



République algérienne démocratique et populaire  
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la  
Recherche Scientifique  
UNIVERSITE KASDI MERBAH – OUARGLA  
Faculté des sciences appliquées  
Département de Génie mécanique



MEMOIRE  
Pour obtenir le Diplôme de Master en Mécanique  
Option : Maintenance Industrielle

Présenté par :

**SADAMOU Imad Eddine**

**MAAMRI Saber**

**-THÈME-**

# Etude des éjecteurs gazeux pour des applications en réfrigération

Devant le jury :

Dr. BELAKROUM Rasim	Président	UKM Ouargla
Dr. DERGHOUT Zoheir	Examineur	UKM Ouargla
Dr. KINA Mohamed Salah	Encadreur	UKM Ouargla

Promotion : 2019-2020

## الموجز:

الآلات الإنتاجية القديمة للبرد لها آثار سلبية على البيئة، وهذا لاستخدام الوقود الأحفوري المسؤول عن انبعاث غازات الاحتباس الحراري. ولمواجهة هذه الآثار، نستخدم نظام إنتاج البرودة بالقاذف الذي يستخدم مبردات مختلفة، وقد تمت دراسة بعض السوائل والمقارنة بينهما في عدة حالات ومتغيرات.

**الكلمات المفتاحية:** القاذف؛ المبردات؛ البرد.

## Résumé :

Les vieilles machines de production de froid ont des impacts négatifs sur l'environnement, et il s'agit d'utiliser des combustibles fossiles responsables des émissions de gaz à effet de serre. Pour faire face à ces effets, nous utilisons un système de production de froid avec éjecteur qui utilise différents fluides frigorigènes, ont été étudiés et comparés entre eux dans plusieurs cas et variables.

**Mots-clés :** Ejecteur؛ Fluides frigorigènes؛ Froid.

## Abstract:

Old refrigeration machines have negative impacts on the environment, and it is about using fossil fuels responsible for greenhouse gas emissions. To cope with these effects, we use a cold production system with ejector that uses different refrigerants, have been studied and compared with each other in several cases and variables.

**Key Word :** Ejector؛ Refrigerants؛ Cold.

# Remerciements

*D'abord je remercie ALLAH pour sa bénédiction, les idées et le soutien dont il m'a gratifié tout au long de ce travail.*

*Je suis profondément reconnaissant à tous ceux qui ont contribué à rendre mon travail possible. Grace à eux je me sens ramené à ma juste mesure et mon sentiment est exactement celui qu'exprimait Albert Einstein : « Chaque jour je me souviens que ma vie intérieure et extérieure est basée sur les travaux d'autres hommes, vivants et morts, et que je dois m'employer à donner à la mesure de ce que j'ai reçu et reçois toujours. »*

*Il n'aurait pu être écrit sans l'aide de nombreuses personnes auxquelles je voue une profonde gratitude. Je tiens donc à remercier tous mes enseignants dans la Faculté des sciences appliquées et équipe pédagogique de Génie des mécaniques qui nous ont accompagnés de la première année jusqu'à la fin de l'étude. Merci pour tous les savoirs que vous avez partagés avec nous.*

*Un merci tout particulier à L'encadreur de ce travail Mr KINA M<sup>ed</sup> Salah. Nous avons eu la chance de vous avoir comme encadreur. Vous nous avez été d'une aide remarquable.*

*Merci d'avoir été une source intarissable d'inspiration et de soutien. Merci de nous avoir formées et accompagnées tout au long de cette expérience professionnelle avec beaucoup de patience et de pédagogie. Et merci pour tous les conseils que vous nous avez prodigués au cours de ces mois.*

*On n'oublie pas nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience.*

*Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis, qui nous ont toujours encouragés au cours de la réalisation de ce mémoire.*

*Merci à tous et à toutes.*



# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail*

*A ma mère, source d'affection de courage et d'inspiration qui a*

*Autant sacrifié pour me voir atteindre ce jour.*

*A mon père (Messaoud), source de respect, en témoignage de ma profonde reconnaissance pour tout l'effort et le soutien incessant qui m'a toujours apporté.*

*A mes frères Ali et Idriss et M<sup>ed</sup> Abdellah, A mes sœurs Safa et Hadjer*

*A tous mes oncles ainsi qu'à leurs familles.*

*A toute la famille Sadamou et Tahra*

*A mes frères Salah, Khaled, Sadek, Ibrahim, Abdelkrim, Anes et Abderrahim*

*A Tout les membres d'association Sada Youth*

*A tous mes ami(e)s du département,*

*Une spéciale dédicace à mes collègues et mes amis*

*Enfin, je dédie ce travail à tous mes collègues et mes amis de la promotion*

*Maintenance Industrielle 2019/2020*

*SADAMOU Imad eddine*



# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail*

*A ma mère, source d'affectation de courage et d'inspiration qui a*

*Autant sacrifié pour me voir atteindre ce jour.*

*A mon père, source de respect, en témoignage de ma profonde reconnaissance  
pour tout l'effort et le soutien incessant qui m'a toujours apporté.*

*A mes frères*

*A tous mes oncles ainsi qu'à leurs familles.*

*A toute la famille Maamri*

*A tous mes ami(e)s du département,*

*Une spéciale dédicace à mes collègues et mes amis*

*Enfin, je dédie ce travail à tous mes collègues et mes amis de la promotion*

*Maintenance Industrielle 2019/2020*

*MAAMRI Saber*



## *Sommaire*

Résumé	I
Remerciements	II
Dédicaces	III
Liste Des Figures	VIII
Liste Des Tableaux	IX
Introduction Générale	1
Chapitre I: Généralités sur la Réfrigération	3
Introduction	4
I.1. Génération du froid	4
I.2. Le principe de base de la réfrigération	4
I.2.1. Méthodes de la réfrigération	6
I.2.1.1. Méthodes naturelles	6
I.2.1.2. Réfrigération mécanique	7
I.2.1.2.1 L'utilisation des réfrigérants	7
I.3. Les différents systèmes frigorifiques	8
I.3.1. Les systèmes mécano-frigorifiques	8
I.3.2. Systèmes thermo-frigorifiques	9
I.3.3. Différents systèmes frigorifiques à éjecteur	11
I.3.3.1. Système frigorifique à éjecteur-détendeur	11
I.3.3.2. Système frigorifique à éjecteur-condenseur	11
I.3.3.3. Système frigorifique à éjecteur-refroidisseur	11
I.3.3.4. Système frigorifique combiné à absorption avec éjecteur	11
I.3.3.5. Système frigorifique solaire avec éjecteur	11
I.3.4. Système frigorifique conventionnel à compression de vapeur	12
I.3.5. Système frigorifique simple à éjecteur-compresseur	12
I.4. Sélection des fluides frigorigènes	13
I.4.1. Critères de performance énergétique	14
I.4.1.1. Coordonnées critiques	14
I.4.1.2 Pente de détente du fluide de travail	14
I.4.2. Critères économiques	16
I.4.3. Critères écologiques	16
Conclusion	20
Chapitre II: Etude Théorique des Ejecteurs	21
Introduction	22

II.1. Généralités sur les éjecteurs	22
II.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur	24
II.2.1 Théorie des éjecteurs	24
II.3 Conditions de fonctionnement	26
II.3.1 Effet de la pression du condenseur	27
II.3.2 Effet de la pression de l'évaporateur	27
II.3.3 Effet de la pression du générateur	27
II.3.4 Condition de fonctionnement critique pour l'éjecteur à géométrie fixe	29
II.4 Fluides de travail	30
II.4.1 Propriétés thermiques	30
II.4.2. Influence environnementale	30
II.4.3. Sécurité	30
II.4.4. Disponibilité et économie	31
II.5. Influence de la conception de la géométrie sur le système de performance de l'éjecteur	31
II.5.1 Rapport de surface	32
II.5.2 Diamètre de la buse primaire	33
II.5.3 Position de sortie de la buse	33
II.5.4 Longueur de section de surface constante	33
II.6. Modèles de fonctionnement des éjecteurs	34
II.7. Principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur	36
II.7.1 Performances de l'éjecteur-compresseur	36
II.7.2 Les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur-compresseur	37
II.8. Avantages et inconvénients de l'éjecteur	38
Conclusion	38
<b>Chapitre III : Résultats et discussion</b>	39
III.1. Modèle Mathématique d'un éjecteur	40
III.2. Grandeurs thermodynamiques adimensionnelles	40
III.3 Application numérique	41
III.3.1. Utilisation des diagrammes enthalpique des fluides frigorigènes R134a et R12	42
III.3.2. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R12 en fonction de la température du Bouilleur	44

III.3.3. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R134a en fonction de la température du Bouilleur	44
III.3.4. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R12 en fonction de la température de l'évaporateur	47
III.3.5. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R134a en fonction de la température de l'évaporateur	48
III.3.6. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R12 en fonction de la température du condenseur	50
III.3.7. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R134a en fonction de la température du condenseur	51
Conclusion	53
<b>CONCLUSION GÉNÉRALE</b>	54
<b>Références bibliographiques</b>	56



# LISTE DES FIGURES

Figure	Titre	Page
Figure 1.1	Schéma de principe d'un circuit frigorifique (ABC cllm)	5
Figure 1.2	Cycle frigorifique détaillé (ABC cllm)	5
Figure 1.3	Configuration schématique d'un éjecteur	10
Figure 1.4	Allure de la distribution des pressions à travers un éjecteur	10
Figure 1.5	Cycle frigorifique à éjecteur avec compresseur	13
Figure 1-6	Pentes de détente dans le diagramme entropique	15
Figure 2.1	Mode opérationnel d'un éjecteur	26
Figure 2.2	Effet de la température du générateur sur le COP à rapport de surface pression d'évaporateur et pression de condenseur constants	28
Figure.2.3	Effet de la température / pression de l'évaporateur sur le COP à un rapport de surface constant, pression du générateur et pression du condenseur.	29
Figure.2.4	COP à une pression de service d'éjecteur donnée	29
Figure 2.5	Les principaux paramètres géométriques caractéristiques d'un éjecteur	31
Figure 2.6	Éjecteur à section de mélange constante	35
Figure 2-7	Éjecteur à pression de mélange constante	35
Figure 2-8	Les modes de fonctionnement d'un éjecteur	37
Figure 3-1	Diagramme p(h) du fluide R12	42
Figure 3-2	Diagramme p(h) du fluide r134a	43
Figure 3-3	La variation de rapport des différences d'enthalpie en fonction de la température du bouilleur	45
Figure 3-4	La variation de Taux d'entraînement en fonction de la température du bouilleur	46
Figure 3-5	La variation de COP en fonction de la température du bouilleur	47
Figure 3-6	La variation de rapport des différences d'enthalpie en fonction de la température d'évaporateur	49
Figure 3-7	La variation de Taux d'entraînement en fonction de la température d'évaporateur	49
Figure 3-8	La variation du COP en fonction de la température d'évaporateur	50
Figure 3-9	La variation de Taux d'entraînement en fonction de la température du Condenseur	52
Figure 3-10	La variation du COP en fonction de la température du Condenseur	52

# Liste Des Tableaux

Tableau	Titre	Page
Tableau 1-1	Tableau comparatif entre les fluides frigorigènes	20
Tableau 3-1	Les variations du U, $\Delta H_e/\Delta H_b$ et du COP du Fluide R12 en fonction de $T_b$	44
Tableau 3-2	Les variations du U, $\Delta H_e/\Delta H_b$ et du COP du Fluide R134a en fonction de $T_b$	45
Tableau 3-3	Les variations du U, $\Delta H_e/\Delta H_b$ et du COP du Fluide R12 en fonction de $T_e$	48
Tableau 3-4	Les variations du U, $\Delta H_e/\Delta H_b$ et du COP du Fluide R134a en fonction de $T_e$	48
Tableau 3-5	Les variations du U et du COP du Fluide R12 en fonction de $T_c$	51
Tableau 3-6	Les variations du U et du COP du Fluide R12 en fonction de $T_c$	51



# Introduction générale



Parmi les différentes technologies de réfrigération thermique, les systèmes de réfrigération à éjecteurs thermiques semblent une alternative prometteuse aux technologies traditionnelles basées sur des compresseurs, en raison de leur fiabilité, de leurs besoins de maintenance limités et de leurs faibles coûts initiaux et opérationnel.

Les éjecteurs sont utilisés depuis longtemps dans les applications de refroidissement et comme générateurs de vide. Leur mode de fonctionnement simple, le manque de pièces mobiles et leur capacité à entraîner un appareil de réfrigération principalement grâce à l'utilisation de la chaleur résiduelle ou de l'énergie solaire les rendent particulièrement attrayants en cette ère de consommation d'énergie. De plus, l'utilisation de la chaleur résiduelle ou de l'énergie solaire pour alimenter un système de réfrigération réduira la consommation d'énergie électrique utilisée pour alimenter les systèmes de réfrigération à compression de vapeur. Cela a le potentiel de réduire les émissions de gaz à effet de serre associées à la production d'électricité à partir de centrales électriques alimentées aux hydrocarbures.

Le travail dans cette mémoire consiste en une étude théorique des éjecteurs et une application numérique sur deux fluides frigorigènes R12 et R134a pour comparer leurs performances en différentes températures de fonctionnement.



Chapitre I :

# Généralités sur la Réfrigération



**Introduction :**

Dans ce chapitre, nous traiterons d'un aperçu de la réfrigération qui a commencé par une brève définition, quelques systèmes de refroidissement, puis une comparaison entre certains fluides frigorigènes et un ensemble de caractéristiques de certains des fluides impliqués dans notre étude.

**I.1. Génération du froid :**

La génération du froid est devenue une technologie importante dans notre société. Elle est utilisée dans un grand nombre de secteurs (le secteur résidentiel, l'industrie agro-alimentaire et l'industrie chimique) et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procédés industriels, etc.). Elle n'est cependant pas sans effet sur notre milieu naturel. La plupart des systèmes de réfrigération utilisent un fluide réfrigérant et ses changements de phase entre les états liquides et gazeux. Les principaux composants d'un tel système de réfrigération conventionnel sont le compresseur, le condenseur et l'évaporateur. Suivant les applications et les besoins, le système peut également comporter des éjecteurs, des condenseurs, des compresseurs et des évaporateurs multiples.[1]

**I.2. Le principe de base de la réfrigération :**

La réfrigération est la science de transfert de chaleur d'un milieu de faible température vers un autre milieu de haute température.

Le cycle de réfrigération est basé sur le processus par lequel le liquide se dilate dans un gaz pour extraire la chaleur de la substance ou de la zone environnante (Figures 1.1 et 1.2). Les réfrigérants s'évaporent à une température inférieure à celle de l'eau, ce qui permet d'extraire la chaleur assez rapidement [2].

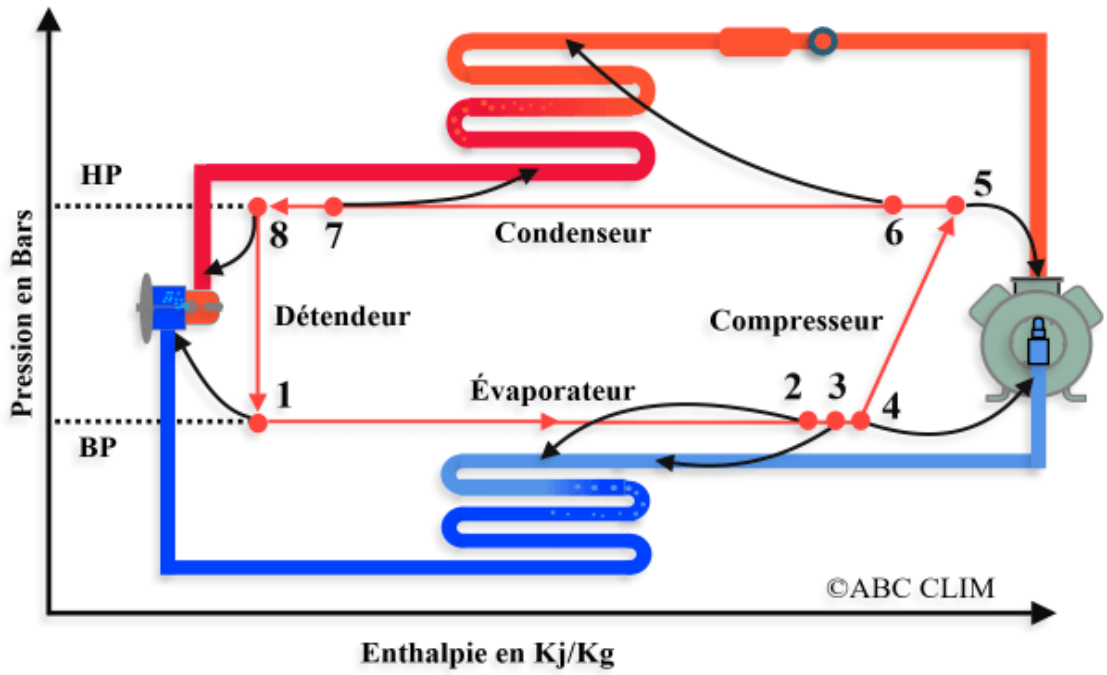


Figure 1-1 : Schéma de principe d'un circuit frigorifique (ABC CLIM) [3]

