

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hassiba Ben Bouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie mécanique



Mémoire

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Énergétique

Présenté par :

HADJ MILOUD Fayssal

MADROUB Mohammed Amin

Thème :

Etude thermodynamique et dimensionnement d'une installation frigorifique à absorption solaire

Devant le jury : Le 24/09/2025

- Mr. BENBRIK Mohammed
- Pr. BRAIKIA Mohammed
- Dr. FOUKRACHE Mohammed
- Dr. BOUTABA Mohammed

President
Examineur
Examineur
Encadreur

Année Universitaire 2024/2025

REMERCIEMENTS

Remerciements et louange à **ALLAH** qui nous a donné la force, le courage, et l'espoir nécessaire pour accomplir ce travail et surmonter l'ensemble des difficultés.

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre encadreur Dr **BOUTABA Mohammed** pour son suivi et pour énorme soutien, qu'il n'a cessé de nous prodiguer tout au long de la période du projet.

J'adresse aussi mes remerciements aux membres
Des jurys pour avoir bien voulu examiner et juger ce travail

Notre gratitude va à tous les enseignants du département de génie mécanique de l'université Hassiba Benbouali Chlef.

Nos remerciements vont également à tout le personnel du département de génie mécanique. Que tous ceux qui ont participé, de près ou de loin, à l'élaboration de ce travail, trouvent ici l'expression de mes remerciements les plus sincères.

HADJ MILOUD Fayssal

MADROUB Mohamed Amine

DEDICACES

A mon cher Père

A ma chère Mère

A toute ma famille

HADJ MILOUD Fayssal

DEDICACES

A mon cher Père

A ma chère Mère

A toute ma famille

MADROUB Mohamed amine

ملخص

1. عملنا يتمثل في دراسة وتصميم (حساب الأبعاد) لآلة تبريد بالامتصاص (LiBr/H₂O). ولهذا الغرض، استُخدمت عدة علاقات تجريبية لتحديد أبعاد المنظومة بهدف إنجازها مستقبلاً. وقد تم الحصول على نتائج مرتبطة بقدرة تبريدية معينة.

الكلمات المفتاحية: آلة امتصاص، المبخر، المكثف، (LiBr-H₂O)

ABSTRACT

Our work consists of a study and sizing of an absorption refrigeration machine (LiBr/H₂O). For this purpose, several correlations were applied to determine the dimensions of the installation with a view to a future implementation. The results obtained correspond to a given cooling capacity.

Keywords : absorption machine, evaporator, condenser, (LiBr-H₂O)

RÉSUMÉ

Notre travail c'est une étude et dimensionnement d'une machine frigorifique à absorption (LiBr/H₂O) Pour cela nous avons utilisé plusieurs corrélations pour déterminer les dimensions de l'installation en vue d'une réalisation future. Les résultats obtenus ont pour une puissance frigorifique donnée.

Mots clés : machine à absorption, évaporateur, condenseur, (LiBr - H₂O)

Abréviations

COP_{th} : coefficient de performance théorique.

COP : coefficient de performance.

LiBr : Bromure de lithium.

NH_3 : ammoniaque.

H_2O : l'eau.

T_F : température de la source froide.

T_C : température de la source chaude.

W_P : travail de la pompe.

Q_E : quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Q_C : quantité de chaleur dégagée au niveau du condenseur.

Q_A : quantité de chaleur reçu par le générateur.

T_G : température de générateur.

T_A : température de l'absorbeur.

\dot{m} : débit massique du réfrigérant = $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$

\dot{m}_C : débit de la solution riche en absorbant = $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$

\dot{m}_D : débit de la solution diluée (réfrigérant + absorbant) = $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$

X_C : fonction massique de l'absorbant dans la solution riche ou concentrée
= $X_4 = X_5 = X_6$

X_D : fonction massique de l'absorbant dans la solution diluée = $X_1 = X_2 = X_3$

Liste des symboles

- A**: Air de surface d'échange (m^2)
- Cp** : Chaleur spécifique ($kJ/kg \cdot K$)
- D**: Diamètre (m)
- di** : Diamètres intérieurs (m)
- de** : Diamètres extérieurs (m)
- e** : Épaisseur de la paroi (m)
- G** : vitesse massique ($kg/m^2 \cdot s$)
- h** : Enthalpie spécifique (kJ/kg)
- he** : Coefficient d'échange thermique externe (convection) ($W/m^2 \cdot C$)
- he** : Coefficient de transfert de chaleur (W/m^2K)
- m'** : Débit massique (kg/s)
- Nu** : Nombre de Nusselt
- Nt** : Nombre des tubes
- Pr** : Nombre de PRANDLT
- p** : Pression atmosphérique (kPa)
- Re** : Nombre de Reynolds
- U** : Coefficient d'échange global ($W/m^2 \cdot C$) *UT* :
- X** : Concentration du LiBr dans la solution de LiBr-H₂O (%)
- ΔT_{lm}** : Différence de température logarithmique moyenne ($^{\circ}C$)
- δ** : Angle de déclinaison($^{\circ}$)
- ε** : Émission hémisphérique de la surface
- η** : Rendement du capteur
- θ** : Angle d'incidence solaire ($^{\circ}$)
- μ** : Viscosité dynamique ($Pa \cdot s$)
- ρ** : Masse volumique (kg/m^3)

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES

Introduction générale		1
Chapitre1 : Généralités sur les systèmes de production de froid		
	Introduction	3
1.1.1	Histoire du développement de la réfrigération	3
1.1.2	Confort thermique et réglementation	4
1.1.3	La climatisation	4
1.2	Les principes généraux de production de froid	4
1.2.1.	Dissolution d'un sel dans de l'eau ou la glace	4
1.2.2.	Détente d'un gaz comprimé	5
1.2.3.	Évaporation, fusion, sublimation	6
1.2.4.	Refroidissement thermoélectrique par effet Peltier	6
1.2.5.	Désaimantation magnétique	7
1.3	Applications des systèmes de production de froid	7
1.4	Les systèmes de production de froid	7
1.4.1.	Systèmes à compression	7
1.4.1.1	Fonctionnement général des systèmes frigorifiques à compression	8
1.4.2	Les systèmes de production de froid par sorption	9
1.4.2.1	Le système à absorption	10
1.4.2.2	Le système à adsorption	11
1.4.3	Etude comparative entre le système à absorption et le système à adsorption	12
1.4.4	Intégration de l'énergie solaire dans les systèmes de production de froid	13
1.5	Avantages et inconvénients du système de refroidissement par absorption	14
1.5.1	Les avantages	14
1.5.2	Les inconvénients	14

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE 2 : Etude du système de refroidissement à absorption		
Introduction		15
2.1	Historique des machines frigorifiques à absorption	15
2.2	Le marché des installations frigorifiques à absorption	16
2.3	Présentation d'une installation frigorifique à absorption	16
2.3.1	Fonctionnement détaillé de la machine frigorifique à absorption	18
2.3.2	Les solutions binaires utilisées dans les machines à absorption	20
2.3.3	Performances et choix des fluides	21
2.3.4	Avantages et inconvénients des machines à absorption	21
2.4	Cycles frigorifiques à absorption à plusieurs effets	22
2.5	Quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption	24
Chapitre 3 : Cycle thermodynamique et bilan énergétique du système à absorption		
Introduction		27
3.1	Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution	27
3.1.1	Les diagrammes thermodynamiques utilisés	27
3.1.2	Evolution des paramètres thermodynamiques durant le cycle à absorption	29
3.2	Bilans massiques et enthalpiques des différents éléments de l'installation	30
3.2.1	Hypothèses et considérations pratiques	30
3.2.2	Bilans partiels au niveau du générateur	31
3.2.3	Bilans partiels au niveau du condenseur	31
3.2.4	Bilans partiels au niveau de l'évaporateur	31
3.2.5	Bilans partiels au niveau de l'absorbeur	32
3.2.6	Bilans partiels au niveau de la pompe de circulation	32
3.2.7	Bilans partiels au niveau du récupérateur	32

TABLE DES MATIERES

3.2.8	Bilans partiels au niveau du détenteur	33
3.2.9	Bilans partiels au niveau du détenteur B	33
3.3	Détermination des paramètres thermodynamiques du cycle de l'installation	33
3.3.1	Détermination des pressions de fonctionnement	33
3.3.2	Détermination des concentrations en bromure lithium	34
3.3.3	Détermination des différentes températures et enthalpies du cycle	35
3.3.4	Détermination du débit du réfrigérant	36
3.3.5	Détermination des débits de la solution riche et de la solution diluée	36
3.4	Estimation des performances de l'installation	36
3.4.1	Le coefficient de performance COP	36
3.4.2	Le coefficient de performance de Carnot	37
3.4.3	Le rendement thermodynamique	37
3.4.4	Le taux de circulation	37
Conclusion		37
CHAPITRE 4 : Dimensionnement des composants de la machine à absorption		
4.1	Introduction	38
4.2	Configuration du réfrigérateur	38
4.3	Etude thermodynamique	39
4.3.1	Conditions préliminaires	39
4.3.2	Pressions de fonctionnements	40
4.3.3	Concentrations du LiBr	40
4.3.4	Débit massique	40
4.4.1	Dimensionnement du générateur	42
4.4.2	Dimensionnement de L'absorbeur	44
4.4.3	Dimensionnement de L'évaporateur	47
4.4.4	Dimensionnement de Condenseur	50

TABLE DES MATIERES

	Conclusion générale	52
	Références bibliographiques	53

Liste des figures

Chapitre 1 :

- Figure 1.1 : Schéma d'une installation frigorifique à compression de gaz.....(6)
- Figure 1.2 : Cycle thermodynamique d'une installation frigorifique dans le Diagramme (H, P).....(7)
- Figure 1.3 : Schéma de principe d'une installation à absorption.....(9)
- Figure 1.4 : Schéma de principe simplifié d'un système à adsorption.....(10)
- Figure 1.5 : Schéma d'une installation de refroidissement à absorption utilisant un capteur solaire thermique.....(12)

Chapitre 2 :

- Figure 2.1 : Les ventes des réfrigérateurs à absorption aux États-Unis et au Japon.....(14)
- Figure 2.2 : Structure d'une machine frigorifique à absorption.....(15)
- Figure 2.3 : Schéma simplifié d'un générateur.....(16)
- Figure 2.4 : Schéma de principe de fonctionnement du condenseur.....(16)
- Figure 2.5 : Principe de travail de l'évaporateur.....(17)
- Figure 2.6 : Schéma simplifié de l'absorbeur.....(17)
- Figure 2.7 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à trois niveaux de pression..... (20)
- Figure 2.8 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux de pression..... (20)
- Figure 2.9 : Cycle frigorifique à absorption à triple effet opérant à quatre niveaux de pression..... (21)

Chapitre 3

- Figure 3.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.....(26)
- Figure 3.2 : Diagramme de Dühring ou d'Oldham pour une machine à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de Lithium.....27
- Figure 3.3 : Diagramme de Merkel-Bosnjakovic Enthalpie/température/ concentration en eau pour le cycle frigorigène de LiBr/H₂O.....28
- Figure 3.4 : Schéma simplifié de l'installation frigorifique à absorption.....29

Liste des figures

Chapitre 4

Figure 4.1 – Schéma global du système.....	37
Figure 4-2 : représentation des points caractéristique du cycle a absorption diagramme d’Oldham, couple H2O/LiBr.....	39
Figure 4.3 : Dessin qualitatif du générateur.....	40
Figure 4.4 – Dessin qualitatif de l’absorbeur.....	42
Figure 4.5: Dessin qualitatif de l’évaporateur.....	45
Figure 4.6 : Dessin qualitatif du condenseur.....	48

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : solutions binaires couramment utilisées dans la réfrigération par absorption.

Tableau 3.1 : des valeurs thermodynamiques du cycle de l'installation

Introduction

INTRODUCTION GENERALE

La demande croissante en énergie, conjuguée aux impacts environnementaux liés à l'usage des combustibles fossiles, incite de plus en plus à l'adoption de solutions énergétiques durables. Le secteur de la climatisation, particulièrement énergivore dans les régions chaudes, est au cœur de ces préoccupations. Les systèmes classiques, majoritairement électriques, sont à l'origine d'une forte consommation d'énergie, notamment en période estivale, et contribuent aux émissions de gaz à effet de serre.

Dans le domaine du génie énergétique, l'intégration des énergies renouvelables, notamment l'énergie solaire, constitue une voie prometteuse pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire l'empreinte carbone des systèmes de climatisation. Parmi les différentes technologies émergentes, les systèmes de climatisation par absorption solaire se démarquent par leur capacité à produire du froid à partir d'une source thermique, en exploitant l'énergie solaire thermique.

Ces systèmes fonctionnent selon un cycle thermochimique mettant en jeu un couple absorbant-réfrigérant. L'un des plus utilisés est le couple **eau – bromure de lithium (H₂O – LiBr)**. Dans cette configuration, l'eau joue le rôle de fluide frigorigène, tandis que le bromure de lithium, un sel fortement hygroscopique, agit comme absorbant. Ce couple se distingue par sa fiabilité, sa non-toxicité relative, son efficacité dans les applications à température modérée et sa compatibilité avec les capteurs solaires thermiques à basse ou moyenne température.

L'intérêt technologique de ce système réside dans sa simplicité de fonctionnement, sa faible consommation électrique (limitée à des auxiliaires comme les pompes) et son potentiel de valorisation de la chaleur solaire, souvent disponible au moment où la demande en froid est la plus forte. Sur le plan économique, il offre des perspectives de réduction des coûts d'exploitation à moyen et long terme, tout en répondant aux exigences de durabilité et d'indépendance énergétique.

La problématique abordée dans ce mémoire est la suivante : *Dans quelle mesure un système de climatisation solaire à absorption utilisant le couple eau – bromure de lithium peut-il constituer une solution énergétique performante, durable et adaptée aux zones à fort ensoleillement ?*

Pour y répondre, ce travail de recherche poursuit les objectifs suivants :

INTRODUCTION

- Analyser le cycle thermodynamique du système à absorption H₂O – LiBr alimenté par énergie solaire ;
- Évaluer les performances énergétiques du système en fonction de différents paramètres (température de la source chaude, conditions climatiques, efficacité des capteurs solaires, etc.) ;
- Identifier les leviers d'optimisation et les perspectives d'intégration dans les réseaux énergétiques durables.

Ce mémoire s'inscrit donc dans une démarche d'innovation en génie énergétique, visant à promouvoir des technologies propres, efficaces et adaptées aux enjeux énergétiques actuels.

Pour ce faire le présent mémoire est structuré en quatre chapitres :

- Chapitre1 : Généralités sur les systèmes de production de froid.
- Chapitre2 : Etude du système de refroidissement à absorption.
- Chapitre3 : Cycle thermodynamique et bilan énergétique du système à absorption.
- Chapitre4 : Dimensionnement des composants de la machine à absorption.

Et enfin une conclusion pour présenter qualitativement les résultats obtenus ainsi les possibilités de développement de ce travail.

Chapitre 1 :
Généralités sur les
systèmes de production de
froid.

Introduction

Le potentiel énergétique de l'Algérie est très important. En moyenne annuelle, il dépasse les 5 kWh/m²/jour au nord pour atteindre les 7 kWh/m²/jour au sud [1], il est donc important d'exploiter ce gisement libre et non polluant dans le domaine du confort thermique et de la production de froid, notamment dans les zones rurales isolées.

Pour les pays en développement avec un ensoleillement favorable, en particulier dans les zones hors réseau, l'intégration de l'énergie solaire dans les systèmes de climatisation et de production de froid semble être une voie prometteuse pour améliorer les conditions de vie sociales et économiques des habitants de ces zones.

Les systèmes de froid et de climatisation classique sont d'une part des systèmes énergivores consommant d'importantes quantités d'énergie, ils sont habituellement alimentés par l'énergie électrique produite à partir de produits fossiles polluants (pétrole, gaz naturel, charbon), et d'autre part ils utilisent comme fluide caloporteur les fluides frigorigènes nuisibles à l'environnement, car considérés comme parmi les responsables de la destruction de l'ozone et du réchauffement climatique.

