

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA NATURE DU FLUIDE FRIGORIGENE SUR LES PERFORMANCES D'UNE MACHINE A EJECTO-COMPRESSION

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

PRESENTE PAR :

HAMAIDI CHAIMA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. L.BOUMARAF

DEVANT LE JURY

Président : Pr: H. MZAD

Examineurs : Pr : L.BOUMARAF

Dr : A. HAOUAM

Dr : A/W. DJEMILI

Année:2016-2017

Je dédie ce
travail à :

Ma très chère
mère, Mon cher
père,

Mon très cher frère,

Ma chère sœur,

Toute ma famille HAMAIDI,

Et tous mes amis,

Et toute la promotion de mécanique énergétique

(2017).

HAMAIDI CHAIMA

Remerciement

Louange à **DIEU** le tout puissant, de nous avoir aidé à réaliser ce modeste projet.

Nous tenons à témoigner de nous gratitude à nos chers parents pour leurs aides financières et morale durant nos études.

Nous remercions tout particulièrement à notre encadreur Madame **L.Boumaraf** pour son suivi durant la période de préparation de notre mémoire, son aide et ses conseils qui nous ont été très précieux.

Nous tenons à remercier profondément tous les enseignants du département de génie mécanique d'ANNABA.

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre I : Théorie des machines frigorifiques	
I-1. Introduction.....	3
I-2. Histoire des techniques du froid.....	3
I-3. Définition d'une machine frigorifique.....	5
I-4- principe de la production de froid.....	6
I-5. Classification des machines frigorifiques	7
I-5-1 Machines ditherme.....	7
I-5-2 Machines tritherme.....	10
I-5-2-2 Machines thermofrigorifiques.....	11
a) Machine frigorifique à absorption	11
b) Machine frigorifique à adsorption.....	12
c) Machine frigorifique à éjecto-compression	13
I-6. Fluides frigorigènes	14
I-6-1. Les fluides frigorigènes purs.....	14
I-6-1-1 : les fluides frigorigènes naturels.....	14
I-6-1-2 : les fluides frigorigènes synthétiques.....	15
I-6-2. Mélanges des fluides.....	16
I-6-2-1. Les mélanges azéotropiques	16
I-6-2-2. Les mélanges zéotropiques	17
I-6-3. Nomenclature des réfrigérants	18
I-6-4. Critère de choix d'un fluide.....	20
Conclusion.....	21
Chapitre II : Machine frigorifique à éjecto-compression	
II.1. Introduction.....	22
II.2. Description de l'installation frigorifique à éjecto-compression.....	23

II.2.1. Différents éléments de la machine	23
II.2.2. principe de fonctionnement de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur.....	24
II.3 Etude de l'éjecteur	26
II.3.1 Description de l'éjecteur	26
II.3.2 Critères de performance des éjecteurs	27
II.3.3 aérodynamique de l'éjecteur	28
II.3.3.1 Régimes d'écoulement dans la tuyère motrice.....	28
II.3.3.2 Régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire.....	30
II.4. Etude bibliographique concernant les performances d'un éjecteur .	31
II.5. Analyse du cycle à éjecteur	34
II.5.1 Taux d'entraînement d'un éjecteur utilisant deux fluides de masses molaires différentes à l'injection et à l'aspiration	34
II.6. L'application de l'éjecteur	38
Conclusion.....	40
Chapitre III : influence de la nature du fluide pur ou en mélange binaire sur les performances de la machine à éjecto-compression	
III.1 Les fluides de travail dans le système de réfrigération d'éjecteur...	42
III.2 performance du système utilisant un fluide pur	
III.3 Emploi de mélanges zéotropiques sans et avec séparation	50
III.4 Performance du système utilisant un mélange RC318-R141b sans séparation	51
III.5 Performance du système utilisant un mélange RC318-R141b avec séparation.....	54
Conclusion	55
Conclusion générale	
Bibliographie	

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure I.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique

Figure I.2 : machine frigorifique-principe

Figure I.3 : Cycle d'une machine ditherme

Figure I.4 : Efficacités de Carnot en fonction des températures des sources chaude et froide

Figure I.5 : Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s

Figure I.6 – Tracés du cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes T-s et P-h

Figure I.7 : cycle tritherme.

Figure I.8 : machine frigorifique à absorption- principe

Figure I.9 : machine frigorifique à adsorption- principe

Figure I.10 : machine frigorifique à éjecto-compression- principe

Figure I.11 : diagramme de phase d'un azéotropique négatif

Figure I.12 : diagramme de phase d'un azéotropique positif

Chapitre II

Figure II.1 : Modes de fonctionnement de l'éjecteur (Huang et al. 1999b)

Figure II.2 : Schéma simplifié d'une machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur

Figure II.3 : Schéma de circuit où l'on distingue les boucles motrice BM et boucle frigorifique BF

Figure II.4 : Diagramme enthalpique (p, h) du cycle

Figure II.5 Schéma de différentes parties de l'éjecteur

Figure II.6: classification des écoulements dans la tuyère motrice : (a) schéma de la tuyère ; (b) distribution des pressions axiales ; (c) distribution axiale des vitesses

Figure II.7 : différents régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire a) régime supersonique ; b) régime supersonique saturé ou de transition c) régime mixte

Figure II.8: taux d'entraînement d'un éjecteur utilisant quatre gaz de masses molaires différentes à l'aspiration. Le gaz injecté est du méthanol

Figure II.9: rapport des taux d'entraînement U^*/U en fonction de M'' pour $M' = 78 \text{ g/mol}$ et $M' = 131 \text{ g/mol}$ à $\phi = 3.63$

Figure II.10 : taux d'entraînement en fonction de la masse molaire du gaz injecté, pur ou en mélanges de gaz et de l'air comme fluide entraîné

Chapitre III

Figure III.1 : variation du taux d'entraînement U en fonction de la nature du fluide

Figure III.2 : variation du COP en fonction de la nature du fluide

Figure III.3 : variation du taux d'entraînement en fonction de la nature du fluide ($T_{Bes} = 105^\circ\text{C}$)

Figure III.3 : variation du COP en fonction de la nature du fluide ($T_{Bes} = 105^\circ\text{C}$)

Figure III.4 : variation du taux d'entraînement en fonction de la nature du fluide en deux températures de bouilleur

Figure III.5 : variation du COP en fonction de la nature du fluide en deux températures de bouilleur

Figure III.6: diagramme de la séparation du mélange RC318-R141b

Figure III.7 : performance du mélange RC318-R141b en fonction de la teneur en RC318. (a) taux d'entraînement ; (b) efficacité frigorifique

Nomenclature

A	section (m ²)
BM	boucle motrice
BF	boucle frigorifique
C _p	chaleur spécifique à pression constante (kJ/kg. K)
C _v	chaleur spécifique à volume constant (kJ/kg. K)
COP	coefficient de performance
D	diamètre (m)
h	enthalpie spécifique (kJ/kg.)
\dot{m}	débit massique (kg/s)
m _a	débit moteur (kg/s)
m _b	débit frigorifique (kg/s)
M	nombre de Mach
P	pression (kPa)
T	température (K)
Q	puissance calorifique (W)
R	constantes universelles des gaz parfait (J/mol.K)
V	vitesse (m/s)
u	volume massique (m ³ /kg)
r	taux de compression (P _c /P _e)
S	entropie (kJ/K)
U	taux d'entraînement de l'éjecteur
Δ	relatif à la variation d'un paramètre
ε	efficacité frigorifique
ρ	masse volumique (kg/m ³)
η	rendement
ξ	rapport moteur (P _g /p _c)
Φ	rapport du section critique
γ	indice isentropique
*	relatif à l'état critique.
'	fluide primaire (fluide moteur)
''	fluide secondaire (fluide entraîné ou frigorifique)
a	fluide primaire
b	fluide secondaire
B	bouilleur
C	condenseur
E	évaporateur
max	maximum
min	minimum
opt	optimum
a	tuyère primaire
b	tuyère secondaire

Introduction générale

La recherche de meilleures conditions de vie et de confort a conduit l'homme à une intensification de consommation de l'énergie sous ses différentes formes (pétrole, gaz, charbon, électricité, etc.). Cette tendance a engendré des effets néfastes pour la planète tels que la pollution de l'atmosphère, l'effet de serre, la désertification, la fonte des glaciers, la perforation de la couche d'ozone, etc. La prise de conscience mondiale des dangers qui guettent la terre, a conduit les chercheurs et les industriels à développer des modes d'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie dans les procédés industriels. [1]

L'un des plus grand défis, que le monde rencontre aujourd'hui est de réduire les émissions des différents processus industriel, qui sont responsable de l'effet de serre qui réchauffe la planète, et l'épuisement des énergies fossiles, le domaine du production de froid n'échappe pas à la règle, surtout si on se rappelle que 15% de la production mondiale de l'électricité est destiné pour la production de froid, dont l'augmentation de la demande est de 17% par an.

Pour les pays en développement, le manque de technologie et de ressources constitue le problème essentiel, pour les pays développés ce sont les rejets thermiques de la chaîne de transformation de l'énergie fossile, qui constituent un problème important du point de vue écologique et économique. Ces rejets thermiques, qui sortent des usines à des températures comprises entre 60°C et 200°C, sont encore très peu récupérés, alors qu'ils représentent un potentiel énergétique non négligeable pouvant être récupéré, par exemple, pour produire du froid.

Les besoins en froid dans les domaines alimentaires d'une part, a disponibilité des ressources thermiques soit d'origine solaire dans les pays en développement, soit provenant des rejets thermiques à bas niveau de températures dans les pays industrialisés, d'autre part, poussent les thermodynamiciens à étudier les systèmes de production frigorifique utilisant directement de l'énergie thermique. Le moyen qui permet de réaliser cette opération réside dans l'emploi des machines frigorifiques tritherme, appelées aussi machines thermodynamiques à trois sources de température dans lesquelles la source chaude peut être alimentée par le soleil ou par des rejets thermiques, le froid est produit à la source froide et la chaleur résiduelle cédée au milieu ambiant constitue la troisième source.

Introduction Générale

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'étude d'une machine tritherme employant le principe de l'éjecto-compression, l'inscrit donc dans le cadre de la recherche des systèmes améliorés pour la production du froid à partir d'énergie thermique gratuite. On s'intéresse plus spécialement à l'influence des températures des trois sources, et à la nature des fluides utilisés dans ce système.

Dans le chapitre I nous faisons une description de générale des cycles trithermes idéaux du point de vue du premier et du deuxième principe de la thermodynamique et en portant une attention spéciale à la performance des machines. Une description des différentes machines trithermes existantes, de leur efficacité, etc, est également donnée. Le système à éjecteur est décrit dans sa totalité ainsi que plus particulièrement l'éjecteur, élément fondamentale du système.

Une étude bibliographique du système à éjecteur est présentée au chapitre II. Elle est basée principalement sur le principe de fonctionnement de la machine frigorifique à éjecto-compression ainsi que l'aérodynamique de l'éjecteur, ce chapitre aussi a pour but de mentionner l'importance de la nature du fluide utilisé et sur le niveau du taux d'entraînement de l'éjecteur obtenu aussi bien dans le cas d'utilisation d'un fluide unique, que dans l'utilisation de deux fluides de masses molaires différentes dans chacune des deux boucles de la machine.

Enfin, dans le chapitre III, nous déterminons les performances de la machine dans le cas de l'utilisation des fluides purs ainsi que des fluides binaires de masses molaires différentes, et aussi sa caractérisation dimensionnelle et adimensionnelle dans le cas de l'emploi des mélanges zéotropiques RC318-R141b.

Chapitre I

Théorie des machines frigorifiques

I-1. Introduction

La production du froid est devenue une technologie importante dans notre société. Elle est utilisée dans divers secteurs (commercial, résidentiel, agro-alimentaire et industriel) 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 majorité des systèmes de réfrigération modernes utilisent un fluide frigorifique et ses changements de phase entre les états liquide et gazeux. Les principaux composants d'un système de réfrigération conventionnel sont : le compresseur, le condenseur, la valve d'expansion et l'évaporateur.

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

Les plus simples et naturelles à la conception et réalisation de machines frigorifiques très complexes, particulièrement celles utilisant une source thermique pour la production de froid : les machines frigorifiques trithermes telles que celle à absorption, à adsorption ou à éjecto-compression [1].

I-2. Histoire des techniques du froid

La production de froid à partir d'équipements conçus et fabriqués par les hommes débute au 19^e siècle.

a) Les premières machines

En 1834, l'américain Jacob Perkins invente une machine à compression de vapeur (en cycle fermé) en utilisant comme fluide frigorigène l'éthyle. Un seul prototype fut construit. Une vingtaine d'années plus tard, l'écossais James Harrison, dépose un brevet sur une idée très proche en utilisant le même fluide frigorigène : l'éthyle. Ce fluide est inflammable et toxique mais c'est le seul fluide qui sera utilisé dans les quelques machines à compression fabriquées jusqu'à la fin du 19^e siècle.

Durant cette période deux autres principes vont être utilisés pour la production artificielle de froid : les cycles à air et les cycles à absorption

Le cycle à air a été utilisé la première fois par l'américain John Gorrie, médecin en Floride, qui souhaitait produire de la glace pour améliorer le confort de ses patients. La première machine construite sur ce principe le fut en 1844. Par crainte de réactions hostiles de ses citoyens compte tenu des préjugés religieux de l'époque ("Seul Dieu était capable de produire de la glace et de la neige"), l'invention resta cachée. Gorrie obtint cependant un brevet américain en 1851. La machine utilisant le cycle à air connu, malgré des performances énergétiques médiocres, un grand succès à la fin du siècle. Ceci tout particulièrement sur les bateaux pour des raisons évidentes de sécurité. L'utilisation de ce cycle s'est ensuite progressivement réduite et est aujourd'hui limitée à la climatisation des avions.

La machine à absorption a été inventée en 1859 par le français Ferdinand Carré qui choisit comme fluide frigorigène l'ammoniac. Le succès de cette machine fut rapide, tout particulièrement aux Etats-Unis. Cette machine domina largement les autres types de machines jusqu'en 1875. On notera que la théorie sur les systèmes à absorption fut développée bien plus tard, en 1913, par l'allemand Edmund Altenkirch.

Les machines à compression ne connurent une réelle industrialisation qu'à partir de 1870 quand des fluides frigorigènes moins dangereux que l'éthyle furent proposés: le dioxyde de soufre (SO_2), chlorure de méthylène, dioxyde de carbone (CO_2). Ce dernier fut largement utilisé dans les transports maritimes à partir de 1890 en remplacement des machines à air.

Ainsi la deuxième moitié du 19e siècle fut la période des pionniers de la réfrigération qui surent fabriquer et utiliser les premiers équipements... sans pour autant avoir une appréhension scientifique des phénomènes dont ces machines étaient le siège.

b) La naissance de la technologie du froid au 20e siècle

A proprement parlé, la naissance de la technologie de la production du froid (par technologie nous entendons l'utilisation d'outils intellectuels et de théories pour la conception et la réalisation de machines) peut être datée du début du 20e siècle : la prédominance des machines à compression de fluides liquéfiables était devenue effective et la production artificielle de plus en plus importante. Il fallut toutefois attendre l'année 1915 pour que dans le pays le plus moderne de l'époque, les Etats Unis, la production artificielle de glace dépasse la production "naturelle" de glace.

La prédominance de l'ammoniac dans les machines à compression dura jusqu'en 1930. A cette date, trois chercheurs mettent au point des fluides frigorigènes de type hydrocarbures halogénés dont le nom commercial sera "Fréon". Thomas Migley, Albert Leon Henne et Robert R. McNary travaillaient alors dans les laboratoires de la société Frigidaire à Dayton (Ohio). La production industrielle de R12 (CCl₂F₂) en 1931 puis celle du R11, R114, R113, R22 en 1936 fut réalisée par la société Kinetic Chemical Inc à Wilmington (Delaware). Ces fluides frigorigènes dérivés du méthane et de l'éthane dominèrent tous les secteurs de la réfrigération pendant quarante années alors que l'ammoniac restait le fluide adapté aux machines industrielles de grosse puissance.

En 1973, la crise pétrolière força les industriels et les utilisateurs à une prise en compte des problèmes énergétiques. En vingt années, la technologie du froid a connu des améliorations majeures :

- amélioration des compresseurs, notamment des compresseurs hermétiques ;
- introduction de nouveaux types de compresseurs : compresseurs SCROLL ;
- amélioration des performances des échangeurs grâce aux développements de tubes, ailettes et plaques à haute performance.

En 1983, la mise en évidence d'un trou d'ozone au dessus du continent antarctique et la mise en cause des fluides de type hydrocarbures halogénés, tout particulièrement chlorofluorocarbures (CFC), bouleverse le monde du froid.

Des règles internationales de réduction et d'arrêt de production des CFC sont édictées par le protocole de Montréal (1987). La réduction des émissions des gaz à effet de serre (GES) dont font partie les HCFC et les HFC, fluides utilisés dans les équipements de production de froid, est engagée suite au protocole de Kyoto en 1992 et aboutit récemment à la mise en place de directives européennes contraignantes [2].

I-3.Définition d'une machine frigorifique

Une machines frigorifique, est une machine thermodynamique destinée à maintenir un local ou un milieu à une température inférieure à celle du milieu environnant.