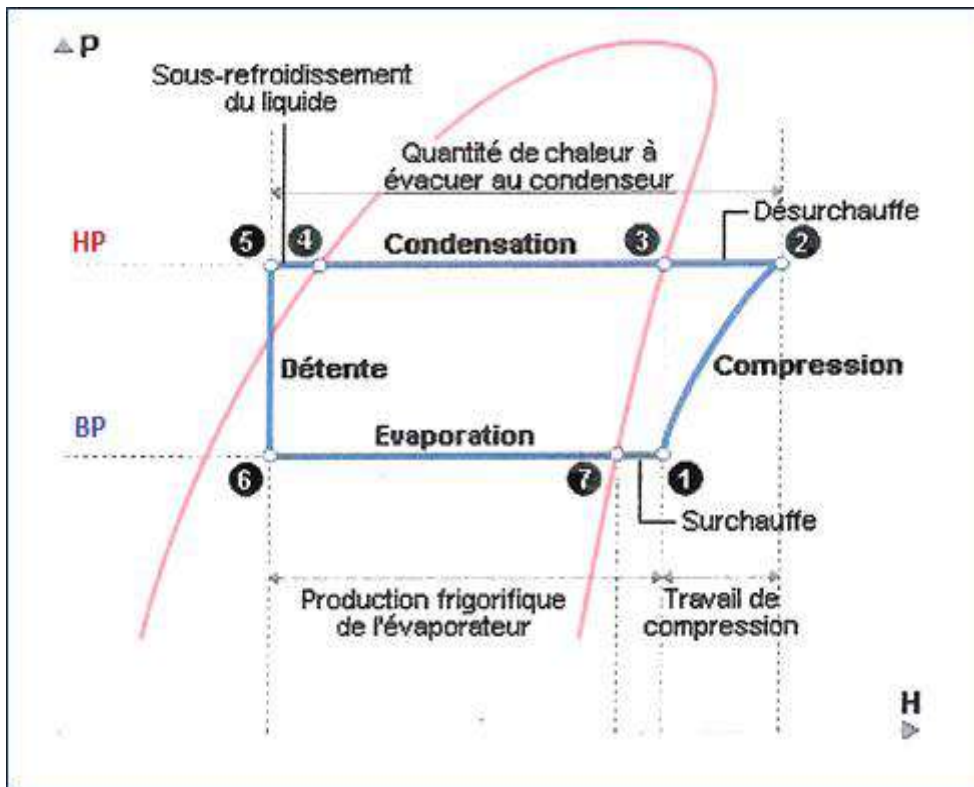


Figure 1-2 : Cycle frigorifique détaillé (ABC CLIM) [3]

## **I.2.1. Méthodes de la réfrigération :**

### **I.2.1.1. Méthodes naturelles :**

**(a)** En utilisant de la glace ou de la neige :

Les méthodes naturelles comprennent l'utilisation de la glace ou de la neige produite naturellement dans un climat froid. La glace fond à  $0^{\circ}\text{C}$ , donc lorsqu'elle est placée dans un espace ou un système plus chaud que  $0^{\circ}\text{C}$ , la chaleur s'écoule dans la glace et l'espace est refroidi. La glace fond à son tour en eau en absorbant sa chaleur latente à raison de  $335\text{ kJ / kg}$ . L'eau de la rivière, si elle est assez froide, peut également être utilisée pour refroidir certains systèmes, mais l'évacuation de la chaleur ne sera pas aussi rapide et satisfaisante que dans le cas de l'utilisation de la glace ou de la neige

Les méthodes naturelles de réfrigération étaient en fait utilisées dans les premiers temps. Avec les développements actuels de la science et de la technologie et l'élévation ultérieure de la norme de sortie, les besoins en réfrigération sont devenus si importants que les méthodes naturelles sont devenues inadéquates et donc obsolètes.

Lorsque la glace doit être utilisée pour la réfrigération, la glace d'hiver peut être stockée en l'emballant dans de la paille et des mauvaises herbes séchées, pour une utilisation pendant les mois d'été.

**(b)** Processus de refroidissement par évaporation ou processus de refroidissement adiabatique :

Dans l'ancien temps, les gens observaient que l'évaporation de l'eau provoquait naturellement un effet de refroidissement et, par conséquent, ils mettaient leur vin ou d'autres liquides dans des récipients en terre cuite placés à l'air libre comme le toit.



### **I.2.1.2. Réfrigération mécanique :**

Des méthodes artificielles ou mécaniques de production de froid sont utilisées depuis 1850. Les méthodes de réfrigération mécanique comprennent l'utilisation de gaz non condensables et de gaz ou vapeurs condensables.

#### **I.2.1.2.1 L'utilisation des réfrigérants :**

Les réfrigérants naturels comprennent une gamme de composés organiques et inorganiques adaptés à l'utilisation dans une variété d'applications de systèmes de réfrigération et de climatisation et présentant une variété de problèmes et de défis. Ainsi, l'application réussie de ces réfrigérants variera en fonction du composé.

Une définition utile est « des frigorigènes naturels se produisent dans les cycles biologiques et chimiques de la nature sans intervention humaine. Ces matériaux comprennent : l'ammoniac– R-717, le dioxyde de carbone– R-744, les hydrocarbures naturels Ethane R-50, Propane R-170, Butane R-290, Isobutane R-600, Ethylène R-600a, Propylène R-1150, l'eau R-1270, et l'air. » [4].

Les avantages des fluides frigorigènes naturels ont conduit à une augmentation significative de leur utilisation dans ces dernières années dans des applications traditionnellement servies par les fluorocarbures. Pour l'ammoniaque et Hydrocarbures, un objectif majeur du développement actuel est de diminuer le fluide frigorigène charge dans les systèmes de réfrigération afin de répondre aux problèmes de sécurité. En faisant attention conception, il est souvent possible de réduire la quantité requise de réfrigérants dans les systèmes en l'application de techniques de conception, telles que les échangeurs de chaleur à plaques et l'expansion sèche évaporateurs - qui sont tous deux déjà courants dans un certain nombre d'applications.

Une autre façon de réduire la charge de réfrigérant est l'utilisation de la réfrigération indirecte systèmes avec réfrigérants secondaires. Dans ces systèmes, le réfrigérant est limité selon les machines, et les liquides de refroidissement secondaires circulent dans les espaces occupés. En outre aux liquides de

refroidissement secondaires traditionnels, tels que les glycols et les saumures de sel, de nouveaux liquides de refroidissement sont apparus sur le marché, et des résultats particulièrement bénéfiques ont été rapportés avec le CO<sub>2</sub> comme liquide de refroidissement secondaire. Ces alternatives compromettent les avantages environnementaux d'une réduction de la charge de réfrigérant avec une efficacité de fonctionnement du système inférieure en raison de la présence d'un fluide de travail secondaire.

### **I.3. Les différents systèmes frigorifiques :**

Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques :

- les systèmes mécano-frigorifiques qui fonctionnent en consommant l'énergie mécanique ou son équivalent.
- les systèmes thermo- frigorifiques qui fonctionnent en consommant essentiellement de l'énergie thermique.

#### **I.3.1. Les systèmes mécano-frigorifiques :**

Parmi eux deux familles se détachent :

- Les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables.

Le premier procédé qui a marqué l'invention de la réfrigération artificielle est bien le système à compression de vapeur. Grâce à l'américain Oliver Evans (1755-1819), une première description du cycle a été donnée en 1805. Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), que nous devons le premier brevet, et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835). [5]

- Les systèmes utilisant des cycles à gaz.

La première « machine à air », à cycle ouvert, est due à l'américain John Gorrie (1803-1855) pour refroidir de la saumure à  $-7^{\circ}\text{C}$  (brevets 1850-51). S'inspirant du moteur à air chaud de pasteur Robert Stirling (1837), l'écossais Alexander Kirk (1830-1892) réalisa une machine à cycle fermé qui produisit régulièrement, pendant une dizaine d'années, à partir de 1864, une température de  $-13^{\circ}\text{C}$ . Dans cette technique, on peut citer les contributions de l'allemand Franz Windhausen (1829-1904), de l'américain Leicester Allen (1832-1912) et du français Paul Giffard (1837-1897).

Ici le fluide actif ne change pas d'état au cours du cycle frigorifique mais reste gazeux. Comprimé, le gaz s'échauffe, on le refroidit alors, sous pression, jusqu'à la température ambiante puis on le détend ce qui entraîne un abaissement de sa température.

Le développement de ces systèmes fut moindre que celui des machines à compression de vapeur car leur efficacité est plus réduite dans le domaine courant de la réfrigération, de la congélation et de la climatisation. Elles sont, par contre, à l'origine de la plupart des cycles cryogéniques pour la liquéfaction des gaz et la production des basses températures. [5]

### **I.3.2. Systèmes thermo-frigorifiques :**

On distingue, parmi ces systèmes frigorifiques consommant de l'énergie thermique :

- Les systèmes à absorption.
- Les systèmes à adsorption et sorption chimique
- Les systèmes à éjection

#### **a) Systèmes frigorifiques continus à absorption**

Le père de ces systèmes est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant : eau. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20ème siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maïuri sur ces machines et ceux des suédois Von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920). Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation.[5]

#### **b) Systèmes frigorifiques à adsorption**

Ils apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20ème siècle. [5]

### c) Systèmes frigorifiques à éjection

Les éjecteurs (figures 1.3 et 1.3) sont des dispositifs pour le transport, la compression ou le mélange de gaz, vapeurs, liquides ou solides dans lesquels un milieu gazeux ou liquide sert de force motrice. Ce sont des "pompes sans pièces mobiles."

Un éjecteur est basé sur le principe de Bernoulli qui stipule : « Lorsque la vitesse d'un fluide augmente, sa pression diminue et vice versa ». L'éjecteur utilise une buse convergente pour augmenter la vitesse du fluide afin de transformer une pression statique élevée en pression de vitesse [6].

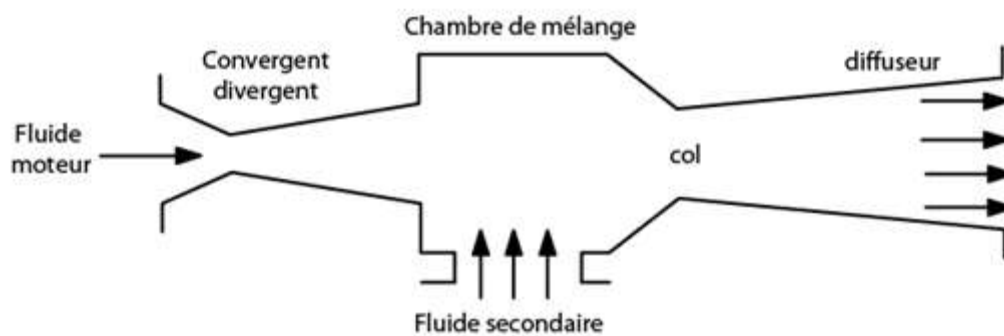


Figure 1-3 : Configuration schématique d'un éjecteur

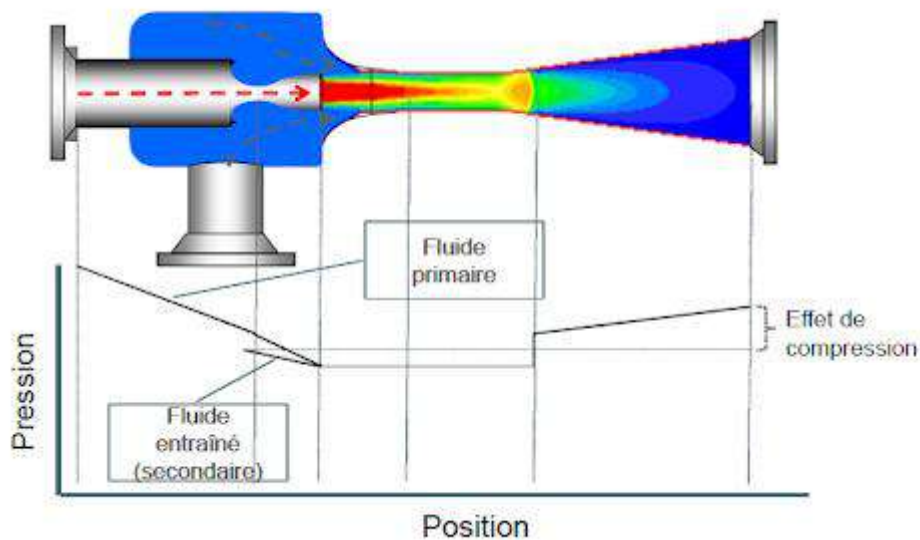


Figure 1-4 : Allure de la distribution des pressions à travers un éjecteur

### **I.3.3. Différents systèmes frigorifiques à éjecteur :**

#### **I.3.3.1. Système frigorifique à éjecteur-détendeur :**

En remplacement du détendeur pour récupérer le travail du compresseur habituellement perdu dans ce dispositif, afin d'accroître l'efficacité du système [7].

#### **I.3.3.2. Système frigorifique à éjecteur-condenseur :**

Comme éjecteur-condenseur pour des applications de chauffage, afin de réduire le travail du compresseur et, par conséquent, d'augmenter la capacité et la performance du système [7].

#### **I.3.3.3. Système frigorifique à éjecteur-refroidisseur :**

L'éjecteur est activé par une source de chaleur et sert à :

- a) Sous-refroidir le liquide à la sortie du condenseur
- b) À refroidir le condenseur du système de réfrigération

Dans les deux cas, l'éjecteur travaille en mode monophasique (flux à une phase) et aide à améliorer la performance du système de pompe à chaleur pour les applications de chauffage, de refroidissement et de réfrigération. Les éjecteurs peuvent également être utilisés dans les pompes à chaleur à absorption.

#### **I.3.3.4. Système frigorifique combiné à absorption avec éjecteur :**

L'implantation d'un éjecteur dans des cycles à absorptions est un autre système pour lequel une importante amélioration du COP est prévue par l'amélioration des processus d'évaporation, d'absorption et de concentration et par un choix sélectif de réfrigérant. [7]

#### **I.3.3.5. Système frigorifique solaire avec éjecteur :**

Les températures de fluide fournies par des capteurs solaires thermiques sont appropriées à actionner les éjecteurs pour des fins de refroidissement et de réfrigération.

Les cycles de réfrigération à compression de vapeur sont considérés comme étant les systèmes les plus répandus dans le domaine du froid. Tenant compte de leur importance, notre étude s'intéresse à l'éjecteur-compresseur qui est implanté dans un système frigorifique conventionnel à compression de vapeur en remplacement au compresseur mécanique.

Afin d'éclaircir notre cas d'étude, nous allons présenter et expliquer le principe de fonctionnement du cycle conventionnel à compression de vapeur, ainsi que celui du cycle frigorifique à éjecteur-compresseur qui est concerné par notre étude comme suit.

#### **I.3.4. Système frigorifique conventionnel à compression de vapeur :**

Le principe de fonctionnement d'un système frigorifique conventionnel à compression de vapeur consiste à évaporer un fluide frigorigène à basse pression et donc à basse température dans un évaporateur en contact avec une source froide (Eau, air, etc...).

#### **I.3.5. Système frigorifique simple à éjecteur-compresseur :**

Un système frigorifique à éjecteur-compresseur utilise un éjecteur, une pompe et un générateur au lieu d'un compresseur. Ce système peut être décomposé en deux cycles fermés.

Le cycle de puissance ou boucle motrice (BM)

Le cycle de réfrigération appelé aussi boucle frigorifique (BF)

Un cycle frigorifique à éjecteur avec compresseur (figure 1.5) se présente comme suit :

En sortie du condenseur, le frigorigène à haute pression et à l'état liquide est détendu comme fluide moteur de l'éjecteur et devient diphasique, entraînant et comprimant le frigorigène à basse pression sortant de l'évaporateur.

Le mélange sortant de l'éjecteur à la pression intermédiaire est alors séparé, la phase vapeur étant comprimée à haute pression, et la phase liquide détendue sans travail puis dirigée vers l'évaporateur.[7]

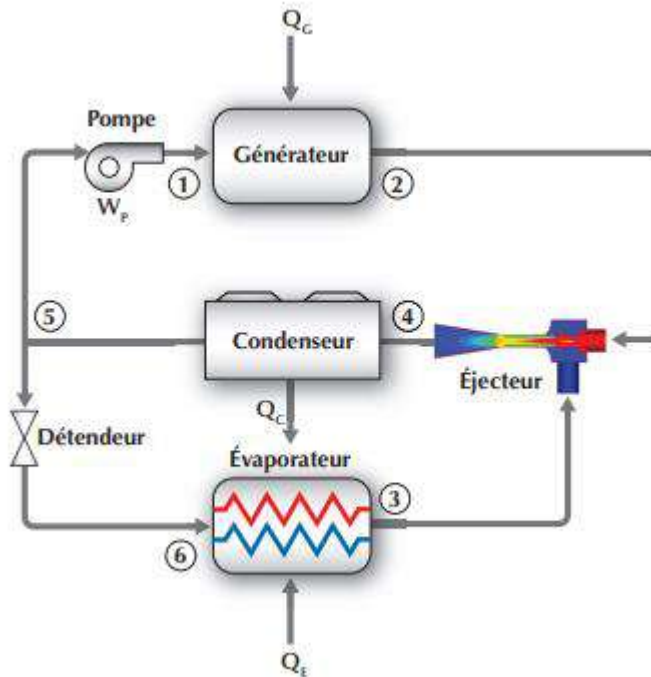


Figure 1-5 : Cycle frigorifique à éjecteur avec compresseur.[7]

#### I.4. Sélection des fluides frigorigènes :

La performance de la machine frigorifique à éjecteur dépend directement de la nature du fluide frigorigène utilisé, pour cette raison, le choix de ce dernier doit être effectué minutieusement avec la prise en considération d'un ensemble de critères qui sont résumés comme suit :

- Critères de performance,
- Critères technico-économiques.
- Critères de limite de fonctionnement.
- Critères d'environnement et de sûreté.