Les travaux de recherche et d'ingénierie se sont orientés vers l'élaboration et l'amélioration de système moins énergivores et écologique, en intégrant d'une part les énergies renouvelables et d'autre part des fluides caloporteurs moins polluants et écologiques.

1.1.1 Histoire du développement de la réfrigération

En 1851, un imprimeur écossais nommé James Harrison découvrit que l'éther refroidissait le métal des caractères en s'évaporant. Il eut alors l'idée de compresser l'éther à l'état gazeux à l'aide d'une pompe afin de le rendre liquide puis de le laisser redevenir gazeux en provoquant un refroidissement. Mais cette méthode mit James Harrison en faillite en 1860 car la glace importée d'Amérique par bateau était bien moins coûteuse.

Dans l'industrie frigorifique le froid est presque toujours produit par la vaporisation d'un liquide dont les vapeurs sont ensuite condensées à la température ambiante sous pression. L'éther éthylique utilisé à l'époque représenté un véritable danger. Les pionniers de la réfrigération se sont alors tournés vers l'utilisation d'un mélange liquide binaire. La solution est de chauffer un mélange pour en libérer son composant le plus volatil. Les vapeurs produites sont ensuite absorbées par le liquide appauvri et refroidie.

C'est ce procédé que le retrouve dans la première machine à glace fabriquée par Ferdinand Carré qui utilisait un mélange binaire d'eau et d'ammoniac.

1.1.2 Confort thermique et réglementation

Bien qu'il n'y ait pas de définition légale précise, le confort thermique est un enjeu important dans divers domaines, notamment en matière de sécurité au travail et de construction. Le Code du travail, par exemple, stipule que l'employeur doit prendre des mesures pour assurer une ambiance thermique adaptée à l'activité physique des travailleurs. Des normes et recommandations existent pour guider la conception et l'aménagement des locaux et des bâtiments afin d'optimiser le confort thermique, comme la norme ISO 7730.

1.1.3 La climatisation

La climatisation est la technique qui consiste à modifier, contrôler et réguler les conditions climatiques (température, humidité, niveau de poussières, etc.) d'un local pour des raisons de confort (bureaux, maisons individuelles) ou pour des raisons techniques (laboratoires médicaux, locaux de fabrication de composants électroniques, blocs opératoires, salles informatiques).

Les principales caractéristiques modifiées, contrôlées ou régulées sont :

❖ **Le degré de pollution de l'air ambiant** : renouvellement, soit par extraction forcée de l'air hors du local, soit par introduction forcée d'air neuf dans le local, soit par renouvellement partiel de l'air ambiant pollué.

❖ **La température de l'air** : modification en fonction des saisons (chauffer ou réfrigération),

❖ **Le degré d'hygrométrie de l'air traité** : par humidification ou déshumidification.

1.2. Les principes généraux de production de froid

Les principes de production de froid sont nombreux et variés, on peut citer les plus utilisés tels que :

1.2.1. Dissolution d'un sel dans de l'eau ou la glace

Certains corps solides, tout particulièrement les sels, mis en solution dans de l'eau ou dans une phase liquide provoque une réaction chimique fortement

endothermique qui induit un abaissement important de la température. C'est le cas des corps suivants :

- ❖ Chlorure de calcium en solution (2.5/1 en masse de chlorure de calcium/eau) provoque une réduction de 34°C de la température (dans un milieu sans échange avec l'ambiance).
- ❖ Nitrate d'ammonium en solution (1/1 en masse de nitrate d'ammonium/eau) provoque une chute de température de 25°C ;
- ❖ Sulfate de soude en solution dans l'acide chlorhydrique (1/1 en masse de sulfate de soude/eau) provoque une chute de 28°C.

Des températures plus basses peuvent être atteintes lorsque l'on mélange des sels avec une phase solide comme la glace : lors de ce mélange, la température de fusion est fortement abaissée et ainsi la chaleur de fusion de la glace sert au refroidissement du mélange. Ce principe de production de froid reste très peu utilisé principalement du fait de son irréversibilité. Toutefois certains dispositifs de sécurité, pour le refroidissement de pièces ou d'ambiance, sont basés sur ce principe.

1.2.2. Détente d'un gaz comprimé

Dans ce mode de production de froid, on utilise l'abaissement de la température d'un gaz que l'on détend. On doit distinguer pour l'analyse de ces procédés différents types de détente :

- ❖ La détente avec production de travail extérieur est utilisée dans les machines frigorifiques à compression de gaz, ce qui est le cas pour la liquéfaction de gaz comme l'air, pour la production frigorifique à basse température suivant un cycle de Joule-Brayton ou de Stirling.
- ❖ La détente par laminage (réalisée dans un robinet détendeur ou un orifice ou un capillaire), connue sous le nom de détente Joule-Thomson, c'est une transformation isenthalpique (pas d'échange de travail ni de chaleur avec le milieu extérieur), aux températures ordinaires et pour tous les gaz (à l'exception de l'hydrogène), une détente du gaz se traduit par une chute de température.
- ❖ Détente dans un champ centrifuge : le dispositif utilisé désigné communément par tube de Ranque (du nom de l'inventeur français qui a mis cet effet en évidence) est constitué d'une tuyère et d'un tube principal.

Ces procédés sont généralement limités à des applications très spécifiques (refroidissement localisé de pièces mécaniques) caractérisées par des besoins de faibles puissances frigorifiques. Le coefficient de performance (production frigorifique/ énergie de détente du gaz) de ces équipements est en effet très médiocre.

1.2.3. Évaporation, fusion, sublimation

Le changement d'état d'un corps peut constituer une transformation fortement endothermique : C'est le cas bien entendu de l'évaporation, de la fusion ou de la sublimation (solide vers vapeur). Ces transformations qui mettent en œuvre des transferts de chaleur latente de vaporisation, de fusion et de sublimation sont à la base des procédés de production de froid les plus courants.

Ce principe est largement utilisé que ce soit en réfrigération avec circuit ouvert ou fermé :

❖ **Circuit fermé** : Ces procédés utilisant l'évaporation d'une phase liquide d'un fluide suivent un cycle à compression, à absorption ou adsorption.

❖ **Circuit ouvert** : les fluides retenus sont largement conditionnés par les niveaux de températures recherchés : on peut ainsi utiliser l'évaporation de l'azote liquide (chaleur de vaporisation à la pression atmosphérique = 200 kJ/kg à la température de -196°C), la sublimation de la glace carbonique (chaleur de sublimation = 500 kJ/kg à la pression atmosphérique et à la température de -78,6°C), la fusion de la glace (chaleur de fusion = 340 kJ/kg à la pression atmosphérique et à la température de 0°C), l'évaporation de l'eau sous vide (chaleur de vaporisation = 2000 kJ/kg à 0°C).

1.2.4. Refroidissement thermoélectrique par effet Peltier

Si on fait circuler un courant électrique à travers un circuit hétérogène constitué par une série de barreaux semi-conducteurs placés entre deux jonctions conductrices, on constate un refroidissement de l'une des jonctions et un réchauffement de l'autre. Cet effet est réversible selon le sens du courant. Il ne fonctionne donc qu'avec du courant continu. Si l'on maintient la face chaude à température constante par échange thermique avec le milieu ambiant, on peut avoir une production frigorifique sur la face froide.

Les semi- conducteurs doivent être choisis de telle sorte que :

❖ leur force thermoélectrique soit élevée.

❖ leur conductivité électrique soit élevée pour limiter les pertes par effet Joule dues aux intensités élevées qui les traversent.

❖ leur conductivité thermique soit faible pour limiter les transferts conductifs entre la face chaude et la face froide.

Les métaux purs ne présentent pas les qualités suffisantes pour la réalisation de thermo-éléments. Les matériaux présentant des caractéristiques intéressantes sont peu nombreux : les corps retenus sont intermédiaires entre un conducteur et un isolant électrique.

1.2.5. Désaimantation magnétique

Certaines substances paramagnétiques placées sous champ magnétique et soumises ensuite à une désaimantation de type adiabatique se refroidissent. Cette propriété est utilisée à très basse température (proche du zéro absolu) lorsque les procédés habituels de refroidissement par abaissement de la pression sur un liquide en ébullition (He^{+4} ou He^{+3}) ne sont plus utilisables.

Ces techniques sont essentiellement réservées au domaine de la recherche en physique mais elles connaissent depuis quelques années un regain d'intérêt pour des températures proches de l'ambiante grâce à l'usage de nouveaux matériaux.

1.3 Applications des systèmes de production de froid :

Les systèmes de production de froid sont utilisés dans de nombreux domaines, notamment dans :

- ❖ **Réfrigération domestique :** Réfrigérateurs, congélateurs.
- ❖ **Climatisation :** Systèmes de climatisation dans les bâtiments.
- ❖ **Froid industriel :** Réfrigération des aliments, stockage des produits.
- ❖ **Science :** Réfrigération de laboratoires, stockage de produits sensibles.

1.4 Les systèmes de production de froid

Les systèmes de production de froid, ou systèmes frigorifiques, sont des appareils qui permettent de créer et de maintenir des températures basses. Ces systèmes peuvent être classés en plusieurs catégories, selon leur fonctionnement et leur utilisation (domestique, industriel, etc.).

Les systèmes de production de froid les plus utilisés sont :

1.4.1. Systèmes à compression

Une installation frigorifique à compression est un système qui utilise un fluide frigorigène qui change d'état (liquide à gaz et vice versa) pour transférer de la chaleur

d'un endroit froid (l'évaporateur) vers un endroit chaud (le condenseur). Le fluide est comprimé par un compresseur, puis condensé, détendu, et enfin évaporé à nouveau dans l'évaporateur, ce qui permet de maintenir une basse température dans l'espace à refroidir.

1.4.1.1 Fonctionnement général des systèmes frigorifiques à compression

Les installations frigorifiques à compression fonctionnent selon un cycle fermé, un fluide frigorigène appelé aussi réfrigérant subit des transformations thermodynamiques et des changements d'état dans les divers composants de l'installation suivants :

- ❖ **Le compresseur** : Il comprime le fluide frigorigène gazeux provenant de l'évaporateur, ainsi le fluide frigorigène se trouve à l'état gazeux et à haute pression et température.
- ❖ **Condenseur** : Le fluide frigorigène à haute pression et haute température se refroidit et se condense, libérant de la chaleur dans l'environnement extérieur.
- ❖ **Détendeur** : Le détendeur réduit la pression et la température du réfrigérant, ainsi le fluide frigorigène sort du détendeur à une basse pression et une basse température
- ❖ **Évaporateur** : Le fluide frigorigène liquide s'évapore à basse pression et basse température en absorbant la chaleur du milieu à refroidir.

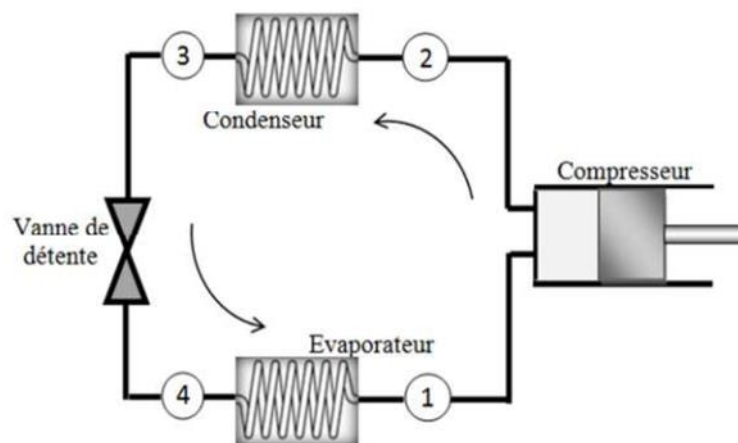


Figure 1.1 : Schéma d'une installation frigorifique à compression de gaz.

Afin d'assurer un bon fonctionnement de l'installation frigorifique les vapeurs sont surchauffées à la sortie de l'évaporateur (7→1), désurchauffées à l'entrée du condenseur (2→3) et sous-refroidies à la sortie du condenseur (4→5).

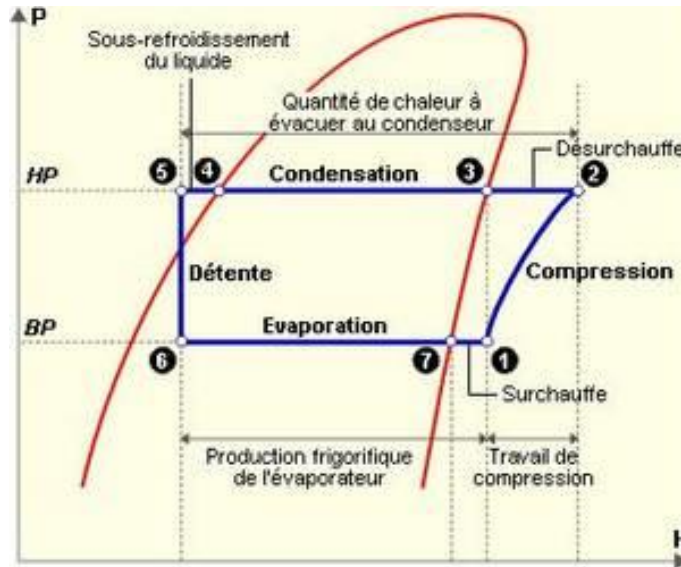


Figure 1.2 : Cycle thermodynamique d'une installation frigorifique dans le diagramme (H, P).

1.4.2 Les systèmes de production de froid par sorption

Les systèmes de réfrigération à sorption entraînés par une source de chaleur à basse température ont été développés comme une alternative économique et respectueuse de l'environnement, la consommation de l'énergie mécanique de ces systèmes est très réduite par le fait de l'utilisation d'une pompe de recirculation au lieu d'un compresseur et les fluides frigorigènes classiques sont remplacés par des solutions binaires ne causant aucun dégât à l'environnement.

Les recherches ont montré que l'énergie solaire est une bonne solution qui peut remplacer les énergies fossiles ou électrique, dans tous ces systèmes, et ils peuvent fonctionner avec de la chaleur à basse température à partir de différentes sources telles que la chaleur résiduelle ou l'énergie solaire.

Un grand nombre d'applications pour les systèmes de refroidissement à sorption ont été vues dans les pays développés et en développement, tels que :

- ❖ Le stockage et conservation des vaccins et des produits médicaux.
- ❖ La conservation des aliments et des aliments dans les zones désertiques loin des réseaux électriques urbains.

- ❖ La réfrigération, la climatisation, le refroidissement et production de l'eau glacée etc...

1.4.2.1 Le système à absorption

Une machine à absorption à simple effet fonctionne de la même manière qu'un système frigorifique à compression traditionnel, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à des températures plus élevées (production de chaud ou rejet de chaleur) sauf que le compresseur mécanique de l'installation traditionnelle est compensé par un compresseur thermochimique et le fluide frigorigène est remplacé par une saumure (mélange binaire).

Le refroidisseur à absorption est donc composé essentiellement de :

- ❖ **un bouilleur ou générateur de vapeur**
- ❖ **un condenseur**
- ❖ **un détendeur**
- ❖ **un évaporateur**
- ❖ **un absorbeur**

Et une ou deux pompes pour les transferts de solution, des échangeurs (récupérateurs) de chaleur ainsi que la tuyauterie et les systèmes de régulation.

Dans ces machines frigorifiques à absorption on trouve les modèles dits « ouverts » où le bouilleur et le condenseur d'une part et l'évaporateur et l'absorbeur d'autre part, sont placés dans des enceintes distinctes. On trouve également des unités « hermétiques » où les quatre organes principaux bien que pressurisés différemment sont regroupés dans la même enveloppe.

