur du fluide frigorigène :**

A la sortie du détendeur (entrée de l'évaporateur), l'état du fluide frigorigène est donné par :

Point 2 (frigorigène) :

$$P_2 = P_E; \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_1; \quad h_2 = h_1 \text{ (détente isenthalpique)}$$

- **Evaporateur :**

A la sortie de l'évaporateur, NH_3 est dans l'état du point 3:

Point 3 (frigorigène) :

$$P_3 = P_2 = P_E; \quad T_3 = T_E; \quad \dot{m}_3 = \dot{m}_2; \quad h_3 = h_r(T_3, P_3)$$

Pour chacun des points du cycle correspondant à une solution liquide, les relations II.1 et II.2 du chapitre II ont été utilisées pour calculer les concentrations molaires x et la concentration massique X est déduite de la relation suivante :

$$X_i = \frac{x_i M_i}{\sum_{i=1}^2 x_i M_i} \quad (III.8)$$

Où M_i est la masse molaire de chacun des constituants de la solution liquide. Par ailleurs, les enthalpies de la solution liquide (indice s) et du réfrigérant (indice r) ont été calculées à l'aide du logiciel REFPROP® [32].

Les calculs des principales propriétés des différents points du cycle sont rassemblés dans le tableau III.3

Point du cycle	Nature du fluide	T (°C)	P (atm)	Débit (kg/s)	Concentration molaire x	Concentration massique X	h (kJ/kg)
Point 1	frigorigène	35	13,508	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	509,23
Point 2	frigorigène	5	5,1575	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	509,23
Point 3	frigorigène	5	5,1575	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	1610,05
Point 4	Solution riche	35	5,1575	$3,851 \cdot 10^{-3}$	0,379	0,366	84,555
Point 4'	Solution riche	35	13,508	$3,851 \cdot 10^{-3}$	0,379	0,366	85,537
Point 5	Solution riche	35	13,508	$3,851 \cdot 10^{-3}$	0,379	0,366	85,537
Point 6	Solution pauvre	125	13,508	$1,293 \cdot 10^{-2}$	0,115	0,109	251,29
Point 7	frigorigène	125	13,508	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	1878,7
Point 8	Solution pauvre	-	5,1575	$1,293 \cdot 10^{-2}$	0,115	0,109	251,29

Tableau III.3 : principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O

III.2.2 Calcul des performances de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

1) Débit du frigorigène :

Débit du frigorigène est $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_7$ donné par :

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_E}{h_3 - h_2} = \frac{10}{1610,5 - 509,23} = 9,080 \cdot 10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

2) Puissance thermiques des différents échangeurs :

Bouilleur :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_B &= \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5 \\ &= 1,293 \cdot 10^{-2} \cdot 251,29 + 9,080 \cdot 10^{-3} \cdot 509,23 - 3,851 \cdot 10^{-3} \cdot 85,537 \\ &= 7,543 \text{ kW} \end{aligned}$$

Absorbeur :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_A &= \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_4 h_4 \\ &= 9,080 \cdot 10^{-3} \cdot 1610,5 + 1,293 \cdot 10^{-2} \cdot 251,29 - 3,851 \cdot 10^{-3} \cdot 84,555 \\ &= 17,547 \text{ kW} \end{aligned}$$

Condenseur :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_C &= \dot{m}_1 (h_7 - h_1) \\ &= 9,080 \cdot 10^{-3} (1878,7 - 509,23) \\ &= 12,435 \text{ kW} \end{aligned}$$

3) Puissance mécanique de la pompe :

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{m}_4 (P_4' - P_4) v_4 \\ &= 3,851 \cdot 10^{-3} (13,508 - 5,1575) 1,161 \cdot 10^{-3} \\ &= 3,782 \cdot 10^{-3} \text{ kW} \end{aligned}$$

4) calcul du coefficient de performance COP :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + \dot{W}} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{4'} (P_{4'} - P_4) v_{4'}} \quad (\text{III.9})$$

D'où :

$$COP = \frac{9,080 \cdot 10^{-3} (1610,5 - 509,23)}{1,293 \cdot 10^{-2} \cdot 251,29 + 9,080 \cdot 10^{-3} \cdot 509,23 - 3,851 \cdot 10^{-3} \cdot 85,537 + 3,851 \cdot 10^{-3} (13,508 - 5,1575) 1,161 \cdot 10^{-3}}$$

$$= 1,325$$

5) calcul du rendement exergetique :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{COP}{COP_C}$$

Où :

$$COP_C = \frac{T_E}{T_C - T_E} \cdot \frac{T_B - T_C}{T_B} = \frac{278}{308 - 278} \cdot \frac{398 - 308}{398} = 2,095$$

D'où :

$$\eta_{\text{ex}} = 0,6324 = 63,24\%$$

III.2. 3. Amélioration des performances de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

On peut améliorer les performances de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ en insérant un échangeur intermédiaire entre les trajets de la solution riche et de la solution pauvre (figure III.14).