Lorsque l'on est amené à choisir un fluide de travail pour une application frigorifique, on souhaite généralement qu'il conduise à de hautes performances énergétiques, qu'il soit adapté aux conditions de fonctionnement du cycle, qu'il soit viable économiquement et satisfasse les réglementations en vigueur.

Les critères de choix des fluides pour les cycles frigorifiques peuvent bien évidemment être différents de ceux pour les cycles de Rankine.

Les problèmes se posent aussi différemment selon qu'il s'agit de concevoir une nouvelle installation ou de changer le fluide d'une existante. Dans ce dernier cas, il est nécessaire que les caractéristiques thermodynamiques du fluide de remplacement soient proches de celles de l'original, alors que dans le premier cas le changement peut quelquefois permettre une amélioration des performances de l'installation. Dans tous les cas, de nombreux problèmes technologiques doivent être étudiés, comme par exemple pour un cycle frigorifique la compatibilité avec les lubrifiants, le choix du déshydrater, l'adaptation du détendeur...

### **I.4.1 Critères de performance énergétique :**

De nombreuses études ont été publiées au cours des dernières années pour essayer de relier les performances énergétiques aux propriétés thermo-physiques des fluides, notamment pour les cycles de récupération d'énergie dits ORC (Organics Rankine Cycle).

Les conclusions de ces études montrent qu'il est très difficile de mettre en évidence de telles liaisons, et qu'il n'existe très souvent pas de fluide satisfaisant sur tous les plans.

Il est cependant clair que quelques propriétés peuvent avoir un impact direct sur le cycle considéré.

#### **I.4.1.1 Coordonnées critiques :**

Les valeurs de la température et la pression critiques sont très importantes. Ces données déterminent la limite de la haute pression du cycle. Près de la pression critique, une variation très faible de la température peut entraîner un changement de pression important, ce qui peut influencer le comportement du système.

Il est donc généralement recommandé de garder une « distance » suffisante entre le point critique et la partie HP du cycle, sauf dans les cycles dits supercritiques.

#### **I.4.1.2 Pente de détente du fluide de travail :**

On peut distinguer trois types de fluides : les fluides secs, les fluides isentropiques et les fluides humides.

Cette distinction se fait par la valeur de la pente  $\delta$  de la détente dans le diagramme entropique, définie par  $\delta = dS/dT$  sur la courbe de saturation vapeur.



- si  $\delta > 0$ , le fluide est dit «sec»
- si  $\delta = 0$ , le fluide est dit «isotropique»
- si  $\delta < 0$ , le fluide est dit «humide»

Concrètement, la courbe de saturation vapeur des fluides « secs » possède une pente positive ; celle des fluides « isentropiques » une pente infinie et les fluides « humides » ont une pente négative.

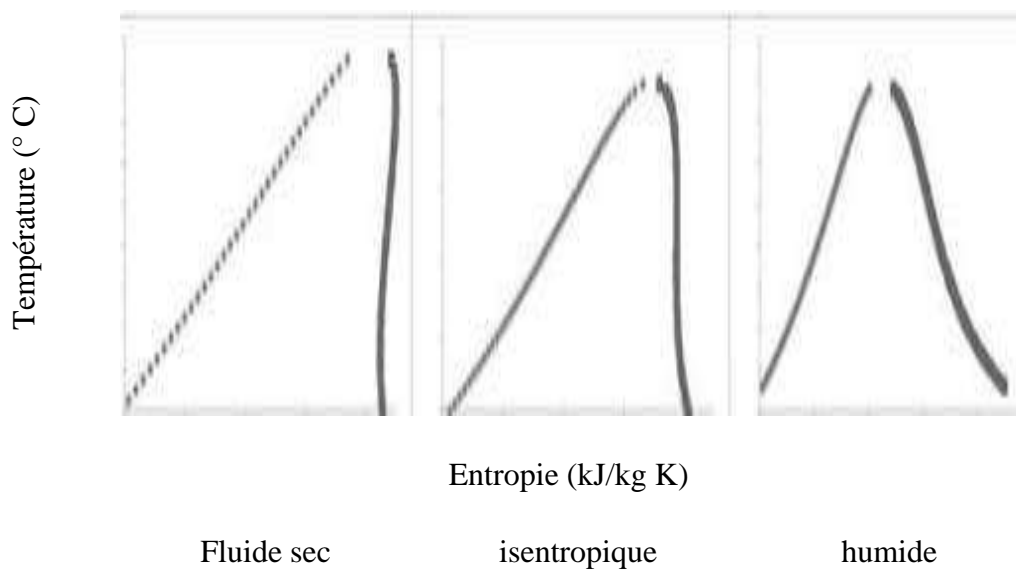


Figure 1-6 : Pentés de détente dans le diagramme entropique

De plus, la surchauffe n'est pas recommandée pour tous les types de fluides. Dans certain cas, elle peut être un moyen de gagner en efficacité du système, mais ce n'est pas toujours vrai. De façon générale, la surchauffe est avantageuse pour un fluide

« Humide », mais moins pour un fluide « sec ». Ainsi, le type de fluide choisi a une influence sur l'architecture du système énergétique.

Pour les cycles ORC, on préfère généralement des fluides « isentropiques » ou « secs ». Remarquons toutefois qu'un fluide du type « sec » n'est pas forcément le fluide parfait, car il peut rester fortement surchauffé après détente. On doit alors envisager d'utiliser un régénérateur pour récupérer cette puissance thermique en désurchauffant le fluide jusqu'à la saturation, mais cela peut présenter des difficultés technologiques.

### **I.4.2. Critères économiques :**

L'impact du point économique sur le choix du fluide, longtemps considéré comme mineur, voit actuellement son importance croître. L'ammoniac, beaucoup moins dense et beaucoup moins cher que les frigorigènes halogénés, est particulièrement économique mais son inflammabilité fait de lui un choix pas très intéressant. Le prix des lubrifiants associés aux frigorigènes est aussi à considérer. Les huiles polyol-esters (POE), imposées par les frigorigènes HFC et leurs mélanges, sont beaucoup plus chères que les huiles minérales acceptables avec les anciens frigorigènes.

Le choix du fluide frigorigène influence directement ce du compresseur et donc sur le prix de l'installation.

### **I.4.3. Critères écologiques :**

La prise de conscience environnementale a conduit à la recherche de fluides frigorigènes ayant le moins d'impact possible sur l'environnement. Le premier impact environnemental constaté a été la dégradation de l'ozone stratosphérique due au chlore. L'ozone stratosphérique (O<sub>3</sub>) fait office de bouclier en ce qui concerne des rayonnements solaires ayant un impact négatif sur les êtres vivants sur terre. Les molécules O<sub>3</sub> bloquent en effet de nombreux rayonnements solaires et les réfléchissent vers l'espace. Le maintien de la couverture terrestre par une couche d'ozone est donc crucial. En conséquence, les fluides les plus chlorés ont d'abord été abandonnés, il s'agit des CFC R12, R11, et

Des fluides moins chlorés (les HCFC) ont alors été majoritairement employés. Cependant, la prise de conscience environnementale étant de plus en plus répandue, les HCFC ont à leur tour été supprimés (R22, etc.). Des fluides non chlorés ont alors été largement utilisés (HFC). Parmi ces HFC, certains ont un impact très négatif sur le réchauffement climatique ; on parle de GWP (Global Warming Potential). L'activité humaine est génératrice d'importantes productions thermiques, une grande partie des rayonnements qui en découle s'évacue vers la stratosphère. Certaines molécules en bloquant ces rayonnements contribuent à produire l'effet de serre, c'est le cas des fluides à fort GWP. En conséquence, les HFC présentant de forts GWP sont actuellement de moins en moins utilisés et sont remplacés par des fluides à faible GWP.

**Les azéotropes :**

Les azéotropes sont des mélanges. Les azéotropes ont un comportement analogue aux fluides purs, c'est-à-dire qu'à l'état saturant, leur relation pression-température est constante. Ils sont classés dans la série des R500. Le premier azéotrope mis au point est le R500, le second est le R501, etc. Exemple d'azéotrope : le R507A dont la composition est la suivante:

50 % de R125 ; 50 % de R134a

GWP 100 = 3 985 selon IPCC 4 (IPCC = Intergovernmental Panel on Climate Change)

Température d'ébullition à la pression atmosphérique :  $-47,1$  °C. [8]

**Les zéotropes :**

Les zéotropes sont des mélanges. Ils sont classés dans la série des R400, leur appellation correspond à l'ordre de leur codification : R401 ; R402, etc. Ces mélanges ont des glissements de température. Les glissements correspondent à des changements de température lors du changement d'état à pression constante. En fonction des fluides, ces glissements peuvent varier de quelques dixièmes de degré jusqu'à  $10$  °C.

Exemple de fluide zéotropique : R404A

Composition : 44 % de R125 ; 52 % de R143a et 4 % de R134a. Température d'ébullition à la pression atmosphérique :  $-46,5$  °C (température de bulle) et  $-45,7$  (température de rosée).

Le glissement de ce fluide est donc de  $0,8$  °C.

La température de bulle correspond à la température de début d'ébullition, la température de rosée correspond à la température de fin d'ébullition.

ODP = 0.

GWP100 = 3 922 selon IPCC 4 et 3 943 selon IPCC 5.[8]

**Les fluides naturels... ou fluides à faible GWP**

Les seuls fluides naturels sont en fait l'air et l'eau. Le CO<sub>2</sub>, le propane, l'isobutane et l'ammoniac sont tous transformés chimiquement. Dire qu'ils sont naturels n'est donc pas exact, il vaut mieux les qualifier de fluides à faible GWP. Ils sont classés dans la série des

R700. L'appellation normalisée est R700 auquel il faut ajouter la valeur de la masse moléculaire Exemple :

L'eau (H<sub>2</sub>O) = R (700 + 2 + 16) = R718

L'ammoniac (NH<sub>3</sub>) = R (700 + 14 + 3) = R717

ODP = 0

GWP100 = 0

Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) = R (700 + 12 + 32) = R744

ODP = 0

GWP100 = 1

### Les hydrocarbures

Il s'agit de composés chimiques dont la molécule ne contient que du carbone et de l'hydrogène.

Exemple:

– le propane (R29)

Température d'ébullition à la pression atmosphérique normale : – 42 °C ODP = 0

GWP = 3

– l'isobutane (R600a) ou méthyle propane

Température d'ébullition à la pression atmosphérique normale : – 11,7 °C ODP = 0

GWP = 3

Ces fluides étant très inflammables, leur utilisation est limitée aux petites puissances, par exemple le froid domestique et dans les équipements hermétiques scellés.

Par ailleurs, la manipulation de ces fluides demande une formation spécifique préalable.[8]

**Les HFO :** HFO est l'abréviation de hydro-fluor oléfine. Il s'agit là de fluides de synthèse. Les HFO sont des fluides récents à ODP zéro et à faible GWP.

Ce faible GWP s'explique par la faible durée de vie de la molécule dans l'atmosphère.

La gamme des HFO est déjà importante, citons par exemple:

– le solstice yf: HFO-1234 yf

GWP = 4 selon IPCC 4 et inférieur à 1 selon IPCC 5

– le solstice ze: HFO-1234 ze

GWP = 7 selon IPCC 4 et inférieur à 1 selon IPCC 5

– le solstice zd: HFO-1233 zd

GWP = 5 selon IPCC 4 et 1 selon IPCC 5;

– le solstice N 13: HFO Blend (R-450A)

GWP = 605 selon IPCC 4 et 547 selon IPCC 5.[8]

Nous avons examiné certaines caractéristiques des quatre fluides Frigorigènes et les avons résumés dans un tableau montrant les différents points principaux du refroidisseur :

Frigorigène	R245a	R134a	R12	R22
Formule chimique	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$	$\text{CH}_2\text{FCF}_3$	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	$\text{CHClF}_2$
Masse moléculaire (g/mol)	134.0	102.03	120,91	86,47
T <sub>critique</sub> (°C)	154.05	101.2	111,85	96,15
P <sub>critique</sub> (bar)	36.4	40.7	41,4	49,7
ODP	0	0	0.82	0.06
GWP	950	1430	10,900	1,810
Toxicité	Non	Non	Non	Non
Inflammabilité	Non	Non	Non	Non

Tableau 1-1 : Tableau comparatif entre les fluides frigorigènes.

Les fluides frigorigènes étudiés présentent beaucoup de similitudes. On voit néanmoins que le R245a est meilleur entre les autres en :

-La masse moléculaire. -La plus faible pression critique. -La température critique la plus élevée

### Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons fait connaissance avec les différents procédés de réfrigération, en particulier les systèmes à éjecteur, et nous avons aussi présenté le système frigorifique à éjecteur-compresseur concerné par notre étude.



Chapitre II :

Etude Théorique

Des Ejecteurs



## **Introduction :**

Ce chapitre est consacré à une présentation détaillée de l'éjecteur, incluant sa définition, sa composition, son principe de fonctionnement ainsi que ses différents modes de fonctionnement, pour ensuite citer ses avantages et ces inconvénients, et enfin énumérer l'essentiel des études théoriques, expérimentales et numériques effectuées sur les éjecteurs.

### **II.1. Généralités sur les éjecteurs :**

Un système de réfrigération utilisant un éjecteur est un système intéressant en raison de ses caractéristiques de fonctionnement respectueuses de l'environnement. Une énergie thermique de faible qualité peut être utilisée pour faire fonctionner ce système. Un éjecteur peut convertir la faible énergie thermique obtenue à partir de l'énergie solaire ou de la chaleur rejetée de nombreuses usines ou de tout processus de chauffage en réfrigération utile, de sorte que la consommation d'énergie électrique serait réduite pour les systèmes de climatisation et de réfrigération.

Un système d'éjection permet également d'utiliser de l'eau, qui est la substance la plus écologique, comme fluide de travail dans le système. Les chercheurs tentent toujours d'améliorer le système de refroidissement de l'éjecteur, étudient l'effet des conditions de fonctionnement sur les performances du système et tentent d'améliorer la conception géométrique de l'éjecteur.[9]

Les réfrigérateurs à éjecteur ont été utilisés pour faire du vide dans les systèmes de freinage des trains depuis le 19ème siècle. Des éjecteurs ont également été utilisés pour éliminer les vapeurs incondensables des condenseurs. En 1930, des éjecteurs étaient utilisés dans la climatisation des trains et des bâtiments. À l'heure actuelle, les éjecteurs peuvent être trouvés dans le commerce dans une large gamme de formations dans des applications à un ou plusieurs étages [10].

Les caractéristiques des réfrigérateurs à éjection, notamment la simplicité de configuration, les réfrigérants respectueux de l'environnement et le faible coût d'investissement. Cependant, une comparaison équitable devrait être envisagée avec le système concurrent pour certaines lacunes importantes :



**1. Faible coefficient de performance COP :** Sous la température typique de l'évaporateur et du condenseur utilisée dans les applications de climatisation et de réfrigération, le COP d'un éjecteur est relativement faible par rapport aux refroidisseurs à adsorption, absorption et compression de vapeur conventionnels [11-12].

**2. Pompe d'alimentation de tête haute pression à faible débit :** les fluides doivent être pompés depuis la sortie du condenseur pour alimenter le générateur de vapeur. Cette procédure présente un composant qui n'est pas familier aux experts en systèmes de refroidissement. De plus, la pompe d'alimentation est sujette à la cavitation et doit pouvoir délivrer certains fluides de travail à des pressions élevées.

Trois facteurs interconnectés influencent fortement les performances de l'éjecteur :

Les conditions de fonctionnement, la géométrie de l'éjecteur et les propriétés des réfrigérants. Depuis deux décennies, des efforts de recherche considérables ont été menés pour étudier l'influence de ces paramètres.

Les effets des conditions de fonctionnement, c'est-à-dire des températures et des pressions, sur les performances du cycle de refroidissement de l'éjecteur ont été le point culminant de nombreuses études. Plusieurs expériences telles que celles de Chunnamond et Aphornratara [13], [10], Selvaraju et Mani [14], et Yapici et al. [15] ont été menées. Des travaux théoriques ont également été menés par Hemidi et al. [16], Huang et al. [17], et Da Wen Sun [18] pour évaluer l'effet des conditions du générateur, de l'évaporateur et du condenseur.

Les effets des facteurs géométriques ont été étudiés expérimentalement [12,19-21]. Dans la plupart des études, le rapport de surface et la position de sortie de la buse ont été identifiés comme les variables les plus pertinentes qui influencent les indicateurs de performance de l'éjecteur. La géométrie de l'éjecteur dépend fortement des conditions de fonctionnement, par exemple Varga [20] et Yapici et al. [15]. Un éjecteur à géométrie constante ne fonctionne qu'à un COP élevé dans une plage de température / pression de fonctionnement étroite.

