



République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Centre Universitaire El-wancharissi de Tissemsilt



Institut de Sciences et de la Technologie  
Département de **Sciences et de la Technologie**

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme  
de Master académique en  
Filière : **Génie mécanique**  
Spécialité : **Installations Énergétiques Et Turbomachines**

Présentée par : **REBAH Noura**

### *Thème*

---

## **Étude et analyse d'un système frigorifique à absorption-diffusion**

---

Soutenu le, .....

### **Devant le Jury :**

M. BENLEFKI Abdelkrim	Président	M.C.A.	CU-Tissemsilt
M.ZEBBAR Djallel	Encadreur	Prof.	CU-Tissemsilt
M. BENLAKKAM Mohamed	Examinatrice	M.C.A.	CU-Tissemsilt

**Année universitaire : 2019-2020**



# Remerciement

Je remercie le bon dieu de m'avoir donné la force et le courage de conclure ce travail.

Je tiens à témoigner ma gratitude à mes chers parents pour leurs aides morale durant mes études.

Mes vifs remerciements s'adressent plus particulièrement à mon encadreur Monsieur Djallel ZEBBAR, professeur au centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt; de son aide compétente, de ces conseils précieux pour structurer et améliorer ce mémoire de fin d'études et de sa patience tout au long de ce travail.

Je tiens à remercier tous les enseignants qui m'ont soutenu tout au long de mes études universitaires.

Mes remerciements vont aussi à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin, en particulier Zakariaï Korai et Halilou Ahlam et souha.

Enfin mes remerciements sont destinés aux membres de jury qui m'ont honoré par leurs avis sur ce modeste travail.

# Dédicaces

Pour que ma réussite soit complète je le partage avec toutes les personnes que j'aime,  
je dédie ce modeste travail à :

Ma chère mère Ramailla et mon cher père, Ahmad, qui m'ont tant aidé avec leurs soutient, ils sont ma source de courage et de patience à qui j'exprime toute ma reconnaissance pour leur patience et tous leur efforts.

Mes chers sœurs et frères, Chahinaz, Achwak, Oumnia, Imad, Mehmed

Et tous mes amis, Ahlam, Souha, Mona

## Liste des figures

Figure (1-1) : Principe de fonctionnement de froid	19
Figure (1-2) : Classification des systèmes frigorifiques	20
Figure (1-3) : Machine à compression de vapeur	20
Figure (1-4) : Machines utilisant des cycles à gaz	21
Figure (1-5) : Machines à adsorption	21
Figure (1-6) : Machines frigorifiques à éjection	22
Figure (1-7) : Cycle frigorifique à absorption	23
Figure (1-8) : Cycle frigorifique à absorption simple effet	24
Figure (1-9) : Cycle frigorifique à absorption double effet	25
Figure (1-10) : Cycle frigorifique à absorption triple effet	25
Figure (1-11) : Cycles frigorifiques à absorption avec GAX	26
Figure (1-12) : Cycle frigorifique à absorption-compression	27
Figure (1-13) : Cycle frigorifique à absorption éjecteur-absorption	27
Figure (1-14) : Cycle frigorifique à absorption par diffusion (DAR)	28
Figure (1-15) : Analyse annuelle sur les Performance DAR	30
Figure (1-16) : schéma originale de DAR cycle	31
Figure (1-17) :(a) Configuration standard de la pompe à bulles (b) Nouvelle configuration de la pompe à bulles du générateur. Adapté de Chen et al (1996).	32
Figure (1-18): schématique de cycle DAR Srikhirin.	32
Figure (1-19) : COP par rapport à la température du fluide de refroidissement et à la température de conduite.	34
Figure (1-20) Analyse exergetique du DAR pour les conditions de fonctionnement de base.	34
Figure (2.1) : La structure chimique de CFC	49
Figure (2.2) : La structure chimique de HCFC et sa famille	50
Figure (2.3) : La structure chimique de HFC	50
Figure (2.4) : La structure chimique moléculaire du HC	52
Figure (2.5) : La structure chimique moléculaire du H <sub>2</sub> O	52
Figure (2.6) : La structure chimique moléculaire du co <sub>2</sub>	53
Figure (2.7) : La structure chimique moléculaire du NH <sub>3</sub>	53
Figure (2.9) : Diagramme d'Oldham	56
Figure (2.10) : Diagramme de Merkel	57
Figure (2-11) : Schéma du système DAR	59
Figure (2-12) : Volume de contrôle pour chaque composant	60
Figure (2-13) : Générateur	61
Figure (2-14) : Rectifieur	62
Figure (2-15) : Condenseur	63
Figure (2-16) : Évaporateur	64
Figure (2-17) : Échangeur de chaleur à gaz	65
Figure (2-18) : Absorbeur	65
Figure (2-19) : Échangeur de chaleur à solution	66

Figure (4.1) : Interface du logiciel Ansys- Fluent	77
Figure (4.2) : Géométrie du problème	79
Figure (4.3): Structure du maillage non-structure	79
Figure (4.4) Représentation des différents types de maillage	80
Figure (4.5): Génération du maillage utilisé	80
Figure (4.6): Qualité de maillage utilisé	81
Figure (4.7): Indépendance de maillage	84
Figure (4.8): Représentation de la ligne de mesure des températures sur la paroi de l'évaporateur	85
Figure (4.9): Représentation de la ligne de mesure transversale médiane	86
Figure (4.10): Représentation des lignes de mesures radiaux	86
Figure (4.11) : variations de la température de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction des différentes puissances frigorifique a) H <sub>2</sub> et b) He	88
Figure (4.12) : variations de la température de la paroi en acier de l'évaporateur tout au long de la ligne médiane transversale en fonction des différentes puissances frigorifique a) H <sub>2</sub> et b) He	90
Figure (4.13) : variations des températures du mélange dans le sens radial de l'écoulement d'évaporateur en acier	94
Figure (4.14) : variations de la température de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction du rapport des débits a) H <sub>2</sub> et b) He	96
Figure (4.15) variations de la température du mélange sur la ligne transversale médiane en fonction du rapport des débits a) H <sub>2</sub> et b) He	98
Figure (4.16) : variations de la température du mélange sur les lignes radiales de l'écoulement en fonction du rapport des débits pour les deux gaz inertes (H <sub>2</sub> et He)	101
Figure (4.17): Représentation des surfaces de mesure des températures sur l'évaporateur.	102

Liste des tableaux

Tableau (1.1) : Sélection les fluides les plus utilisés dans la machine à absorption diffusion	40
Tableau (1.2) : Étude comparative des différents systèmes de production de froid	43
Tableau (1.3) : Machine frigorifique à absorption	45
Tableau (1.4) : Machine frigorifique de compression de vapeur	46
Tableau (1.5) : Machine frigorifique à absorption diffusion	46
Tableau (2.1) : les avantages et les inconvénients des fluides frigorigènes	58
Tableau (3-1) Les constantes du modèle $k - \epsilon$	73
Tableau (4.1) : Conditions aux limites imposées	82
Tableau (4.2) : Schémas de discrétisation	82
Tableau (4.3) : Propriétés du fluide.	83
Tableau (4.4): Indépendance de maillage	83
Tableau (4.5) : Critères de convergence	85
Tableau (4.6): variations de la température de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction de la différente puissance frigorifique a) H2 et b) He	87
Tableau (4.7) : variations de la température suivant la ligne médiane transversale en fonction des différentes puissances frigorifiques a) H2 et b) He	89
Tableau (4.8) : variations de la température du mélange dans le sens radial (ligne n° 1) de l'écoulement en fonction des différentes puissances frigorifiques a) H2 et b) He	90
Tableau (4.9): variations de la température du mélange dans le sens radial (ligne n° 2) de l'écoulement en fonction des différentes puissances frigorifiques a) H2 et b) He	91
Tableau (4.10): variations de la température du mélange dans le sens radial (ligne n° 3) de l'écoulement en fonction des différentes puissances frigorifiques a) H2 et b) He	92
Tableau (4.11) : variations des températures de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction du rapport des débits a) H2 et b) He.	95
Tableau (4.12) : variations de la température du mélange sur la ligne transversale médiane en fonction du rapport des débits a) H2 et b) He.	97
Tableau (4.13): variations de la température du mélange sur la ligne radiale n°1 (entrée de l'évaporateur) en fonction du rapport des débits a) H2 et b) He.	98
Tableau (4.14): variations de la température du mélange sur la ligne radiale n°2 (au milieu de l'évaporateur) en fonction du rapport des débits a) H2 et b) He.	99
Tableau (4.15): variations de la température du mélange sur la ligne radiale n°3 (sortie de l'évaporateur) en fonction du rapport des débits a) H2 et b) He.	100
Tableau (4.16) : variations de la température moyenne dans trois sections radiales de l'écoulement en fonction de la puissance frigorifique pour un rapport des débits fixe	102
Tableau (4-17) : variations des températures moyennes du fluide frigorigène dans les trois sections sectionnées (entrée, milieu et sortie de l'évaporateur) dans le cas de la puissance frigorifique fixe et des rapports de débits variables pour deux gaz inertes.	103

## NOMENCLATURE

$A$	Surface d'échange	$[m^2]$
$C_{\mu}, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$	Constante de turbulence (modèle k- $\varepsilon$ )	
$C_p$	Capacité thermique massique à pression constante	$[kJ/kg K]$
COP	Coefficient de performance	
$D$	Diamètre	$[m]$
Eff	Efficacité	
$F$	Facteur de circulation	
$G$	L'accélération de la pesanteur	$[m/s^2]$
$H$	Enthalpie	$[kJ]$
$h$	Enthalpie massique	$[kJ/kg]$
$h_c$	Coefficient de transfert de chaleur	
$L_e$	Nombre de Lewis	
$I$	Exergie détruite	$[Kw]$
$i; j; k$	Indices de discrétisation du temps et de l'espace	
$\vec{J}_i$	le flux de diffusion des espèces $i$	
$k$	l'énergie cinétique turbulente	$[m^2.s^{-1}]$
$L$	Longueur	$[m]$
$m$	Masse	$[kg]$
$\dot{m}$	Débit de masse	$[kg/s]$
$\dot{m}_r$	Débit de masse réfrigérant	$[kg/s]$
$\dot{m}_g$	Débit de masse de gaz inerte	$[kg/s]$
$\bar{M}$	Masse molaire	
$P$	Pression	$[Pa]$
$Q$	La quantité de chaleur	$[kJ]$
$\dot{Q}$	Puissance	$[kW]$
$S$	Entropie massique $kJ/kg$	$[kJ/kg]$
$sc$	La course du piston	$[m]$

$S_T$	Le terme source	[W / m <sup>3</sup> ]
$T$	Température K	[K]
$t$	Temps	[S]
$r$	Rapport de débit	
$U$	Energie interne	[kJ]
$x, y, z$	Coordonnées cartésiennes dimensionnelles	
$x$	Fraction massique en ammoniac liquide	
$y$	Fraction massique en ammoniac gazeux	
$\rho$	La masse volumique du fluide	[kg/m <sup>3</sup> ]
$u$	La vitesse moyenne	[m/s]
$\mu$	La viscosité dynamique laminaire	[kg / m s ]
$\mu_t$	La viscosité dynamique turbulente	[kg/ m s]
$\varepsilon$	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Constantes de modèle de turbulence (modèle k- $\varepsilon$ )	

**Abréviation**

abs	Absorbeur
pb	pompe à bulle
cond	Condenseur
DAR	Réfrigération absorption-diffusion
evap	Évaporateur
ft	Fluide de travail
gen	Générateur
GHX	Échangeur de chaleur de gaz
I	inerte
L	liquide
part	partial
o	Référence
rec	Rectifieur
sc	Source de chaleur
SHX	Échangeur de chaleur de solution
v	vapeur

**Formule chimique**

$\text{Al}_2\text{O}_3$	Alumine
$\text{C}_4\text{H}_{10}$	Benzène
$\text{C}_8\text{H}_{10}$	Xylène
$\text{C}_{10}\text{H}_{22}\text{O}_5$	Tétraéthylène glycol diméthyléther (TFE-TEGDME)
$\text{C}_{17}\text{H}_{15}\text{N}_2\text{O}_4\text{P}$	Diméthylimédazolyliumdiméthyl phosphate
CFC	Chlorofluorocarbure
$\text{CO}_2$	Dioxyde de carbone
DMF	N, N-diméthylamide
$\text{H}_2\text{O}$	Eau
HFC	Hydrofluorocarbure
HFC-134a	Ammoniac
HC	Hydrocarbure
HCFC	Hydrochlorofluorocarbure
$\text{H}_2$	Hydrogène
$\text{He}$	Hélium
LiBr	Bromure de lithium
$\text{LiNO}_3$	Nitrate de lithium
$\text{NH}_3$	Ammoniac
NaSCN	Thiocyanate de sodium
$\text{SO}_2$	Dioxyde de soufre

## Sommaire

Remerciement	
Dédicace	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Sommaire	
Introduction générale	

*Chapitre 01 Aperçu sur les systèmes de réfrigération à absorption diffusion*

1-1- Introduction	18
1-2 Historique de la réfrigération	18
1-3- Définition des machines frigorifiques	19
1-3.1 Les systèmes des machines frigorifiques	20
1-3-1-1 Systèmes mécano-frigorifiques	20
1-3-1-1-1 Systèmes à compression de vapeur	20
1-3-1-1-2 Systèmes utilisant des cycles à gaz	21
1-3-1-2 Les systèmes thermo-frigorifiques	21
1-3-1-2-1 Systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques	21
1-3-1-2-2 Système frigorifique à éjection	22
1-3-1-2-3 Système frigorifique à absorption	22
1-3-1-2-3-1 Les configurations de la machine frigorifique à absorption	23
a) Les cycles frigorifiques à absorption simple effet	24
b) Cycle de réfrigération à absorption multi-effets	24
b-1) Cycles à double effet	24
b-2) Cycle triple effet	25
c) Cycle de réfrigération à absorption avec GAX	26
d) Cycle combiné absorption-compression de vapeur	26
e) Cycle combiné de réfrigération éjecteur-absorption	27
f) Système de réfrigération à absorption par diffusion (DAR)	27
f-1) Mécanisme d'une machine à absorption diffusion	29
f-2) Performance DAR	29

1-4 Développement des systèmes (DAR) : état de l'art.....	30
1-4-1 Les modifications apportées au fil du temps pour l'amélioration des coefficients de performances.....	31
1-4-2 État de l'art des études de simulation de la pompe à bulle.....	36
1-4-3. État de l'art des études de simulation de l'évaporateur.....	38
1-4-4 Les fluides utilisés dans les systèmes DAR.....	39
1-5 Étude comparative des technologies de production de froid.....	39
1-6 Les avantages et les inconvénients.....	45
1-7 Conclusion .....	46

### ***Chapitre 02 Les fluides frigorigènes et le modèle thermodynamique des systèmes DAR***

2-1 Introduction .....	48
2-2 Historique .....	48
2-3 définitions.....	49
2-4 Classifications et domaine d'application des fluides frigorigènes .....	49
2-4-1 Les composés organiques .....	49
2-4-1-1 Les corps purs .....	49
a) Les CFC (chlorofluorocarbone) .....	49
b) Les HCFC .....	50
c) Les HFC .....	50
2-4-1-2 Les mélanges .....	51
a) Les mélanges azéotropiques .....	51
b) Les mélanges zéotropiques .....	51
2-4-1-3 Les hydrocarbures.....	51
2-4-2 Les composants inorganiques .....	52
a) d'eau H <sub>2</sub> O R718.....	52
b) Le dioxyde de carbone (CO <sub>2</sub> ).....	52
c) L'ammoniac (NH <sub>3</sub> ).....	53
2-5 Les critères de choix d'un fluide frigorigifque .....	54
2-6 les fluides de travail retenus dans la présente étude.....	55
2-6-1 Les propriétés du couple binaire NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O-(He/H <sub>2</sub> ).....	55
2-6-1-a) Propriétés de l'agent d'absorption.....	55

2-6-1-b) Propriétés des fluides frigorigènes.....	55
2-6-1-c) Propriétés du gaz inerte.....	55
2-7 Les diagrammes thermodynamiques.....	56
2-7-1 Diagramme d'Oldham* (Diagramme $\log p / - 1/T$ ).....	56
2-7-2 Diagramme enthalpie-concentration (Diagramme de Merkel).....	56
2-8 Les avantages et les inconvénients des fluides frigorigènes.....	57
2-9 Modélisation thermodynamique de la machine à absorption diffusion.....	58
2-9-1 Description du cycle.....	58
2-9-2 Les conditions et les hypothèses de bases de calcul.....	59
2-9-3 Équations du bilan de la machine à absorption diffusion.....	59
a) Générateur.....	60
b) Pompe à bulles.....	61
c) Séparateur.....	62
d) Redresseur.....	62
e) Condenseur.....	63
f) Évaporateur.....	64
g) Échangeur de chaleur à gaz.....	64
h) Absorbeur.....	65
i) Échangeur de chaleur à solution.....	66
2-9-4 Rapport de circulation.....	66
2-9-5 Performance DAR.....	67
2-10 Conclusion.....	67

### *Chapitre 03 Formulation mathématique*

3-1 Introduction.....	69
3-2 Mise en équation.....	69
3-2-1 L'équation de continuité.....	69
3-2-2 L'équation de mouvement (équation de Navier-Stokes).....	69
3-2-3 Équation de conservation de l'énergie.....	70
3-3 Régime permanent.....	70
3-4 Modélisation numérique.....	70
3-4-1 Équations de transport des espèces.....	70

3- 4-1-1 Diffusion de masse dans les flux laminaires.....	71
3- 4-1-2 Traitement du transport des espèces dans l'équation énergétique.....	71
3-4-2 La turbulence.....	71
3-4-2-1 Modélisation de la turbulence.....	72
3-4-2-1-1 Le modèle k-ε standard.....	72
3-4-2-1-1-a Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente <b>k</b> .....	72
3-4-2-1-1-b Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.....	73
3-4-2-1-1-c Constantes du modèle.....	73
3-5 Conclusion.....	73

### *Chapitre 04 Résultats de la simulation numérique*

4-1 Introduction.....	76
4.2 Présentation du logiciel ANSYS 15.0.....	76
4-3 les étapes de la résolution numérique CFD.....	77
4-3-1 Préprocesseur "Design Modeler & ANSYS Meshing".....	77
4-3-2 Solveur "FLUENT".....	77
4-3-3 Post-processeur "CFD-Post".....	77
4-4 Définition de la méthode de résolution.....	78
4-5 La géométrie.....	78
4-6 Génération de maillage.....	79
4-6 -1 Types de maillages.....	79
4-6-2 Qualité de maillage.....	80
4-7 Condition aux limites.....	81
4-8 Schéma de discrétisation.....	82
4-9 Quelques détails sur le fluide.....	82
4-10 Indépendance de maillage.....	83
4-11 Les critères de convergence.....	84
4-12 Résultats et interprétations.....	85
4-12-1 Les lignes et les surfaces où là Les résultats sont extraits.....	85
4-12-2 Étude de l'effet du flux imposé et le type de gaz inerte sur l'échange de chaleur au niveau de l'évaporateur.....	86
4-12-3 Effet du rapport des débits sur l'échangeur et le type de gaz inerte.....	95

---

4-12-4 la comparaison entre les gaz inertes par les températures moyennes .....	102
4.13 Conclusion .....	103
Conclusion générale	
Références	
Résumé	

# **Introduction générale**

### Introduction générale

La consommation mondiale de l'énergie est en croissance permanente et est fortement affectée par les besoins du secteur industriel. Cette croissance conduira dans un proche future à l'épuisement des réserves fossiles accompagné d'impacts irréversibles et des conséquences fâcheuses sur l'environnement. Cette menace s'est manifestée principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre par effet de serre. C'est ce qui a conduit les différent pays à promouvoir les politiques de développement durable et de protection de l'environnement.

La réduction de l'impact écologique des activités humaines proviendrait ainsi d'une transition énergétique vers des ressources naturelles renouvelables et de l'amélioration de l'efficacité énergétique dans les procédés industriels actuels. Une optimisation des procédés permettrait d'avoir des résultats notables sans prendre de gros risques industriels liés à une transition énergétique et technologique de rupture. Parmi les procédés consommateurs d'énergie, le refroidissement est un besoin universel autant dans la nécessité de climatiser les bâtiments que de conserver les aliments. Il reste cependant certaines régions pauvres où des quantités massives de nourritures doivent être jetées par manque de capacités de stockage réfrigéré.

L'une des sources d'énergie renouvelable les plus fiables est le soleil, qui est également une source d'énergie gratuite. Ainsi, l'un des domaines de développement les plus prometteurs dans la recherche sur les énergies alternatives est l'énergie solaire. Cela a donné lieu à des recherches sur la possibilité d'intégrer l'énergie solaire à un cycle de diffusion-absorption spécifiquement pour les applications domestiques.

La majorité des machines frigorifiques à absorption fonctionnent à l'énergie thermique. En effet, ce type de machines, opérant sur la base de l'absorption d'un réfrigérant dans un solvant utilise paradoxalement de la chaleur pour produire du froid et ne requiert qu'une faible puissance mécanique. Cette dernière a l'aptitude de fonctionner sans élément mobile tel que la pompe utilisée pour la circulation de la solution liquide dans une machine à absorption. Produire du froid grâce à des machines ne requérant ni compresseur ni pompe constitue un véritable enjeu économique.

Le développement de la technologie de ces machines peut être effectué par des études expérimentales d'une part et par la modélisation mathématique d'autre part, se développe selon deux grands axes. En premier lieu, il y a les travaux visant l'amélioration

des performances des machines. En second lieu, il y a les travaux portant sur l'investigation des nouveaux systèmes susceptibles d'être utilisés comme fluides de travail dans de telles machines.

L'objectif principal du présent travail est la simulation numérique d'une partie de l'évaporateur d'une machine frigorifique à absorption-diffusion fonctionnant avec le binaire  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  comme fluide de travail et l'hydrogène ou l'hélium comme gaz inerte à l'aide du code de calcul Ansys Fluent. Les effets de la puissance frigorifique, le rapport des débits gaz inerte / fluide frigorigène sont analysés sur le champ de température de l'évaporateur.

Ce mémoire débute par une introduction générale, structuré ensuite autour de quatre chapitres et s'achève par une conclusion générale et des perspectives. Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les systèmes frigorifiques accompagné d'une représentation assez large du système à absorption-diffusion.

L'objectif de deuxième chapitre est de présenter un modèle thermodynamique des différents composants d'un système DAR, et en savoir plus sur les fluides frigorifiques et les critères de leur sélection, sur leur impact sur l'environnement et sur leurs propriétés thermodynamiques

Le troisième chapitre est consacré à la formulation mathématique régissant l'écoulement dans l'évaporateur. Cet écoulement est tridimensionnel, stationnaire est établi pour un fluide incompressible régit par un modèle de turbulence.

Le quatrième chapitre comporte une présentation du logiciel Ansys Fluent, les schémas de discrétisation, la procédure de résolution du problème (schéma et maillage utilisé), les conditions aux limites et quelques propriétés physiques du fluide considéré. Ce chapitre est clôturé par une discussion des résultats de la simulation relatifs aux champs de température obtenus pour l'évaporateur pour deux gaz inertes différents qui sont l'hélium et hydrogène.

Enfin, la conclusion générale synthétise les principaux apports du mémoire.

# Chapitre 1 :

## Aperçu sur les systèmes de réfrigération à absorption diffusion

### 1-1- Introduction:

Dans cette section, nous allons exposer une revue des importants travaux effectués afin de mieux comprendre le cadre, les objectifs et les potentiels complémentaires du présent travail. La bibliographie étudiée a été concentrée sur les aspects suivants : la définition de la réfrigération avec un bref historique, présentation des différents systèmes frigorifiques, pour ensuite se focaliser sur les systèmes frigorifiques à absorption et en particulier les systèmes à absorption-diffusion et enfin la comparaison entre les différents systèmes de production de froid.

### 1-2 Historique de la réfrigération

La maîtrise du froid par l'homme est un événement récent. Depuis des millénaires, il savait utiliser le froid qu'offre la nature, en stockant dans des grottes ou des glaciers de la glace prélevée en hiver pour l'utiliser plus tard. On savait également depuis longtemps que l'ajout de sel ou de salpêtre abaisse la température de la glace et permet la préparation de sorbets refroidis dans ce mélange réfrigérant. Ce n'est cependant qu'au cours du XIXe siècle qu'une réelle technique de production du froid a été découverte. [1]

- En 1805 La première machine frigorifique à compression d'éther est imaginée par l'Américain Evans ;
- En 1834, l'américain Jacob Perkins invente une machine à compression de vapeur (en cycle fermé) en utilisant comme fluide frigorigène l'éthyle. Un seul prototype fut construit. Une vingtaine d'années plus tard, l'écossais James Harrison, dépose un brevet sur une idée très proche en utilisant le même fluide frigorigène : l'éthyle. Ce fluide est inflammable et toxique mais c'est le seul fluide qui sera utilisé dans les quelques machines à compression fabriquées jusqu'à la fin du 19e siècle.
- 1844 : Création de la machine frigorifique à air par l'américain John Gorrie
- 1859 : Apparition de la première machine frigorifique à absorption a été inventée par le français Ferdinand Carré qui choisit comme fluide frigorigène l'ammoniac. Le succès de cette machine fut rapide, tout particulièrement aux Etats-Unis
- 1913 : Le premier réfrigérateur domestique fait son apparition ;
- 1919 : La marque Frigidaire fait son apparition ;
- 1928 : Découverte des molécules de CFC 12 par Midgley et Henne de la division Frigidaire de General Motors ;
- 1931 : La fabrication industrielle commence avec Electrolux ;

- 1950 - Démocratisation des réfrigérateurs ;
- 1964 : Les réfrigérateurs à 2 portes font leurs apparitions ;
- Années 70 : Les appareils s'accessoirisent : lumière, différents compartiments ;
- Années 80 : Apparitions des premiers réfrigérateurs combinés et des appareils bimoteurs ;
- Années 90 : De nouveaux gaz plus propres sont utilisés ;
- Années 2000 : Le véritable défi devient l'environnement.

### 1-3- Définition des machines frigorifiques

La machine frigorifique, est un système thermodynamique pour la production du froid. Le principe général de tout cycle frigorifique est d'extraire de la chaleur par l'intermédiaire de l'évaporateur à un niveau de température généralement inférieur à la température ambiante, lorsque cette chaleur est extraite dans un volume délimité, la température d'équilibre est alors inférieure à la température ambiante. [2]

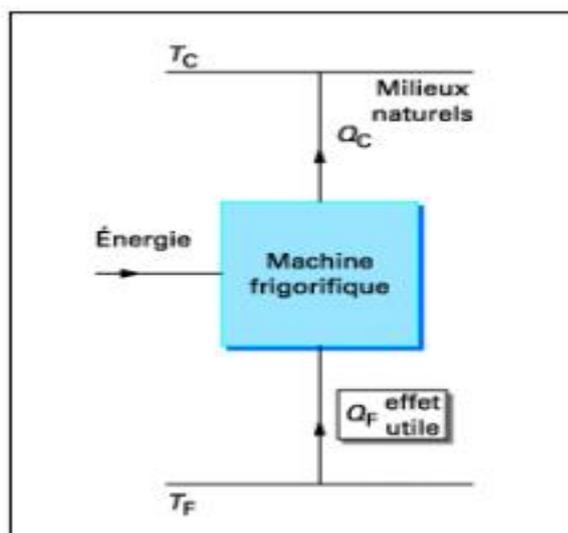


Figure (1-1) : Principe de fonctionnement de froid [2]

Quelles sont les différents systèmes frigorifiques et les fluides frigorifiques y afférents?