Avec cette configuration, seuls les états des points 5, 6', et 8 changent, tous les autres points du cycle de la machine sont inchangés. L'échangeur est supposé avoir une efficacité $E = 80\%$.

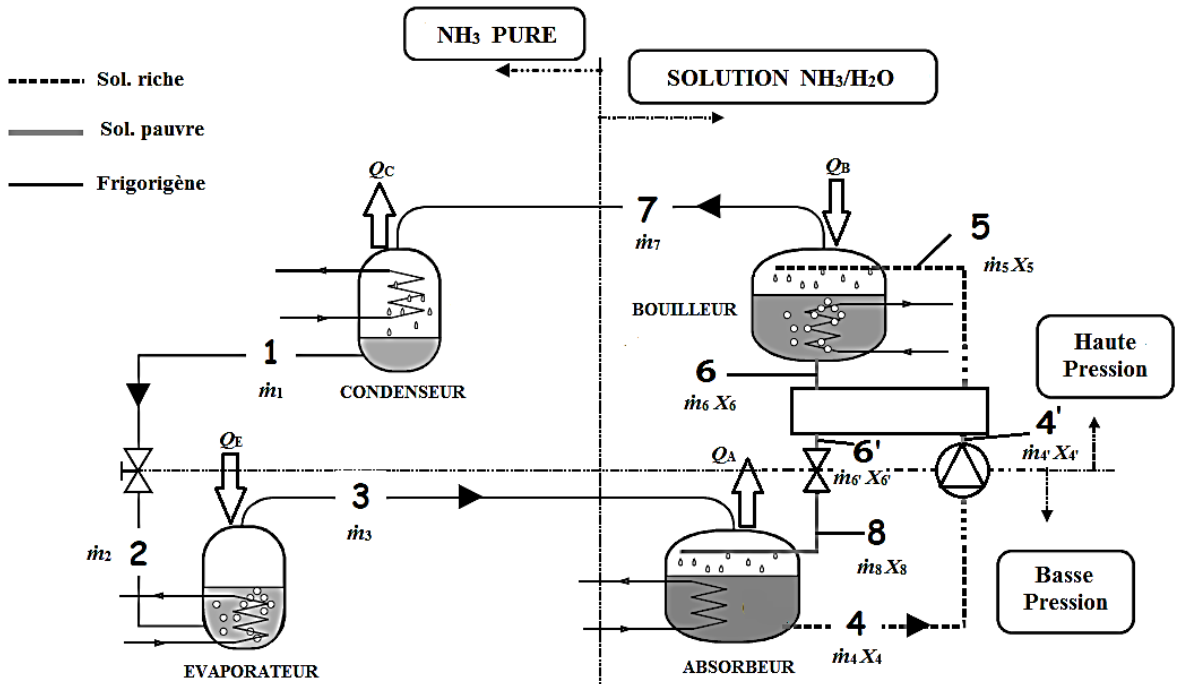


Figure III.14 : Schéma représentatif d'un cycle d'une machine frigorifique à absorption liquide avec échangeur intermédiaire

Les états des points 6' et 5 sont calculés à partir des équations suivantes :

Points 6' (solution pauvre) :

$$E = \frac{T_6 - T_{6'}}{T_6 - T_{4'}} \Rightarrow T_{6'} = E T_{4'} + T_6(1 - E)$$

$$= 0,835 + 125(1 - 0,8)$$

$$= 53^\circ\text{C}$$

$$P_{6'} = P_6; X_{6'} = X_6; m_{6'} = m_6; h_{6'} = h_s(T_{6'}, X_{6'})$$

Points 5 (solution riche) :

$$P_5 = P_{4'}; X_5 = X_{4'}; m_5 = m_{4'}$$

Bilan enthalpique de l'échangeur :

$$m_{4'}(h_5 - h_{4'}) = m_6(h_6 - h_{6'}) \Rightarrow h_5 = h_{4'} + \frac{m_6}{m_{4'}}(h_6 - h_{6'}) \text{ et } T_5 = T_s(X_5, h_5)$$