C'est donc un système qui transfère des calories d'un milieu à bas niveau de température vers un milieu où la température est supérieure.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps chaud vers un corps froid, donc on peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu froid vers

un milieu plus chaud. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt [3].

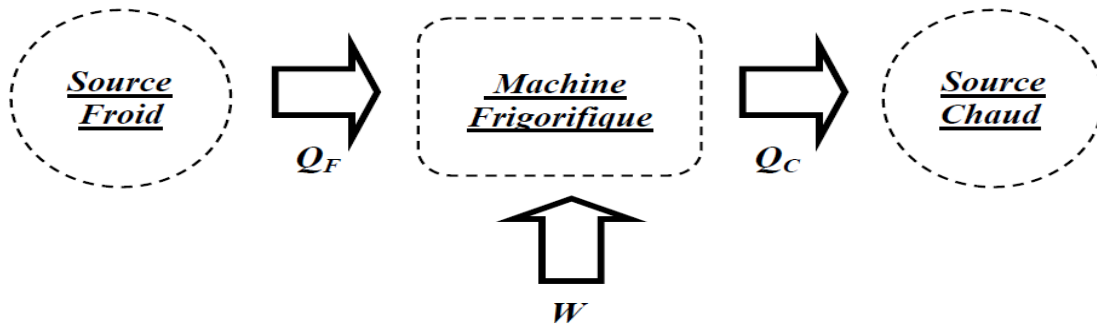


Figure I.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique

I-4- principe de la production de froid

Un groupe de froid est rien d'autre qu'une pompe à chaleur (PAC) :

Il extrait (évacue) les calories d'un élément du circuit vers un autre.

Au niveau de l'**évaporateur**, on absorbe les calories du milieu dans lequel il se trouve. Le fluide frigorigène à basse pression et température négative va s'évaporer au contact de l'air ambiant en absorbant les calories du milieu.

Le **compresseur** comprime le gaz issu de l'évaporateur pour le porter à haute pression ce qui fait monter sa température. Le compresseur est actionné par un moteur électrique dont la consommation est directement liée à la différence de pression HP – BP).

Au niveau du **condenseur**, on évacue les calories absorbées à l'évaporateur et produites pendant la phase de compression. Lors de cet échange de chaleur, le fluide frigorigène passe de l'état gazeux à l'état liquide. Le **détendeur** fait passer le liquide de haute pression à basse pression. La température du fluide va chuter (température négative).

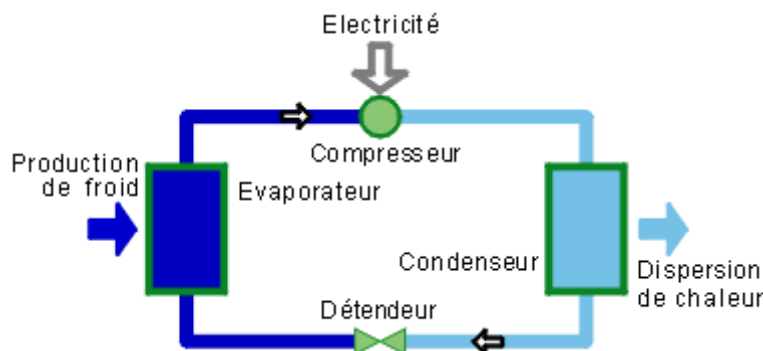


Figure I.2 : machine frigorifique-principe

I-5. Classification des machines frigorifiques

I- 5-1 Machines ditherme

Pour mettre en œuvre un **cycle frigorifique**, il est donc nécessaire de disposer d'au moins deux sources de chaleur (**Figure I.3**) L'une sera appelée source froide (celle dont on va extraire la chaleur) et l'autre la source chaude (celle où l'on va rejeter la chaleur). Appliquons le premier principe à un cycle décrit entre ces deux sources thermiques.

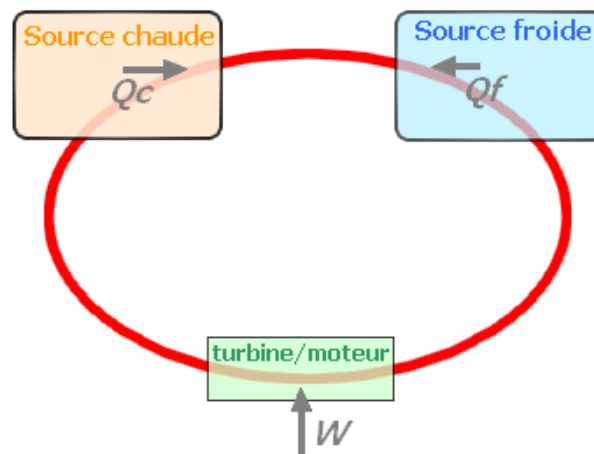


Figure I.3 : Cycle d'une machine ditherme

Sources :

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

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

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

D'où:

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

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

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

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

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

Coefficient de performance

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

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

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

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

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

$$COP_C = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (I.7)$$

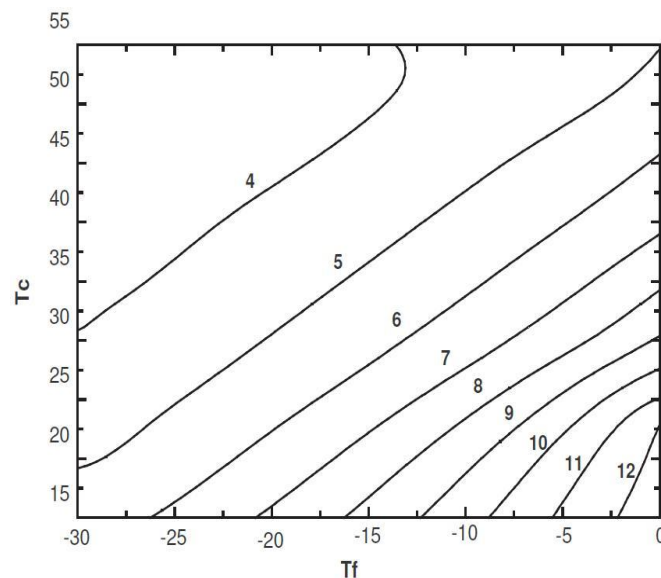


Figure I.4 : Efficacités de Carnot en fonction des températures des sources chaude et froide

✓ Cycle de Carnot

Sadi Carnot a posé en 1824 dans son ouvrage "Réflexions sur la puissance motrice du feu et les machines propres à développer cette puissance" les bases d'un cycle idéal entre deux sources de chaleur, connu depuis sous le nom de "cycle de Carnot". Celui-ci est composé de deux isentropes adiabatiques et de deux isothermes. Un exemple (cycle moteur) est donné dans (**Figure I.5**).

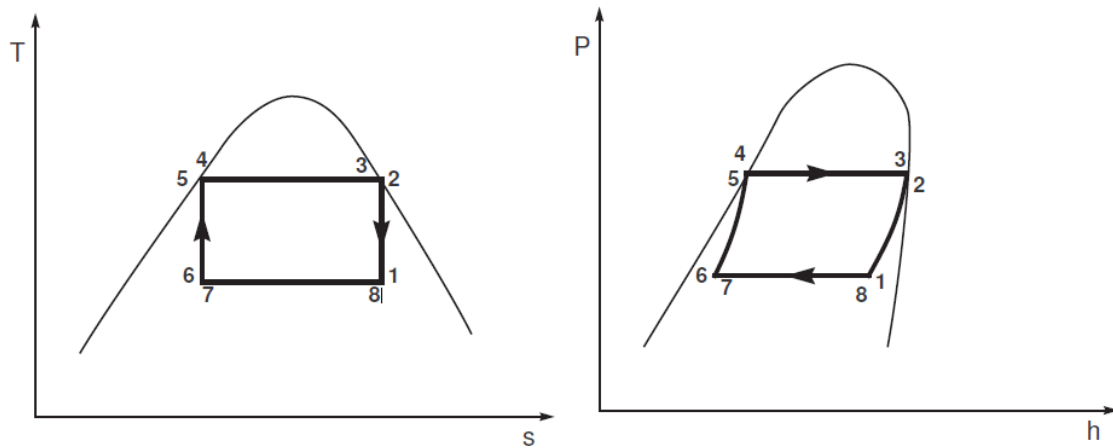


Figure I.5 : Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s

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

Les **cycles réels à compression de vapeur**, tels que celui présenté dans la **Figure I.6** diffèrent principalement du cycle présenté dans la **Figure I.5** en deux points :

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

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

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

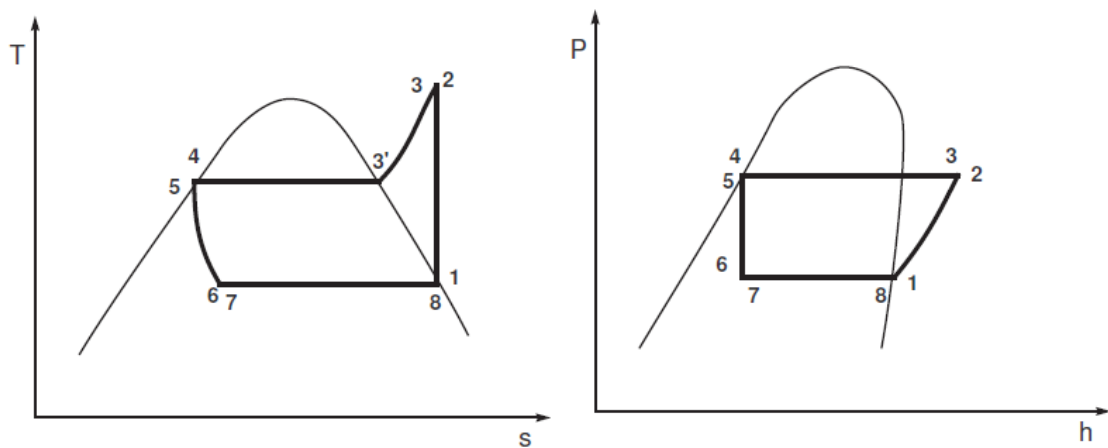


Figure I.6 – Tracés du cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes T-s et P-h

I-5-2 : Machines tritherme

I-5-2-1 Cycle frigorifique tritherme théorique

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

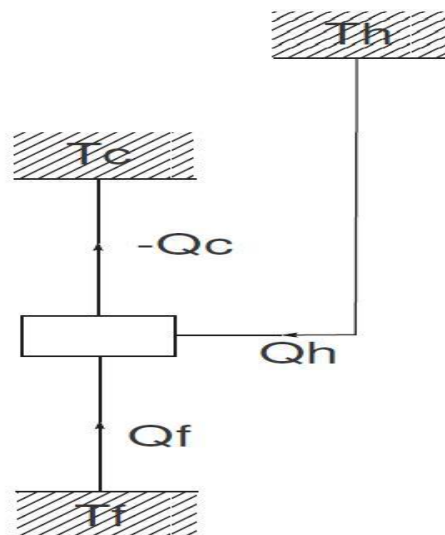


Figure I.7 : cycle tritherme.

Le principe d'un tel cycle est présenté dans **Figure I.7**. Si on note T_h la température de la troisième source, l'application du premier principe mène à :

$$Q_f + Q_c + Q_h = 0 \quad (\text{I.8})$$

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

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

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_h}{T_h} = 0 \quad (\text{I.9})$$

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

$$COP = \frac{Q_f}{Q_h} \quad (\text{I.10})$$

Soit en reportant l'équation (8)

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

D'après (7) :

$$\frac{Q_c}{Q_h} = -\frac{Q_f}{T_h} - 1 = -COP - 1 \quad (\text{I.12})$$

D'où

$$COP \left(1 - \frac{T_f}{T_c}\right) = \frac{T_f}{T_c} - \frac{T_f}{T_h} \quad (\text{I.13})$$

Et donc

$$COP_c = \frac{T_f}{T_c - T_f} \frac{T_h - T_c}{T_h} \quad (\text{I.14})$$

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

I-5-2-2 Machines thermofrigorifiques

a) Machine frigorifique à absorption :

Ici l'aspiration de la vapeur de frigorigène se fait par l'intermédiaire d'un liquide absorbant qui présente une forte affinité pour ce frigorigène. La vapeur est absorbée par tout le volume du liquide absorbant. **Figure I.8** montre comment s'effectue cette aspiration.

L'évaporateur est relié à une capacité, l'absorbeur, à l'intérieur de laquelle on pulvérise en permanence la solution absorbante pauvre en frigorigène. La pulvérisation permet d'accroître la surface de contact avec la vapeur de frigorigène. Le liquide absorbe le frigorigène, provoquant ainsi la raréfaction de la vapeur et l'aspiration d'une nouvelle masse de frigorigène issue de l'évaporateur. La solution enrichie en frigorigène (solution riche) quitte l'absorbeur et est dirigée vers un autre point de la machine où, par chauffage, on procède à

l'extraction du frigorigène fixé. Les systèmes à absorption appartiennent donc à la catégorie des systèmes frigorifiques au moins **trithermes**. L'absorption du frigorigène par la solution absorbante est exothermique ce qui impose l'usage d'un échangeur de refroidissement de la solution absorbante. Les systèmes à absorption furent les premiers systèmes frigorifiques industriellement opérationnels. L'énorme développement des systèmes à compression les a confinés dans des applications spéciales.

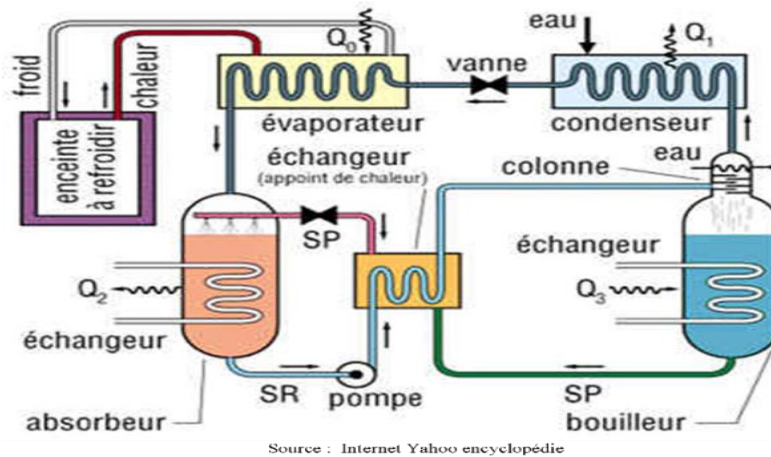


Figure I.8 : machine frigorifique à absorption- principe

b) Machine frigorifique à adsorption

La fixation de la vapeur de frigorigène se fait ici sur la surface d'un solide (**Figure I.9**) l'adsorbant, présentant une grande affinité pour le frigorigène. L'adsorption de la vapeur s'accompagnant d'un fort dégagement de chaleur, surtout dans le cas de la formation d'un composé chimique, l'adsorbant, relié à l'évaporateur du système frigorifique, comporte donc un échangeur interne de refroidissement. La masse de frigorigène adsorbé est limitée par la capacité d'adsorption de l'adsorbant.

Contrairement aux autres systèmes qui permettent une production continue de froid, **les systèmes à adsorption ont un fonctionnement intermittent**. L'extraction du frigorigène adsorbé se faisant par chauffage, les systèmes à adsorption entrent dans la catégorie des **systèmes au moins trithermes**. Il n'y a encore que très peu d'utilisations pratiques de ces systèmes.

On rencontre aussi, très rarement il faut bien le dire, des machines hybrides qui combinent deux, ou plus, de ces systèmes de base.

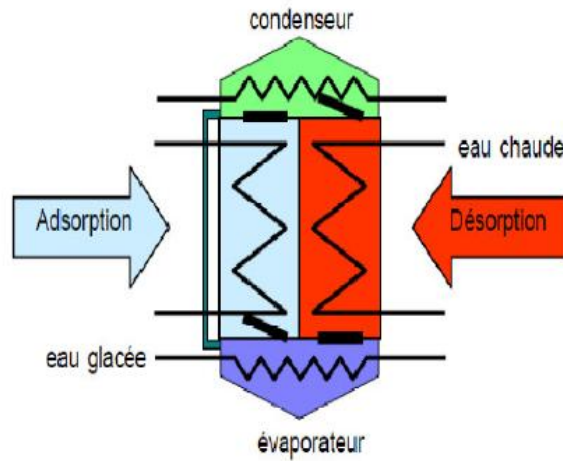


Figure I.9 : machine frigorifique à adsorption- principe

c) Machine frigorifique à éjecto-compression

Dans ce type de machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Il est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur aspirée mais aussi d'un diffuseur où le mélange se comprime et est éjecté vers le condenseur. Les installations diffèrent selon qu'on emploie des fluides chlorofluorés (les plus utilisées) ou de la vapeur d'eau.

Ce type de système consomme donc de l'énergie thermique et fait partie de la catégorie des systèmes au moins **trithermes**. Ce type de machine sera l'objet d'étude de ce mémoire et sera détaillé au chapitre suivant [4].