#### 1-3.1 Les systèmes des machines frigorifiques

Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques : [3]

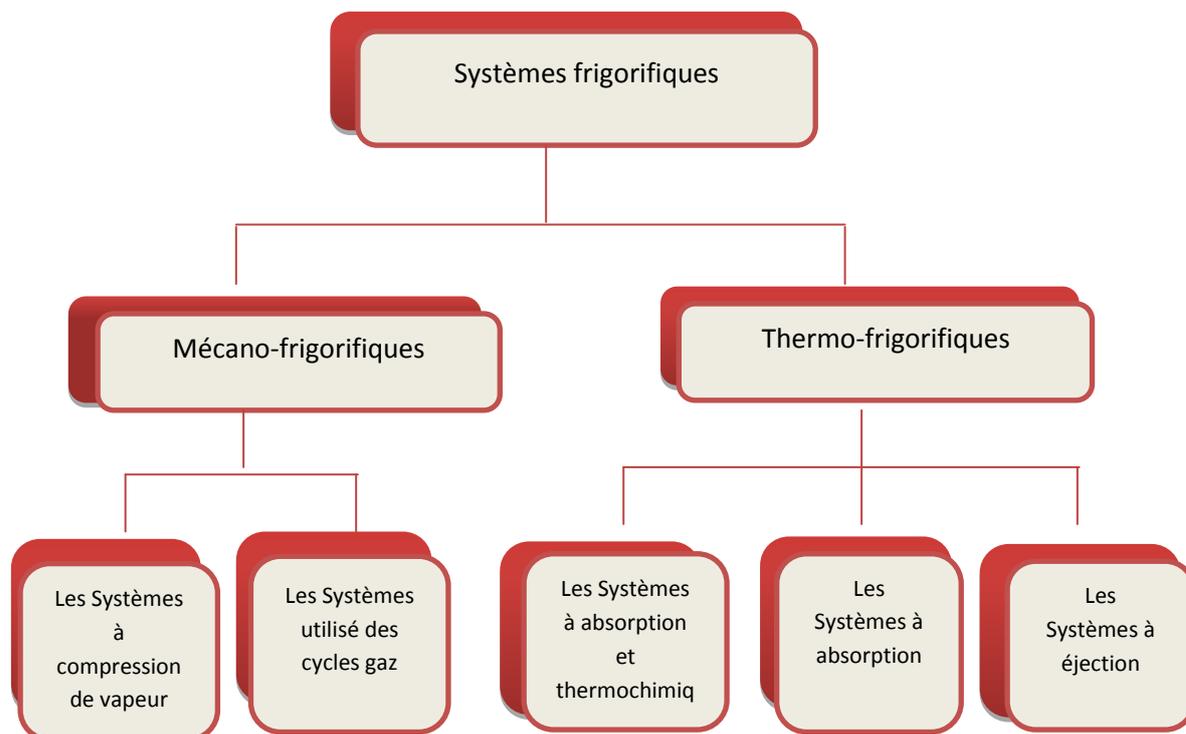


Figure (1-2) : Classification des systèmes frigorifique [3]

### 1-3-1-1 Systèmes mécano-frigorifiques

Parmi lesquels, deux familles se détachent :

#### 1-3-1-1-1-Systèmes à compression de vapeur

Une machine frigorifique à compression mécanique est composée de 4 organes principaux où circule un fluide frigorigène permettant le transfert des calories d'un milieu vers un autre à savoir : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. La vapeur issues de l'évaporateur est aspirée et comprimée par un compresseur mécanique. Elle est refoulée dans un condenseur où elle se liquéfie. Le liquide formé retourne vers l'évaporateur en traversant un régleur (ou détendeur). Ce système est de très loin le plus répandu. [4]

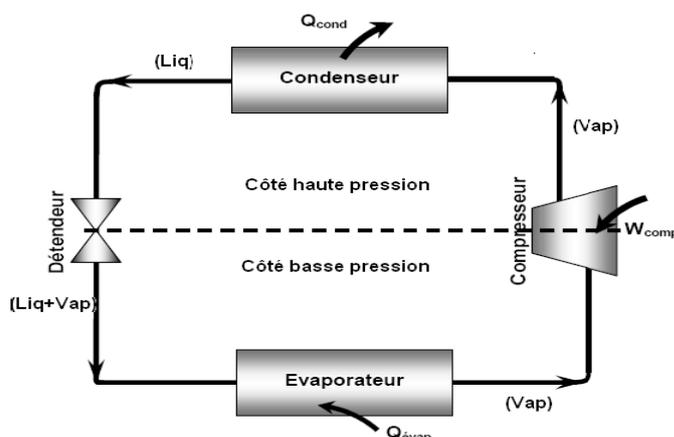


Figure (1-3) : Machine à compression de vapeur. [4]

### 1-3-1-1 2-Systèmes utilisant des cycles à gaz

Dans le cycle frigorifique le fluide actif ne change pas d'état mais reste gazeux. Le gaz s'échauffe une fois comprimé. On le refroidit alors sous pression jusqu'à la température ambiante puis on le détend ce qui entraîne un abaissement de sa température. [5]

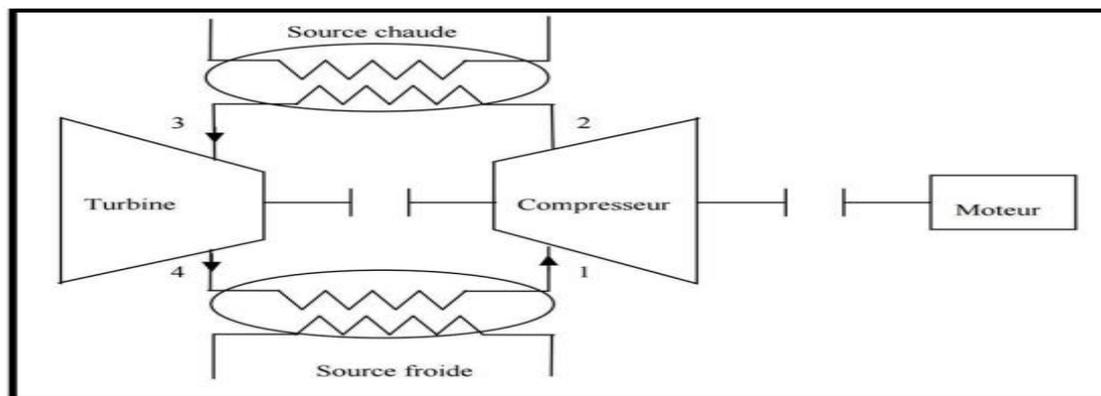


Figure (1-4) : Machines utilisant des cycles à gaz. [5]

### 1-3-1-2 Les systèmes thermo-frigorifiques.

#### 1-3-1-2-1 Systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques

Dans sa configuration la plus simple, la machine comporte les composants suivants : un adsorbeur, un condenseur, un réservoir de stockage, une vanne de détente, deux clapets anti retour et un évaporateur. Le cycle de base de la machine qui utilise le principe d'adsorption est basé sur un cycle intermittent. Les couples les plus utilisés sont : gel de silicium-eau, zéolithe-eau, charbon actif méthanol et charbon actif-ammoniac.

Ce type de machines reste encore peu étudié et demeure en attente de développement industriel. [6]

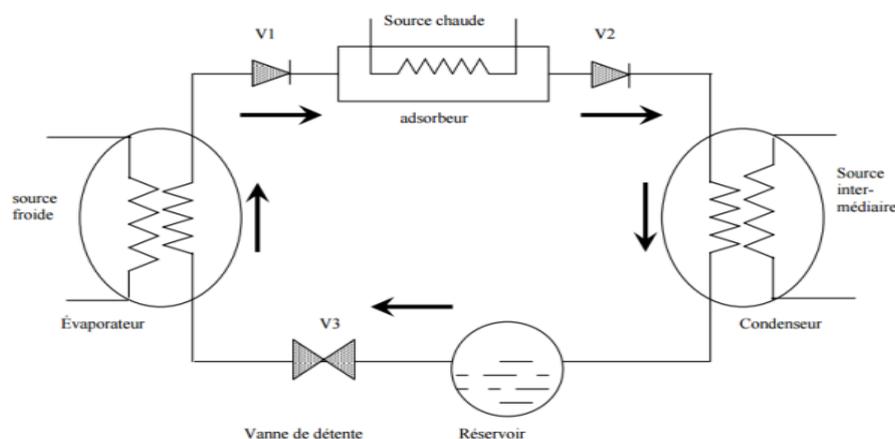


Figure (1-5) : Machines à adsorption. [6]

### 1-3-2-1-2- Système frigorifique à éjection

En 1910, l'ingénieur Français Maurice Leblanc a réussi à introduire un éjecteur à jet de vapeur dans un cycle de réfrigération, sa configuration a permis la production d'un effet de réfrigération en utilisant la vapeur d'eau comme source d'énergie, marquant ainsi la naissance des cycles frigorifiques à éjection de vapeur. [7]

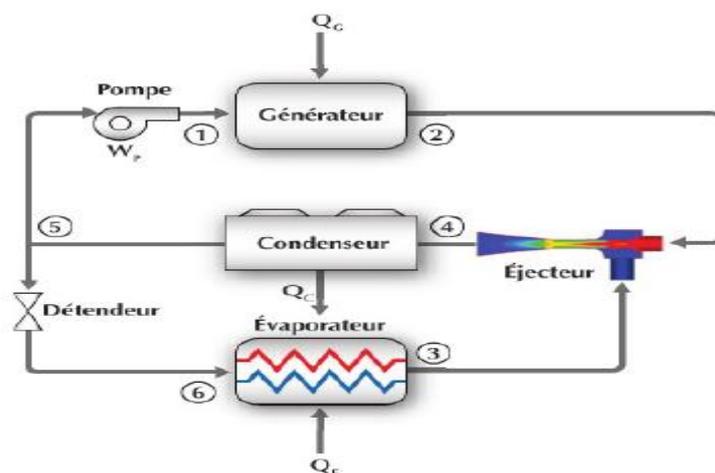


Figure (1-6) : Machines frigorifique à éjection. [7]

### 1-3-1-2-3-Système frigorifique à absorption

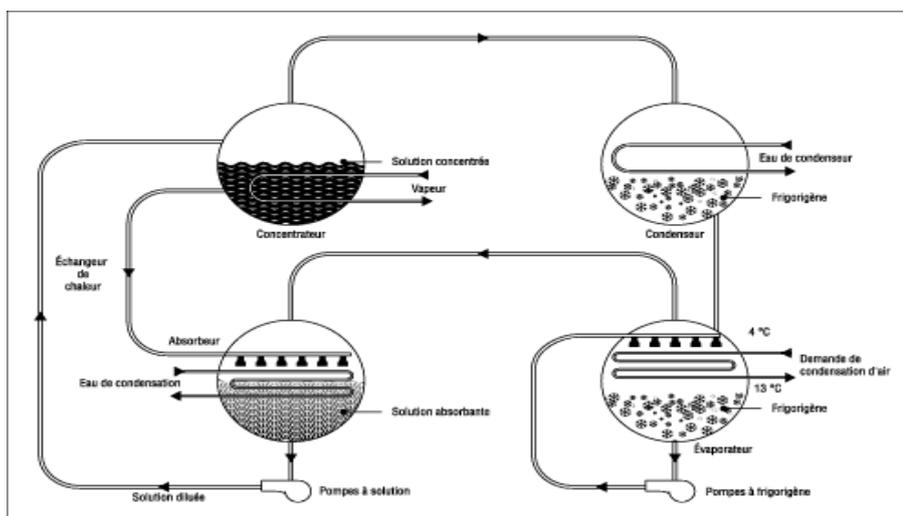
Similaire aux systèmes à compression, les machines à absorption (figure1-7), très matures et présentes dans plusieurs installations de production de froid, utilisent la chaleur pour comprimer le réfrigérant vapeur à la haute pression. [3]

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19ème siècle, mis au point par un français, Ferdinand Carré. Le fluide utilisé est composé d'eau et d'acide sulfurique, mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue. Dix ans plus tard, Ferdinand Carré a adopté le mélange (eau/ammoniac) et il a obtenu par la même occasion un fonctionnement continu. En 1877 a été faite la première conception de la machine à absorption par Narine qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique comme fluide binaire dans une installation de laboratoire. [8]

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale. Ainsi de 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux Etats-Unis où deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) et eau/bromure de lithium ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ) avec en 1964 la création du premier climatiseur à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz. En 1965 environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifiques aux Etats-Unis utilisaient le principe de l'absorption contre 15 % en 1958. [3]

Un cycle à absorption simple est composé de quatre (4) composants essentiels tels que : un bouilleur, un condenseur, un évaporateur et un absorbeur où l'absorbant et le réfrigérant sont utilisés en mélange binaire comme fluide de travail.

Dans ce système, la compression de la vapeur du frigorigène est réalisée par l'absorbeur en combinaison avec une pompe de solution et le générateur, au lieu d'un compresseur mécanique de vapeur. La vapeur générée par l'évaporateur est absorbée dans un liquide (l'absorbant) qui se trouve dans l'absorbeur. L'absorbant qui a absorbé la vapeur du frigorigène est pompé vers le générateur où le réfrigérant est relâché sous forme de vapeur qui est dégagée à son tour puis condensée dans le condenseur. L'absorbant concentré ou régénéré est alors reconduit jusqu'à l'absorbeur pour absorber de nouveau la vapeur du frigorigène. La vapeur est fournie au générateur à haute température et rejetée de l'absorbeur à basse température. [9]



**Figure (1-7) : Cycle frigorifique à absorption. [8]**

Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique. En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3, voire plus. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0.7, pour les installations à simple effet jusqu'à 1.4 pour les installations à double effet. Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. [8]

### 1-3-1-2-3-1 Les configurations de la machine frigorifique à absorption

L'existence de diverses configurations du cycle à absorption est le résultat d'un long chemin de travail de recherche en vue d'amélioration des performances de ces systèmes. On distingue. [10] :

### a) Les cycles frigorifiques à absorption simple effet

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, appelé aussi frigo pompe avec ses différentes parties comme le condenseur et l'absorbeur qui rejettent de la chaleur inutile dans l'environnement, le générateur qui prélève une quantité de chaleur d'une source à plus haute température et l'évaporateur qui pompe de la chaleur dans l'enceinte à refroidir, produisant ainsi une froideur utile. Ce cas correspond à la production du froid pour des usages divers comme la climatisation des bâtiments, la production de la glace, la conservation des aliments et leur congélation rapide, etc. [10]

Il existe deux configurations de conception en fonction des fluides de travail utilisés : un système à effet unique utilisant un absorbant non volatil tel que LiBr / eau, un absorbant de volatilité tel que l'eau /  $\text{NH}_3$ . [10]

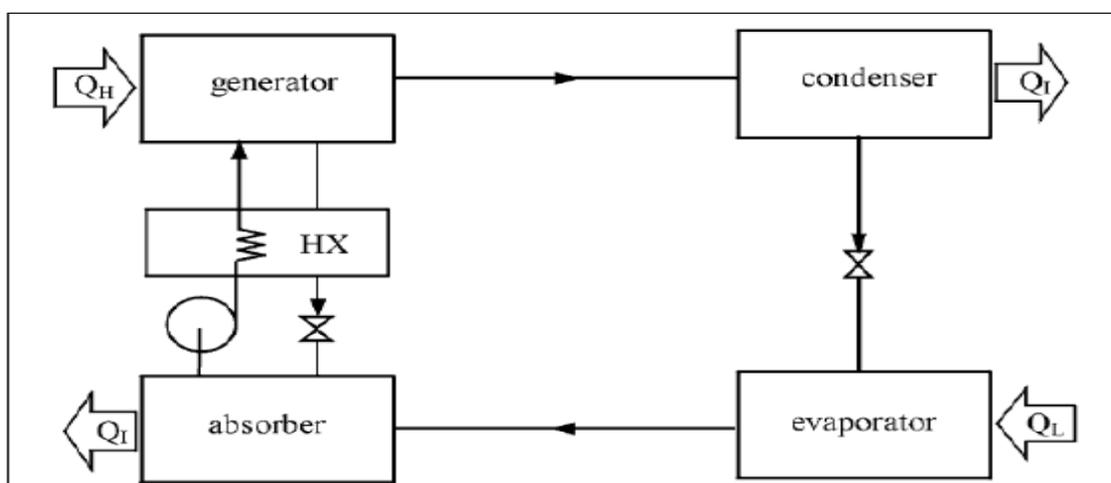


Figure (1-8) : Cycle frigorifique à absorption simple effet. [10]

### b) Cycle de réfrigération à absorption multi-effets

L'objectif principal d'un cycle à effet plus élevé est d'augmenter les performances du système lorsqu'une source de chaleur à haute température est disponible. Par le terme «multi-effet», le cycle doit être configuré de manière à ce que la chaleur rejetée d'un étage à haute température soit utilisée comme apport de chaleur dans un étage à basse température pour générer un effet de refroidissement supplémentaire dans l'étage à basse température. [11]

#### b-1) Cycles à double effet

Introduit entre 1956 et 1958, est considéré comme une combinaison de deux systèmes d'absorption à simple effet avec un COP de 0.96. La figure (1-9) montre un tel système fonctionnant avec le couple  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ . [11]

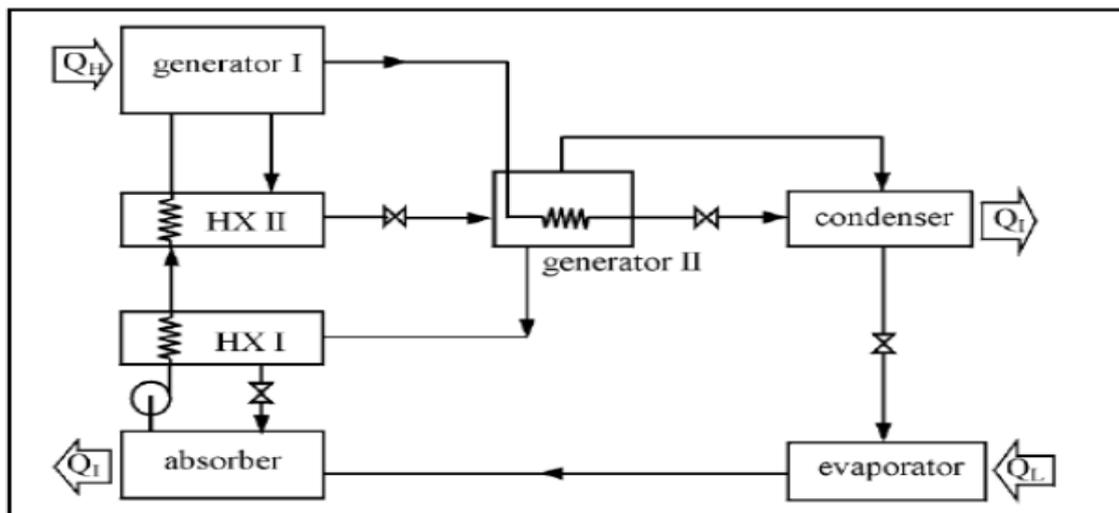


Figure (1-9) : Cycle frigorifique à absorption double effet. [11]

### b-2) Cycle triple effet

Pour obtenir un cycle à triple effet on peut par exemple, doubler l'absorbeur, le générateur, et le condenseur de manière à ce que le premier générateur récupère la chaleur dissipée par le deuxième absorbeur et par le deuxième condenseur. Elles permettent d'améliorer les performances mais nécessitent des chaleurs motrices à des températures encore plus élevées. Ceci cause des limitations en termes de choix des matériaux et des fluides de travail. En raison des problèmes de corrosion et de cristallisation, l'utilisation du couple  $H_2O/LiBr$  n'est pas envisageable dans le cas d'une machine à absorption à triple effet.[11]

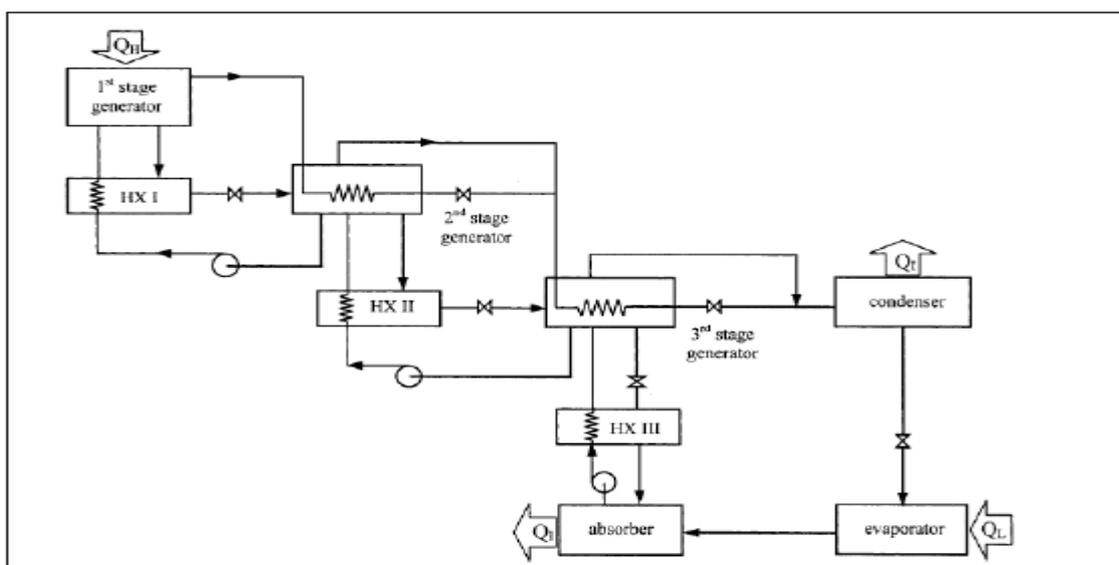


Figure (1-10) : Cycle frigorifique à absorption triple effet. [11]

### c) Cycle de réfrigération à absorption avec GAX

Introduit en 1911 par Altenkirch et Tenckhoff. Le cycle GAX signifie échangeur de chaleur générateur / absorbeur ou parfois s'appelle DAHX qui signifie échangeur de chaleur désorbeur / absorbeur. [12]

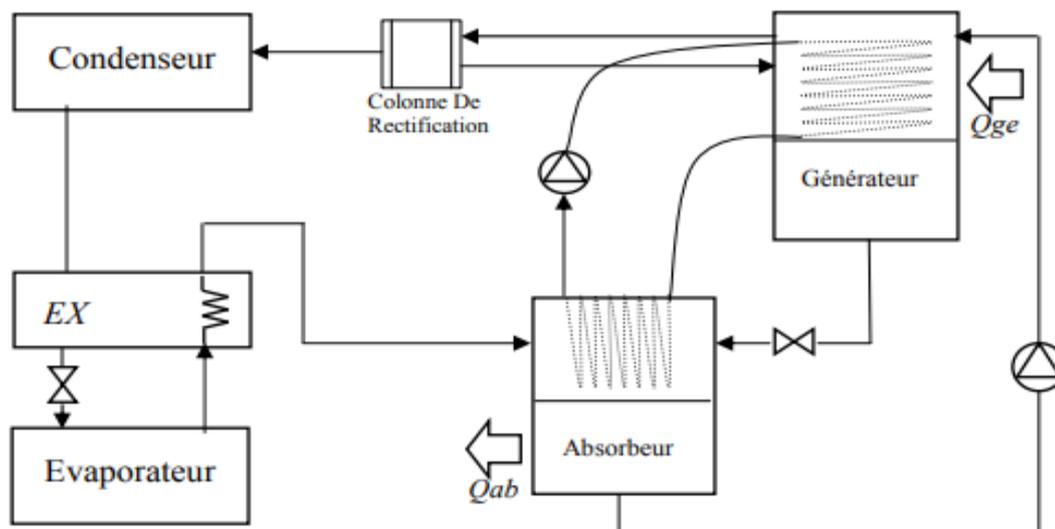


Figure (1-11) : Cycles frigorifique à absorption avec GAX. [12]

### b) Cycle combiné absorption-compression de vapeur

Connu sous le nom de système d'absorption-compression. Un schéma d'un cycle d'absorption/compression typique est présenté à la figure 12(a). Ce cycle peut être configuré comme un cycle de pompe à chaleur qui est développé par Machielsen comme le montre la figure 12 (b) ; un condenseur et un évaporateur d'un système de compression de vapeur conventionnel sont remplacés par un absorbeur de vapeur (resorber) et un générateur de vapeur (desorber). Pour compte tenu de la température ambiante et de la température de réfrigération, la différence de pression à travers le compresseur est beaucoup plus faible qu'un système de compression de vapeur conventionnel.[13]

Ainsi, le COP devrait être meilleur qu'un système de compression de vapeur conventionnel. Cependant, ils sont complexes et l'énergie motrice prend la forme d'un travail mécanique.[13]

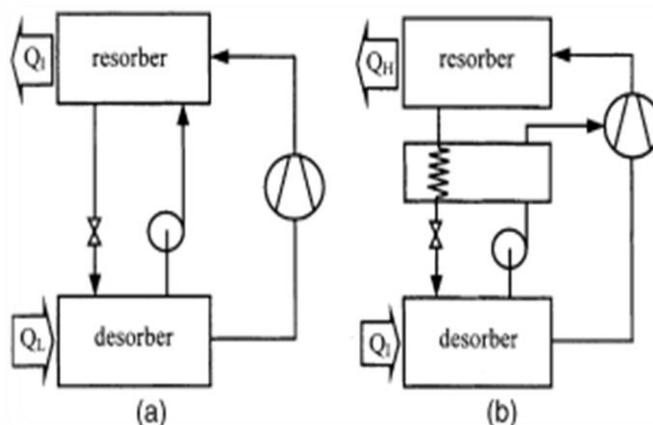


Figure (1-12) : Cycle frigorifique à absorption-compression. [13]

### e) Cycle combiné de réfrigération éjecteur-absorption

Une approche notable mise au point par Kuhlenschmidt est illustrée à la Figure (1-13). L'objectif est de développer un système d'absorption utilisant un fluide de travail à base d'absorbant de sel, capable de fonctionner à basse température d'évaporateur et utilisant un refroidisseur d'air absorbant. Ce système utilise des générateurs à deux étages, le réfrigérant à vapeur à basse pression du générateur à deuxième effet est utilisé comme fluide moteur pour l'éjecteur qui entraîne le réfrigérant à vapeur de l'évaporateur. L'échappement de l'éjecteur est évacué vers l'absorbeur, ce qui entraîne l'absorbeur pression à un niveau supérieur à celui de l'évaporateur. Par conséquent, la concentration de la solution dans l'absorbeur peut être préservée de la cristallisation lorsque le système est nécessaire pour fonctionner avec une basse température d'évaporateur ou avec un absorbant élevé température (telle qu'une unité refroidie à l'air). [14]

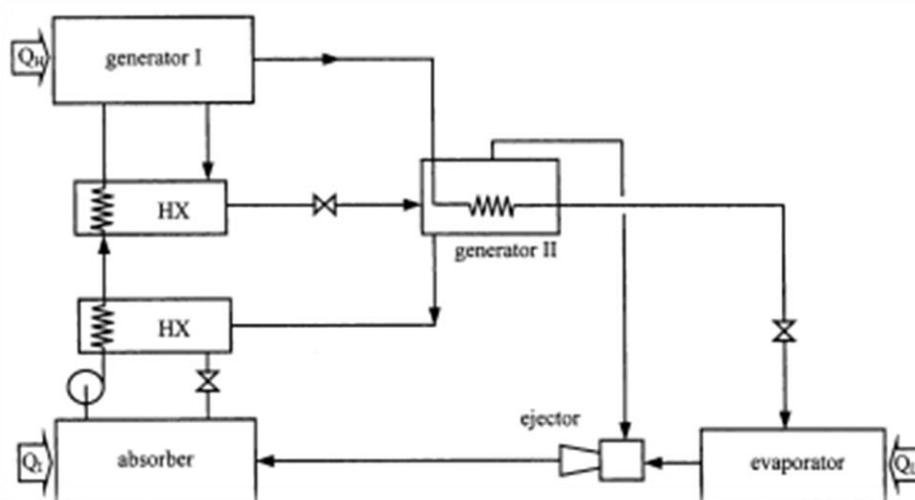
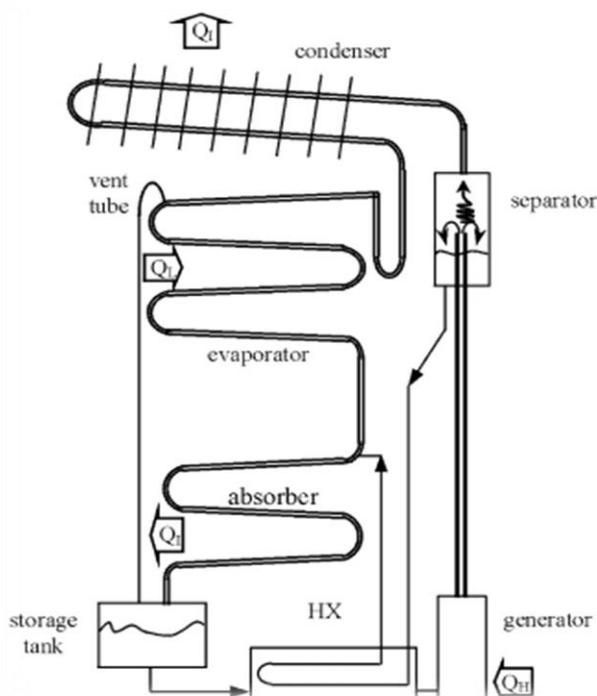


Figure (1-13) : Cycle frigorifique à absorption éjecteur-absorption. [14]

### f) Système de réfrigération à absorption par diffusion (DAR)

C'est un autre type de système à absorption inventé en 1920 par Platen et en 1928 par Munters. Il fonctionne avec trois fluides de travail : l'eau comme absorbant, l'ammoniac comme réfrigérant et l'hydrogène comme gaz inerte. Il ne contient aucune pièce mobile, ce qui signifie qu'il ne nécessite aucun entretien et produit moins de bruit pendant le fonctionnement. Cependant, dans les modèles traditionnels, sa capacité de refroidissement est très faible, inférieure à 50 W. Avec cette capacité de refroidissement, il ne convient que pour être utilisé comme réfrigérateur dans une chambre d'hôtel ou un véhicule de loisirs et cela ne suffit pas pour les applications de climatisation. La variation par rapport à la vapeur conventionnelle est que le DAR peut fonctionner à partir de différentes sources, telles que des chauffages électriques, ou d'une chaleur résiduelle. [15]



**Figure (1-14) : Cycle frigorifique à absorption par diffusion (DAR). [15]**

Un gaz auxiliaire est chargé dans l'évaporateur et l'absorbeur. Par conséquent, aucune différence de pression dans ce système et la pompe à bulles ne peut être utilisée. L'effet de refroidissement est obtenu sur la base du principe de la pression partielle. Du fait que le gaz auxiliaire est chargé dans l'évaporateur et l'absorbeur, la pression partielle de l'ammoniac dans l'évaporateur et l'absorbeur est maintenue suffisamment basse pour correspondre à la température requise à l'intérieur de l'évaporateur. Le gaz auxiliaire doit être non condensable tel que l'hydrogène ou l'hélium. Une caractéristique remarquable de ce

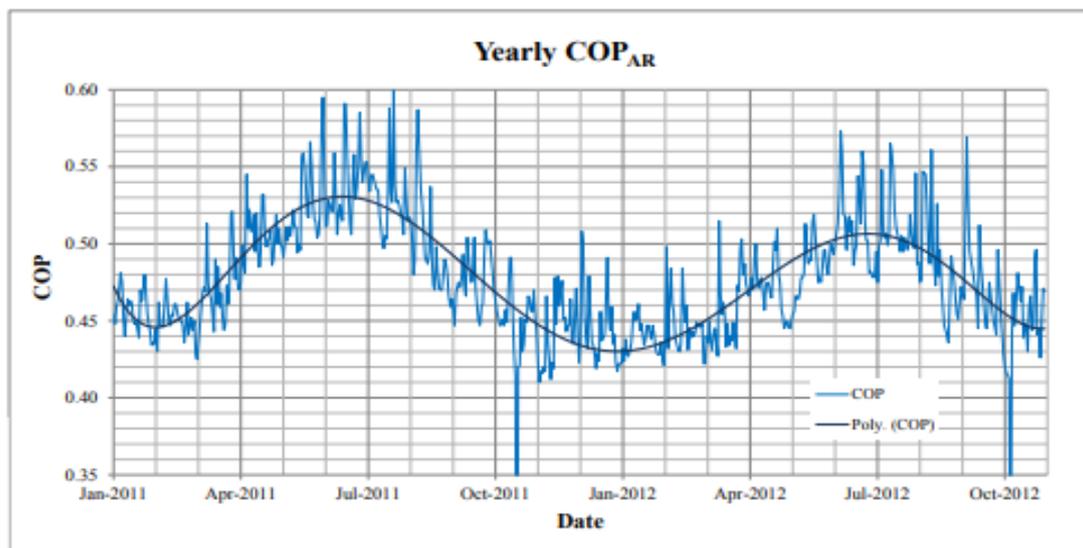
système est qu'il peut être utilisé dans des endroits où il n'y a pas d'électricité disponible. Il est utilisé depuis longtemps dans les réfrigérateurs domestiques.[16]

### **f-1 Mécanisme d'une machine à absorption diffusion**

Dans le générateur, la chaleur est admise à la solution riche en ammoniac afin de faire circuler le mélange gazeux. Cette source de chaleur permet de créer des bulles de vapeur de réfrigérant. Cette dernière est admise au rectifieur où l'eau résiduelle est condensée pour rejoindre la solution pauvre qui retourne à l'absorbeur via l'échangeur de chaleur de solution. Le réfrigérant pur est admis au condenseur où il se condense en libérant de la chaleur vers le milieu extérieur. Le réfrigérant condensé est admis à l'évaporateur avec une chute de sa pression partielle en se mélangeant à basse température au gaz inerte se trouvant dans l'évaporateur. La chaleur de vaporisation de l'ammoniac produit la puissance frigorifique du système. Le mélange gazeux ammoniac-hydrogène quitte l'évaporateur en raison de la différence de densité entre le mélange gazeux ammoniac hydrogène et l'ammoniac pur entrant dans l'évaporateur. Le mélange gazeux qui sort de l'évaporateur est admis dans un échangeur de chaleur de gaz (GHX) pour récupérer la chaleur de l'hydrogène, qui n'est pas absorbable, issu de l'absorbeur avant qu'il ne soit réintroduit dans l'évaporateur. Ceci permet de réduire la température de l'hydrogène allant à l'évaporateur en augmentant ainsi la puissance frigorifique de l'évaporateur. Lors de l'admission du mélange gazeux dans l'absorbeur, l'ammoniac est absorbé par le mélange pauvre pour devenir riche une solution riche en ammoniac. Enfin, le mélange riche en ammoniac quitte l'absorbeur pour le générateur via un échangeur de chaleur de solution (SHX). Dans cet échangeur, la solution riche est préchauffée par la solution pauvre en ammoniac allant à l'absorbeur. Ce préchauffage de la solution riche permet d'améliorer la performance du système, étant donné que l'apport de chaleur au générateur serait moindre, et le cycle recommence. [17]

### **f-2 Performance du système DAR**

Une analyse annuelle a été effectuée sur un système DAR avec EES (Engineering Equation Solver) et des méthodes propriétaires intégrées. Cette recherche a inclus l'effet de la température ambiante sur COP. La variation du COP au fil du temps avec les conditions ambiantes précédentes est illustrée à la figure pour la période de données météorologiques disponibles.