Donc :

$$h_5 = 85,537 + \frac{1,293 \cdot 10^{-2}}{3,851 \cdot 10^{-3}} (251,29 - 63,836)$$

$$= 714,927 \text{ kJ/kg}$$

Points 8 (sortie du détendeur de la solution):

$$P_8 = P_A; X_8 = X_{6'}; \dot{m}_8 = \dot{m}_{6'}; h_8 = h_{6'} \quad (\text{détente isenthalpique})$$

$$T_8 = T_5 (X_8, h_8)$$

Les calculs des principales propriétés des différents points du cycle dans ce cas sont rassemblés dans le tableau III.4

Point du cycle	Nature du fluide	T (°C)	P (atm)	Débit (kg/s)	Concentration molaire x	Concentration massique X	h (kJ/kg)
Point 1	frigorigène	35	13,508	9,080.10 ⁻³	1	1	509,23
Point 2	frigorigène	5	5,1575	9,080.10 ⁻³	1	1	509,23
Point 3	frigorigène	5	5,1575	9,080.10 ⁻³	1	1	1610,05
Point 4	Solution riche	35	5,1575	3,851.10 ⁻³	0,379	0,366	84,555
Point 4'	Solution riche	35	13,508	3,851.10 ⁻³	0,379	0,366	85,537
Point 5	Solution riche	35	13,508	3,851.10 ⁻³	0,379	0,366	714,927
Point 6	Solution pauvre	125	13,508	1,293.10 ⁻²	0,115	0,109	251,29
Point 6'	Solution pauvre	125	13,508	1,293.10 ⁻²	0,115	0,109	63,836
Point 7	frigorigène	125	13,508	9,080.10 ⁻³	1	1	1878,7
Point 8	Solution pauvre	-	5,1575	1,293.10 ⁻²	0,115	0,109	63,836

Tableau III.4 : Principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O avec échangeur intermédiaire.

1) Débit du frigorigène :

Débit du frigorigène est $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_7$ donné par :

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_E}{h_3 - h_2} = \frac{10}{1610,5 - 509,23} = 9,080.10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

2) Puissance thermiques des différents échangeurs :

Bouilleur :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_B &= \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5 \\ &= 1,293.10^{-2}.251,29 + 9,080.10^{-3}.509,23 - 3,851.10^{-3}.714,927 \\ &= 5,120\text{kW} \end{aligned}$$

Absorbeur :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_A &= \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_4 h_4 \\ &= 9,080.10^{-3}.1610,5 + 1,293.10^{-2}.(-63,836) - 3,851.10^{-3}.84,555 \\ &= 13,472\text{kW} \end{aligned}$$

Condenseur :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_C &= \dot{m}_1 (h_7 - h_1) \\ &= 9,080.10^{-3} (1878,7 - 509,23) \\ &= 12,435\text{kW} \end{aligned}$$

3) Puissance mécanique de la pompe :

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{m}_4 (P_4' - P_4) v_4 \\ &= 3,851.10^{-3} (13,508 - 5,1575) 1,161.10^{-3} \\ &= 3,782.10^{-3} \text{ kW} \end{aligned}$$

4) calcul du coefficient de performance COP :

$$COP = \frac{9,080 \cdot 10^{-3} (1610,5 - 509,23)}{1,293 \cdot 10^{-2} \cdot 251,29 + 9,080 \cdot 10^{-3} \cdot 509,23 - 3,851 \cdot 10^{-3} \cdot 714,927 + 3,851 \cdot 10^{-3} (13,508 - 5,1575) 1,161 \cdot 10^{-3}}$$

$$= 1,951$$

5) calcul du rendement exergetique :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{COP}{COP_C}$$

Où :

$$COP_C = \frac{T_E}{T_C - T_E} \cdot \frac{T_B - T_C}{T_B} = \frac{278}{35 - 5} \cdot \frac{125 - 35}{398} = 2,095$$

D'où :

$$\eta_{\text{ex}} = 0,9315 = 93,15\%$$

III.3. Machine frigorifique solaire à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

La machine frigorifique solaire à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ étant le couplage entre une machine frigorifique et un capteur solaire plan, ses performances ou bien son COP_G est donné par :

$$COP_G = COP \cdot \eta_{CS} \quad (\text{III.10})$$

La surface de captation solaire A_{CS} est déterminée par la relation III.4, en faisant

