République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'enseignement supérieure et de la recherche Scientifique

Université Dr.Yahia Fares de Médéa

Faculté des sciences de la technologie

Projet de fin d'études

En vu de l'obtention du diplôme de Master en Génie Climatique

Option : énergie et froid industriel.

Thème

Contribution à l'étude d'un cycle a ejecto-compression d'une machine de production de froid

Présenté par :

- Slimani khadidja
- Serrar Lamia

Dirigé par :

Dr . Belhadj Abdelmouneim

Promotion 2014/2015

Dédicaces

Je dédie ce travail :

- *A la mémoire de mon chère père *Khelifa**
- *A celle qui m'as transmis la vie ,l'amour ,le courage et grâce à toi je suis là ma chère mère « Fatiha ».*
- *A mes frères :Hacen ,Hocine et Mohamed Cherif*
- *A tout ma familles et surtout mes cousins et mes cousines de famille « Slimani et Sehlaoui »*
- *A mon binôme Lamia et sa familles*
- *A tous mes amis : Soraya , Radia , Noor , Hossam et surtout Adlane*
- *A tous les enseignants et l'étudiants de département de génie climatique*
- *Et A toute personnes qui m'ont encouragé ou aidée au de long mes études.*

Khadidja

REMERCIEMENTS

NOUS REMERCIONS TOUT PUISSANT LE MAITRE DE NOUS AVOIR DONNE LE SAVOIR ET LE COURAGE AFIN DE REALISER CE MODESTE TRAVAIL

NOUS TENONS A TEMOIGNER DE NOUS GRATITUDE NOS CHER PARENTS POUR LEURS AIDES FINACIERES ET MORALE DURANT NOS ETUDES.

NOS REMERCIEMENTS VONT AUSSI A TOUS CEUX QUI ONT CONTRIBUES A LA REALISATION DE CE TRAVAIL, EN PARTICULIER A :

MONSIEUR ABUDURA SALEM QUI NOUS DONNE LE COURAGE DES LE DEPART

MONSIEUR BELHADJ ABD LMONIM NOTRE ENCADREUR POUR NOUS AVOIR SOUTENUES ET AVOIR DIRIGE L'ELABORATION DE CE TRAVAIL.

Résumé

Les machines de production de froid conventionnelles ont généralement des effets Catastrophiques sur le globe terrestre, par l'utilisation d'énergies antiques esponsables des Émissions de gaz à l'effet de serre en plus les fuites des fluides frigorigènes de type HFC et CFC qui sont inévitables au fonctionnement de ces systèmes, pour réduire ces effets, les Machines frigorifiques à éjecto-compression sont devenues un sujet d'intérêt ces dernière Années dans la recherche scientifique pour la raison que ces systèmes peuvent fonctionner Avec l'énergie solaire gratuite, ou à la chaleur dégagée par les processus industriels, etc. le Programme est basé sur la théorie unidimensionnelle de l'éjecteur est écrit pour analyser la Performance de l'éjecteur sachant que les forces de frottements sont négligées dans la Chambre de mélange, Dans cette étude théorique on a également évalué l'évolution du taux d'entrainement Optimal et le COP du système des quatre fluides étudiés pour des températures, de L'évaporateur entre 00C et 12 0C, du condenseur entre 24 0C et 36 0C, et du bouilleur entre 62 0C et 87 0C, finalement on a fait une évaluation entre l'évolution de l'Uopt et de l'efficacité Frigorifique des quatre fluides étudiés (R123, R134a, R600a, R717). Mots clefs : éjecteur à vapeur, onde de choc droite, taux d'entrainement, COP, fluide Frigorigène, échauffement de la terre.

Abstract

The conventional productions of cold machine have generally harmful effects for Our planate, caused by the use of antique energies responsible for the gas emission for Greenhouse effects and by the escapes for refrigerants type HFC which are inevitable for Operation of these systems, to shorting these effects, vapor ejector refrigeration has become a Topic of interest for research in recent years for the reasons that it is a heat –operated system Utilizing low grade energy, waste heat from industrial process, act, a computer code based on One dimensional theory is written to analyze performance of the ejector, the code dresses Effects of friction at the constant area mixing chamber. The effects of critical entrainment Ratios are studied, the influence of tree major parameters: generator, condenser, evaporator, On coefficient of performance is discussed .The design condition were evaporator Temperature (0-12 ^{0}C), condenser (24-36 ^{0}C), generator (62-87^{0}C). Comparison of ejector With four refrigerants R123, R134a, R600a, and R717 is made

Key words: ejector vapor, normal shock phenomenon, entrainment ratio, COP, refrigerants

Fluides, Globale Warning.

الملخص:

لآلات الإنتاج التقليدية للبرد عموما آثار سلبية على البيئة، وهذا لاستخدام الوقود الأحفوري المسؤول عن انبعاث غازات الاحتباس الحراري وتسرب المبردات مثل مركبات الهيدروفلوروكربون، وهي متصلة في تشغيل هذه النظم، لمواجهة هذه الآثار، نظم إنتاج البرودة بالقاذف السوبر الصوتي الذي يستخدم بخار الماء للتبريد، قد تم دراسته، وتحقيقا لهذه الغاية، نموذج أحادي البعد من هذا الجهاز.

البرنامج الحاسوبي المنجز لتحليل أداء اللافظ يستند إلى نظرية اللافظ ذو البعد الواحد ولقد تم إهمال تأثير الاحتكاك داخل غرفة الاندماج كم درست تأثيرات تغيير نسبة تدفق المائعين الأولى والثانوي بدلالة تغير درجة حرارة المنابع الحرارية الثلاثة المكثف، المبخر ومولد الحرارة على معامل الجودة في مجال حراري مابين 62°م و 87° بالنسبة لمولد الحرارة وما بين 24°م و 36° م بالنسبة لمكثف وما بين 0°م و 12°م بالنسبة لمبخر وفي الأخير تمت مقارنة معامل الجودة للموائع الأربعة المدروسة

(R 123, R134a , R600a, R717a)

كلمات مفتاحية:

لافظ البخار، موانع التبريد، معامل الجودة، ظاهرة الصدم، الاحتباس الحراري.

Sommaire

Remerciement
Résumé
Liste des Tableaux
Listes des Figures
Nomenclature
Introduction Générale

Chapitre 1 : différents modes de production de froid

1-machine de production de froid a compression mécanique

1-1 Introduction…….01

1.2 Vue intérieur de la machine de production du froid ……..…..01

1.3 Description de cycle d un fluide frigorigène (fonctionnent) ……..….02

1.4 Coefficient de performance……..03

1.5 Les avantages et les inconvénients de la machine de production de froid … …… ..03

2 : Cycle de la réfrigération à absorption …… ……..……...04

2.1 : présentation de la machine a absorption ……. 04

2.2 : description du cycle a absorption …….05

2.3 : principe de fonctionnent de la machine a absorption ……..……07

2.4 : coefficient de performance..……..08

2.5 : les avantages et les inconvénients…….08

3 : installation frigorifique a ejecto- compression …….…….09

3.1 : historique sur le cycle a ejecto-compression …….…….…….…09

3.2 : caractéristique du cycle a ejecto-compression……..…09

3.3 : différents éléments de la machine…….....09

3.4 : les constituants du cycle de réfrigération avec éjecteur……...…….....10

3.5 : Critères de choix des fluides de travail…….…11

3.6 : Principe de fonctionnement de la machine frigorifique ……...12

3.7 : Avantages et inconvénients de l'éjecteur ……13

Conclusion ……...……13

Chapitre 2 : Analyse de l'éjecteur

1 : introduction…… 15

2 : Description de l'éjecteur……..…. 15

2-1 : La tuyère primaire…….....16

2-2 : Tuyère secondaire…….....16

2-3 : Chambre de mélange……...16

3 : Analyse de l'écoulement dans la chambre de mélange……...16

3.1 : écoulement subsonique……16

3.2 : écoulement supersonique……16

3.3 : écoulement sonique…….…… 17

4 : Description de modèle de l'écoulement dans la tuyère primaire……..17

4-1. Analyse de la tuyère primaire……..……....17

5 : Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques du fluide à la Sortie de la tuyère……...21

6 : Les ondes de chocs dans la chambre de mélange ……..21

7 : Equations fondamentales pour les chocs droits……..…22

7.1Equations de conservation de la masse ……..…22

7.2 Equation de conservation de quantité de mouvement…….……..22

7.3 Equation de conservation de l'énergie…….....23

7.4 Equations d'état……..23

7.5 Equations fondamentales des ondes de choc droites dans les gaz parfaits…....…23

8 : Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques Thermodynamiques du fluide avant et après l'onde de choc……..26

9 : Relation de la modèle complet de tuyère motrice et la chambre de mélange……...27

10 : Exemple de calcul……....31

11 : Résultats et discussions ……..32

11-1 .variation du taux d'entrainement optimal en fonction de la Température du bouilleur…….....…32

11-2 .variation du taux d'entrainement optimal en fonction de la Température de l'évaporateur…….....……...34

12 : Conclusion……...35

Chapitre 3: Analyse de cycle

1 : Description de cycle à éjecto-compression…….…….. 36

2 : Le fonctionnement de l'éjecteur …….……... 36

3 : Les performances de cycle…….……..... 37

3-1 : Performance du système à éjecteur……..… 37

3-2 : Les caractéristiques et les performances……. ... 37

4 : Coefficient de Performance d'une machine frigorifique à éjecto-compresseur……. 38

5. Coefficient de performance théorique du cycle (de référence théorique de CARNOT)…….……..... . 39

5-1 : Coefficient de performance réel (pratique)…….……..… 39

6. Résultats et discussion……..…… 39

6-1. Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur…… 39

6-2 Variation du COP en fonction de la température du bouilleur…… 41

6-3. Variation du COP en fonction de la température du condenseur…….. 42

4. Conclusion ……. 43

Chapitre 4: Choix des fluides et applications

1 : Introduction…….. 45

2 : Classification des fluides frigorigènes……..... 45

2.1 : Codification des fluides…… 45

2.1.1 : Préfixes…….. 45

2.1.2 : Suffixes…… 45
2.2 : Classification selon le groupe de sécurité……. 47
2.2.1 : Classement suivant la toxicité…… 47
2.2.2 : Classement suivant l'inflammabilité…….. 47
2.2.3 : Cas des mélanges…… 47
2.3 : L'impact environnemental……. 48
2.3.1 : Destruction de la couche d'ozone……...…… 48
2.3.2 : Renforcement de l'effet de serre-……..… 49
3 : Le choix parmi les fluides frigorigènes étudiés……...…… 49
4 : Résultats et discussions……. 51
4.1 : Influence de la température du bouilleur…… .52
4.2 : influence de la température de l'évaporateur……. .54
4.3 : Influence de la température du condenseur…… 56
5 : Conclusion…….. 57
Conclusion générale
Bibliographie

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
Tableau 1	Variation de taux d'enthalpie optimal en fonction de la temperateure du bouilleur à plusieurs températures du condenseur pour R123	33
Tableau 2	Variation du taux entrainement optimal en fonction de la température d'évaporateurs à plusieurs température du condenseur pour R123	34
Tableau 3	Valeurs des rapports des enthalpies et du cop pour les fluide R123en fonction de la température du l'évaporateur	38
Tableau 4	Valeurs des rapport des enthalpie et du cop pour les fluides R123en fonction de la température du bouilleur	39
Tableau 5	Variation du cop en fonction de la température du condenseur	40
Tableau 6	Classification du quelques fluides frigorigènes	46
Tableau 7	Caractéristiques des fluides études	48
Tableau 8	Valeurs de la surchauffe moyenne au bouilleur et à levaporateur pour les fluides frigorigènes études	49
Tableau 9	Valeurs des rapport des enthalpie et du cop pour les fluide R123 ,R134a en fonction de la température du bouilleur	50
Tableau 10	Valeurs des rapports des enthalpie et du cop pour les fluides R606a,R717 en fonction de la température du bouilleur	50
Tableau 11	Valeurs des rapport des enthalpie et du cop pour les fluides R123,R134a en fonction de al température de l'évaporateur	52
Tableau 12	Valeurs des rapports et du cop pour les fluides des R606a,R717 en fonction de la température de l'évaporateur	52
Tableau 13	Valeurs des rapports des enthalpie et du cop pour les fluide R123,R134a en fonction de la température du condenseur	54
Tableau 14	Valeurs des rapports des enthalpie et du cop pour fluide R123,R134a en fonction de l'évaporateur	54