Le fluide de travail utilisé dans le système à absorption est une solution contenant un fluide de réfrigération (un réfrigérant) et un absorbant. L'apport de chaleur à cette solution au niveau du bouilleur ou générateur de vapeur produit une évaporation du réfrigérant, qui se sépare du mélange en abandonnant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur, où elle se liquéfie en cédant de la chaleur, l'ensemble générateur-condenseur constitue la partie haute pression du système. Le réfrigérant liquide accumulé dans le condenseur à haute pression est ensuite détendu dans un détendeur et acheminé vers un évaporateur à basse pression. L'énergie

nécessaire à la vaporisation est empruntée au milieu à refroidir ou au fluide frigoporteur circulant dans l'évaporateur qui va bien évidemment être refroidi.

Après évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur et extraction de chaleur du milieu à refroidir, la vapeur du réfrigérant pénètre dans l'absorbeur et se recombine avec le mélange pauvre en réfrigérant en provenance du générateur. Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur.

La solution résultante, riche en réfrigérant, est recueillie au fond de l'absorbeur et pompée dans le générateur. La pompe de circulation assure la différence de pression voulue dans le système.

Lorsque la température de la source froide est supérieure à 5°C (domaine de la réfrigération positive et la climatisation) le couple eau/bromure de lithium est couramment utilisé. La source chaude a une plage de température de 80 à 100 degrés Celsius. Le coefficient de performance thermique COP_{th} est d'environ 0,7 dans les conditions de fonctionnement idéales.

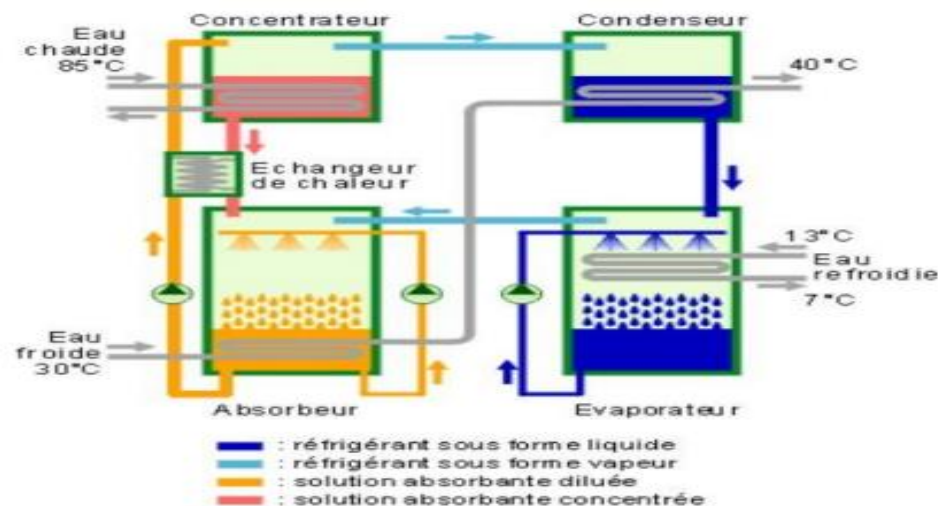


Figure 1.3 : Schéma de principe d'une installation à absorption.

1.4.2.2 Le système à adsorption

L'adsorption se produit lorsqu'un gaz ne se dépose pas dans un liquide mais plutôt sur une substance très poreuse, cette capacité des matériaux tels que les gels de silice ou les zéolithes est employée dans les machines pour réaliser un cycle de refroidissement en les couplant avec de la vapeur d'eau.

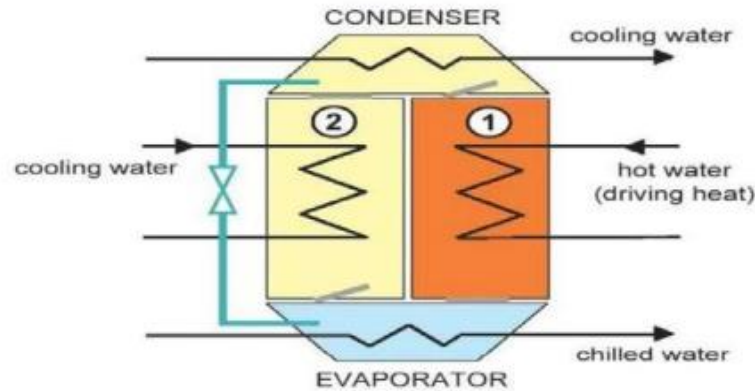


Figure 1.4 : Schéma de principe simplifié d'un système à adsorption.

L'utilisation de matériaux solides nécessite une action cyclique et discontinue, semblable à l'absorption. La source chaude chauffe alternativement deux masses de matériaux adsorbants pour désorber à la vapeur d'eau qui se condense alors dans le condenseur. L'eau est ensuite évaporée dans l'évaporateur, ce qui entraîne la production de froid, la vapeur d'eau s'adsorbe alors sur le matériau adsorbant, relançant le cycle.

Les machines d'adsorption en sont encore à leurs balbutiements, se concentrant sur les applications de forte puissance à partir de 70 KW environ et le COP_{th} est de l'ordre de 0,6.

Des recherches sont actuellement en cours pour améliorer le caractère cyclique de ces matériaux, qui provoque de nombreuses instabilités, ainsi que leur compacité et leur densité de puissance.

1.4.3 Etude comparative entre le système à absorption et le système à adsorption

Les systèmes de refroidissement par absorption tels que ceux utilisant $LiBr/H_2O$ ou H_2O/NH_3 comme couple de travail présentent de nombreux avantages pour des applications spécifiques, ils donnent une meilleure efficacité du système de refroidissement par rapport aux systèmes d'adsorption, cependant, ces systèmes présentent également de nombreuses limitations dans les conditions de fonctionnement, le grand avantage des systèmes d'adsorption plus de ceux d'absorption est qu'elles peuvent fonctionner sans pièces mobiles, ayant des coûts inférieurs, puis de l'entretien, autres avantages en comparaison avec les systèmes de compression sont : construction simple respectueux de l'environnement et silencieux.

1.4.4 Intégration de l'énergie solaire dans les systèmes de production de froid

L'intégration des énergies renouvelables dans le secteur de l'énergie et de l'industrie est devenue une nécessité pour les raisons économiques, écologiques et environnementales. Les systèmes de production de froid et de climatisation n'échappent pas à cette initiative, en effet l'utilisation des panneaux photovoltaïques est devenue courante pour alimenter les compresseurs et les pompes de circulation des installations frigorifiques à compression.

L'énergie solaire thermique est aussi utilisée dans les systèmes à absorption, en effet l'efficacité des équipements d'absorption a été grandement améliorée, l'utilisation des capteurs solaires à concentration de rayonnement solaire combinés à des machines à double effet ont conduit à atteindre des valeurs de COP_{th} de 1 à 1,2 avec des températures de génération de l'ordre de 130°C à 160°C. Ces machines à double effet à énergie solaire sont une application très pratique et impressionnante en termes d'efficacité.

Aujourd'hui, on assiste à de nombreux travaux de recherche et de développement sur de petits dispositifs à absorption fonctionnant à l'énergie solaire et destinés au marché domestique.

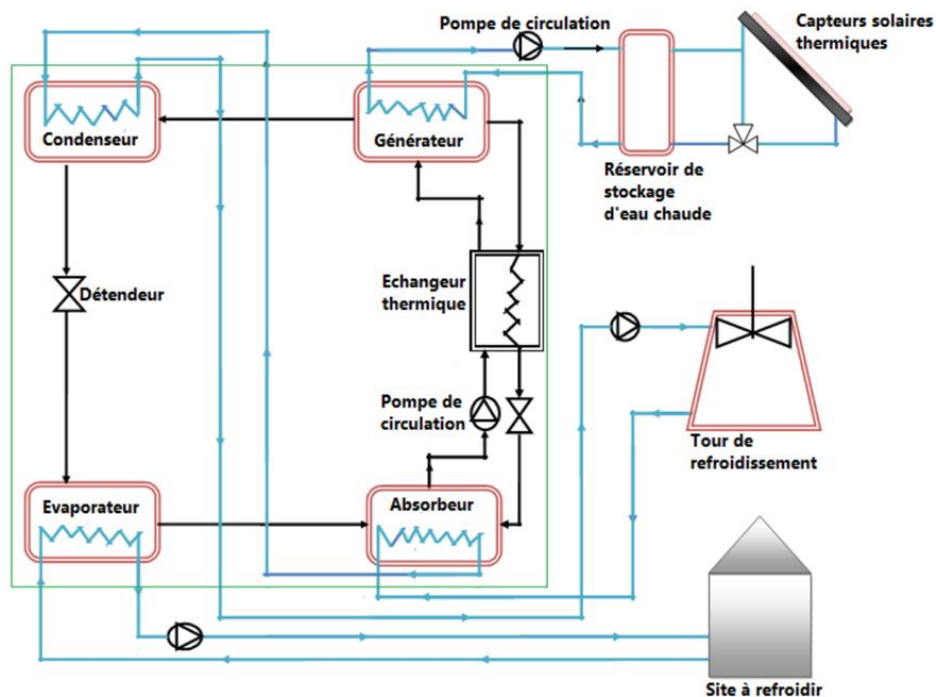


Figure 1.5 : Schéma d'une installation de refroidissement à absorption utilisant un capteur solaire thermique.

1.5 Avantages et inconvénients du système de refroidissement par absorption

1.5.1 Les avantages

- ❖ Pas de fluide frigoporteur nocif pour l'environnement.
- ❖ Pas de compression mécanique (et peu de pièces en mouvement) donc limitation du bruit et des vibrations.
- ❖ Maintenance simplifiée.
- ❖ Coût énergétique intéressant par rapport à la consommation électrique.
- ❖ Fiabilité et durée de vie (les machines à absorption ont une durée de vie estimée de 25 à 30 ans) ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique).
- ❖ Le poids et l'encombrement sont limités

1.5.2 Les inconvénients

- ❖ Coefficient de performance variable et rendement inférieur à celui des machines à compression.
- ❖ Le liquide absorbant utilisé peut se cristalliser et rendre le circuit non opérationnel.

Chapitre 2 :
Etude du système
de refroidissement à
absorption.

Introduction

Dans le présent chapitre on va présenter en détail les différents types des installations de refroidissement à absorption et le mode de fonctionnement ainsi que le rôle de chaque composant et les différentes lois et diagrammes qui régissent ces installations.

2.1 Historique des machines frigorifiques à absorption

L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est née durant les années 1859,1860, grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniacque (frigorigène), eau (absorbant).

En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre. Le brevet de Carré prévoyait deux types de machines pour la Production de la glace : une à faible puissance et à fonctionnement intermittent et une autre plus puissante à cycle continu.

A partir de 1880, Linde « Linde's Ice Machine Company » a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui Commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 20, toujours avec le mélange eau-ammoniac grâce aux améliorations proposées par Altenkich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et théorique. Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium ($H_2O/LiBr$), où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est depuis largement utilisée en climatisation. Cependant le marché du système à absorption a connu un repli aux années 50 dû au développement des machines à compression possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures. Dès 1960 une industrie Japonaise de climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964.

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz. Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenue un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance et de développe-

ment pour les pompes à chaleur, dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement.

2.2 Le marché des installations frigorifiques à absorption

Les machines frigorifiques à absorption constituent un sujet de recherche et d'actualité. Elles présentent une alternative intéressante en raison de la pureté de la solution et elles éliminent le problème de pollution de l'environnement par les composés chloro-fluorés.

Le Japon, à cause du besoin des ressources naturelles, a développé sous le contrôle du gouvernement un programme de recherche dans le domaine des systèmes à absorption. Les constructeurs Japonais sont les premiers au monde dans ce domaine. Le nombre d'installations des réfrigérateurs à absorption vendus en 1996 a dépassé les 6600 unités ce qui représente un record mondial, figure (2.1)

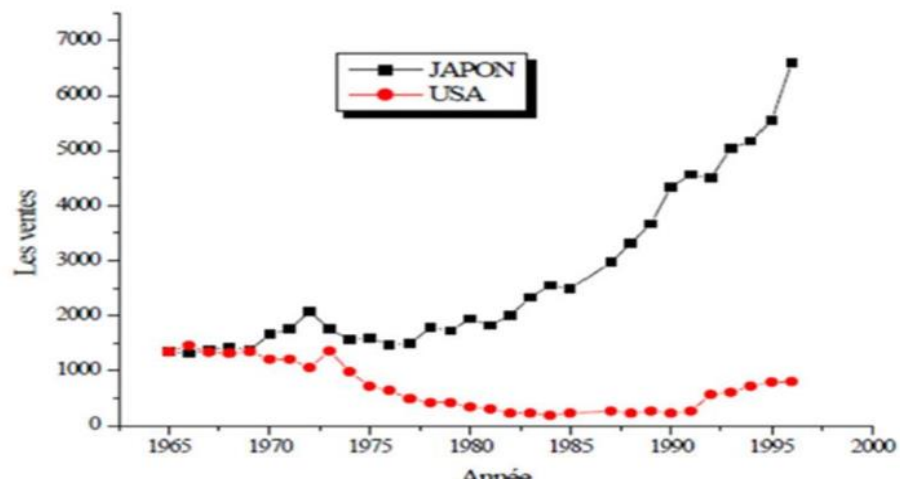


Figure 2.1 : Les ventes des réfrigérateurs à absorption aux États-Unis et au Japon.

La Corée est le 3^{ème} producteur mondial de groupes à absorption, le nombre vendu en 1996 a dépassé les 1800 unités après le Japon et la Chine (plus de 2500 unités), ceci pour des raisons de politique énergétique. En Chine, grâce au développement économique rapide du pays, la climatisation centralisée des bâtiments est fortement demandée, et comme la distribution d'électricité est insuffisante et coûteuse, c'est l'absorption qui est favorisée.

2.3 Présentation d'une installation frigorifique à absorption

Le fluide de travail du système à absorption est une solution binaire contenant un fluide de réfrigération (un réfrigérant) et un absorbant, qui ont l'un pour l'autre une forte affinité dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constitue le fluide frigorigène. Cette solution est pompée par une pompe donc elle ressort à haute pression vers le bouilleur ou le générateur. Dans le générateur ou le bouilleur, on apporte de la chaleur Q_g à la solution de réfrigérant et d'absorbant, ce qui produit une évaporation du réfrigérant (réaction endothermique), qui se sépare du mélange en abandonnant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur, où elle se liquéfie en cédant à l'extérieur la quantité de chaleur Q_c . L'ensemble générateur-condenseur constitue la partie haute pression du système. Le réfrigérant à l'état liquide et à haute pression se détend à travers un détendeur et s'évapore partiellement puis traverse l'évaporateur où il continue son évaporation en absorbant la quantité de chaleur Q_e et permet ainsi de refroidir un liquide frigoporteur ou refroidit directement un milieu à refroidir.

La vapeur à basse pression (BP) qui sort de l'évaporateur est acheminée vers l'absorbeur où elle se recombine avec l'absorbant (solution pauvre en réfrigérant) issu du bouilleur, comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire la quantité de chaleur Q_a de l'absorbeur.

Enfin, la solution binaire sortante de l'absorbeur est préchauffée dans l'échangeur de solution et retourne au générateur et recommence un autre cycle.

La circulation de façon continue, d'une part, la solution pauvre en réfrigérant, depuis le générateur à température élevée jusqu'à l'absorbeur à basse température, et d'autre part la solution riche en réfrigérant depuis l'absorbeur jusqu'au générateur, à contre-courant, suggère l'installation d'un récupérateur de chaleur (échangeur) qui minimise les pertes de chaleur associées aux transferts de fluides entre les deux composants.

En l'absence de récupérateur, la charge thermique sur la source de chaleur et le rejet thermique associé à l'absorbeur seraient augmentés, d'où une diminution du coefficient de performance du système.