La solution à ce problème a conduit au concept d'un éjecteur à géométrie variable. Sun [22] a été l'un des premiers auteurs à analyser les exigences géométriques de l'eau en tant que fluide de travail. Varga et al. [23] ont signalé une augmentation de la performance de l'éjecteur jusqu'à 177% pour les basses pressions du condenseur en utilisant les réfrigérants R600a et R152a.

Des mises en œuvre techniques potentielles pour ajuster le rapport de surface entre la section de surface constante et la section de col de la buse principale peuvent être trouvées dans les études de Kim et al. [24] pour l'air, Elbel et Hrnjak [25] pour le dioxyde de carbone R744, et Ma et al. [26] et Varga et al. [20] pour l'eau comme fluide de travail. L'utilisation de l'air comme fluide de travail a des applications limitées dans les cycles de réfrigération.

Des études comparatives sur les performances de refroidissement avec différents fluides de travail peuvent être trouvées dans Cizungu et al. [27], Dahmani et al. [28], Romanand Hernandez [29] et Sun [22]. Les hydrocarbures fluorocarbonés, tels que le R152a ou les réfrigérants hydrocarbonés (par exemple, le R600a), améliorent considérablement le COP de l'éjecteur dans des conditions de fonctionnement identiques par rapport à l'eau comme fluide de travail. Cette constatation est particulièrement vraie pour les cas où la température du générateur est relativement

Faible ( $< 120$  °C) [30].

## **II.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur :**

### **II.2.1 Théorie des éjecteurs :**

L'éjecteur est le cœur du système de refroidissement. L'idée d'un éjecteur est assez ancienne. Les éjecteurs à vapeur ont été largement utilisés dans les centrales électriques, les procédés chimiques et les centrales nucléaires pendant longtemps.

Les applications les plus connues des éjecteurs à vapeur sont la production ou l'entretien d'aspirateurs pratiques dans des cuves remplies de gaz. Le principal avantage des éjecteurs par rapport aux unités de compresseur ou aux pompes conventionnelles est que les éjecteurs n'ont pas de pièces mobiles et n'ont pas besoin d'entretien.

L'éjecteur est la partie de base dans le système de réfrigération et de climatisation, le dessalement et les processus chimiques. Les éjecteurs font également partie intégrante des colonnes de distillation, des condenseurs et d'autres processus d'échange de chaleur. Bien que les principes de construction et de fonctionnement des éjecteurs à jet soient bien connus, les sections suivantes donnent un bref résumé des principaux avantages des éjecteurs. Ce résumé est important pour les discussions et analyses ultérieures. L'éjecteur

contient principalement une buse, une chambre de mélange et un diffuseur Figure 1.3 L'éjecteur n'a pas de pièces mobiles et ne nécessite pas de sources d'énergie supplémentaires.

La buse et le diffuseur ont tous deux la géométrie du venturi convergent-divergent. Les diamètres et les longueurs des différentes pièces formant la buse, le diffuseur et la chambre de mélange, ainsi que le débit et les propriétés du flux, déterminent la capacité et les performances de l'éjecteur. La capacité de l'éjecteur pourrait être définie en termes de débits du flux primaire et secondaire. Les débits massiques primaire et secondaire fournissent le débit massique total de l'éjecteur. Plusieurs paramètres sont utilisés pour définir l'efficacité de l'éjecteur. Les variables les plus importantes pour les applications de réfrigération sont définies en termes de taux d'entraînement, d'expansion et de compression.

Le rapport d'entraînement est le rapport entre le flux primaire et le flux secondaire qui peut être obtenu en divisant le flux primaire sur le flux secondaire. Le taux d'expansion est défini comme le rapport de la pression du courant primaire à la pression du courant secondaire. Le taux de compression fournit le rapport de pression du fluide comprimé au fluide secondaire [30].

Le rapport d'entraînement est lié à l'efficacité énergétique d'un cycle de réfrigération ; le rapport de pression limite la température à laquelle la chaleur peut être rejetée [31]. Par conséquent, un éjecteur doit fonctionner avec le rapport d'entraînement le plus élevé et maintenir la pression de décharge la plus élevée possible dans des conditions de fonctionnements spécifiques. Au cours de cette procédure, la pression statique du courant primaire a tendance à augmenter progressivement jusqu'à atteindre les niveaux de pression avec la pression de fluide secondaire. Lorsque le processus de mélange est terminé, le choc final se produirait quelque part dans la section à aire constante ou au début du diffuseur, en fonction des conditions de fonctionnement. Le flux mélangé devient subsonique et la pression est augmentée dans le diffuseur vers la sortie de l'éjecteur. La pression de sortie est généralement déterminée par les conditions du condenseur du cycle de refroidissement de l'éjecteur.

### II.3 Conditions de fonctionnement :

Les deux paramètres du générateur (température et pression), de l'évaporateur et du condenseur sont des paramètres importants qui influencent les performances de l'éjecteur. Pour des pressions spécifiques de l'évaporateur et du générateur, le fonctionnement de l'éjecteur peut être classé en trois régions principales en fonction de la pression du condenseur Figure. 2.1. La première région est le double écoulement d'étouffement dans la chambre de mélange, la seconde est l'écoulement primaire de calage et la troisième est l'écoulement inversé [32].

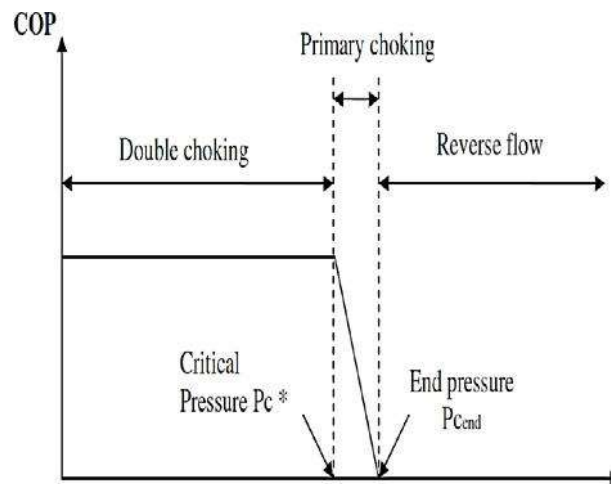


Figure 2-1 : Modes opérationnel d'un éjecteur

Le COP et la capacité de refroidissement peuvent être obtenus comme constants dans la situation de « pression critique du condenseur » à des pressions spécifiques de l'évaporateur et du générateur .

Le condenseur supérieur à la pression critique déplacera l'onde de choc thermodynamique vers la chambre de mélange et empêchera le flux entraîné d'atteindre la vitesse sonique. Les conditions amont peuvent alors être transmises en aval, entraînant ainsi une diminution du débit secondaire, du COP et du taux d'entraînement. Le débit entraîné finit par diminuer jusqu'à zéro, l'éjecteur est défectueux et le courant moteur retournera à l'évaporateur.

### **II.3.1 Effet de la pression du condenseur :**

La pression du condenseur doit être égale ou inférieure à la pression critique du condenseur pour qu'un éjecteur fonctionne en mode double étranglement. Le COP et la capacité de refroidissement augmenteront tout d'abord brusquement, puis resteront constants avec la diminution de la pression du condenseur, indiquant ainsi que le mode double étranglement a été atteint [33-36]. Dans un tel système d'exploitation, étant donné que la pression de vapeur primaire en sortie de buse est supérieure à celle de la vapeur entraînée [37]. Ainsi, la vapeur entraînée s'étouffe et son débit massique devient indépendant de la pression de retour (condenseur). La capacité de refroidissement et le COP ne sont pas affectés par la diminution de la contre-pression. Le système d'exploitation, y compris tous les cas dans lesquels la vapeur secondaire n'est pas étouffée, le flux entraîné ne peut pas atteindre le niveau de vitesse sonique dans la chambre de mélange de l'éjecteur ; ainsi, la contre-pression influence le débit massique du vecteur secondaire, ainsi que le COP du système et la capacité de refroidissement.

### **II.3.2 Effet de la pression de l'évaporateur :**

L'effet de la température de l'évaporateur sur le système est illustré à la figure 2.2. La capacité de refroidissement et le COP augmentent presque linéairement avec la température de l'évaporateur [21, 36, 37]. Le débit massique reste fixe tandis que le flux primaire est étranglé dans la buse primaire. Au contraire, le débit entraîné augmente avec la pression de l'évaporateur, augmentant ainsi la capacité de refroidissement et le COP du système. Cependant, le fonctionnement de l'éjecteur à une température élevée de l'évaporateur réduit considérablement la capacité de refroidissement du système [22].

### **II.3.3 Effet de la pression du générateur :**

Selon Selvaraju et Mani [14], le rapport d'entraînement, la capacité de refroidissement et le COP augmentent d'abord, puis diminuent avec l'augmentation de la température du générateur (Figure. 2.2). Ce comportement a été observé par d'autres chercheurs [10, 38]. Pour les températures connues de l'évaporateur et du condenseur, chaque éjecteur avec une configuration spécifique à une température de générateur optimale dans laquelle le COP optimal peut être atteint. La figure 2.3 illustre la différence du système. La performance augmente avec l'augmentation de la température du générateur à des températures spécifiées du condenseur et de l'évaporateur et continue d'augmenter jusqu'à

une valeur particulière de la température du générateur où les débits primaire et secondaire atteignent l'état étranglé. Ce phénomène est attribué à l'augmentation du débit primaire avec la température du générateur, entraînant ainsi des vitesses de buse élevées et une meilleure aspiration. Cependant, à mesure que la température du générateur augmente jusqu'à un point où le débit secondaire est étranglé, une augmentation supplémentaire du débit primaire n'est plus bénéfique car le débit secondaire déjà à la vitesse maximale ; par conséquent, le COP, le rapport d'entraînement et la capacité de refroidissement diminuent. Lorsque la température du condenseur et de l'évaporateur est donnée, dans ce cas, tout éjecteur avec une configuration spécifique à une température de générateur optimale dans laquelle le COP optimal peut être atteint.

Un résultat similaire a été montré par X.Ma et al. [26], un nouveau réfrigérateur de 5kW à éjecteur adapté aux implémentations solaires thermiques. Il y avait une broche introduite pour contrôler le flux moteur et régler avec précision l'éjecteur. La capacité de refroidissement maximale et le COP optimal atteint à une température du générateur de 92.8 et 90 °C, respectivement. [26], ils ont observé que lorsque la température du générateur augmente, cela n'augmente pas toujours l'efficacité du système.

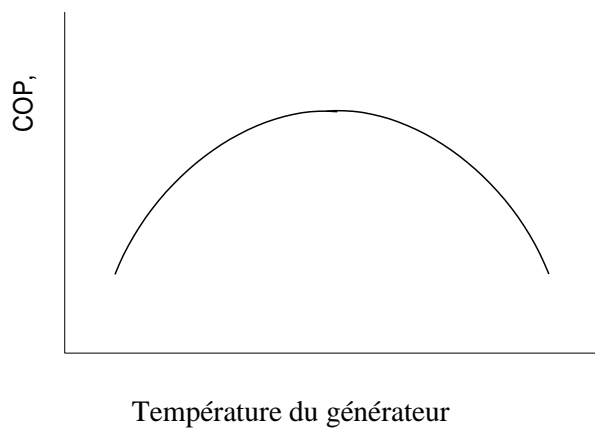


Figure 2-2 : Effet de la température du générateur sur le COP à rapport de surface pression d'évaporateur et pression de condenseur constants[18]

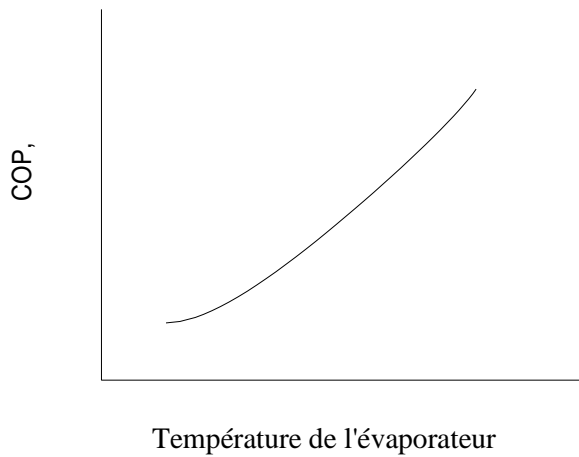


Figure 2-3 : Effet de la température / pression de l'évaporateur sur le COP à un rapport de surface constant, pression du générateur et pression du condenseur.[18]

### II.3.4 Condition de fonctionnement critique pour l'éjecteur à géométrie fixe :

Comme expliqué dans le paragraphe précédent, pour chaque géométrie et conditions de fonctionnement données, il existe une seule condition dans laquelle le COP de l'éjecteur est à l'état de crête. La relation entre les conditions de fonctionnement est illustrée par la Figure 2.4

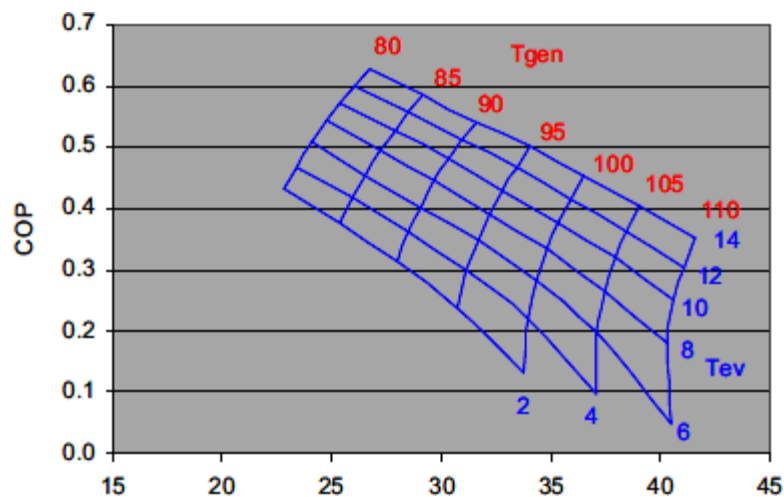


Figure 2-4 : COP à une pression de service d'éjecteur donnée [18]

La figure 2-4 montre la relation entre la température du générateur, du condenseur et de l'évaporateur sur le COP critique et le rapport d'entraînement (double étranglement) de l'éjecteur sur un éjecteur à géométrie fixe [18]. À deux températures de fonctionnement

données, un seul point de température entraînera le COP et le rapport d'entraînement les plus élevés de l'éjecteur [33-35,37]. Le COP augmente à des températures d'évaporateur élevées avec une température du générateur réduite et des exigences constantes de température critique du condenseur. L'effet de la température de l'évaporateur sur le COP critique est évident à des températures de condensation élevées.

## **II.4 Fluides de travail :**

La sélection du réfrigérant approprié joue un rôle indispensable lors de la conception du système d'éjection de réfrigération. Certaines exigences doivent être prises en compte lors du choix du fluide de travail approprié :

### **II.4.1 Propriétés thermiques :**

Un effet de réfrigération élevé par kilogramme de réfrigérant évaporé est avantageux. Le produit de la chaleur latente de vaporisation et du débit massique dicte la capacité du système. Une chaleur latente de vaporisation plus élevée pour une capacité donnée conduit à un débit massique plus faible, réduisant ainsi l'énergie de pompage, la taille du tuyau et le coût global du système.

b. La pression de saturation à la pression du générateur doit être faible pour éviter la construction lourde de la cuve sous pression et réduire l'énergie de pompage.

c. Les caractéristiques de transport qui affectent le transfert de chaleur, par exemple, la conductivité thermique et la viscosité, devraient être pratiques. La petite valeur de masse moléculaire du fluide nécessite des éjecteurs relativement plus grands pour la même capacité de cycle. Les barrières à la construction de petits composants d'éjecteurs censés être observées. Cependant, une masse moléculaire élevée augmente le rapport d'entraînement et les performances de l'éjecteur.

### **II.4.2. Influence environnementale :**

Le fluide de travail ne devrait avoir aucun impact sur l'environnement avec un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone et un potentiel de réchauffement planétaire relativement faibles.

**II.4.3. Sécurité :** Le réfrigérant doit avoir une stabilité chimique.



### II.4.4. Disponibilité et économie :

Le coût du fluide frigorigène doit être faible et sa disponibilité sur le marché est élevée.

### II.5. Influence de la conception de la géométrie sur le système de performance de l'éjecteur :

La géométrie de l'éjecteur (Figure 2-5) a des influences majeures sur les performances de l'éjecteur. De nombreux chercheurs ont réalisé l'optimisation de la conception de la géométrie des éjecteurs sur les performances du système [15,20, 26, 39-41]. Parmi les paramètres géométriques étudiés figurent le rapport de surface, le diamètre de la buse, la position de sortie de la buse, la longueur de surface constante et l'angle du diffuseur.