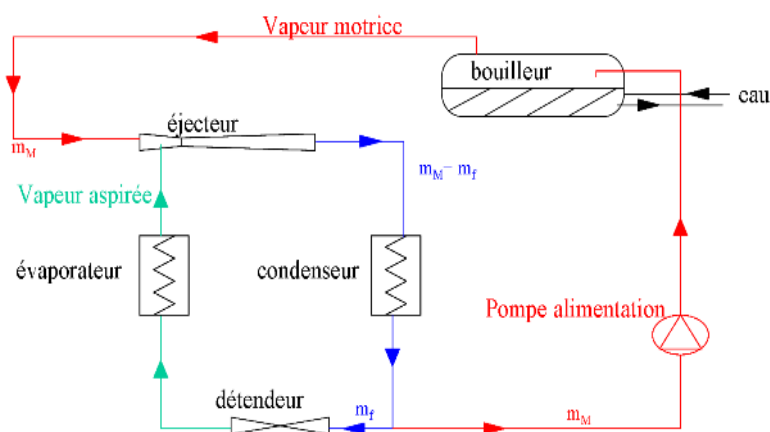


Figure I.10 : machine frigorifique a éjecto-compression- principe

I-6. Fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont les substances qui évoluent dans les circuits des systèmes frigorifiques en produisant du froid grâce aux phénomènes endothermiques mis en œuvre par les transformations thermodynamiques qu'ils subissent, généralement la vaporisation dans l'évaporateur d'une machine frigorifique. Les pompes à chaleur utilisent, elles aussi, des substances semblables pour la production de chaleur par l'utilisation d'un phénomène exothermique, le plus souvent la liquéfaction de vapeurs dans un condenseur.

Suite aux problèmes environnementaux et à la crise énergétique, l'industrie des machines frigorifiques et des pompes à chaleur, poussée par les gouvernements, a aujourd'hui le devoir de trouver des remèdes aux maux modernes. Elle y parviendra en développant de nouveaux fluides frigorigènes et des équipements toujours plus efficaces. En effet, suite aux nouvelles restrictions concernant les fluides de synthèse, les fluides naturels tel que le CO_2 , NH_3 apparaissent aujourd'hui comme une alternatives prometteuses tant dans les applications de climatisation que dans les applications de chauffage et de production d'eau chaude. [5]

I-6-1 : les fluides frigorigènes purs

I-6-1-1 : les fluides frigorigènes naturels

➤ L'ammoniac (R717)

L'ammoniac est l'un des premiers fluides utilisés et a toujours donné satisfaction. Sa toxicité et son inflammabilité impliquent une utilisation en système indirect pour les applications dans les domaines résidentiel et commercial. L'ammoniac ne peut être utilisé que pour des installations frigorifiques de grandes envergures (entrepôt, brasserie etc.).

Pour des raisons de sécurité, des fluides de remplacement ont été élaborés au début du 21^{ème} siècle.

➤ L'eau (R718)

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

compresseurs pouvant aspirer des grandes quantités d'eau. L'eau est plus adaptée pour la production de froid par absorption.

➤ Le dioxyde de carbone (R744)

Le CO₂ (R744) a été utilisé comme un fluide frigorigène malgré sa température critique relativement basse. Les points de fonctionnement de ce fluide sont proches du point critique.

Son coût est très faible. Le R744 a été utilisé pour des installations de réfrigération de la marine et dans l'industrie car il est ininflammable (il est utilisé comme agent d'extinction des feux). Les excellentes propriétés de transferts thermiques du CO₂ constituent un avantage mais son utilisation est réduite à l'étage basse pression des systèmes en cascade, d'où le nombre limité d'applications industrielles.

➤ Les hydrocarbures

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel.

Ce sont essentiellement le R600 (butane), le R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui sont les plus utilisés. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables. Dans certaines classifications, les fluides frigorigènes du type HC (hydrocarbures) sont regroupés avec les fluides de la série 700 comme le R717 (ammoniac), le R718 (eau) ou le R744 (dioxyde de carbone) sous la famille des fluides dits « naturels » [6].

I-6-1-2 : les fluides frigorigènes synthétiques

➤ Les CFC (ChloroFluoroCarbures)

Les CFC, tels le R11 ou le R12, sont des substances ayant une grande stabilité chimique, entraînant ainsi une haute durée de vie de ces molécules dans l'atmosphère. Les CFC sont généralement des réfrigérants ininflammables et possédant de bonnes propriétés physiques.

Ils possèdent un effet nocif sur la couche d'ozone.

➤ Les HCFC (HydroChloroFluoroCarbures)

Les HCFC, comme p.ex. le R22, R123, R124, sont composées d'atomes de carbone, de fluor, de chlore et d'hydrogène. Ils sont chimiquement moins stables et se dissocient en partie lors de leur passage dans l'atmosphère. Comme les CFC, ils sont pratiquement ininflammables et ont de bonnes caractéristiques thermiques.

Leur impact sur la couche d'ozone est réel mais plus réduit que celui des CFC. En Europe, ils ne peuvent être utilisés comme fluide neuf depuis 2010, ils sont interdits totalement depuis 2015 (règlement UE 2037/2000).

➤ Les HFC (HydroFluoroCarbures)

Les HFC, comme p.ex. Le R134a, R152a, ont été développés pour remplacer les CFC et HCFC. Des mélanges de différents HFC, comme le R404A, permettent d'adapter les propriétés physiques des fluides frigorifiques à des besoins spécifiques. Leur inflammabilité est légèrement plus élevée que celle des HCFC, sans pour autant causer des problèmes quelconques. Ces fluides ont un impact sur le réchauffement climatique. Ils sont donc soumis au règlement 842/2006 qui vise la réduction des émissions de fluides dans les circuits frigorifiques [7].

I-6-2. Mélanges des fluides

I-6-2-1. Les mélanges azéotropiques

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

Quand on distille un mélange de deux liquides, la température d'ébullition n'est pas toujours comprise entre celles des deux constituants ; elle peut présenter un point d'ébullition **supérieur** au point d'ébullition des constituants purs (**azéotropisme négatif**) ou un point d'ébullition **inférieur** au point d'ébullition des constituants purs (**azéotropisme positif**). Dans l'un et l'autre des cas, la distillation fractionnée ne permet pas de séparer les deux liquides, mais seulement l'un d'entre eux et le mélange azéotrope correspondant au point d'ébullition maximal ou minimal.

Par exemple l'alcool à 96° (soit 96 % d'éthanol et 4 % d'eau) est un mélange azéotropique qui bout à 78,1 °C, température inférieure à celle de l'éthanol pur ($T_{\text{éb}}$: 78,4 °C). En pratique, une différence de température d'ébullition de 0,3 °C est difficile à exploiter... [8].

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

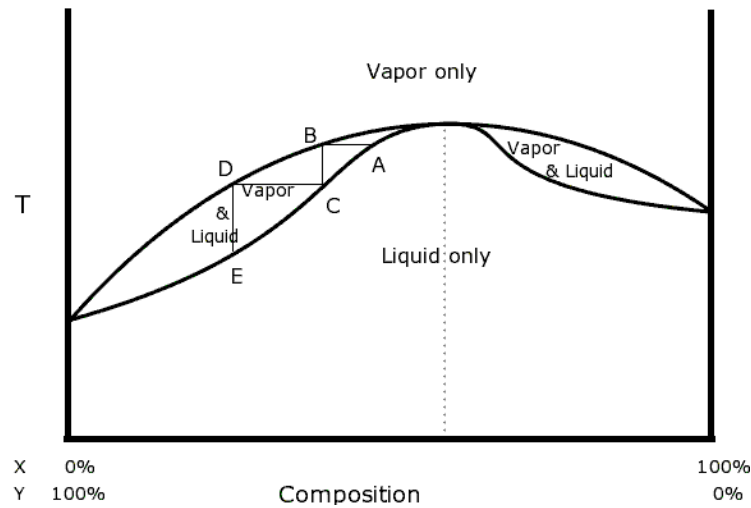


Figure I.11 : diagramme de phase d'un azéotropique négatif

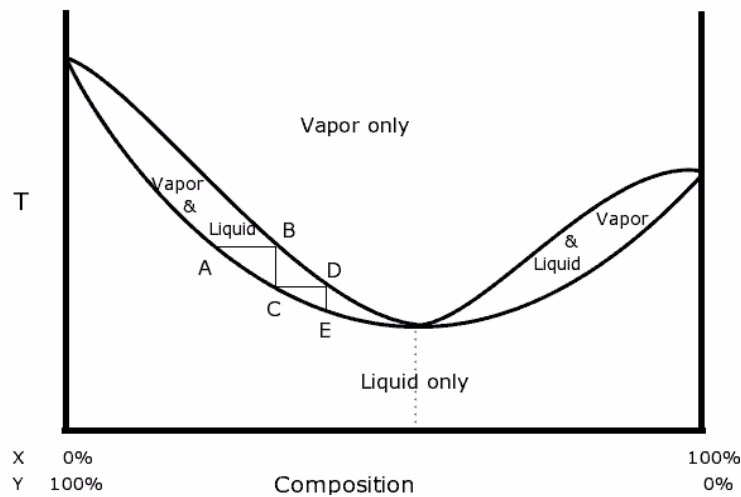


Figure I.12 : diagramme de phase d'un azéotropique positif

I-6-2-2. Les mélanges zéotropiques

Un **mélange zéotropique** est un mélange dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent, le corps le plus volatil s'évaporant plus

facilement que le corps le moins volatil. Par conséquent, la température d'ébullition dans l'évaporateur n'est pas constante. Cette différence de températures est appelée le glissement de température.

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

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

I-6-3. Nomenclature des réfrigérants

Pour caractériser un réfrigérant, une nomenclature a été établie. On utilise la notation suivante : R-WXYZ.

Les significations des lettres sont :

- R : signifie Réfrigérant ou fluide frigorigène, mais on trouve parfois HFC, HFO etc...
- W : représente le nombre de doubles liaisons
- X : représente le nombre d'atomes de carbone – 1
- Y : représente le nombre d'atomes d'hydrogène +1
- Z : représente le nombre d'atomes de fluor

Voici quelques exemples :

- Nomenclature / composition chimique du réfrigérant :
- R22 / CHClF₂
- R134a / CF₃CH₂F
- R1234yf / CF₃CF=CH₂

Parmi ces exemples, nous remarquons l'ajout des suffixes « a » ou « yf ». Ces lettres représentent les isomères du fluide organique, qui ont des propriétés physiques et chimiques différentes.

De manière similaire, afin de spécifier un hydrocarbure cyclique, la réglementation impose d'insérer la lettre « C » devant le numéro d'identification du fluide frigorigène.

Des cas particuliers existent, notamment pour représenter les mélanges et les composés non organiques.

Codification	Dénomination	Composition ou formule chimique <i>(pourcentage massique)</i>	Classement de sécurité
COMPOSES INORGANIQUES			
R717	ammoniac	NH ₃	B2
R718	eau	H ₂ O	A1
R744	dioxyde de carbone	CO ₂	A1
COMPOSES ORGANIQUES			
Hydrocarbures			
R170	éthane	CH ₃ CH ₃	A3
R290	propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	A3
R600a	isobutane	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	A3
Hydrocarbures halogénés			
Chlorofluorocarbures (CFC) et Bromofluorocarbures (BFC)			
R11	trichlorofluorométhane	CCl ₃ F	A1
R12	dichlorodifluorométhane	CCl ₂ F ₂	A1
Hydrochlorofluorocarbures (HCFC)			
R22	chlorodifluorométhane	CHClF ₂	A1
R141b	1,1-dichloro-1-fluoroéthane	CH ₃ CCl ₂ F	A2
R142b	1-chloro-1,1-difluoroéthane	CH ₃ CClF ₂	A2
Hydrofluorocarbures (HFC)			
R32	difluorométhane	CH ₂ F ₂	A2
R125	pentafluoroéthane	CHF ₂ CF ₃	A1
R134a	1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CH ₂ FCF ₃	A1
R143a	1,1,1-trifluoroéthane	CH ₃ CF ₃	A2
R152a	1,1-difluoroéthane	CH ₃ CHF ₂	A2
Mélanges azéotropiques			
R502		R22/R115 (48.8/51.2)	A1
R507		R125/R143a (50/50)	A1
Mélanges zéotropiques			
R404A		R125/R143a/R134a (44/52/4)	A1
R407C		R32/R125/R134a (23/25/52)	A1
R410A		R32/R125 (50/50)	A1

Tableau I.1 : Classification de quelques fluides frigorigènes

I-6-4. Critère de choix d'un fluide:Critères thermodynamiques:

- Bonnes propriétés thermodynamiques en général
- La température de condensation doit toujours être très inférieure à la température critique du fluide frigorigène.
- La quantité de froid massique produite doit être la plus élevée possible, elle dépend de la pression d'aspiration.
- Puissance frigorifique volumétrique élevée
- Point de congélation basse
- Taux de compression inférieur à 10 (pression condensation/pression évaporation)
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisation
- Miscibilité avec le lubrifiant
- Stabilité chimique et thermique [9].

Critères environnementaux

- Action sur la couche d'ozone, cette couche permet d'arrêter en partie les rayons ultraviolets, le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit cette couche d'ozone. Un coefficient nommé ODP dont la référence est le R11 a été défini pour l'ensemble des fluides, ce coefficient doit être le plus faible possible.
- Action sur l'effet de serre (réchauffement climatique), Le GWP (ou PRG = Potentiel de Réchauffement global) est une indication sur la nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre.
- Inflammabilité.
- Toxicité.

Critères techniques

- Action sur les métaux doit être faible ou nulle
- Action sur les matières plastiques et élastomères doit être faible.
- Stabilité thermique.

Critères technologiques, opérationnels et économiques

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

- Cout et disponibilité [9].

Types Fluides	GWP (CO ₂ =1,0)	Concentration max dans l air (kg/m ³)	Sécurité	Température critique (°C)	Glissement de température à 1 bar (K)	Température d'ébullition à 1 bar(°C)
R-134a	1200	0,25	–	101	0	–26
R-407C	1520	0,31	–	87	7,4	–44
R-404A	3260	0,48	–	73	0,7	–47
R-410A	1720	0,44	–	72	<0,2	–51
R-417A	1950	0,15	–	90	5,6	–43
R-507A	3300	0,52	–	71	0	-47
<i>R-290 (propane)</i>	<i>3</i>	<i>0,008</i>	<i>inflammable</i>	<i>97</i>	<i>0</i>	<i>–42</i>
<i>R-717 (NH₃)</i>	<i>0</i>	<i>0,00035</i>	<i>toxique</i>	<i>133</i>	<i>0</i>	<i>–33</i>
<i>R-723 (NH₃ & DME)</i>	<i>8</i>	–	<i>toxique</i>	<i>131</i>	<i>0</i>	<i>–37</i>
<i>R-744 (CO₂)</i>	<i>1</i>	<i>0,07</i>	<i>haute pression</i>	<i>31</i>	<i>0</i>	<i>–57*</i>
<i>R-718 (H₂O)</i>	<i>0</i>	–	–	<i>374</i>	<i>0</i>	<i>100</i>

Tableau I.2 : Caractéristiques de quelques fluides frigorigènes

Conclusion

Ce chapitre a été consacré à l'étude thermodynamique des machines frigorifiques dithermes, trithermes, ainsi qu'à un tour d'horizon de l'historique et de l'évolution de ces machines frigorifiques. Par ailleurs, une classification selon le type de consommation énergétique de la machine a été faite. Enfin, une étude relativement détaillée des fluides frigorigènes clôture ce chapitre.

Chapitre II

Machine frigorifique à éjecto-compression

II.1. Introduction

L'évolution de l'industrie et l'augmentation de la population et du niveau de vie ont causé une grande demande d'énergie, et par conséquent pénurie d'énergie et des tarifs plus élevés, ainsi que des problèmes environnementaux mondiaux. Cela oblige les chercheurs à se tourner vers les énergies renouvelables et soulève des voix pour la recherche d'approches de l'utilisation des énergies à faible coût. Dans le domaine de la réfrigération, les systèmes de réfrigération avec éjecteur fournissent un moyen prometteur de produire le froid par la chaleur. Cette chaleur provient de déchets des processus industriels et de l'automobile ou de l'utilisation des énergies renouvelables, telles que le rayonnement solaire et l'énergie géothermique, ce qui rend ces systèmes attractifs.

Certes la technologie des machines à éjecto-compression est encore un objet de recherche et peine à s'imposer par rapport aux autres technologies usuellement déployées pour la production de froid, la machine à éjecto-compresseur présente un intérêt certain en raison de sa simplicité de conception dans le cas d'une utilisation d'énergie gratuite (énergie solaire, rejets thermiques ou énergie géothermique, etc.). En effet, la plupart des procédés industriels génèrent des rejets énergétiques qui sont disponibles à un très bas coût et certains de ces procédés ont aussi des besoins en réfrigération. On pourrait donc envisager de valoriser cette énergie perdue pour la production de froid in situ. Cette technique de faire du froid par du chaud est une des voies prometteuses en ce qui concerne la valorisation des rejets thermiques. Dans ce cadre-là, plusieurs technologies existent d'ores et déjà sur le marché avec des degrés de développement et de performance différents, comme les machines frigorifiques à compression, les pompes à chaleur et les machines frigorifiques à sorption (absorption et adsorption), mais dans ce chapitre nous allons nous limiter aux systèmes de réfrigération avec éjecteur.

- Le but de ce paragraphe est de présenter le principe de fonctionnement de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compression, ainsi que son cycle thermodynamique. Le

fonctionnement de l'éjecteur sera aussi analysé du point de vue aérodynamique et thermique, en faisant spécialement attention aux régimes d'écoulement dans celui-ci.