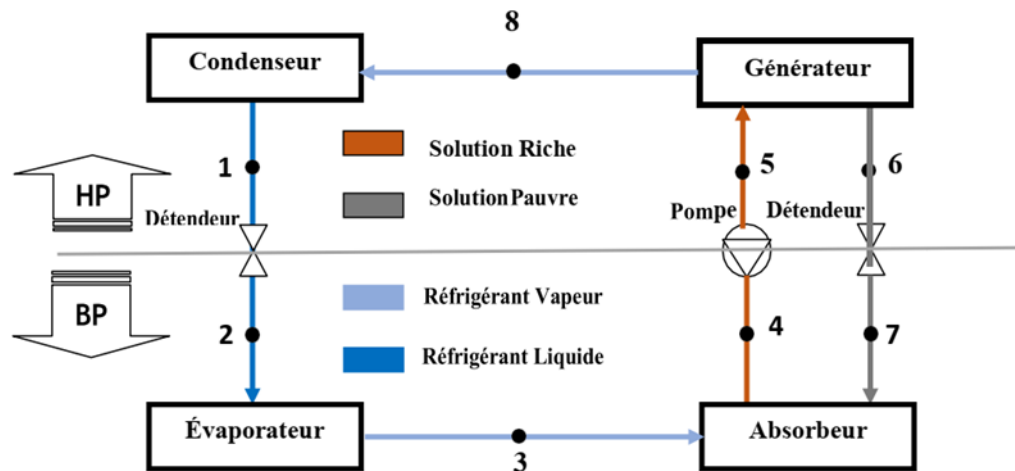


Figure 2.2 : Structure d'une machine frigorifique à absorption.

2.3.1 Fonctionnement détaillé de la machine frigorifique à absorption

L'installation frigorifique à absorption à simple effet représentée sur la figure 2.2, est constituée par les principaux éléments suivants :

- ❖ **Un générateur** : faisant office de "bouilleur", cet échangeur sert à séparer le fluide frigorigène de la solution grâce à un apport de chaleur. La solution diluée reçoit la quantité de chaleur Q_g à une température T_g , ce qui provoque la désorption (évaporation) d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution. Le générateur produit ainsi une vapeur de frigorigène et une solution concentrée.

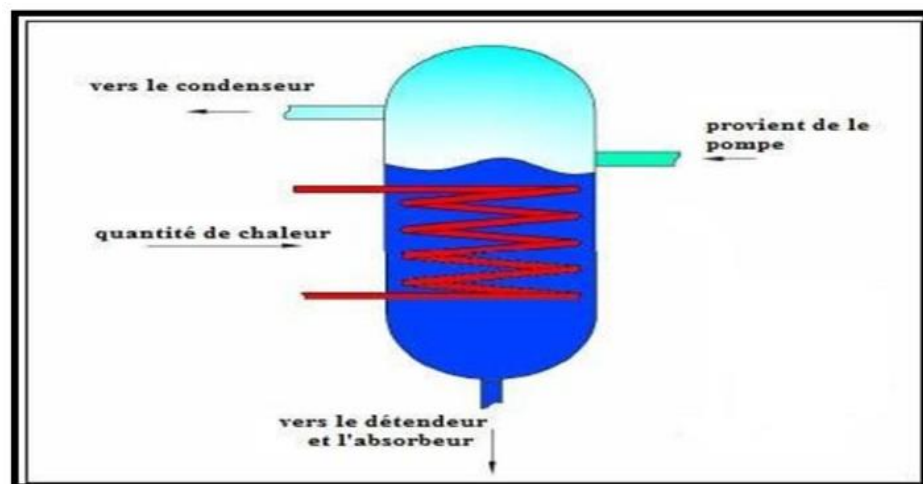


Figure 2.3 : Schéma simplifié d'un générateur.

- ❖ **Un condenseur** : Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. Cet échangeur sert à condenser la vapeur de fluide frigorigène issue du

générateur ; le fluide de refroidissement servant à la condensation de cette vapeur sera en général de l'air ambiant. La condensation du fluide frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température T_m . Cette transformation comprend une phase de désurchauffe, la condensation proprement dite ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

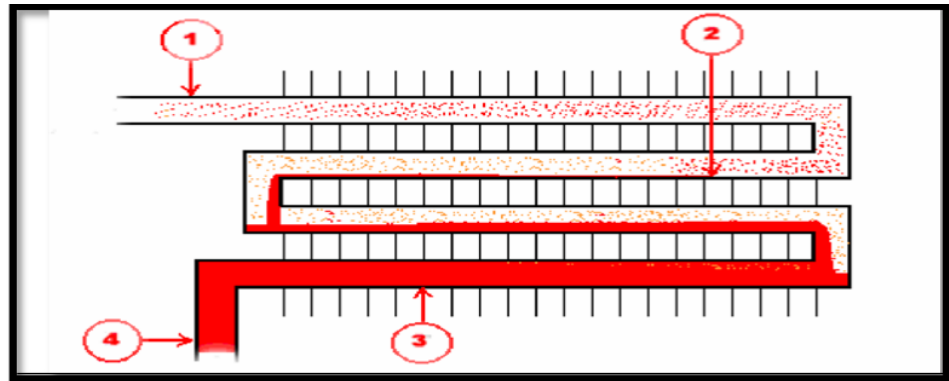


Figure 2.4 : Schéma de principe de fonctionnement du condenseur.

❖ **Un évaporateur** : A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur, puis se vaporise, produisant la puissance frigorifique Q_e .

La température de vaporisation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température T_b de la source froide.

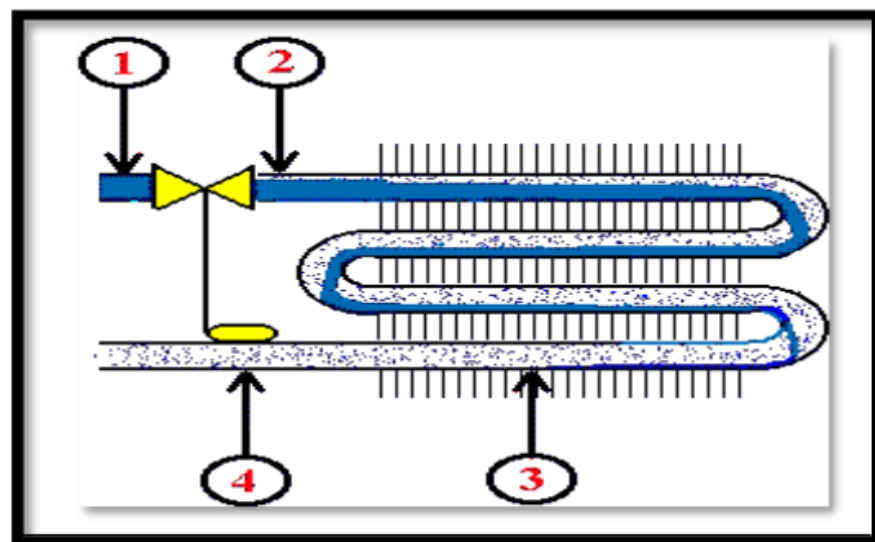


Figure 2.5 : Principe de travail de l'évaporateur.

❖ **Un absorbeur** : La vapeur issue de l'évaporateur rencontre la solution concentrée provenant du bouilleur. Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en fluide frigorigène. La chaleur Q_a dégagée par cette transformation exothermique est évacuée

par un fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur, on obtient ainsi une solution diluée servant à fixer la vapeur du fluide frigorigène dans le liquide absorbant. La chaleur dégagée durant l'absorption devra également être évacuée.

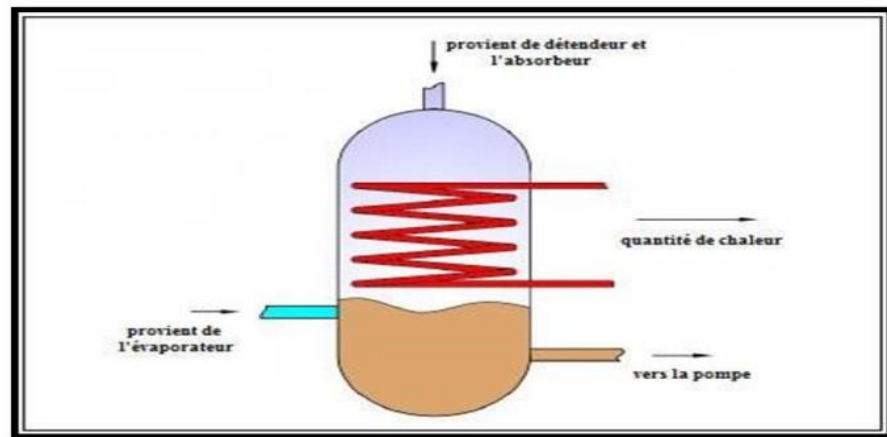


Figure 2.6 : Schéma simplifié de l'absorbeur.

- ❖ **Une pompe de circulation** : Sert à élever la pression du mélange et le faire circuler dans l'ensemble de l'installation.
- ❖ **Détendeurs** : Deux détendeurs (ou valves) sont utilisés, l'un placé entre le condenseur et l'évaporateur et permet de détendre le liquide frigorigène à haute pression sortant du condenseur afin qu'il s'évapore à basse pression dans l'évaporateur. L'autre, son rôle purement technique, permet d'uniformiser la pression de la solution concentrée en absorbant avant sa pénétration dans l'absorbeur avant de se mélanger à la vapeur du réfrigérant sortant de l'évaporateur à basse pression.

2.3.2 Les solutions binaires utilisées dans les machines à absorption

Les solutions binaires couramment employées dans les installations frigorifiques à absorption sont variées et les recherches ne cessent de chercher des solutions plus pratiques et performantes couvrant des plages de températures froides plus larges et plus basses.

Frigorigènes	Absorbant
Eau (H ₂ O)	LiBr (Bromure de Lithium)
Méthanol(CH ₃ OH)	LiBr
Méthylamine (CH ₃ NH ₂)	Eau (H ₂ O)
R22 (CHCLF ₂)	Diméthyléther du tétraéthylène glycol
Ammoniac (NH ₃)	Eau (H ₂ O)

Tableau 2.1 : solutions binaires couramment utilisées dans la réfrigération par absorption.

A l'heure actuelle les solutions binaires les plus utilisées sont :

- ❖ Couple eau/ammoniac (H_2O/NH_3), l'ammoniac servant de fluide frigorigène, l'eau d'absorbant. Les groupes à absorption Eau/ NH_3 assurent la production de froid dans ce cas.
- ❖ Couple eau/bromure de lithium ($H_2O/LiBr$), l'eau servant de fluide frigorigène et le bromure de lithium d'absorbant. Les groupes à absorption Eau/ $LiBr$ peuvent assurer la production d'eau glacée (froid positif $> 5^\circ C$) pour le refroidissement et la climatisation.

2.3.3 Performances et choix des fluides

Le choix des fluides utilisés conditionne les performances du cycle et ses conditions d'exploitation (pressions et matériaux en particulier). Le mélange eau/ammoniac permet d'atteindre des températures plus basses (le point d'ébullition du NH_3 est à $- 33^\circ C$). Dans le cas du mélange Eau/ $LiBr$, l'effet frigorigène est procuré par l'évaporation de l'eau. Le point de congélation de l'eau ($0^\circ C$) limite donc l'application de ce mélange.

Les performances de la machine sont caractérisées par le COP, ratio entre la puissance thermique fournie au bouilleur et la puissance frigorigène délivrée à l'évaporateur. Celui-ci varie selon le type de fluide employé et les conditions d'utilisation (notamment la température de l'eau froide souhaitée). Les systèmes commercialisés ont généralement un COP variant entre 0,2 et 0,7 pour des machines à « simple effet d'absorption ».

2.3.4 Avantages et inconvénients des machines à absorption

Les machines à absorption présentent des avantages majeurs par rapport aux machines à compression, nous citons dans ce qui suit les principaux avantages et inconvénients :

a) Les avantages

- ❖ Machines fiables et bonne durée de vie (les machines à absorption ont une durée de vie estimée de 25 à 30 ans) ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique).
- ❖ Pas de fluide frigorigère nocif pour l'environnement.
- ❖ Pas de compression mécanique (et peu de pièces en mouvement) donc limitation des vibrations.
- ❖ Très faible niveau sonore

- ❖ Maintenance simplifiée.
- ❖ Coût énergétique intéressant dû à la consommation électrique modérée.
- ❖ Le poids et l'encombrement sont réduits.

b) Les inconvénients

- ❖ Investissement relativement élevé.
- ❖ Coefficient de performances variable et rendement inférieur à celui des machines à compression
- ❖ Utilisation de fluide toxique et inflammable (NH_3)
- ❖ Nécessité de travailler sous vide pour le mélange Eau/LiBr
- ❖ Peut nécessiter des températures de régénération élevées.
- ❖ Le liquide absorbant utilisé peut se cristalliser et rendre le circuit non opérationnel.
- ❖ Potentiel de corrosion du fait de l'absorbant liquide et risque de cristallisation du LiBr.

2.4 Cycles frigorifiques à absorption 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. Le cycle frigorifique à absorption à double effet a été introduit durant la période allant de 1956 à 1958.

La figure (2.7) présente un cycle où la vapeur du réfrigérant générée par le générateur (ou bouilleur) à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à second effet. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet. 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.

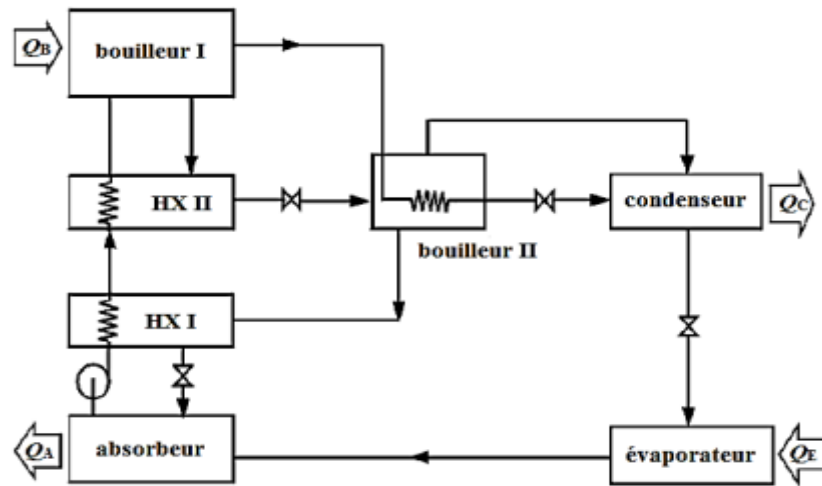


Figure 2.7 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à trois niveaux de pression.

Lorsque le couple eau-bromure de lithium ($H_2O/LiBr$) est remplacé par le couple ammoniac-eau (NH_3/H_2O), la pression maximale dans le bouilleur à premier effet sera extrêmement haute, le cycle à absorption à double effet est conçu de telle façon que la chaleur d'absorption issue de l'absorbeur est fournie au bouilleur I dans le but de contribuer au processus de séparation du réfrigérant.

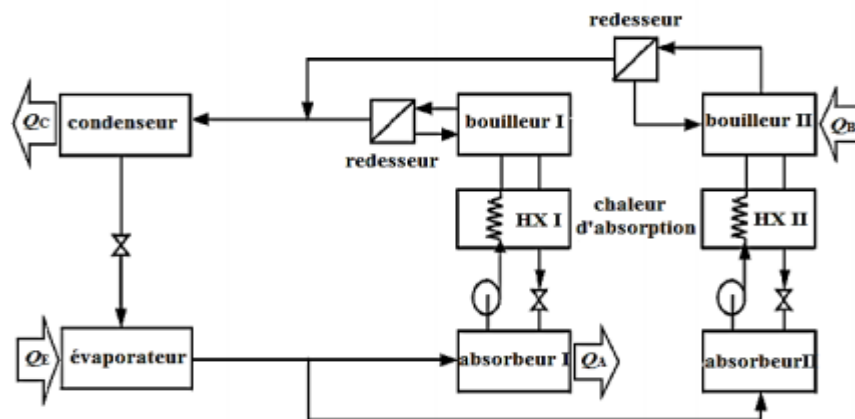


Figure 2.8 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux de pression.

En utilisant la solution binaire NH_3/H_2O , paradoxalement au système fonctionnant avec la solution $H_2O/LiBr$, 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.

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 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, 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.