**Figure (1-15) : Analyse annuelle sur les Performance DAR. [18]**

Il convient de noter que le COP moyen se situe entre 0,53 et 0,43 au cours de cette période, et ne dépasse jamais 0,60 pendant les mois les plus froids. Dans deux cas, une diminution significative du COP peut être observée pendant une courte période. Les jours où la température maximale dépasse 38 °C, cela a un effet néfaste sur la capacité du condenseur à rejeter la chaleur, même lorsque la température d'absorption de chaleur radiative diminue. Dans ces conditions, un liquide de refroidissement insuffisant est condensé et conduit à une capacité de refroidissement réduite.[18]

#### 1-4 Développement des systèmes (DAR) : état de l'art

Des modifications des modèles de machines absorption diffusion traditionnelles ont été apportées; par exemple, l'amélioration des performances ont été étudiées [19-29]. Des examens des fluides de travail utilisés dans la technologie de réfrigération à absorption par diffusion [40-47], ont été étudiées numériquement et par simulation sur la pompe à bulle [30-36], et sur les échangeurs de chaleur (évaporateur) [37-39].

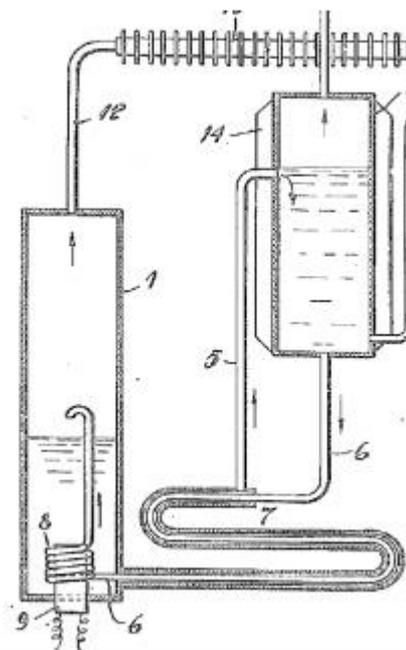
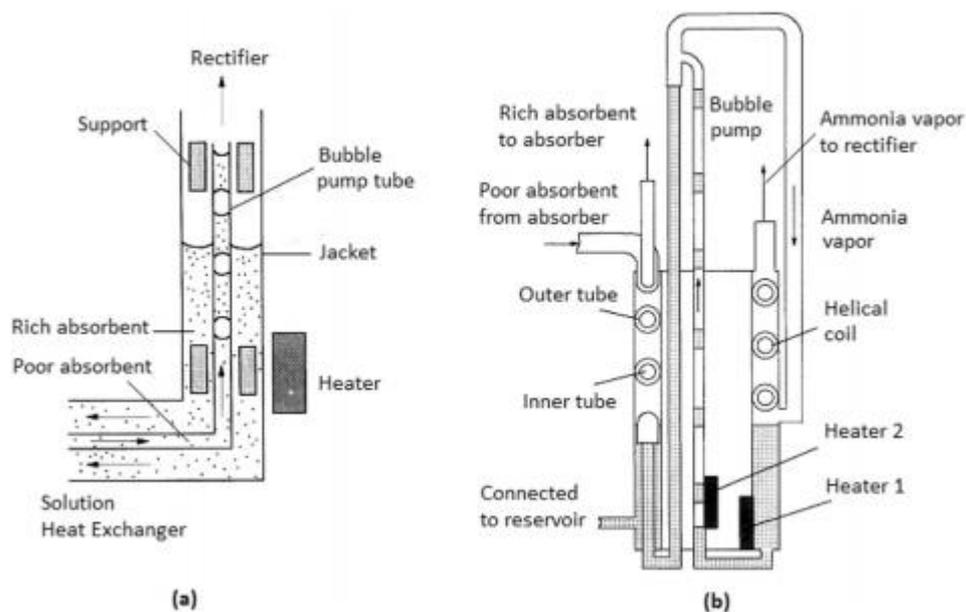


Figure (1-16) : schéma originale de DAR cycle. [16]

#### 1-4-1 Les modifications apportées au fil du temps pour l'amélioration des coefficients de performances

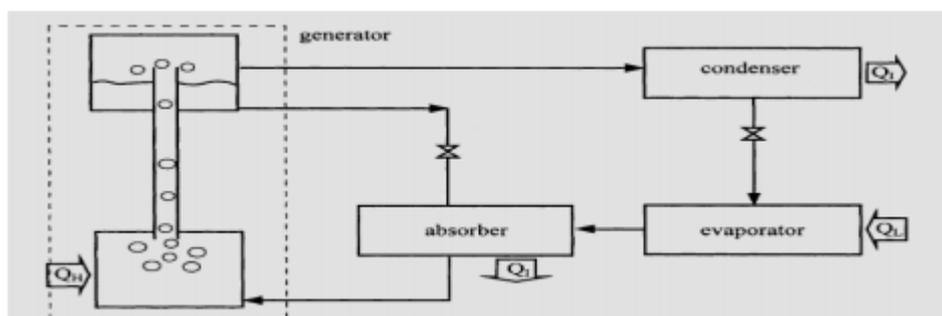
Chen et al. ont analysé le fonctionnement d'un réfrigérateur à absorption diffusion de capacité  $0,212 \text{ m}^3$  fonctionnant soit à l'électricité ou au gaz naturel afin d'augmenter leur coefficient de performance. Ils ont réutilisé la chaleur perdue du rectificateur pour chauffer la solution riche en ammoniac et pauvre en eau sortant de l'absorbeur. Pour ce faire ils ont conçu un nouveau générateur comportant un échangeur de chaleur. Pour les tests, le système a fonctionné uniquement à partir de l'électricité. En comparant les résultats expérimentaux aux données expérimentales de référence, cette nouvelle conception du générateur a permis d'améliorer considérablement le COP de refroidissement, de l'ordre de 50 %, par rapport aux résultats de référence, sans que cela n'affecte la capacité de refroidissement. [19]



**Figure (1-17) : (a) Configuration standard de la pompe à bulles (b) Nouvelle configuration de la pompe à bulles du générateur. Adapté de Chen et al.**

(1996). [19]

Srihirin et Aphornratana a conçu un système DAR avec des composants refroidis par eau au lieu de composants refroidis par air. Ils ont développé un modèle mathématique simple pour analyser le réfrigérateur expérimental. Le système a été testé avec des valeurs d'entrée de chaleur entre 1000 et 2500 W pour une pression d'hélium de 6,1 bars. Les capacités de refroidissement du système se sont avérées être comprises entre 100 et 180 W avec un COP compris entre 0,09 et 0,15. Les résultats montrent que les performances du système dépendent fortement des caractéristiques de la pompe à bulles et des performances de transfert de masse de l'évaporateur et de l'absorbeur. [20]



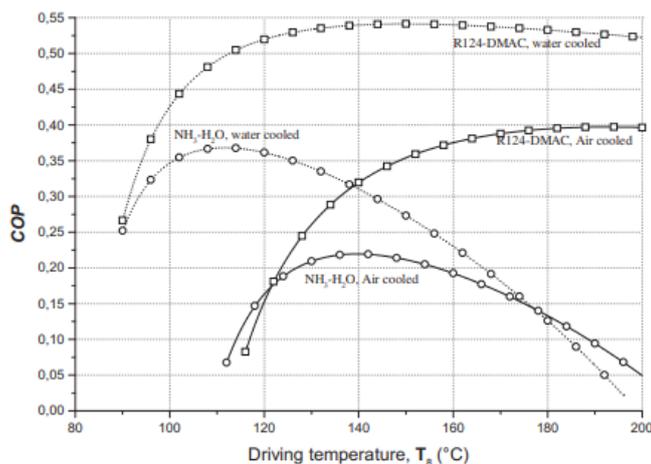
**Figure (1-18) schématique de cycle DAR Srihirin. [20]**

Zohar et all. ont étudié sur un modèle thermodynamique pour un système DAR. Ils ont examiné de façon par a métrique les performances du système par simulation informatique. Dans le modèle, ils ont supposé que la chaleur fournie au générateur ne chauffait que la

solution riche (et non la solution pauvre en retour) et que la pression totale du système était de 25 bars. Ils ont révélé que la valeur maximale du COP était obtenue à partir d'une plage de concentration de la solution riche de 0,2 à 0,3 fraction massique d'ammoniac. Le COP du système fonctionnant à l'hélium était plus élevé, jusqu'à 40% de celui du système fonctionnant à l'hydrogène. [21]

Mohamed Izzedine et all ont fait une étude numérique et expérimentale sur un réfrigérateur à absorption par diffusion. Les performances du système sont examinées par simulation numérique à l'aide du logiciel MATLAB et Solveur d'équations d'ingénierie. Un modèle dynamique est développé pour chaque composante du système et résolu numériquement afin de prédire l'état transitoire de la réfrigération par diffusion-absorption. Ils ont la solution ammoniac-eau-hydrogène ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ ). Les recherches sont axées sur le dynamique profil de la température de chaque composant. Les résultats expérimentaux montrent une augmentation rapide de la température du générateur et du condenseur pendant les 50 premières minutes de fonctionnement avant d'atteindre le niveau de régime permanent. L'augmentation de la température ambiante moyenne de 23,04 à 32,56 °C provoque une augmentation de la température de condensation de 29,46 à 37,51 °C, et La meilleure température d'évaporation obtenue était de 3 °C, avec une température ambiante de 23,04 °C. [22]

Ben Ezzine et all. a mené une étude numérique sur un cycle de réfrigération par diffusion-absorption basé sur le mélange R124 DMAC pour le refroidissement solaire. Les caractéristiques de performance de ce système ont été trouvées par une simulation informatique. Les résultats ont indiqué qu'à la même température de conduite (140 C), le COP du système DAR fonctionnant avec du R124- DMAC était égal à 0,32 (valeur maximale), soit environ 50 % de plus que celui du réfrigérateur à eau ammoniacale. De plus, la température d'évaporation la plus basse a été obtenue à 14,8 C à la température de conduite de 180 C. [23]



**Figure (1-19) : COP par rapport à la température du fluide de refroidissement et à la température de conduite. [23]**

Giuseppe Starace et all. ont proposé un modèle amélioré pour la conception de Diffusion Réfrigérateurs à absorption. Une description en régime permanent de la pompe thermique entraînant le réfrigérateur à diffusion-absorption a été intégré dans le modèle proposé précédemment par les mêmes auteurs. La pompe thermique permet d'activer le cycle DAR, en déplaçant le mélange fort et en séparant les réfrigérants. Les résultats du modèle amélioré ont été validés sur un prototype construit en couplant un magnétron domestique de 750 W à un petit magnétron spécialement modifié DAR commercial pour activer la pompe thermique.[24]

Belman-Flores et all. ont développé une étude numérique et expérimentale pour évaluer le coefficient de performance d'un réfrigérateur à absorption et diffusion de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>. Pour ce faire, on utilise un modèle de transfert de chaleur couplé à un modèle thermodynamique basé sur les paramètres géométriques de la pompe à bulles. Les résultats révèlent que la capacité de refroidissement et le COP les plus faibles sont obtenus lorsque le réfrigérateur fonctionne dans les conditions de conception de la fabrication. Une augmentation de la capacité de refroidissement et du COP d'environ 150 % peut être obtenue lorsque le rapport de diamètre est porté à 1,5 par rapport à la configuration d'origine. Ces résultats devraient aider les chercheurs et les fabricants à étendre leur analyse afin d'augmenter la performance énergétique des systèmes de réfrigération à diffusion-absorption.[25]

Mustafa Ali Ersöz et all. ont fait étudier les effets de trois apports de chaleur différents (62 W, 80 W et 115 W) fournis au générateur sur le COP d'un petit réfrigérateur à diffusion-absorption mais à la même des températures ambiantes et le même taux de

remplissage du fluide de travail à trois composants. Leurs résultats ont montré que la plus haute performance énergétique est calculée pour le système DAR-62 W comme étant de 0,36, la performance énergétique la plus faible est calculée pour le système DAR-115 W comme étant de 0,30.[26]

Ahmed Taieb et all.ont proposé un modèle de simulation avancé pour un réfrigérateur à diffusion-absorption DAR utilisant l'ammoniac / eau / hydrogène comme fluide de travail. Le système est censé être refroidi par l'air ambiant et actionné avec de l'eau chaude solaire disponible à 200 °C. Le DAR est d'abord simulée pour un ensemble de données de base ; un COP de 0,126 associé à une capacité de refroidissement de 22,3 W est trouvé. Le modèle modifié est ensuite appliqué pour effectuer une étude du DAR. Il a été constaté que le COP présentait un maximum en ce qui concerne l'alimentation en chaleur de la chaudière. Il est également établi que La pompe à bulles fonctionne sous un régime d'écoulement de limaces. [17]

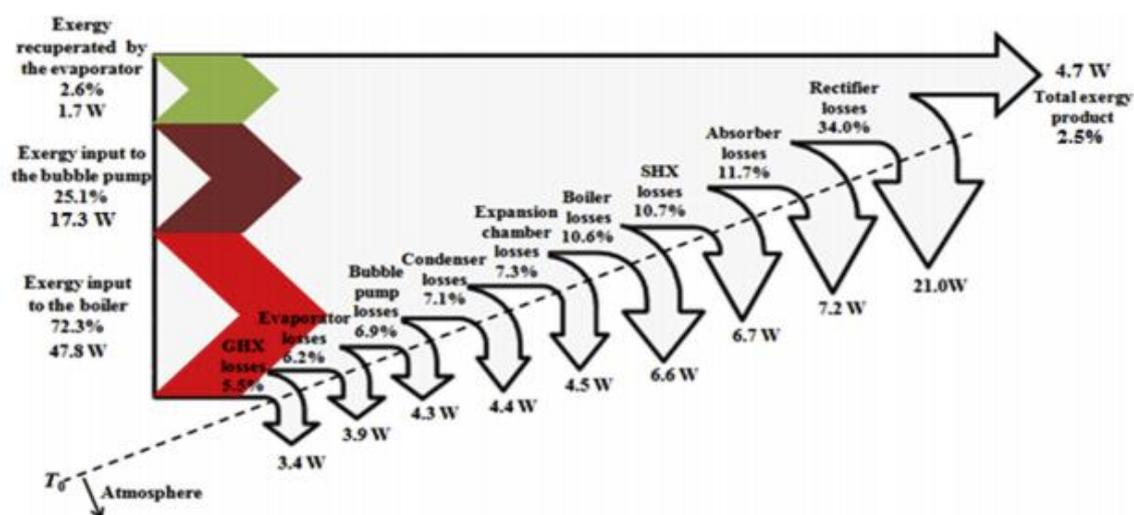


Figure (1-20) Analyse exergétique du DAR pour les conditions de fonctionnement de base. [17]

2018 Mansouri et al ont présenté une étude expérimentale et une simulation numérique d'un DAR centré sur la chaleur fournie au générateur. La simulation a été développée à l'aide du logiciel d'analyse des flux Aspen-Plus. Ils ont conclu que le COP optimal de 0,159 était atteint lorsque le réfrigérateur fonctionne. [27]

Mahmoud Souissi et al ont fait une simulation numérique et recherche expérimentale sur un réfrigérateur solaire avec cycle d'adsorption intermittente à l'aide d'utilisation un programme MATLAB. Ils ont proposé une nouvelle conception d'un réfrigérateur à

adsorption fonctionnant à l'énergie solaire. Le réfrigérateur solaire fonctionne avec du gel de silice et de l'eau comme couple de sorption. La nouveauté de leur travail réside dans l'utilisation des techniques peu coûteuses et efficaces qui ont permis de pallier au problème des journées à faible rayonnement solaire. Les tests effectués dans la région de Sfax-Tunisie ont abouti à une valeur maximale de COP solaire de 0,078 et à une valeur d'une capacité de refroidissement maximale de 777,96 kJ. Le réfrigérateur proposé était également en mesure de rendre la température d'un 9 kg de charge d'eau diminuent pour atteindre 0 °C pendant une journée partiellement nuageuse. [28]

V. Pérez-García et al ont présenté un modèle global alternatif d'un petit réfrigérateur commercial à diffusion-absorption pour prédéterminer les températures de sortie de chaque composant, le débit massique de liquide et de vapeur pour la pompe à bulles et le COP du système ont présenté et comparé aux résultats expérimentaux. Le modèle requiert comme paramètres d'entrée : les conditions thermiques (basées sur les positions du thermostat), les paramètres géométriques et la température ambiante. Les résultats obtenus par le modèle ont été comparés à ceux obtenus expérimentalement pour sept positions différentes du thermostat, de sorte que les conclusions suivantes sont très claires : [29]

- 1. Le modèle développé prédit de manière adéquate la température de sortie (topologie proposée dans ce travail) pour chaque composant décrivant le réfrigérateur expérimental.
- 2. Le modèle comprend une caractérisation plus robuste du réfrigérateur qui permet d'incorporer des conditions géométriques et de fonctionnement, qui aident à analyser de manière plus réaliste son comportement énergétique.
- 3. Le modèle physique exposé dans ce travail peut prédire le coefficient de performance avec une erreur relative maximale de  $\pm 8\%$ .
- 4. Le modèle développé prédit de manière adéquate les résultats pour la plupart de ces positions de thermostat pour les différents composants du réfrigérateur, il pourrait donc être utilisé comme un outil pour l'analyse, la conception et la fabrication de nouveaux systèmes de réfrigération par diffusion-absorption.

#### 1-4-2 État de l'art des études de simulation de la pompe à bulle

L'histoire de la réfrigération par absorption a commencé au début des années 1900, de sorte que la recherche dans ce domaine est bien documentée. Cependant, la recherche sur les pompes à bulles n'est pas largement disponible dans la littérature. La plupart des articles sur les pompes à bulles ont été publiés dans les dernières décennies.

Un modèle mathématique a été développé par Pfaff et al qui ont incorporé des paramètres importants comme le diamètre du tube de la pompe à bulles, l'élévation de la pompe et la tête d'entraînement comme variables dans le modèle. Le modèle est basé sur le principe du manomètre et est modélisé pour l'écoulement intermittent. [30]

White a réalisé une étude expérimentale des pompes à bulles, et ses données expérimentales ont été comparées à cinq modèles d'écoulement diphasiques existants dans une seule dimension. Son objectif était de déterminer le meilleur modèle d'écoulement diphasique et d'utiliser ce modèle pour effectuer des études paramétriques afin de déterminer la plus grande efficacité dans différentes conditions de fonctionnement. Elle a programmé chaque modèle à l'aide du programme Engineering Equation Solver et a conclu que le modèle de Cachard et Delhaye [31] 1996 était le mieux adapté. Elle a constaté que l'efficacité ne dépend pas de la longueur de la pompe à bulles, mais est sensible au taux d'immersion. Il s'agit du rapport entre le niveau de liquide dans la pompe à bulles et la longueur de la pompe à bulles. Elle a fait remarquer que les conditions optimales pour faire fonctionner une pompe à bulles se produisent dans la région d'écoulement des boues et a signalé l'existence d'un diamètre idéal pour maximiser l'efficacité. Cependant, elle a fait remarquer qu'il y avait une limite inférieure pour le diamètre en fonction du débit de la solution ammoniac-eau pour éviter une baisse rapide de l'efficacité. [32]

Sathe a effectué des recherches similaires à celles de White [32] en construisant une pompe à bulles expérimentale dans laquelle la chaleur n'est appliquée que dans la région d'entrée. Il a utilisé du méthanol comme fluide de travail et a testé la pompe à bulles expérimentalement pour différents apports de chaleur, diamètres de pompe et têtes d'entraînement à pression ambiante constante. Sathe [33] a constaté que l'augmentation de l'apport de chaleur augmente la fréquence de l'action de pompage ainsi que le débit massique de la vapeur et du liquide. Il a noté que le débit massique du liquide augmente en augmentant l'apport de chaleur, mais diminue avec un apport de chaleur excessif.

Shelton et al a publié un article basé sur le travail de White [32]. Mais contrairement à White [32], aucune étude expérimentale n'a été menée. Ils ont développé un modèle théorique basé sur les travaux de White [32] pour l'optimisation d'une petite pompe à bulles dans des cycles de réfrigération à absorption de pression unique et ont mené une étude paramétrique pour trouver l'efficacité maximale dans différentes conditions de fonctionnement. [34]

Koyfman et al ont noté que White [32] n'a pas simulé correctement les conditions réelles de fonctionnement d'une pompe à bulles car White [32] a utilisé une pompe de transport aérien pour l'analyse expérimentale du système en raison de sa configuration simple. Koyfman et al [35] ont construit un système expérimental qui pouvait fonctionner en continu au niveau de pression souhaité, et ont choisi le solvant diméthylacétamide et le réfrigérant chlorodifluorométhane comme fluides de travail. Ils ont découvert que des sources de chaleur à faible potentiel telles que l'énergie solaire peuvent être utilisées pour la réfrigération par absorption. [35]

Benhmidene et al ont étudié la modélisation d'une pompe à bulles dans une dimension avec de l'ammoniac et de l'eau comme fluide de travail. Ils ont simulé le fonctionnement d'une pompe à bulles de 1 m de long avec différents diamètres et débits massiques à l'aide d'un modèle biphasé à une dimension 2D. Ils ont déterminé la vitesse maximale du liquide sur une plage de flux de chaleur pour des diamètres et des débits massiques connus, et ont dérivé une expression pour le flux de chaleur en fonction du diamètre et du débit massique. Ils ont mené une autre étude sur la simulation de pompes à bulles utilisant l'ammoniac et l'eau comme fluides de travail. Ils ont simulé les performances numériquement et développé un modèle à deux phases pour conduire unidimensionnel (1-D) analyse des schémas d'écoulement dans une pompe à bulles avec un flux de chaleur allant de 5 kW / m<sup>2</sup> à 25 kW / m<sup>2</sup> avec incréments de 5 kW / m<sup>2</sup> et différents diamètres de tubes de 6 mm à 12 mm avec incréments de 2 mm Ils ont construit des profils de fraction de vide et de vitesse liquide / vapeur profils utilisant leurs données numériques. [36]

### 1-4-3. État de l'art des études de simulation de l'évaporateur

William E. Asher et al ont fait une simulation numérique basée sur la physique lagrangienne pour caractériser la distribution des gouttelettes dans l'espace de tête au-dessus d'un évaporateur à faisceau de tubes pour le réfrigérant R-134a. Un système de caméra et un laser Nd:YAG à double impulsion dans un arrangement shadowgraphie ont été utilisés pour capturer des multitudes d'images de l'espace de tête, à l'aide de logiciel a été utilisé pour traiter et faire correspondre les gouttelettes des images. Les conditions du système ont varié de telle sorte que l'évaporateur a enregistré des flux de masse de 20,3 et 40,7 kg.s<sup>-1</sup>.m<sup>-2</sup>, des flux de chaleur dans les rangées supérieures de 15,8 et 31,5 kW.m<sup>-2</sup> et des températures de saturation à la sortie de 4,4 et 12,8 °C. Les niveaux de liquide dans l'évaporateur ont varié de telle sorte que les rangées supérieures sont passées de l'inondation à l'assèchement. [37]

2016 Michael Jelinek et al ont étudié La pureté du condensat à l'entrée de l'évaporateur sur la performance d'un cycle de réfrigération à absorption et diffusion est examinée sous trois configurations de sous-refroidissement :

- a) La configuration sans sous-refroidissement (nSC) où le condensat s'écoule directement à l'entrée de l'évaporateur sans sous-refroidissement
- b) La configuration de sous-refroidissement partiel (pSC) où le condensat est sous-refroidi par l'échangeur de chaleur de réfrigérant avant l'entrée de l'évaporateur
- c) la configuration de sous-refroidissement complet (fSC) où le condensat est sous-refroidi à la fois par l'échangeur de chaleur de réfrigérant et l'évaporateur

Dans ce cycle, trois configurations de sous-refroidissement ont été étudiées. Afin de maximiser la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur (maximisation du COP), le cycle pSC-DAR s'est révélé être la meilleure configuration (le sous-refroidissement du condensat a lieu dans l'échangeur de chaleur du réfrigérant). Dans cette configuration, le débit massique d'hydrogène s'est avéré être le plus faible par rapport aux autres configurations. Dans le cas de l'influence de la condition d'entrée de l'évaporateur sur les performances du cycle, il a été constaté que la température du réfrigérant à condensats et du gaz inerte à l'entrée de l'évaporateur doit être aussi basse que possible (en tenant compte de la taille de l'échangeur de chaleur à gaz) et, par conséquent, le taux de suivi de la masse d'hydrogène s'est avéré être le plus faible. En ce qui concerne la pureté de la phase vapeur à la sortie du redresseur, il a été constaté que moins d'efforts devaient être investis dans le processus de purification de la vapeur de réfrigérant chaud dans le redresseur. [38]

Kouremenos et all ont présenté un modèle de simulation d'un processus de réfrigération à absorption  $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O} / \text{H}_2$ , basé sur des mesures de température de sortie d'un tube d'évaporateur isolé réel sous différentes pressions 17,5, 20 et 25 bars .Il a été rapporté qu'une augmentation de la température du mélange gazeux sortant de l'évaporateur résulterait de l'augmentation de la pression, de la température et de la concentration d'ammoniac du gaz à l'entrée de l'évaporateur et du débit massique du gaz inerte. [39]

#### 1-4-4 Les fluide utiliser dans les systèmes DAR

Les fluides couramment utilisés dans la machine à absorption diffusion sont représentés dans le tableau suivant :

**Tableau (1-1) : Sélection les fluides plus utilisé dans la machine à absorption diffusion**

les substances réfrigérantes	les substances absorbantes	gaz auxiliaire
<ul style="list-style-type: none"> <li>• NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O</li> <li>• [(R22), (R32), (R124), (R125) et (R134a)]/DMAC</li> <li>• R22/DMF</li> <li>• Hydrocarbures</li> <li>• Diméthylimédazolyliumdiméthyl phosphate / méthanol / butane / nonane</li> <li>• H<sub>2</sub>O / NH<sub>3</sub> avec Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub></li> <li>• LiBr / H<sub>2</sub>O</li> <li>• Le TFE-TEGDME</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• LiNO<sub>3</sub></li> <li>• NaSCN</li> <li>• H<sub>2</sub>O</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• L'hydrogène H<sub>2</sub></li> <li>• l'hélium H<sub>e</sub></li> </ul>

Bruno Agostini et all, ont fait une étude sur les performances d'un système de réfrigération à absorption par diffusion simplifiée fonctionnant avec un absorbant organique (DMAC diméthylacétamide) et cinq réfrigérants différents avec de l'hélium qui sont chlorodifluorométhane (R22), difluorométhane (R32), 2chloro-1,2-tétrafluoroéthane (R124), pentafluoroéthane (R125) et 1,2-tétrafluoroéthane (R134a), Les résultats ont été comparés aux performances du système fonctionnant avec NH<sub>3</sub> / H<sub>2</sub>O / He avec les mêmes conditions de fonctionnement. Théoriquement, DMAC-R22 a le COP le plus élevé de 0,22 parmi les 5 réfrigérants avec une température de génération de 143°C et une température d'évaporation de -9°C. Dans l'étude n'a observé que les valeurs expérimentales, DMAC-R134a au COP le plus élevé de 19,5. Le DMAC-R125 et le DMAC-R32 étaient des fluides frigorigènes fonctionnant mal avec un COP de 0,157 et 0,136 avec une température d'évaporateur de -8 °C et -7 °C à une température de génération de 143°C et 138°C respectivement. [40]

Denis Aryanto et all, Le N, N-diméthyl amide de forme (DMF) et l'hélium ont été utilisés comme gaz absorbant et inerte. DMF a été utilisé avec R22 comme mélanges de fluides à une température de génération de 130°C avec un COP maximum de 0,612 avec une capacité de refroidissement de 139,1 W. [41]

Z.Sayadi et all, Le R124 / DMAC comme fluide de travail était plus performant que les fluides de travail conventionnellement utilisés. À une température de génération de 140°C, le COP de NH<sub>3</sub> / H<sub>2</sub>O est Maximum avec 0,22 avec est 50% inférieur au COP de R124 / DMAC qui est de 0,32. [42]

L'utilisation d'hydrocarbures tels que le propylène comme réfrigérant et l'hexane, l'heptane, l'octane et le nonane comme absorbants nécessite une température de génération

minimale de 106°C et peut fonctionner pour une température de génération allant jusqu'à 300°C car les autres cycles d'absorption ne dépassent pas 180°C. N butane / octane ( $C_4H_{10}$  /  $C_8H_{18}$ ) ont été utilisés pour un prototype de puissance d'environ 55 W basé sur le cycle Von Platen et Munters pour des applications de climatisation avec un COP maximum de 0,3. [42]

Binzhang et al., Diméthylimédazolyliumdiméthyl phosphate ( $C_{17}H_{15}N_2O_4P$ ) / méthanol / hélium a été étudié comme mélange de fluide de travail. Ils avaient l'avantage de ne pas cristalliser et de ne pas corroder et pouvaient fonctionner à une température de chaudière plus élevée. Le COP de ce système est supérieur au mélange de fluide de travail butane / nonane / hélium. Une étude a été menée sur un système de réfrigération à absorption et diffusion utilisant  $NH_3$ -NaSCN-He comme mélange de travail fonctionne pour une température d'évaporation de 6 ° C à 3 ° C et un COP de réfrigération de 0,06. [43]

Adnan Sozen et al. Le  $H_2O$  /  $NH_3$  avec  $Al_2O_3$  en taille nanométrique sont analysés dans un système de réfrigération par absorption et diffusion en étudiant les performances du système. Grâce aux nanoparticules, le temps de fonctionnement a été réduit et a permis une meilleure absorption de la chaleur du générateur. Le COP d'un système fonctionnant avec des nanoparticules était 51% plus élevé que le COP du système fonctionnant sans nanoparticules, mais le  $NH_3$ -NaSCN cristallise facilement, ce qui affecte les performances du système. [44]

Ptiff M, A.Koyfman et al ont utilisé le diméthylacétamide / chloro difluoro méthane (R22) en tant que fluide de travail qui peut atteindre une température d'évaporateur inférieure à 0°C à une température de génération de 50-90°C et un COP de 35%. [45]

Chaudhari S.K et al, Le TFE-TEGDME ( $C_{10}H_{22}O_5$ ) a été étudié comme fluide de travail pour le système de réfrigération à absorption et diffusion. Le TFE-TEGDME possède de bonnes propriétés thermo-physiques. Il a été constaté qu'avec une efficacité d'absorbant de 0,8, la température de génération optimale pour le système TFE-TEGDME DAR refroidi à l'air est de 170°C et le COP correspondant est de 0,45. Dans l'ensemble, le TFE-TEGDME est un bon fluide de travail bien que ce modèle ne soit pas vérifié expérimentalement. [46]

Abdullah Yeldiz et al, A.Acuna  $LiNO_3$ , NaSCN et  $H_2O$  ont été comparés en tant que substances absorbantes sur la base du COP et des conditions de fonctionnement en utilisant  $NH_3$  comme réfrigérant à une température d'évaporateur de -15°C, une génératrice

température de 120°C et absorbeur et une température de condenseur de 40°C et il a utilisé l'hélium comme gaz inerte. Les performances obtenues par le mélange  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$  avec un COP de 0,48 étaient supérieures et environ 50% plus efficaces qu'un mélange  $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$  conventionnel et 27% plus efficaces que le mélange  $\text{NH}_3 / \text{NaSCN}$ . [47]

La technologie DAR utilise traditionnellement l'hydrogène comme gaz auxiliaire. La quantité d'hydrogène dans le système DAR est relativement faible ( $\approx 10$  g), et les systèmes DAR ont un excellent dossier de sécurité. Cependant, l'hydrogène brûle à haute température flamme lorsque le DAR est exposée à des températures trop élevées, telles que celles rencontrées dans un incendie de bâtiment. La fuite de l'hydrogène et de l'ammoniac dans les espaces conditionnés est une autre préoccupation, bien que les montants soient suffisamment faibles pour ne pas causer de problèmes, l'hydrogène peut être remplacé par l'hélium. Les études qui font la comparaison entre les performances d'hydrogène et d'hélium dans un système similaire indiquent que le COP de He en tant que gaz inerte était 40% plus élevé que celui du système utilisant  $\text{H}_2$  comme gaz inerte.