Liste des figures

Figures	Titres	Pages
Figure 01	Cycle à compression mécanique	02
Figure 02	Diagramme enthalpique du cycle frigorifique à compression mécanique	03
Figure 03	Présentation de machine absorption	05
Figure 04	Présentation d'un cycle absorption	06
Figure 05	Schéma de fonctionnent de la machine à absorption	08
Figure 06	Schéma simplifie d'une machine frigorifique trirhéme à éjecteur compression	10
Figure 07	Système de réfrigération avec éjecteur	11
Figure 08	Les processus du système à éjecteur avec ca courbe (p,h)	11
Figure 09	Schéma d'un ejecto-compression composé par deux tuyaux une motriceau primaire et une secondaire	12
Figure 10	Diagramme d'un cycle à ajecto-compression	13
Figure 11	Schéma de différents parties de éjecteur	15
Figure 12	Organigramme développe pour le calcule des caractéristique du fluide à la sortie de tuyau primaire	21
Figure 13	Choc droit dans une tuyau	
Figure 14	Organigramme développe pour le calcul de la caractéristique thermodynamique du fluide avent et âpres lord de choc	26
Figure 15	Les différents points de l'éjecteur	27
Figure 16	Schéma descriptive des sections principales de éjecteur	29
Figure 17	Variation du taux d'entraiment optimal ou fonction de température du bouilleur à plusieurs température du condenseur (R123)	33

Figure 18	Variation du taux d'entraiment optimal en fonction de température de l'évaporateur a plusieurs température du condenseur pour R123	33
Figure 19	Coupe d'un éjecteur et évaporateur des vitesse et pression	34
Figure 20	Modes opérationnels d'un éjecteur	35
Figure 21	La performance du réfrigérateurs à éjecteur basé sur donnes expérimentales	36
Figure 22	Effet des température de fonctionnement sur la performance d'un réfrigérateur à éjecteur basée sur des donnes fournies par aphornabua	36
Figure 23	Variation du cop en fonction de la temperateur du l'évaporateur R123	38
Figure 24	Variation du cop en fonction de la temperateure du bouilleur pour R123	39
Figure 25	Variation du cop en fonction de la température	41
Figure 26	Variation du taux d'entrainement optimal en fonction de la temperateur du bouilleur	51
Figure 27	Comparaison du cop des différents fluide étudies en fonction de la temperateur de bouilleur	51
Figure 28	Comparaison du lUopt des différents fluide étudies en fonction de la temperateur de l'évaporateur	53
Figure 29	Comparaison du cop des différents fluides études en fonction de la temperateur de l'évaporateur	53
Figure 30	Comparaison du Uopt des différents système études en fonction de la temperateure du condenseur	55
Figure 31	Comparaison du cop des différents fluide études en fonction de la température du condenseur	

Nomenclature

A section (m2)
BM boucle motrice

BF boucle frigorifique
C vélocité du son (m/s)
cp chaleur spécifique à pression constante (kJ/kg. K)
cv chaleur spécifique à volume constant (kJ/kg. K)
CO coefficient de performance
D diamètre (m)
h enthalpie spécifique (kJ/kg.)
ṁ débit massique (kg/s)
ma débit moteur (kg/s)
mb débit frigorifique (kg/s)
M nombre de Mach
P pression (k Pa)
T température (K)
Q puissance calorifique (W)
R constantes universelles des gaz parfait (J/mol .K)
v vitesse (m/s)
V volume massique (m3/kg)
R taux de compression (Pc/Pe)
S entropie (kj/K)
U taux d'entraînement de l'éjecteur
e_1 énergie interne à l'état primaire (kJ/kg)
e_2 énergie interne à l'état final (kJ/kg)

Symbole grecque

Δ relatif à la variation d'un paramètre
ε efficacité frigorifique

ρ masse volumique (kg/m3)
η rendement
ξ rapport moteur (Pg/pc)
Φ rapport du section critique (A*a/A*)
γ indice isentropique

Indices

A fluide primaire
B fluide secondaire
B bouilleur
C condenseur
E évaporateur
max maximum
min minimum

opt optimum
a tuyère primaire
b tuyère secondaire
t col du tuyère primaire
ex exergétique
is isentropique
0 état générateur ou condition d'arrêt
1 section de sortie de la tuyère motrice
2 sections d'entrée de la chambre de mélange
3 section de sortie de la chambre de mélange
4 section de sortie de l'éjecteur

Exposant

* relatif à l'état critique.
, fluide primaire (fluide moteur)
,, fluide secondaire (fluide entraîné ou frigorifique)

Introduction générale

Introduction générale

L'approvisionnement en énergie pour la réfrigération et le conditionnement de l'air Constitue un rôle important dans le monde. Les équipements nécessaires pour la réfrigération Et le conditionnement de l'air présente un risque majeur dans la vie moderne de nos jours. Cependant, l'énergie qu'il faut dépenser, dans la réalisation de ces équipements et aussi, L'énergie importante que peuvent consommer ces derniers dans les différents types D'applications domestiques ou industrielles. Le rapport de l'institut international de froid Estime que 15% de la production de l'électricité est consommée pour la production de froid et Le conditionnement de l'air, devient de plus en plus un problème très sérieux à surmonter.

Le problème réside essentiellement de l'utilisation de ces équipements de l'énergie Produite à partir des combustibles fossiles. Il est désirable de penser à de nouvelles techniques Pouvant utiliser une énergie propre, de manière efficace et économique, telle que l'énergie Solaire, géothermique et les pertes de chaleurs comme sources directes pour alimenter les Différents équipements.

Dans cet esprit, on a pensé de remplacer le compresseur mécanique, qui est le Responsable de la consommation de l'énergie électrique dans ces équipements par un Compresseur thermique appelé aussi thermo compresseur ou éjecteur.

Le choix de l'éjecteur n'est pas arbitraire. Les éjecteurs sont utilisés dans divers Applications industrielles, telles que le pompage, le brassage, l'entrainement des fluides, L'augmentation de poussée et la recomparaissions de vapeurs. Ils présentent plusieurs avantages ;
Fabrication simple, flexibilité d'emploi, faible poids, grande sécurité et possibilité d'absorber N'importe quel fluide dans n'importe quelle condition et ils sont des appareils sans pièces Mobiles.

L'objectif du travail proposé est de développer une machine frigorifique fonctionnant Suivant le cycle à 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 premier chapitre nous faisons une étude bibliographique des différents systèmes de Réfrigération, au début le cycle à compression mécanique, en suit cèle à absorption, Puis une description générale de l'installation à éjecto-compression et les Différentes parties qui constituent cette installation, qu'elle est basée Principalement sur l'importance de la nature du fluide utilisé et sur le Niveau du taux d entraînement de l éjecteur.

Au chapitre II pour but de faire une étude sur le comportement de l'écoulement du fluide primaire (fluide motrice) et secondaire (frigorigène) et l'écoulement dans la chambre de mélanges, ainsi la relation entre les différents paramètres géométriques et thermodynamiques

pour avoir le fonctionnement optimale de l'éjecteur, et nous analysons aussi la variation du taux d'entraînement optimale en fonction des températures des trois sources (l'évaporateur, condenseur, bouilleur).
Une étude sur la variation du COP en fonction des températures des sources et les influences du taux d entraînement et le rapport des différences d'enthalpies
Ahé/Ahb, sont détaillés dans le chapitre trois

Dans le quatrième chapitre une comparaison entres les efficacités frigorifiques du Système en fonction de la nature du fluide a été faite ainsi que le choix du meilleur Fluide de travail pour chaque application.

Finalement on a finalisé notre travail par une conclusion

Chapitre 1

Les Différents Modes De Production Du Froid

1-la Machine de production du froid(mécanique) :

1-1-Introduction :fournir du froid à un corps à un milieu c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi bien souvent par des changements d'états : condensation, solidification, évaporation ….etc. .

Ce sont ces effets du froid qui sont dans leur grande diversité au service de l'homme moderne ,les machines de production de froid permettent moyennant un apport énergétique d'extraire de la chaleur aux milieu à se froidir, elles rejettent cette chaleur accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue à température plus élevé dans le milieu ambiant

Si les modes de production de froid sont fort varies certains d'entre eux se détachent nattent des autres dans tel ou tel domaine de températures à atteindre ainsi par exemple pour les domaine de température descendant pour les machines de production de froid jusqu'à -80° environ et s'élevant pour les pompes à chaleur jusqu'à +100° ; les cycles à compression de vapeur liquéfiables (frigorigène) exécute une dimension qui absolue ne laissant que très peu de place aux autre modes de production de froid comme l'absorbtion ou les cycles thermodynamique à gaz en émanche ces dernières premier une importance majeurs dans le domaine des très basses températures (cryogénie)

Comme la plupart des application économique très importantes du froid, le conditionnement d'air de confort (climatisation) ou industriel, la production, la conservation et la distribution des denrées périssables appartiennent au domaine des cycles à compression , l'importance s'explique d'abort par leur s'implicite et leur efficacité mais elle s'explique aussi par la très importante diversité de leur composante (compresseurs, échangeurs thermique, organes de régulation…) utilisables dans la plus petite machines comme dans le monde , il est ainsi possible de réaliser à la demande n'importe quel type des cycles à compression en assemblent ces composants.

1-2-Vue interne de la machine de production de froid(mécanique) :

le transfert de chaleur entre intérieur et l'extérieur ne peut se faire que si un équipement rehausse le niveau de température entre le milieu ou la chaleur est prise (air ou eau)et le milieu ou la chaleur est évacuée (air extérieur) ; c'est le rôle de la machine frigorifique elle se composé au minimum d'un évaporateur ,d'un compresseur ,d'un condenseur et d'un organes de détente .

-la machine de production de froid ou (frigorifique) est passée sur la propriété des fluides frigorigène à s'évaporer et se condense à des températures différentes en fonction de la pression

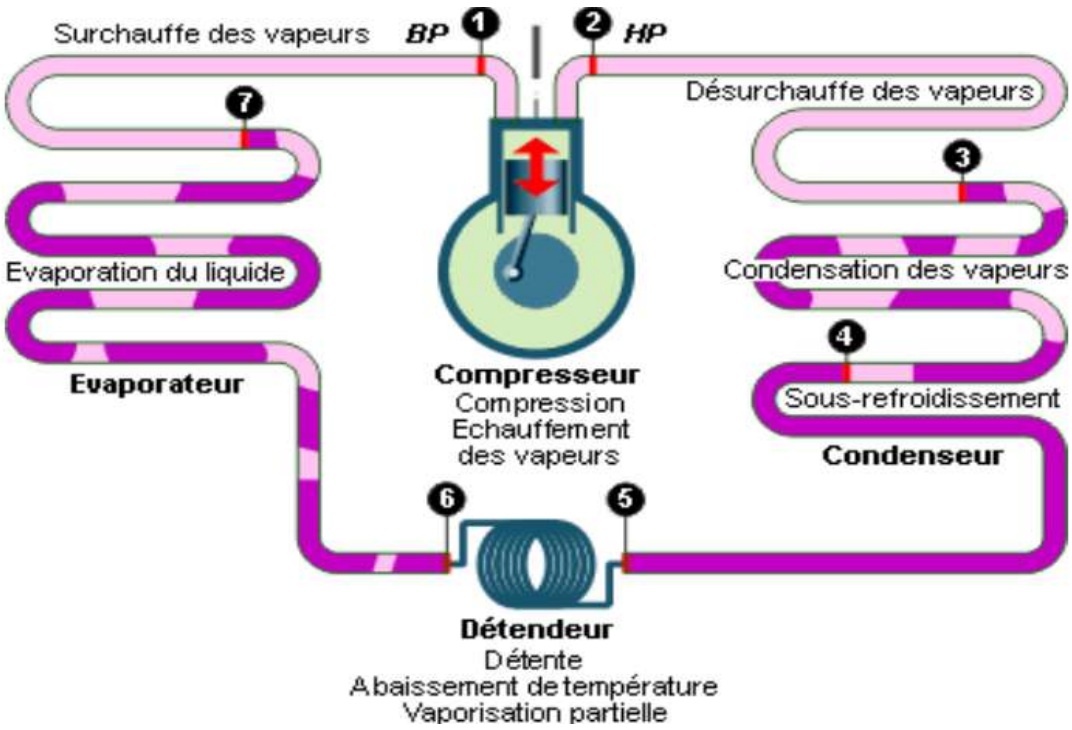


***Figure 1** : Cycle à compression mécanique[2]*

1- 3-Description de cycle d'un fluide frigorigène (fonctionnement) :

-Dans l'évaporateur : le fluide frigorigène liquide entre ébullition et s'évapore totalement en absorbant la chaleur du fluide extérieur (air ambiant ou eau) qui va donc se refroidir le gaz formé est encore légèrem entré chauffée par le liquide extérieur c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe

-dans le compresseur : le fluide frigorigène est aspire à l'état gazeuse sous basse pression et basse température il va permette d'élever la pression et la température de fluide qui se traduira par une augmentation d'enthalpie, en théorie la compression est adiabatique (ou isentropique). un compresseur réel présente des pertes importantes que nous pouvons regroupées en deux types :

- Les pertes volumiques
- Pertes mécanique.