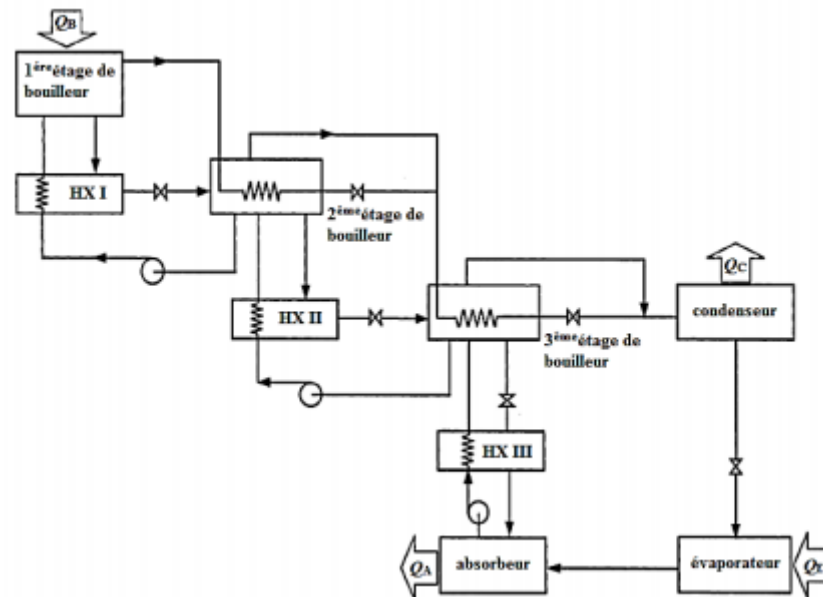


Figure 2.9 : Cycle frigorifique à absorption à triple effet opérant à quatre niveaux de pression.

2.5 Quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption

Jusqu'à présent, les climatiseurs et les réfrigérateurs domestiques fonctionnent principalement selon un cycle de compression, qui exige une dépense considérable d'énergie électrique. Pour pallier à ce problème, de nombreux scientifiques se sont penché sur l'analyse d'un autre type de machines frigorifiques. Ce type dit machine à absorption présente une alternative intéressante dans ce domaine. La performance du cycle d'absorption a été largement étudiée et plusieurs travaux numériques et expérimentaux ont considéré particulièrement le froid solaire. Parmi ces travaux.

Fathi et Ouaskit ont développé une méthode de calcul pour améliorer le coefficient de performance d'une machine solaire à absorption liquide (eau/bromure de lithium). Ils ont remarqué l'existence d'une température seuil qui limite la plage de fonctionnement du cycle. Les résultats obtenus ont montré que le COP atteint des valeurs maximales pour $T_m = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ou $25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. L'utilisation d'un échangeur de chaleur à double effet pour récupérer une partie de la charge condenseur améliore également le COP d'environ 4%.

S. Aphornratana et al, ont étudié expérimentalement un système à absorption simple effet utilisant LiBr-H₂O comme couple de travail. Un réfrigérateur à absorption à une capacité de 2 kW a été testé expérimental avec différentes températures de fonctionnement. Ils ont trouvé que le rapport de circulation de la solution a un effet important sur la performance du système, le coefficient de performance prend les valeurs entre 0,5 et 0,8.

Kizilkan et al Ils ont appliqué la technologie d'amélioration de la température économique sur le système de refroidissement pour absorber le Bromure de lithium LiBr. et l'amélioration des différents composants du système tels que (condenseur, l'évaporateur, générateur et échangeurs de chaleur). Les zones de l'échangeur de chaleur optimale ont été identifiées avec les températures de fonctionnement optimales, le suivi et la détermination du cout de revient des conditions optimales. et donc la méthode devient plus importante avec Augmentation des prix de l'énergie et des coûts d'investissement.

A. Saleh et al, ont réalisé une analyse complète pour optimiser le fonctionnement du système d'absorption solaire dans les régions chaudes. La performance globale du système prend sa valeur optimale à des températures entre 75 et 80°C pour un COP qui peut dépasser la valeur de 0,8.

Patek et Klomfar ont développé sur la base de données expérimentale des corrélations qui estiment la pression, la densité, la capacité thermique, l'enthalpie et l'entropie de solution LiBr-H₂O, sur une plage de température de 273k à 500k.

Joudi et Lafta ont étudié numériquement les performances d'un système frigorifique à absorption (H₂O/LiBr) en régime permanent. Ils ont étudié en détail l'effet de différentes conditions de fonctionnement sur la performance de chaque composant du système. Les résultats de la simulation ont été comparés qualitativement avec d'autres travaux et étaient en très bon accord général.

J. Cap, B. Stutz, and F. Huaylla. 2009 Ils ont étudié le développement d'un modèle de machine à absorption de refroidissement solaire pour les bâtiments. Ce modèle décrit un nouveau concept de machine simple effet (eau/bromure de lithium). Mettant en œuvre des échangeurs à plaques rainurées et à films ruisselants sans recirculation (absorption, évaporateur, générateur, condensat).

L'évolution des concentrations et des températures dans les films tombants est étudiée. Les effets de la température du fluide caloporteur. Des débits et des longueurs de plaques sur les performances de la machine sont ensuite analysés). Cette technologie permet d'obtenir un COP supérieur à 0.6, une machine à coût réduit, compacte et robuste.

Chapitre 3 :

*Cycle thermodynamique et
bilan énergétique du
système à absorption.*

Introduction

Le présent chapitre est consacré à la modélisation thermodynamique du cycle de la machine à absorption à simple effet munie d'un récupérateur de chaleur et les bilans massiques et enthalpiques au niveau de chaque composant. Le système fonctionne avec le couple (H₂O/LiBr).

3.1 Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution

Le cycle à simple effet, représenté sur la figure 3.1, contient les éléments de base d'un système de refroidissement à absorption qui sont : l'évaporateur, le condenseur, le générateur, l'absorbeur, l'échangeur de solution et la pompe.

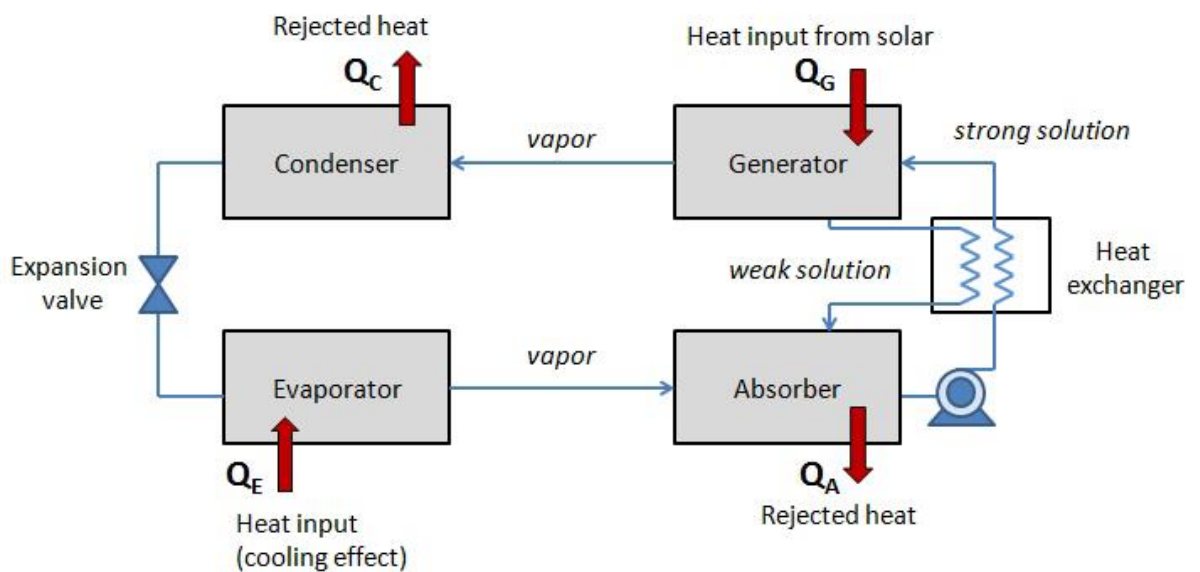


Figure 3.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.

3.1.1 Les diagrammes thermodynamiques utilisés

Les cycles de production de froid par absorption sont retranscrits sur les diagrammes thermodynamiques de Dühring ou Oldham (Figure 3.2) et de Merkel-Bosnjakovic, (Figure 3.3). Ces deux diagrammes associés permettent la détermination graphique et avec une bonne précision des paramètres thermodynamiques des différents points du cycle et en particuliers les paramètres clés tels que : les pressions, les températures, les concentrations et les enthalpies).

❖ Le diagramme de Dühring ou d'Oldham

Le diagramme de Dühring ou d'Oldham, permet de trouver les concentrations optimales à l'état d'équilibre de la solution et du réfrigérant en fonction des températures des différentes sources et des pressions de travail. Les concentrations sont déterminées

graphiquement avec une bonne précision. Il permet aussi la limitation du domaine d'utilisation sans être confronté au risque de cristallisation.

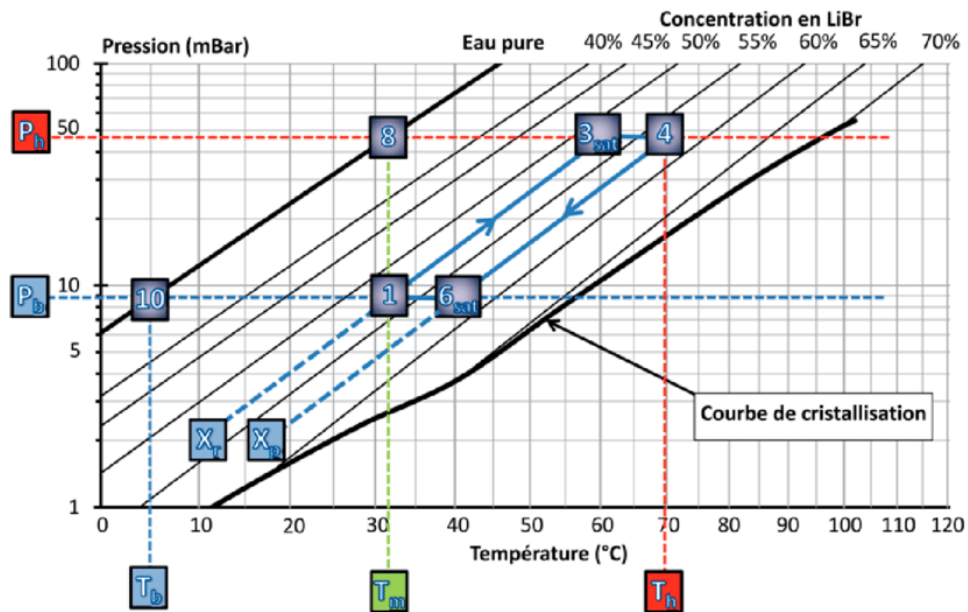


Figure 3.2 : Diagramme de Dühring ou d'Oldham pour une machine à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de Lithium.

❖ Le diagramme de Merkel-Bosnjakovic

Le diagramme de Merkel-Bosnjakovic permet de compléter l'étude, en donnant les valeurs des enthalpies des fluides au cours des différentes étapes du cycle d'absorption / évaporation et de désorption / condensation.

L'analyse des enthalpies permet d'estimer les performances du cycle, de calculer le coefficient de performance COP et le rendement de l'installation.

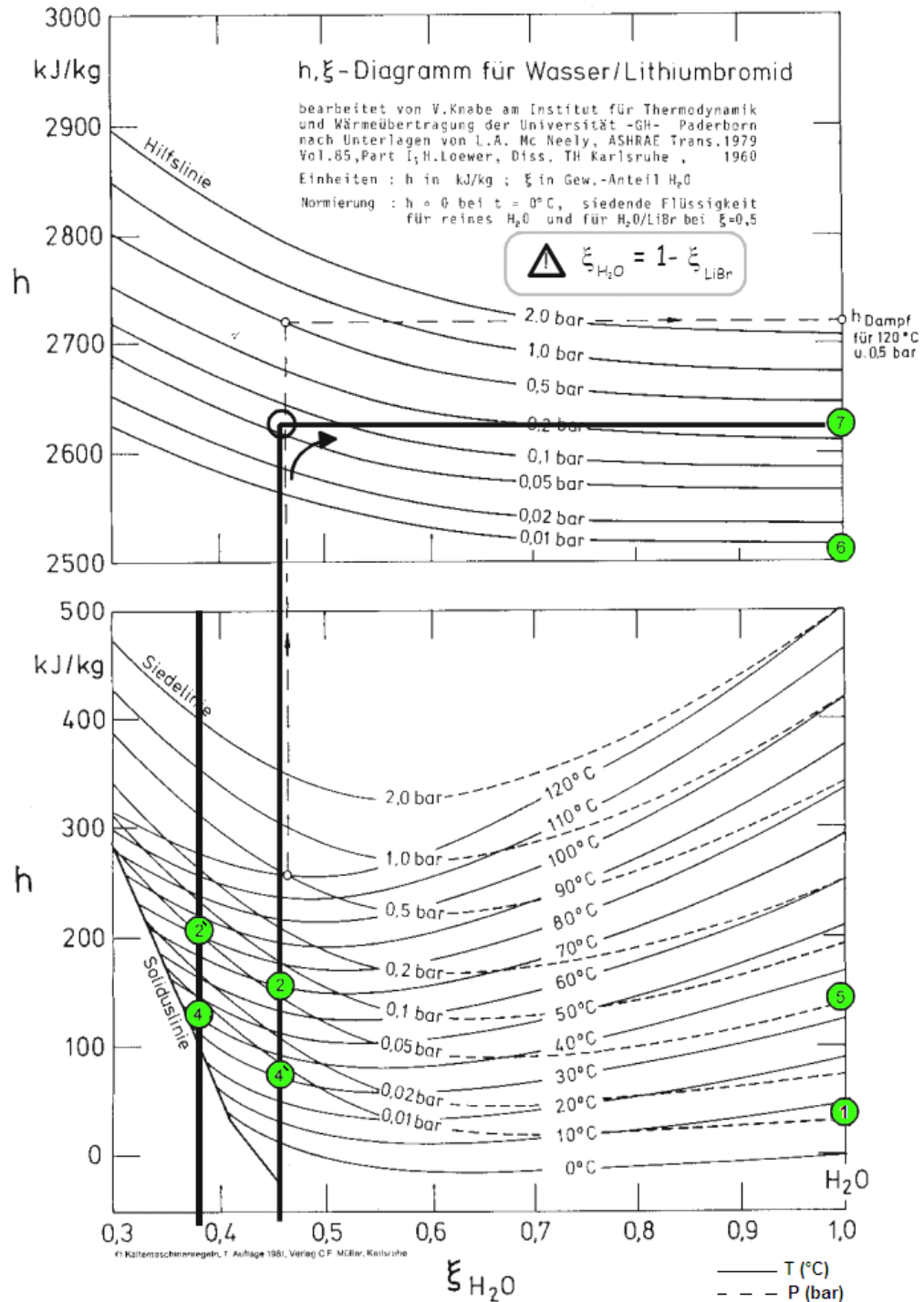


Figure 3.3 : Diagramme de Merkel-Bosnjakovic Enthalpie/température/ concentration en eau pour le cycle frigorigène de LiBr/H₂O.

3.1.2 Evolution des paramètres thermodynamiques durant le cycle à absorption

Pour une bonne compréhension du fonctionnement de la machine il est souhaitable de suivre l'évolution des paramètres thermodynamiques du fluide réfrigérant et du fluide absorbant durant le cycle.

3.2 Bilans massiques et enthalpiques des différents éléments de l'installation

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption il est impératif de dresser les bilans partiels au niveau des différents constituants et le bilan global de l'installation. Ces performances ne peuvent être évaluées sans l'introduction de certaines conditions et d'hypothèses simplificatrices nécessaires.