## 1-5 Étude comparative des technologies de production de froid

Le tableau 1.2 représente l'étude comparative des technologies de production froide.

Tableau 1.2 - Étude comparative des différents systèmes de production de froid

Système	Niveau pression	Température de fonctionnement	Refroidissement par source de chaleur	Capacité de refroidissement (tonne)	COP	Remarque
Effet simple	2	80–110	5–10	10–100	0.5–0.7	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Le plus simple et le plus largement utilisé.</li> <li>2. En utilisant de l'eau comme réfrigérant, la température de refroidissement est supérieure à 0 ° C.</li> <li>3. Pression négative du système.</li> <li>4. Un absorbeur refroidi à l'eau est nécessaire pour empêcher la cristallisation à haute concentration.</li> </ol>
cycle à double effet	3	120–150	5–10	jusqu'à 1000	0.8–1.2	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Cycle haute performance disponible dans le commerce.</li> <li>2. La chaleur de condensation du premier effet est utilisée comme apport de chaleur pour le deuxième étage.</li> </ol>
cycle à Triple Effet	4	200–230	5–10	N/A	1.4–1.5	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Cycle du système de contrôle de grande complexité.</li> <li>2. Susceptible d'être déclenché directement car la température d'entrée est assez élevée.</li> <li>3. Nécessitent plus d'entretien en raison d'une forte corrosion due à une température de fonctionnement élevée.</li> </ol>
cycle à absorption-compression	2				jusqu'à 4.5	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. les opérations du système nécessitent des équipements mécaniques pour entraîner le compresseur.</li> <li>2. le circuit d'absorption est utilisé pour remplacer le condenseur et l'évaporateur du cycle de compression traditionnel afin de réduire le taux de compression, ce qui aide à réduire la puissance d'entrée de compression.</li> </ol>
cycle à absorption Diffusion	1	140–200	0	50–300 W	0.05–0.2	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. cycle de réfrigération actionné par la chaleur pure.</li> <li>2. peut être utilisé dans des zones où il n'y a pas d'alimentation électrique.</li> <li>3. moins d'entretien en raison du manque de déplacement des pièces.</li> </ol>
cycle à adsorption eau-gel de silicium		170 - 220	Supérieur à 2		0,3-0,7	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Le cycle de base de la machine qu'utilise le principe d'adsorption est basé sur un cycle intermittent.</li> <li>2. Ce type de machines en attente de développement industriel.</li> </ol>

Les machines à absorption présentent un rendement plus élevé et sont plus mature que les systèmes à adsorption. De plus, en réfrigération, la production frigorifique intermittente des machines à adsorption présente un frein majeur de leur développement dans ce domaine.

La consommation électrique représente seulement 5 % de la production frigorifique pour la machine à absorption comparée aux machines à compression mécanique pour lesquelles la consommation électrique représente au moins 25 %. Ces dernières utilisent les frigorigènes ne respectant pas l'environnement.

Les machines à absorption se présentent comme une meilleure alternative comparée aux machines à compression mécanique.

### 1-6 Les avantages et les inconvénients des différentes machines frigorifiques

Les tableaux 1.3, 1.4 et 1.5 montrent les différents avantages et inconvénients des machines frigorifiques à absorption, à compression de vapeur et à absorption diffusion respectivement.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elles consomment essentiellement de l'énergie</li> <li>• Elles ne comportent pas de parties mécaniques en mouvement à l'exception des pompes qui sont installées en double (installation industrielle).</li> <li>• Machines silencieuses et sans vibrations.</li> <li>• Les petites installations "domestiques" ne sont pas dépendantes du courant électrique.</li> <li>• Peu de maintenance et grande longévité du matériel</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• COP faible face aux machines à compression</li> <li>• Coefficients de performance modestes.</li> <li>• Une grande puissance thermique est à évacuer vers l'extérieur.</li> <li>• Fonctionnement en très basse pression</li> <li>• Étanchéité de la machine pour éviter l'intrusion de gaz incondensables.</li> <li>• Problème de cristallisation des absorbants.</li> <li>• En cas de fuite de l'agrégat sur une installation "domestique" (ce qui est rare), la réparation est quasiment impossible.</li> </ul>

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Très bon coefficient de performance</li> <li>• Simplicité du cycle et de machine</li> <li>• Bonne sécurité d'emploi, mais avec les frigorigènes actuels qui sont mis en accusation</li> <li>• Variation de puissance frigorifique facile à mettre en œuvre</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energie consommée par ces systèmes est coûteuse.</li> <li>• Utilisation d'une machine tournante entraînant des bruits et maintenance fréquente.</li> <li>• Problèmes posés par certains frigorigènes, polluants, dont la production est bannie par le protocole de Montréal.</li> </ul>

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ils consomment essentiellement de tous les types d'énergie calorifique.</li> <li>• Ils sont plus économiques que les cycles à compression si on utilise l'énergie électrique comme source de chaleur.</li> <li>• Leurs utilisations sont intéressantes si on dispose d'une source de chaleur (chaleur gratuite perdue).</li> <li>• Machines silencieuses et sans vibration</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• COP faible face aux machines à compression.</li> <li>• Puissance thermique importantes à évacuer.</li> <li>• Problème de construction.</li> <li>• Etanchéité importante.</li> </ul>

### I-7 Conclusion

Dans ce chapitre, un passage en revue des différents systèmes de production de froid a été effectué. Il s'agit des systèmes de réfrigération mécanique à sorption et à absorption-diffusion). Le travail a été complété par une recherche bibliographique approfondie Cette dernière évoque les travaux les plus récents sur les systèmes DAR.

# **Chapitre 2 :**

## **Les fluides frigorigènes et le modèle thermodynamique des systèmes DAR**

## 2-1 Introduction

Dans ce chapitre, l'étude a porté sur le choix des fluides réfrigérants, les critères de leur sélection, sur leur impact sur l'environnement et sur leurs propriétés thermodynamiques, le couple binaire choisi dans notre simulation, et il présente une modélisation thermodynamique des différents composants d'un système d'absorption à diffusion qui ont été développés par Noman Yousuef et ses collègues.

## 2-2 Historique

Pour connaître le parcours, sur l'utilisation des fluides frigoporteurs, par rapport à la découverte des premiers cycles frigorifiques avec des fluides frigorigènes, il est essentielle d'énoncer les dates clefs, de l'évolution depuis la mise en place de fluides dans la production de froid, pour aboutir de nos à l'usage de fluides frigoporteurs ayant de hautes performances frigorifiques.

- 1835 à 1860 - Ether diéthylique qui est le premier fluide frigorigène mis en place par Jacob Perkins et James Harrison. 1862 - Charles Tellier commence les premières expériences avec l'ammoniac. 1863 - Charles Tellier lance des expériences avec éther diméthylique CH<sub>3</sub>-O-CH<sub>3</sub>. [2-2]
- 1866 - L'américain Thaddeus Sobieski Coulincourt Lowe se consacre au premiers fluides frigoporteurs qui est le CO<sub>2</sub>. Mais les études ne dureront pas. 1869 à 1876 - Installation progressive de l'ammoniac dans un cycle à compression par Charles Tellier, Beath, Francis de Coppet et surtout grâce à l'allemand Carl von Linde.
- 1875 – Apparition du SO<sub>2</sub> de la part de Raoul Pictet.
- 1878– Arrivée du fluide frigorigène chlorure de méthyle par le français C. Vincent CH<sub>3</sub>CL.
- 1930 à 1980 - Les CFC (chlorofluorocarbone) puis HCFC (hydrochlorofluorocarbone) sont instaurés par Swarts puis Midgley.
- 1980 – Débuts pour les HFC (hydrofluorocarbone). 1990 - Retour du CO<sub>2</sub> par G. Lorentzen.
- 1995 - Arrêt de production des CFC depuis le protocole de Montréal en 1987. En raison d'une trop forte production de gaz à effet de serre.
- 2000 - Avec le règlement européen les CFC doivent être remplacés par les HCFC ou HFC.
- 2004 – les HCFC sont remplacés par les HFC.
- 2010 – Arrêt de l'utilisation des HCFC dans les derniers types d'installation neuves et les HCFC vierge à la maintenance.

En 2015 tous les HCFC auront dus tous être remplacés dans les installations frigorifiques par des HFC. [48]

### 2-3 définitions

Les fluides frigorigènes sont des substances utilisées dans les systèmes de refroidissement (réfrigération et climatisation) en raison de leurs propriétés thermodynamiques. Ils ont pour particularité, quand ils changent d'état physique (liquide à vapeur), d'absorber de la chaleur. Ils peuvent ainsi être exploités dans un cycle de compression et de détente pour produire du froid ou du chaud. Les **fluides frigorigènes** sont choisis pour leurs températures de passage de l'état liquide à l'état gazeux, la quantité d'énergie nécessaire pour provoquer ce changement d'état et la différence de température provoquée par ce changement d'état. [49]

### 2-4 Classifications et domaine d'application des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide. Ces classifications effectuées sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous famille de fluides considérés. [50]

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

#### 2-4-1 Les composés organiques

##### 2-4-1-1 Les corps purs

Les corps purs se regroupent en trois sous-groupes suivant leur composition chimique.

##### a) Les CFC (chlorofluorocarbone)

Les CFC sont des composés de carbone, de fluor et de chlore, et non d'hydrogène. Ils sont très stables et ont une grande durée de vie dans l'atmosphère (durée de vie entre 50 et 250 ans), Ils sont utilisés dans réfrigérateurs, équipements frigorifiques des engins de transport...ect. [50]

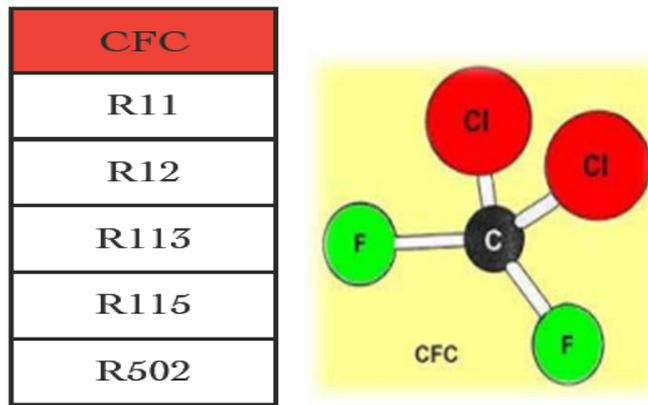


Figure (2.1) : De structure chimique de CFC [50]

**b) LES HCFC:**

Ces composés sont issus de la substitution partielle des atomes d'hydrogène d'une molécule d'hydrocarbure par un atome de fluor et un atome de chlore. Le chlore, contenu dans cette molécule, est un agent catalytique majeur intervenant dans la destruction de la couche d'ozone au niveau de la stratosphère, Ils sont utilisés dans les installations de congélation, installations frigorifiques pour applications industrielles. [50]

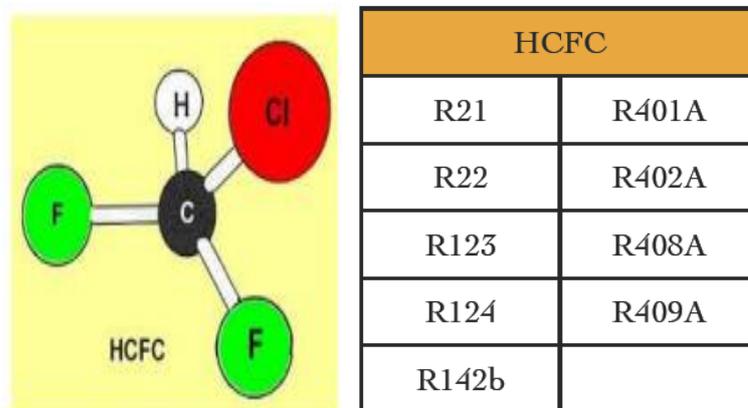


Figure (2-2) : De structure chimique de HCFC et sa famille [50]

**c) LES HFC**

Ce sont des composés de carbone, de fluor et d'hydrogène. Ils sont apparus comme substitués des CFC et HCFC. Ils sont appelés substances de substitution. Les HFC possèdent des propriétés techniques similaires à celles des CFC permettant de les utiliser comme fluides réfrigérants (ex : corps purs R134a (CF3-CH2F), ils sont appliqués dans les installations frigorifiques en cascade pour applications industrielles et laboratoires. [51]

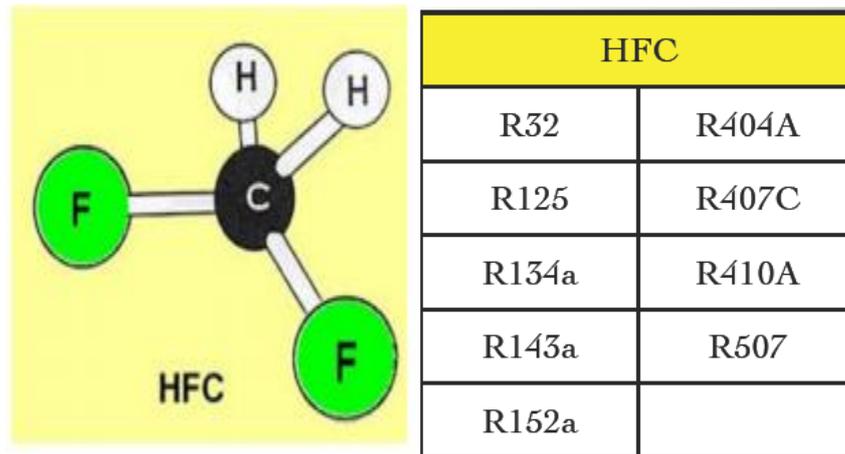


Figure (2-3) : De structure chimique de HFC [50]

### 2-4-1-2 Les mélanges

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

#### a) Les mélanges azéotropiques

Un mélange azéotrope ou azéotropique est un mélange dont le liquide bout à température fixe en gardant une composition fixe. Un mélange azéotropique est un mélange qui présente, pour une composition particulière, une phase vapeur ayant la même composition que la phase liquide avec laquelle elle est en équilibre, Ils sont utilisés dans les fluides frigorigènes pour compression mono étagée dans installations frigorifiques à refroidissement à air pour congélateurs et installations frigorifiques pour supermarchés et l'industrie. [51]

Les mélanges azéotropiques sont les fluides frigorigènes de la série 500. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide considéré. Exemple : le R502 (mélange de 48.8% de R22 et de 51.2% de R115) [51]

#### b) Les mélanges zéotropiques

Un mélange zéotropique est un mélange dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent, le corps le plus volatil s'évaporant plus facilement que le corps le moins volatil. Par conséquent, la température d'ébullition dans l'évaporateur n'est pas constante. Cette différence de températures est appelée le glissement de température. Ils sont adoptés dans applications de refroidissement et de congélation. [51]

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

Ainsi, le R410 A est composé, en fraction massique, de 50% de R125 et 50% de R32, le R410 B est composé de 55% de R125 et 45% de R32. Et le R404A (mélange de 52% de R143a, de 44% de R125 et de 4% de R134a). [51]

### 2-4-1-3 Les hydrocarbures

Hydrocarbure HC est un composé organique constitué exclusivement d'atomes de carbone C et d'hydrogène H leur formule brute est donc de la forme  $C_nH_m$ , sachant que n et m sont deux entiers naturels, ils sont employés dans installations frigorifiques en cascade pour applications industrielles et laboratoires. [51]

Les fluides de cette famille peuvent être composés : Le R600 (butane)

- Le R600a (isobutane)
- Le R290 (propane)

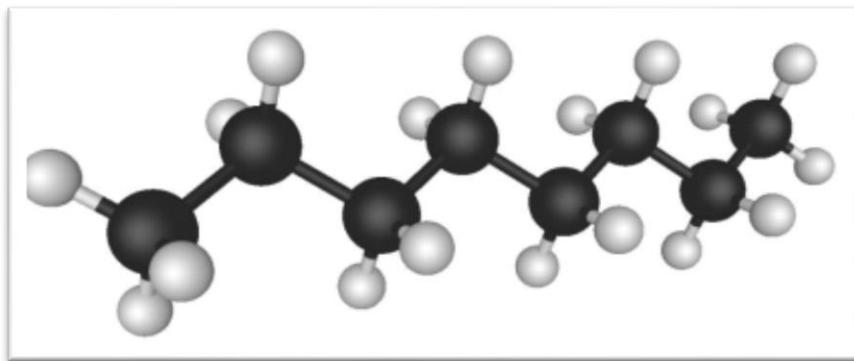


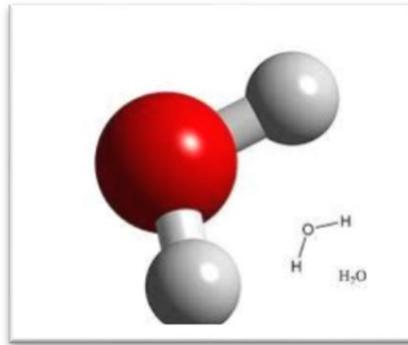
Figure (2-4) : De structure chimique moléculaire du HC [51]

### 2-4-2 Les composants inorganiques

Les fluides de cette famille sont principalement

#### a) D'eau $H_2O$ (R718)

C'est un frigorigène parfaitement sûr pour l'homme. Malheureusement, il ne permet pas de produire de basses températures (point triple de l'eau aux environs de 273.16K). Il est préférable de l'utiliser pour le froid climatique ou pour les pompes à chaleur à haute température (100 à 300 °C) à cause de son point critique qui est très élevé. Cependant, la pression de vapeur de ce fluide est très faible et elle nécessite des compresseurs pouvant aspirer des grandes quantités d'eau. L'eau est plus adaptée pour la production de froid par absorption. [50]



**Figure (2-5) : De structure chimique moléculaire du H<sub>2</sub>O [50]**

**b) Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>)**

Le CO<sub>2</sub> est un autre fluide frigorigène naturel qui possède beaucoup de potentiel. En 2008, Veld Koeltechniek est devenu le premier constructeur néerlandais à créer une installation de réfrigération utilisant du CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène naturel. Lorsque les températures ambiantes sont faibles, le rendement du CO<sub>2</sub> est bien plus important que celui d'une installation économique optimisée recourant à un fluide frigorigène synthétique. Si les températures extérieures sont élevées, la compression se déroule au-dessus du point critique dans le diagramme de phases. C'est pour cela que l'on parle d'installation de réfrigération transarctique au CO<sub>2</sub>. Les pressions de conception d'une installation recourant au fluide frigorigène CO<sub>2</sub> sont beaucoup plus élevées : Cela pose des exigences supplémentaires en ce qui concerne la construction des éléments de l'installation. Le CO<sub>2</sub> peut également être utilisé comme fluide frigorigène secondaire. [50]



**Figure (2-6) : de structure chimique moléculaire du co2 [50]**

**c) L'ammoniac (NH<sub>3</sub>)**

L'ammoniac (formule chimique NH<sub>3</sub>) est une substance bien perceptible, même à très faible concentration. Elle est d'ailleurs explosive lorsqu'elle est mélangée en certaines proportions avec l'oxygène. L'ammoniac réagit avec l'eau en formant une solution basique. Chimiquement parlant, une base est l'opposé d'un acide et a une action corrosive. L'ammoniac est un fluide frigorigène utilisé depuis le début du XXe siècle. Dans les années 50, il a en grande partie été supplanté par les fluides frigorigènes chimiques, qui ne présentaient pas les mêmes dangers. Ces dernières années, le

NH<sub>3</sub> a cependant fait son retour dans les technologies du froid. Son utilisation dans les installations de réfrigération et de congélation est encouragée par les pouvoirs publics (environnement) par le biais de subsides. En raison des risques en matière de sécurité, les pouvoirs publics en restreignent cependant l'utilisation d'un autre côté (permis, pompiers). L'utilisation du NH<sub>3</sub> comme fluide frigorigène est encouragée car ce dernier ne contribue pas à l'effet de serre. [50]

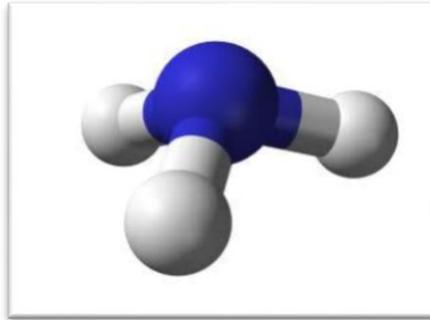


Figure (2-7) : De structure chimique moléculaire du NH<sub>3</sub> [50]

### 2-5 Les critères de choix d'un fluide frigorigène

Les fluides frigorigènes ont pour rôle d'assurer les transferts thermiques entre l'évaporateur et le condenseur. Pour cela ils doivent répondre à un certain nombre de critères. [52]

#### Critères thermodynamique

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

#### Critères technique

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

**Critères de sécurité et d'environnement**

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

**Critères technologiques**

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

**2-6 les fluides de travail choisis pour noter étude**

Le fluide de travail à paire binaire choisi pour le cycle d'absorption par diffusion à simuler est eau/ammoniac avec l'hydrogène et l'hélium considérés comme gaz auxiliaire. Les propriétés des fluides de travail en question sont l'un des aspects les plus importants pour simuler avec précision un système de fluide thermique.

**2-6-1 Les propriétés de couple binaire NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-(He/H<sub>2</sub>)****2-6-1-a) Propriétés de l'agent d'absorption**

L'agent d'absorption doit répondre aux caractéristiques suivantes : [53]

- ✓ La tension de vapeur à la température nécessaire dans le bouilleur doit être négligeable ou très faible par comparaison à la tension de vapeur du fluide frigorigène.
- ✓ L'agent d'absorption doit rester liquide dans tout le cycle et ne pas donner lieu à des possibilités de circulation ; la stabilité chimique doit être bonne et il ne doit pas être corrosif.
- ✓ La chaleur massique doit être faible pour éviter des pertes. La conductivité thermique doit être élevée, la viscosité et la tension superficielle faible pour favoriser la transmission de chaleur et l'absorption.

**2-6-1-b) Propriétés des fluides frigorigènes**

Selon le besoin, on choisit un couple ou un autre. Dans le cas de couples ammoniac –eau et eau. [53]

- ✓ L'eau est parfaitement sûre pour l'homme, disponible, ayant des bonnes propriétés thermiques et une pression de fonctionnement faible ((20\_80) mbar). Sa gamme de

température de production de froid est réduite ((0\_10) °C). L'eau est bien adaptée pour la climatisation. Toutefois, l'eau reste un fluide idéal d'un point de vue environnement.

- ✓ L'ammoniac présente une chaleur latente d'évaporation, une conductivité thermique et une pression de fonctionnements élevés ((0.5\_5) bar). Cette dernière est supérieure à la pression atmosphérique, ce qui peut être retenu comme avantage. La gamme de température de production du froid est importante ((-50\_-5) °C). cependant, il est très dangereux, formant avec l'air un mélange explosif et pouvant former une certaine réaction chimique avec les matériaux de construction de la machine telle que le cuivre. Ainsi, ce fluide nécessite, pour son emploi, l'utilisation des matériaux résistants comme l'acier inoxydable.

**2-6-1-c) Propriétés gaz inerte**

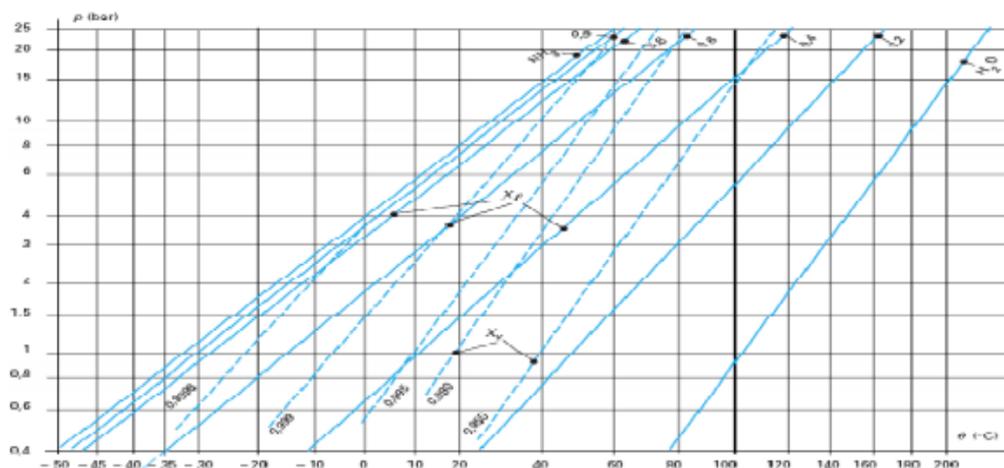
L'agent de gaz inerte doit répondre aux caractéristiques suivantes : Le gaz inerte ne doit pas être absorbé par le fluide absorbant à une pression partielle de gaz inerte.

- ✓ Le gaz inerte ne doit pouvoir se condenser dans aucune condition de température et de pression.

**2-7 Les diagramme thermodynamique**

**2-7-1 Diagramme d'Oldham\* (Diagramme log p /- 1/T)**

Ce diagramme fût proposé par Oldham en 1934 [54]. Il est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption et dont une illustration est montrée sur la figure 1.9. Il montre la variation de (log P) avec -1/T. Les courbes traduisant l'équilibre du système binaire aussi bien dans la phase vapeur que la phase liquide sont pratiquement linéaires. Par exemple, pour le couple NH3-H2O, la droite de teneur (100 %) correspond à l'équilibre liquide-vapeur de l'ammoniac pur, la droite de teneur (0 %) à l'équilibre liquide-vapeur de l'eau pure. [54]



**Figure (2-9) : Diagramme d'Oldham [55]**

### 2-7-2 Diagramme enthalpie-concentration (Diagramme de Merkel)

Pour calculer les divers éléments d'un système frigorifique à absorption, il est nécessaire d'avoir recours aux grandeurs énergétiques comme l'enthalpie. Ces dernières peuvent être obtenues par le biais du diagramme enthalpie massique-concentration des mélanges liquides frigorigènes, proposé par Merkel (appelé, plus précisément, diagramme de Merkel-Bosnjakovic) [54]. Une représentation schématique de ce diagramme pour le cas du couple ammoniac-eau est montrée par la figure (2-10) où chaque courbe est définie comme suit [54]

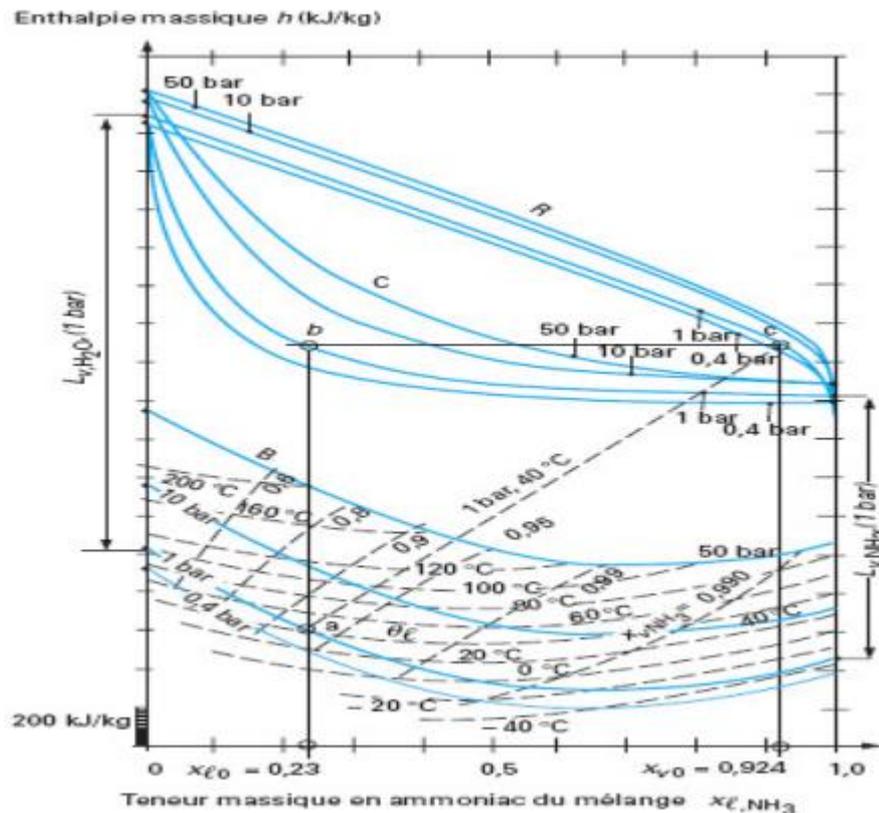


Figure (2-10) : Diagramme de Merkel [55]

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

### 2-8 Les avantages et les inconvénients des fluides frigorigènes

Le mélange frigorigère ammoniac/eau est le plus adapté à la production de froid de basses températures. Le mélange présente des nombreux avantages et des inconvénients:

**Tableau (2-2) : Sélection les avantages et les inconvénients des fluides frigorigères**

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le prix peu élevé</li> <li>• Chaleur latente inférieure à celle de l'eau</li> <li>• Gamme d'utilisation très grande</li> <li>• Il convient même aux températures inférieures à (0°C) donc gamme d'utilisation très large.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• L'ammoniac est toxique c'est la raison pour laquelle son utilisation est limitée par la réglementation à des particulière.</li> <li>• L'ammoniac vapeur qui sort du bouilleur contient quelques traces de vapeur d'eau qui parcourt le circuit frigorigère.</li> </ul>

### 2- 9 Modélisation thermodynamique de la machine à absorption diffusion

La modélisation thermodynamique est basée sur les lois de la conservation de chaleur et de masse, de frigorigère, énergétique et exergetique de chaque composant est présenté du modèle sont présentées.