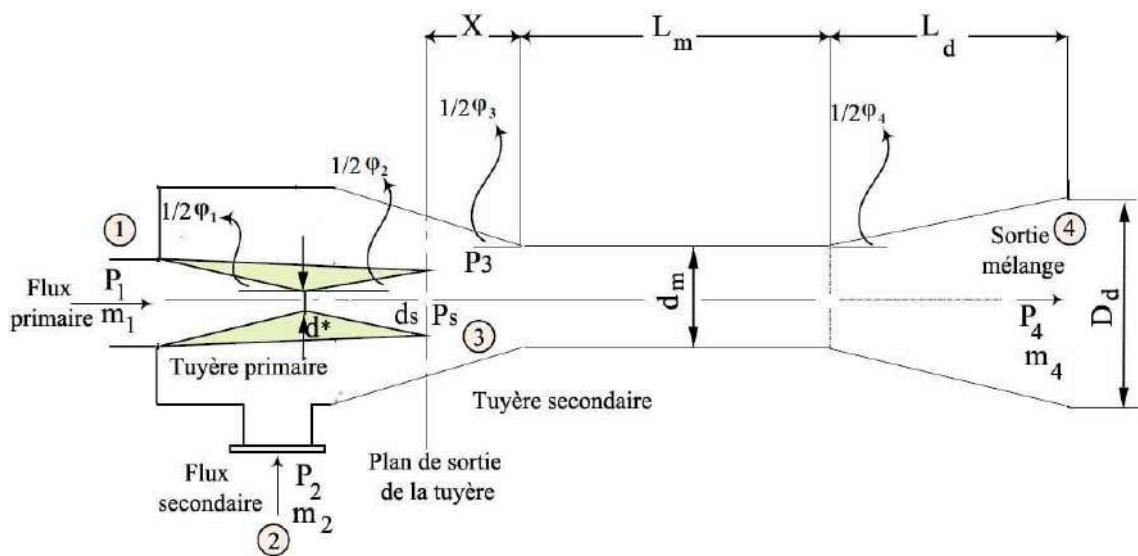


Figure 2-5 : les principaux paramètres géométriques caractéristiques d'un éjecteur [42]

Sur la Figure 2-5, la zone correspondant à la longueur  $X$  est appelée chambre de pré mélange. Sur cette figure sont également indiqués les principaux paramètres géométriques caractéristiques d'un éjecteur, qui sont :

$d^*$  : Diamètre au col de la tuyère primaire ;

$d_s$  : Diamètre à la sortie de la tuyère primaire ;

$X$  : Distance entre le plan de sortie de la tuyère primaire et la section d'entrée du tube de mélange ;

$d_m$  : Diamètre du mélangeur ;  $L_m$  : Longueur du mélangeur ;

$D_d$  : Diamètre à la sortie du diffuseur ;  $L_d$  : Longueur du diffuseur ;

$\varphi_1$  : angle convergent tuyère primaire ;

$\varphi 2$  : angle divergent tuyère primaire ;

$\varphi 3$  : angle du convergent de la tuyère secondaire ou de la chambre de pré mélange [42]

### II.5.1 Rapport de surface :

Le rapport de surface entre les buses primaires est considéré comme le facteur le plus important influençant l'efficacité de l'éjection. Pour des rapports de surface d'éjection et des conditions de fonctionnement fixes, l'augmentation de la surface de la section de mélange se traduit par un plus grand débit pour le courant entraîné. Le rapport d'entraînement augmente alors mais avec de faibles pressions de compression et des pressions critiques du condenseur. La valeur optimale du rapport de surface existe, permettant ainsi la maximisation des performances de l'éjecteur aux pressions critiques du condenseur.

Plusieurs chercheurs ont étudié l'effet du rapport de surface sur les performances de l'éjecteur avec différents réfrigérants et conditions de fonctionnement [15, 40]. Yapici et al. [15] ont étudié les performances du R123 et ont constaté que le rapport de surface optimal augmente linéairement lorsque la température du générateur se situe entre 83 ° C et 103 ° C. Jia et al. [40] ont présenté une étude expérimentale en utilisant R134a avec une buse remplaçable ayant différents rapports de surface d'éjection de 2,74 à 5,37. Ils ont trouvé les meilleures performances du système avec un rapport de surface de 3,69 à 4,76.

Le rapport de surface peut être classé comme un seul paramètre géométrique optimal qui amène l'éjecteur à fonctionner en mode critique pour une température de condenseur donnée ; cette condition de fonctionnement nécessite divers éjecteurs pour diverses conditions de fonctionnement. Pour surmonter ce problème, Ma et al. [26] et Varga et al. [41] ont implémenté et testé une nouvelle fonctionnalité, à savoir une broche. En changeant la position de la broche, le rapport de surface peut être changé lorsque la pointe de la broche se déplace vers l'avant, la zone de col de la buse primaire diminue et le rapport de surface augmente. La simulation CFD a été appliquée par Varga et al. [20] pour analyser l'influence du rapport de surface sur les performances de l'éjecteur. Ils ont indiqué que les éjecteurs avec des rapports de surface variant de 13,5 à 26,4 peuvent obtenir un rapport d'entraînement de 0,18 à 0,38. Ils ont également mentionné que le

changement de la position de la broche d'un rapport de surface optimal peut être obtenu dans un seul éjecteur. Ma et al. [26] ont mené une enquête expérimentale pour les systèmes de broche en utilisant l'eau comme fluide de travail. Les résultats ont démontré qu'un rapport d'entraînement optimal de 0,38 peut être obtenu lorsque la position de la broche est de 8 mm à l'intérieur de la chambre de mélange ; ce rapport d'entraînement optimal est inférieur à la valeur maximale de la modélisation CFD obtenue par Varga et al. [20] à peu près dans les mêmes conditions de travail. Sankarlal et A. Mani [43] a ensuite décrit et comparé les résultats expérimentaux avec les données CFD et a conclu que le CFD et les débits primaires expérimentaux concordaient bien (défaut relatif moyen de 7,7%).

### **II.5.2 Diamètre de la buse primaire :**

Il existe une relation entre le diamètre de la buse et la température du générateur. A une température et une pression de générateur données, le débit massique maximum à travers une buse fonctionnant en condition d'étouffement est régi par le diamètre de la buse. L'effet du diamètre de la buse sur les performances de l'éjecteur a été étudié par de nombreux chercheurs. La valeur optimale du diamètre de la buse primaire diminue avec l'augmentation de la température du générateur [22, 44, 45].

### **II.5.3 Position de sortie de la buse :**

La position de sortie de la buse (NXP) à l'avant ou à l'arrière de la chambre de mélange affecte à la fois les performances du rapport d'entraînement et du rapport de pression des éjecteurs. Des expériences antérieures [22, 44, 46] et des études de simulation CFD [47-48] ont indiqué que le déplacement de la sortie de la buse dans la chambre de mélange réduit le COP et la capacité de refroidissement. Eames et al. [49] ont récemment obtenu un optimum clair du rapport d'entraînement à 5 mm de l'entrée de la chambre d'entraînement où le COP augmente jusqu'à 40%.

### **II.5.4 Longueur de section de surface constante :**

Des études de [50, 51] ont montré que la longueur de section de surface constante n'a aucun effet sur le rapport d'entraînement. Pianthong et al. [22] ont indiqué que la contre-pression critique augmente parallèlement, permettant ainsi à l'éjecteur de fonctionner en mode double calage dans une large gamme de conditions de fonctionnement. Une onde de choc thermodynamique se produisant dans la géométrie de

l'éjecteur peut provoquer une diminution soudaine de la pression totale à travers le choc, réduisant ainsi le rapport de pression maximal de l'éjecteur à aire constante

L'éjecteur est considéré comme étant l'élément le plus important dans un cycle de réfrigération à éjection de vapeur, et le COP de ce cycle dépend de la configuration et de la conception de l'éjecteur. Pour optimiser le fonctionnement de ce système, il est donc primordial de bien connaître l'éjecteur et comprendre son principe de fonctionnement.

Pour surmonter ce manque, Eames et al. [52] ont développé la méthode à taux constant de changement de vitesse (CRMC) pour obtenir une géométrie de diffuseur qui supprime le processus de choc thermodynamique à travers le diffuseur dans les conditions de fonctionnement désignées. Les résultats de simulation décrits dans des articles récents indiquent des taux d'amélioration spécifiques qui sont réalisables à partir d'un éjecteur conçu avec des méthodes conventionnelles. Les données expérimentales présentées par Worall et al. [53] appuie également les conclusions théoriques. V. Vineet [54] a constaté que l'éjecteur à surface variable a de meilleures performances et une pression critique du condenseur plus élevée que l'éjecteur à surface constante pour des températures de chaudière identiques à une température d'évaporateur de 10 ° C. Cependant, l'éjecteur à surface constante présente des performances élevées à une température d'évaporateur de 15 ° C. Les performances de l'éjecteur à surface constante s'améliorent d'environ 49% lorsque la température de l'évaporateur augmente de 10 ° C à 15 ° C.

Cependant, les performances de l'éjecteur à surface variable ne s'améliorent que de 5% mais avec une augmentation considérable de la pression critique du condenseur ; ainsi, la géométrie à aire variable est robuste à des conditions de fonctionnement variables par rapport à l'éjecteur à aire constante en éliminant les chocs de l'éjecteur.

## **II.6. Modèles de fonctionnement des éjecteurs :**

Selon leur design, les éjecteurs peuvent être classés en deux catégories, suivant la position de la tuyère primaire.

- **Éjecteur à section de mélange constante :**

Comme le montre la figure 2-6, ce type d'éjecteur est conçu de façon à ce que la sortie de la tuyère primaire se situe dans la zone à section constante de l'éjecteur, le mélange des deux flux, primaire et secondaire se produit dans cette zone de l'éjecteur, d'où l'appellation « éjecteur à section de mélange constante ».

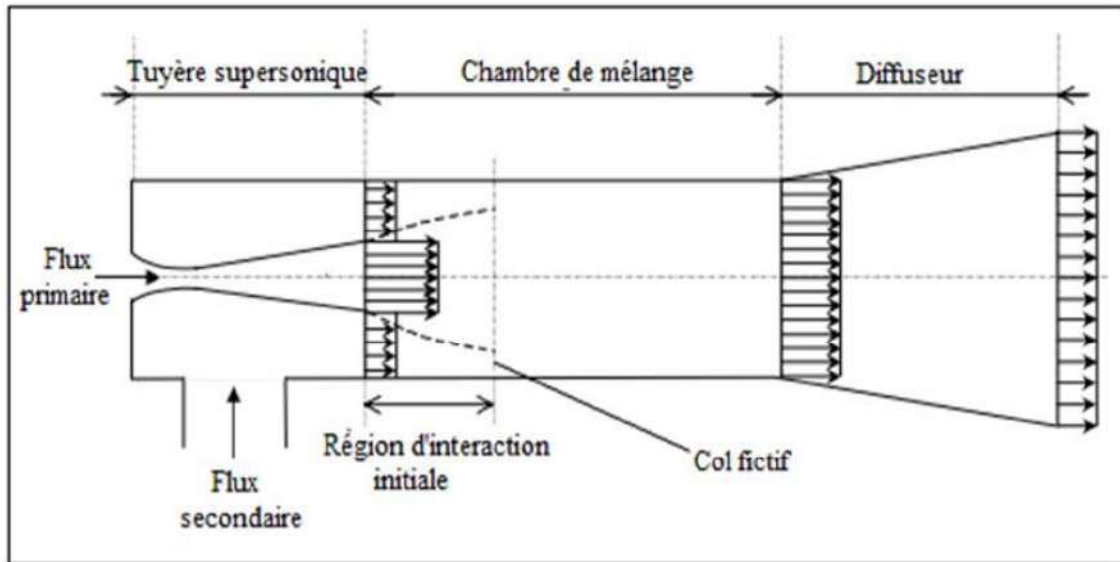


Figure 2-6 : Éjecteur à section de mélange constante. [55]

- **Éjecteur à pression de mélange constante :**

Pour ce cas, montré par la figure 2-7, la sortie de la tuyère primaire se situe dans la chambre d'aspiration, concernant ce type d'éjecteurs, les chercheurs ont supposé que le mélange des deux flux se produit dans la chambre d'aspiration avec une pression constante [8]., d'où le nom « éjecteur à pression de mélange constante ».

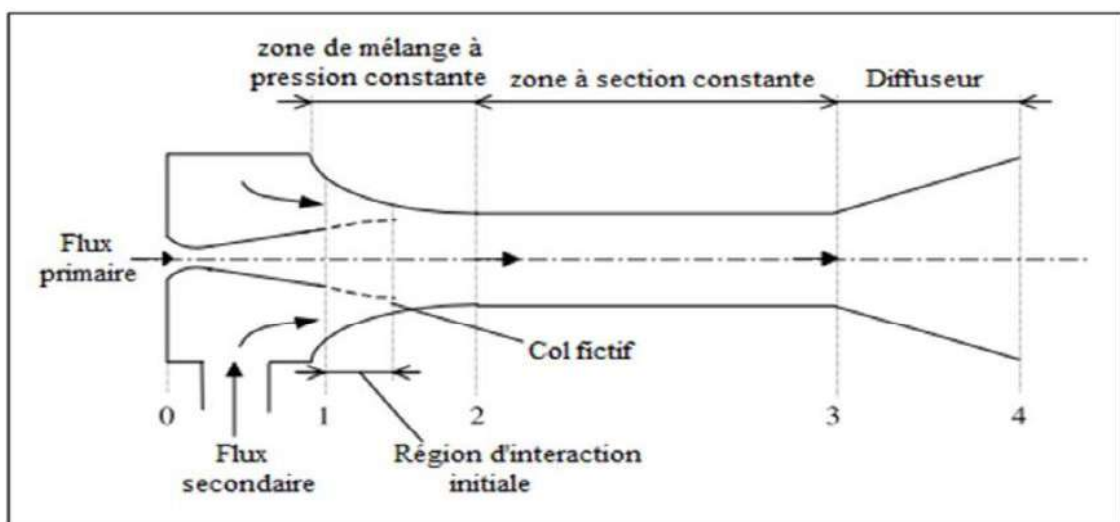


Figure 2-7 : Éjecteur à pression de mélange constante. [55]

## II.7. Principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur :

Le principe de fonctionnement des éjecteurs repose sur l'utilisation de l'effet Venturi d'une tuyère convergente divergente pour convertir l'énergie de pression d'un fluide moteur (flux principal) en énergie cinétique pour entraîner un fluide aspiré (flux secondaire), puis la recompression du fluide mélangé en reconvertissant l'énergie cinétique en énergie de pression (Figure 2-5).

Les éjecteurs sont des compresseurs statiques activés thermiquement qui comprennent une tuyère convergente divergente, laquelle est intégrée à un corps principal généralement cylindrique. L'effet de compression résulte de l'interaction entre les deux flux de fluide. Le flux moteur est à haute pression et est produit dans un générateur utilisant une source de chaleur. Cette source peut provenir d'une chaleur de basse énergie.

Les éjecteurs ont l'avantage de pouvoir être commandés par de la chaleur perdue et de servir de pompe à chaleur en effectuant les cycles appropriés pour produire des effets de valorisation de la chaleur (augmentation de température), de refroidissement ou de réfrigération, pourvu qu'une source thermique soit disponible.

L'efficacité globale des éjecteurs est généralement inférieure à celle de technologies concurrentes comme la compression ou l'absorption mécanique. Toutefois, les éjecteurs offrent des avantages intéressants par rapport à ces technologies, c'est-à-dire simplicité, faible coût et niveau d'entretien peu élevé. Les éjecteurs possèdent également l'avantage de pouvoir fonctionner en utilisant de la chaleur perdue basse température. [7]

### II.7.1 Performances de l'éjecteur-compresseur :

Les deux caractéristiques principales qui peuvent être utilisées pour déterminer la performance d'un éjecteur sont :

- **Le taux de compression  $\tau$  :**

$$\text{Égal au rapport de la pression aval sur la pression secondaire : } \tau = \frac{p_{cond}}{p_s}$$

Tel que :  $p_{cond}$  représente la pression de diffuseur ou la pression de condensation [Pa].

$p_s$  Représente la pression de flux d'aspiration [bar].

- **Le taux d'entraînement  $U$ :**

Pour les machines trithermes à éjecto-compresseur, les performances sont proportionnelles à celles de l'éjecteur définies par son facteur d'entraînement

$$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \text{ (égal au rapport du fluide entraîné à celui du fluide moteur).}$$

Ces performances sont optimales en régime de transition caractérisé par la formation d'un col sonique à l'entrée de la chambre de mélange.[56]

## II.7.2 Les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur-compresseur :

La performance de l'éjecteur peut être divisée selon trois modes d'opération, basé sur la pression du condenseur ( $P_c$ ) :

- Le mode critique (double choc) quand  $P_c \leq P_c^*$  ( $P_c^*$ : pression critique : une caractéristique du à la géométrie de l'éjecteur) où les deux écoulements principal (provenant du rebouilleur) et entraîné (provenant de l'évaporateur) subissent un double choc et le rapport d'entraînement ( $R_m$ ) est constant.
- Le mode sub critique ( $P_c^* < P_c < P_{co}$ ) où seulement l'écoulement principal subit un choc et le rapport d'entraînement  $R_m$  augmente linéairement avec la pression du condenseur  $P_c$ .
- Le mode de mauvais fonctionnement (écoulement inversé) quand  $P_c = P_{co}$  où les deux écoulements (principal et secondaire) n'ont pas subi de choc, alors l'écoulement est inversé.