-dans le condenseur : le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur , les vapeurs de frigorigène se refroidissent (désurchauffe) avant l'application de la première goutte de liquide , puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernier bulle de vapeur , le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous refroidissement) avant de quitter le condenseur .

-dans le détendeur : le liquide frigorigène subit une détente isenthalpique et va donc passer de la pression (hp) à la pression (bp) , le fluide frigorigène se vaporisé partiellement ce qui abaisse sa température.

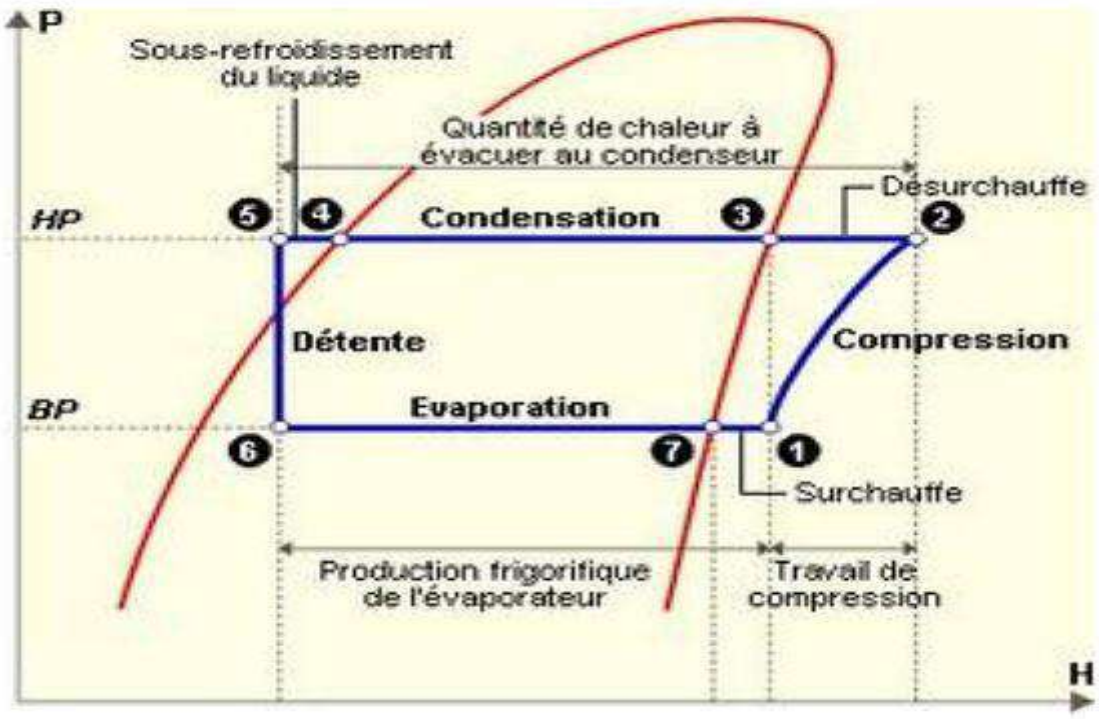


***Figure .2* :** *Diagramme enthalpique du cycle frigorifique à compression mécanique[2]*

Le cycle est le fluide frigorigène évolue sous actions du compresseur dans les quatre élément constituant la machines de production de froid (frigorifique) . l'ensemble du cycle peut être représente dans le diagramme enthalpie-pression sous la courbe en cloche se situent les états de mélange liquide-vapeur (à gauche de la cloche) le fluide est à l'état liquide (il se sous –refroidit) à droite et le fluide est à l'état vapeur (il surchauffe)

1-4-le coefficient de performance : pour caractérise l'efficacité d'une machine frigorifique on considère le coefficient performance frigorifique noté COP_{froid}

$$Cop_{froid} = \frac{froid\ \ produit\ \ a\ la\ source\ \ froide}{energie\ \ appotye\ \acute{e}\ au\ \ systeme} = \frac{puissance\ \ \ frigorifique}{puissance\ \ \ absorbe\ \acute{e}}$$

C'est le coefficient de performance réel :$COP = \frac{Qeva}{Wcomp}$

1-5-Les avantages et les inconvénients de la machine :

La machine de compression présente quelques avantages et inconvénients que nous citons ci-après.

Avantages :

1. Montée rapide en froid ,et froid plus intense en cas de froid chaleur extérieur
2. Possibilité de fabriquer des appareils d'un volume importante 300litres et plus
3. Besoin d'une aération arrière moins importante qui avec un réfrigérateur à absorption .

Inconvénients :

1. Bruit régulier (compresseur=moteur) notez que les compresseurs d'aujourd'hui ont fait d'énormes progrès et qu'un appareil à compression de qualité fait moins de bruit qu'un pc allumé tout la journée dans bureau

2-cycle de réfrigération a absorption :

2-1-Introduction : les machines frigorifique a absorption fonctionnent grâce la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de desorber (réaction endothermique) une vapeur .elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression ainsi ,ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire ,dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre ,et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

- Eau+bromure de lithium(H_2O/LiBr) ,l'eau étant le fluide frigorigène ,
- Ammoniac+Eau (NH_3/H_2O) l'ammoniac étant le fluidefrigorigène .

2-2-Présentation de la machine a absorption : le cycle frigorifique a absorption est similaire en partie au cycle frigorifique a compression mécanique ,c'est- a-dire : il utilise un condenseur, un évaporateur et un détendeur .cependant , pour transformer le F.F vapeur(BP) venant de l'évaporateur en vapeur(HP) formier un condenseur ;le cycle a compression mécanique utilise un compresseur mécanique tandis que le cycle a absorption utilise un compresseur thermique.

le compresseur thermique est le système comprenant l'absorbeur , la pompe le bouilleur (appelle : générateur de chaleur) et le détendeur secondaire .

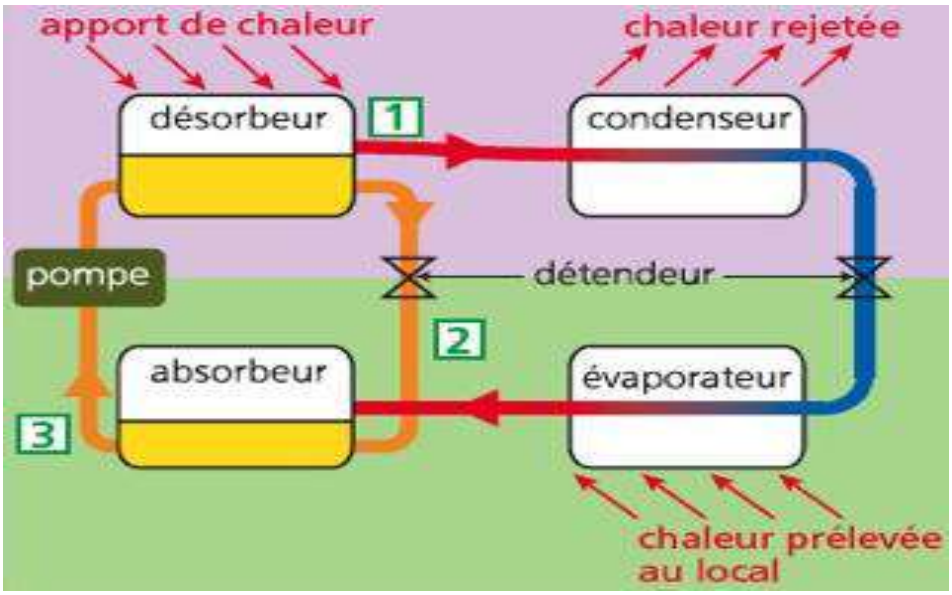


Figure 3 : présentation de machine a absorption.[10]

le cycle a compression mécanique peut être décrit comme un cycle mécanique , car il est composé de compresseur actnné par les moteurs électrique ,tandis que le cycle a absorption est un cycle thermique .

dans certains systèmes a absorption , la solution circule entièrement par gravité c'est – à-dire, il y' a pas de pompes et le cycle et thermique 100% ,donne pas d'énergie mécanique formé au système même dans le cas ou il y a une pompe solution le travail fourmi a la pompe est doivent très faible et on parle du cycle a absorption comme un cycle thermique.

2-3-description du cycle absorption :schématiquement, une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentes dans la figure

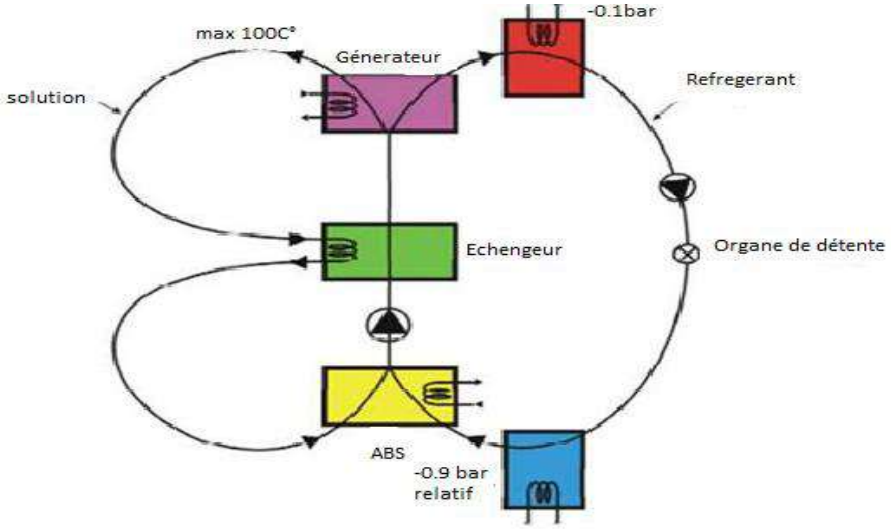


***Figure 4* :** Représentation d'un c*ycle à absorption[2]*

Un système à absorption comprend tout, comme les machines à compression de vapeur ,un ensemble condenseur/détendeur/évaporateur ,dans lequel ne transite que le frigorigène pur.

Le mise en œuvre d'un cycle de base nécessaire les quatre composants actifs énumérés ci-dessus (figure 4) . le cycle de la solution peut être décrit sur le diagramme de Oldham qui représente les conditions de saturation P ,T,X de la solution liquide .

*le condenseur : composant analogue à celui des machines à compression de vapeur ,c'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression donc la pression dans l'ensemble débourbeur/ condenseur . la condensation du frigorigènenécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} a la température T_m. le trajet correspondant comprend une phase de désurchauffe ,la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

*l'évaporateur : à la sortie du condenseur , le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur ,puis s'évapore produisant la puissance frigorifique Q_{evap}.

La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température $T_b$de la source froide (médium

à refroidir) notons la présence d'une éventuelle surchauffe en sortie de cet échangeur

* Le bouilleur ou débourbeur : la solution diluée [riche en frigorifique] y reçoit la qualité de chaleur Q_{des} à une température T_h ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution le débourbeur produit ainsi une vapeur frigorigène et une solution concentrée [pauvre en frigorigène]cet organe effectue une concentration du sorbant (X_{libr}) ou un appauvrissement en frigorigène (X_{H2O}) suivant la convention choisie.