II.2. Description de l'installation frigorifique à éjecto-compression

II.2.1. Différents éléments de la machine :

La machine frigorifique à éjecto-compresseur comporte quatre éléments principaux (bouilleur, éjecteur, condenseur, et l'évaporateur). Une machine à éjecto-compresseur en circuit fermé se compose de deux boucles : l'une motrice, l'autre frigorifique. Précisons tout d'abord qu'une telle machine utilise un compresseur statique, dénommé éjecteur, qui utilise comme énergie motrice de la vapeur du fluide primaire.

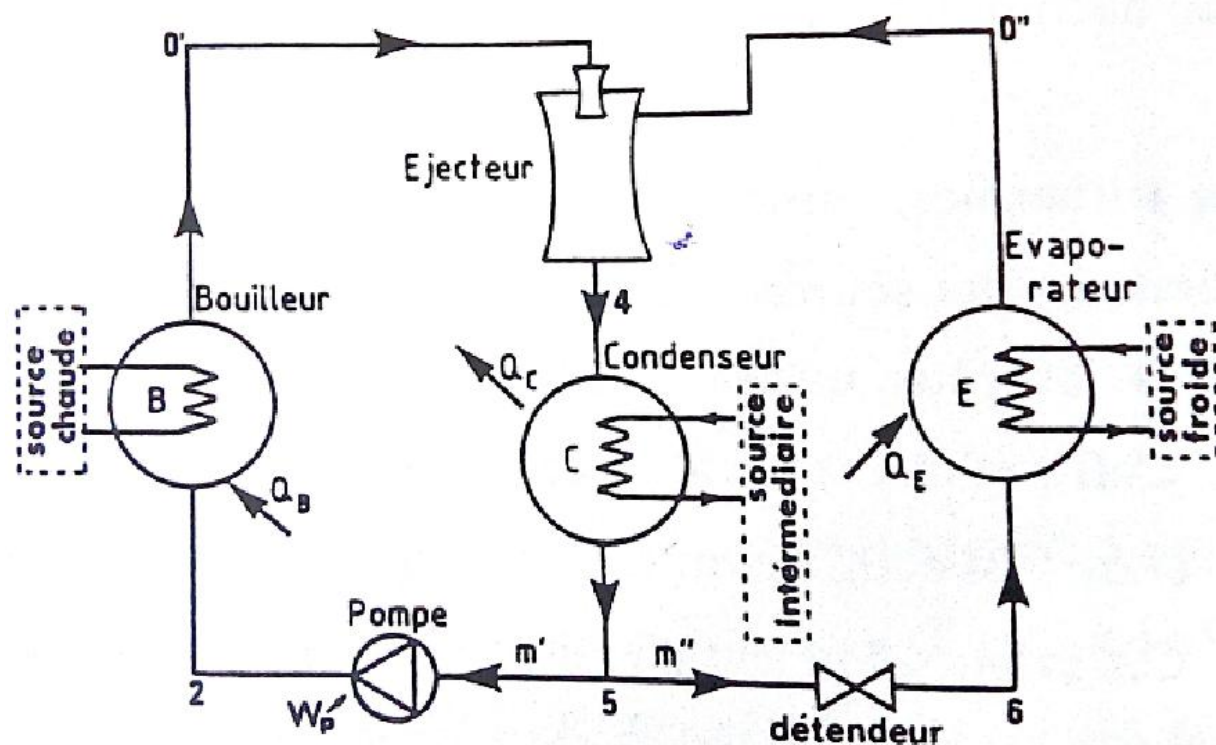


Figure II.1 : Schéma simplifié d'une machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur

a) Bouilleur

La solution contenant le fluide primaire (ou moteur) reçoit la quantité de chaleur Q_B cédée par le bouilleur à une température T_B ce qui provoque la vaporisation du fluide. La boucle motrice comprend la pompe qui comprime le liquide puisé du condenseur et assure la circulation du débit moteur jusqu'à l'éjecteur.

b) Condenseur

Il est analogue à celui des machines à compression de vapeur ; la chaleur extraite au cours d'un cycle frigorifique au milieu à refroidir est évacuée dans un condenseur par un agent de refroidissement. Son rôle est de refroidir le mélange à sa sortie de l'éjecteur à une température T_C et une pression P_C , d'évacuer la quantité de chaleur puisée au niveau de l'évaporateur dans le milieu à refroidir. Donc, la condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_C à la température T_C .

L'échange de chaleur s'effectue entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement qui peut être liquide (eau en général) ou gazeux (air). On notera que le phénomène de condensation s'effectuant à température constante, seule la température du fluide de refroidissement varie.

c) Evaporateur

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel la transmission de chaleur s'effectue du milieu à refroidir vers le fluide de refroidissement circulant dans le circuit frigorifique. Le milieu à refroidir peut être soit un fluide gazeux, soit un fluide liquide.

Le fluide de refroidissement quant à lui est toujours un fluide liquide qui est un fluide frigorigène.

A la sortie du condenseur, le liquide subit une détente à travers le détendeur puis s'évapore en prenant la chaleur Q_E au fluide ou à l'enceinte à refroidir. La température d'évaporation T_E et la pression la plus basse P_E , sont fixées par la température de la source froide.

d) Ejecteur

L'éjecteur est l'élément essentiel du système tritherme à éjecto-compresseur. Il est composé d'une tuyère motrice et d'une tuyère secondaire en trois parties, partie convergente, chambre de mélange, partie divergente du diffuseur. L'éjecteur est l'élément où s'effectue le mélange des deux fluides (primaire et secondaire). C'est aussi un compresseur statique qui sert à augmenter la pression, donc, c'est un élément moteur de la machine dans laquelle le fluide moteur aspire le fluide de la boucle frigorifique. La partie active de l'éjecteur consiste en un système de deux tuyères coaxiales liées par un collecteur d'aspiration [10].

II.2.2. principe de fonctionnement de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur

La **Figure II.2** représente schématiquement le circuit du système à éjecteur le plus simple qui soit, à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

a) La « boucle frigorifique » BF parcourue par le fluide frigorigène et comportant :

- L'éjecteur qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur et la comprime avant son introduction dans le condenseur.
 - Le condenseur qui liquéfie la vapeur de frigorigène.
 - Le détendeur qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur.
 - L'évaporateur, où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène. Cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir.
- b) La « boucle motrice » BM parcourue par le fluide moteur actif et comportant :
- L'éjecteur où l'énergie cinétique du jet de vapeur de fluide actif, qui pénètre dans l'éjecteur, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorifique BF.
 - Le condenseur qui liquéfie la vapeur de fluide actif sortant de l'éjecteur.
 - La pompe qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser.
 - Le bouilleur « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine, sous l'action du chauffage, le liquide se vaporise et la vapeur formée se surchauffe avant de pénétrer dans l'injecteur de l'éjecteur.

Comme on le voit, si l'on distingue parfaitement les deux boucles, il apparaît clairement qu'elles ne sont pas séparables. Le c en question est bien intégré ou non dissociable : l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le condenseur est commun aux deux boucles. Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur ; il en est généralement ainsi.

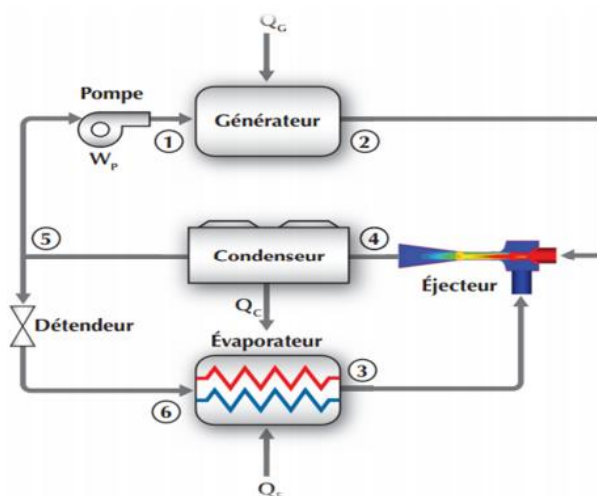


Figure II.2: Schéma de circuit où l'on distingue les boucles motrice BM et boucle frigorifique BF

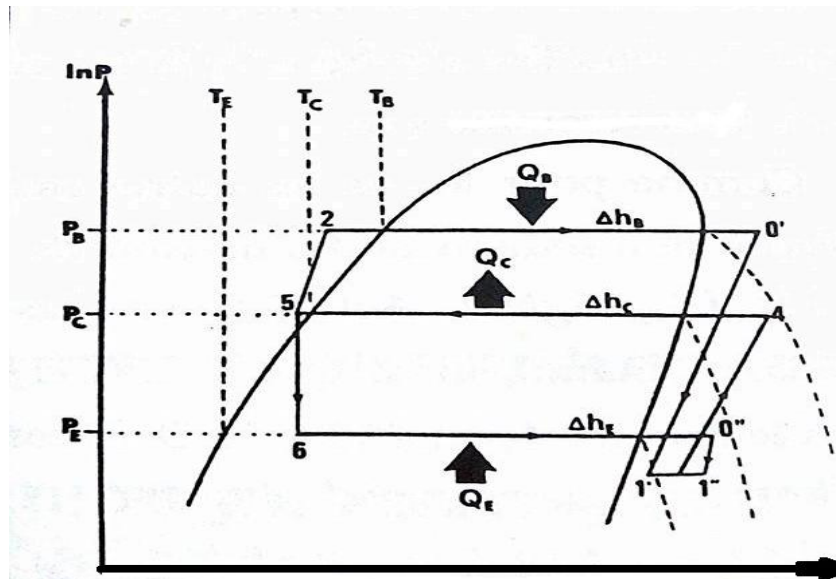


Figure II.3 : Diagramme enthalpique (p, h) du cycle

La **Figure II.3** représente le tracé dans le diagramme enthalpique (lg p- h) de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur.

La **Figure II.1** simplifiée représente le principe de fonctionnement du système : la partie (m_p) du fluide en phase liquide issue du condenseur est comprimée par la pompe qui élève sa pression de P_C à P_B . Puis, ce fluide prend de la chaleur au bouilleur, se vaporise.

Le mélange de deux fluides pénètre dans le condenseur à la pression P_C . Le cycle primaire du système (appelé cycle moteur ou cycle chaud) est ainsi terminé. L'autre partie (m_s) du fluide, issue du condenseur, traverse le détendeur où sa pression diminue de P_C à P_E

Puis, le liquide va s'évaporer dans l'évaporateur pour être ensuite aspiré par le jet primaire.

Le mélange comprimé retourne au condenseur. Le cycle secondaire (ou cycle froid) est bouclé.

II.3 Etude de l'éjecteur

II.3.1 Description de l'éjecteur

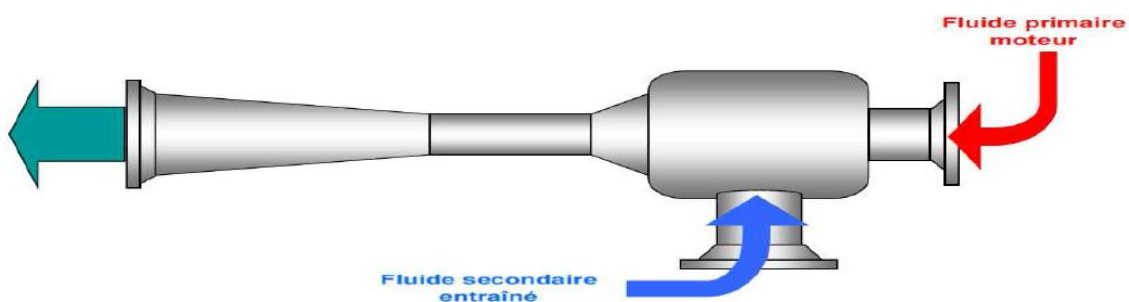


Figure II.4 Schéma des différentes parties de l'éjecteur

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc (1857-1923).

L'abaissement de température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente.

L'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue, puis lentement divergente, l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. Ce système qui a des créneaux d'utilisation bien spécifique est peu répandu.

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

- **Tuyère primaire** : permet la conversion de l'enthalpie du fluide moteur en énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire.
- **Tuyère secondaire** : transporte la vapeur qui vient de l'évaporateur pour être entraînée et aspirée par le fluide moteur (fluide primaire).
- **Chambre de mélange** : après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur.

II.3.2 Critères de performance des éjecteurs

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

- ✓ Créer le vide
- ✓ Entraîner un fluide secondaire
- ✓ Mélanger deux fluides

Ces performances dépendent naturellement du mode de fonctionnement de l'éjecteur, de sa géométrie, des conditions de pression mais également du régime d'écoulement qui s'installe dans l'éjecteur.

L'étude des éjecteurs supersoniques nécessite souvent la définition de paramètres géométriques et thermodynamiques adimensionnels. Ces principaux paramètres sont :

-Le rapport des sections aux cols des tuyères secondaire et primaire :

$$\phi = \left(\frac{D_t}{d_*}\right)^2$$

-Les performances de l'éjecteur sont définies par le facteur d'entraînement U donné par :

$$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (\text{II.1})$$

Avec \dot{m}_s et \dot{m}_p les débits respectifs des fluides (secondaire et primaire).

II.3.3 aérodynamique de l'éjecteur

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

II.3.3.1 Régimes d'écoulement dans la tuyère motrice

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

$$\delta_s = \frac{P_s}{P_0'} \quad (\text{II.2})$$

Où P_0' et P_s sont respectivement les pressions amont et aval de la tuyère. On représente simultanément les variations de ce rapport et du nombre de Mach en fonction de la coordonnée axiale x à la section d'entrée de la tuyère pour diverses valeurs de la pression statique P_s dans la section considérée (**Figure II.5**). Selon les valeurs de δ_s , il existe quatre régimes d'écoulement :

Régime 1 : $\delta_D < \delta_s < 1$

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

$$\delta_* = \frac{P_*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{II.3})$$

Où γ est le rapport des chaleurs spécifiques à pression est à volume constants.

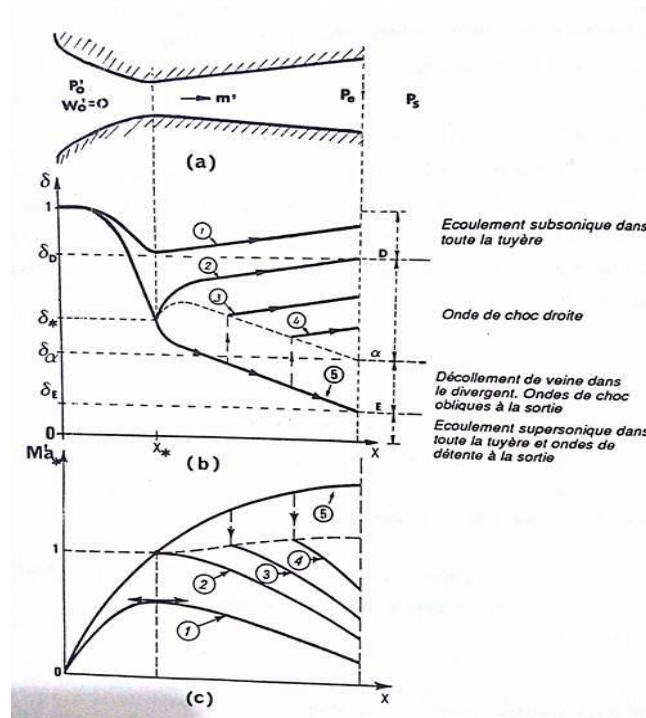


Figure II.5: Classification des écoulements dans la tuyère motrice : (a) schéma de la tuyère ;
 (b) distribution des pressions axiales ; (c) distribution axiale des vitesses

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

$$\dot{m}'_0 = \left[\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \frac{P'_0}{\sqrt{T'_0}} S'_* \quad (\text{II.4})$$

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

$$\delta_D^{1/\gamma} \left(1 - \delta_D^{\gamma-1/\gamma} \right)^{1/2} = \left(\frac{\gamma-1}{2} \right)^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{S'_*}{S'_1} \quad (\text{II.5})$$

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

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

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

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

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

Régime 4 : $\delta_S \leq \delta_E$

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

II.3.3.2 Régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire

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

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

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

Pour de plus grandes valeurs du rapport moteur le flux primaire va se détendre davantage à la sortie de la tuyère motrice et cette détente se poursuit à l'intérieur du mélangeur jusqu'à une section d'épanouissement maximal où les deux flux coexistent sans mélange, avec l'apparition d'un blocage sonique du flux secondaire. A ce moment là, les conditions aval n'exercent aucune influence sur la configuration de l'écoulement. C'est le régime supersonique (**Figure II.6.a**)