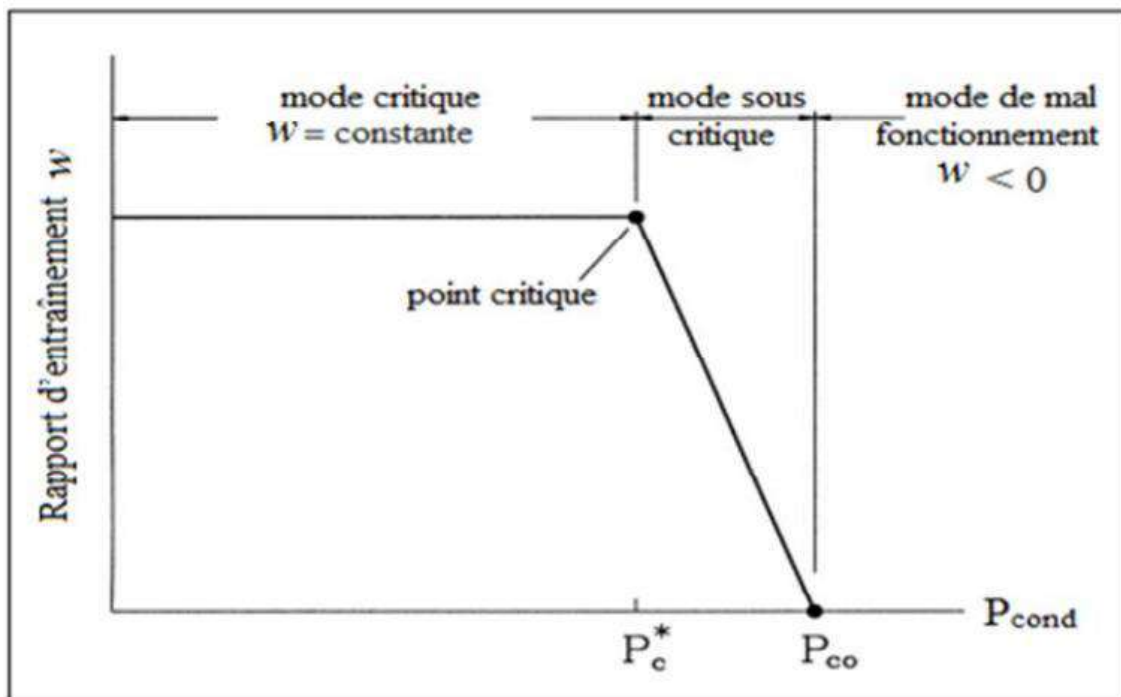


Figure 2-8 : Les modes de fonctionnement d'un éjecteur [14]

## II.8. Avantages et inconvénients de l'éjecteur :

### **Avantages:**

Le principal avantage que représente l'éjecteur à un cycle de production de froid est qu'il utilise des énergies thermiques gratuites (rejets thermiques).

- Montée rapide en froid et froid plus intense en cas de forte chaleur extérieur.
- Possibilité de fabriquer des appareils d'un volume important.
- Besoin d'une aération arrière moins importante qu'avec un réfrigérateur à absorption.
- Au lieu d'utiliser des énergies nobles (énergie électrique, énergie cinétique ...), le cycle d'éjectocompression utilise des énergies thermiques gratuites ou non nocives (énergie solaire).
- Il recycle les énergies perdues sous forme de chaleur.
- Il dispose d'un système mécanique très simple sans pièces mobiles.
- Il ne nécessite pas de maintenance ou d'entretien coûteux (pas de lubrification ni de friction).
- La fabrication d'une machine frigorifique à éjecteur supersonique est très simple.

### **Inconvénient:**

- L'utilisation de l'évaporation directe pour produire de l'eau réfrigérée est généralement limitée en volume de la vapeur doit être manipulée.
- Environ deux fois plus de chaleur doit être évacuée dans le condenseur du jet de vapeur par tonne de réfrigération par rapport au système de compression de vapeur.
- Le système est utile pour la climatisation de confort, mais il n'est pas réalisable pour l'eau température inférieure à 40 ° C.
- Bruit régulier (compresseur=moteur). Notez que les compresseurs d'aujourd'hui ont fait d'énormes progrès et qu'un appareil à compression de qualité fait moins de bruit qu'un PC allumé toute la journée dans bureau
- Consommation électrique supérieur à un frigo à absorption à volume équivalent
- Source unique d'énergie : besoin de courant pour alimenter le moteur électrique.

### **Conclusion :**

Dans ce chapitre nous avons défini et décrit une synthèse de l'essentiel des recherches effectuées sur les éjecteurs l'éjecteur, et nous avons aussi expliqué son principe et ses différents modes de fonctionnement. Par la suite ses avantages et ses inconvénients ont été énumérés.





# Chapitre III

## Résultats et discussion



### III.1. Modèle Mathématique d'un éjecteur :

À partir de ces grandeurs géométriques d'un éjecteur (voire Chapitre II Figure 2-5), on définit les paramètres adimensionnels suivants :

L'aire du mélangeur/ l'aire de la tuyère motrice ou module de l'éjecteur :

- le module de la tuyère motrice :  $A = \left(\frac{d_m^2}{d^{*2}}\right)$

- le module du diffuseur :  $\Psi = \left(\frac{d_s}{d^*}\right)^2$

- la position relative de la tuyère motrice :  $\frac{X}{d_m}$

- la longueur relative du tube de mélange  $\frac{L_m}{d_m}$

- la longueur relative du diffuseur :  $\frac{L_d}{d_m}$

Le paramètre géométrique essentiel est le module A de l'éjecteur. La pénétration relative de la tuyère motrice, paramètre  $X/d_m$  joue aussi un rôle important.

### III.2. Grandeurs thermodynamiques adimensionnelles :

Pour les applications de réfrigération, les paramètres thermodynamiques fondamentaux les plus importants du système sont « le taux d'entraînement » et « le rapport de compression » définis par :

$$\text{Taux d'entraînement, } U = \frac{\text{débitmassique secondaire}}{\text{débitmassique primaire}} = \frac{m_2}{m_1}$$

$$\text{Rapport de compression, } RC = \frac{\text{Pression statique à la sortie du diffuseur}}{\text{Pression statique du flux secondaire}} = \frac{P_4}{P_2}$$

Le taux d'entraînement est lié à l'efficacité énergétique du cycle de réfrigération et le rapport de compression limite la température à laquelle la chaleur peut être rejetée. Ces

performances dépendent le plus souvent du mode de fonctionnement de l'éjecteur, des conditions de pression mais aussi de la géométrie.

Par conséquent, il n'y a aucun doute qu'un éjecteur fonctionnant pour des conditions de fonctionnement données avec un taux d'entraînement le plus élevé et qui permet de maintenir les pressions à la sortie du diffuseur le plus haut possible sera l'éjecteur le plus recherché.

Deux autres paramètres d'importance secondaire sont :

Le rapport moteur  $\varepsilon$  qui correspond au rapport des pressions amont et aval :

$$\varepsilon = \frac{P_1}{P_4}$$

Le rapport des pressions génératrices  $\Gamma$  défini par le rapport entre les pressions amont primaire et secondaire :

$$\Gamma = \frac{P_1}{P_2}$$

### III.3 Application numérique :

- **Différence chimique Entre R134a et R12**

Lorsque Dupont introduit réfrigérants chlorofluorocarbones tels que R12 dans les années 1930, il a été une aubaine positive à l'humanité. Ces nouveaux composés chimiques sont beaucoup moins toxiques que les produits chimiques utilisés précédemment pour les systèmes de réfrigération, tels que l'ammoniac.

Malheureusement, R12 et les espèces apparentées ont été trouvés pour être de puissants produits chimiques appauvrissant l'ozone et les appels ont surgi pour leur remplacement. R134a est un remplacement pour R12, même si elle a trop soulevé des préoccupations environnementales.

- **❖ R12**

R12 est également connu sous son nom commercial Dupont de Fréon-12. Il est un CFC et à la formule chimique  $CF_2Cl_2$ . Ainsi, chaque molécule se compose d'un seul atome de carbone avec quatre atomes qui y sont connectés ; deux atomes de chlore et deux atomes de fluor. Le nom chimique approprié pour cette substance est dichlorodifluorométhane.

R12 a un point de -22 F d'ébullition et présente une faible réactivité avec des matériaux courants tels que les métaux. Dupont a présenté en 1931 aux fins de réfrigération et également en tant que propulseur pour les aérosols et il était très large usage depuis de nombreuses années.

### ❖ R134a

R134a est un hydrocarbure fluoré ayant la structure chimique  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ . Son nom propre est le 1, 1, 1,2-tétrafluoroéthane et de chaque molécule est constituée d'un atome de carbone relié à un atome d'hydrogène, deux atomes de fluor et un autre atome de carbone. Ce second atome de carbone se connecte à trois atomes de fluor. Ses propriétés sont très semblables à R12, y compris son point de -14,8 F. Cependant, il a très peu de potentiel d'épuisement d'ozone en raison du fait qu'il ne contient que du fluor qui ne participe pas significativement à la destruction de l'ozone ébullition.

### III.3.1. Utilisation des diagrammes enthalpique des fluides frigorigènes R134a et R12 :

Nous avons utilisé le diagramme enthalpique des fluides frigorigènes utilisé (R12 et R134a) tel que l'enthalpie  $h$  et la température  $T$  et la pression  $p$  dans n'importe quel point pour calculer les valeurs de COP et de Taux d'entraînement (U).

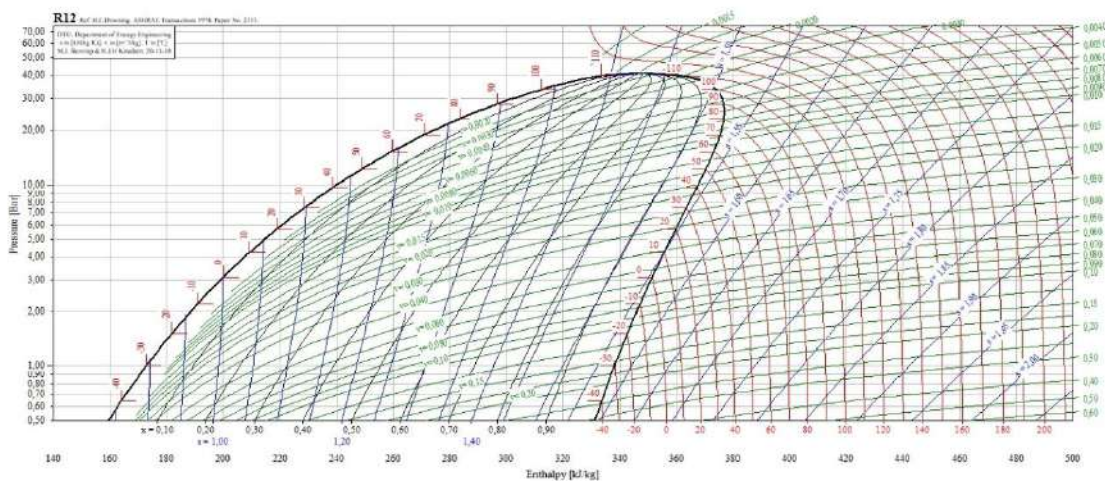


Figure 3-1 : Diagramme p(h) du fluide R12

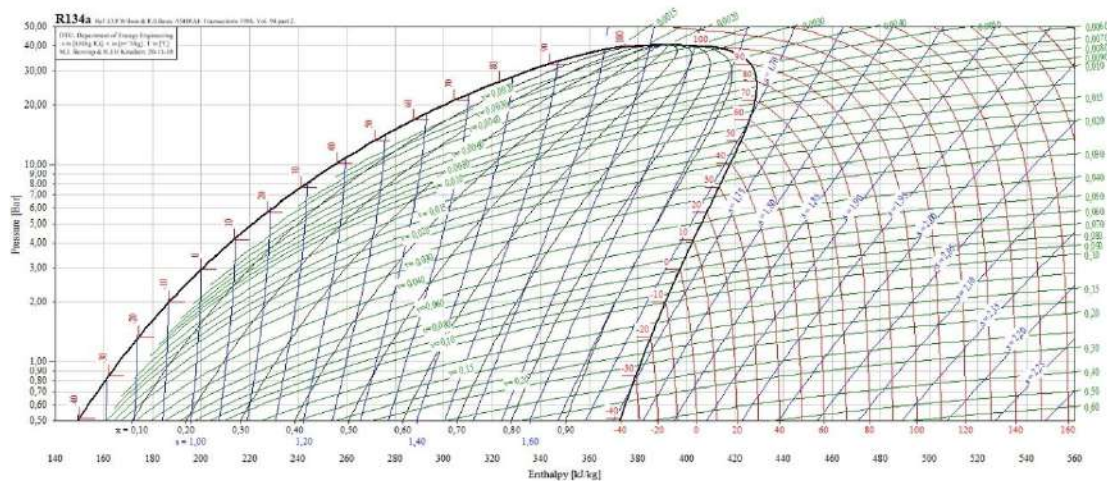


Figure 3-2 : Diagramme p(h) du fluide R134a

Nous avons fait deux expériences à chaque fois avec les réfrigérants, tous deux séparément, qui sont à chaque fois que nous installons l'une des deux variables de la température de l'évaporateur ou de la température du Bouilleur tout en maintenant la température du condenseur constante à chaque fois que nous faisons le calcul

Le programme Excel a été pour nous aider à calculer avec précision et à dessiner des courbes pour nous aider aux observations, aux conclusions et à la comparaison entre les réfrigérants dont nous disposons, sachant que :

$$U=3.32*\left(\left(1-\left(1.21/R_m\right)\right)*\left(1/r\right)\right)^{2.12}; r=P_c/P_e \quad R_m=P_b/P_c. [58]$$

$$COP = U*(\Delta H_e/\Delta H_b)$$

### III.3.2. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R12 en fonction de la température du Bouilleur :

L'évolution du taux d'entraînement ( $U$ ) se fait en fonction de la température du Bouilleur, lorsque les températures de l'évaporateur et de condenseur ayant des valeurs constantes  $T_e = 24\text{ °C}$  et  $T_c = 45\text{ °C}$  avec une plage de température du bouilleur varié entre  $60\text{ °C}$  et  $90\text{ °C}$

$$H_e\{\text{entre}\} = H_b\{\text{entrée}\} = 222,67\text{ kJ/kg} ; H_e\{\text{sortie}\} = 361,3\text{ kJ/kg} ; P_e = 634,05\text{ kpa}$$

$$P_c = 1084,32\text{ kpa}$$

Le fluide R12											
$T_e$	$P_e$	$H_e$	$T_b$	$P_b$	$H_b$	$\Delta H_b$	$R_m = P_b/P_c$	$T_b$	$\Delta H_e/\Delta H_b$	Le taux d'entraînement	COP
24,00	634,05	222,67	60,00	1525,92	373,22	150,55	1,41	60,00	0,92082	0,01652	0,01521
$T_c$	$P_c$	$\Delta H_e$	65,00	1698,84	374,41	151,74	1,57	65,00	0,91360	0,04620	0,04221
45,00	1084,32	138,63	70,00	1885,78	375,43	152,76	1,74	70,00	0,90750	0,08542	0,07752
		$r = P_c/P_e$	75,00	2087,45	376,24	153,57	1,93	75,00	0,90272	0,13042	0,11773
		1,71	80,00	2304,60	376,78	154,11	2,13	80,00	0,89955	0,17846	0,16053
			85,00	2538,02	376,99	154,32	2,34	85,00	0,89833	0,22760	0,20446
			90,00	2788,50	376,76	154,09	2,57	90,00	0,89967	0,27649	0,24875

Tableau 3-1 : les variations du  $U$ ,  $\Delta H_e/\Delta H_b$  et du COP du Fluide R12 en fonction de  $T_b$

### III.3.3. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R134a en fonction de la température du Bouilleur :

L'évolution du taux d'entraînement ( $U$ ) se fait en fonction de la température du Bouilleur, lorsque les températures de l'évaporateur et de condenseur ayant des valeurs constantes  $T_e = 24\text{ °C}$  et  $T_c = 45\text{ °C}$  avec une plage de température du bouilleur varié entre  $60\text{ °C}$  et  $90\text{ °C}$

$He_{\text{entre}} = Hb_{\text{entrée}} = 232.87 \text{ kJ/kg}$  ;  $He_{\text{sortie}} = 410,42 \text{ kJ/kg}$  ;  $Pe = 645.66 \text{ kpa}$  ;  
 $Pc = 1159.69 \text{ kpa}$

Le fluide r134a											
Te	Pe	He	Tb	Pb	Hb	$\Delta Hb$	$Rm = Pb/Pc$	Tb	$\Delta He/\Delta Hb$	Le taux d'entraînement	COP
24,00	645,66	232,87	60,00	1681,34	425,96	193,09	1,45	60,00	0,91952	0,02115	0,01945
Tc	Pc	$\Delta He$	65,00	1889,29	427,34	194,47	1,63	65,00	0,91299	0,05395	0,04925
45,00	1159,69	177,55	70,00	2116,20	428,40	195,53	1,82	70,00	0,90804	0,09556	0,08677
		$r = Pc/Pe$	75,00	2363,40	429,03	196,16	2,04	75,00	0,90513	0,14211	0,12863
		1,80	80,00	2632,41	429,09	196,22	2,27	80,00	0,90485	0,19089	0,17273
			85,00	2925,02	428,33	195,46	2,52	85,00	0,90837	0,24007	0,21808
			90,00	3243,47	426,29	193,42	2,80	90,00	0,91795	0,28849	0,26482

Tableau 3-2 : les variations du U,  $\Delta He/\Delta Hb$  et du COP du Fluide R134a en fonction de Tb

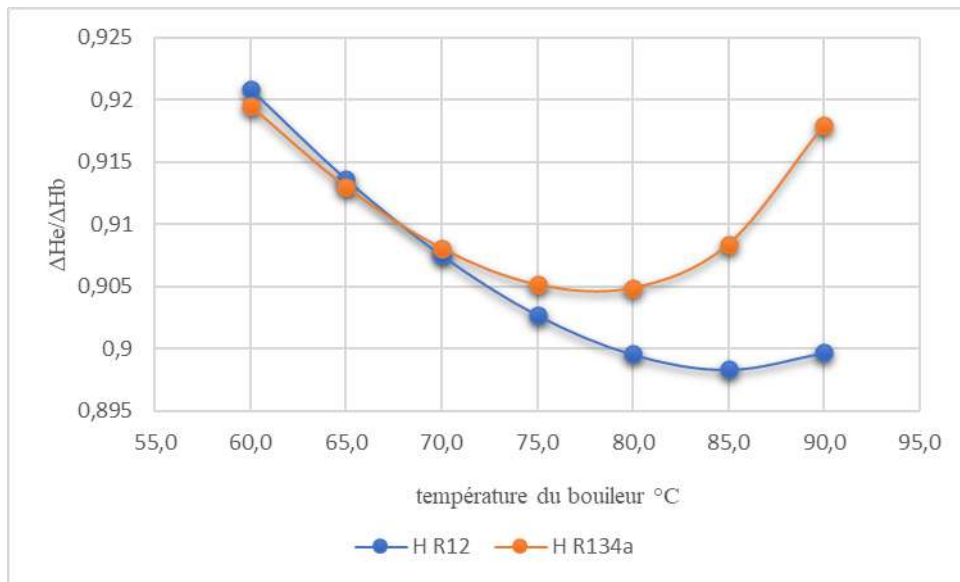


Figure 3-3 : la variation de rapport des différences d'enthalpie en fonction de la température du bouilleur

- On constate qu'à l'intervalle de températures entre 60°C et 70°C les rapports des enthalpies ( $\Delta He/\Delta Hb$ ) des deux gaz diminue ( $\Delta He/\Delta Hb$ ) et prenant une pente de décroissance sensiblement la même.