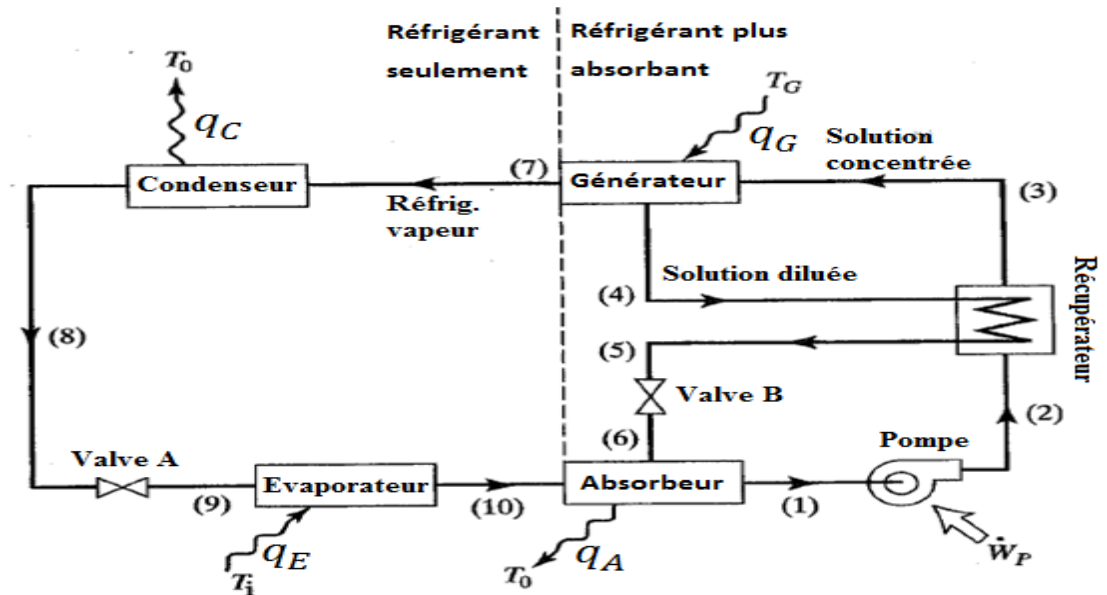


Figure 3.4 : Schéma simplifié de l'installation frigorifique à absorption.

3.2.1 Hypothèses et considérations pratiques

- ❖ Les détentes du liquide au niveau des valves A et B sont supposées isenthalpiques et adiabatiques, les détendeurs utilisés dans les systèmes de réfrigération sont isolés thermiquement (donc aucun échange thermique avec le milieu externe) et n'échangent aucun travail avec le milieu externe, donc aucune variation de l'enthalpie dans les détendeurs.
- ❖ Le réfrigérant (l'eau dans notre cas) est supposé comme étant un corps pur, aucune présence de trace de bromure de lithium n'est décelée dans la partie du circuit composée du condenseur-détendeur-évaporateur.
- ❖ Les pertes de charge dans les tuyauteries et les différents organes sont négligeables, on admet que la pression reste constante dans les circuits haute et basse pression.

3.2.2 Bilans partiels au niveau du générateur

❖ **Bilan massique**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (3.1)$$

❖ **Bilan massique de l'absorbant (Bromure de Lithium)**

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 \quad (3.2)$$

❖ **Bilan enthalpique**

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3.3)$$

h_7 : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_3 : Enthalpie du liquide de la solution diluée (riche en H₂O) à la température T_3 et à la pression du condenseur.

h_4 : Enthalpie du liquide de la solution concentrée (pauvre en H₂O) à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

X_3 : Concentration de la solution en Bromure de Lithium (Solution diluée).

X_4 : Concentration massique de la solution en Bromure de Lithium (Solution concentrée).

\dot{Q}_g : Puissance Thermique absorbée au niveau du générateur à la température T_g .

3.2.3 Bilans partiels au niveau du condenseur

❖ **Bilan massique**

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.4)$$

❖ **Bilan enthalpique**

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 \quad (3.5)$$

\dot{Q}_c : Puissance thermique dégagée au niveau du condenseur à la température T_c .

h_8 : enthalpie massique du liquide à la sortie du condenseur.

h_7 : enthalpie massique de la vapeur d'eau à la sortie du générateur.

3.2.4 Bilans partiels au niveau de l'évaporateur

❖ **Bilan massique**

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.6)$$

❖ **Bilan enthalpique**

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3.7)$$

h_9 : Enthalpie massique du liquide à l'entrée de l'évaporateur à la température T_e .

h_{10} : Enthalpie massique de la vapeur saturée du frigorigène à la sortie de l'évaporateur et à la température T_e .

3.2.5 Bilans partiels au niveau de l'absorbeur

- ❖ Bilan massique

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (3.8)$$

- ❖ Bilan massique du Lithium

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 \quad (3.9)$$

- ❖ Bilan enthalpique

$$\dot{Q}_a + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 \quad (3.10)$$

h_1 : Enthalpie massique de la solution à la sortie de l'absorbeur et à la température de l'absorbeur.

h_{10} : Enthalpie massique de la solution à la sortie de l'évaporateur et à la température.

\dot{Q}_a : Puissance thermique dégagée au niveau de l'absorbeur à la température T_a .

3.2.6 Bilans partiels au niveau de la pompe de circulation

- ❖ Bilan massique

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.11)$$

- ❖ Bilan de lithium

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad (3.12)$$

- ❖ Bilan enthalpique

$$\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 = \dot{W} \quad (3.13)$$

h_1 : Enthalpie massique de la solution à l'entrée de la pompe.

h_2 : Enthalpie massique de la solution à la sortie de la pompe.

\dot{W} : Puissance mécanique de la pompe.

3.2.7 Bilans partiels au niveau du récupérateur

- ❖ Bilan massique

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.15)$$

- ❖ Bilan de lithium

$$\dot{m}_2 X_2 = \dot{m}_3 X_3 \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_5 X_5 \quad (3.17)$$

- ❖ Bilan enthalpique

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 \quad (3.18)$$

3.2.8 Bilans partiels au niveau du détendeur

- ❖ **Bilan massique**

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.19)$$

- ❖ **Bilan enthalpique**

$$h_8 = h_9 \quad (3.20)$$

3.2.9 Bilans partiels au niveau du détendeur B

- ❖ **Bilan massique**

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.21)$$

- ❖ **Bilan enthalpique**

$$h_5 = h_6 \quad (3.22)$$

Remarques

Afin de simplifier les équations des bilans partiels et du bilan global on adopte une désignation plus pratique et plus simple. Trois différents débits sont constatés :

- ❖ Le débit massique du réfrigérant noté \dot{m}_r circulant dans le condenseur, le détendeur A et l'évaporateur, donc :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.23)$$

- ❖ Le débit massique de la solution concentrée (en bromure de lithium) noté \dot{m}_c circulant dans le récupérateur et le détendeur B, donc :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.24)$$

- ❖ Le débit massique de la solution diluée (en bromure de lithium) noté \dot{m}_d circulant dans la pompe et le récupérateur, donc :

$$\dot{m}_d = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.25)$$

3.3 Détermination des paramètres thermodynamiques du cycle de l'installation

3.3.1 Détermination des pressions de fonctionnement

Les températures de la source froide T_f qui caractérise l'évaporation du frigorigène et la température de l'ambiance T_a qui caractérise la condensation du frigorigène et son absorption fixent les deux pressions de service à savoir la haute pression et la basse pression.

- ❖ **Température de la source froide ou d'évaporation**

Dans le cas d'une installation fonctionnant avec le couple eau/bromure de lithium sont prises dans un intervalle allant de 5°C à 7°C. On optera pour une température de 5°C

pour maximiser l'écart entre cette température et celle de l'ambiance et par conséquent une augmentation de la puissance frigorifique \dot{Q}_f ,

$$T_f = T_{evap} = 5^\circ C$$

❖ **Pression d'évaporation ou basse pression**

La basse pression ou la pression d'évaporation est déterminée à l'aide des tables thermodynamiques de l'eau, l'eau est considérée à l'état de vapeur saturée à $T=5^\circ C$.

$$P_B = P_{sat}(T_{evap}) = 8.72 \text{ mbars}$$

❖ **Température de condensation et d'absorption**

La température de la condensation ou de l'absorption est la température du milieu dans lequel est évacuée la chaleur extraite au niveau du condenseur et de l'absorbeur, dans notre étude on a opté pour la température estivale moyenne de la région de Chlef donc :

$$T_a = T_{cond} = T_{abs} = 35^\circ C$$

❖ **Pression de condensation ou haute pression**

La haute pression ou la pression de condensation correspond à la pression de vapeur saturée du réfrigérant à la température $T = 35^\circ C$.

$$P_H = P_{sat}(T_{cond}) = 56,28 \text{ mbars.}$$

❖ **Température du générateur**

La quantité de chaleur Q_g est fournie par un capteur solaire plan simple sans concentration, les températures atteintes par des capteurs solaires à double vitrage varient entre $60^\circ C$ et $80^\circ C$. La température retenue dans notre étude est :

$$T_g = 80^\circ C$$

3.3.2 Détermination des concentrations en bromure lithium

Les concentrations optimales de la solution sont déterminées à partir du diagramme (P, T, X) d'Oldham, ces concentrations sont facilement déterminées graphiquement, elles correspondent aux points d'intersection des lignes isobares P_B et P_H . Et des lignes isothermes T_f , T_a et T_g .

Dans notre cas les résultats obtenus sont :

$$X_c = 60\% , X_d = 54,8\%$$

X_c : désigne la concentration massique en bromure de lithium de la solution riche.

X_d : désigne la concentration massique en bromure de lithium de la solution diluée.

3.3.3 Détermination des différentes températures et enthalpies du cycle

Les enthalpies et les températures des différents points caractéristiques du cycle thermodynamique de l’installation sont relevées graphiquement simultanément sur les diagrammes d’Oldham et de Merkel. Les résultats sont groupés dans le tableau suivant :

Point considéré	P(mbars)	X_{eau}(%)	X_{LiBr}(%)	T(°C)	h(KJ/Kg)
1	8,72	45,2	54,8	35	81,8
2	56,28	45,2	54,8	35	81,8
3	56,28	45,2	54,8	67	152,25
4	56,28	40	60	80	190,9
5	56,28	40	60	44	113,6
6	8,72	40	60	44	113,6
7	56,28	100	0	68=T _{sat, Ph}	2623,4
8	56,28	100	0	35	146,6
9	8,72	100	0	5	146,6
10	8,72	100	0	5	2510,6

Tableau 3.1 : des valeurs thermodynamiques du cycle de l’installation

❖ **Remarque à propos de puissance hydraulique de la pompe**

D’après l’équation (3.13) l’enthalpie à la sortie de la pompe est $h_2 = \frac{\dot{w}}{\dot{m}_d} + h_1$ et $\dot{W} = \frac{(P_H - P_B) \cdot \dot{m}_d}{\rho_d} = 0.1412W$ (ρ_d est la masse volumique de la solution diluée) et comme la puissance de la pompe est négligeable, on peut donc poser $h_2 = h_1$.

❖ **Remarque à propos de la température de la vapeur sortante du générateur**

Dans le générateur la température de la solution augmente de T_3 à T_g , quand cette température atteint la température de saturation à la haute pression $T_{sat,Ph}$ la vapeur d’eau commence à se vaporiser, donc $T_7 = 68°C$ (température relevée sur le diagramme).

❖ **3.3.4 Détermination du débit du réfrigérant**

Le débit du réfrigérant est déterminé par la puissance frigorifique souhaitée \dot{Q}_e de l’installation, on calculera le débit qui correspond à une puissance frigorifique pouvant

subvenir aux besoins en froid à une grande maison estimée à 48000BTU/h (14304W).

L'équation (3.7) donne :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_e}{h_{10} - h_9} = \frac{14304}{(2510,6 - 146,6) \cdot 10^3} = 0,00605\text{Kg/s}$$

❖ **3.3.5 Détermination des débits de la solution riche et de la solution diluée**

Les débits de la solution riche ou concentrée issue du générateur et allant vers l'absorbeur et de la solution diluée sortant de l'absorbeur et allant vers le générateur sont facilement déduits des relations (3.8) et (3.9).

$$\dot{m}_c = 0,0637\text{Kg/s}$$

$$\dot{m}_d = 0,0698\text{Kg/s}$$

3.4 Estimation des performances de l'installation

Les principaux paramètres servant à évaluer les performances d'une installation frigorifique à absorption sont :

3.4.1 Le coefficient de performance COP

Le coefficient de performance **COP** est défini par le rapport entre la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur et la somme de quantité de chaleur fournit au générateur et le travail de la pompe de circulation.

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \tag{3.26}$$

Le travail de la pompe de circulation est négligeable, et en utilisant les puissances, le **COP** s'écrit :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \tag{3.27}$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(h_{10} - h_9) = 14304\text{W}$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_r h_7 + \dot{m}_c h_4 - \dot{m}_d h_3 = 17404,85\text{W}$$

$$\text{COP} = 0,8218$$

3.4.2 Le coefficient de performance de Carnot

Le coefficient de performance de Carnot est un rendement théorique maximal. Ce coefficient représente l'efficacité idéale d'un cycle réversible sans pertes, marquant la limite supérieure atteignable par une machine thermique réelle.

$$\text{COP}_c = \frac{T_g - T_a}{T_g} \frac{T_e}{T_c - T_e} \tag{3.28}$$

$$\text{COP} = 1,1814$$

3.4.3 Le rendement thermodynamique

Le rendement thermodynamique de l'installation est défini comme étant le rapport entre les coefficients de performance réel de l'installation (**COP**) et celui de Carnot(**COP_C**).

$$\eta = \frac{COP}{COP_C} \quad (3.29)$$

$$\eta = 0.6956 = 69,56\%$$

3.4.4 Le taux de circulation

Le taux de circulation **FR** est le rapport entre les débits de la solution binaire rentrant au générateur et le débit du réfrigérant dans le circuit condenseur-évaporateur.

$$FR = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} \quad (3.30)$$

$$FR = 11,53$$

Conclusion

- ❖ Les diagrammes d'Oldham et de Merkel sont des outils indispensables dans l'étude des installations à absorption et par conséquent ils génèrent des erreurs dues aux lectures graphiques qui influent peu sur la justesse des résultats.
- ❖ Une étude d'optimisation des paramètres thermodynamiques est possible en utilisant des équations et des relations semi-empiriques et des programmes Fortran ou le calculateur Matlab.

Chapitre 4 :
Dimensionnement des
composants de la machine
à absorption

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, on va s'intéresser au dimensionnement du réfrigérateur. D'abord, on doit faire une étude thermodynamique complète du système, où on va calculer les principaux paramètres thermodynamique en chaque point d'état, notamment : concentrations (ou fractions massiques), débits d'écoulements, pressions, températures et enfin, enthalpies.

Ensuite, on doit méticuleusement dimensionner chaque composant, notamment, le générateur, le condenseur, l'évaporateur et l'absorbeur. Chacun opérant sous différentes conditions, on devra utiliser différents corrélations et modèles pour faire nos calculs, mais l'idée principale reste là même : calculer la surface d'échange thermique nécessaire.

4.2 Configuration du réfrigérateur

Ce système de réfrigération est conçu avec une capacité nominale de 48000 Btu/h (14,064 KW), avec une température d'évaporation de +5 °C. Le chauffage est assuré par des capteurs solaires simple, produisant de l'eau chaude à moins de 80 °C. Le système comporte quatre principaux échangeurs de chaleur : un générateur, un condenseur, un évaporateur et un absorbeur. Veuillez voir la figure 4.1.

L'eau chaude produite par les capteurs alimente le générateur qui va libérer le réfrigérant qui va ensuite s'écouler vers le condenseur, ce dernier est refroidi par une eau froide qui vient d'une tour de refroidissement, ce qui va permettre au réfrigérant de se condenser pour passer à l'état liquide. Il passe ensuite par une vanne expansive pour descendre à la basse pression et circule à travers l'évaporateur pour capter la chaleur du milieu à refroidir tout en s'évaporant. La vapeur qui est générée circule vers l'absorbeur où elle va rencontrer la solution riche qui revient du générateur. Un préchauffeur est ajouté entre le générateur et l'absorbeur pour récupérer une partie de la chaleur et améliorer le coefficient de performance.