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_B$$

$$A_{CS} = \frac{\dot{Q}_B}{I_G \cdot \eta_{CS}} \quad (\text{III.11})$$

III.3.1. Évaluation des performances d'une machine frigorifique solaire à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

a) Évaluation des performances avec un capteur à surface sélective vitrée :

D'après la relation (III.10) et (III.11) on trouve :

D'où :

$$COP_G = 1,325.0,372 = 0,493$$

Et :

$$A_{CS} = \frac{7543}{892.0,372} = 22,732\text{m}^2$$

b) Évaluation des performances avec un capteur à surface sélective sous vide :

$$COP_G = 1,325.0,555 = 0,735$$

Et :

$$A_{CS} = \frac{7543}{892.0,555} = 15,236\text{m}^2$$

III.3.2. Évaluation des performances d'une machine frigorifique solaire à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ avec échangeur intermédiaire

a) Évaluation des performances avec un capteur à surface sélective vitrée :

$$COP_G = 1,951.0,372 = 0,726$$

Et :

$$A_{CS} = \frac{5120}{892.0,372} = 15,430\text{m}^2$$

b) Évaluation des performances avec un capteur à surface sélective sous vide :

$$COP_G = 1,951.0,555 = 1,083$$

Et :

$$A_{CS} = \frac{5120}{892.0,555} = 10,342\text{m}^2$$

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Les machines de production de froid conventionnelles ont généralement des effets catastrophiques sur le globe terrestre, par l'utilisation d'énergies fossiles responsables des émissions de gaz à effet de serre en plus les fuites des fluides frigorigènes synthétiques de type CFC et HCFC et HFC qui sont inévitables au fonctionnement de ces systèmes. Afin de réduire ces effets néfastes sur l'environnement, les machines frigorifiques trithermes utilisant une source d'énergie gratuite telle que le soleil ou bien les rejets thermiques des processus industriels à moyenne température sont redevenues un sujet d'intérêt des chercheurs scientifiques dans le domaine de l'énergie et du froid.

Dans cette étude on a présenté la machine frigorifique à absorption liquide qui fait partie des machines trithermes. Elle utilise le frigorigène naturel (R717) comme soluté et l'eau comme solvant. Une étude détaillée de son cycle de fonctionnement et des outils nécessaires à l'évaluation de ses performances énergétiques a été réalisée.

Par la suite, pour des conditions compatibles avec un fonctionnement en conditionnement d'air, le cycle d'une machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ d'une puissance de 10 kW a été déterminé en utilisant les principes de conservation de la masse et de l'énergie ainsi que les lois générales de la thermodynamique. Son coefficient de performance COP et son rendement exergetique ont aussi été évalués respectivement à $COP = 1,325$ et $\eta_{ex} = 63,24\%$.

Par la suite, cette machine a été couplée à deux types de capteurs plans à surface sélective ; l'un vitré et l'autre sous vide. Le coefficient de performance global COP_G de la machine frigorifique solaire à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ a été évalué pour un rayonnement incident maximal de 892 W/m^2 et une température ambiante de 26°C mesurés le 10/09/2010 sur le site de Skikda à $COP_G = 0,493$ pour le capteur vitré et à $COP_G = 0,735$ pour le capteur sous vide.

Les surfaces de captation, des deux collecteurs solaires pour produire une puissance frigorifique de 10 kW ont aussi été calculées. Les résultats font ressortir que le capteur vitré nécessite une surface de captation plus grande que le capteur sous vide.

Afin d'améliorer le *COP* de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, un échangeur intermédiaire a été inséré sur les trajets des solutions pauvre et riche en frigorigène. Les résultats montrent une amélioration du *COP* et du *COP_G* supérieure à 47% . Ils montrent aussi une diminution de la surface de captation solaire de l'ordre de 32%.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES



- [1] Bulletin N°2002-1 Institut International du Froid historique (IIF).
- [2] Catherine Hildbr and, Olivier Cherbuin et Julien Mayor, La Réfrigération solaire à adsorption, Hes.so, 17 octobre 2005, consulté le 27 juillet 2010 en ligne [archive].
- [3] Maxime Duminil, Théorie des machines frigorifiques, Machine à compression mécanique B 9 730, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, fév.1996
- [4] Vrinat G. Production du froid. Technologie des machines industrielles. B 2 365, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, oct. 1991.
- [5] Maxime Duminil, Machine thermofrigorifiques, classification, B 9 734, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, Juillet.2002
- [6] D. Clodic, Palandre., inventaires des émissions des fluides frigorigènes pour l'année2002, MAD l'outil froid ISSN n° 1287-4574, 44, 2002, 38-46
- [7] JackPonton, « Azeotrope Databank » [archive], sur The Edinburgh Collection of Open Software for Simulation and Education, 10 September 2001 (consulté le 7 février 2010)
- [8] C. Coquelet., Etude des fluides frigorigènes mesures et modélisations, Thèse de doctorat, ECOLES DES MINES DE PARIS collège doctorale, France 2003.
- [9]Absorption Liquide - Machines trithermes (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : http://neveu.pierre.free.fr/enseignement/abs_liquide/cours.htm
- [10] PIERRE RAPIN, PATRICK JACQUARD Technologie des installations frigorifiques8ème édition DUNDO -2004.
- [11]Duminil Maxime. Machines thermo-frigorifiques, systèmes à éjection et à absorption. Be 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur.

- [12] Jean Castaing-Lasvignottes. Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide. Institut français du froid industriel, 2001. <http://jc.castaing.free.fr/jc.castaing@free.fr>
- [13] G. Feuerecker, J. Scharfe, I. Greiter, C. Frank and Georg Alefeld. Measurement of thermo-physical properties of aqueous at high temperatures and concentrations. AES, Vol 31, International Absorption Heat Pump Conference. ASME 1993.
- [14] Blanco P. Absorption heatpump performance for different types of solution, int J. of Refrig, 1984 vol.7, N°2, PP115-122.
- [15] Eisa, M.A.R et al. A study of the optimum interaction between the working fluid and absorbent in absorption heat pumpsystems.Heat Recovery system&CHP, 1987 vol.7, N°2, pp.107-117.
- [16] Holmberg, Petal. Alternative working fluids in heat transformers.ASHRAETrans, 1990 vol.96, pp.1582-1589.
- [17] Absorption ammoniac/eau : état de l'art. Hamid OUALI, Revue Générale du Froid, n° 996, pp 28-33, Aout-Septembre 1999.
- [18] Colibri-Storkkammonia absorption refrigeration and cooling Systems (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.colibri-stork.nl/>
- [19] Mad l'Outil Froid, dossier spécial « Climatisation au gaz », n°17 Décembre 1999.
- [20] L'hypermarché Leclerc de Meaux : du chaud et du froid au gaz naturel. Chauffage, Ventilation, Conditionnement d'air, Septembre 1998.
- [21] J. Castaing-Lasvignottes P. Neveu et P. Bonnet, Un groupe refroidisseur de liquide à absorption à l'IFFI, Revue Générale du Froid, n°1005, pp 29-38 (2000).
- [22] Srihirin P, Aphornratana S, A review of absorption refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5 (2001), 343–372.
- [23] Vliet GC, Law MB, Lithgow RA, Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, ASHRAE Trans1982; 88:811–22.
- [24] Kaushik SC, Chandra S. Computer modeling and parametricstudy of a double-effectgeneration absorption refrigeration cycle. Energy Convers Mgmt1985; 25(1): pp.9–14.

- [25] Garimella S, Christensen RN. Cycle description and performance simulation of a gas-firedhydraulicallycoupleddoubsonle-effect absorption heatpump system. ASE-Vol. 28, recent Research in Heatpump Design. ASME pub., 1992:7–14.
- [26] Devault RC, Marsala J. Ammonia-water triple-effect absorption cycle. ASHRAE Trans1990; 96:676–82.
- [27] Grossman G, Zaltash A, Adcock PW, Devault RC. Simulating a 4-effect absorption chiller, ASHRAE J., Jun., 1995; pp.45–53.
- [28] Ziegler F, Kahn R, Summerer F, Alefeld G. Multi-effect absorption chillers. Int J Refrig.1993;16(5):301–10.
- [29] KHADRAOUI, R. Modélisation de l'écoulement diphasique de l'ammoniac (R717) à travers un éjecteur d'une machine de climatisation tritherme. Mémoire de Magister :Université badji Mokhtar – Annaba, 2008.
- [30] CHABBI ABDE ALLAH. Evaluation des performances du cycle d'une machine frigorifique solaire aejecto-compression fonctionnent au R141b. Mémoire de Master : Université badji Mokhtar – Annaba, 2012.
- [31] B. J. HUANG, V. A. PETRENKO, I. YA. SAMOFATOV and N. A. SHCHETININASolar Energy Vol. 71, No. 4, pp. 269–274, 2001
- [32] Logiciel REFPROP®.