#### 2 -9 -1 Description du cycle

Les installations frigorigère à absorption diffusion est compose des éléments essentiels et des éléments intermédiaires et une source de production de froid,

Les éléments suivant : un générateur, un rectifieur, un condenseur, un évaporateur, un absorbeur, une pompe à bulle un réservoir, un échangeur de chaleur de gaz et de solution une pompe à bulle, une source de production de froid (capteur solaire, gaz naturel,..)

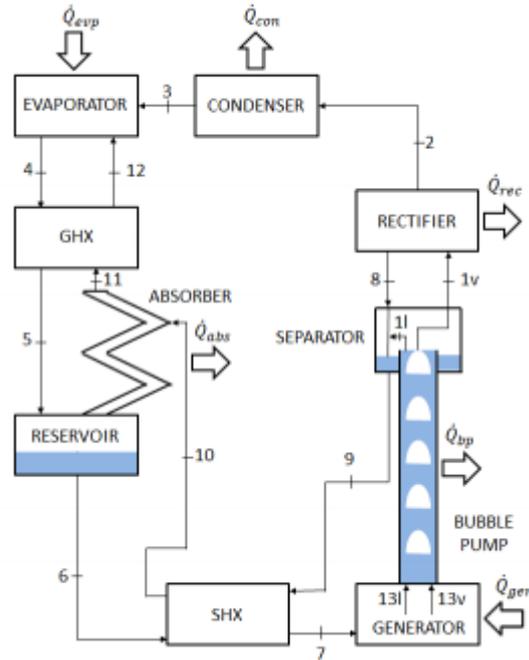


Figure (2-11) Schéma du système DAR [55]

### 2-9-2 Les conditions et les hypothèses de bases de calcul :

1. Le système est supposé être à l'état d'équilibre.
2. La température du liquide et de la vapeur sortant de la pompe à bulles est égale.
3. La vapeur sortant du redresseur du point (2) et de l'évaporateur du point (4) est saturée.
4. En cas d'absence de baisse de température dans la pompe à bulles, la température de la vapeur et du liquide sortant de la pompe à bulles est égale  $T_{gen} = T_{13} = T_1$
5. Le condenseur et l'absorbeur utilisent le même fluide de refroidissement, c'est-à-dire  $T_3 = T_6$
6. La température de la solution faible entrant dans l'absorbeur et les vapeurs quittant l'absorbeur sont égales, c'est-à-dire  $T_{10} = T_{11}$  [56]

### 2-9-3 Equations de bilan de la machine à absorption diffusion

Equations de bilan de la machine à absorption diffusion, dans l'analyse thermodynamique, le volume de contrôle pour chaque composant du cycle de la machine à absorption diffusion est analysé comme présenté à la figure (2-12). Le bilan de masse, de masse de frigorigène, énergétique et exergétique de chaque composant est présenté pour analyser son effet sur le fonctionnement de la machine à absorption diffusion [56].

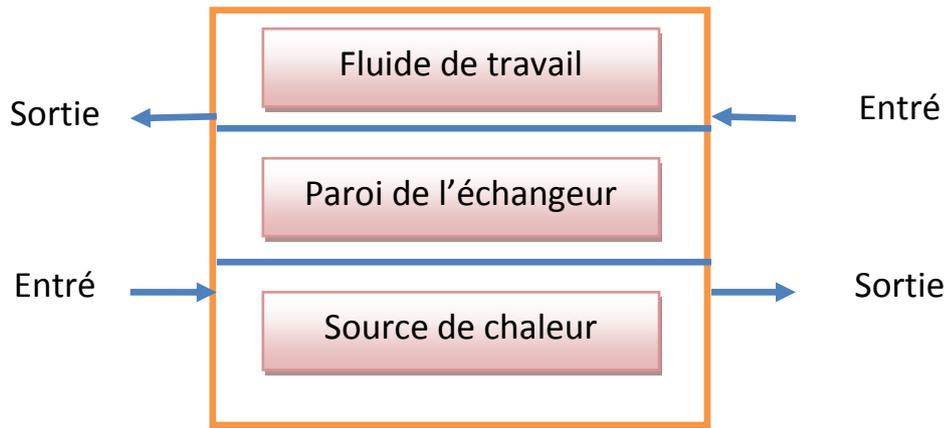


Figure (2-12) : Volume de contrôle pour chaque composant [56]

Les équations de bilan d'énergie sont obtenues à partir des équations suivantes :

$$\frac{dU_{ft}}{dt} = \dot{m}_{ft}(h_{ft,entrée} - h_{ft,sortie}) - \dot{Q}_{ft} \tag{2-1}$$

Avec

$$\dot{Q}_{ft} = (UA)_{ft} \cdot (T_{ft} - T_p) \tag{2-2}$$

$$\frac{dU_{sc}}{dt} = \dot{Q}_{sc} - \dot{m}_{sc}(h_{sc,entrée} - h_{sc,sortie}) \tag{2-3}$$

Avec

$$\dot{Q}_{sc} = (UA)_{sc} \cdot (T_p - T_{sc}) \tag{2-4}$$

$$(M, C_p)_P \cdot \frac{dT_p}{dt} = \dot{Q}_{ft} - \dot{Q}_{sc} \tag{2-5}$$

**a) Générateur**

On peut dire que le composant le plus crucial avec l'absorbeur est le générateur car il définit les performances du cycle et ses caractéristiques ont la plus grande influence sur le COP. Le fluide pénètre dans le générateur composé de réfrigérant absorbé en solution à la concentration de fluide de travail du système spécifié. C'est essentiellement ce dont le système est chargé lors de la mise en service. Elle est donc appelée solution forte et peut être trouvée à la pression du système.

La solution forte entrant par le point (7) est régénérée. La solution forte commence à bouillir et génère des bulles de vapeur qui, avec le liquide, quittent le générateur du point (13). Les bilans massique et énergétique du générateur sont donnés par les équations 1-3[55]

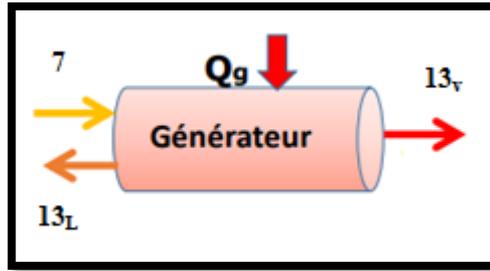


Figure (2-13) : Générateur

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{13v} + \dot{m}_{13l} \tag{2-6}$$

$$x_7 \dot{m}_7 = y_{13} \dot{m}_{13v} + x_{13} \dot{m}_{13l} \tag{2-7}$$

$$h_7 \dot{m}_7 + \dot{Q}_{gen} = (h_{13v} \dot{m}_{13v} + h_{13l} \dot{m}_{13l}) \tag{2-8}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{gen} = T_0 (\dot{m}_{13v} S_{13v} + \dot{m}_{13l} S_{13l} - \frac{\dot{Q}_{gen}}{T_{gen}} - \dot{m}_7 S_7) \tag{2-9}$$

### b) Pompe à bulles

La section de la pompe à bulles qui est immergée est considérée comme faisant partie du générateur. En supposant que l'entrée est la section où le débit de boue a été établi, le mélange de solution diphasique est élevé à une certaine hauteur  $z$  en fonction de la hauteur du générateur et des caractéristiques de performance de la pompe à bulles. À sa sortie, la vapeur peut monter et continuer jusqu'à une colonne de rectification où une solution pauvre en réfrigérant laisse tomber et est renvoyée le long de la paroi extérieure de la pompe à bulles dans une enceinte à une hauteur proche du point d'entrée. Cela fonctionne également pour maintenir la pompe à bulles à une température constante et en supposant que le boîtier extérieur est bien isolé, la pompe à bulles est supposée être adiabatique.

Les bulles de vapeur et le liquide pénètrent dans la pompe à bulles à partir du point (13) et sortent de point (1). Les bilans massique et énergétique de la pompe à bulles sont donnés par les équations: [55]

$$\dot{m}_{13v} + \dot{m}_{13l} = \dot{m}_{1v} + \dot{m}_{1l} \tag{2-10}$$

$$y_{13} \dot{m}_{13v} + x_{13} \dot{m}_{13l} = y_1 \dot{m}_{1v} + x_1 \dot{m}_{1l} \tag{2-11}$$

$$(h_{13v} \dot{m}_{13v} + h_{13l} \dot{m}_{13l}) = (h_{1v} \dot{m}_{1v} + h_{1l} \dot{m}_{1l}) + \dot{Q}_{bp} \tag{2-12}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{pb} = T_0(\dot{m}_{1v}S_{1v} + \dot{m}_{1l}S_{1l} + \frac{Q_{bp}}{T_{bp}} - \dot{m}_{13v}S_{13v} - \dot{m}_{13l}S_{13l}) \quad (2-13)$$

**c) Séparateur**

Dans le séparateur, les deux phases du fluide de travail sont séparées l'une de l'autre. Les vapeurs déplace vers le redresseur à partir du point (1v) tandis que la phase liquide se mélange au point (1l) avec le liquide provenant du redresseur. Ainsi, les bilans massique et énergétique du séparateur sont donnés par les équations [55]

$$\dot{m}_g + \dot{m}_{1l} + \dot{m}_{1v} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{1v} \quad (2-14)$$

$$x_g\dot{m}_g + x_1\dot{m}_{1l} = x_9\dot{m}_9 \quad (2-15)$$

$$h_g\dot{m}_g + h_{1l}\dot{m}_{1l} = +h_9\dot{m}_9 \quad (2-16)$$

**d) Redresseur**

Bien que ce composant ne soit pas nécessaire, il est essentiel pour les absorption diffusion afin de garder le réfrigérant aussi pur que possible, améliorant non seulement les performances mais également empêchant la défaillance du système en raison de la formation d'un écoulement de blocage de la glace ou similaire. Est utiliser principalement pour refroidir les vapeurs eau / ammoniac par air où se produit une condensation partielle accompagnée de chaleur rejet de QR point aux alentours. [55]

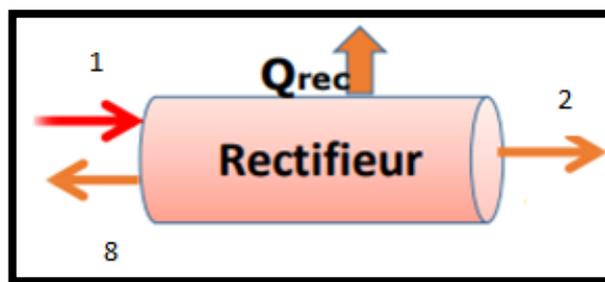


Figure (2-14) : Rectifieur

L'absorbant retiré de la vapeur quitte le redresseur du point (8), ce qui signifie que la masse et les bilans énergétiques du redresseur sont donnés par les équations :

$$\dot{m}_{1v} = \dot{m}_2 + \dot{m}_8 \quad (2-17)$$

$$y_1 \dot{m}_{1v} = y_2 \dot{m}_2 + x_8 \dot{m}_8 \tag{2-18}$$

$$h_{1v} \dot{m}_{1v} = (h_2 \dot{m}_2 + h_8 \dot{m}_8) + \dot{Q}_{rec} \tag{2-19}$$

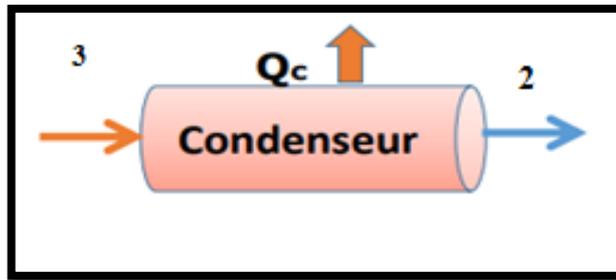
L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{rec} = T_0 (\dot{m}_2 S_2 + \dot{m}_8 S_8 + \frac{\dot{Q}_{rec}}{T_{rec}} - \dot{m}_{1v} S_{1v}) \tag{2-20}$$

**e) Condenseur**

Est un échangeur thermique dans le rôle consiste à transmettre au médium de refroidissement (air ou eau) la chaleur contenue dans les vapeurs refoulées.

La vapeur de réfrigérant quitte le redresseur du point (2) et s'écoule vers le condenseur où elle se condense et sort du point (3). [55]



**Figure (2-15) : Condenseur**

La fraction massique et le débit massique du réfrigérant à l'entrée et la sortie du condenseur restent les mêmes, c'est-à-dire i.e.

$$y_2 = x_3 \text{ Et } \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \tag{2-21}$$

$$y_2 = x_3 \text{ Et } \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \tag{2-22}$$

L'énergie l'équilibre à travers le condenseur est donné par l'équation:

$$h_2 \dot{m}_2 = h_3 \dot{m}_3 + \dot{Q}_{con} \tag{2-23}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{rec} = T_0 \left( \dot{m}_3 S_3 + \frac{\dot{Q}_{con}}{T_{con}} - \dot{m}_2 S_2 \right) \tag{2-24}$$

**f) Évaporateur**

L'évaporateur comme le condenseur est un échangeur de chaleur qui absorbe l'énergie provenant du médium à refroidir par le biais d'un liquide s'évaporant après avoir été détendu.

Dans l'évaporateur, le réfrigérant liquide du condenseur entre par le point (3) et l'auxiliaire du gaz inerte entre par le point (12). Le mélange de vapeur de réfrigérant et de gaz inerte auxiliaire laisse l'évaporateur du point (4) [55]

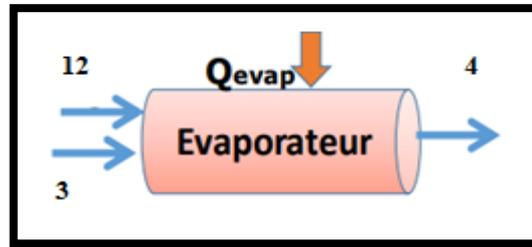


Figure (2-16) : Evaporateur

Ce qui signifie que les bilans massique et énergétique de l'évaporateur peuvent être donnés par les équations:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{12} + \dot{m}_{12i} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{4i} \tag{6-25}$$

$$x_3 \dot{m}_3 + y_{12} \dot{m}_{12} = y_4 \dot{m}_4 \tag{2-26}$$

$$(h_3 \dot{m}_3 + h_{12} \dot{m}_{12} + h_{12i} \dot{m}_{12i}) + \dot{Q}_{evp} = (h_4 \dot{m}_4 + h_{4i} \dot{m}_{4i}) \tag{2-27}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{evap} = T_0(\dot{m}_4 S_4 + \dot{m}_{4i} S_{4i} - \frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{evap}} - \dot{m}_3 S_3 - \dot{m}_{12} S_{12} - \dot{m}_{12i} S_{12i}) \tag{2-28}$$

Puisque, dans l'évaporateur, le réfrigérant s'évapore en continu et donc sa pression partielle changements signifiant que cela doit être pris en compte lors de la réalisation de la masse et de l'énergie équilibre. La pression partielle aux points (4) et (12) peut être calculée à l'aide de l'équation :

$$P_{part} = \frac{\dot{m}_r / \bar{M}_r}{\frac{\dot{m}_r}{\bar{M}_r} + \dot{m}_i / \bar{M}_i} P_{syst} \tag{2-29}$$

**g) Échangeur de chaleur à gaz**

Est un dispositif fonctionne comme une source de chaleur pour alimenter le DAR. Le type et le matériau à partir desquels l'échangeur de chaleur est fabriqué ont une immense influence sur son prix. Le cuivre ne peut pas être utilisé avec de l'ammoniac car il est corrosif et pour avoir une bonne efficacité, un acier inoxydable doit être utilisé dans sa construction. Les composants plaqués argent doivent également être évités (La Roche Industries Inc., 1997). [55]

Le débit massique et la fraction massique des constituants à l'entrée et à la sortie du GHX restent le même i.e et donc le bilan énergétique de l'échangeur de chaleur à gaz est donné par l'équation 19:

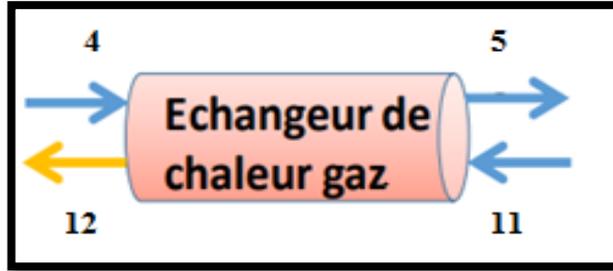


Figure (2-17) : Échangeur de chaleur à gaz

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \dot{m}_{4i} = \dot{m}_{5i} \dot{m}_{11i} = \dot{m}_{12i} y_4 = y_5 y_{11} = y_{12} \tag{2-30}$$

$$h_4 \dot{m}_4 + h_{4i} \dot{m}_{4i} + h_{11} \dot{m}_{11} + h_{11i} \dot{m}_{11i} = h_5 \dot{m}_5 + h_{5i} \dot{m}_{5i} + h_{12} \dot{m}_{12} + h_{12i} \dot{m}_{12i} \tag{2-31}$$

$$Eff_{GHX} = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_4} \tag{2-32}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{CHX} = T_0 (\dot{m}_5 S_5 + \dot{m}_{12} S_{12} + \frac{Q_{GHX}}{T_{GHX}} - \dot{m}_4 S_4 - \dot{m}_{11} S_{11}) \tag{2-33}$$

**h) Absorbeur**

Dans l'absorbeur, le mélange gazeux de réfrigérant et de gaz inerte auxiliaire entre par le point (5) où le réfrigérant est absorbé par la solution faible provenant du point (10) pour former un fort Solution. Le gaz inerte auxiliaire retourne à l'évaporateur à partir du point (11) tandis que le fort la solution s'écoule vers le générateur à partir du point (6). [55]

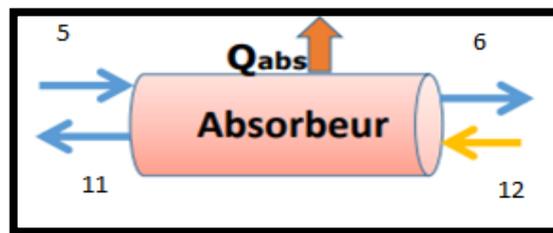


Figure (2-18) : Absorbeur

Les bilans massique et énergétique de l'absorbeur et réservoir sont donnés par les équations

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{5i} + \dot{m}_{10} = \dot{m}_6 + \dot{m}_{11} + \dot{m}_{11i} \tag{2-34}$$

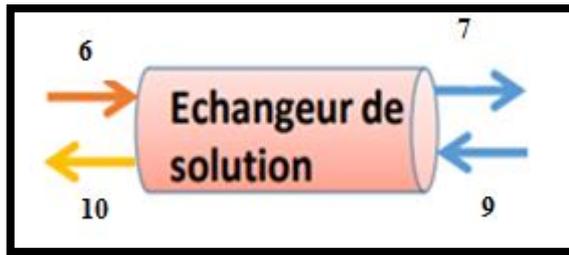
$$y_5 \dot{m}_5 + x_{10} \dot{m}_{10} = x_6 \dot{m}_6 + y_{11} \dot{m}_{11} \tag{2-35}$$

$$\dot{Q}_{abs} = (h_5 \dot{m}_5 + h_{5i} \dot{m}_{5i} + h_{10} \dot{m}_{10}) - (h_6 \dot{m}_6 + h_{11} \dot{m}_{11} + h_{11i} \dot{m}_{11i}) \tag{2-36}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{CHX} = T_0 \left( \dot{m}_6 S_6 + \dot{m}_{11} S_{11} + \frac{\dot{Q}_{GHX}}{T_{GHX}} - \dot{m}_5 S_5 - \dot{m}_{10} S_{10} \right) \tag{2-37}$$

**i) Échangeur de chaleur à solution**



**Figure (2-19) : Échangeur de chaleur à solution**

Le débit massique et la fraction massique des constituants à l'entrée et à la sortie du GHX reste le même, c'est-à-dire i.e.

$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$  ,  $x_6 = x_7$  Et  $x_9 = x_{10}$  de sorte que le bilan énergétique pour SHX est donnée par les équations:

$$h_6 \dot{m}_6 + h_9 \dot{m}_9 = h_7 \dot{m}_7 + h_{10} \dot{m}_{10} + \dot{Q}_{SHX} \tag{2-38}$$

La faible température de la solution à l'entrée de l'absorbeur, c'est-à-dire,  $T_{10}$  est calculée à l'aide de l'équation :

$$Eff_{SHX} = (T_9 - T_{10}) / (T_9 - T_6) \tag{2-39}$$

L'exergie détruite au générateur est déterminée à partir de l'équation

$$I_{SHX} = T_0 \left( \dot{m}_7 S_7 + \dot{m}_{10} S_{10} + \frac{\dot{Q}_{SHX}}{T_{SHX}} - \dot{m}_6 S_6 - \dot{m}_9 S_9 \right) \tag{2-40}$$

**2-9-4 Rapport de circulation**

Le rapport de circulation (CR) est défini comme le rapport entre le débit massique de la solution forte entrant dans le générateur et le débit massique de réfrigérant. [55]

$$f = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_2} \tag{2-41}$$

### 2-9-5 Performance DAR

Le coefficient de performance (COP) est le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance thermique fournie au générateur.

$$\text{cop} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{gen}}} \quad (2-42)$$

### 2-10 Conclusion

Ce chapitre est divisé en deux parties. Le premier est porté essentiellement on a essayé de donner un aperçu sur les différents types de fluide frigorigène, ainsi critères de choix d'un fluide frigorigène, puis la deuxième partie est dédiée à la modélisation thermodynamique d'une machine à absorption diffusion.

**Chapitre 3 :**  
**Formulation**  
**mathématique**

### 3-1 Introduction

Le présent chapitre traite les équations mathématiques qui gouvernent un écoulement tridimensionnel, permanent, turbulent d'un fluide newtonien incompressible dont les propriétés sont considérées constantes.

### 3-2 Mise en équation

La formulation mathématique de l'état d'un fluide se base sur les équations liant les différents paramètres de l'écoulement. Les équations sont exprimées dans un système de coordonnées cartésien :

#### 3-2-1 L'équation de continuité

1- L'équation de continuité qui exprime le principe de la conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3-1)$$

$\rho$  est la densité du fluide [kg / m<sup>3</sup>]

$t$  est le temps [s]

Pour fluide incompressible

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (3-2)$$

#### 3-2-2 L'équation de mouvement (équation de Navier-Stokes)

L'équation de transport de quantité de mouvement qui permet de décrire la relation entre les mouvements du fluide et les causes qui les produisent :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) + \rho g_i \quad (3-3)$$

$P$  est la pression [Pa]

$\mu$  est la viscosité dynamique laminaire [kg / ms]

$U_i$  est la vitesse moyenne [m / s]

$g_i$  est l'accélération gravitationnelle dans la direction  $i$  [m / s<sup>2</sup>]

#### 3-2-3 Équation de conservation de l'énergie

L'équation de l'énergie pour une région fluide peut être écrite en :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \rho U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho u_j \overline{T'} \right) + S_T \quad (3-4)$$

T est la température moyenne du fluide dans le temps [° C]

$\gamma$  est le coefficient de diffusion [m<sup>2</sup> / s]

T' est la température de fluctuation [° C]

S<sub>T</sub> est le terme source [W / m<sup>3</sup>]

### 3-3 Régime permanent

Un système est en régime permanent lorsqu'il présente de nombreuses propriétés constantes dans le temps. Pour ces propriétés (p), la dérivée partielle par rapport au temps sera nulle :

Pour notre modèle, des conditions stables sont simulées. Etat stationnaire où la pression de vapeur est égale à la pression de saturation et le taux de transfert de masse devient stable.

### 3-4 Modélisation numérique

L'évaporation-réfrigération et la diffusion-absorption à l'intérieur du l'évaporateur peuvent être simulées dans «FLUENT» en utilisant des modèles prédéfinis. L'ébullition et l'évaporation de l'eau peuvent être modélisées à l'aide de «modèles d'écoulement multiphasiques» et la diffusion peut être modélisée par le «modèle de transport des espèces» qui sont disponibles dans «FLUENT».

#### 3-4-1 Equations de transport des espèces

Dans le cas où les équations de conservation des espèces chimiques doivent être résolues, ANSYS FLUENT prédit la fraction de masse locale de chaque espèce, Y<sub>i</sub>, grâce à la solution d'une équation de diffusion-convection pour les i espèces. La forme générale de cette équation de conservation est la suivante: [56]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + S_i \quad (3-5)$$

Où S<sub>i</sub> est le taux de création par addition à partir de sources définies par l'utilisateur.

Une équation de cette forme sera résolue pour N - 1 espèces où N est le nombre total d'espèces en phase fluide présentes dans le système.

#### 3-4-1-1 Diffusion de masse dans les flux laminaires

J<sub>i</sub> est le flux de diffusion des espèces i, qui résulte des gradients de concentration. ANSYS FLUENT utilise l'approximation diluée, sous laquelle la diffusion le flux peut être écrite comme

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \nabla \cdot Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (3-6)$$

$D_{i,m}$  Le coefficient de diffusion massique pour les espèces  $i$  dans le mélange.

$D_{T,i}$  Est le coefficient de diffusion thermique (Sorte).

Dans les écoulements turbulents, ANSYS FLUENT calcule la diffusion de masse sous la forme suivante:

$$\vec{J}_i = -(\rho D_{i,m} + \frac{\mu t}{Sc_t}) \nabla \cdot Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (3-7)$$

Où  $Sc_t$  est le nombre de Schmidt turbulent ( $\frac{\mu t}{\rho Dt}$  où  $\mu t$  sont la viscosité turbulente et  $Dt$  la diffusivité turbulente). La valeur de  $Sc_t$  par défaut est 0,7. Notez que la diffusion turbulente dépasse généralement la diffusion laminaire, et la spécification des propriétés détaillées de diffusion laminaire dans les écoulements turbulents n'est généralement pas nécessaire. [56]

### 3- 4-1-2 Traitement du transport des espèces dans l'équation énergétique

Pour de nombreux flux de mélange à plusieurs composants, le transport d'enthalpie dû à la diffusion des espèces

$$\nabla \cdot [\sum_{i=1}^n (h_i) \vec{J}_i] \quad (3-8)$$

Peut avoir un effet significatif sur le champ d'enthalpie et ne doit pas être négligé. En particulier, lorsque le nombre de Lewis

$$Le_i = \frac{K}{\rho c_p D_{i,m}} \quad (3-9)$$

Est loin de l'unité, ce terme ne peut être négligé. ANSYS FLUENT inclura ce terme par défaut.

### 3-4-2 La turbulence

Depuis la définition, très simple, d'Osborne Reynolds qui décrit le mouvement turbulent comme un "écoulement sinueux", plusieurs descriptions de la turbulence permettent de retracer l'évolution de la compréhension des phénomènes qui a conduit à la connaissance et à la maîtrise que l'on a aujourd'hui des écoulements turbulents. [57]

Les équations de transport pour la turbulence sont ouvertes tant que le nombre inconnu est supérieur au nombre d'équations. En fait, chaque nouvelle équation révèle une nouvelle inconnue. [59] Les hiérarchies d'équations restent ouvertes car à l'inverse de l'écoulement laminaire où il existe une loi de comportement reliant les contraintes et les déformations (par l'intermédiaire de la viscosité du fluide), pour l'écoulement turbulent cette loi est absente. (Rappelons que la turbulence

n'est pas une propriété du fluide). Dans ce que suit on tentera de fermer les équations de transport de la turbulence grâce à la modélisation.

### 3-4-2-1 Modélisation de la turbulence

Le modèle de turbulence doit être sélectionné en fonction de certaines considérations, par exemple, l'aspect physique de l'écoulement, la compréhension des capacités et des limites des modèles de turbulence, la tentative du problème spécifique par d'autres chercheurs, la précision requise, les ressources de calcul disponibles, et le temps. [58]

- Modèles à une équation
  - Spalart-Allmaras
- Modèles à deux équations
  - Standard  $k - \varepsilon$
  - RNG  $k - \varepsilon$
  - $K - \varepsilon$  réalisable
  - Standard  $k - \omega$
  - SST  $k - \omega$

#### ➤ Modèle de contrainte de Reynolds

Nous allons appliquer le modèle  $k-\varepsilon$  standard pour l'étude de l'écoulement turbulent stationnaire.

#### 3-4-2-1-1 Le modèle $k-\varepsilon$ standard

Est le premier modèle  $k-\varepsilon$  à deux équations publié dans la littérature sur la modélisation de la turbulence et a été largement appliqué et modifié pour calculer une large gamme de flux industriels. Ce modèle est inclus dans Fluent en tant que modèle  $k-\varepsilon$  standard et utilise la fonction de paroi pour l'efficacité de calcul. L'équation de transport pour l'énergie cinétique de turbulence  $k$  est une équation exacte tandis que l'équation de transport pour la dissipation turbulente ( $\varepsilon$ ) est formulée en utilisant un raisonnement physique. Voici les équations de transport pour  $k$  et  $\varepsilon$  développées par Launder et Spalding [3-10, 3-11]. [59].