4.3 Etude thermodynamique

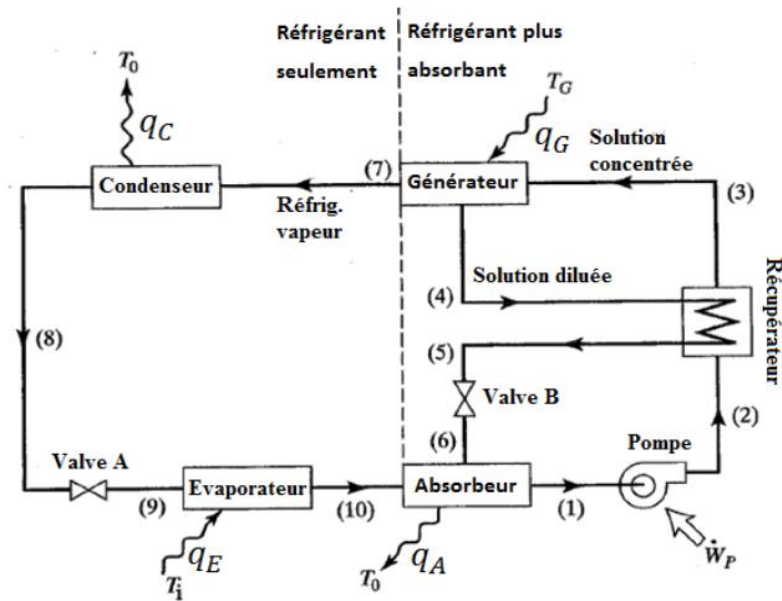


Figure 4.1 – Schéma global du système

4.3.1 Conditions préliminaires

Pour pouvoir faire le bilan d'énergie, on doit d'abord poser quelques conditions et hypothèses de design

- Puissance de refroidissement : $Q_e = 14304 \text{ W}$

- Température d'évaporation : en s'inspirant des modèles commerciaux déjà disponible, on

pose $T_e = 5 \text{ °C}$

- Tour de refroidissement :

Le système a besoin de refroidissement dans 2 étapes du cycle, la condensation et l'absorption, ceci sera assuré par une tour de refroidissement.

Et donc, avec cette tour de refroidissement, on peut poser : Température de condensation : $T_C = 35 \text{ °C}$ Température d'absorption : $T_a = 38 \text{ °C}$.

La tour de refroidissement ne fera pas partie de notre dimensionnement, on se contente de dire qu'elle produit de l'eau froide à 35 °C .

4.3.2 Pressions de fonctionnements

Dans le cycle d'absorption, il y a deux niveaux de pression de fonctionnement, la première est la pression du générateur et du condenseur, dite haute pression, la deuxième est celle de l'évaporateur et de l'absorbeur, dite basse pression.

- La haute pression est dépendante de la température de condensation du fait que la vapeur qui traverse le condenseur doit subir un changement d'état pour devenir de l'eau liquide, on obtient cette pression du graphe de la pression de saturation de l'eau.

à $T = T_c = 35 \text{ °C}$ on trouve $P_{sat} = 56,28 \text{ mbar}$ Et donc :

$$P_c = P_g = 56,28 \text{ mbar}$$

- Du même principe, on trouve la basse pression. Elle dépend de la température d'évaporation du fait que l'eau doit maintenant subir un autre changement de phase pour devenir vapeur.

à $T = T_e = 5 \text{ °C}$ on trouve $P_{sat} = 0.872 \text{ kPa}$ Et donc

$$P_e = P_a = 8,72 \text{ mbar}$$

4.3.3 Concentrations du LiBr

A chaque point d'état du cycle, on a une concentration du LiBr dans la solution bien déterminée, pour avoir ces concentrations, on doit utiliser le diagramme d'Oldham. (Figure 4.2)

A partir du diagramme, on peut clairement lire :

- Concentration au niveau de l'absorbeur : $X_a = 54,8\%$
- Concentration au niveau du générateur : $X_g = 57,5\%$
- Quant au condenseur et l'évaporateur : $X_c = X_e = 0\%$

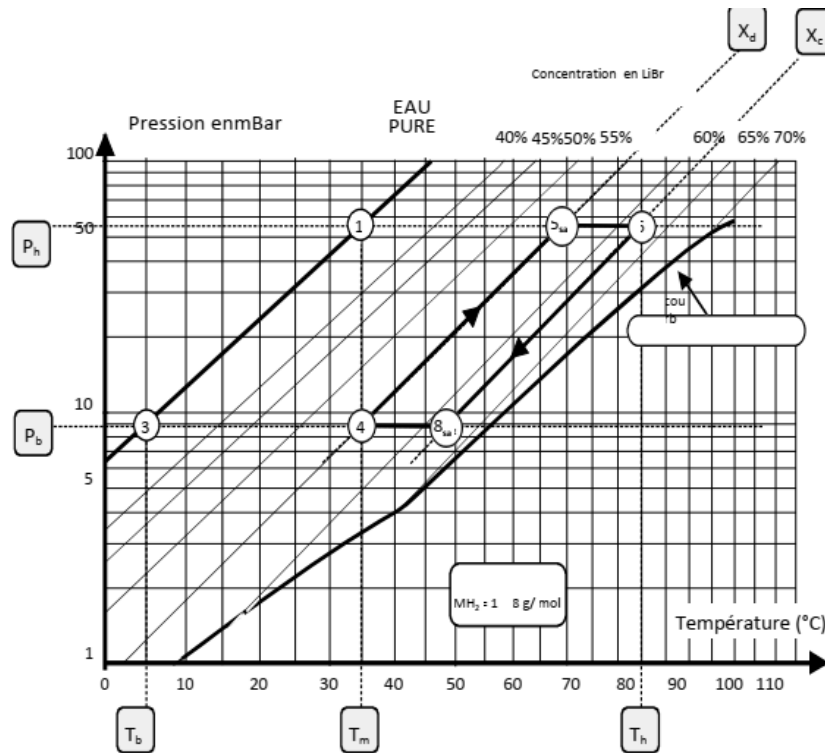


Figure 4-2 : représentation des points caractéristique du cycle a absorption diagramme d’Oldham, couple H2O/LiBr

4.3.4 Débits massique

Dans le circuit, on a trois débits massiques différents, le premier étant le débit de l’eau à travers le condenseur et l’évaporateur, dénoté m' , le deuxième étant le débit de la solution de l’absorbeur vers le générateur dénoté m'_d , et enfin, le dernier qui est le débit de la solution concentrée revenant du générateur vers l’absorbeur dénotée m'_c . On peut les calculer à travers les relations suivantes :

4.4.1 Dimensionnement du générateur

Dans cette section, on va s’intéresser au dimensionnement du générateur. On va opter pour la configuration suivante :

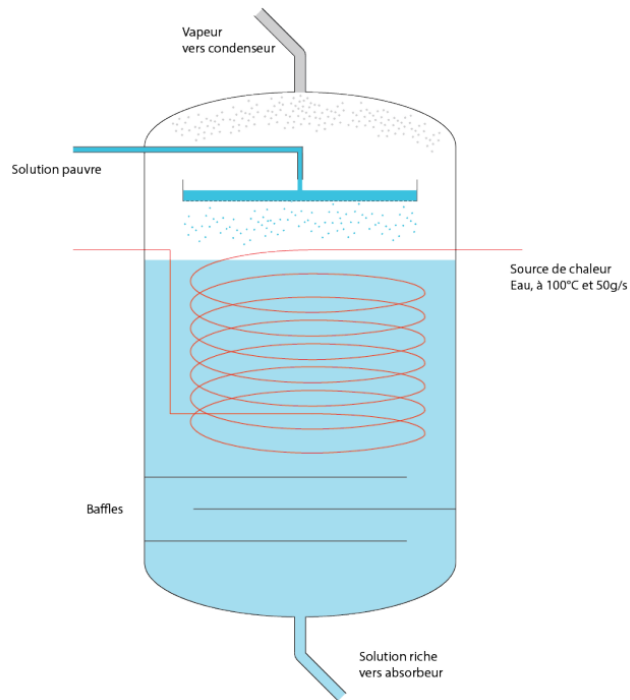


Figure 4.1 : Dessin qualitatif du générateur

Hypothèses :

*Forme global : Le générateur est un réservoir cylindrique vertical

*Ouvertures pour l'écoulement des fluides :

*Entrée en haut à gauche : Permet l'arrivée de la solution pauvre venant de l'absorbeur. °

Sortie en bas : Permet à la solution riche, plus dense, de retourner à l'absorbeur après évaporation de l'eau.

*Sortie en haut : Évacue la vapeur d'eau produite vers le condenseur pour le reste du cycle.

*Échangeur de chaleur : Un serpentin est placé dans la partie supérieurs de la solution qui est circulé avec l'eau chaude (source de chaleur, dans notre cas, l'eau venant des capteurs solaires) qui garantit de garder la solution a une température constante de 80°C.

Données utilisés :

- $Q_e = 14304 \text{ W}$

- $\text{COP}=0,8218 \rightarrow Q_g = \frac{Q_f}{\text{COP}} = 17404,85 \text{ W}$

- propriétés de fluide chaud (L'eau) :

- $\rho=965 \text{ Kg}/\text{m}^3$, $C_p=4180 \text{ j}/\text{Kg.K}$, $K=0,67 \text{ W}/\text{m.K}$, $\mu=3,2 \times 10^{-4} \text{ Pa}/\text{s}$.

- Températures : $T_{g,e} = 67 \text{ C}$, $T_{g,s} = 80$; donc $\Delta T_g = 13^\circ\text{C}$.

- Température d'ébullition de la solution (côté froid) : $T_{cold} = 65^\circ\text{C}$.

- Diamètre interne de tube $D_i=14 \text{ mm}=0,014 \text{ m}$.

- Résistance d'encrassement : $R=10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$.

- Coefficient côté solution (boiling) : on prend (valeur indicative, l'ébullition peut donner de 1000 à $>10\ 000 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ selon conditions).

Calcul et résultats numériques

$-Q_g = 17404,85 \text{ W}$

1) Débit massique de fluide chaud :

$$m = \frac{Q_g}{C_p \times \Delta T} = \frac{17404,85}{4180 \times 13} = 0,32 \text{ Kg}/\text{s} \dots\dots\dots (4.1)$$

2) Section d'écoulement dans un tube de 14mm de diamètre :

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = 1,53 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (4.2)$$

3) Vitesse moyenne :

$$v = \frac{m}{\rho \times A} = \frac{0,32}{965 \times 1,53 \times 10^{-4}} = 2,167 \dots\dots\dots (4.3)$$

4) Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{965 \times 2,167 \times 0,014}{3,2 \times 10^{-4}} = 91488,03 \dots\dots\dots (4.4)$$

5) Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{K} = \frac{4180 \times 3,2 \times 10^{-4}}{0,67} = 1,996 \dots\dots\dots (4.5)$$

6) Nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} = 0,023 \times 91488,03^{0,8} \times 1,996^{0,4} = 282,41 \dots\dots\dots (4.6)$$

7) Calcul de h_{ext} :

$$h_{ext} = \frac{Nu \times K}{D} = \frac{282,41 \times 0,67}{0,014} = 13515,33 \frac{W}{m^2 K} \dots\dots\dots (4.7)$$

Remarque : Dittus-Boetler donne des (h) très élevés pour petit (D) et forte débit c'est une estimation convective.

8) Résistance thermique global et U :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ch}} + R + \frac{1}{h_f} = \frac{1}{13515,33} + 10^{-4} + \frac{1}{3000} = 0,000507 \rightarrow U = 1972,38 \frac{W}{m^2 K} \dots\dots\dots (4.8)$$

- calcul de ΔT_{lm} avec ($t_{g,e} = 67^\circ C$; $t_{g,s} = 80^\circ C$; $t_f = 65^\circ C$)

$$\Delta T_1 = 67 - 65 = 2^\circ C, \Delta T_2 = 80 - 65 = 15^\circ C \dots\dots\dots (4.9)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{2-15}{\ln(\frac{2}{15})} = 6,45^\circ C \dots\dots\dots (4.10)$$

9) Surface d'échange :

$$A = \frac{Q_g}{U \times \Delta T_{lm}} = \frac{17404,85}{1972,38 \times 6,45} \approx 1,37 m^2 \dots\dots\dots (4.11)$$

4.4.2 Dimensionnement de L'absorbeur :

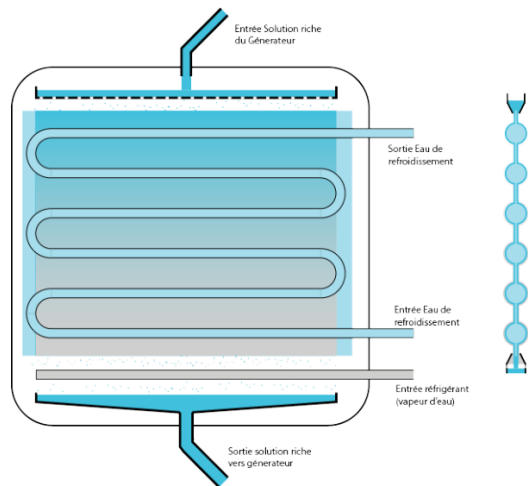


Figure 4.2 – Dessin qualitatif de l'absorbeur

Hypothèses:

*Puissance à évacuer par l'absorbeur : $Q_{abs} = 21930 W$ (même valeur que pour le générateur).

*Configuration : film tombant sur l'extérieur des tubes ; eau de refroidissement à l'intérieur des tubes.

*Géométrie tube candidate : $D_i=14$ mm, $D_e=16$ mm, longueur=3 m.

*nombre de tubes pris pour l'estimation finale (sera déterminé).

*Propriétés (approximatives) de la solution utilisé concentration typique (54,8%).

$$\rho_{sol} = 2350 \frac{Kg}{m^3}; C_{p_{sol}} = 3500 \frac{J}{Kg.K}; \mu_{sol} = 10^{-2} Pa.s; K_{sol} = 0,6 \frac{W}{m.K}$$

*Propriétés de l'eau de refroidissement :

$$\rho_w = 998 \frac{Kg}{m^3}; C_{p_w} = 4180 \frac{J}{Kg.K}; \mu_w = 10^{-3} Pa.s; K_w = 0,6 \frac{W}{m.K}$$

*Conditions d'entrée/sortie eau : $T_{w,e}=22$ °C, $T_{w,s}=27$ °C ($\Delta T=5$ °C).

*Température moyenne de la solution absorbante (film)) : $T_{sol}=35$ °C.(typique).

*Epaisseur de film retenue (hypothèse pour falling-film très bien distribué).

$\delta=150$ μm (0,000150m).

*Résistance d'encrassement : $R=10^{-4} m^2K/W$.

*Nombre de tubes $N=25$.

*Remarque : ces hypothèses sont courantes pour un absorbeur compact. Elles peuvent être ajustées.

Calcul et résultats numériques

1) Débit d'eau de refroidissement nécessaire

$$m = \frac{Q_a}{c_p \times \Delta T} = \frac{21930}{4180 \times 5} = 1,05 \text{ Kg/s} \dots \dots \dots (4.12)$$

2) Coefficient côté film (solution) — estimation par épaisseur de film

Pour un film très fin on peut approcher h_{film} par :

$$h_{film} \approx \frac{2K_{sol}}{\delta} = \frac{2 \times 0,6}{1,5 \times 10^{-4}} = 8000 \frac{W}{m^2K} \dots \dots \dots (4.13)$$

(Cet ordre de grandeur est cohérent pour film très fin / bonne pulvérisation.)