*L'absorbeur : la vapeur issue de l'évaporateur y rencontre la solution concentrée [pauvre] provenant du désorbeur. Elle est absorbé par cette solution, qui s'enrichie la chaleur dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température $T_{m.}$ en sortie d'absorbeur on obtient ainsi une solution ou un enrichissement frigorigène (X_{H2O}) suivant la convention choisie.

*éjecteur : L'éjecteur est l'élément essentiel du système tri thermes 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 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 système de deux tuyères coaxiales liées par un collecteur d'aspiration.

Le fluide moteur sous pression est admis à l'entrée de la tuyère primaire, arrivé dans le collecteur, il entraîne le fluide secondaire issu de l'évaporateur. Les deux courants fluide pénètrent ensuite dans la seconde tuyère où après mélange, ils sont comprimés dans le diffuseur jusqu'à la pression du condenseur.

Un éjecteur a le grand avantage d'être d'un prix de revient sensiblement inférieur à celui d'une pompe classique, de ne posséder aucune pièce en mouvement donc d'être d'un entretien quasi nul, et de bien résister à la corrosion ou aux attaques de gaz agressifs.

Donc un éjecteur est un dispositif élevant la vitesse d'un fluide dans une section étranglée pour y créer une dépression et y attirer un autre fluide. La tuyère primaire

réalise la conversion de l'enthalpie en énergie cinétique. Dans le diffuseur l'énergie cinétique du mélange est convertie en énergie de pression.

La figure 4 montre la présence de deux tuyères, une motrice et l'autre secondaire,

cette dernière se compose de trois parties : une partie convergente, une partie de section constante cylindrique ou rectangulaire (chambre de mélange ou mélangeur) et une partie divergente (le diffuseur subsonique)

2-4-Principe de fonctionnement de la machine:

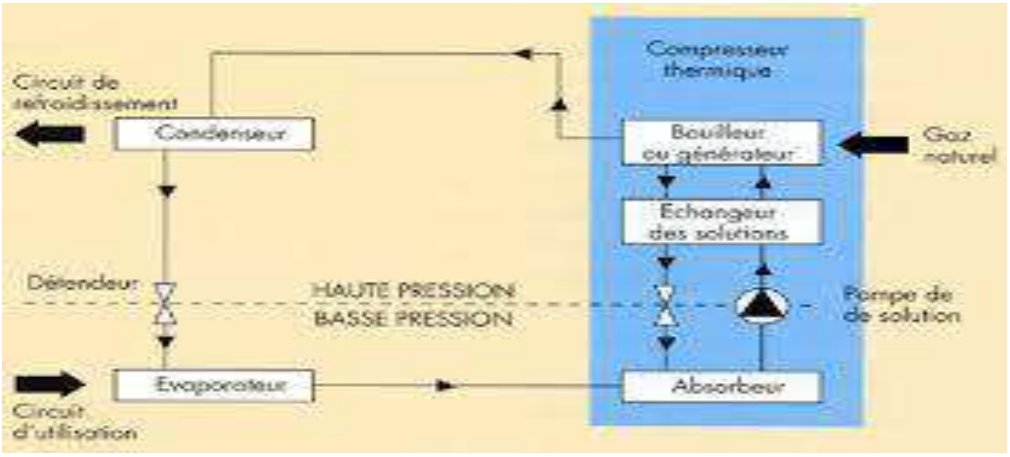


Figure 5 *:schéma de fonctionnement de la machine à absorption.[2]*

Une machine à absorption est composée de quatre réservoirs dans lesquels une phase liquide et une phase vapeur sont en équilibre, maintenus à des températures fixes par contactavec des sources de chaleur :

a) le bouilleur à la température TC de la source chaude et à haute pression.

b) le condenseur à la température T0 = TM de la source gratuite et à haute pression.

c) l'évaporateur à la température TF de la source froide et à basse pression.

d) l'absorbeur à la température T0 = TM de la source gratuite et à basse pression.

Une pompe sert à comprimer le liquide prélevé dans l'absorbeur, alors que le liquide prélevé dans le bouilleur et celui sortant du condenseur sont détendus à basse pression au moyen d'une vanne.

La machine comprend deux parties principales :

1. un compresseur chimique, formé de l'ensemble bouilleur-absorbeur, dont le but est de fournir en 5 un réfrigérant à haute pression, et d'aspirer ce même réfrigérant à basse température en 8.
2. un ensemble condenseur-vanne-évaporateur identique à celui des machines à compression. Le compresseur chimique fonctionne en utilisant comme fluide actif un mélange comprenant un réfrigérant volatil (ammoniac) et un solvant peu volatil (eau) est condensée à température ambiante dans le condenseur, détendue dans la vanne et évaporée à basse température dans l'évaporateur.

La vapeur riche à basse température sortant de l'évaporateur est ensuite absorbée par le liquide pauvre dans l'absorbeur pour reformer un mélange de titre xr. La chaleur dégagée par ce processus exothermique est cédée à l'ambiance.

.2-5. Coefficient de performance:

Coefficient réelle : $\text{cop}=\frac{Qevp}{W+Qbou}$

2-6. Avantages et inconvénients :

Les avantages :

1) Pas de moteur, donc aucuns bruits et pas de vibration.
2) Consommation électrique un peu inferieur à un frigo à compression à volume équivalent.
3) Les refroidisseurs à absorption peuvent être alimentés séparer de multiples sources de chaleur : eau chaud, vapeur, fumées d'échappement, gaz méthane/combustible directe.
4) Grande fiabilité du système, très peu de pannes.
5) Un large choix d'appareils et en petite profondeur.
6) les machines à absorption de vapeur. Ces dernières, qui offrent l'avantage de ne pas comprendre de machines tournantes (à l'exception d'une pompe), ont une longue histoire et sont les seules ayant atteint le développement industriel.

Les inconvénients

1) Cout de fabrication un peu plus élevé.
2) un grand volume, qui suppose un encombrement dans
3) Perte de place.
4) Fonctionnement correct jusqu'à+32
5) Nécessite une bonne ventilation arrière du fait de la production de chaleur en cas d'encastrement.
6) Besoin d'être installé parfaitement à l'horizontal.

3. Description de l'installation frigorifique à éjecto-compression :

3-1. Historique sur le cycle à éjecteur :

Le cycle de refroidissement à éjecteur a été développé la première fois par Le Blanc etParsons dès 1900 [5]. Populaire au début des années 30 pour les dispositifs de climatisation des grands bâtiments [7], ce système a été remplacé avec un système plus favorable de compression de vapeur. Ce dernier ayant un coefficient de performance (COP) nettement supérieur, une flexibilité et une compacité dans la fabrication et l'opération. Mais ce système a un impact négatif sur l'environnement.
Depuis les années 80, á cause de la nocivité aussi bien des énergies fossiles que de l`aspect destructif des CFC, l'industrie de réfrigération commence á se tourner vers de Nouveaux procédés dont les cycles a éjecteur.

3-2- Caractéristiques du cycle à éjecteur :

Le cycle à éjecteur est semblable au cycle à compression de vapeur, sauf que le compresseur est remplacé par une pompe d'alimentation, un rebouilleur et un éjecteur. Ce cycle a récemment attirée l'attention, du fait de sa simplicité de construction, de la facilité de son entretien (il y a peu de pièces mobiles), et sa capacité á utiliser des énergies thermiques perdues ou des énergies renouvelables (solaire, géothermiques…etc..).

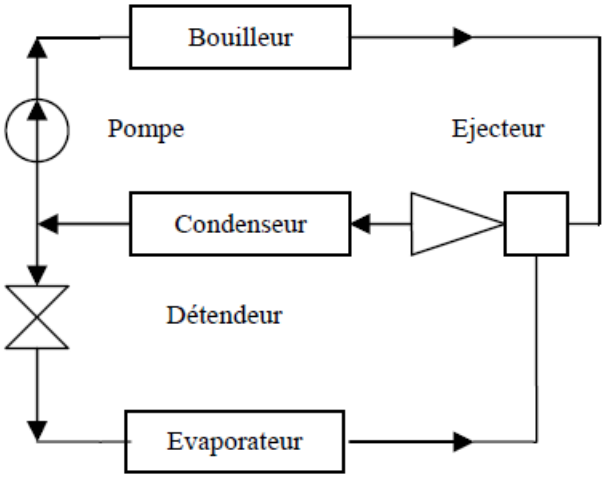


Figure 6 : *Schéma simplifié d'une machine frigorifique tritherme à éjecto compression[7]*

.3-3. Différents éléments de la machine :

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

3-4-Les constituants du cycle de réfrigération avec éjecteur :

Le système de réfrigération avec éjecteur est illustré sur la figure

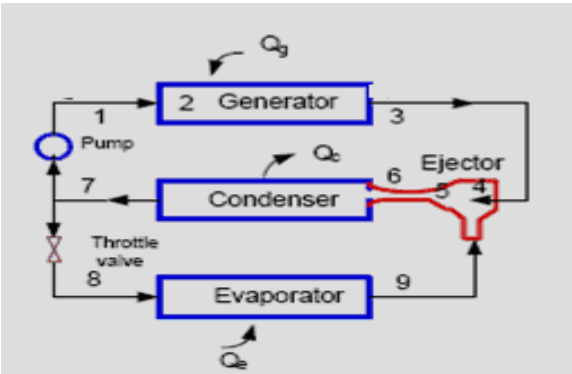


Figure 07 *: système de réfrigération avec éjecteur[7]*

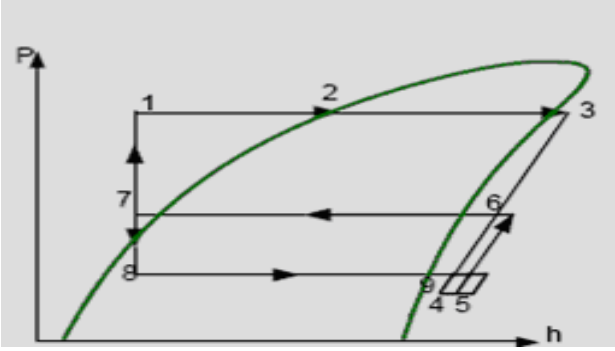


***Figure 8**: Les processus du système à éjecteur avec ça courbe (P, h)[7]*

a)- Le générateur :

Dans le cycle de réfrigération avec éjecteur une quantité d'énergie Qg est fournie au générateur pour évaporer le réfrigérant qui est à haute pression à l'état (2).

La vapeur á l'état (3), qui représente le fluide primaire, traverse l'éjecteur où elle est mélangée à la vapeur à l'état (9) qui représente le fluide secondaire, provenant de l'évaporateur.Le mélange des deux vapeurs se fait dans la section du diffuseur où s'effectue unrecouvrement de pression. [Fig.8]

b)- Le condenseur :

La vapeur à l'état (6) passe á travers le condenseur à haute pression où elle est condensée jusqu'à l'état liquide.

A la sortie du condenseur, le fluide réfrigérant est à l'état liquide et à haute pression est ensuit pompé vers le générateur. [Fig. 8].

c)- L'évaporateur :

Dans le cycle de réfrigération, le réfrigérant liquide à l'état (7) passe a travers une vanne de détente à un état de basse pression l'état (8).

Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur ou il produit, en s'évaporant, lefroid désiré Qe.Le réfrigérant á l'état mélange liquide vapeur (8) se vaporise dans l'évaporateur, état(9) puis est mélangé avec le fluide primaire dans l'éjecteur où il est comprimé.Le mélange vapeur à l'état (6) passe a travers le condenseur ou il se condense jusqu'àl'état liquide (7) et complète ainsi le cycle de réfrigération. [fig.1.2].

d)- éjecteur [3] :

Un éjecteur de vapeur consiste en quatre parties principales qui sont l'éjecteur primaire (ou convergent divergent primaire), la chambre de mélange, la gorge et l'éjecteur secondaire (ou convergent divergent secondaire).