#### a) Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente $k$

L'équation modélisée de l'énergie cinétique moyenne s'écrit :

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho k \bar{U}_j)}{\partial x_j}}_{(i)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}_{(ii)} + \underbrace{G_k}_{(iii)} - \underbrace{\rho \varepsilon}_{(iv)} \quad (3-10)$$

(i) : représente le taux de variation de l'énergie cinétique  $k$  (terme convectif).

(ii) : représente le transport par diffusion de l'énergie cinétique (terme diffusif).

(iii) : représente la production de l'énergie cinétique turbulente par cisaillement.

(iv) : représente la dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $k$ .

**b) Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $\epsilon$**

$$\frac{\partial(\rho\epsilon\bar{U}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \left( \frac{\epsilon}{k} \right) G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \tag{3-11}$$

Le terme de production  $G_k$  est donnée par :

$$G_k = -\rho \overline{\tilde{u}_i \tilde{u}_j} \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} = \rho \nu_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \tag{3-12}$$

L'effet de la viscosité turbulente ou tourbillonnaire est pris en compte à l'aide du modèle de turbulence  $k-\epsilon$ , dans lequel deux équations de transport supplémentaires sont résolues pour l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) et son taux de dissipation ( $\epsilon$ ). La viscosité turbulente ( $\mu_t$ ) est ensuite calculée comme suit:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3-13}$$

**c) Constantes du modèle**

Les valeurs standards des constantes du modèle, d'après Launder et Spalding, sont réunies dans le tableau suivant : [60]

**Tableau (3-1) : Les constantes du modèle  $k - \epsilon$**

$C_\mu$	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$
0.09	1.44	1. 2	1	1.3

**3-5 Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté les différentes équations qui gouvernent l'écoulement turbulent, comme nous avons rappelé quelques approches théoriques concernant le modèle de turbulence utilisé dans notre simulation.

**Chapitre 4 :**  
**Résultats de la  
simulation  
numérique**

#### 4-1 Introduction

La plupart des phénomènes physiques sont gouvernées par des équations différentielles partielles comme nous avons vu auparavant. Les méthodes numériques sont très utiles dans la résolution de ses équations aux dérivées partielles, car la non-linéarité de ses équations et la complexité des problèmes rend leur résolution difficile par les méthodes analytiques. Ce chapitre traite la simulation de l'écoulement d'un fluide frigorigène dans un évaporateur horizontale. Une étude détaillée a été présentée pour la détermination des profils de températures de l'évaporation. Elle nous a permis de voir le comportement des paramètres de l'écoulement dans différentes zones de l'évaporateur.

#### 4.2 Présentation du logiciel ANSYS 15.0

ANSYS est mondialement le plus grand fournisseur en logiciels de simulation et couvre par ses caractéristiques multi-physiques pratiquement toutes les disciplines, à savoir le calcul structurel et thermique, le calcul d'écoulement (CFD) (Computational Fluid Dynamics) et le calcul électromagnétique. Et dans l'industrie, la recherche et l'éducation.

Ce logiciel permet d'effectuer des simulations numériques en mécanique des fluides à l'aide d'un nombre important de modèles placés. Ces modèles permettent de résoudre différents problèmes de mécanique des fluides : (écoulement monophasique ou multiphasique, écoulement laminaire ou turbulent, combustion...). L'outil permet d'effectuer des résolutions de calcul en parallèle, c'est-à-dire de résoudre les équations simultanément sur plusieurs processeurs afin de diminuer le temps de calcul.

Il existe un certain nombre de codes industriels, aux meilleurs performants, permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, CFDS-FLOW3D ...). Pour réaliser nos simulations, nous avons choisi le code de calcul ANSYS-Fluent, que nous présentons dans cette partie. [60]

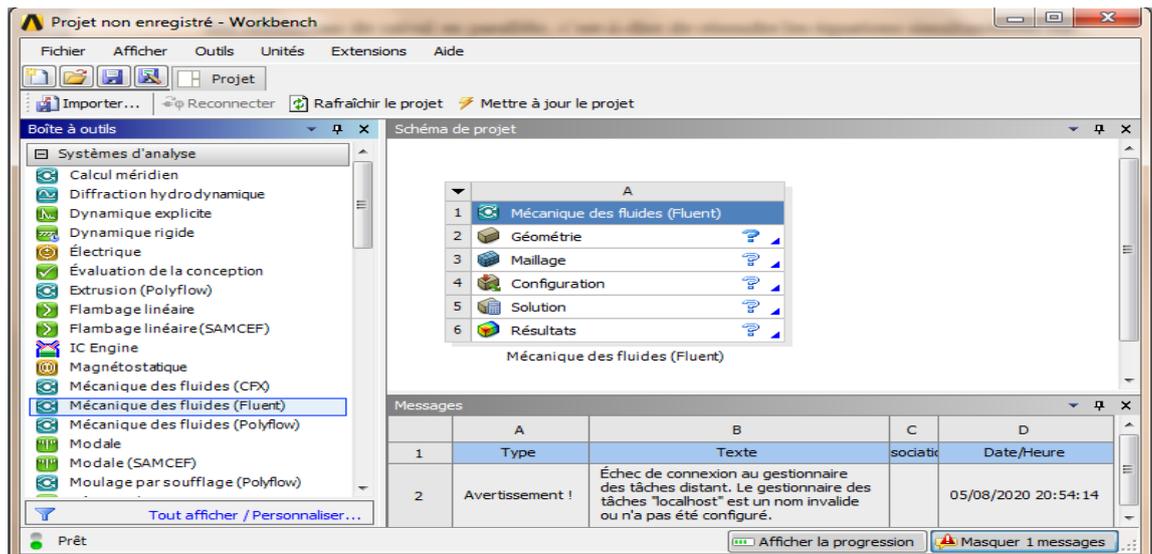


Figure (4-1): Interface du logiciel Ansys- Fluent (workbench)

### 4-3 les étapes de la résolution numérique CFD

#### 4-3-1 Préprocesseur "Design Modeler & ANSYS Meshing"

La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du préprocesseur Design Modeler. Il permet de représenter la géométrie du système et d'obtenir le type de matériau (fluide ou solide).

Utilisation d'ANSYS- Meshing, nous permet de définir les frontières du domaine, et fournit également plusieurs algorithmes de Maillage pour discrétiser le domaine selon la géométrie utilisée. [60]

#### 4-3-2 Solveur "FLUENT":

Le solveur permet de définir numériquement les conditions initiales opératoires (par exemple: gravité, pression, ainsi que la spécification des conditions aux limites de domaine de calcul. il permet aussi de choisir le processus itératif, en propose notamment plusieurs schémas de discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de pression-vitesse. Le solveur Fluent offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs. [60]

#### 4-3-3 Post-processeur "CFD-Post"

Le post processeur, c'est l'élément, qui nous permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il nous offre ainsi la possibilité de visualiser les champs de vecteur vitesse, les champs de pression, de turbulence, ainsi que toutes les autres grandeurs déclarées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. En

plus, il permet la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules. [60]

#### 4-4 Définition de la méthode de résolution

Le passage d'un problème aux dérivées partielles continu à un problème discret, s'appuie sur les méthodes de dérivées partielles. On distingue trois grandes méthodes pour formuler un problème continu sous forme discrète, basées sur la discrétisation des équations différentielles : la méthode des volumes finis, des différences finies et des éléments finis. La méthode utilisée par le code ANSYS-Fluent, est celle des volumes finis. ANSYS-Fluent discrétise les systèmes d'équations qui traduisent l'écoulement, permanent dans le présent travail, d'un fluide dans des géométries définies en utilisant une méthode de discrétisation. Cette opération s'effectue par la transformation des équations différentielles en un système d'équations algébriques suivant des étapes propres au régime permanent dans notre cas. Généralement, on peut distinguer :

- ✓ Intégration des équations de transport,
- ✓ Discrétisation spatiale,
- ✓ Conditions aux limites,
- ✓ Couplage pression-vitesse,
- ✓ Convergence.

#### 4-5 La géométrie

La géométrie représente c'est un évaporateur d'une machine à absorption-diffusion elle consiste deux tubes cylindriques l'un inclue dans l'autre le tube extérieur est un cylindre de longueur  $L = 0,17$  m et de diamètre  $D = 0.018$ m, et l'intérieur est un cylindre de  $L = 0,155$  m et  $d = 0.007$  m.

Dans le tube extérieur on a un creux de diamètre  $= 0.01$ m c'est l'entrée de le refrigerant (l'ammoniac), et l'entrée de le gaz inerte se fait par un diamètre  $0.07$ m, le mélange est sortir par un diamètre  $0.018$  m. Les caractéristiques géométriques sont représentées sur la figure (4-2) ainsi que les valeurs des conditions aux limites qui sont répertoriés dans le tableau (4-1).

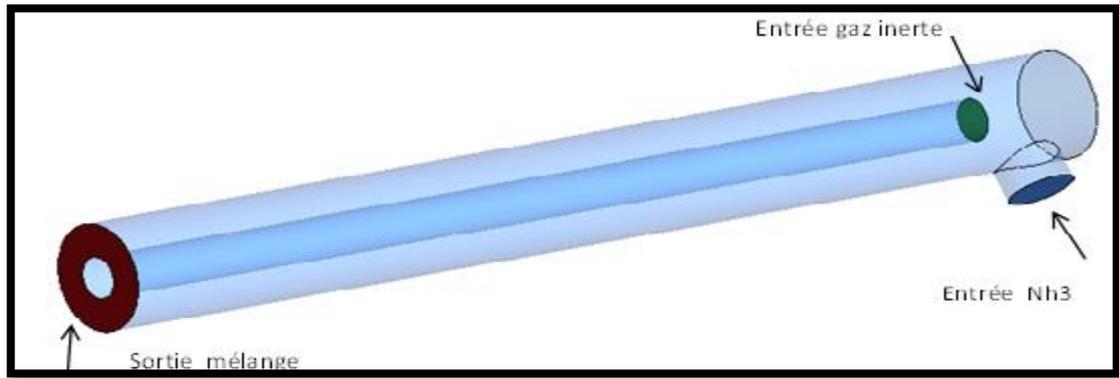


Figure (4-2): Géométrie du problème.

#### 4-6 Génération de maillage

##### 4-6 -1 Types de maillages

Le code de calcul "ANSYS-Fluent" dans ses versions traite plusieurs types de maillages structurés, non-structurés ou hybrides. Un maillage structuré est généralement composé de mailles quadrilatérales en deux dimensions (2D ou maillage surfacique) et hexaédriques en trois dimensions (3D ou maillage volumique), tandis qu'un maillage non-structuré va être composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D et hexaédriques ou tétraédriques en 3D. La figure (4-5) représente les différents types de maillages tridimensionnels qui peuvent être utilisés sous ANSYS- Meshing ou bien ICEMCFD.

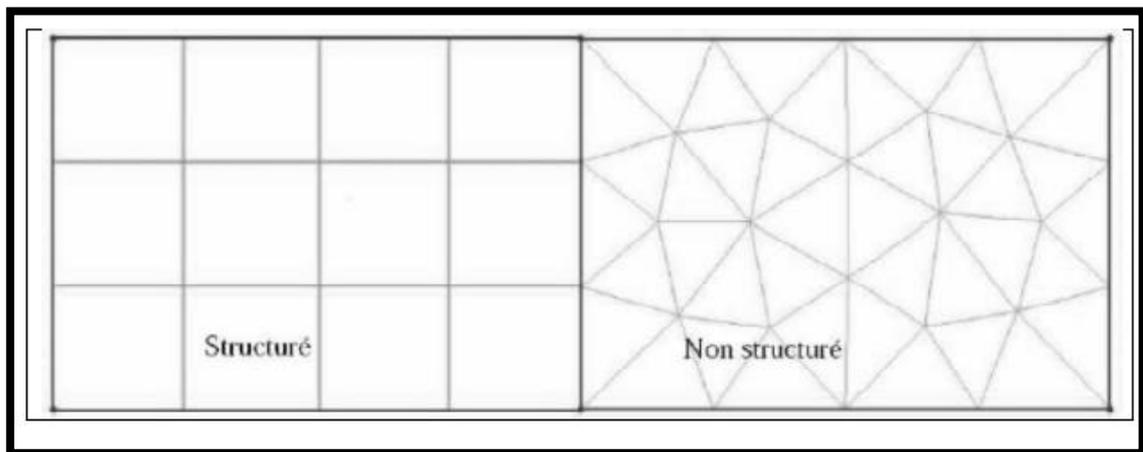
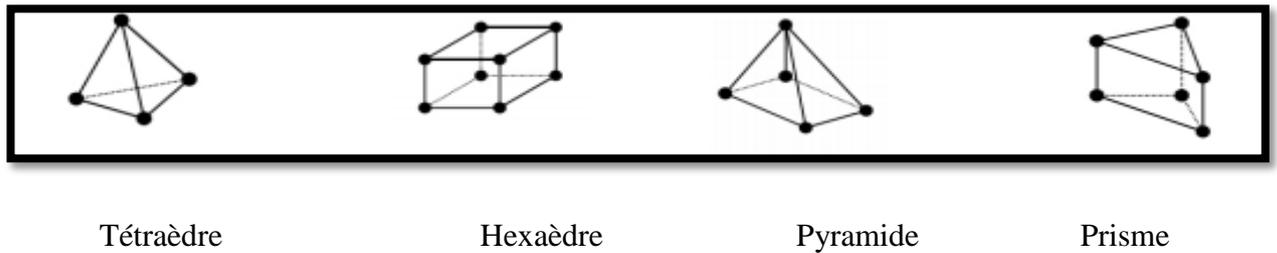
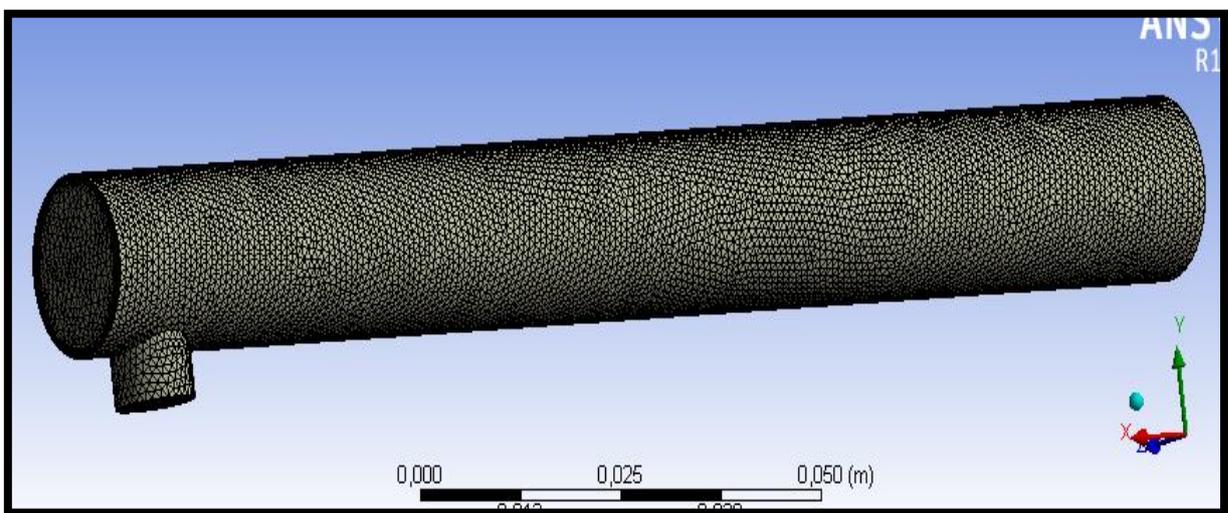


Figure (4-3): Maillage structure Maillage non-structure



**Figure (4-4): Représentation des différents types de maillage**

Pour notre étude, on a utilisé un maillage non structure de type tétraédrique, comme il est montré dans la figure (4-5)



**Figure (4-5): Génération du maillage utilisé.**

#### 4-6-2 Qualité de maillage

la qualité de maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul, il est important d'avoir un maillage suffisant pour capturer les gradients d'écoulement et de transfert thermique. Il est également important de conserver des ressources informatiques pour assurer une exécution rapide des analyses. Cette dernière joue un rôle important dans la précision et la stabilité du calcul numérique.

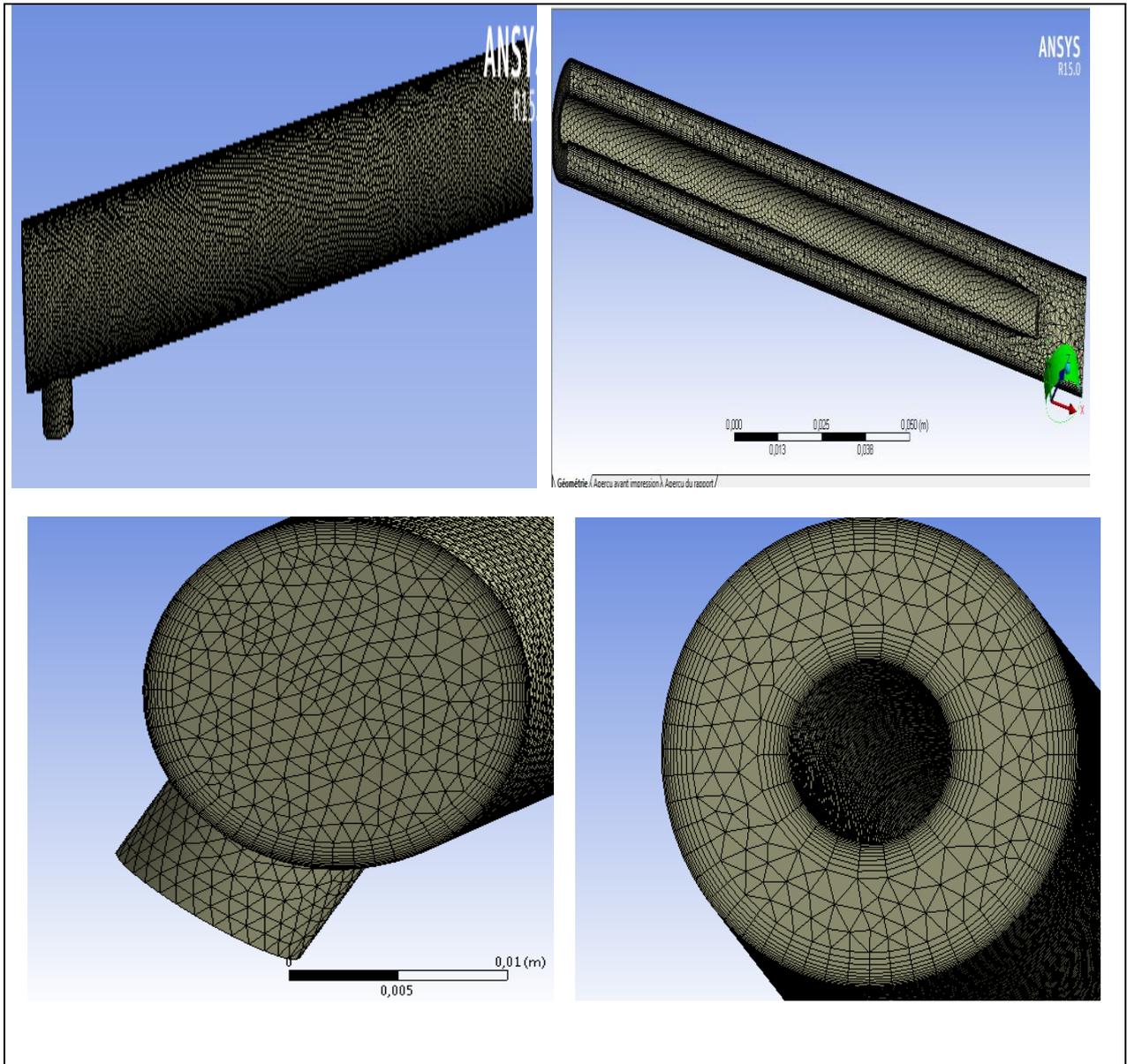


Figure (4-6): Qualité de maillage utilisé.

#### 4-7 Condition aux limites

La résolution des équations différentielles régissant le problème d'écoulement en question, nécessite la prescription des conditions aux limites appropriées. Le tableau (4.7) résume les informations imposées aux frontières du domaine pour notre configuration.

Tableau (4-1) : Conditions aux limites imposées.

Région géométrique	Type
Entrée du gaz inerte H <sub>2</sub> ou He	Velocity inlet
Entrée de l'ammoniaque NH <sub>3</sub>	Velocity inlet
Sortie du mélange (mixture)	pressure outlet
Paroi	Heat flux

#### 4-8 Schéma de discrétisation

ANSYS-Fluent propose plusieurs schémas de discrétisation, on peut citer quelques schémas numériques de discrétisation de la convection :

- ✓ Schéma de différence centrée.
- ✓ Schéma décentré amont du second ordre (Second Order Upwind).
- ✓ Schéma hybride.

Les schémas de discrétisation et algorithmes utilisés dans notre travail pour chaque variable sont résumés dans tableau.

Tableau (4-2) : Schémas de discrétisation

Pression	Standard
Couplage vitesse-pression	SIMPLE
Quantité de mouvement	Second order upwind
Energie	Second order upwind

#### 4-9 Quelques détails sur le fluide

Les fluides utilisés sont l'ammoniac et hydrogène ou l'ammoniac et l'hélium. Leurs propriétés sont affichées dans le tableau (4.3)

Tableau (4-3) : Propriétés du fluide.

		NH3	H2O	H2	He
Masse molaire	M (kg.kmo <sup>-1</sup> )	17.030	18.015268	2.020	4.002
Température (K)	Température (K)	405.400	647.14	33.200	5.200
	Pression (bar)	113.336	220.64	12.800	2.230
Pression (bar) (critique)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	225.000	322	0.031	0.180
	Température (K)	239.740	373.15	20.281	4.220
Point d'ébullition	Pression (bar)	1.013	1.013325	1.013	1.013
	Température (K)	195.41	273.16	13.803	2.177
Point triple	Pression (bar)	0.060	6.110 <sup>-3</sup>	6.910 <sup>-3</sup>	5.110 <sup>-2</sup>

#### 4-10 Indépendance de maillage

Afin d'étudier les effets du maillage sur la solution, nous avons réalisé un même calcul numérique avec des nombres de mailles différents. Un maillage initial est adapté en mettant plus de cellules dans les régions où le gradient de vitesse est plus élevé qu'un niveau choisi. Ce processus est répété jusqu'à ce que les résultats soient devenus indépendants du maillage. L'écoulement considéré ici est caractérisé par un rapport de débit 4.

Tableau (4-4) :Independence de maillage

Maillage	1	2	3	4
Nombre de nœuds	81084	119467	191268	353256

Afin de comparer les résultats, nous avons superposé, grâce à Tecplot, les profils des températures en fonction de longueur avec les différents maillages utilisés comme il est montré dans la figure (4-7).

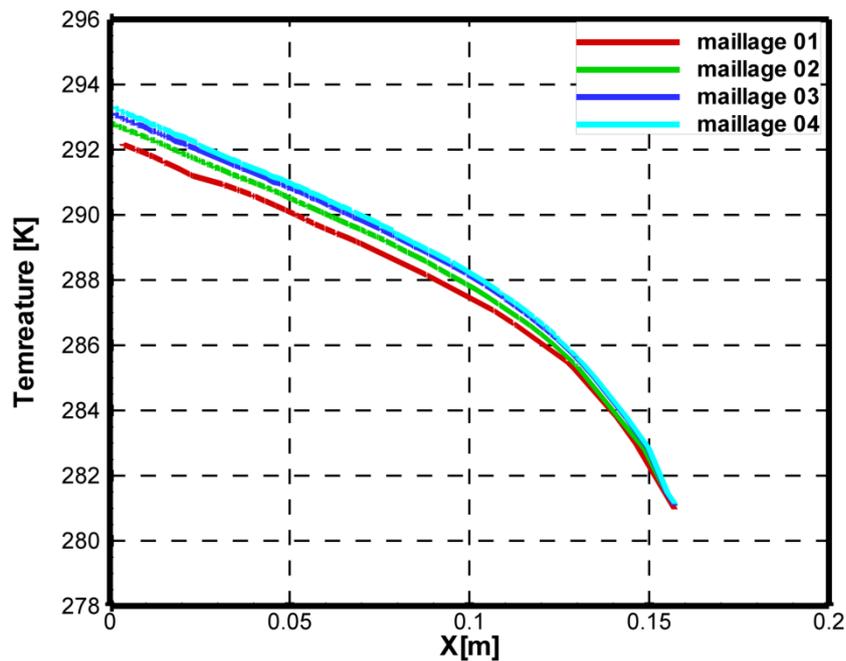


Figure (4-7): Indépendance de maillage

On observe que la différence entre les courbes n'est pas importante à partir du 4 maillages. Pour obtenir une bonne solution prenant en compte le temps de calcul, le maillage 3 est retenu pour l'étude dans ce présent travail.

#### 4-11 Les critères de convergence

La convergence d'un processus itératif est atteinte lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs des variables dépendantes  $\Phi$ , Pratiquement, on exprime cette convergence par un test d'arrêt du processus itératif appelé "critère de convergence " qui dépend essentiellement de la nature du problème et des objectifs du calcul, ils sont définis comme suit :

$$\epsilon_{\Phi} = \sum_{i,j} | \Phi_{i,j}^{n+1} - \Phi_{i,j}^n | \tag{4.2}$$

$\Phi_{i,j}^{n+1}$ : La valeur de grandeur  $\Phi$  à l'itération (n+1).

$\Phi_{i,j}^n$ : La valeur de grandeur  $\Phi$  à l'itération (n).

De ce fait, la convergence du système itératif est prononcée lorsque la valeur de la grandeur  $\epsilon$  soit inférieure à une valeur de référence, que l'on détermine selon la nature de l'étude et le degré de précision recherché.

Les critères de convergence dans notre cas sont illustrés dans le tableau 4.4 suivant :

Tableau (4-5): Critères de convergence.

Continuité	$10^{-5}$
Vitesse suivant x	$10^{-5}$
Vitesse suivant y	$10^{-5}$
Energie	$10^{-6}$

### 4-12 Résultats et interprétations

Dans cette étude, un grand effort a été fourni pour simuler les différents cas d'écoulements en faisant varier trois paramètres : le flux imposé sur la paroi, le rapport de débit  $\left( r = \frac{\text{debit massique}_{\text{gaz inerte}} (\dot{m}_g)}{\text{debit massique}_{\text{fluide réfrigérant}} (\dot{m}_r)} \right)$  et le type du gaz inerte. À l'issue de chaque cas, on en retrouve la distribution des températures locale et moyenne qui sont rapportées dans des tableaux et représentées sur des graphes.

#### 4-12-1 Les lignes et les surfaces où les résultats sont extraits

La ligne de mesure transversale est représentée sur la fig (4-8)

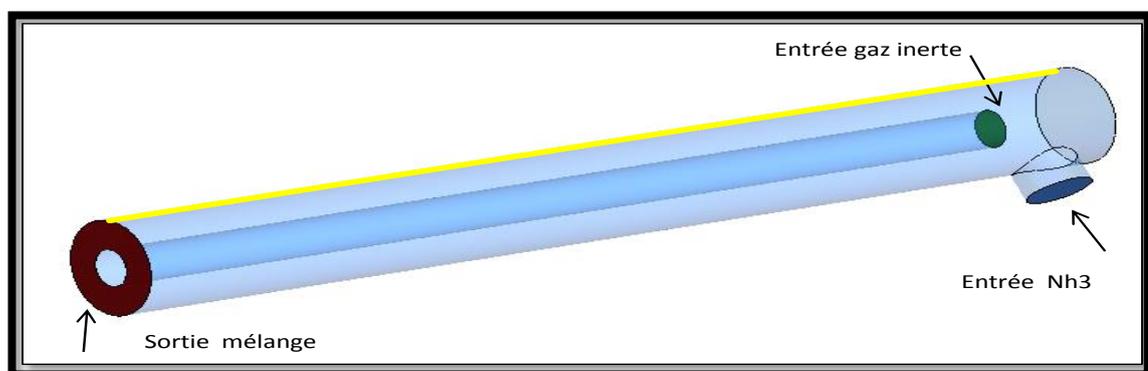


Figure (4-8): Représentation de la ligne de mesure des températures sur la paroi de l'évaporateur.

De même, la ligne de mesure transversale médiane qui appartient au domaine du fluide est représentée sur la fig. (4-9).

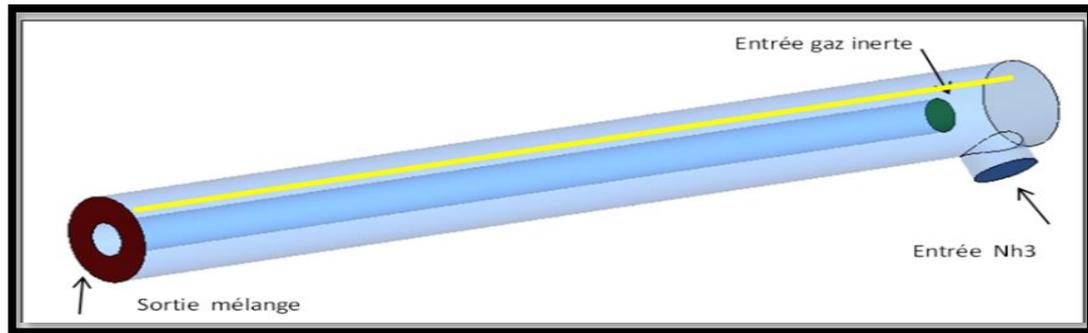


Figure (4-9): Représentation de la ligne de mesure transversale médiane

Enfin, d'autres lignes dans le sens radial choisies sont représentées sur la fig. 4.10.