3) Hydraulique eau intérieure par tube — vitesse & Re :

* débit par tube :

$$m_{tube} = \frac{1,05}{25} = 0,042 \frac{Kg}{s} \dots\dots\dots (4.14)$$

* Section interne d'un tube :

$$A_{tube} = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi 0,014^2}{4} = 1,53 \times 10^{-4} m^2 \dots\dots\dots (4.15)$$

* vitesse moyenne par tube :

$$v = \frac{m_{tube}}{\rho_{sol} \times A} = \frac{0,042}{2350 \times 1,53 \times 10^{-4}} = 0,12 \text{ m/s} \dots\dots\dots (4.16)$$

* Reynolds par tube :

$$Re = \frac{\rho_{sol} v D_i}{\mu_{sol}} = \frac{2350 \times 0,12 \times 0,014}{0,001} = 3948 \dots\dots\dots (4.17)$$

4) Coefficient convectif côté eau (intérieur tube) — corrélation Gnielinski

Je calcule Nu via Gnielinski (valide en régime turbulent/transition) :

$$Nu = \frac{(f/8) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \sqrt{f/8} \times (Pr^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots (4.18)$$

Calcul de Prandtl :

$$Pr = \frac{c_p \mu_{sol}}{K} = \frac{3500 \times 0,01}{0,6} = 58,33 \dots\dots\dots (4.19)$$

Calcul facteur de Darcy :

$$f = (0,79 \times \ln(Re) - 1,64)^{-2} \approx 0,0416 \dots\dots\dots (4.20)$$

Donc

$$Nu = \frac{(0,0416/8) \times (3948 - 1000) \times 58,33}{1 + 12,7 \times \sqrt{0,0416/8} \times (58,33^{2/3} - 1)} = 67,99 \dots\dots\dots (4.21)$$

$$h_{water,in} = \frac{Nu K_w}{D_i} = \frac{67,99 \times 0,6}{0,014} \approx 2913,86 \frac{W}{m^2 K} \dots\dots\dots (4.22)$$

6) Résistance globale et coefficient U :

Résistance successives (par m²) : $1/h_{film}$; R ; $1/h_{water}$.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{film}} + R + \frac{1}{h_{water}} = \frac{1}{8000} + 10^{-4} + \frac{1}{2913,86} = 0,000568$$

$$U = 1760,56 \frac{W}{m^2K} \dots\dots\dots (4.23)$$

7) Calcul de la différence de température logarithmique moyenne :

On prend $T_{sol} \approx 35^\circ C$ (film), eau entrée $22^\circ C$ sortie $27^\circ C \rightarrow$

$\Delta T_1 = T_{sol} - T_{w,out} = 35 - 27 = 8 \text{ K}$, $\Delta T_2 = T_{sol} - T_{w,in} = 35 - 22 = 13 \text{ K}$.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_2 / \Delta T_1} = 10,29 K \dots\dots\dots (4.24)$$

8) Aire d'échange nécessaire

$$A = \frac{Q_{abs}}{U \times \Delta T_{lm}} = \frac{21930}{1760,56 \times 10,29} = 1,21 m^2 \dots\dots\dots (4.25)$$

4.4.3 Dimensionnement de L'évaporateur :

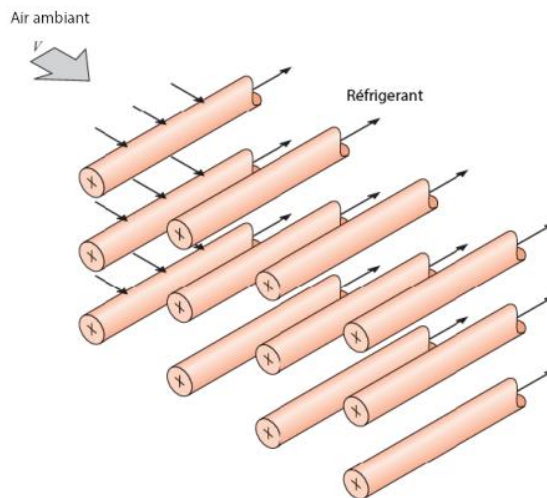


Figure 4.3 : Dessin qualitatif de l'évaporateur

Hypothèses

*Puissance frigorifique : $Q_e = 14304 \text{ W}$

*Fluide secondaire (eau glacée) : $c_p = 4180 \frac{J}{Kg.K}$; $\rho = 998 \text{ Kg/m}^3$

*Différence de température : $\Delta T_{eau} = 5^\circ C$; (entrée $12^\circ C$ et sortie $7^\circ C$)

*Nombre de tubes choisi $N=25$

*Propriétés de l'eau moyennes ($\approx 12^\circ C$) : $\mu = 1,307 \times 10^{-3} \frac{Pa}{s}$; $K = 0,58 \frac{W}{m.K}$

Coté réfrigérant (évaporation), coefficient de film : Epaisseur de film retenue (hypothèse pour falling-film très bien distribué). $\delta = 150 \mu m$ ($0,000150 m$).

$$h_{film} \approx \frac{2K}{\delta} = \frac{2 \times 0,58}{1,5 \times 10^{-4}} = 7733,33 \frac{W}{m^2 K} \dots\dots\dots (4.26)$$

*Encrassement : $R = 10^{-4}$

*Diamètre de tube : $Di=14 \text{ mm}$; $De=16 \text{ mm}$

Calcul et résultats numériques

1) Débit massique :

$$m = \frac{Q_a}{c_p \times \Delta T} = \frac{14304}{4180 \times 5} = 0,68 \text{ Kg/s} \dots\dots\dots (4.27)$$

2) Section d'une tube et vitesse moyenne :

$$A_{tube} = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi 0,014^2}{4} = 1,53 \times 10^{-4} m^2 \dots\dots\dots (4.28)$$

$$m_{tube} = \frac{0,68}{20} = 0,034 \frac{Kg}{s} \dots\dots\dots (4.29)$$

$$v = \frac{m_{tube}}{\rho \times A} = \frac{0,034}{998 \times 1,53 \times 10^{-4}} \approx 0,22 \text{ m/s} \dots\dots\dots (4.30)$$

3) Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{998 \times 0,22 \times 0,014}{1,307 \times 10^{-3}} = 2351,8 \dots\dots\dots (4.31)$$

4) Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{(f/8) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \sqrt{f/8} \times (Pr^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots (4.32)$$

5) Calcul de Prandtl :

$$Pr = \frac{c_p \mu}{K} = \frac{4180 \times 1,307 \times 10^{-3}}{0,58} = 9,42 \dots\dots\dots (4.33)$$

6) Calcul de facteur de Darcy :

$$f = (0,79 \times \ln(Re) - 1,64)^{-2} \approx 0,0495 \dots\dots\dots (4.34)$$

$$\text{Donc } Nu = \frac{(0,0495/8) \times (2351,8 - 1000) \times 9,42}{1 + 12,7 \times \sqrt{0,0495/8} \times (9,42^{2/3} - 1)} = 17,68 \dots\dots\dots (4.35)$$

7) Coefficient d'échange interne :

$$h_{in} = \frac{Nu \times K}{D_i} = \frac{67,99 \times 0,6}{0,014} \approx 732,46 \frac{W}{m^2K} \dots\dots\dots (4.35)$$

8) Résistance globale et coefficient U :

Résistance successives (par m²) : $1/h_{film}$; R ; $1/h_{water}$.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{film}} + R + \frac{1}{h_{in}} = \frac{1}{7733,33} + 10^{-4} + \frac{1}{732,46} = 0,00159$$

$$U = 628,93 \frac{W}{m^2K} \dots\dots\dots (4.36)$$

9) Calcul de la différence de température logarithmique moyenne :

On prend $T_{sat} \approx 5^\circ C$ (film), eau entrée $12^\circ C$ sortie $7^\circ C \rightarrow$

$\Delta T_1 = 12 - 5 = 7^\circ C$, $\Delta T_2 = T_{sat} - T_{w,in} = 2^\circ C$.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_2 / \Delta T_1} = 3,77^\circ C \dots\dots\dots (4.37)$$

10) Aire d'échange nécessaire

$$A = \frac{Q_e}{U \times \Delta T_{lm}} = \frac{14304}{628,93 \times 3,99} = 5,7 m^2 \dots\dots\dots (4.38)$$

4.4.4 Dimensionnement de Condenseur :

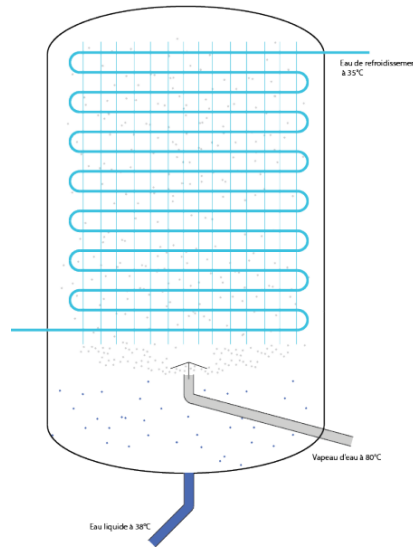


Figure 4.4 : Dessin qualitatif du condenseur

Hypothèses :

* Puissance : $Q=14984,64 \text{ W}$

* Diamètre intérieur tube : $D=14 \text{ mm}=0,014 \text{ m}$

* Eau de refroidissement : entrée $30 \text{ °C} \rightarrow$ sortie 35 °C ($\Delta T \text{ eau} = 5 \text{ K}$)

* Température de condensation (saturation vapeur) : $T_{\text{sat}}=40\text{°C}$

* Propriétés approximatives de l'eau ($\approx 32\text{°C}$) :
 $\rho=995.7 \text{ kg/m}^3$, $\mu=7.2 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $k=0.631 \text{ W/mK}$, $Pr \approx 4,77$, $C_p=4180 \text{ J/Kg.K}$

* h_{cond} : pris conservativement : $8\,000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Calcul et résultats numériques

$-Q_{gc} = 14984,64 \text{ W}$

1) Débit massique de fluide chaud :

$$m = \frac{Q_c}{C_p \times \Delta T} = \frac{14984,64}{4180 \times 5} \approx 0,72 \text{ Kg/s} \dots\dots\dots (4.39)$$

2) Section d'écoulement dans un tube de 14mm de diamètre :

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = 1,53 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (4.40)$$

3) Vitesse moyenne :

$$v = \frac{m}{\rho \times A} = \frac{0,72}{995 \times 1,53 \times 10^{-4}} \approx 4,73 \text{ m/s} \dots \dots \dots (4.41)$$

4) Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{995 \times 4,73 \times 0,014}{7,2 \times 10^{-4}} = 91512,36 \dots \dots \dots (4.42)$$

5) Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{K} = \frac{4180 \times 7,2 \times 10^{-4}}{0,631} = 4,77 \dots \dots \dots (4.43)$$

6) Nombre de Nusselt :

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} = 0,023 \times 91512,3^{0,8} \times 4,77^{0,4} \\ &= 400,24 \dots \dots \dots (4.44) \end{aligned}$$

7) Calcul de h_{ext} :

$$h_{ext} = \frac{Nu \times K}{D} = \frac{400,24 \times 0,631}{0,014} = 18039,39 \frac{W}{m^2 K} \dots \dots \dots (4.45)$$

Remarque : Dittus-Boetler donne des (h) très élevés pour petit (D) et forte débit c'est une estimation convective.

8) Résistance thermique global et U :

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_{ch}} + R + \frac{1}{h_f} = \frac{1}{18039,39} + 10^{-4} + \frac{1}{8000} = 0,000280 \\ U &= 3571,43 \frac{W}{m^2 K} \dots \dots \dots (4.46) \end{aligned}$$

9) calcul de ΔT_{lm} avec ($t_{c,e} = 30^\circ\text{C}$; $t_{c,s} = 35^\circ\text{C}$; $t_{sat} = 40^\circ\text{C}$)

$$\Delta T_1 = 40 - 30 = 10^\circ\text{C} , \Delta T_2 = 40 - 35 = 5^\circ\text{C} \dots \dots \dots (4.47)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{10-5}{\ln(\frac{10}{5})} = 7,21^\circ\text{C} \dots \dots \dots (4.48)$$

10) Surface d'échange :

$$A = \frac{Q_g}{U \times \Delta T_{lm}} = \frac{14984,64}{3571,43 \times 7,21} \approx 0,58 \text{ m}^2 \dots \dots \dots (4.49)$$

Conclusion

CONCLUSION

L'utilisation d'une machine frigorifique solaire à absorption pour la climatisation présente un grand intérêt, notamment en raison de l'économie d'électricité réalisée grâce à la compression chimique propre à ce type de machine. De plus, l'emploi d'un fluide frigorigène à faible impact environnemental, combiné à l'exploitation d'une énergie renouvelable et propre, inscrit la climatisation solaire dans une démarche de développement durable.

Cependant, cette technologie demeure coûteuse en raison d'une faible production industrielle et d'une diffusion encore limitée sur le marché. Certes, la machine à absorption consomme très peu d'électricité, mais les systèmes nécessaires à l'apport et à la distribution de l'énergie thermique restent, quant à eux, assez énergivores.

Dans le cadre de notre étude de dimensionnement, nous avons porté notre attention sur une installation frigorifique à absorption. Pour ce faire, nous avons réalisé des calculs sur différents composants essentiels de l'installation, à savoir l'absorbeur, l'évaporateur, le générateur et enfin le condenseur. Plusieurs équations et corrélations ont été appliquées pour déterminer les flux de chaleur ainsi que la longueur des tubes. Les propriétés des différents fluides et matériaux, ainsi que les données thermodynamiques nécessaires, ont également été intégrées et sont présentées en annexe.

Le dimensionnement d'une telle installation constitue une étape cruciale en vue d'une réalisation future. Ce système de climatisation, alimenté par énergie solaire ou par un mode hybride, représente une solution fortement recommandée.

Enfin, en termes de perspectives, ce travail constitue une base utile pour la concrétisation d'un projet réel ainsi que pour la simulation des phénomènes intervenant dans les différents composants, une étape vivement conseillée pour optimiser les performances globales du système.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] A. Mefti et M.Y. Bouroubi, 'Estimation et Cartographie de la Composante Globale du Rayonnement Solaire', Rev. Energ. Ren. (1999) 219-224
- [2] <https://www.recuperation-chaleur.fr/machine-absorption>
- [3] HADJ AMMAR Mohammed Ali, 'Étude et dimensionnement d'un réfrigérateur solaire à adsorption dans la région saharienne d'Algérie', thèse de doctorat, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2020
- [4] Mehennaoui Abderrahmane et Brahim Mohamed, 'Etude et dimensionnement d'une machine frigorifique à absorption, mémoire de master', Université Akli Mohand Oulhadj -BOUIRA, 2017
- [5] DJEFAFLIA MOHAMED, 'Etude d'une machine frigorifique a absorption liquide NH₃/H₂O', Mémoire de Master, UNIVERSITE BADJI-MOKHTAR-ANNABA, 2016
- [6] Hakim HAMIDOUCHE, 'Sur les techniques de refroidissement propres Application aux éoliennes, mémoire de master', Ecole Nationale Polytechnique, 2016
- [7] BERRICHE Mohamed, 'Modélisation des cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de lithium (H₂O - LiBr)', Mémoire de Master, Université Mohamed Khider de Biskra, 2020
- [8] Mehdi BRAHITI et Amar MOUSSAOUI, 'Calcul et dimensionnement d'une installation solaire pour le chauffage, la climatisation et la production d'eau chaude sanitaire pour le bâtiment de recherche de l'ENP', Mémoire de Master, Ecole Nationale Polytechnique, 2018
- [9] D. DOKKAR, Mémoire de Master, Dimensionnement d'une installation de climatisation d'un hotel alimentee par un systeme photovoltaïque raccorde au reseau, mémoire de master, ECOLE NATIONALE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE, 2009
- [10] https://ht.readthedocs.io/en/release/_modules/ht/boiling_nucleic.html
- [11] Mouhamed DIOP, 'Modélisation d'un système de climatisation par machine à absorption solaire', Mémoire de Master, ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIES, 1996
- [12] Razika SAAD, 'Climatisation solaire en Algérie', Mémoire de Master, Ecole Nationale Polytechnique, 2016
- [13] CHOUAKI Lyes, 'Étude et conception d'un climatiseur à absorption alimenté par des capteurs solaires thermiques', Mémoire de Master, ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE, 2024

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[15] Agnimoan Constant ALIHONOU and al, 'Climatisation solaire à absorption, mode de fonctionnement et description des différents éléments d'une unité de climatisation solaire dans le monde' : Revue de littérature, International Journal And Biological And Chemical Sciences, June 2019