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

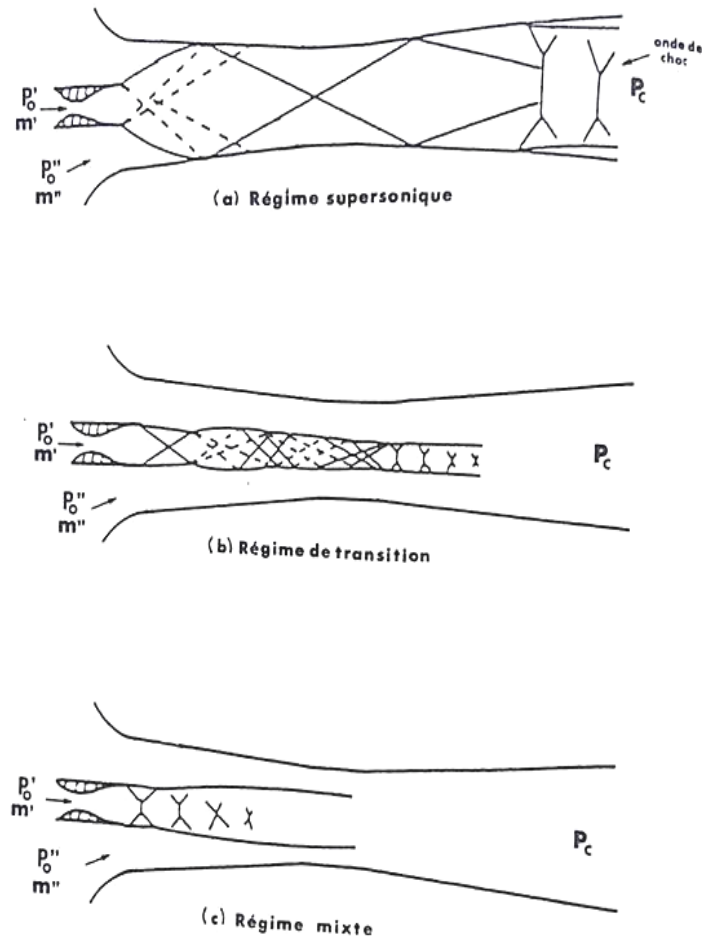


Figure II.6 : différents régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire a) régime supersonique ; b) régime supersonique saturé ou de transition c) régime mixte

II.4. Etude bibliographique concernant les performances d'un éjecteur

Pour les applications de réfrigération, les paramètres les plus importants sont définis en termes de rapports d'entraînement, et de compression. Le facteur d'entraînement ($U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$) est le rapport du débit du fluide secondaire et celui du fluide primaire. Le rapport de compression donne le rapport de la pression à la sortie du diffuseur et la pression du flux secondaire à l'entrée de l'éjecteur ($r = P_C/P_E$). Le rapport d'entraînement est lié à l'efficacité énergétique (COP) d'un cycle de réfrigération et le rapport de pression limite la température à laquelle la chaleur peut être rejetée. Pour une pression primaire et secondaire données, le rapport d'entraînement le plus élevé sera atteint lorsque le rapport de compression est réduit au minimum. Dahmani et Al ont étudié une méthode de conception pour de simples systèmes de réfrigération à éjecteur, avec capacité de réfrigération fixe et fonctionnant à des températures fixes des fluides extérieurs qui entrent dans le générateur, le condenseur et

l'évaporateur. Pour une combinaison particulière de ces quatre paramètres, les résultats établissent l'existence de valeurs optimales de la pression du réfrigérant dans le générateur (P_{Ge}) spécifique à chaque réfrigérant et de la différence de température dans les échangeurs de chaleur (DT) qui minimisent la conductance thermique totale du système.

Lorsque l'éjecteur est opéré sous la pression critique du condenseur P_C^* , le COP et la capacité de réfrigération Q_{Ev} restent constants. Une augmentation de la pression du condenseur au-dessus de la pression critique du condenseur déplace l'onde de choc thermodynamique dans la chambre de mélange et empêche l'écoulement secondaire d'atteindre une vitesse sonique. Scott et Al ont conclu que le cycle de réfrigération à éjecteur est mieux caractérisé par le rapport d'entraînement et par la pression du condenseur critique P_C^* . Dans un dispositif unique d'éjecteur supersonique, le rapport d'entraînement est constant sur une large plage de pressions du condenseur.

Une courbe de performance typique de l'éjecteur, montrant le rapport d'entraînement U qui varie en fonction de la pression du condenseur P_C , est présentée sur la **Figure II.7**.

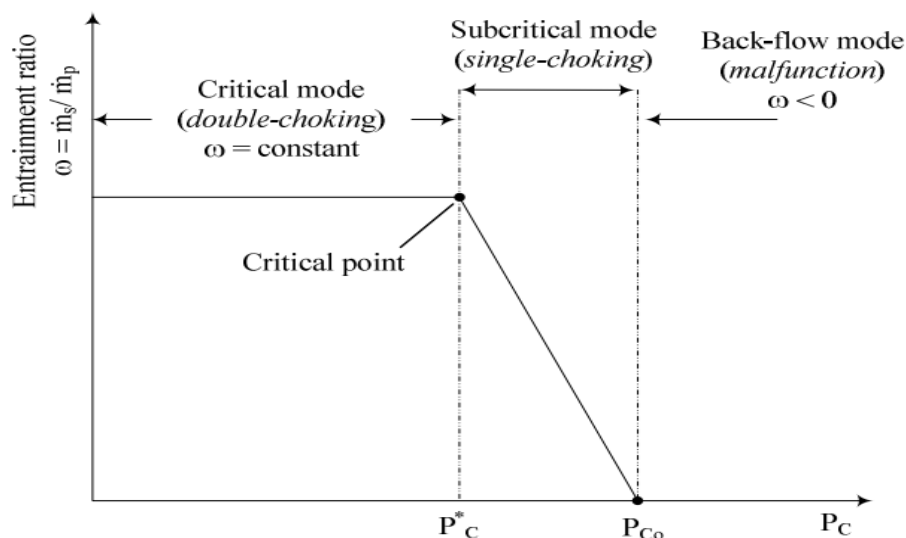


Figure II.7 : Modes de fonctionnement de l'éjecteur

Afin d'analyser le changement de pression le long du profil d'éjecteur, Chunnanond et Aphornratana ont mené une étude expérimentale d'un système de réfrigération à éjecteur à vapeur. Ils ont conclu qu'il y avait deux paramètres qui ont dominé la performance du réfrigérateur à éjecteur, la quantité de fluide secondaire traversant la chambre de mélange et la quantité de mouvement du flux mixte. Une diminution de la pression du générateur de vapeur

a provoqué une diminution de l'écoulement primaire, ce qui entraîne une augmentation du flux secondaire. Cela a entraîné la hausse de la capacité de réfrigération ainsi que le COP.

Cependant, cela a causé une baisse de la quantité de mouvement de l'écoulement mixte. Ainsi, la pression critique du condenseur P^*_C a été réduite. D'autre part, une augmentation de la pression de l'évaporateur, qui était en amont de la pression de l'éjecteur, provoque l'augmentation de la pression critique du condenseur. Cela a également augmenté le débit massique à travers la chambre de mélange et a permis d'augmenter en conséquence la capacité du refroidissement et le COP. Cependant, cela permet de ne pas atteindre la température de refroidissement souhaitée.

Les effets des paramètres sans dimension comme le taux de compression et le taux d'expansion sur les performances du système de réfrigération à éjecteur ont également été étudiées par Sankarlal et Mani. Les résultats ont montré que le COP a augmenté avec l'augmentation du taux d'expansion et a diminué avec le ratio de compression.

Auteurs	année	T_B (°C)	T_C (°C)	T_E (°C)	fluide	U	Q_e (kW)	E_f (%)	η_{ex} (%)	type de source chaude
ZHADAN [35]	1960	70	26	-20	R12	0,14	-	5,2	7,4	artificielle
"	"	"	"	-5	"	0,34	-	14,0	12,6	"
"	"	"	"	5	"	0,4	-	16,0	9,4	"
KAKABAEV [36]	1966	70 à 74	31 à 32	14,7 à 18,5	R12	0,31 à 0,5	0,95 à 1,2	28 à 45	12,3 à 19,7	solaire
CAVALLINI [40]	1967	73	25	-13	R12	-	-	13,0	13,7	artificielle
"	"	70,5	"	-1,3	"	-	-	22,5	16,4	"
"	"	81	"	-10	R11	-	-	13,0	10,9	"
"	"	"	"	0	"	-	-	37,0	21,4	"
PALIWODA [29]	1968	60 à 90	30 à 35	0 à 5	R11	0,25 à 0,4	-	17 à 25	10 à 14	"
DEL NUNZIO [41]	1971	70 à 74	26	1	R11	-	-	25 à 27	17 à 18,5	"
"	"	75	35	"	"	-	-	14,0	15,1	"
"	"	85	"	"	"	-	-	19,0	16,9	"
ZAKHAROV [42]	1971	140	28 à 37	7	R12	0,28	5,7	33,0	11,5	"
"	"	"	"	"	"	0,37	7,3	42,0	14,6	"
"	"	"	37	0	"	0,3	3,3	20,0	10,9	"
HAMNER [43]	1978	87 à 108	29 à 30,5	9,4 à 12,5	R11	0,18 à 0,3	0,4 à 0,9	14 à 24	6 à 7,4	"
CORRIEU [44]	1979	160	100	32	H ₂ O	0,33	7	3,0	4,8	vapeur viv
"	"	160	"	"	"	0,14	"	"	"	"
CHOU [45]	1980	70	29	4	R11	-	-	15,0	11,3	artificielle
HOLMES [46]	1983	65,5	27	7	R12	-	-	24,0	15,0	solaire
HUANG [47]	1985	65	35	7,8	R113	0,19	1,25	16,0	17,5	artificielle
"	"	"	36,5	12,7	"	0,24	1,8	22,0	21,7	"
LU [48]	1986	65	27,7	8,8	R11	0,27	-	23,0	14,0	"
"	"	85	"	"	"	0,47	-	40,0	16,8	"
"	"	65	"	3,5	"	0,17	-	15,0	11,9	"
"	"	85	"	"	"	0,3	-	26,0	14,2	"
NADHI [49]	1989	103	35	10	R11	0,4	-	34,0	16,6	"
"	"	110	"	"	R114	0,47	-	"	15,3	"
"	"	94	"	"	R113	0,32	-	23,0	12,6	"
"	"	72	30	"	0,8R11-0,2R114	0,32	-	27,5	26,2	"

Tableau II.1 : performances des machines frigorifiques trithermes à éjecto-compression construites depuis 1960

II.5. Analyse du cycle à éjecteur

L'efficacité représente le rapport de production frigorifique au niveau de l'évaporateur à la puissance calorifique du bouilleur. Pour le cycle à éjecto-compression, l'efficacité frigorifique est donnée comme suit :

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

Où Q_e et Q_b sont les puissances frigorifiques de l'évaporateur et utile du bouilleur, respectivement W_p est la puissance de la pompe, en négligeant le travail de la pompe on peut écrire:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_b} \quad (\text{II.7})$$

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

$$\varepsilon = \frac{Q_e}{Q_e + W_p} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_b + W_p} = U \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_b + W_p} \quad (\text{II.8})$$

Dans le but de trouver une fonction universelle du taux d'entraînement, J. Dorantès et A. Lallemand ont fait une recherche très complète en 1992 pour obtenir une meilleure corrélation entre le facteur d'entraînement, le taux de compression et le rapport moteur d'un éjecteur fonctionnant en régime de transition optimal. Elle est de la forme :

$$U = 3.32 \left(\frac{1}{r} - \frac{1.21}{r * \xi} \right)^{2.12} \quad (\text{II.9})$$

II.5.1 Taux d'entraînement d'un éjecteur utilisant deux fluides de masses molaires différentes à l'injection et à l'aspiration

Dans le paragraphe précédent nous avons caractérisé le fonctionnement d'un éjecteur selon son régime opératoire et nous avons analysé plus particulièrement les caractéristiques du régime de fonctionnement optimal correspondant au régime de transition. Une telle étude n'est relative, en fait qu'à un cas particulier, celui du fluide unique, d'un cas plus général où les fluides injecté et aspiré sont de nature différente. Le système est alors constitué d'une tête de combustion précédée d'un mélangeur de gaz combustible et d'air, utilisant l'énergie cinétique du jet du gaz issu d'un injecteur pour aspirer de l'air ambiant et réaliser un mélange

inflammable. Compte tenu de l'importance pratique de la connaissance de ces systèmes, la quasi-totalité des travaux publiés sur le phénomène de l'entraînement sont relatifs à des fluides de masses molaires différentes. Dans leur majorité, ces travaux ont eu pour but la compréhension des lois physiques qui régissent le phénomène de l'entraînement de l'air par le gaz, ainsi que d'indiquer les relations qui permettent d'apprécier l'influence de la nature du gaz ou de la forme et des dimensions du brûleur sur les caractéristiques de fonctionnement obtenues. Dans ce cadre, Work et Al ont observé expérimentalement que lorsque la masse molaire du fluide aspiré est supérieure à celle du fluide injecté, un accroissement sensible du taux d'entraînement est obtenu et qu'il est d'autant plus grand que les masses molaires sont plus éloignées (**Figure II.8**). En utilisant deux éjecteurs de caractéristiques différentes ($\phi = 3.63$ et $\phi = 7.29$), six fluides à l'aspiration ayant une masse molaire comprise entre 18 et 131g/mol et cinq fluides à l'injection ayant une masse molaire comprise entre 18 et 154 g/mol, ils ont proposé l'expression empirique suivante du facteur C (défini par : $C = \frac{P_C - P_E}{P_C - P_{E0}}$ pour l'éjecteur ayant $\phi = 3.63$) :

$$C = 1 - \left(\frac{M'}{M''} + 0.115 \right) U^* \cdot \xi^{1.5} \quad (\text{II.10})$$

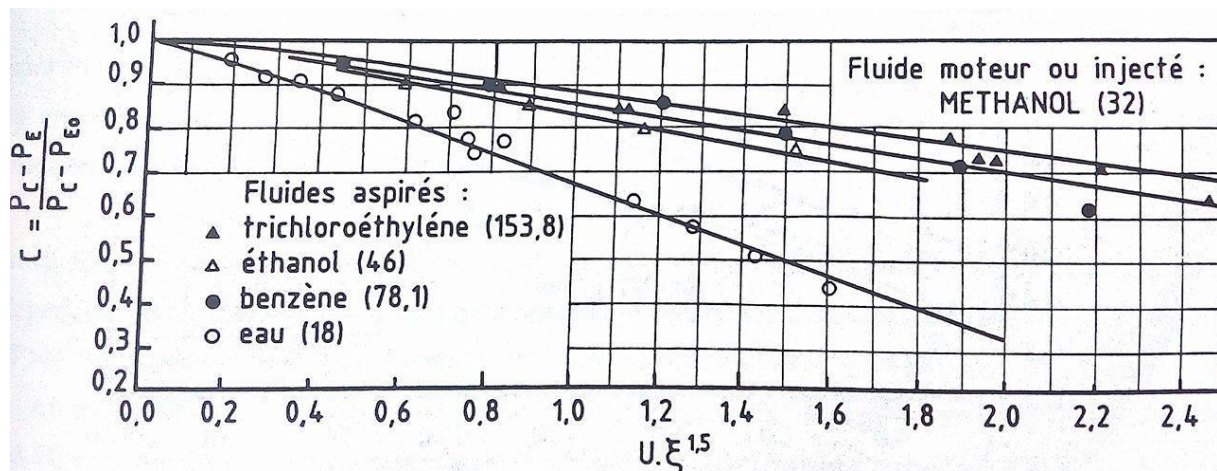


Figure II.8: taux d'entraînement d'un éjecteur utilisant quatre gaz de masses molaires différentes à l'aspiration. Le gaz injecté est du méthanol

Où M' et M'' sont les masses molaires des fluides injecté et entraîné, respectivement, U^* représente le taux d'entraînement d'un éjecteur fonctionnant avec deux fluides, la notation U étant réservée au cas du fluide unique.

On peut obtenir une expression du facteur de multiplication du rapport des taux d'entraînement U^*/U :

$$\frac{U^*}{U} = \frac{a+b}{aM'/M''+b} \quad (\text{II.11})$$

Où a et b sont des constantes empirique qui dépendent uniquement de la géométrie de l'éjecteur. Cette corrélation est représentée graphiquement sur la figure II.9 pour $\phi = 3.63$ avec $a=0.13$ et $b=0.11$.

En utilisant de l'air ($M=28.967$ g/mol) comme fluide aspiré, treize gaz purs et douze mélanges de gaz à l'injection ayant tous une masse molaire comprise entre 17 et 118 g/mol et deux éjecteurs de caractéristiques différentes, confirme expérimentalement les observations de Work et Al. Concernant l'accroissement de U^* (**Figure II.10**).