Les processus du système de réfrigération à éjecteur sont représentés sur un diagramme (P, h).figure 09

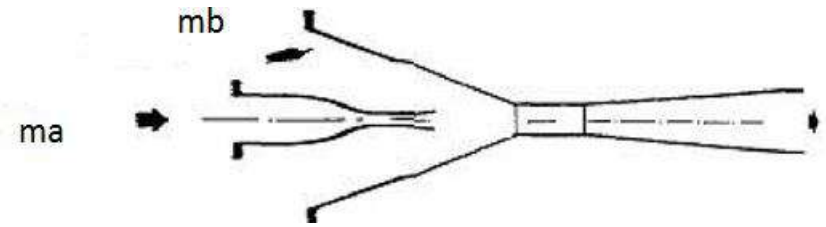


Figure 09 :Schéma d'un éjecto-compresseur composé par deux tuyères une motriceou primaire et une secondaire[3]

.3-5. Critères de choix des fluides de travail :

L'amélioration du fonctionnement du système peut être obtenue par la recherche d'un fluide optimal. La sélection du meilleur fluide de travail dans un système thermodynamique quelconque a toujours été un problème important en génie thermique, car chaque système ases propres besoins. Le cas d'un système frigorifique à éjecto-compresseur n'est pas une

exception. Donc, le choix de la paire de fluides à utiliser dans cette machine frigorifique à éjecto-compresseur, pour optimiser son fonctionnement, est une tache qui n'est pas toujoursfacile pour Les caractéristiques demandées au fluide de travail .

-6-Principe de fonctionnement de la machine frigorifique :

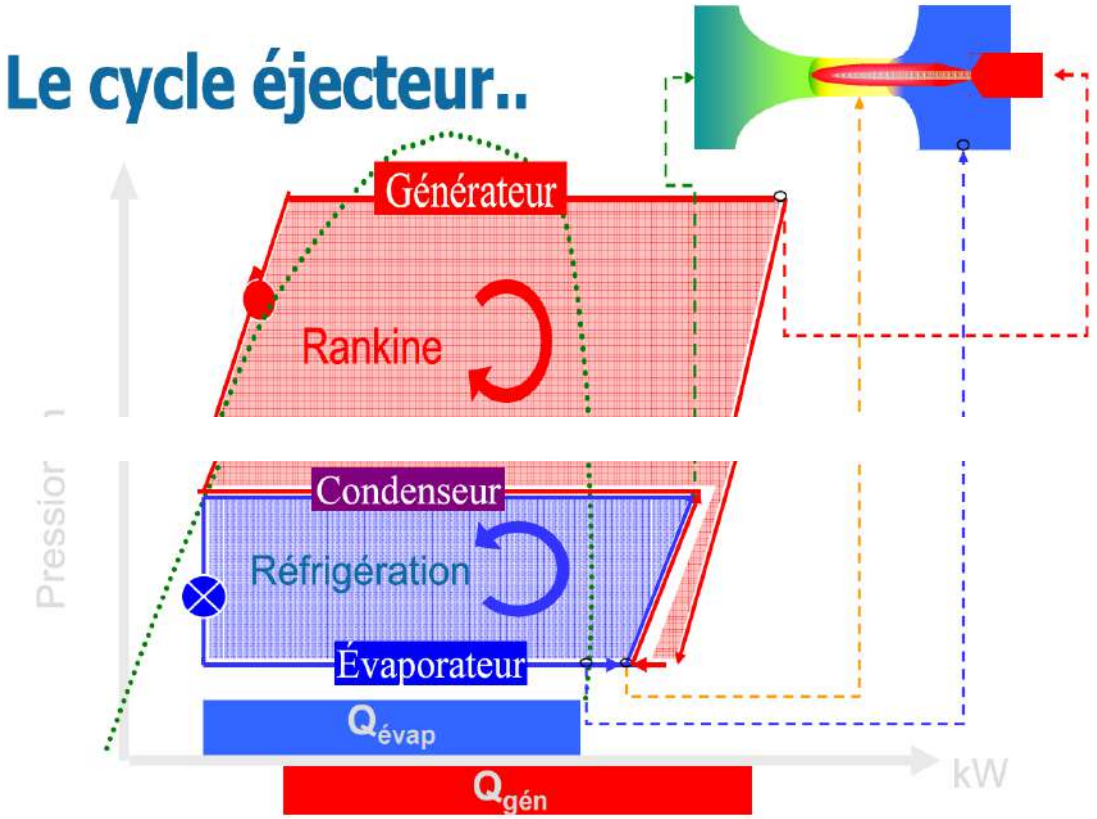


Figure 10 *diagramme d'un cycle à éjecto-compression[3]*

La vapeur motrice provenant d'une buse d'alimentation pénètre dans la tuyère de détente d'un éjecteur et aspire la vapeur en provenance de l'évaporateur. La première partie de l'éjecteur étant de forme convergente, la vitesse de la vapeur s'accroît tandis que simultanément sa pression diminue. La vapeur de fluide frigorigène se trouve donc aspirée par la vapeur du fluide primaire, le mélange pénétrant ensuite dans la partie divergente de l'éjecteur ; la vitesse du mélange diminue tandis que la pression augmente jusqu'à atteindre la pression de condensation. Dans cette installation, le moto-compresseur est remplacé par l'éjecteur qui va réaliser le processus de compression en utilisant l'énergie cinétique du fluide moteur pour aspirer, entraîner et comprimer le fluide secondaire. Le mélange des fluides comprimés sera envoyé au condenseur, pour la liquéfaction,

avec le dégagement de chaleur pour former le cycle moteur. L'autre partie commence par la détente dans le détendeur puis traverse l'évaporateur pour s'évaporer en créant l'effet frigorifique. Ce fluide sera aspiré par le fluide primaire pour être entraîné vers

le condenseur,pour clôturer le cycle secondaire ou frigorifique. Donc les condensas qui se sont formés dans le condenseur sont renvoyés pour partie à la chaudière de production de vapeur vive par l'intermédiaire d'une pompe et pour partie vers l'évaporateur.

Il a été remarqué que dans ce système, la pompe est le seul appareil qui a des parties en mouvement. Dans l'appareil à jet de vapeur (ou éjecteur de vapeur), il y a compression mécanique et l'on peut donc classer ce type de machine dans la catégorie de celles fonctionnant sur le principe du cycle frigorifique à compression ; mais comme l'énergie (que l'on pourrait appeler par analogie d'entraînement) utilisée est la chaleur, le cycle idéal de référence est un cycle double de CARNOT.

La figure (8) simplifiée représente le principe de fonctionnement du système : la partie (ma) du fluide en phase liquide issue du condenseur est comprimée par la pompe qui élève la pression de PC à PB. Puis, ce fluide prend de la chaleur au bouilleur, se vaporise.

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

3-7-Avantages et inconvénients de l'éjecteur :

1) Au lieu d'utiliser les énergies nobles (Energie électrique, Energie cinétique…), le cycle à éjecto-compression utilise les énergies thermiques gratuites ou non nocives (Energie solaire).
2) Il recycle les énergies perdues en forme de chaleur.
3) Il à un système mécanique très simple sans pièces en mouvement.
4) Il ne demande pas d'entretien ou une maintenance couteuse (pas de lubrification ou de friction).
5) La fabrication d'une machine de réfrigération avec éjecteur supersonique est très Simple
6) Grande sécurité d'emplois.
7) Le système à éjecteur a une étanchéité parfaite du cout :

a. Les fluides frigorigènes utilisés ne causent pas de pollution à l'environnement.
b. Le système de réfrigération peut fonctionner à des niveaux de pression très basses ce qui, permet l'utilisation des fluides frigorigènes inédits comme par exemple l'eau.

8) Grande variété de matériaux pour le construire.
9) La plupart des gaz et les réfrigérants peuvent être utilisés.
10) Pas de limite de température (sauf pour les martiaux).

Signalons à ce propos que l'un des problèmes pratique rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle, sont ses performances qui dépendent beaucoup de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est bien évidemment fonction du rapportd'entrainement, mais une variation de ce dernier induit une modification de la géométrie optimale de l'éjecteur qui est bien évidemment impossible à réaliser.[4]
Il s'ensuit qu'un éjecteur s'adopte mal à un fonctionnement hors conditions de design.

Conclusion :

Cette partie a été consacrée à une étude détaillée sur le cycle de la réfrigération à éjecto-compression dans un premier temps. Une comparaison entre les trois machines de production du froid industriel connue dans la littérature a été réalisée dans un second temps afin de conclure que la machine à éjecto-compression est la mieux utilisée pour un meilleur coefficient global de performance. Une étude approfondie et les influences de l'éjecteur seront l'objet de second chapitre

Chapitre 2

Analyse de l'éjecteur

1-Introduction

Les cycles à éjecto-compression sont activés par la chaleur perdue ou la chaleur Provenant de sources renouvelables. Ils sont actionnés directement par une source Thermique afin de générer chauffage, refroidissement et réfrigération. Les impacts Potentiels des éjecteurs sont énormes puisqu'on peut les utiliser dans une variété D'applications. Ils peuvent être intégrés directement à un système de pompe à chaleur-climatisation-réfrigération en tant que composant interne afin d'accroître l'efficacité du
Système. Les éjecteurs peuvent également être utilisés dans des systèmes hybrides (en Cascade, de sous-refroidissement) en tant que systèmes d'éjecto-compression ou d'éjecto-absorption pour améliorer la performance globale du système.

Les applications des éjecteurs sont nombreuses. Ils peuvent être installés dans des Systèmes climatisation à volume contrôler (CVC) pour des bâtiments, des maisons ou des
Communautés, et ce, surtout en combinaison avec des systèmes d'énergie renouvelable ou
de production distribuée pour des maisons, bâtiments et communautés à consommation
Énergétique nette zéro ou presque nulle. Les cycles à éjecto-compression aident L'industrie à réutiliser la chaleur perdue en augmentant le niveau de température de Celle-ci et en améliorant la performance d'un système de refroidissement ou de Réfrigération.

2- Description de l'éjecteur :

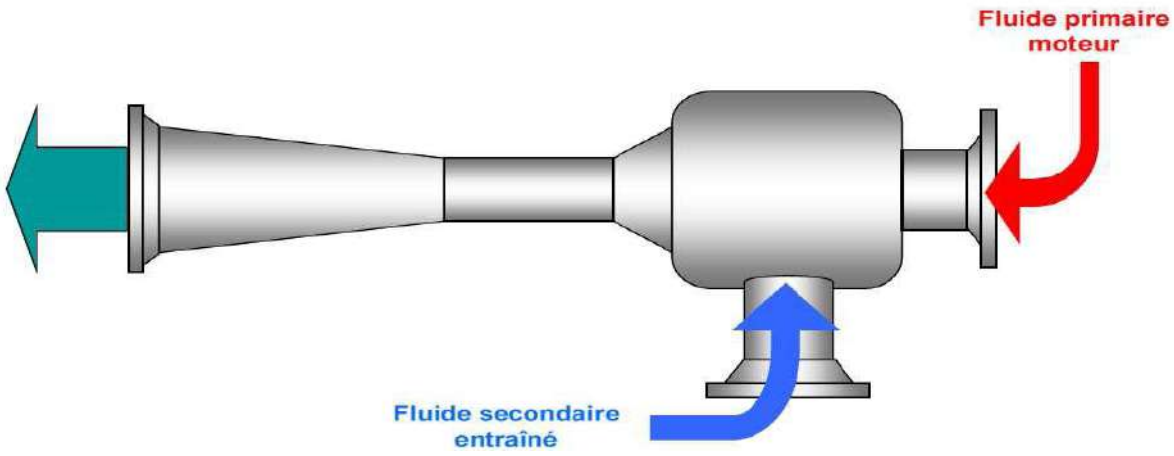


Figure11 *Schéma de différentes parties de l'éjecteu[4]*

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) [1].

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 :

2-1. Le tuyère primaire : permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en
énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire.

2-2. Tuyère secondaire : porte du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et
aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).

2-3. 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.

3- Analyse de l'écoulement dans la chambre de Mélange (désigné par M):

3-1Cas où. 0 < M <1 (Ecoulement subsonique) :

Lorsque l'écoulement est subsonique, $(M^2-1) <0$, et par conséquent, lorsqu'on a une augmentation de section, la vitesse diminue selon et lorsque la section diminue, la vitesse augmente. Ainsi, pour un écoulement subsonique compressible, pour augmenter
la vitesse, il faut un canal convergent et pour diminuer la vitesse, le canal doit être divergent. Les écoulements subsoniques compressibles se comportent comme les écoulements incompressibles [3].