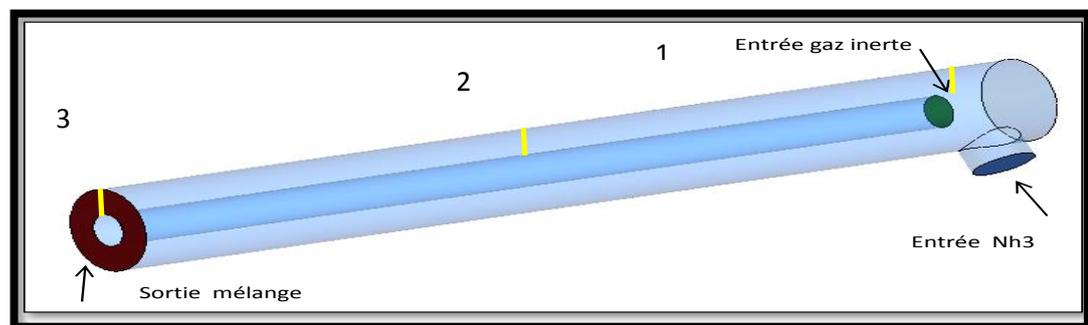


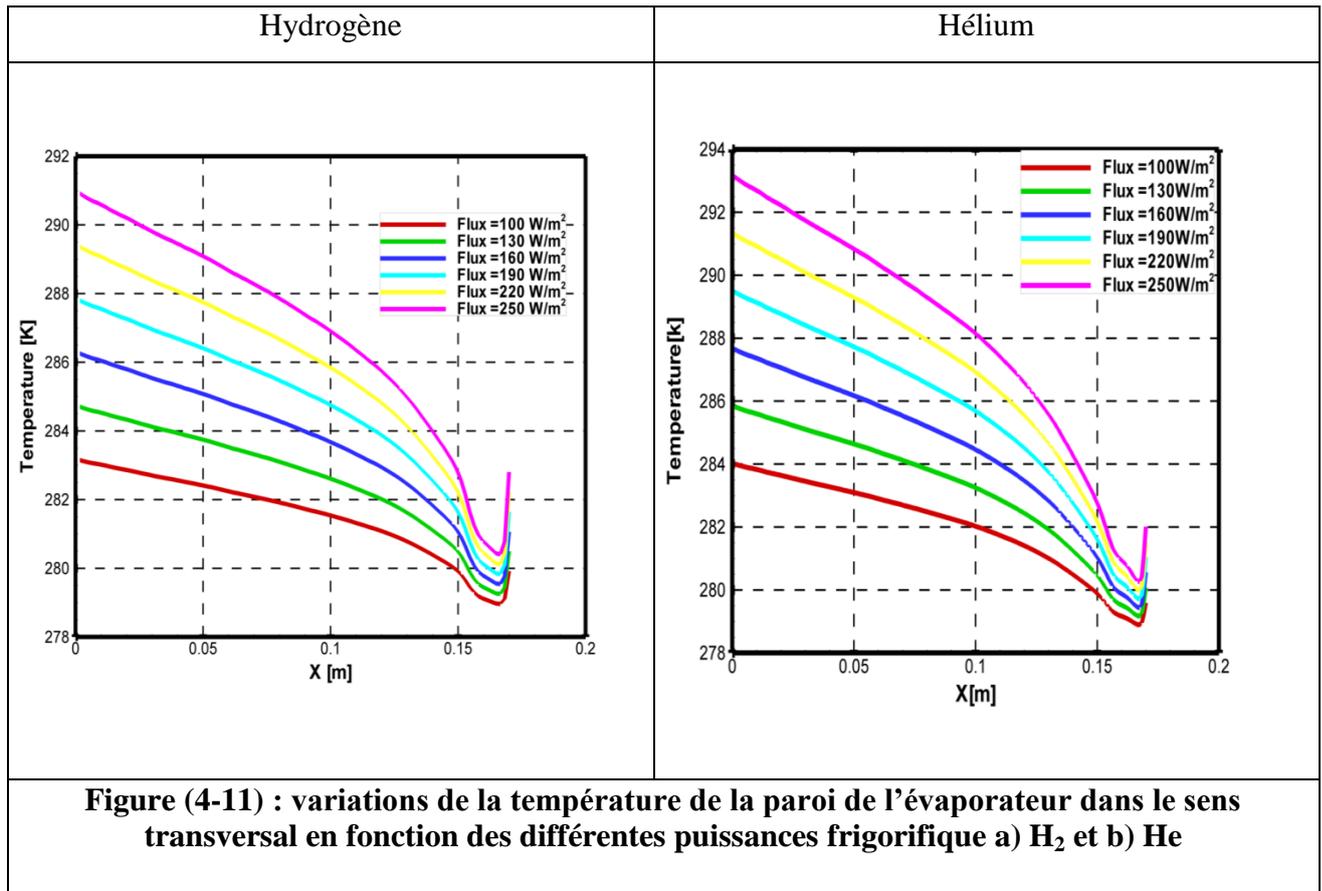
Figure (4-10): Représentation des lignes de mesures radiaux

**4-12-2-Étude de l'effet du flux imposé et le type de gaz inerte sur l'échange de chaleur au niveau de l'évaporateur.**

Pour un rapport de débit égal à  $r=4$  et une puissance frigorifique qui varie dans la plage [100-250]  $w/m^2$  les résultats obtenus pour deux gaz inertes sont rapportés dans le tableau (4-6) et la fig. (4-11).

Tableau (4-6): variations de la température de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction de la différente puissance frigorifique a) H<sub>2</sub> et b) He

a) Hydrogène							
Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
100	283.0137	282.6888	282.2404	281.7084	281.0787	279.8258	279.9220
130	284.5246	284.1025	283.5247	282.8307	282.0068	280.3731	280.4977
160	286.0384	285.5168	284.8062	283.9504	282.9336	280.9209	281.0642
190	287.5461	286.9312	286.0864	285.0765	283.8658	281.4717	281.6516
220	289.0662	288.3500	287.3764	286.2145	284.8035	282.0219	282.2300
250	290.5776	289.7707	288.6682	287.3326	285.7307	282.5719	282.8073
b) Hélium							
Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
100	283.8254	283.4413	282.8873	282.2519	281.3922	279.8612	279.5926
130	285.5926	285.0891	284.3673	283.5434	282.4186	280.4268	280.0764
160	287.3571	286.7344	285.8396	284.8237	283.4471	280.9924	280.5607
190	289.1271	288.3868	287.3285	286.1193	284.4809	281.5600	281.0454
220	290.9130	290.0590	288.8322	287.4259	285.5128	282.1274	281.5306
250	292.6829	291.7090	290.3102	288.7151	286.5482	282.6955	282.0159

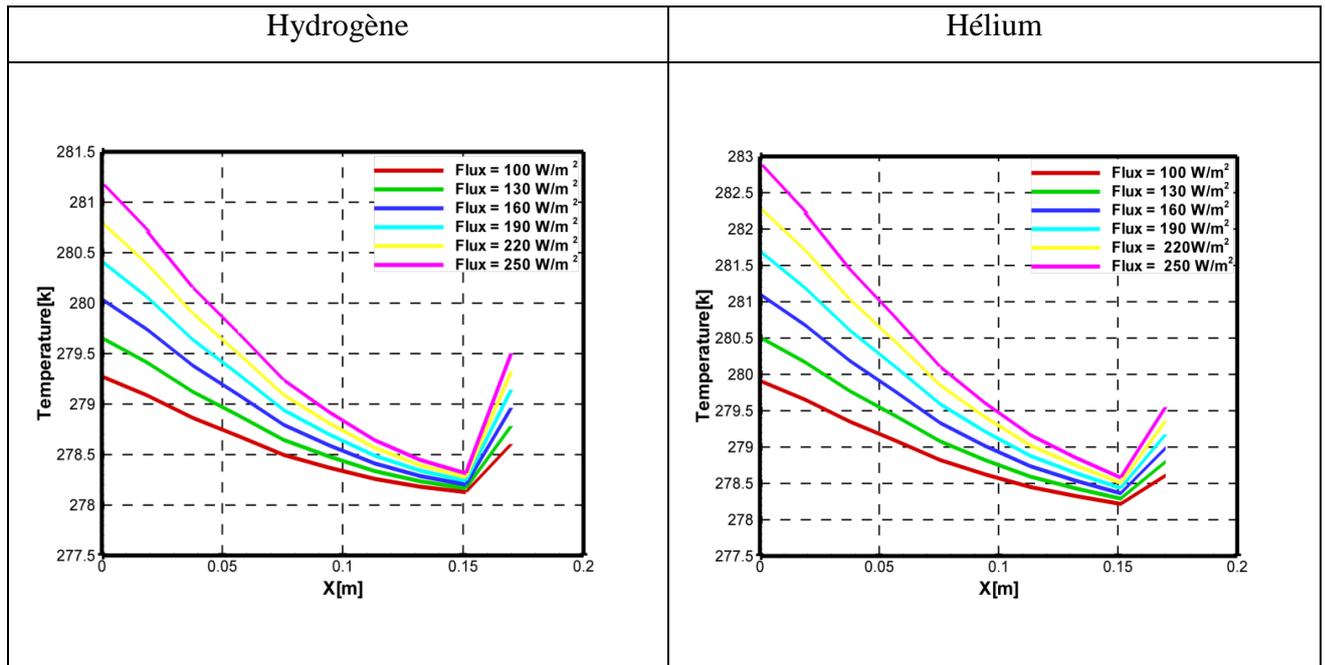


On peut voir clairement une distribution identique des températures pour les deux cas. On en constate aussi une chute des valeurs de la température suivie par une augmentation dans la zone de l'entrée de l'ammoniaque. Ceci est dû à la baisse de température du fluide réfrigérant (-35°C) qui cause cette dégradation puis après 0.16m une augmentation jusqu'à la sortie de l'évaporateur de la température et ceci est dû à l'échange thermique avec la paroi et le gaz inerte H<sub>2</sub>. On observe aussi que plus les valeurs du flux sont importantes, plus sont élevées les températures de la paroi.

Par comparaison entre hydrogène et hélium nous notons que le fluide réfrigérant sa température est plus important Lorsqu'il est mélangé avec l'hélium.

Tableau (4-7) : variations de la température suivant la ligne médiane transversale en fonction des différentes puissances frigorifiques a) H<sub>2</sub> et b) He

a) Hydrogène							
Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
100	279.0854	278.8641	278.6838	278.3698	278.2592	278.1288	278.6048
130	279.4108	279.1229	278.8884	278.4801	278.3361	278.1661	278.7848
160	279.7377	279.3822	279.0937	278.5903	278.4125	278.2031	278.9641
190	280.0589	279.6385	279.2966	278.6995	278.4892	278.2406	2.791447
220	280.3859	279.8990	279.5021	278.8108	278.5671	278.2779	279.3246
250	280.7085	280.1555	279.7062	278.9198	278.6423	278.3147	279.504
b) Hélium							
Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
100	279.6542	279.3493	279.0911	278.6232	278.4501	278.2185	278.6102
130	280.1691	279.7694	278.8200	278.5934	278.4326	278.2910	2.787985
160	280.6796	280.1853	278.7365	279.0140	278.7365	278.3634	278.9869
190	281.1922	280.1853	279.7667	279.0140	278.7365	278.3634	278.9869
220	281.7119	281.0291	280.45263	279.0242	285.5128	278.5080	279.3636
250	282.2210	281.4447	280.7878	279.6037	279.1671	278.5803	279.5519



**Figure (4 -12) : variations de la température de la paroi en acier de l'évaporateur la ligne médiane transversale en fonction des différentes puissances frigorifique a) H<sub>2</sub> et b) He**

Le tableau (4 -7) ainsi que la figure (4 -12) montre la distribution de la température du mélange dans le sens transversal de l'écoulement. Au début de l'écoulement on peut voir une baisse de température puis une augmentation jusqu'à la sortie de l'évaporateur. Il est clair que dans le cas de l'hélium, la température est un peu plus important comparé avec le cas de l'hydrogène.

**Tableau (4-8) : variations de la température du mélange dans le sens radial (ligne n° 1) de l'écoulement en fonction des différents Puissances frigorifique a) H<sub>2</sub> et b) He**

a) Hydrogène							
Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
100	278.0308	278.0391	278.0505	278.0633	278.0845	278.1779	279.1118
130	278.0394	278.0501	278.0647	278.0812	278.1088	278.2303	279.4443
160	278.0478	278.0608	278.0785	278.0988	278.1326	278.2827	279.7799
190	278.0566	278.0719	278.0931	278.1171	278.1571	278.3349	280.1113
220	278.0651	278.0829	278.1072	278.1349	278.1812	278.3873	280.4453
250	278.0736	278.0936	278.1212	278.1525	278.2050	278.4392	280.7786
b) Hélium							
Puissance	Y [m]						

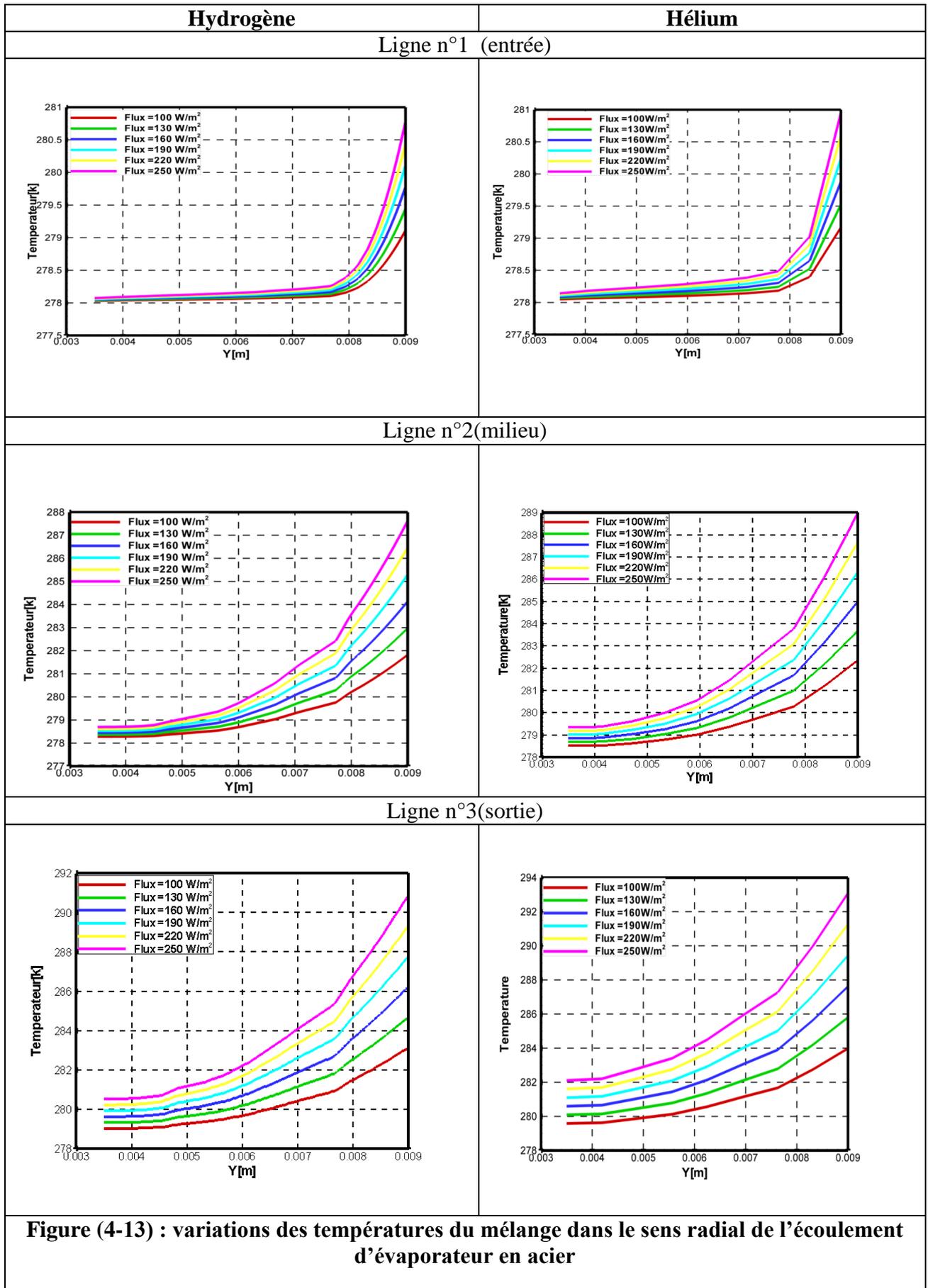
frigorigique [W/m <sup>2</sup> ]	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
100	278.0503	278.0656	278.0889	278.1211	278.1436	278.3989	279.1676
130	278.0688	278.0895	278.1212	278.1631	278.1923	278.5242	279.5239
160	278.0873	278.1134	278.1532	278.2051	278.2411	278.6496	279.8804
190	278.1058	278.1373	278.1854	278.2471	278.2898	278.7750	280.2372
220	278.1243	278.1611	278.2175	278.2891	278.3385	278.9008	280.5946
250	278.1428	278.1849	278.2495	278.3310	278.3872	279.0264	280.9516

**Tableau (4-9): variations de la température du mélange dans le sens radial (ligne n° 2) de l'écoulement en fonction des différentes puissances frigorigiques a) H<sub>2</sub> et b) He**

a) Hydrogène							
Puissance frigorigique [W/m <sup>2</sup> ]	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
100	278.2823	278.2889	278.4198	278.6919	279.2924	280.2156	281.8241
130	278.3656	278.3743	278.5452	278.8999	279.6830	280.8874	282.7165
160	278.4487	278.4594	278.6704	279.1080	280.0730	281.5566	283.1829
190	278.5308	278.5436	278.7943	279.3143	280.4629	282.2298	285.2968
220	278.6148	278.6297	278.9205	279.5244	280.8589	282.9120	286.4686
250	278.6968	278.7137	279.0448	279.7312	281.2478	283.5807	287.6240
b) Hélium							
Puissance frigorigique [W/m <sup>2</sup> ]	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
100	278.5137	278.5291	278.7871	279.3804	279.8240	281.5647	282.3730
130	278.6811	278.7003	279.0336	279.7909	280.3896	282.2377	283.7012
160	278.8467	278.8696	279.2764	280.2064	280.9429	283.2177	285.0185
190	279.0143	279.0410	279.5233	280.6286	281.5044	284.2106	286.3509
220	279.1832	279.2138	279.7727	281.0557	282.0726	285.2145	287.6949
250	279.3486	279.3829	280.0158	281.4728	282.6289	286.2020	289.0214

Tableau (4-10): variations de la température du mélange dans le sens radial (ligne n° 3) de l'écoulement en fonction des différentes puissances frigorifiques a) H<sub>2</sub> et b) He

a) Hydrogène							
Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
100	279.0118	279.0279	279.2738	279.6903	280.4308	281.5056	283.1397
130	279.3139	279.3523	279.6566	280.1998	281.1642	282.5642	284.6919
160	279.6166	279.6432	280.0394	280.7087	281.8967	283.6215	286.2417
190	279.9135	279.9450	280.4149	281.2102	282.6227	284.6728	287.7849
220	280.2179	280.2547	280.8008	281.7238	283.3622	285.7409	289.3483
250	280.5155	280.5573	281.1784	282.2283	284.0917	286.7964	290.8972
b) Hélium							
Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
100	279.5857	279.6274	280.1270	280.5688	281.6689	282.7507	283.9892
130	280.0926	280.1447	280.7857	281.3582	282.7877	284.1962	285.8073
160	280.5951	280.6574	281.4388	283.0415	283.9015	285.6383	287.6231
190	281.0993	281.1718	282.0932	282.9262	285.0166	287.0823	289.4408
220	281.6086	281.6915	282.7548	283.7199	286.1452	288.5418	291.2744
250	282.1090	282.2021	283.4059	284.5019	287.2606	289.9879	293.0946



Les tableaux 4 -8, 4 -9 et 4 -10 ainsi que la figure 4 -13 présentent respectivement l'évolution des températures dans le sens radial de l'écoulement à l'entrée, au milieu et à la sortie de l'évaporateur, On observe que dans tous les emplacements les profils prennent une forme parabolique. À l'entrée de l'évaporateur l'échange de chaleur commence près de la paroi est se propage dans tout le fluide réfrigérant comme on le voit dans le milieu et à la sortie de l'évaporateur. On peut dire aussi que ces profils représentent le mécanisme de développement de la couche limite thermique. On constate aussi dans tous les cas que les températures les plus élevées sont observées dans les cas des flux importants.

Même observation la présence de l'hélium donne des températures plus importantes.

**4-12-3- Effet du rapport des débits sur l'échangeur et le type de gaz inerte :**

Les simulations sont effectuées en faisant varier le rapport de débit du mélange gazeux au débit de la vapeur frigorigère ( $r = \frac{m_g}{m_r}$ ) tout en fixant la puissance frigorigère en imposant le flux de chaleur correspondant égale à 250w/m².

**Tableau (4-11) : variations des températures de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction du rapport des débits a) H<sub>2</sub> et b) He.**

a) Hydrogène							
Rapport des débits	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
0.5	288.4720	287.8222	287.5212	285.8206	284.2954	281.8751	283.1522
1	289.5188	288.7849	287.7937	286.5626	285.0970	282.2274	282.7307
2	290.1458	289.3627	288.3044	287.0131	285.4695	282.4358	282.8047
3	290.4309	289.6138	288.5110	287.1949	285.6308	282.5324	282.8091
4	290.5776	289.7707	288.6682	287.3326	285.7307	282.5719	282.8073
6	290.7398	289.9276	288.8008	287.4506	285.8371	282.6219	282.8079
8	290.8279	290.0126	288.8818	287.5297	285.8946	282.6439	282.8255
16	290.9489	290.1241	288.9787	287.6055	285.9560	282.6840	282.8389
32	291.0539	290.2235	289.0646	287.6763	286.0151	282.7074	282.8416
b) Hélium							
Rapport des débits	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
0.5	286.8519	286.4100	285.6919	284.5564	283.0071	280.7477	280.7477

1	290.5186	289.7047	288.5827	287.2563	285.3553	282.1105	282.2296
2	291.8274	290.9205	289.6095	288.1401	286.0959	282.4796	282.0096
3	292.4222	291.4644	290.0911	288.5273	286.4036	282.6376	282.0047
4	292.6829	291.7090	290.3102	288.7151	286.5482	282.6955	282.0159
6	292.9488	291.9534	290.5244	288.8996	286.6918	282.7582	282.0160
8	293.0743	292.0748	290.6292	288.9778	286.7633	282.7859	282.0210
16	293.3373	292.3154	290.8364	289.1534	286.9067	282.8272	282.0349
32	293.4971	292.4667	290.9597	289.2467	286.9659	282.8596	282.0356

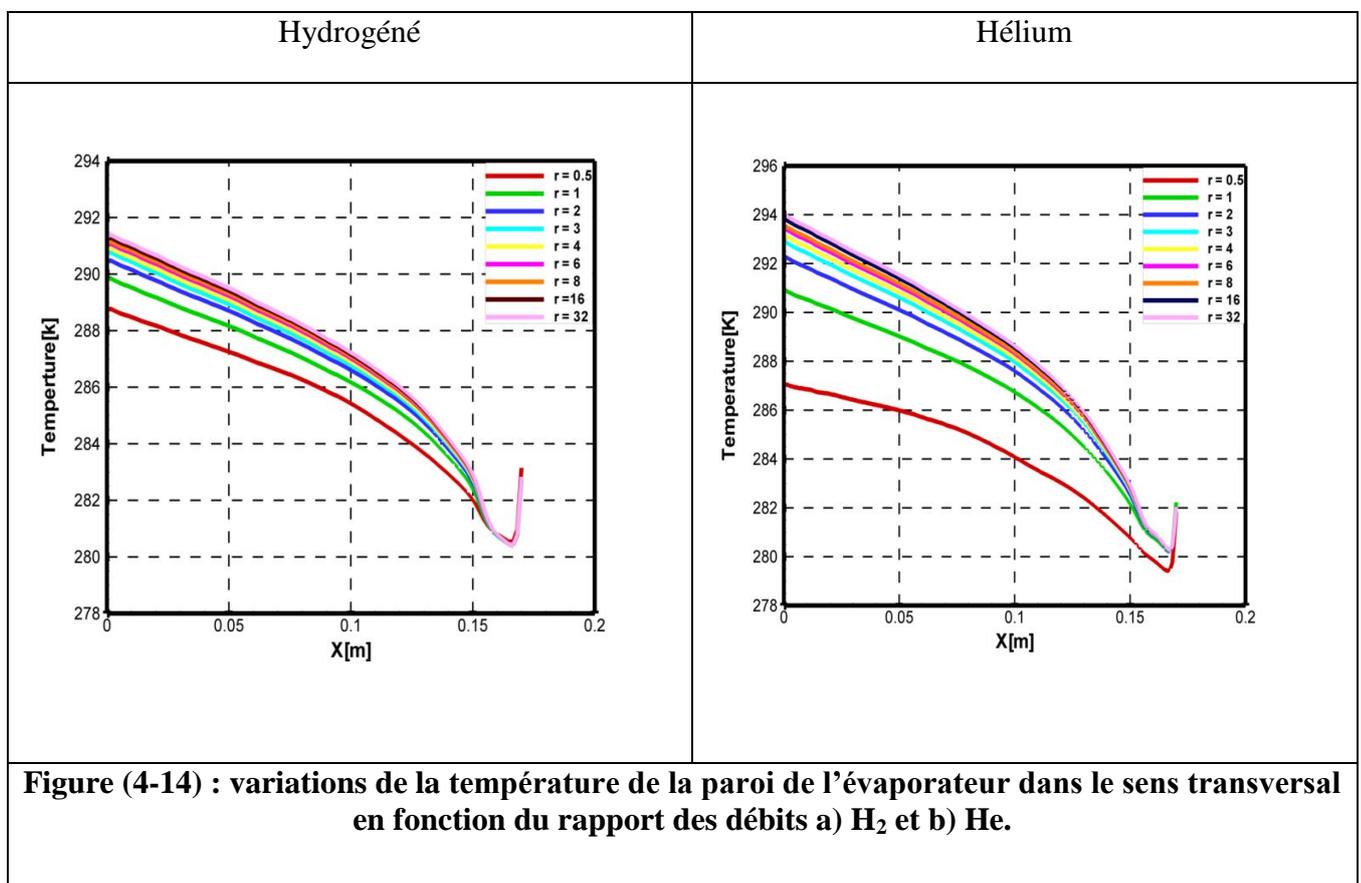


Figure (4-14) : variations de la température de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction du rapport des débits a) H<sub>2</sub> et b) He.

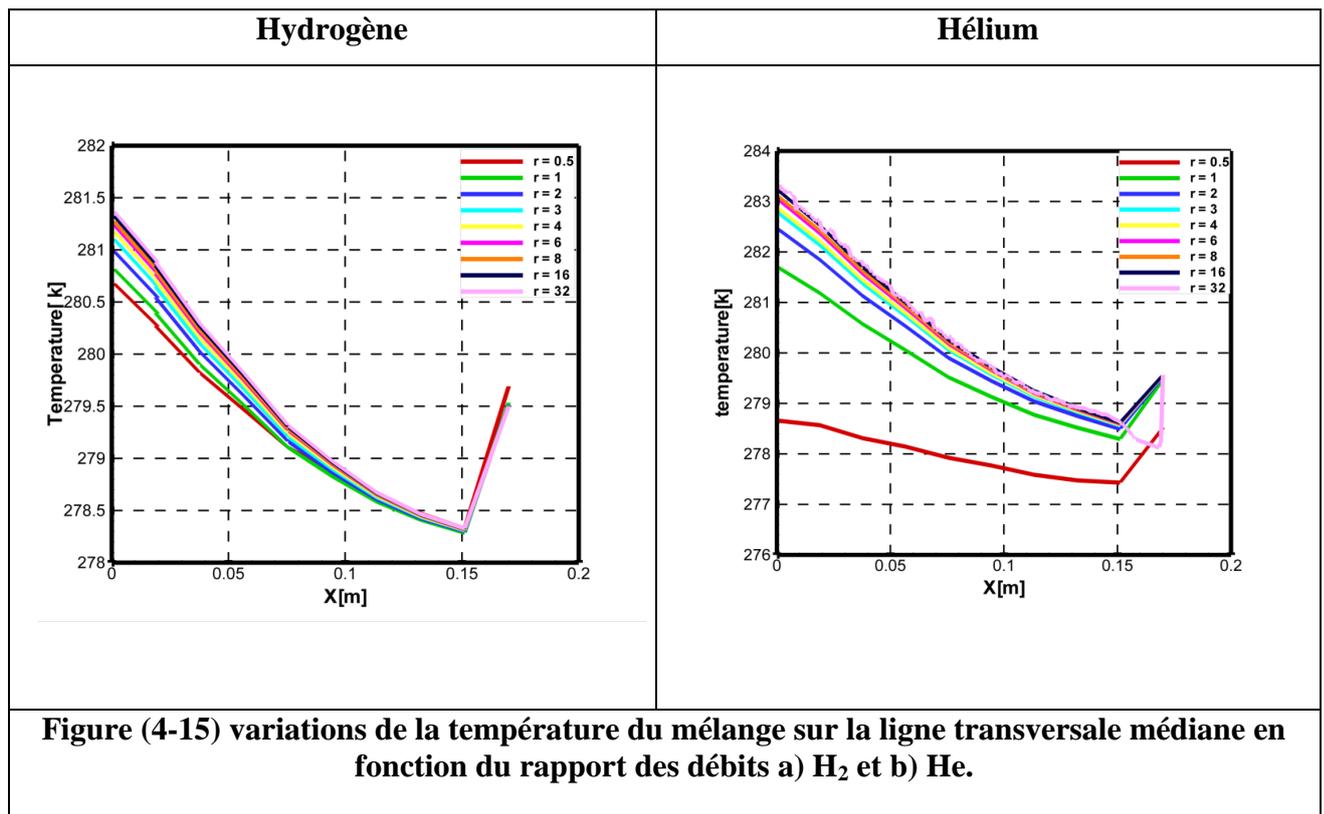
Le tableau (4-11) ainsi que la figure (4-14) représente la variation de la température de la paroi de l'évaporateur dans le sens transversal en fonction du rapport des débits. On en remarque que la température augmente avec la croissance du rapport des débits. Un rapport important suggère un débit de gaz inerte important, donc l'échange thermique entre le réfrigérant et le gaz inerte sera important et produira une température de mélange relativement élevée.