En utilisant les résultats de Holton on obtient entre M'/M'' et U^* la corrélation expérimentale suivante :

$$\frac{U^*}{U} = 1.116 (M''/M')^{0.427} \quad (\text{II.12})$$

Frate et Hoerl développent un modèle monodimensionnel des écoulements dans l'éjecteur pour étudier l'effet de la différence des masses molaires et des températures des gaz injecté et aspiré et proposent l'expression suivante pour la détermination du facteur de multiplication du taux d'entraînement :

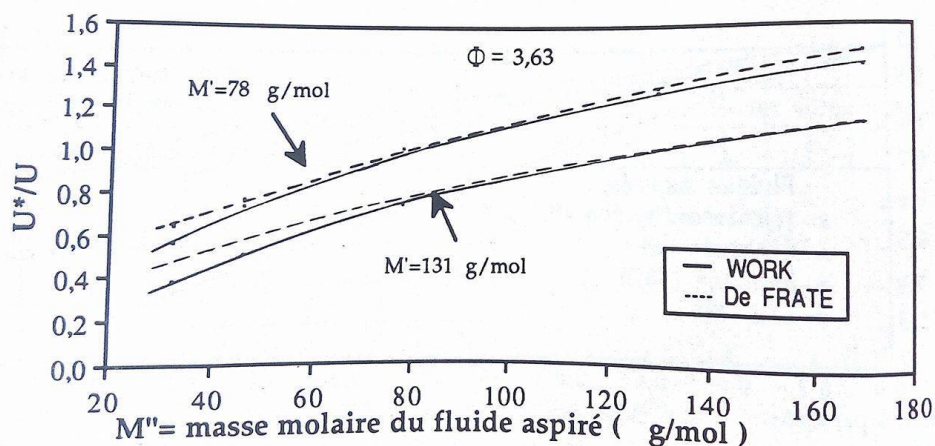


Figure II.9: rapport des taux d'entraînement U^*/U en fonction de M'' pour $M' = 78$ g/mol et $M' = 131$ g/mol à $\phi = 3.63$

$$\frac{U^*}{U} = k \sqrt{\frac{M''}{M'}} \quad (\text{II.13})$$

Où k est une constante déterminée de façon empirique et dont la valeur est proche de l'unité.

Le taux d'entraînement lorsqu'on utilise un mélange de fluide de masses molaires différentes est donné par la corrélation suivante :

$$U = \frac{1-1.3(1-1/r)}{\left[0.06 \frac{M''}{M'} + (0.6-0.12\xi_{opt})\right] \xi_{opt}} \quad (\text{II.14})$$

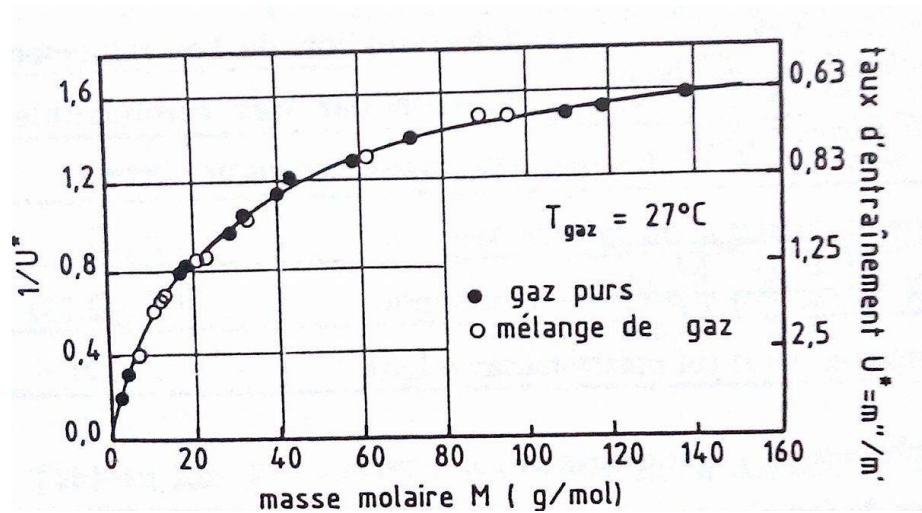


Figure II.10 : taux d'entraînement en fonction de la masse molaire du gaz injecté, pur ou en mélange de gaz et de l'air comme fluide entraîné

Le rendement isentropique de l'éjecteur η_{sej} est défini par le rapport du taux d'entraînement réel au taux d'entraînement calculé à partir de détente et de compressions isentropiques d'un gaz parfait :

$$\eta_{sej} = U \cdot \theta \left[\frac{r^{K-1/K} - 1}{1 - (1/\xi)^{K-1/K}} \right] \quad (\text{II.15})$$

Où $\theta = T_0''/T_0'$, est le rapport des températures génératrices.

Le rendement isentropique d'un éjecteur η_{sej} dans le cas de fluides de masses molaires différents a été étudié par Hogo et al.

Ils observent que le rendement devient élevé quand la masse molaire et le rapport des chaleurs massique du fluide injecté sont élevés et si la masse molaire et le rapport des chaleurs massiques du fluide aspiré sont faibles.

$$\eta_{sej} = 0.216 \left(1 - \log \frac{M''}{M'} \right) \quad (\text{II.16})$$

La combinaison $M' > M''$ donne un rendement élevé, mais elle diminue le taux d'entraînement.

II.6. L'application de l'éjecteur

Les éjecteurs présentent plusieurs intérêts dont le plus important est l'absence de pièces mécaniques mobiles. L'absence de piston ou d'élément rotatif offre un système fiable qui nécessite peu d'entretien ou de maintenance particulière [11]. Les éjecteurs trouvent des applications dans de nombreux domaines. De manière non exhaustive, nous pouvons citer :

✓ **Mise sous vide**

Les éjecteurs peuvent être utilisés comme pompes à vide. Ils se prêtent en effet très bien à des applications qui ne nécessitent pas des vides pousses, par exemple, pour l'emballage de certains produits alimentaires. Le vide créé est sans impureté ou projection d'huile. Il est même possible d'atteindre, avec des éjecteurs multi-étages, des pressions relativement basses (de l'ordre de 10 mbar). Les pompes à vide par éjecteur s'avèrent également particulièrement intéressantes pour l'extraction de fluides agressifs et corrosifs. Le principe de création de vide par éjecteur est également utilisé pour la manutention de pièces par le biais de manipulateurs ventouses. Pour les industries disposant généralement d'un circuit d'air sous pression, ce type de pompe à vide représente un investissement mineur. Il est possible d'utiliser des éjecteurs multi-étagés comme dans le procédé de désodorisation des huiles comestibles par exemple [12].

On notera également l'application des éjecteurs dans des systèmes de dessalement de l'eau de mer [13], l'éjecteur de vapeur pour le système de décharge hydraulique désigné par spiridonow [14].

✓ **Transport de diverses matières solides**

Les éjecteurs sont parfois employés dans l'industrie alimentaire ou pharmaceutique pour transporter des matières solides telles que les poudres ou granulés. Grâce à leur fiabilité et leur robustesse, les éjecteurs sont en effet souvent préférés à d'autres systèmes mécaniques qui risquent de s'encrasser et de tomber en panne, l'éjecteur pour la transmission pneumatique de Ding [15].

✓ **Séparation de matières**

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

l'emploi d'éjecteurs dans les processus de dissociation et de distribution de particules de graisse dans des fluides alimentaires [16].

✓ **Mélange des fluides**

Les éjecteurs sont souvent utilisés pour leur propriété à mélanger des fluides primaire et secondaire. L'éjecteur reste alors de configuration classique, seules les caractéristiques des fluides moteurs et aspirés changent : fluides à saturation, chaud, froid, liquide, gaz, ... Suivant l'application et la nature des fluides utilisés, il est possible de distinguer des utilisations en tant que laveurs de gaz, désurchauffeurs ou encore thermo-compresseurs. Les éjecteurs s'avèrent très intéressants pour ces opérations de mélange, car ils permettent d'obtenir aisément la concentration ou la température désirée en intervenant sur les débits primaires et/ou secondaire.

Parmi les industries faisant appel aux éjecteurs en tant que mélangeurs, on peut citer l'industrie chimique. Le mélange de fluides réactifs a notamment été étudié par HU [17]. Les capacités de mélange des éjecteurs sont également utilisées en aéronautique pour le mélange air-carburant dans les chambres de combustion [18.19].

✓ **Production de froid**

L'utilisation du principe de l'éjecto-compression dans un cycle frigorifique tritherme remonte au début du 20^{ème} siècle [20.21]. On rencontre également les éjecteurs dans le domaine de la production de froid dans le rôle de thermo-compresseurs assurant une partie de la compression du fluide frigorigène [22,23]. Ces systèmes frigorifiques sont trithermes et présentent comme principal avantage de pouvoir tirer profit d'une source de chaleur gratuite telle que le soleil [24,25], ou de la récupération de chaleur de machines dans les complexes industriels [26]. Cette source de chaleur assure l'élévation en température et en pression d'une partie du fluide frigorigène destiné à alimenter la tuyère motrice de l'éjecteur et à entrainer une autre partie du fluide frigorigène a basse pression provenant de l'évaporateur. De tels systèmes offrent toutefois des coefficients de performance bien inférieurs à ceux d'installations plus classiques avec compresseur mécanique.

✓ **Applications en aéronautique**

Le secteur de l'aéronautique est un grand utilisateur d'éjecteurs. Des éjecteurs ont ainsi été utilisés pour simuler des altitudes élevées lors de tests de moteurs de fusées. Ils servent à simuler le fonctionnement des propulseurs destinés à évoluer à très hautes altitudes, donc à basses pressions environnantes [27]. Le développement d'engins à décollage vertical a également eu recours à l'emploi d'éjecteurs supersoniques. Ceux-ci s'avèrent particulièrement efficaces comme moyen d'augmentation de poussée pour des avions de types V/STOL (avions

à décollage court et atterrissage vertical). De manière générale, dans les applications aéronautiques, l'apport d'un débit massique secondaire par le biais d'un éjecteur à flux induit présente plusieurs intérêts. Il produit bien sûr une augmentation de la poussée [28] qui peut être amplifiée par l'utilisation de tuyères de géométries évoluées (forme lobée ou à pétales) [29]. Le flux induit peut également permettre d'atténuer les bruits produits et ainsi de réduire les nuisances sonores [30, 31,32].

✓ **Les piles à combustibles**

Les éjecteurs peuvent être utilisés en remplacement de la pompe dédiée à la récupération de l'hydrogène non consommé dans un système de pile à combustibles. L'intégration de l'éjecteur sur le circuit d'alimentation en hydrogène permet la réduction de la consommation d'électricité et donc l'amélioration du rendement global de la pile [33].

✓ **Le boosting**

Le boosting des gaz est utilisé pour l'acheminement du gaz naturel dans les pipelines. Les éjecteurs servent alors à renforcer ce processus en utilisant le gaz sortant à haute pression pour entraîner le gaz à faible pression sans faire appel à des compresseurs trop gourmands en énergie [34].

✓ **Le dessalement de l'eau**

On rencontre également les éjecteurs dans des systèmes solaires de dessalement de l'eau de mer où ils contribuent au processus de recompression de la vapeur destinée à être condensée en eau distillée [35].

✓ **Le chauffage**

L'application de l'éjecteur dans le système de chauffage centralisé a aussi attiré une certaine attention, comme l'application de la pompe à jet d'eau dans le système immeuble de grande hauteur directe connectée [36].

Conclusion

L'étude bibliographique entreprise dans ce chapitre a montré que l'efficacité de la machine frigorifique à éjecto-compression est fortement liée aux performances de l'éjecteur définies essentiellement par son taux d'entraînement U . En effet, elle a fait ressortir que le rapport d'entraînement d'un éjecteur augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur et celle de l'évaporateur. Par contre, une augmentation de la température du condenseur conduit à une diminution progressive du rapport d'entraînement et une chute brutale observée dans un éjecteur à géométrie fixée pour une pression critique du condenseur. En effet, le rapport de

section d'éjecteur doit être ajusté pour fournir une section de passage suffisante pour que l'écoulement se développe, les deux jets primaire et secondaire se mélangent et le mélange se comprime, afin d'atteindre le rapport d'entraînement optimal. Ce rapport de sections doit être adapté aux différentes conditions de fonctionnement afin de maintenir une performance optimale. Le rapport d'entraînement de l'éjecteur, le rapport des sections des cols des tuyères secondaire et primaire et la pression critique sont plus fortement influencés par la température du condenseur que par les températures de bouilleur et la température de l'évaporateur.

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange binaire sur les performances de la machine à éjecto-compression

A l'exception de l'eau, les fluides thermodynamiques utilisées jusqu'à présent dans les applications de la climatisation à éjecto-compresseur étaient des CFC, ces fluides, mis en cause dans le processus de destruction de la couche d'ozone, sont condamnés à court terme par le protocole de Montréal. Il devient donc indispensable de les remplacer. C'est pour cela que nous présentons dans ce chapitre une étude comparative du fonctionnement du système avec les fluides suivants : **R141b** et **RC318** qui sont moins nocifs pour l'environnement.

L'étude réalisée est uniquement théorique, une simple comparaison entre le comportement du système fonctionnant avec des fluides purs ou avec des mélanges zéotropiques permet de juger de l'intérêt éventuel de ces fluides dont la masse molaire peut être soit identique, soit différente dans les deux boucles.

III.1 Les fluides de travail dans le système de réfrigération d'éjecteur

Pour améliorer l'efficacité de système à éjecteur par l'emploi de fluides moteur et générateur différents, une étude de couples de fluides parmi les fluides les plus utilisées couramment dans la réfrigération a été faite. Cette étude a été guidée principalement par la recherche de rapport de masse molaire le plus grand possible et leur facilité de séparation à la sortie de l'éjecteur. Pour cela, il convient de connaître les caractéristiques thermodynamiques de mélange de ces fluides dans des proportions divers. Or, si l'accès à la connaissance bibliographique des propriétés thermodynamiques des fluides purs est aisée, il n'en est pas de même pour les mélanges de ces fluides purs, car très peu de données ont été publiées. Ainsi les propriétés du mélange zéotrope RC318-R141b ont été calculées à l'aide du logiciel refprop 7.

	Halocarbures	Hydrocarbure	Autres frigorigènes
Frigorigènes purs	R11,R12,R113,R114, R123,R134a ,R141b, R142b,R143a,R152a, R21,R227ea,R236fa, R245ca,R245fa,RC318, R365mfC	Propane(R290), Butane(R600), Isobutane(R600a)	Eau (R718), Ammoniac (R717), diméthyléther (RE170) acétaldéhyde, Méthanol, méthylamine
Mélanges réfrigérants	R500,R22,/RC318,R22/R142b,R22/R124,R22/R152,R22/R134, R134A/R142b,R152a/R142B,R134a/R152a,R32/R134a,R32/R152a, R290/R600a,R600a/R600; RC318/R141b		

Tableau III.1: les fluides frigorigènes utilisés dans le système de réfrigération à éjecteur

III.2 Performance du système utilisant un fluide pur

Condition opératoires

Le fluide caloporteur utilisé dans les trois échangeurs et jouant le rôle de pseudo-source de chaleur est de l'eau. Les conditions opératoires sont fixées par les températures d'entrée de cette eau qui sont assimilées aux températures des sources thermodynamiques correspondantes. Les valeurs retenues sont les suivantes :

Source Chaude : $T_{Bes} = 90 \text{ et } 105 \text{ }^\circ\text{C}$

Source intermédiaire : $T_{Ces} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Source froide : $T_{Ees} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

L'écart de température entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur ΔT_s est de 5 k le pincement est pris égal à 5k dans chaque échangeur.

Avec ces températures des sources et les écarts de températures cités ci-dessus, on peut calculer les trois températures de changement de phase, $T_B, T_C \text{ et } T_E$ de la manière suivante :

- Pour le bouilleur, si la surchauffe $\Delta T_B < 5 \text{ K}$ le pincement a lieu au point correspondant au liquide saturé. On obtient alors T_B par la relation suivante :

$$T_B = T_{Bes} - \Delta T_s - \Delta T_{pinc}$$

Si la surchauffe est telle que $\Delta T_B > 5 K$, le pincement a lieu après la surchauffe de la vapeur. On a :

$$T_B = T_{Bes} - \Delta T_{pinc} - \Delta T_B$$

- Pour le condenseur, si le sous-refroidissement $\Delta T_C < 5 K$, le pincement se suite sensiblement au niveau de la vapeur saturée, on peut écrire :

$$T_C = T_{Ces} + \Delta T_S + \Delta T_{pinc}$$

Si $\Delta T_C > 5 K$, on a :

$$T_C = T_{Ces} + \Delta T_{pinc} + \Delta T_C$$

- Pour l'évaporateur, il est analogue à celui du bouilleur :

Si $\Delta T_E < 5 K$, $T_E = T_{Ees} - \Delta T_S - \Delta T_{pinc}$

Si $\Delta T_E > 5 K$, $T_E = T_{Ees} - \Delta T_{pinc} - \Delta T_E$

Les surchauffes au bouilleur ΔT_B et à l'évaporateur ΔT_E varient d'un fluide à l'autre et dépendent de la forme des isentropes de la vapeur surchauffée par rapport à la courbe de rosée.

	R142b	R318c
ΔT_B	10	3
ΔT_E	3	3

Tableau III.2 : valeurs de surchauffes adoptées au bouilleur et à l'évaporateur pour les fluides frigorigènes testés.