3-2Cas où. M>1 (Ecoulement supersonique) :

Dans ce cas. $(M^2-1) >0$ Par conséquent une augmentation de vitesse est associée à
une augmentation de surface. De même, une diminution de vitesse est associée à une diminution de surface. Ainsi, pour un écoulement supersonique, pour augmenter la vitesse, il faut un divergent, et pour la diminuer, il faut un convergent. On a un comportement inverse par rapport aux écoulements subsoniques.

3-3 Cas où M=1(Ecoulement sonique) :

On a alors dA = 0, même si l'on a une variation de vitesse. Cela correspond à un

maximum ou un minimum local de la distribution de section. Physiquement, cela correspond à une section minimale. Cette section minimale est le col de la tuyère. Quelque soit l'écoulement supersonique qui passe dans la tuyère, l'écoulement sera toujours sonique au col, c'est-à-dire M=1. L'inverse est vrai : si l'on veut ralentir de manière isentropique un écoulement supersonique vers un régime subsonique, on doit d'abord ralentir l'écoulement dans un convergent, et, dès que le régime sonique est atteint, on doit continuer à le décélérer vers des vitesses subsoniques dans un divergent.

On a alors un diffuseur.[3]

4- Description du modèle de l'écoulement dans tuyère primaire :

1.l'écoulement est isentropique.
2. le fluide considéré comme gaz parfait et la variation du k est négligeable pour le même fluide.
3. les frottements sont négligeables.
4. la pression de mélange est identique pour les fluides (primaire et secondaire).
5. le mélange est complet (les deux fluides forme un fluide homogène).
6. il n y a pas des ondes de choc oblique.

Les équations d'un gaz parfait ont pour forme[5] :

$P = \rho RT$ et $h = C_P T$ ……………………………....(1)

On peut aussi facilement déduire l'expression suivante pour l'entropie :

$S = C_V \ln\left(\frac{P}{\rho^{\gamma}}\right)$ ou $P = \rho^{\gamma} e^{\frac{s}{cv}}$ …………………………..(2)

Dans une évolution isentropique d'un gaz parfait, on a donc le rapport P/ρ^{γ} est une constante et en utilisant $\frac{P}{T^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$ = constante

La célérité sonore est dans ce cas :

$$C^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_S = \gamma \rho^{\gamma-1} e^{\frac{s}{cv}}$$

Soit :$C^2 = \frac{\gamma P}{\rho} = \gamma RT$

4-1Analyse de la tuyère primaire :

On sait que notre étude est base sur plusieurs équations d'états principales et dans ce
partie nous avons l'équation d'énergie qui nous a aidée pour démontrer quelques équations

L'équation d'énergie s'écrire comme suite :

$$h_0 + \frac{v_0^2}{2} = h_1 + \frac{v_1^2}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

On prend les paramètres d'écoulement dans les conditions de stagnation nulles ($v_0 = 0$) donc l'équation (3) viendra :

$$h_0 = h_1 + \frac{v_1^2}{2}$$

Puisque $h = c_p . T$

Donc : $C_p T_0 = C_p . T_1 + \frac{V_1^2}{2}$

$$\frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{V_1^2}{2C_P . T_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

D'autre part on a que :$C_P = \frac{\gamma r}{\gamma - 1}$

Le rapport de coté droit d'équation (4) sera :$\frac{V_1^2}{2C_P . T_1} = \frac{V_1^2(\gamma - 1)}{2\gamma r T_1}$

Et puisque $M_1^2 = \frac{V_1^2}{C_1^2}$ et $C_1^2 = \gamma r T_1$

On trouve : $\frac{V_1^2(\gamma-1)}{2\gamma r\, T_1} = \frac{V_1^2(\gamma-1)}{2C_1^2}$

La résultante de ces étapes de démonstration est l'équation fondamentale[5] suivante :

$$\frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2$$

Puisque l'écoulement est isentropique nous pouvons écrire le formulaire suivant :

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{\rho_0}{\rho_1}\right)^{\gamma-1} \text{.....(5)}$$

A partir de ce dernier formulaire qui nous facilite la tache d'interprétation pour étudier le comportement d'écoulement venant de bouilleur vers l'éjecteur précisant le tuyère
primaire de l'entrée jusqu'à avant le col, et on écrit les équations principales comme suite :

$$\frac{T_0}{T_1} = 1\frac{(\gamma - 1)}{2} M_1^2$$

$$\frac{P_0}{P_1} = \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{\rho_0}{\rho_1} = \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_1^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

Les trois rapports $\frac{T_0}{T_1}, \frac{P_0}{P_1}, \frac{\rho_0}{\rho_1}$, sont ainsi déterminés en fonctions du nombre de mach
Local $\left(M = \frac{V}{C}\right)$. La température et pression d'arrêt T_0 et P_0 sont constantes en écoulement Isentropique, et pour cette raison, il est commode

d'exprimer le débit masse en fonction de Ces deux quantités, de la section A et du nombre de Mach local. Pour cela nous partons de la Définition du débit massique : [5]

$$\dot{m}=\rho AV$$

En substituant $\rho=\frac{P}{RT}$ et $v=MC=M(\gamma RT)^{\frac{1}{2}}$,

cette expression devient $\dot{m}=\frac{PAM(\gamma RT)^{\frac{1}{2}}}{RT}$

On peut encore écrire : $\dot{m}=AMP\left(\frac{\gamma}{RT}\right)^{\frac{1}{2}}$

Puis faire apparaître les rapports $\frac{T}{T_0},\frac{P}{P_0}$

$$\dot{m}=AMP_0\left(\frac{P}{P_0}\right)\left(\frac{\gamma}{RT}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{2}}$$

En utilisant les *e*xpressions de $\frac{T}{T_O},\frac{P}{P_0}$ en fonction du nombre de Mach, on obtient:

$$\dot{m}=AMP_0\left(\frac{\gamma}{RT}\right)^{\frac{1}{2}}\left(1+\frac{(\gamma-1)M^2}{2}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(6)$$

On peut d'abord exprimer le débit dans la section critique (M = 1) :

$$\dot{m}^*=A^*P_0\left(\frac{\gamma}{RT_0}\right)^{\frac{1}{2}}\left(1+\frac{(\gamma-1)M^2}{2}\right)^{\frac{-(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(7)$$

L'expression de A/A* est alors obtenue en égalent les expressions de $\dot{m}^*$et $\dot{m}$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1+\frac{(\gamma-1)M^2}{2}\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

On peut facilement montrer que cette expression possède un minimum en M = 1. Pour Un écoulement isentropique donné, la section critique est minimum. L'expression que nous Venons d'établir intervient dans de nombreux calculs pratiques (chambre de mélange dans L'éjecteur). Elle forme avec les expressions 3 et 4 un jeu complet de relations permettant la

Détermination des caractéristiques d'écoulements isentropiques de gaz parfait dans des Conduits de section variable (convergent divergent de l'éjecteur)

5-Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques du fluide a la sortie
De la tuyère primaire :

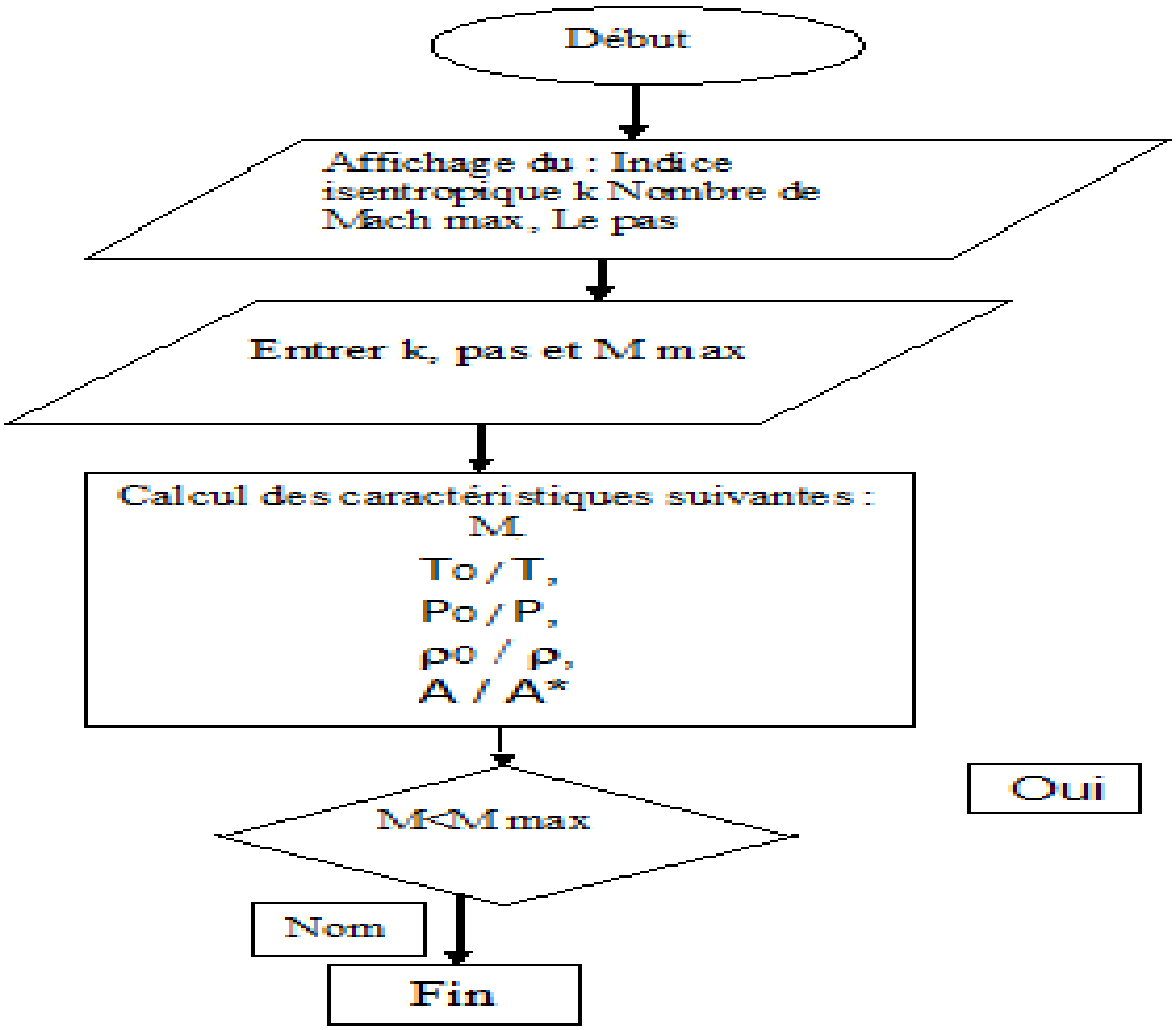


Figure 12 : Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques du Fluide a la sortie de la tuyère primaire

6.Les ondes de choc dans la chambre de mélange :

De nombreuses expériences montrent que les écoulements compressibles à grande vitesse peuvent subir des variations très rapides de leurs caractéristiques sur des distances très

Faibles.Les changements de densité, de vitesse, de pression et de température correspondants

S'effectuent sur une distance extrêmement courte, de telle sorte que l'onde de choc apparaît

Comme une discontinuité séparant des écoulements amont et aval continus.

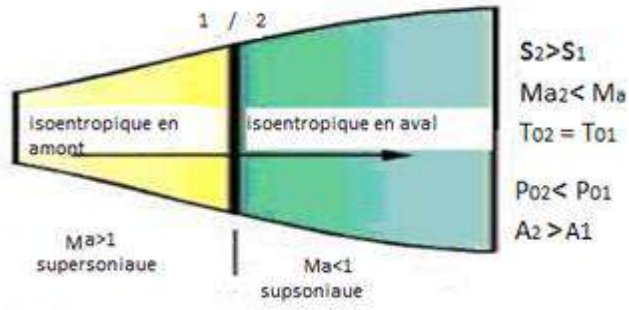


Figure 13 : Choc droit dans une tuyère[3]

7. Equations fondamentales pour les chocs droits :

Les hypothèses utilisées dans cette analyse sont les suivants :

1) le fluide utilisé est considéré comme un gaz parfait
2) les forces de frottements dans le volume de contrôle entourant l'onde de choc sont Négligeables.
3) le processus de choc est effectué à section constante, les lignes de courant restant Parallèles entre elles et perpendiculaire à la surface de choc.
4) l'écoulement est adiabatique et il n'y a pas de travail extérieur sur le volume de Contrôle considéré.
5) les force de volume son négligeables.
6) l'écoulement s'effectué en l'absence de réaction chimique et le fluide reste en Équilibre thermodynamique.