Tableau 4.12 : variations de la température du mélange sur la ligne transversale médiane en fonction du rapport des débits a) H<sub>2</sub> et b) He.

a) Hydrogène							
Rapport des débits	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
0.5	280.2667	279.8203	279.4647	278.8672	278.6475	278.3292	279.6923
1	280.3910	279.8999	279.5098	278.8281	278.5871	278.2876	279.5352
2	280.5422	280.0211	279.5990	278.8657	278.6102	278.3020	279.5121
3	280.6442	280.1003	279.6615	278.8967	278.6292	278.3106	279.5063
4	280.7085	280.1555	279.7062	278.9198	278.6423	278.3148	279.5046
6	280.7684	280.2052	279.7457	278.9414	278.6553	278.3202	279.5026
8	280.7979	280.2289	279.7642	278.9497	278.6594	278.3220	279.5022
16	280.8439	280.2655	279.7924	278.9635	278.6692	278.3262	279.5008
32	280.8799	280.2940	279.8170	278.9749	278.6759	278.3286	279.5000

b) Hélium							
Rapport des débits	X [m]						
	0.01	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17
0.5	278.5695	278.3128	278.1456	277.7715	277.5880	277.4310	278.5166
1	281.1869	280.5732	280.0557	279.1310	278.7752	278.2957	279.4725
2	281.8480	281.1316	280.5313	279.4468	279.0415	278.4955	279.5302
3	282.1351	281.3722	280.7298	279.5708	279.1409	278.5642	279.5488
4	282.2210	281.4447	280.7878	279.6037	279.1671	278.5803	279.5519
6	282.3687	281.5675	280.8869	279.6607	279.2060	278.5998	279.5592
8	282.4266	281.6193	280.9295	279.6847	279.2226	278.6101	279.5618
16	282.5326	281.7020	280.9935	279.7179	279.2455	278.6218	279.5644
32	282.8673	282.1334	280.8175	279.8038	279.0736	278.6552	279.5661



Le tableau 4-12 ainsi que la figure 4-15 représentent la variation de la température du mélange sur a ligne médiane transversale. On observe dans la zone du mélange une chute de température plus importante dans hydrogène, on note aussi pour un rapport de débits =0.5 les températures du mélange composé d’hydrogène sont plus importantes. En revanche plus le rapport des débits augmente l’hélium est le plus favorable.

**Tableau (4-13): variations de la température du mélange sur la ligne radiale n°1 (entrée de l’évaporateur) en fonction du rapport des débits a) H<sub>2</sub> et b) He.**

a) Hydrogène							
Rapport des débits	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
0.5	278.1053	278.1308	278.1691	278.2064	278.2602	278.4932	280.8035
1	278.0730	278.0925	278.1205	278.1522	278.2043	278.4289	280.7648
2	278.0726	278.0925	278.1204	278.1520	278.2039	278.4299	280.7523
3	278.0732	278.0932	278.1208	278.1521	278.2043	278.4358	280.7693
4	278.0736	278.0937	278.1212	278.1526	278.2050	278.4392	280.7786
6	278.0742	278.0943	278.1219	278.1533	278.2060	278.4438	280.7904
8	278.0745	278.0947	278.1222	278.1535	278.2062	278.4447	280.7914
16	278.0749	278.0954	278.1229	278.1541	278.2069	278.4473	280.7967
32	278.0752	278.0956	278.1230	278.1543	278.2072	278.4495	280.8027
b) Hélium							
Rapport des débits	Y [m]						

débits	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
0.5	277.6813	277.6084	277.4900	277.4925	277.5218	278.0896	279.8676
1	279.8676	278.0455	278.0721	278.1452	278.2011	278.8786	280.7950
2	278.1110	278.1456	278.1998	278.2795	278.4347	278.9723	280.8944
3	278.1352	278.1755	278.2378	278.3191	278.3754	279.0132	280.9382
4	278.1428	278.1849	278.2495	278.3310	278.3872	279.0264	280.9516
6	278.1497	278.1934	278.2600	278.3427	278.3997	279.0482	280.9801
8	278.1525	278.1969	278.2644	278.3472	278.4044	279.0550	280.9879
16	278.1565	278.2361	278.2705	278.3533	278.4104	279.0640	280.9978
32	278.1589	278.2396	278.3098	278.3577	278.4151	279.0721	28.10077

**Tableau (4-14): variations de la température du mélange sur la ligne radiale n°2 (au milieu de l'évaporateur) en fonction du rapport des débits a) H<sub>2</sub> et b) He.**

Hydrogéné							
Rapport des débits	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
0.5	278.7150	278.7261	278.9623	279.4455	280.5369	282.3527	286.0720
1	278.6308	278.6456	278.9358	279.5323	280.8534	282.9410	286.8278
2	278.6548	278.6705	279.0321	279.6279	281.0686	283.3126	287.2925
3	278.6795	278.6959	279.0172	279.6857	281.1699	283.4659	287.4804
4	278.6968	278.7138	279.0448	279.7312	281.2478	283.5807	287.6240
6	278.7133	278.7307	279.0971	279.7706	281.3152	283.6795	287.7443
8	278.7194	278.7369	279.0792	279.7889	281.3537	283.7443	287.8250
16	278.7317	278.7495	279.0970	279.8174	281.4010	283.8127	287.9084
32	278.7403	278.7584	279.1102	279.8388	281.4388	283.8700	287.9792
Hélium							
Rapport des débits	Y[m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
0.5	277.3017	277.3790	277.9846	278.9856	279.7147	282.2456	284.8253
1	278.8190	278.8667	279.4737	280.7122	281.6715	284.8029	287.5328
2	279.1801	279.2174	279.8278	281.1875	282.2598	285.6453	288.4279
3	279.3047	279.3397	279.9628	281.3846	282.5113	286.0214	288.8292
4	279.3486	279.3829	280.0158	281.4728	282.6289	286.2020	289.0214
6	279.4136	279.4478	280.0935	281.5781	282.7546	286.3779	289.2106
8	279.4313	279.4653	280.1158	281.6168	282.8066	286.4573	289.2952
16	279.4642	279.4978	280.1588	281.6943	282.9130	286.6269	289.4756

32	279.4895	279.5231	280.1912	281.7440	282.9753	286.7177	289.5740
----	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

**Tableau (4-15): variations de la température du mélange sur la ligne radiale n°3 (sortie de l'évaporateur) en fonction du rapport des débits a) H<sub>2</sub> et b) He.**

a) Hydrogéné							
Rapport des débits	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
0.5	280.1840	280.2158	280.7595	281.4529	282.8485	284.9796	288.7527
1	280.2159	280.2538	280.8187	281.7524	283.4096	285.8663	289.8272
2	280.3540	280.3938	280.9896	281.9935	283.7862	286.4131	290.4597
3	280.4539	280.4948	281.1053	282.1379	283.9783	286.6631	290.7506
4	280.5155	280.5573	281.1784	282.2283	284.0917	286.7964	290.8972
6	280.5728	280.6148	281.2420	282.3060	284.1952	286.9312	291.0486
8	280.6011	280.6435	281.2755	282.3495	284.2556	287.0100	291.1365
16	280.6469	280.6897	281.3275	282.4129	284.3391	287.1176	291.2610
32	280.6846	280.7276	281.3702	282.4655	284.4098	287.2104	291.3666
b) Hélium							
Rapport des débits	Y [m]						
	0.0035	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
0.5	277.6589	277.8024	278.9909	280.5982	281.5237	284.4590	287.0077
1	280.8931	280.9855	281.4340	283.6717	284.7296	288.1553	290.8512
2	281.6884	281.7893	282.9721	284.0065	286.5774	289.1647	292.2294
3	282.0159	282.1105	283.3067	285.7669	287.0912	289.7817	292.8783
4	282.1090	282.2020	283.4058	284.5019	287.2605	289.9879	293.0946
6	282.2809	282.3726	283.5831	284.6913	287.4833	290.2406	293.3613
8	282.3458	282.4359	283.6495	284.7674	287.5885	290.3653	293.4922
16	282.4649	282.5535	283.7750	284.9127	287.7946	290.6153	293.7534
32	282.5545	282.6426	283.8731	285.0220	287.9324	290.7758	293.9238

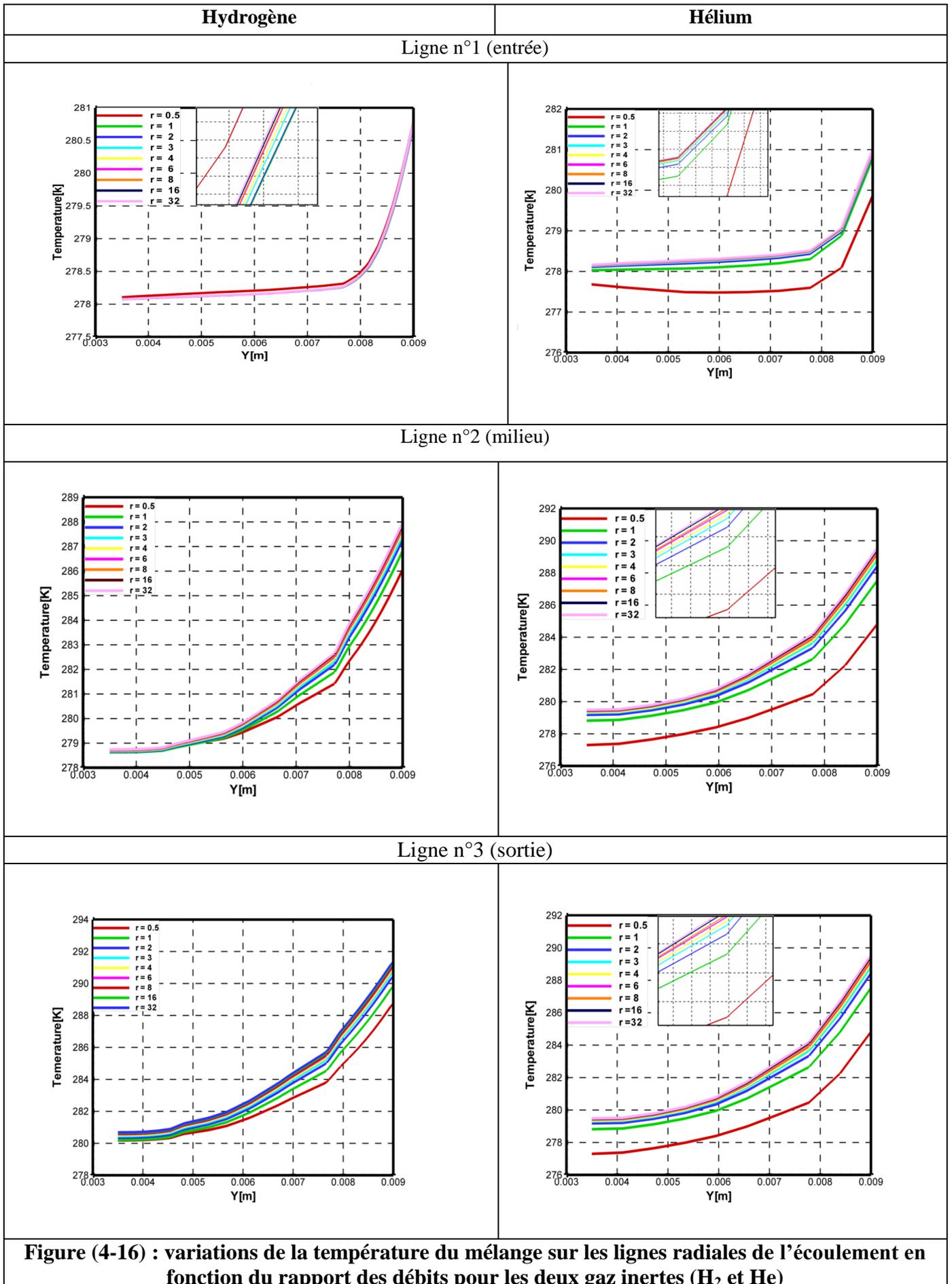


Figure (4-16) : variations de la température du mélange sur les lignes radiales de l'écoulement en fonction du rapport des débits pour les deux gaz inertes ( $H_2$  et He)

Le tableau (4-15) ainsi que la figure (4-16) représentent la variation de la température sur des lignes radiales de l'écoulement du mélange situées à l'entrée, au milieu et à la sortie de l'évaporateur.

On remarque dans tous les cas que la température augmente avec l'augmentation du rapport des débits, aussi on observe dans les 3 positions l'hydrogène a des températures un peu plus important que hélium surtout pour le rapport de débit  $r = 0.5$ .

Pour faire une comparaison de comportement est exacte entre les deux gaz différent est exacte, on a calculé la température moyenne pondérée par la surface dans 3 positions de l'évaporateur Comme elle est représenté sur la figure qui suit.

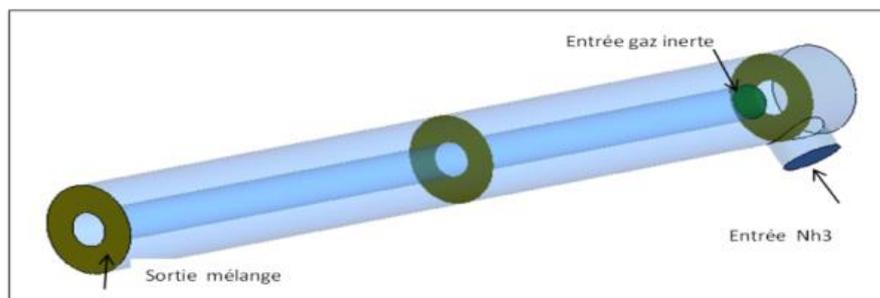


Figure (4- 17) : Représentation des surfaces de mesure des températures sur l'évaporateur.

4-12-4 la comparaison entre les gaz inertes par les températures moyennes :

Les valeurs des températures obtenues dans le cas du rapport des débits fixe et pour plusieurs valeurs de la puissance frigorifique sont rapportées dans le Tableau (4-16)

Tableau (4-16) : variations de la température moyenne dans trois sections radiales de l'écoulement en fonction de la puissance frigorifique pour un rapport des débits fixe

Puissance frigorifique [W/m <sup>2</sup> ]	Hydrogène			Hélium		
	0	0.085	0.16	0	0.085	0.16
100	281.237	280.278	278.401	277.077	275.523	277.184
130	281.919	280.648	278.473	277.961	275.994	277.282
160	282.602	281.018	278.543	278.843	276.464	277.381
190	283.286	281.389	287.617	279.727	276.935	277.479
220	283.969	281.758	278.688	280.609	277.406	277.577
250	284.652	282.129	278.759	281.491	277.877	277.877

Les valeurs des températures moyennes du fluide frigorigène dans les trois sections sectionnées (entrée, milieu et sortie de l'évaporateur) obtenues dans le cas d'une puissance frigorifique fixe et des rapports de débits variables pour deux gaz inertes sont rapportées dans le Tab. (4-16)

**Tableau (4-17) : variations des températures moyennes du fluide frigorigène dans les trois sections sectionnées (entrée, milieu et sortie de l'évaporateur) dans le cas de la puissance frigorifique fixe et des rapports de débits variables pour deux gaz inertes.**

Rapport des débits	Hydrogéné			Hélium		
	0	0.085	0.16	0	0.085	0.16
0.5	289.739	288.169	284.495	264.942	262.251	263.118
4	284.652	282.129	278.759	281.491	277.877	277.877
8	284.201	281.571	278.688	283.756	280.104	278.205
32	283.977	281.262	278.600	285.379	281.621	278.513

En analysant les tableaux 4.16 et 4.17 on remarque que les températures sont relativement élevée pour le cas de l'hydrogène. Ces résultats confirment que l'évaporateur ou le système DAR est plus performant avec de l'hydrogène comme gaz inerte.

### 4.13 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons simulé une partie de l'évaporateur d'une machine frigorifique à absorption-diffusion fonctionnant avec le binaire NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O comme fluide de travail et l'hydrogène ou l'hélium comme gaz inerte. Cette étude nous a permis de voir l'effet de la puissance frigorifique, le rapport de débit gaz inerte / fluide frigorigène sur le champ de température de l'évaporateur.

La modélisation et la simulation de cette dernière sur le logiciel ANSYS Fluent. Les résultats montrent que :

- La croissance du flux de chaleur imposé sur la paroi qui implique la croissance de la puissance frigorifique engendre l'augmentation de la température de la paroi De même la croissance du rapport des débits gaz inerte ammoniacque augmente la température du mélange.
- La température résultante de mélange est fortement dépendante du type de gaz inerte.
- La température moyenne est plus grande dans la présence de l'hydrogène

# Conclusion générale

### Conclusion général

Les systèmes à absorption sont polyvalents en termes d'utilisation de l'énergie primaire. Ils sont capables de remplacer les systèmes à compression mécanique pour assurer la réfrigération et la climatisation en utilisant l'énergie solaire comme énergie primaire afin de limiter la consommation électrique et la protection de l'environnement.

Au cours de ce travail, on a effectué une étude bibliographique sur les techniques de production de froid et plus précisément sur les cycles à absorption-diffusion et leurs principes de fonctionnements avec les fluides de travail ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ ) et ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ ).

L'objectif de ce travail est l'étude du phénomène de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à absorption-diffusion, en l'occurrence l'étude du processus d'évaporation, indépendamment du fonctionnement global de la machine.

Cette dernière a simulée à l'aide de logiciel d'Ansyse Fluent

A partir des résultats présentés, il a été clairement constaté que le comportement de température de l'évaporateur sont influencés par plusieurs paramètres notamment la puissance frigorifique, le rapport des débits gaz inerte / fluide frigorigène et le type du gaz inerte.

La simulation a permis de conclure ce qui suit :

- La croissance du flux de chaleur imposé sur la paroi qui implique la croissance de la puissance frigorifique engendre l'augmentation de la température de la paroi
- De même, la croissance du rapport des débits gaz inerte ammoniacque augmente la température du mélange.
- La température résultante de mélange est fortement dépendante du type de gaz inerte.
- La température moyenne est élevée dans la présence de l'hydrogène

- [1] "Aperçu sur l'Histoire de la Production du Froid" Institut International du Froid, web : [www.iifiir.org](http://www.iifiir.org), le 30 Novembre 2010
- [2] Maxime Duminil, Généralités, BE9730, Théorie des machines frigorifiques, Techniques de l'Ingénieur, 2012
- [3] Site internet : Institut International du Froid. Aperçu sur l'histoire de la production du froid. (Consulté en 2015).
- [4] Farid Belfodil, Mémoire de magister Génie Mécanique (Élaboration d'un Programme pour le Calcul des Paramètres Thermodynamiques et Énergétiques des Nouveaux Fluides Frigorigènes et Application au Calcul des Cycles Frigorifiques), Université Ibn Khaldoun -Tiaret, 2007.
- [5] Kaoudjakhalel, Zergouneabdelhaki, Amélioration d'un cycle de réfrigération tritherme (cycle à éjecteur), Mémoire Master Académique, 2016.
- [6] W.Chekirou, Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, Thèse de doctorat, Université Mentouri, 2008.
- [7] K. Chunnanond, S .Aphornratana, Ejectors: Applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2004, volume 8, numéro 2, p. 129-155.
- [8] GearoidFalay, Robert Devant, Richard Sweatser The futur of absorption technology in America.
- [9] HoudaDardour, Etude d'une machine frigorifique à absorption et absorption-diffusion utilisant un mélange d'Alcane : étude systémique et modélisation rigoureuse de l'absorbeur, thèse de doctorat, 2012.
- [10] Aphornratana S. Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. PhD thesis, University of Sheffield, UK, 1995.
- [11] Vliet GC, Lawson MB, Lithgow RA. Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis. *ASHRAE Trans* 1982;88:811–22.
- [12] Herold KE, Radermacher R, Klein SA. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press Inc, 1996.
- [13] Machielsen CHM. Research activities on absorption systems for heating. Cooling and industrial use. *ASHRAE Trans* 1990;96:1577–81.
- [14] Kuhlenschmidt D. Absorption Refrigeration System with Multiple Generator Stages, US Patent No. 3717007, 1973.
- [15] Platen BCV, Munters CG. Refrigerator, US Patent No. 1,685,764, 1928
- [16] I .Mohamed, Analyse énergétique et exergétique d'une micro-cogénération pour la production de l'électricité et du froid, these de doctorat, Université Cheikh Anta Diop de Dakar, 2017
- [17] Taieb, A., Mejbri, K., Bellagi, A., 2016. Detailed thermodynamic analysis of a diffusion-absorption refrigeration cycle. *Energy* 115, 418–434
- [18] Prof CP Storm, The evaluation of a solar-driven aqua-ammonia diffusion absorption heating and cooling cycle, Mémoire Master, North-West University Potchefstroom Campus, 2013
- [19] Chen, J., Kim, K.J., Herold, K.E., 1996. Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator. *Int. J. Refrigeration* 19, 208e218.
- [20] P. Srihirin, S. Aphornratana, Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 1181–1193.

- [21] A. Zohar, M. Jelinek, A. Levy, I. Borde, Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 515–525.
- [22] Izquierdo M, Gonzalez-Gil A, Palacios E. Solar-powered single-and double- effectdirectly air-cooled LiBreH<sub>2</sub>O absorption prototype built as a single unit. *ApplEnergy* 2014;130:7e19. [2] Kanoglu
- [23] N. Ben Ezzine, R. Garma, A. Bellagi, A numerical investigation of a diffusion-absorption refrigeration cycle based on R124-DMAC mixture for solar cooling. *Energy*, 2010, 35 (5), 1874-1883
- [24] G. Starace, L. De Pascalis, An enhanced model for the design of diffusion absorption refrigerators, *Int. J. Refrig.* 36 (2013) 1495–1503.
- [25] J.M. Belman-Flores, J.L. Rodríguez-Muñoz, C. Rubio-Maya, J.J. Ramírez-Minguela, V. Pérez-García, Energeticanalysis of a diffusion–absorption system: a bubblepump under geometrical and operational conditions effects, *Appl. Therm. Eng.* 71 (2014) 1–10.
- [26] Ersöz, M.A., 2015. Investigation the effects of the different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion-absorption refrigeration systems. *Int. J. Refrig.* 54, 10–21
- [27] Mansouri, R., Borouis, M., Bellagi, A., 2018. Steady state investigations of a commercial diffusion-absorption refrigerator: experimental study and numerical simulations. *Appl. Therm. Eng.* 129, 725–734.
- [28] Mohamed, I Serge, A, 2019. Dynamic investigation of the diffusion absorption refrigeration system NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>. *Appl. Therm. Eng.* 10, 468–474.
- [29] V. Pérez-García , J.L. Rodríguez-Muñoz, 2019. Theoretical modeling and experimental validation of a small capacity diffusion-absorption refrigerator. *Appl. Therm. En* 104(2019)7.302-310
- [30] M. Pfaff, R. Saravanan, M.P. Maiya, S.S. Murthy, Studies on bubblepump for water– lithium bromide vapour absorption refrigeration. *Int. J. Refrigeration*, 21 (1998) 452– 462.
- [31] De Cachard, F., and Delhay, J., 1996, "A Slug-Churn Flow Model for Small Diameter Airlift Pumps," *International Journal of Multiphase Flow*, 22(4), pp. 627- 649.
- [32] White, S. J., 2001, "Bubblepump design and performance," Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA.
- [33] SATHE, A., 2001, "Experimental and Theoretical Studies on a Bubble Pump for a Diffusion Absorption Refrigeration System," India Institute of Technology, Madras, India.
- [34] Shelton, S. V., Stewart, S. W., and Erickson, D., 2002, "Bubble Pump Design for Single Pressure Absorption Refrigeration Cycles," *ASHRAE Transactions*, 108(1), pp. 867-876.
- [35] Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., 2003, "An Experimental Investigation of Bubble Pump Performance for Diffusion Absorption Refrigeration System with Organic Working Fluids," *Applied Thermal Engineering*, 23(15), pp. 1881-1894.
- [36] Benhmidene, A., Chaouachi, B., Gabsi, S., 2011, "Modelling of Heat Flux Received by a Bubble Pump of Absorption-Diffusion Refrigeration Cycles," *Heat and Mass Transfer*, 47(11), pp. 1-7.
- [37] William E. Asher\* , Steven J. Eckels,(2019). Characterization and numerical simulation of liquid refrigerant R-134a flow emerging from a flooded evaporator tube bundle. *Appl. Therm. En* 10(2019). 275-287
- [38] Jelinek, M., Levy, A. and Borde, I. (2016). The influence of the evaporator inlet conditions on the performance of a diffusion-absorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 99 (2016) 979– 987.
- [39] D.A. Kouremenos, A. Stegou-Sagia, Measuring the evaporation of NH<sub>3</sub> in triple-fluid gas absorption units, *Int J Refrig* 11 (1988) 153–158.
- [40] Bruno Agostini, Francesco Agostini & Mathieu Habert, "Journal of Physics: Conference Series 745(2016)," 7th European Thermal-Sciences Conference [Eurotherm2016].

- [41] Denis Aryanto, AryBachtlar Krishna Putra (2015), "StudyExperimentalPengaruhVariasiTemperature dan Debit Thermal OilSebagaiHeaterGeneratorTerhadap Performance MesinPendinginDifusiAbsorpsi R22-DMF," JurnalTeknik ITS.
- [42] Z.Sayadi, N.BenThameur, M.Bourouis, A.Bellagi (2013), "Performance optimization of solardrivensmall air-cooled absorption diffusion chillerworkingwith light hydrocarbons," Energy Conversation Management 74, pp.299-317.
- [43]Binzhang, Wei Chen, Qiang Sun, ZhaliMiao (2017), "Numerical evaluation of thermal performances of thermal performances of diffusion absorption refrigeration using 1-3-dimethylimidazoliumdimethylphosphate/ methanol /heliumasworkingfluid, "Energy Conversion and Management 152, pp.201-213.
- [44] Adnan Sozen, Engin Ozbas, KurtulusBoran (2014), "Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration system with alumina nanofluids: An experimental study," International Journal of refrigeration, volume 44 (2014), pp.73-80.
- [45] Ptaff M, Saravanan R, Maiya MP, Srinivasan Murthy S (1998), "Studies on bubblepump for a water-lithium bromidevapor absorption refrigerator," International Journal of Refrigeration, pp.452-462.
- [46] Chaudhari S.K, Patil V.R, AllipusJ.Coronas (1995), "A Measurement of the vapor pressure of 2-2-2-tri fluoroethanol and tetraethylene glycol dimethylether by staticmethod," Fluid phase equilibria , pp.159-165.
- [47] Abdullah Yaldiz, Mustafa Ali Ersoz (2013), "Energyandenergyanalysisofthediffusionabsorption refrigeration system,"Energy XXX, pp.1-9.
- [48] <https://www.etudier.com/dissertations/Histoire-Fluides-Frigorig%C3%A8nes/48127476.html>
- [49] C. Coquelet., Etude des fluides frigorigènes mesures et modélisations, Thèse de doctorat, ECOLES DES MINES DE PARIS collège doctorale, France 2003
- [50] <https://froidclime.blogspot.com/2012/04/classification-des-fluides-frigorigenes.html>
- [51]Boukredime S, 2017, Evaluation Des Performances D'une Machine Frigorifique Hybride A Absorption / Ejection, Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de master en « Energétique et turbomachine », UniversitéBadji Mokhtar Annaba
- [52] Daraglia-I-E, 2017, Simulation Du Cycle De La Machine Frigorifique Nh3/Co2 A Cascade L'aide Du Logiciel Ees, Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de master en « Energétique et environnement, UniversitéBadji Mokhtar Annaba.
- [53][https://fr.scribd.com/doc/217608552/Etude-Experimentale-d-une-Machine-Frigorifique-a-Absorption-Diffusion\\_](https://fr.scribd.com/doc/217608552/Etude-Experimentale-d-une-Machine-Frigorifique-a-Absorption-Diffusion_)
- [54] Site web : <http://WWW.neveu.pierre.free.fr> (site consulté en mars 2013).
- [55] Noman, Y, Etienne, B,2014. Modelling the Performance of a Diffusion Absorption Refrigeration System.School of Engineering, Auckland University of Technology, Auckland, New Zealand.
- [56] J, STROHMEIER,2011, Étude Numérique Et Analytique Des Propriétés Des Torchères D'hydrogène Dans Un Milieu Venteux, Mémoire Présenté À L'université Du Québec À Trois-Rivières.

- [57] P.Chassing,200.Turbulence en mécanique des fluides :Analyse du phénomène en vue de sa mdélisation à l'usage de l'ingénieur.Toulouse.
- [58] A.N.K olmogoov,1942,Equation of turbulent motion of an incompressible Turbulent fluid,IZV.Ser.Phys.VI,n°1-2,56.
- [59] B. E. Launder and D. B. Spalding, Lectures in Mathematical Models ofTurbulence. London, England: AcademicPress, 1972.
- FLUENT User Guide, 2005.
- [60] M.Benbarek : modélisation et simulation des écoulement a surface libre en présence de singularité du fond, 03 décembre 2015

## Résumé

L'objectif de ce mémoire est d'effectuer une étude numérique de l'écoulement dans un évaporateur d'une machine frigorifique à absorption-diffusion utilisant le couple ammoniac/eau ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) comme fluide frigorifique et l'hydrogène ou l'hélium ( $\text{H}_2$  ou  $\text{He}$ ) comme gaz inerte. L'étude a dévoilé le comportement de la température de l'évaporateur en fonction des différents paramètres comme la puissance frigorifique, le rapport des débits gaz inerte / fluide frigorigène et le type de gaz inerte. Plus encore, il a été souligné que la croissance de la puissance frigorifique comme celle du rapport des débits engendrent l'augmentation de la température de l'évaporateur. Enfin l'étude a fait révéler que le système de réfrigération à absorption diffusion est plus performant avec l'hydrogène en comparaison avec l'hélium.

**Mots clés :** Cycle frigorifique à absorption-diffusion (DAR), Ammoniac-eau, Hydrogène, Hélium, évaporateur.

## Abstract

The objective of this thesis is to carry out a numerical study of the flow in an evaporator of an absorption-diffusion refrigeration machine using the ammonia/water ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) couple as refrigerant and hydrogen or helium ( $\text{H}_2$  or  $\text{He}$ ) as inert gas. The study revealed the behaviour of the temperature field of the evaporator depending on different parameters such as cooling capacity, ratio of inert gas / refrigerant flow rate and type of inert gas. Furthermore, it was pointed out that the increase in cooling capacity as well as the increase in the flow rate ratio leads to an increase in the temperature of the evaporator. Finally, the study revealed that the absorption-diffusion refrigeration system is more efficient with hydrogen compared to helium.

**Keywords:** Absorption-diffusion refrigeration cycle (DAR), Ammonia-water, Hydrogen, Helium, Heat exchanger (evaporator).

## ملخص

الهدف من هذه الرسالة هو إجراء دراسة عددية للتدفق في المبخر لألة التبريد بالامتصاص والانتشار باستخدام زوجين من الأمونيا / الماء كمبرد وهيدروجين أو هيليوم كغاز خامل. كشفت الدراسة عن سلوك مجال درجة الحرارة للمبخر كدالة لعدة عوامل مثل سعة التبريد ، ونسبة الغاز الخامل / معدلات تدفق المبرد ونوع الغاز الخامل. أكثر من ذلك ، تمت الإشارة إلى أن نمو سعة التبريد مثل نسبة معدل التدفق يؤدي إلى زيادة درجة حرارة المبخر. أخيرًا ، كشفت الدراسة أن نظام التبريد بالانتشار الامتصاصي أكثر كفاءة مع الهيدروجين مقارنة بالهيليوم.

**الكلمات المفتاحية:** دورة التبريد الامتصاصية- الانتشار (DAR) الأمونيا- الماء ، الهيدروجين ، الهيليوم،المبادل الحراري (المبخر) .