Au condenseur, le sous-refroidissement est pris égal à zéro: $\Delta T_c = 0$.

$$T_{Bes} = 90 \text{ °C} \quad T_{Ces} = 25 \text{ °C} \quad T_{Ees} = 20 \text{ °C}$$

On applique la méthode de pincement pour obtenir

$$T_B = 80 \text{ °C} \quad T_C = 35 \text{ °C} \quad T_E = 10 \text{ °C}$$

Pour le R141b

R141b	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	$\gamma = P_c/P_E$	$\xi = P_B/P_C$
0' b	83	4.22	134.3	$\gamma = 2.58$	$\xi = 3.76$
0'' e	13	0.4344	286.2		
2		4.22			
4	/	/	/		
5 c	35	1.122	79.13		

6			79.13		
---	--	--	-------	--	--

Tableau III.3 : Conditions opératoires de la machine (R141b)

$$cop = U * \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + W_p}$$

$$W_p = (P_B - P_C) * v_l$$

$$W_p = 0.2549 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_E = h_{0''} - h_6$$

$$\Delta h_E = 286.2 - 79.13$$

$$\Delta h_E = 207.07 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_B = h_{0'} - h_2$$

$$h_2 = h_5 + W_p$$

$$h_2 = 79.3849 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_B = 334.3 - 79.3849$$

$$\Delta h_B = 254.9151 \text{ kJ/kg}$$

$$U = 3.32 \left(\frac{1}{r} - \frac{1.21}{r * \xi} \right)^{2.12}$$

$$U = 0.195$$

$$cop = 0.195 * \left(\frac{207.07}{254.9151 + 0.2549} \right)$$

$$cop = 0.158$$

Pour le R318c

R318c	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	$\gamma = P_c/P_E$	$\xi = P_B/P_C$
0' B	83	13.44	368.3	$\gamma = 2.26$	$\xi = 3.16$
0'' E	13	1.878	323.6		
2		13.44	239.04		
4	/	/	/		
5 C	35	4.251	238.4		
6			238.4		

Tableau III.4 : Conditions opératoires de la machine (RC318)

$$cop = U * \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + W_p}$$

$$W_p = (P_B - P_C) * v_l$$

$$W_p = 0.63 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_E = h_{0''} - h_6$$

$$\Delta h_E = 85.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_B = h_{0'} - h_2$$

$$h_2 = h_5 + W_p$$

$$h_2 = 239.04 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_B = 129.26 \text{ kJ/kg}$$

$$U = 3.32 \left(\frac{1}{r} - \frac{1.21}{r * \xi} \right)^{2.12}$$

$$U = 0.21$$

$$cop = 0.13$$

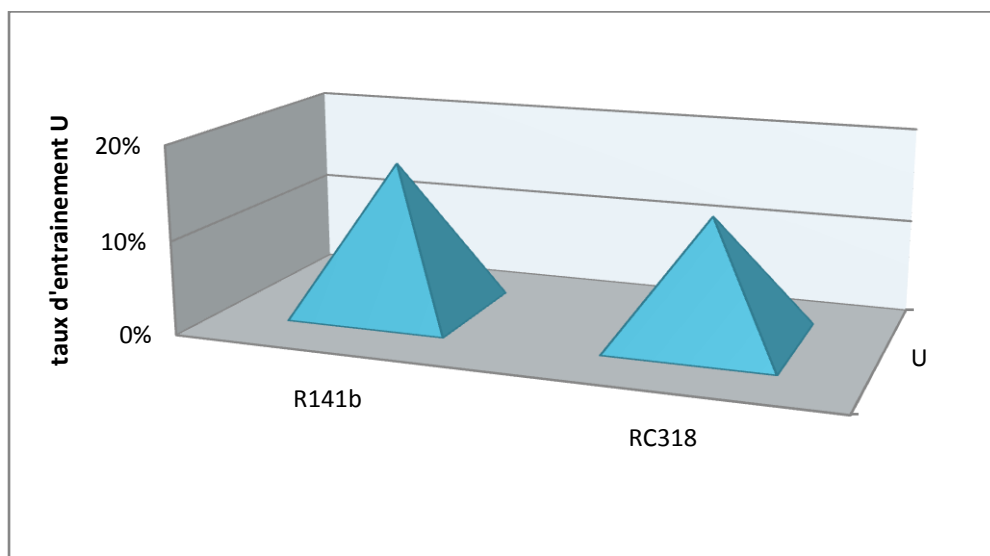


Figure III.1 : variations du taux d'entrainement U en fonction de la nature du fluide

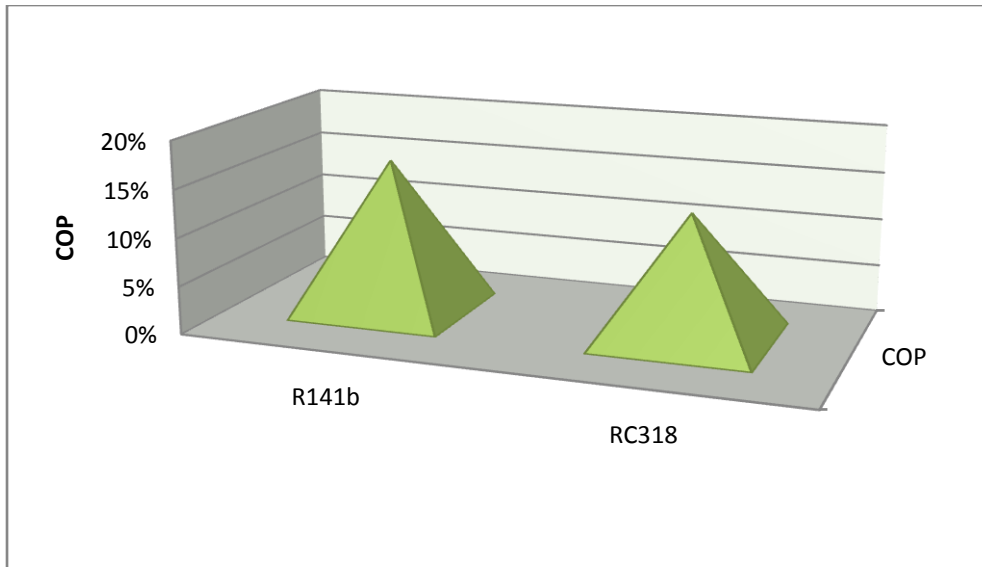


Figure III.2 : variations du COP en fonction de la nature du fluide

$$T_{Bes} = 105 \text{ °C}$$

$$T_{Ces} = 25 \text{ °C}$$

$$T_{Ees} = 20 \text{ °C}$$

On applique la méthode de pincement pour obtenir :

$$T_B = 95 \text{ °C}$$

$$T_C = 35 \text{ °C}$$

$$T_E = 10 \text{ °C}$$

Pour R141b

	T	P	h	τ	ξ
0'	98	6.049	344.2	$\tau=2.58$	$\xi=5.39$
0''	13	0.4344	286.2		
2		6.049	79.53		
4	/	/	/		
5	35	1.122	79.13		
6			79.13		

$$W_p = (P_B - P_C) * v_l$$

$$W_p = 0.40549 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_E = h_{0''} - h_6$$

$$\Delta h_E = 207.07 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_B = h_{0'} - h_2$$

$$h_2 = h_5 + W_p$$

$$h_2 = 79.53 \text{ KJ/kg}$$

$$\Delta h_B = 264.67 \text{ KJ/kg}$$

$$U = 3.32 \left(\frac{1}{r} - \frac{1.21}{r * \xi} \right)^{2.12}$$

$$U = 0.250$$

$$cop = U * \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + W_p}$$

$$cop = 0.195$$

Pour RC318

	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	r	ξ
0'	98	18.54	375.3	r=2.26	ξ=4.36
0''	13	1.878	323.6		
2		18.54	239.04		
4	/	/	/		
5	35	4.251	238.4		
6			238.4		

$$W_p = (P_B - P_C) * v_l$$

$$W_p = 0.98 \text{ KJ/kg}$$

$$\Delta h_E = h_{0''} - h_6$$

$$\Delta h_E = 85.2 \text{ KJ/kg}$$

$$\Delta h_B = h_{0'} - h_2$$

$$h_2 = h_5 + W_p$$

$$h_2 = 239.38 \text{ KJ/kg}$$

$$\Delta h_B = 135.92 \text{ KJ/kg}$$

$$U = 3.32 \left(\frac{1}{r} - \frac{1.21}{r * \xi} \right)^{2.12}$$

$$U = 0.198$$

$$cop = U * \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + W_p}$$

$$cop = 0.12$$

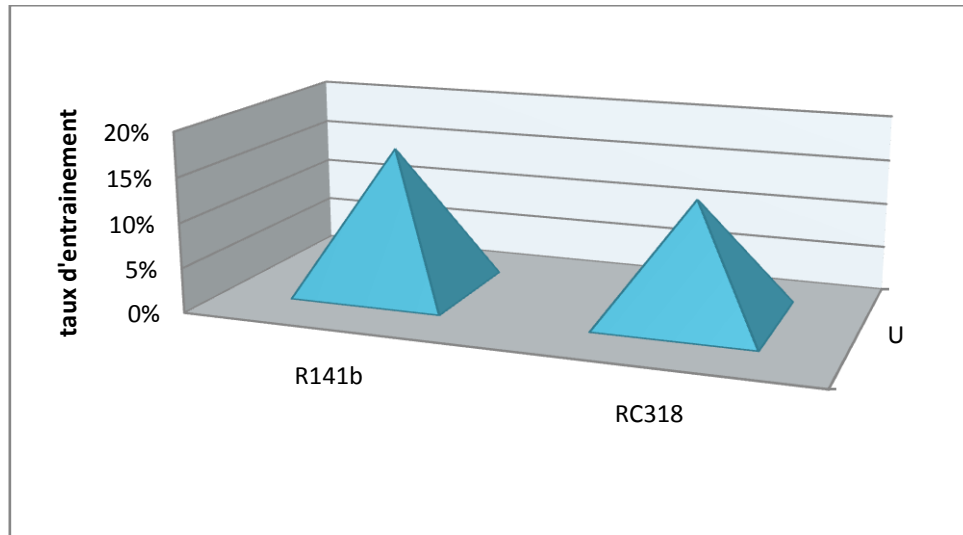


Figure III.3 : variations du taux d'entraînement en fonction de la nature du fluide

$$(T_{Bes} = 105^{\circ}\text{C})$$

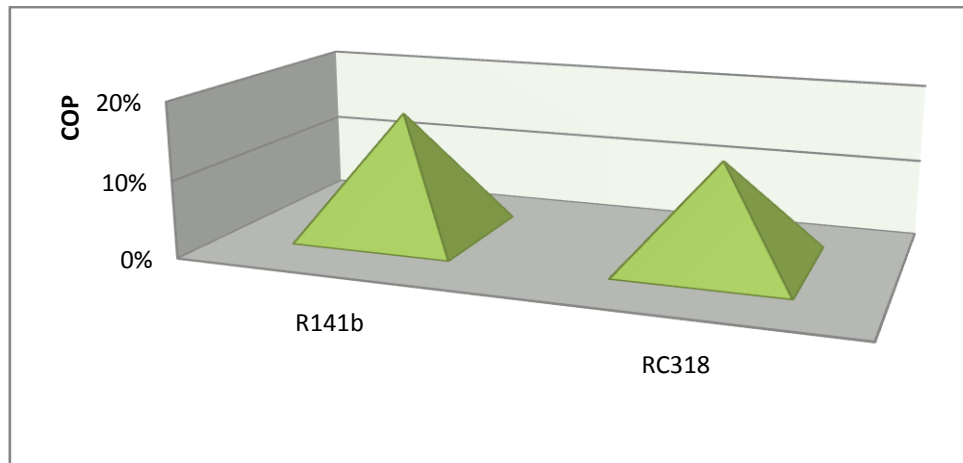


Figure III.3 : variations du COP en fonction de la nature du fluide ($T_{Bes} = 105^{\circ}\text{C}$)

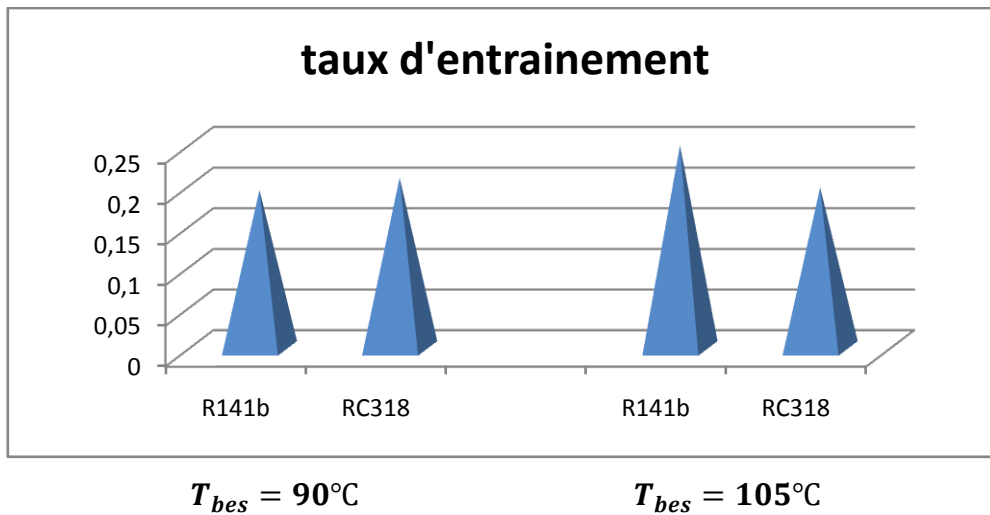


Figure III.4 : variations du taux d’entrainement en fonction de la nature du fluide pour deux températures de bouilleur

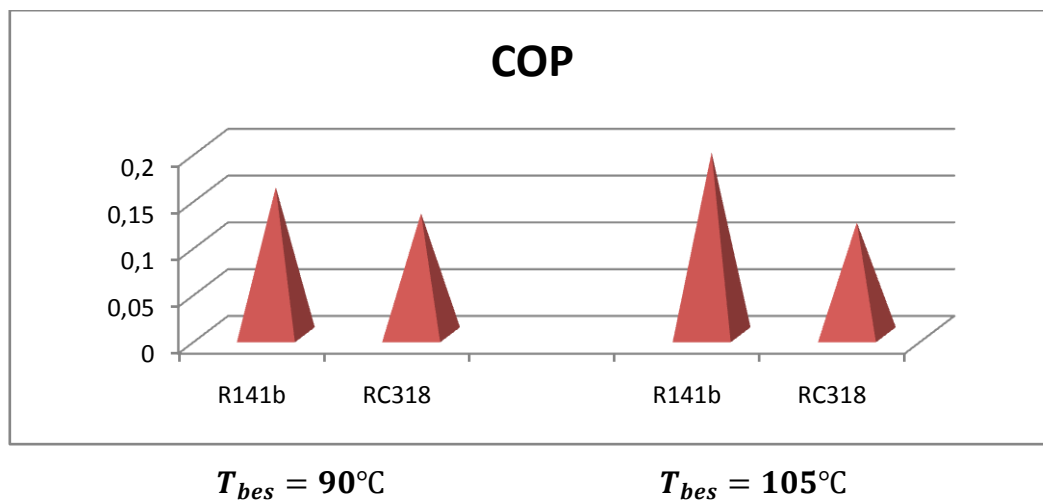


Figure III.5 : variations du COP en fonction de la nature du fluide pour deux températures de bouilleur

Les performances des machines frigorifiques à éjecto-compression sont fonction de la nature du fluide agit par le fait que pour des valeurs de T_{Be} et T_c données, les pressions de saturation correspondantes P_B et P_c diffèrent d’un fluide à l’autre, ce qui implique que les valeurs de taux d’entrainement et de COP peut augmente ou décrois selon la nature de fluide.

Et le R141b conduit aux meilleures performances

III.3 Emploi de mélanges zéotropiques sans et avec séparation :

Il est possible d’améliorer les performances du système par l’utilisation de fluides de masses molaire et de propriétés différentes dans les boucles motrice et frigorifique. Il faut pour

améliorer le taux d'entraînement que la masse molaire du fluide frigorigère M'' soit plus grande que la masse molaire du fluide moteur M' .

III.4 Performance du système utilisant un mélange RC318-R141b sans séparation

Dans cette partie de l'étude du système à éjecteur, on examine les possibilités d'utilisation d'un mélange RC318-R141b dans le cas où il y a séparation en deux flux de masses molaires différentes, afin d'utiliser la concentration molaire la plus grande comme fluide frigorigère et la concentration la plus petite comme fluide moteur.

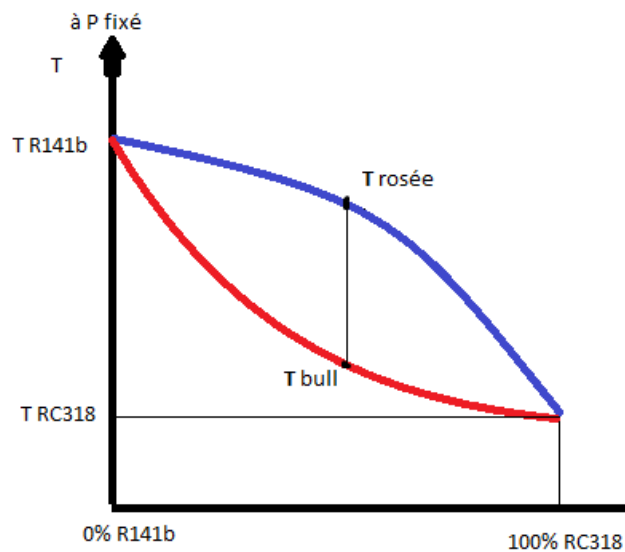


Figure III.6: diagramme de la séparation du mélange RC318-R141b

Condition opératoires

$$T_{Bes} = 105 \text{ °C} \quad T_{Ces} = 25 \text{ °C} \quad T_{Ees} = 20 \text{ °C}$$

a) Pour le bouilleur

$$\Delta T_{pinc} = T_{Bes} - (T_{rosée} + \Delta T_B)$$

$$T_{rosée} = T_{Bess} - \Delta T_B - \Delta T_{pinc}$$

$$T_{rosée} = 97 \text{ °C}$$

b) Pour l'évaporateur

$$T_{rE} = T_{Ees} - \Delta T_E - \Delta T_{pinc}$$

$$T_{rE} = 12 \text{ °C}$$

c) Pour le condenseur

$$T_{bl\ C} = T_{Ces} - \Delta T_{pinc}$$

$$T_{bl\ C} = 30^{\circ}\text{C}$$

Grace à l'utilisation du logiciel REFPROP, on a calculé les propriétés thermodynamique aux différents sommets du cycle.