Désignant par P_1, ρ_1, h_1, V_1 les pressions, densité, enthalpie, vitesse en amont du choc, Et par P_2, ρ_2, h_2, V_2 les quantités correspondantes en aval. Dans certains cas, on connaît l'état

De L'écoulement en amont du choc et on souhaite déterminer l'état du fluide en aval.

Dans d'autres situations, les conditions aval sont connues et il s'agit d'obtenir les Caractéristiques de l'écoulement en amont du choc. [5]

On rencontre aussi, très souvent, des problèmes mixtes dans lesquels certains Paramètres sont connus en amont et d'autres sont disponibles en aval. Pour résoudre ces
Problèmes, on dispose des équations de conservation de la masse, de la quantité de Mouvement, de l'énergie et des équations de l'état du fluide [5] :

7-1Equations de conservation de la masse : L'écoulement est unidimensionnel,
permanant et la conservation de la masse s'exprime sous La forme :

$$\dot{m} = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 = \text{Constante} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

7-2 Equation de conservation de quantité de mouvement : Le fluide est en écoulement
Stationnaire, les forces de volume et de frottement sont Négligées. La variation de Quantité de mouvement entre les sections 1 et 2 est associée aux Forces de pression Agissant sur le fluide situé dans le volume de contrôle :

$$\dot{m}V_2 - \dot{m}V_1 = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

7-3 Equation de conservation de l'énergie : L'écoulement est permanent, il n'y a pas de
Travail extérieur w = 0, l'écoulement est adiabatique Q = 0 est les forces de volume Sont négligeables :

$$h_{1+} \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_i = \text{constante} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

L'énergie interne et l'enthalpie h sont reliées par : h= e + $\frac{P}{\rho}$et on peut encore écrire

L'équation (3.10) sous la forme :

$$e_1 + \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} = e_2 + \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} = \text{constante}$$

7-4 Equations d'état : Les équations d'état peuvent être écrites sous les formes Génériques:

$$S = S(P, \rho), h = h(P, \rho)$$

7-5Equations fondamentales des ondes de choc droites dans les gaz parfaits *:* Pour un

Gaz parfait, les équations d'état peuvent s'écrire sous la forme :

$$\mathrm{P} = \rho \mathrm{RT} \text{ et } \mathrm{h} = \mathrm{c_p T}$$

Les équations des chocs droits stationnaires deviennent dans ce cas :

a) Conservation de la masse : $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$

b) Conservation de la quantité de mouvement :

$$\mathrm{P_1} + \mathrm{P_1 V_1^2} = \mathrm{P_2} + \mathrm{P_2 V_2^2} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

c) L'équation de l'énergie :

$$\mathrm{C_p T_1} + \frac{\mathrm{V_1^2}}{2} = \mathrm{C_P T_2} + \frac{\mathrm{V_2^2}}{2} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (12)$$

Il est commode de faire apparaître dans ces trois relations les nombres de Mach M1, M2

Des Écoulement amont et aval. Une fois ces expressions obtenues, nous pourrons établir une

Relation entre Mach amont M1 et le Mach M2. Il sera ensuite possible de représenter tous les

Rapports des paramètres amont et aval comme $\frac{T}{T_0}, \frac{P}{P_0}, \frac{\rho}{\rho_0}, \frac{P_{02}}{P_{01}}$

En fonction de l'un ou l'autre

De nombre de Mach. Les expressions déduites suivant cette procédure sont utilisées pour

Calculer les caractéristiques de l'écoulement en amont et en aval du choc.

Considérons d'abord l'équation de l'énergie. Le premier membre de cette équation s'écrit sou

la forme :

$$C_P T_1 + \frac{V_1^2}{2} = C_P T_1 \left(1 + \frac{V_2^2}{2 C_P T_1}\right)$$

Soit : $$C_P T_1 + \frac{V_1^2}{2} = C_P T_1 \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_1^2\right)$$

Une opération analogue peut être effectuée sur le second membre et l'équation (12) devient :

$$T_1 \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_1^2\right) = T_2 \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_2^2\right)$$

Soit encore : $$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1+\frac{(\gamma-1)}{2}M_1^2}{1+\frac{(\gamma-1)}{2}M_2^2} \text{.....(13)}$$

Considérons maintenant l'équation de conservation de la quantité de mouvement. Le premier

Nombre de cette équation peut être mis sous la for

$$\mathrm{P_1} + \rho_1 \mathrm{V_1^2} = \mathrm{P_1}\left(1 + \frac{\rho_1 \mathrm{V_1^2}}{\mathrm{P_1}}\right)$$

On notant que $C_1^2 = \frac{\gamma P_1}{\rho_1}$ En notant qu'on qui' aussi écrire :

$$\mathrm{P_1} + \rho_1 \mathrm{V_1^2} = \mathrm{P_1}(1 + \gamma \mathrm{M_1^2})$$

Le second membre de l'équation (12) peut être transformé de la même manière et l'équation

(12) devient :

$$\mathrm{P_1}(1 + \gamma \mathrm{M_1^2}) = \mathrm{P_2}(1 + \gamma \mathrm{M_2^2})$$

Soit encore :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right) \Big/ (1 + \gamma M_2^2) \quad \text{.....(14)}$$

On peut maintenant passer à l'équation de conservation de la masse. Une première opération

Consiste à remplacer les vitesses V1 et V2 avec Mc1 et Mc2

$$\frac{\mathrm{P}_2}{\mathrm{P}_1} = \frac{\mathrm{V}_1}{\mathrm{V}_2} = \frac{\mathrm{M}_1\mathrm{C}_1}{\mathrm{M}_2\mathrm{C}_2} \quad \text{.....(15)}$$

Pour un gaz parfait $\rho=\frac{P}{rT}$ et $C=\sqrt{\gamma rT}$ En substituant ces deux expressions dans (15), on

Obtient :

$$\frac{\mathrm{P}_2}{\mathrm{P}_1} = \frac{\mathrm{M}_1}{\mathrm{M}_2}\sqrt{\left(\frac{\mathrm{T}_2}{\mathrm{T}_1}\right)} \quad \text{.....(16)}$$

Nous avons déjà exprimé $\frac{\mathrm{P}_2}{\mathrm{P}_1}$ et $\frac{\mathrm{T}_2}{\mathrm{T}_1}$en fonction de M1 et M2. En substituent les relations (14)

Et (16) dans (13), on obtient une relation pour les nombre de Mach :

$$\frac{1+\gamma\mathrm{M}_1^2}{1+\gamma\mathrm{M}_2^2} = \frac{\mathrm{M}_1}{\mathrm{M}_2}\sqrt{\left(\frac{1+\frac{(\gamma-1)}{2}\mathrm{M}_1^2}{1+\frac{(\gamma-1)}{2}\mathrm{M}_2^2}\right)} \quad \text{.....(17)}$$

Pour résoudre cette équation, on peut élever les deux membres au carré, ramener au Même dénominateur, observé que la relation obtenue est symétrique en fonction de M_1 et M_2

Et que L'une de ces racines est : $M_1 = M_2$

L'autre racine est alors facilement obtenue sous la forme :

$$M_2^2 = \frac{M_1^2 + \frac{2}{\gamma - 1}}{\frac{2\gamma M_1^2}{\gamma - 1} - 1} \qquad (18)$$

Ainsi la relation entre les pressions d'arrêt avant et après l'onde de choc s'écrit sous la forme

Suivante :

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[\left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} + \frac{2}{(\gamma+1)M_1^2}\right)^{\gamma} \left(\frac{2\gamma M_1^2}{\gamma+1} - \frac{\gamma-1}{\gamma+1}\right)\right]^{-\frac{1}{\gamma-1}} \qquad (19)$$

8. Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques thermodynamiques
Du fluide avant et après l'onde de choc :

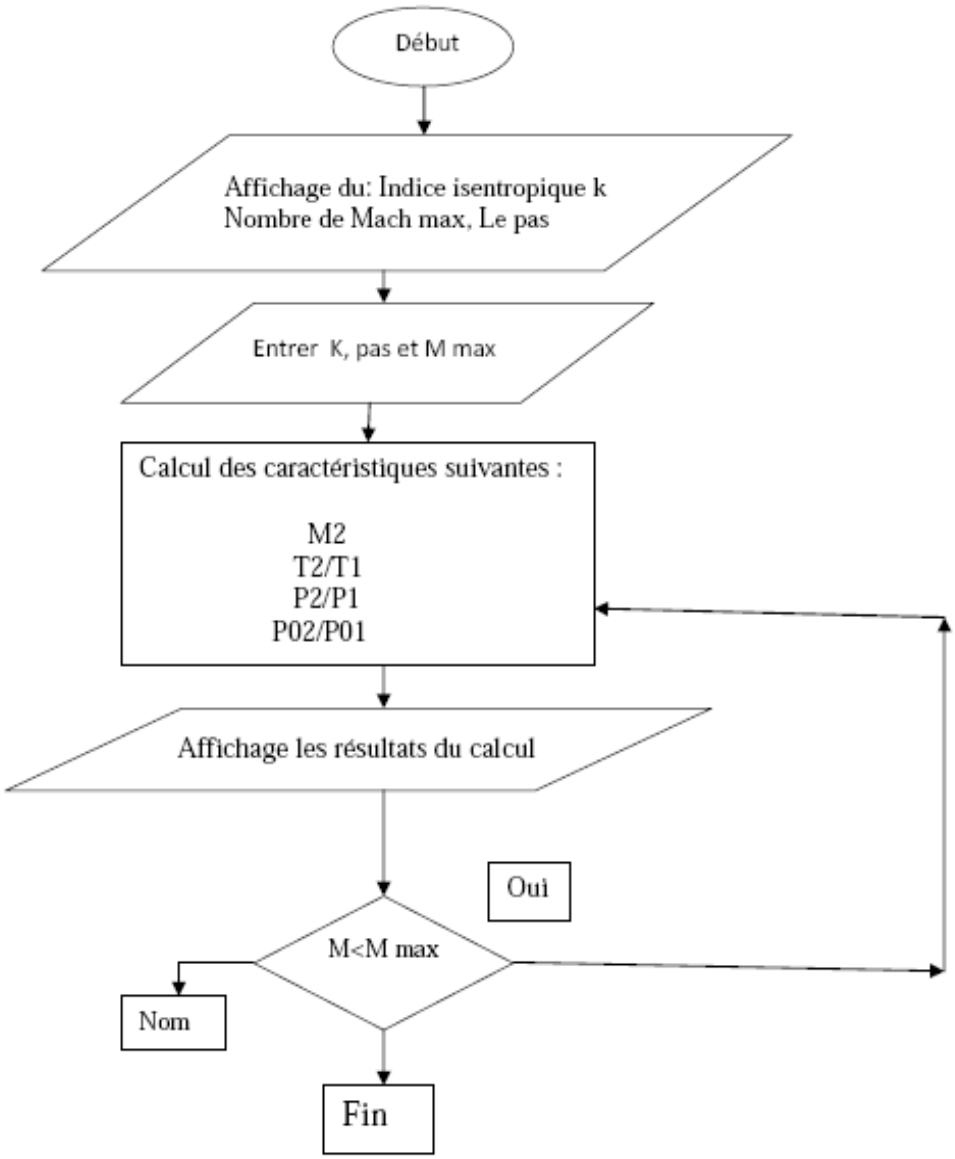


Figure 14:organigramme développé pour le calcul des caractéristiques thermodynamique du fluide avant et après l'onde de choc