- à partir de 70°C une purification des rapports aura lieu, de 70 °C à 80°C les rapports restent en décroissance jusqu'à une température de 80°C ou les valeurs du rapport ( $\Delta H_e/\Delta H_b$ ) de l'état du fluide (R134a) est en augmentation, alors celle du (R12 ) reste en décroissance jusqu'à une température de 85°C du bouilleur avec une légère augmentation ou la température du bouilleur est de 90°C.
- Une légère fluctuation de la valeur du rapport ( $\Delta H_e/\Delta H_b$ ) du fluide (R134 a) est numériquement du au découplément séquentiel du calcul (Tableau 3.2, colonnes 4 et5).

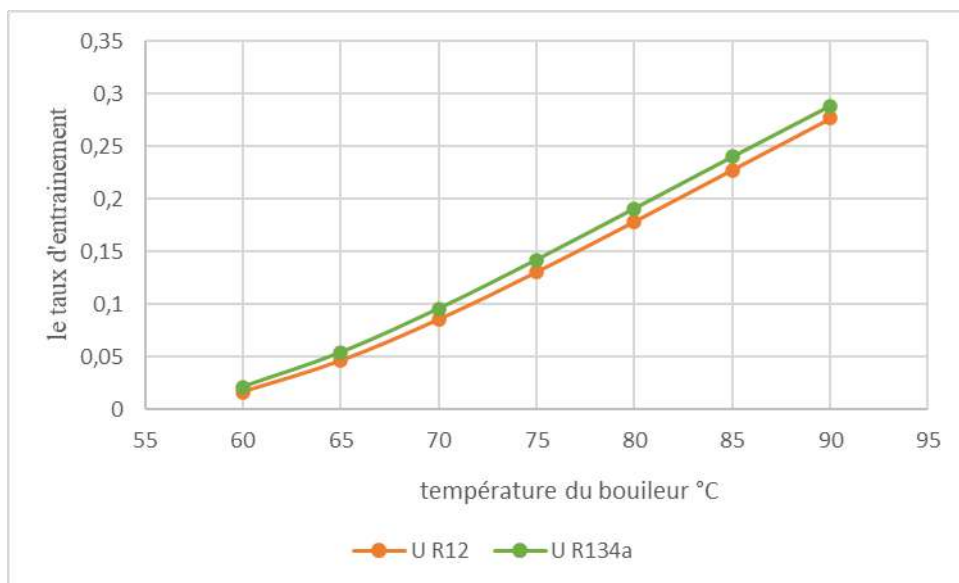


Figure 3-4 : la variation de Taux d'entraînement en fonction de la température du bouilleur.

- On observe qu'à des augmentations de températures du bouilleur entre 60°C et 90°C cèdent à des pentes croissantes et à des augmentations des valeurs du taux d'entraînement des deux gaz qui restent sensiblement les mêmes à chaque variation de température du brouilleur.



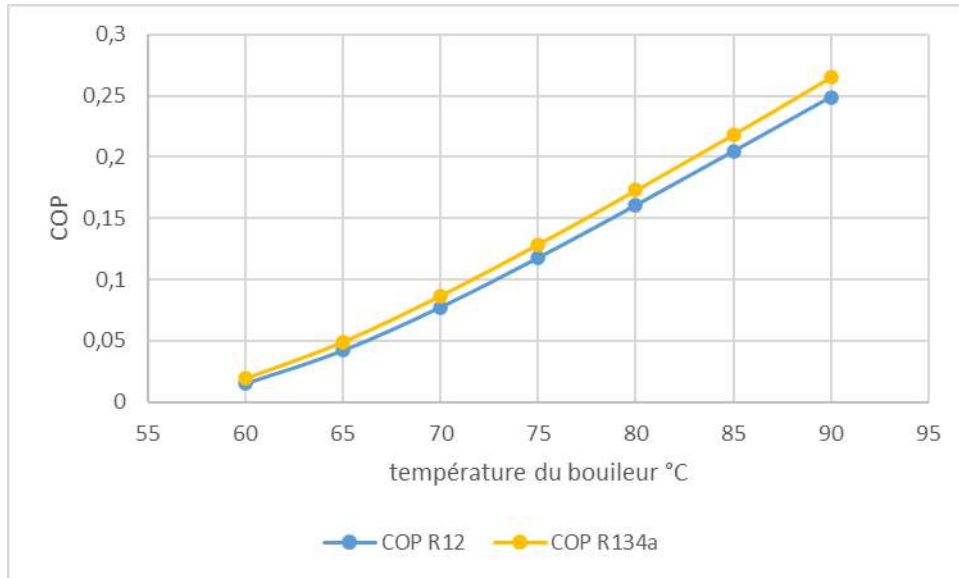


Figure 3-5 : la variation de COP en fonction de la température du bouilleur

- La valeur du COP de l'éjecteur augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur.
- Toutes les valeurs du COP de l'éjecteur à gaz (R134 a) sont élevées par rapport aux valeurs des COP de l'éjecteur à gaz (R12)

### III.3.4. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R12 en fonction de la température de l'évaporateur :

L'évolution du taux d'entraînement ( $U$ ) se fait en fonction de la température d'évaporateur, lorsque les températures de Bouilleur et de condenseur ayant des valeurs constantes  $T_b = 100$  °C et  $T_c = 45$  °C avec une plage de température d'évaporateur varié entre 5 °C et 25 °C

$$H_{b\{sortie\}} = 374.08 \text{ kJ/kg} ; P_b = 3344.06 \text{ kpa} ; P_c = 1084.32 \text{ kpa}$$

Le fluide R12												
Tb	Pb	Te	Pe	He{e} =hb{e}	He{s}	$\Delta H_e$	$\Delta H_b$	r=Pc/Pe	Te	$\Delta H_e/\Delta H_b$	Le taux d'entraînement	COP
100,00	3344,06	6,00	374,14	205,85	354,03	148,18	168,23	2,90	6,00	0,88082	0,12100	0,10658
	Hb{s}	9,00	410,58	208,39	355,28	146,89	165,69	2,64	9,00	0,88654	0,14735	0,13063
	374,08	12,00	449,62	211,21	356,52	145,31	162,87	2,41	12,00	0,89218	0,17864	0,15938
Tc	Pc	15,00	491,37	214,05	357,74	143,69	160,03	2,21	15,00	0,89789	0,21565	0,19363
45,00	1084,32	18,00	535,94	216,91	358,94	142,03	157,17	2,02	18,00	0,90367	0,25923	0,23426
		21,00	583,47	219,79	360,13	140,34	154,29	1,86	21,00	0,90959	0,31040	0,28233
		24,00	634,05	222,67	361,30	138,63	151,41	1,71	24,00	0,91559	0,37022	0,33897
	Rm =Pb/Pc	3,08										

Tableau 3-3 : les variations du U,  $\Delta H_e/\Delta H_b$  et du COP du Fluide R12 en fonction de Te

### III.3.5. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R134a en fonction de la température de l'évaporateur :

L'évolution du taux d'entraînement ( $U$ ) se fait en fonction de la température d'évaporateur, lorsque les températures de Bouilleur et de condenseur ayant des valeurs constantes  $T_b = 73.85$  °C et  $T_c = 48.85$  °C avec une plage de température d'évaporateur varié entre 5 °C et 35 °C

$$H_b\{\text{sortie}\}=428.93 \text{ kJ/kg} ; P_b=2304.67 \text{ kpa} ; P_c=1279.95 \text{ kpa}$$

Le fluide r134a												
Tb	Pb	Te	Pe	He{e} =hb{e}	He{s}	$\Delta H_e$	$\Delta H_b$	r=Pc/Pe	Te	$\Delta H_e/\Delta H_b$	Le taux d'entraînement	COP
100,00	3974,24	6,00	361,95	208,02	400,64	192,62	201,08	3,20	6,00	0,95793	0,11170	0,10700
	Hb{s}	9,00	400,88	212,08	402,33	190,25	197,02	2,89	9,00	0,96564	0,13872	0,13395
	409,10	12,00	442,94	216,17	404,00	187,83	192,93	2,62	12,00	0,97357	0,17139	0,16686
Tc	Pc	15,00	488,29	220,30	405,64	185,34	188,80	2,38	15,00	0,98167	0,21073	0,20687
45,00	1159,69	18,00	537,08	224,44	407,26	182,82	184,66	2,16	18,00	0,99004	0,25788	0,25531
		21,00	589,48	228,64	408,86	180,22	180,46	1,97	21,00	0,99867	0,31415	0,31373
		24,00	645,66	232,87	410,42	177,55	176,23	1,80	24,00	1,00749	0,38102	0,38387
	Rm=Pb/Pc	3,43										

Tableau 3-4 : les variations du U,  $\Delta H_e/\Delta H_b$  et du COP du Fluide R134a en fonction de Te

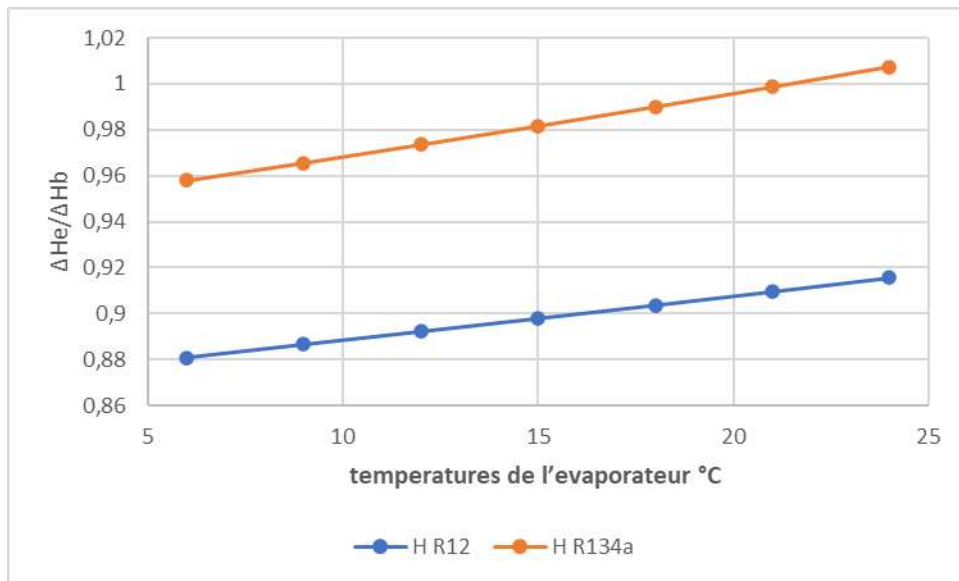


Figure 3-6 : la variation de rapport des différences d'enthalpie en fonction de la température d'évaporateur

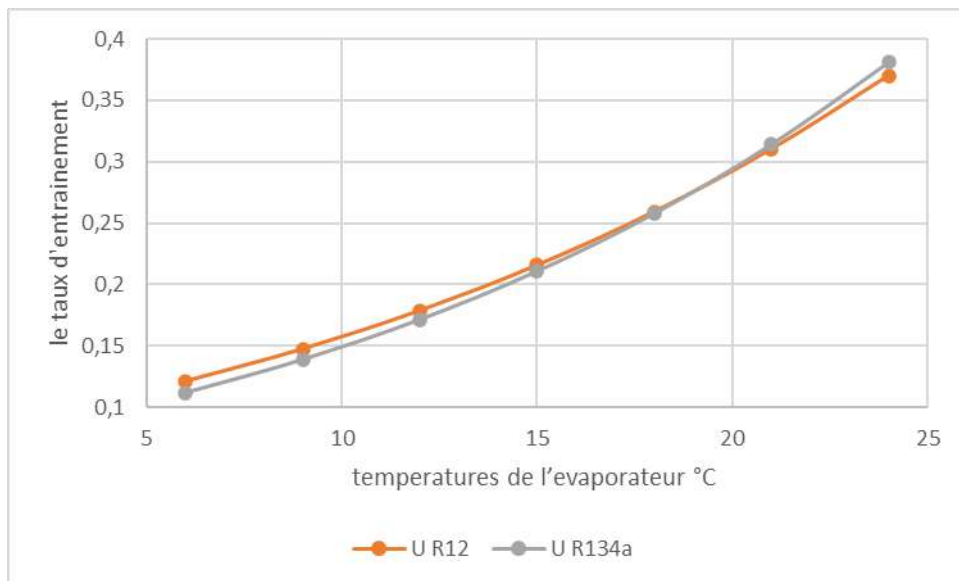


Figure 3-7 : la variation de Taux d'entraînement en fonction de la température d'évaporateur

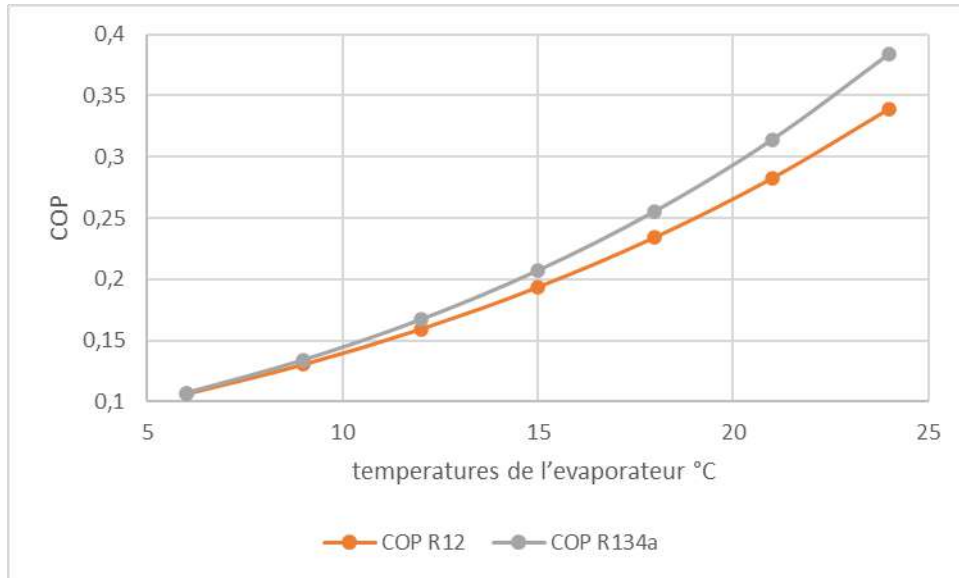


Figure 3-8 : la variation du COP en fonction de la température d'évaporateur

- Avec la variation de la température l'évaporateur sur une plage allant de 5°C à 25°C résulte d'un taux d'entraînement plus élevé et d'une meilleure valeur du COP par rapport aux conditions de fonctionnement précédant ou la température du brouilleur est maintenu constante à 100°C pour les deux types de gaz, avec des pentes croissantes
  - Les valeurs du taux d'entraînement du fluide (R134a) est remarquablement élevés que celle du fluide (R12)
  - Le gaz (R134a) cède un COP meilleur que le gaz R12.