Pour le mélange 20%RC318/80%R141b

	T(°C)	P (bar)	h(KJ/kg)	r	ξ	ρ_0	W_p (KJ/kg)	Δh_E (KJ/kg)	Δh_B (KJ/kg)	U	COP
0'	100	7.3278	472.02	2.548	5.1859	1307.4	0.452	179.53	238.018	0.260	0.1957
0''	15	0.55451	413.08								
2			234.002								
4	/	/	/								
5	30	1.413	233.55								
6			233.55								

Pour le mélange 40% RC318/60%R141b

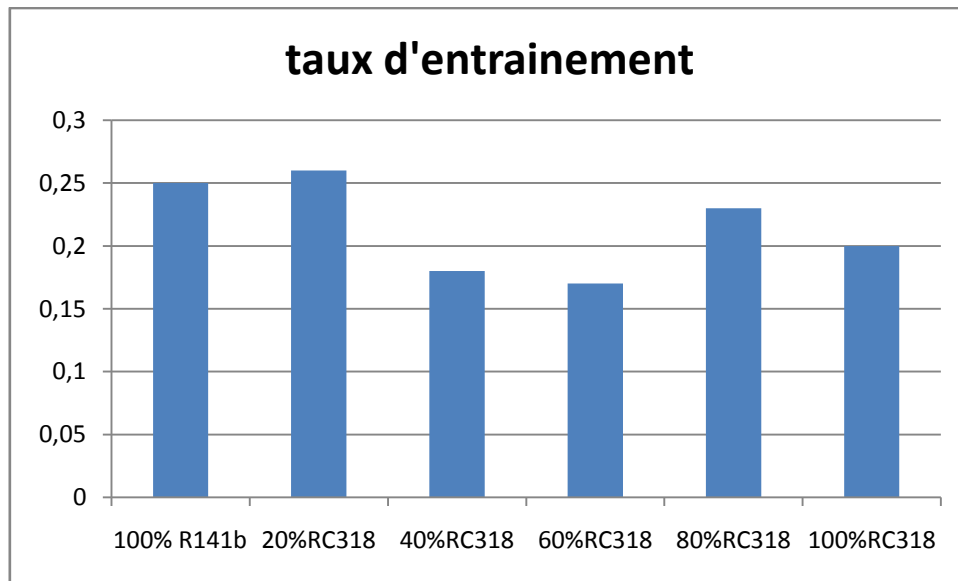
	T(°C)	P (bar)	h(KJ/kg)	r	ξ	ρ_0	W_p (KJ/kg)	Δh_E (KJ/kg)	Δh_B (KJ/kg)	U	COP
0'	100	8.7116	444.29	2.881	4.493	1374.0	0.493	152.07	210.727	0.1812	0.1304
0''	15	0.67224	385.14								
2			233.563								
4	/	/	/								
5	30	1.9369	233.07								
6			233.07								

Pour le mélange 60% RC318/40%R141b

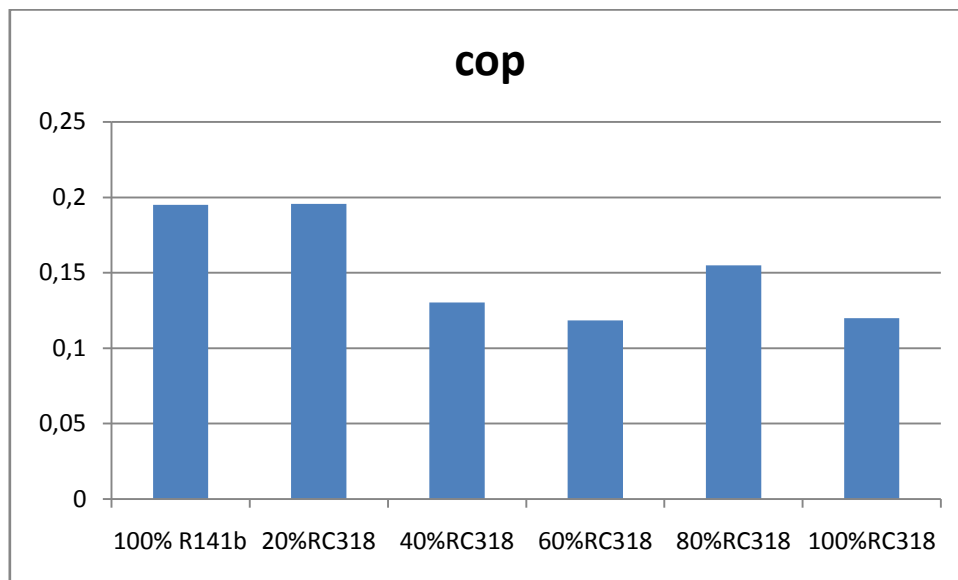
	T(°C)	P (bar)	h(KJ/kg)	r	ξ	ρ_0	W_p (KJ/kg)	Δh_E (KJ/kg)	Δh_B (KJ/kg)	U	COP
0'	100	10.755	420.62	2.907	4.315	1424.7	0.5799	129.31	187.2301	0.1720	0.1184
0''	15	0.85709	362.12								
2			233.3899								
4	/	/	/								
5	30	2.4921	232.81								
6			232.81								

Pour le mélange 80% RC318/20%R141b

	T(°C)	P (bar)	h(KJ/kg)	r	ξ	ρ_0	W_p (KJ/kg)	Δh_E (KJ/kg)	Δh_B (KJ/kg)	U	COP
0'	100	14.00	398.92	2.567	4.567	1459.6	0.749	110.44	166.081	0.23429	0.1550
0''	15	1.194	342.53								
2			232.839								
4	/	/	/								
5	30	3.0650	232.09								
6			232.09								



(a)



(b)

Figure III.7 : performance du mélange RC318-R141b en fonction de la teneur en RC318. (a) taux d'entrainement ; (b) efficacité frigorifique

Le mélange RC318-R141b peut conduire soit à une amélioration soit à une dégradation des performances de la machine.

Le couple 20% RC318-80%R141b conduit vers un meilleur taux d'entrainement et du COP.

III.4 Performance du système utilisant un mélange RC318-R141b avec séparation

Dans la boucle frigorifique on a utilisé le fluide le plus lourd (plus volatil) RC318 et dans la boucle motrice on a utilisé le fluide le plus léger (moins volatil) R141b.

$$M \text{ (RC318)} = 200.03 \text{ g/mol}$$

$$M \text{ (R141b)} = 116.95 \text{ g/mol}$$

$$M' = 0.2 * M_{RC318} + 0.8 M_{R141b}$$

$$M' = 133.566 \text{ g/mol}$$

$$M'' = 0.8 * M_{RC318} + 0.2 M_{R141b}$$

$$M'' = 183.414 \text{ g/mol}$$

$$M'' > M'$$

Boucle motrice (0.2 RC318-0.8 R141b)

$$T_B = 100^\circ\text{C} \rightarrow P_B = 7.3278 \text{ bar}$$

$$T_c = 30^\circ\text{C} \rightarrow P_c = 1.413 \text{ bar}$$

Boucle frigorifique (0.8 RC318-0.2 R141b)

$$T_E = 15^\circ\text{C} \rightarrow P_E = 1.194 \text{ bar}$$

$$\gamma = 1.183$$

$$\xi = 5.185$$

$$U = \frac{1 - 1.3(1 - 1/\gamma)}{\left[0.06 \frac{M''}{M'} + (0.6 - 0.12\xi_{opt})\right] \xi_{opt}}$$

$$COP = U * \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + w_p}$$

Les résultats sont résumés dans le tableau suivant :

Fluide moteur : 20%RC318/80%R141b , fluide frigorigène : 80% RC318/20%R141b								
$T_{Bes} = 105^\circ\text{C}$			$T_{Ces} = 25^\circ\text{C}$			$T_{Ees} = 20^\circ\text{C}$		
$\Delta T_B = 3^\circ\text{C}; \Delta T_E = 3^\circ\text{C} ; \Delta T_C = 0^\circ\text{C} ; M''/M' = 1.37$								
Δh_B	Δh_E	w_p	M'	M''	γ	ξ	U	COP
238.018	110.44	0.749	133.566	183.414	1.183	5.185	0.11	0.05

Conclusion

Dans cette étude on a évalué l'évolution du taux d'entraînement optimal et le COP de la machine à éjecto-compression des deux fluides (R141b. Rc318) pour des températures de sources ($T_{Bes} = 90$ et 105 °C ; $T_{Ces} = 25$ °C ; $T_{Ees} = 20$ °C), on a trouvé que le R141b est le meilleur fluide purs.

Le couple 20% RC318-80%R141b conduit vers un meilleur taux d'entraînement et du COP avec les mêmes conditions opératoires du 1^{er} cas.

En conclusion, l'amélioration des performances du système frigorifique à éjecto-compression est par l'utilisation de fluides de masses molaire et de propriétés différentes dans les boucles motrice et frigorifique.

Conclusion générale

L'objectif que se fixe tout concepteur d'une machine de production de froid est de fournir le froid à la température et la puissance frigorifique désirée, tout en cherchant à avoir la meilleure efficacité possible.

Le travail réalisé est une simple étude théorique des machines trithermes à éjecteur. Il concerne plus particulièrement la comparaison des performances de ces machines fonctionnant avec des fluides différents : fluides purs, mélanges binaires zéotropiques sans séparation ou avec séparation à la sortie de l'éjecteur.

Dans cette étude on a évalué l'évolution du taux d'entraînement optimal et le COP de la machine à éjecto-compression des deux fluides (R141b. Rc318) pour des températures de sources ($T_{Bes} = 90 \text{ et } 105 \text{ °C}$; $T_{Ces} = 25 \text{ °C}$; $T_{Ees} = 20 \text{ °C}$), on a trouvé que le R141b est le meilleur fluide pur. ($U = 0.250$; $COP = 0.195$)

Dans le cas du mélange R141b-Rc318, Le couple 20% RC318-80%R141b a conduit à des performances légèrement meilleures que celles du fluide pur R141b.

Par contre dans le cas de l'utilisation de fluides différents dans les boucles motrice et génératrice, les résultats ont montré une dégradation des performances du système.

Références bibliographiques

- [1] HUANG, B. J., JIANG, C.B. et HU, F. L. *Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. Transactions of the ASME, juillet 1985, Vol. 107.*
- [2] J.H. Keenan, E.P. Neumann, F. Lustwerk, *An investigation of ejector design by analysis and experiment, ASME Journal of Applied Mechanics.72 (1950) P299-309.*
- [3] DERGHOUT.Z :*mémoire de magister, investigation du cycle de réfrigération à éjecto-compression et ses application dans le froid, le chaud et l'énergie, Université Mentouri Constantine 2077.P17,18,19,20,43,44,100,101,102,103,104,105.*
- [4] <http://iutp.univ-poitiers.fr/gte/la-formation/les-matieres-enseignees-au-departement-gte/machines-frigorifiques/>
- [5] *Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au CO₂ à l'aide d'un éjecteur/Abdelkader BOUZIANE/ mémoire magistère 2009/ École Doctorale en Énergétique et Développement Durable*
- [6] OECHSLEIN, W. *Joint Propulsion Conference and Exhibit, 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE, Fort Lauderdale, Florida, July(2004), P11-14.*
- [7] SRIKRISNAN, A. J., KURAN, J., SRIRMULU, V. *An Experimental study on mixing enhancement by petal nozzle in supersonic flow. Journal of Propulsion and Power Vol.12, No.1, (1996)P 165-169.*
- [8] JackPonton « azeotrope Databank » (archive), sur the Edinburgh Collection of Open software for Simulation and Education, 10-Septembre- 2001.
- [9] <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/criteres-choix.html>
- [10] DERGHOUT. Z : *mémoire de magister, investigation du cycle de réfrigération à éjecto-compression et ses applications dans le froid, le chaud et l'énergie, Université Mentouri Constantine 2007. P17,18,19,20,43,44,100,101,102,103,104,105.*
- [11] Marynowski T. *Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit. PhD thesis, University de Sherbrook, 2007.*
- [12] Akteriana S. *Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet ejector vacuum systems for deodorizing edible oils. 11th International Congress on Engineering and Food (ICEF11), 1(0): (2011) P1785 – 1791.*

Références bibliographiques

- [13] ALASFOUR, F.N., DARWISH, M.A., BIN AMER A.O. *Thermal analysis of ME TVC+MEE desalination systems, Desalination, Volume 174, Issue 1, 1, (2005) P39-61.* [14] E.K. Spiridonow, *Designing an ejector pumps for a hydraulic system for discharging water and emptying tanks, Chem. Petro. Eng. 41 (2005) P66-74.*
- [15] Y.F. Ding, F.C. Sun, C.X. Zhang, *Experimental research on jet injector used in slag pneumatic conveying, China Powder Science and Technology 20 (2014).*
- [16] ADAMOPOULOS, K.G., PETROPAKIS, H.J. *Simulation of distribution of discrete inert particles in two phase supersonic mixing Journal of Food Engineering Vol 42, N1, (1999).*
- [17] HU, H., KOCHESFAHANI, M.M, *A novel method for instantaneous, quantitative measurement of molecular mixing in gaseous flows, Experiments in fluids, vol.33, (2002).*
- [18] DE CHANT, L.J., SIEDEL, J.A., *Analytical development of non-ideal effects for volume based mixer models Applied Thermal Engineering. (2001).*
- [19] MAJAMAKI, A.J., SMITH, O.I., AND KARAGOZIAN, A.R. *Passive Mixing Control via Lobed Injectors in High Speed Flow, ALAA Journal, Vol. 41, No. 4, (2003).*
- [20] Sun D.W. *Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. Energy, 21(10) :(1996).*
- [21] Chunnanond K and Aphornratana S. *Ejectors: applications in refrigeration technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 8(2): (2004).*
- [22] DA-WEN, SUN. I., EAMES, W. *Recent developments in the design theories and applications of ejectors, Journal of the institute of energy. (1995).*
- [23] JIANLIN, Y., HUA, C, YUNFENG, R., YANZHONG, L. *A new ejector refrigeration system with an additional jet pumps Applied Thermal Engineering 26, (2006).*
- [24] ALEXIS G.K., ROGDAKIS E.D. *Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorption cycle in the Athens area. Renewable Energy 25(2002a).*
- [25] J.W. Wang, W.L. Yang, J.H. Chen, R.L. Hong, Y.C. Liu, *Performance analysis on a direct expansion solar-driven ejector refrigeration system, Fluid Machinery 42 (2014).*
- [26] Z. Zhao, D.T. Chong, J.J. Yan, *Modeling and experimental investigation on water-driven steam injector for waste heat recovery. 40 (2012).*

Références bibliographiques

- [27] OECHSLEIN, W. *Joint Propulsion Conference and Exhibit, 40th AIAA/ASME/ SAE/ASEE, Fort Lauderdale, Florida, July (2004).*
- [28] PRESZ, W., REYNOLDS, W., HUNTER, G.C. *Thrust augmentation with mixer/ ejector systems 40th AIAA aerospace Sciences, (2002).*
- [29] SRIKRISNAN, A. J., KURAN, J., SRIRMULU, V. *An Experimental study on mixing enhancement by petal nozzle in supersonic flow. Journal of Propulsion and Power Vol.12, No.1, (1996).*
- [30] BERMAN, C.H., ANDERSEN, JR., O.P., DREIZIN, E.L. *Enhanced mixing and noise reduction by auxiliary jets American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FED 237, (1996).*
- [31] WANG, S.F., LI, L.G. *Investigations of flows in a new infrared suppressor, Applied Thermal Engineering v26, (2006).*
- [32] S.A. Sherif, W.E. Lear, J.M. Steadham, P.L. Hunt, J.B. Holladay, *Analysis and modeling of a two-phase jet pump of a thermal management system for aerospace applications, Int. J. Mech. Sci. 42 (2000).*
- [33] Hwang J.J. *Passive hydrogen recovery schemes using a vacuum ejector in a proton exchange membrane fuel cell system. Journal of Power Sources, 247(0): (2014).*
- [34] Chen W, Chong D, Yan J, and Liu J. *The numerical analysis of the effect of geometrical factors on natural gas ejector performance. Applied Thermal Engineering, 59(1–2): (2013).*
- [35] Alasfour F.N, Darwish M.A, and Bin Amer A.O. *Thermal analysis of ME-TVC+MEE desalination systems. Desalination, 174(1): (2005).*
- [36] DERDARI M. DOU B. DRIHEM O.; *étude d'un cycle à éjecto-compression, mémoire d'Ingénieur d'Etat, Université kasdi merbah ouargla 2011.*