### III.3.6. La variation du taux d'entraînement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R12 en fonction de la température du condenseur :

L'évolution du taux d'entraînement ( $U$ ) se fait en fonction de la température de condenseur, lorsque les températures de Bouilleur et d'évaporateur ayant des valeurs constantes  $T_b = 90$  °C et  $T_e = 24$  °C avec une plage de température de condenseur varié entre 30 °C et 50 °C

$He\{entre\} = Hb\{entrée\} = 222.67$  kJ/kg ;  $He\{sortie\} = 361.3$  kJ/kg ;  $Pe = 634.05$  kpa ;  
 $Hb\{sortie\} = 376.76$  kJ/kg ;  $Pb = 2788.50$  kpa

le fluide R12									
Te	Pe	he	Tc	Pc	r=Pc/Pe	Rm=Pb/Pc	Tc	le taux d'entrainement	COP
24,00	634,05	222,67	30,00	744,90	1,17	3,74	30,00	1,03116	0,92770
Tb	Pb	$\Delta H_e$	33,00	805,41	1,27	3,46	33,00	0,80350	0,72288
90,00	2788,50	138,63	36,00	869,48	1,37	3,21	36,00	0,62273	0,56025
hb	$\Delta H_b$	hb{s}	39,00	937,23	1,48	2,98	39,00	0,47939	0,43129
222,67	154,09	376,76	42,00	1008,80	1,59	2,76	42,00	0,36596	0,32924
		$\Delta H_e/\Delta H_b$	45,00	1084,32	1,71	2,57	45,00	0,27649	0,24875
			48,00	1163,92	1,84	2,40	48,00	0,20623	0,18554

Tableau 3-5 : les variations du U et du COP du Fluide R12 en fonction de Tc

### III.3.7. La variation du taux d'entrainement et du COP et du rapport des différence d'enthalpie du Fluide R134a en fonction de la température du condenseur :

L'évolution du taux d'entrainement ( $U$ ) se fait en fonction de la température de condenseur, lorsque les températures de Bouilleur et d'évaporateur ayant des valeurs constantes  $T_b = 90 \text{ °C}$  et  $T_e = 24 \text{ °C}$  avec une plage de température de condenseur varié entre  $30 \text{ °C}$  et  $50 \text{ °C}$

$H_{e\{entre\}} = H_{b\{entrée\}} = 232.87 \text{ kJ/kg}$  ;  $H_{e\{sortie\}} = 410,42 \text{ kJ/kg}$  ;  $P_e = 645.66 \text{ kpa}$  ;  
 $H_{b\{sortie\}} = 426.29 \text{ kJ/kg}$  ;  $P_b = 3243.47 \text{ kpa}$

Le fluide R134a									
Te	Pe	he	Tc	Pc	r=Pc/Pe	Rm=Pb/Pc	Tc	Le taux d'entrainement	COP
24,00	645,66	232,87	30,00	770,06	1,19	4,21	30,00	1,11457	1,02312
Tb	Pb	$\Delta H_e$	33,00	838,63	1,30	3,87	33,00	0,86083	0,79020
90,00	3243,47	177,55	36,00	911,68	1,41	3,56	36,00	0,66185	0,60755
hb	$\Delta H_b$	hb{s}	39,00	989,42	1,53	3,28	39,00	0,50587	0,46437
232,87	193,42	426,29	42,00	1072,02	1,66	3,03	42,00	0,38381	0,35232
		$\Delta H_e/\Delta H_b$	45,00	1159,69	1,80	2,80	45,00	0,28849	0,26482
			48,00	1252,63	1,94	2,59	48,00	0,21434	0,19675

Tableau 3-6 : les variations du U et du COP du Fluide R12 en fonction de Tc

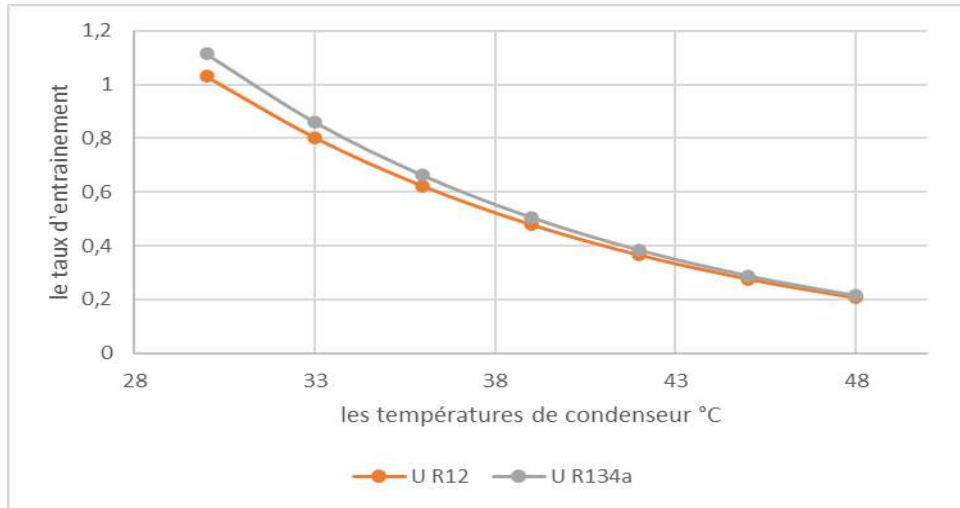


Figure 3-9 : la variation de Taux d'entraînement en fonction de la température du Condenseur

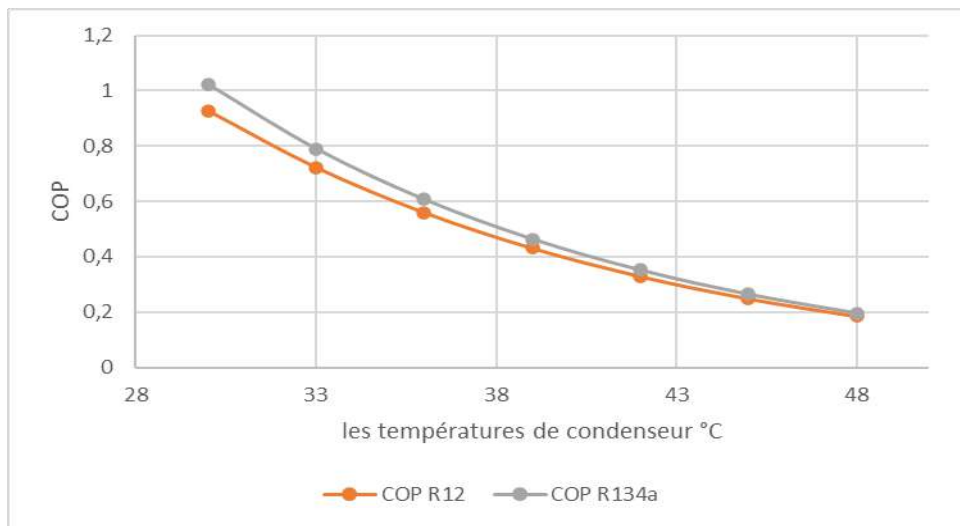


Figure 3-10 : la variation du COP en fonction de la température du Condenseur

- Avec la variation de la température du condenseur sur une plage allant de 30°C à 48°C résulte à des taux d'entraînement décroissantes et des valeurs du COP diminuées par rapport aux valeurs pour des conditions de fonctionnement précédentes ou la température du brouilleur ou de l'évaporateurs est maintenue constantes pour les deux types de gaz.
  - Les valeurs du taux d'entraînement du fluide(R134a) élevés que celle du fluide (R12) dans ce cas de fonctionnement.
  - Le COP de l'éjecteur par le fluide (R134a) est meilleur que le fluide R12.

**Conclusion :**

Quoi que les taux d'entraînement et du coefficient de performance COP de l'éjecteur augmente avec l'augmentation des températures du bouilleur, une température élevée échangée par de l'évaporateur à l'éjecteur est plus performante Et à partir de là, nous concluons que l'utilisation du fluide (R134a) est meilleure que le fluide (R12) parce qu'elle nous fournira des performances et rendements élevés



# CONCLUSION GÉNÉRALE





Dans ce travail, on a fait une étude théorique de la plateforme des éjecteurs gazeux. Cette étude a été divisée en trois parties :

✓ La première partie, nous avons présenté une brève Généralités sur la Réfrigération, ainsi qu'une présentation des Différents systèmes frigorifiques à éjecteur, et quelques fluides frigorigènes.

✓ La deuxième partie, nous avons effectué une présentation de l'éjecteur en premier lieu, puis nous avons expliqué le principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur et Les différents modes de fonctionnement, les caractéristiques du Fluides de travail, model géométrique, en fini les Avantages et inconvénients de l'éjecteur

✓ L'étude théorique est suivie par une troisième partie, par l'étude numérique paramétrique en mode statique de l'éjecteur utilisant le diagramme enthalpique des fluides frigorigènes utilisé (R12 et R134a), Quoi que les taux d'entraînement et du coefficient de performance COP de l'éjecteur augmente avec l'augmentation des températures du bouilleur, une température élevé échangée par de l'évaporateur à l'éjecteur est plus performante et que l'utilisation du fluide (R134a) est plus performante que le fluide (R12).

Le résultat est que le fluide (R134a) est plus performant que le fluide (R12) dans des conditions de fonctionnement attribuées

Cependant selon l'étude théorique sur la réfrigération utilisant un éjecteur, d'études numérique et expérimental du problème de l'étouffement à l'adaptation d'aspiration qui peut empêcher d'atteindre le fonctionnement optimal de l'éjecteur doivent être en horizon.

- [1] Abdelouahid DAHMANI, UTILISATION DES ÉJECTEURS POUR AMÉLIORER LES PERFORMANCES DES SYSTÈMES DE RÉFRIGÉRATION, Mémoire de maîtrise, Université De Sherbrooke (Québec) Canada, Janvier 2011
- [2] G. F. Hundy, A. R. Trott, T. C. Welch., Refrigeration and Air Conditioning. 4ème Edition, p1.
- [3] Site internet : <https://www.abcclim.net> Formation métiers du froid et de la climatisation
- [4] Christophe Coquele, Étude des fluides frigorigènes : mesures et modélisations, These de doctorat en génie des procédés de l'école des mines de Paris 2003.
- [5] Site internet : <https://docplayer.fr/9838288> , [Aperçu-sur](#) l'histoire-de-la-production-du-froid .
- [6] Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone. Secrétariat de l'ozone. Programme des Nations Unies pour l'environnement. 2000. P.O. Box 30552.
- [7] ÉJECTEURS, Canmet ÉNERGIE | Juillet 2009
- [8] Jean Desmons, AIDE-MÉMOIRE Froid industriel 4e édition.
- [9] b.elhub,mohamed azly abdul aziz,mohd khairul anuar bin shrif sohif mat, review of ejector design parameters and geometry for refrigeration and air conditioning application, University Kebangsaan Malaysia UKM, Bangi Selangor, MALAYSIA
- [10] G. Grazzini, A. Milazzo, and D. Paganini, Design of an ejector cycle refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 54, No. 1 2012 pp. 38-46
- [11] S. Riffat, L. Jiang, and G. Gan, Recent development in ejector technology—a review, *International journal of ambient energy*, Vol. 26, No. 1 2005 pp. 13-26
- [12] V. Nguyen, S. Riffat, and P. Doherty, Development of a solar-powered passive ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 2 2001 pp. 157-168
- [13] K. Chunnanond and S. Aphornratana, an experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 2 2004 pp. 311-322
- [14] A. Selvaraju and A. Mani, Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No. 7 2006 pp. 1160- 1166
- [15] R. Yapıcı, H. Ersoy, A. Aktoprakoğlu, H. Halkacı, and O. Yiğit, Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 7 2008 pp. 1183- 1189

- [16] A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J.-M. Seynhaeve, and Y. Bartosiewicz, CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 8 2009 pp. 1523-1531
- [17] B. Huang, J. Chang, C. Wang, and V. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 5 1999 pp. 354-364
- [18] D.-W. Sun, Solar powered combined ejector- vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, No. 5 1997 pp. 479-491
- [19] I. Eames, S. Aphornratana, and D.-W. Sun, the jet-pump cycle—A low cost refrigerator option powered by waste heat, *Heat recovery systems and CHP*, Vol. 15, No. 8 1995 pp. 711-721
- [20] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, Influence of geometrical factors on steam ejector performance—a numerical assessment, *International journal of refrigeration*, Vol. 32, No. 7 2009 pp. 1694-1701
- [21] R. Yarıcı and H. Ersoy, Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, No. 18 2005 pp. 3117-3135
- [22] D.-W. Sun, Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants, *Energy Conversion and Management*, Vol. 40, No. 8 1999 pp. 873-884
- [23] S. Varga, P. Lebre, and A. C. Oliveira, CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, No. 1 2013 pp. 157-165
- [24] H. Kim, J. Lee, T. Setoguchi, and S. Matsuo, Computational analysis of a variable ejector flow, *Journal of Thermal Science*, Vol. 15, No. 2 2006 pp. 140-144
- [25] S. Elbel and P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 3 2008 pp. 411- 422
- [26] X. Ma, W. Zhang, S. Omer, and S. Riffat, Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 11 2010 pp. 1320-1325
- [27] K. Cizungu, A. Mani, and M. Groll, Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 5 2001 pp. 585-598

- [28] A. Dahmani, Z. Aidoun, and N. Galanis, Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, No. 8 2011 pp. 1562-1572
- [29] R. Roman and J. I. Hernandez, Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, No. 7 2011 pp. 1707- 1716
- [30] S. Varga, P. Lebre, and A. C. Oliveira, CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, No. 1 2013 pp. 157-165
- [31] S. Wu and I. Eames, A novel absorption– recompression refrigeration cycle, *Applied thermal engineering*, Vol. 18, No. 11 1998 pp. 1149-1157
- [32] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, and S. Aphornratana, Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 9 2007 pp. 2556- 2564
- [33] R. Yarıcı and C. Yetişen, Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 5 2007 pp. 1560- 1568
- [34] R. Dorantes, C. Estrada, and I. Pilatowsky, Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system, *Applied thermal engineering*, Vol. 16, No. 8 1996 pp. 669-675
- [35] C. Pollerberg, A. H. H. Ali, and C. Dötsch, Experimental study on the performance of a solar driven steam jet ejector chiller, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 11 2008 pp. 3318-3325
- [36] S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana, and P. Srihirin, Experimental investigation of an ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance, *International journal of energy research*, Vol. 25, No. 5 2001 pp. 397-411
- [37] S. Shen, X. Qu, B. Zhang, S. Riffat, and M. Gillott, Study of a gas–liquid ejector and its application to a solar-powered bi-ejector refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, No. 17 2005 pp. 2891- 2902
- [38] M. Dennis and K. Garzoli, Use of variable geometry ejector with cold store to achieve high solar fraction for solar cooling, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34 No. 7 2011 pp. 1626-163
- [39] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD, *international journal of refrigeration*, Vol. 32, No. 6 2009 pp. 1203- 1211

- [40] Y. Jia and C. Wenjian, Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant, *Energy Conversion and Management*, Vol. 53, No. 1 2012 pp. 240-246
- [41] S. Varga, A. C. Oliveira, X. Ma, S. A. Omer, W. Zhang, and S. B. Riffat, Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, No. 7 2011 pp. 1668- 1675
- [42] Ali Bouzrara. Etude expérimentale des éjecteurs : Application à la récupération de l'énergie de détente des machines frigorifiques au CO<sub>2</sub>. Thermique [physics.class-ph]. Université de Lyon; Université de Tunis El Manar, 2018. Français.
- [43] T. Sankarlal and A. Mani, Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia, *Renewable Energy*, Vol. 32, No. 8 2007 pp. 1403-1413
- [44] P. Chaiwongsa and S. Wongwises, Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 5 2008 pp. 467-477
- [45] K. Cizungu, M. Groll, and Z. Ling, Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems, *Applied thermal engineering* Vol. 25, No. 13 2005 pp. 1979-1994,
- [46] D.-W. Sun, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy*, Vol. 21, No. 10 1996 pp. 919- 929
- [47] E. Rusly, L. Aye, W. Charters, and A. Ooi, CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 7 2005 pp. 1092- 1101
- [48] S. Riffat and P. Everitt, Experimental and CFD modelling of an ejector system for vehicle air conditioning, *Journal of the Institute of Energy* Vol. 72, No. 491 1999 pp. 41-47
- [49] I. W. Eames, A. E. Ablwaifa, and V. Petrenko, Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 17 2007 pp. 2833-2840
- [50] L. Boumaraf and A. Lallemand, Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 2 2009 pp. 265-274
- [51] M. Worall, "An experimental investigation of a jet-pump thermal (ice) storage system powered by low grade heat," *Ph. D. thesis*, 2001.
- [52] I. W. Eames, A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method, *Applied thermal engineering*, Vol. 22, No. 2 2002 pp. 121-131

- [53] M. Worall, "An experimental investigation of a jet-pump thermal (ice) storage system powered by low grade heat," *Ph. D. thesis*, 2001.
- [54] V. V. Chandra and M. Ahmed, Experimental and computational studies on a steam jet refrigeration system with constant area and variable area ejectors, *Energy Conversion and Management*, Vol. 79, 2014 pp. 377-386
- [55] R. Yapici, H.K. Ersoy. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model (2005). *Energy Conversion and Management* 46 (2005) 3117–3135.
- [56] Latra Boumaraf, André Lallemand. Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France.
- [57] Site internet <http://www.Calhounride.com>, '*Différence chimique entre R134a et R12*.
- [58] DERGHOUT Zoheir : investigation du cycle de réfrigération à éjecto-compression et ses applications dans le froid, le chaud et l'énergie, mémoire de magister, Université Mentouri Constantine 2006.