9. Relations du modèle complet tuyère motrice et la chambre de mélange :[6]

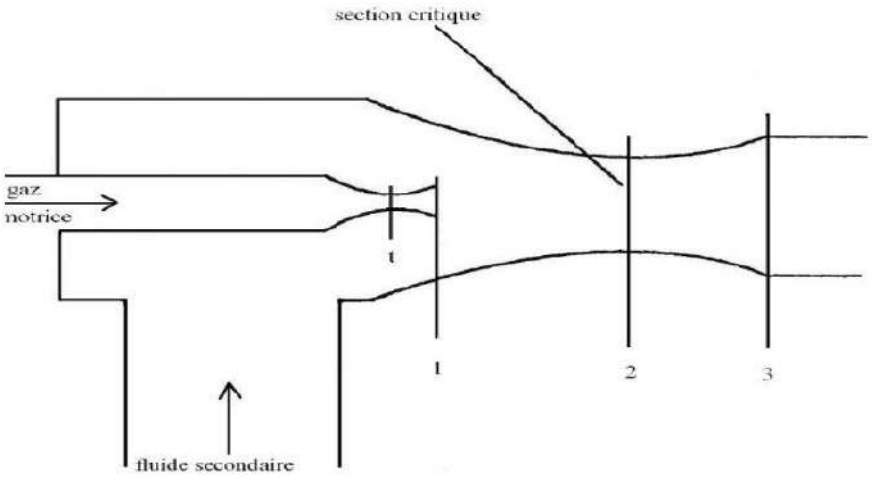


Figure 15 :les différents points de l'éjecteur[5]

Une autre notion est celle de nombre de Mach critique M*, Ce nombre est défini comme le rapport de la vitesse local v à la célérité sonore au col :

$$M^* = \frac{V}{C^*}$$

Le nombre de mach:

le nombre de Mach diminue avant l'onde de choc et augmente après l'onde de choc avec l'augmentation de la pression de condensation . Le même comportement de nombre de Mach en fonction de la pression du mélange pour différentes températures de condensations a été montré expérimentalement .

Comme la célérité sonore C* a une valeur fixe pour un écoulement donné, M* est directement proportionnel à la vitesse locale. Les conditions critiques sont prises ici comme conditions de référence. Ces conditions peuvent être atteintes en un point de l'écoulement, mais elles peuvent aussi ne pas l'être. La section critique A* peut coïncider avec une section de conduit si les conditions critique sont atteintes, mais elle peut aussi être une simple valeur de référence.

Le nombre de Mach critique M* peut être exprimée en fonction du nombre de Mach locale.

Pour cela, nous portons de:

$$M^{*^2} = \frac{V^2}{C^{*^2}} = \frac{V^2 C^2}{C^2 C^{*^2}} = \frac{M^2 C^2}{C^{*^2}} \text{.....(20)}$$

Le rapport $\frac{C^2}{C^{*^2}}$ est égal au rappor $\frac{T}{T^*}$et on peut écrire:

$$\frac{C^2}{C^{*^2}} = \frac{T}{T^*} = \frac{TT_0}{T_0 T^*} \text{.....(21)}$$

Les deux rapports qui interviennent au second membre sont donnée par:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{1}{1 + \frac{(\gamma-1)M^2}{2}}$$

$$\frac{T_0}{T^*} = \left(\frac{T_0}{T}\right)_{(M=1)} = \frac{\gamma+1}{2}$$

En portant ces deux expressions dans la relation (21), on obtient :

$$\frac{C^2}{C^{*^2}} = \frac{\gamma+1}{(\gamma-1)M^2}$$

Et on déduit de (8) :

$$M^{*^2} = M^2 \frac{\gamma+1}{2+(\gamma-1)M^2} \text{.....(22)}$$

Pour un écoulement isentropique d'un gaz parfait on a :

$$H_0 = H_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

$$V_1^2 = 2(h_0 - h_1) = 2C_P(T_0 - T_1)$$

$$V_1^2 = 2R\frac{\gamma}{\gamma-1}T_0\left(1 - \frac{T_1}{T_0}\right)$$

Parce qu'on a : $C_P = \frac{\gamma R}{\gamma-1}$

Pour les gaz parfait PV=RT et $\frac{p}{\gamma p}$= constante

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Alors : $$V_1^2 = 2R\frac{\gamma}{\gamma-1}T_0\left(1-\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)$$

Et on a $M^* = \frac{V}{C^*}$

et : $C^*=V^*$ (Vitesse du son quand $T=T^*$)

$$C^* = [2C_P(T_0 - T^*)]^{1/2}$$

Nous avons : $\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{\gamma+1}$, $C^* = \left[2C_P T_0\left(1-\frac{2}{\gamma+1}\right)\right]^{1/2} = \left[2RT_0\frac{\gamma}{\gamma+1}\right]^{1/2}$

Alors : $$M^{*2} = \frac{\gamma+1}{\gamma-1}\left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right) \quad \text{.....(23)}$$

On peut dériver M^* a partir de l'équation de conservation de mouvement.

Le volume de contrôle dans la chambre de mélange :

$$P_1A_1 + \dot{m}V_{1A} + \dot{m}_bV_{1b} = P_2A_2 + (\dot{m}_A + \dot{m}_b)V_2$$

Quand la pression de mélange est constante : $P_2 = P_1$ et la projection des surface sur la fin desdeux volumes de contrôle sont égaux, le terme de force de pression est éliminé

$$V_2 = \frac{\dot{m}V_{1a} + \dot{m}_bV_{1b}}{\dot{m}_a + \dot{m}_b} = \frac{V_{1a} + \left[\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}\right]V_{1b}}{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}}$$

comme :$V_2 = M_2^*C_2^*$, donc :

$$V_2 = M_2^* C_2^* = \frac{M_{1a}^* C_{1a}^* + \left[\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}\right] M_{1b}^* C_b^*}{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}}$$

En divisant parC_2^* : $M_2^* = \frac{M_{1a}^* C_{1a}^* + \left[\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}\right] M_{1b}^* c_b^*}{\left(1+\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}\right) C_2^*}$

Il y a deux expressions de M_2^*indépendant l'un de l'autre, donc on peut l'égalisé lesdeux expressions pour établir une relation du rapport des débits massique (primaire etsecondaire) en fonction de pression à la chambre de mélange. Après ce rapport est obtenus on cherche la valeur maximal de ce rapport, finalement en peut utiliser ce rapport dans leséquations suivants.

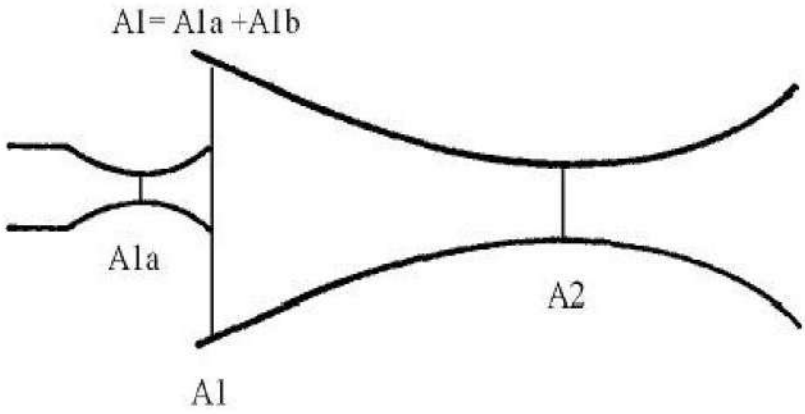


Figure 16:*schéma descriptive des sections principales de l'éjecteur[5]*

$$\frac{A_{1A}}{A_t} = \frac{1}{M_{1a}} \left(\frac{\gamma + 1}{2\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{1a}^2\right)} \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

$$\frac{A_{1b}}{A_t} = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a} \left(\frac{C_A^* P_A^*}{P_{1b} V_{1b}} \right)$$

Et pour calculer le rapport entre la section minimale de la chambre de mélange et la sectioncritique de la tuyère motrice en utilise la relation développée par Hamner Richard Miller [6].

$$\frac{A_2}{A_t} = \left(1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_A}\right)\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma+1}}\left(\frac{P_{0A}}{P_1}\right)\left(\frac{T_{02}}{T_{0A}}\right)\left(\frac{C_A^*}{C_2^*}\right)\left[\frac{1-\frac{k-1}{k+1}M_2^{*2}}{M_2^*}\right]$$

$$\frac{T_{02}}{T_{0A}} = \frac{1+\left(\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}\right)\left(\frac{T_{0b}}{T_{0a}}\right)}{1+\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}}$$

$$\frac{C_2^*}{C_A^*} = \left[\frac{1+\left(\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}\right)\left(\frac{T_{0b}}{T_{0a}}\right)}{1+\left(\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}\right)}\right]^{1/2}$$

Avec les rapports des surfaces établis, on peut utiliser comme des valeurs critiques pour le système avec ces conditions de saturation dans le bouilleur, le condenseur, et l'évaporateur.

A1 c'est la surface totale de la chambre de mélange au point du jet du fluide primaire.

Il faut reliée Tout les rapports avec la section critique de la tuyère primaire, cette dernière est calculé à partir du rapport des débits massiques.

Quand les rapports de sections sont calculés on utilise pour définir les caractéristiques du système aux conditions de fonctionnement dans le bouilleur, condenseur et l'évaporateur.

Les conditions idéals de fonctionnement existe quand l'onde de choc normal à été avalé par le diffuseur et se tient juste en aval de la section critique de la chambre de mélange, c'est nécessaire puisque le nombre de Mach est égal à 1 en ce moment et aucune perte de pressionne se produira à travers l'onde de choc, Aussi, la chambre de mélange existera alors à une basse pression et à haute vitesse, essentiel au bons mélange et bon entraînement.

Ceci soulève la question comment démarrer le système. Il serait plus compliqué pour concevoir et actionner automatiquement un système ayant rapport de section variable, ainsi la commande de la pression d'arrêt semble être la méthode la plus facile.

Le choc doit se tenir en aval de la section critique du diffuseur pour des raisons de stabilité.

10. Exemple de calcul :

R134a est le fluide choisi :

La température du bouilleur est 355.15 K, l'évaporateur à 278.15 K, le condenseur à 306.15 K

P_E/P_B=3.496 /27.465=0.127 qui correspond un nombre de mach 2.05 à partir de la table de

Mach du R134a en peut tirer les valeurs suivantes :

M	**M^***	**A/A^***	**P/P_0**	**T/T_0**	**ρ/ρ_0**
2.025	1.8068730	1.963558	0.1275505	0.7304301	0.1746238

Et après l'onde de choc les caractéristiques sont les suivantes :

M_1	**M_2**	**P_2/P_1**	**T_2/T_1**	**T_{02}/T_{01}**
2.025	0.53683500	4.2566360	1.33443100	0.65730120

On suppose que la chaleur absorbée par le fluide primaire au bouilleur est égale 7000W

$$\dot{m} = \rho AV = \rho^* A^* C^* = \rho_0 C_0 A^* \left(\frac{2}{y+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad , C_0 = \sqrt{y.R.T_0}$$

$$= 351.12\ m/s$$

ρ_0=165 kg/m3 (logiciel Cool Pack)[9].

Cool Pack est une collection des programmes utilisée pour dimensionner, analyser etoptimiser le système de réfrigération développer par l'université technique du Danemark.

Suivant la première loi de la thermodynamique on à

$$Q_{in} = \dot{m}\Delta h = \dot{m}(h_{sb} - h_{eb})$$

Donc :

$$\dot{m} = \frac{Q_b}{\Delta h_b} = \frac{7}{h_{sb} - h_{eb}} = \frac{7}{451.74 - 245.82} = 0.034\ kg/S$$

On peut maintenant calculée la section critique A* et le diamètre critique d* de la tuyère primaire, et a l'aide des résultats du annexe C en peut calculer la section du jet de la tuyère primaire et la section critique de la chambre de mélange.

Donc A*=0.348 .10^{-6}m2, d*=0.665mm.

T_b(K)	U	M_2^*	A_{1A}/A_t	A_2/A_t
335.15	0.084344	1.238540	1.966139	5.056728

A_2=1.759.10^{-6} m_2 ,d_2=1.4968.10^{-3}m , d_{1a}=0.9333.10^{-3}m

Les études théoriques et expérimentales qui ont été réalisées sur cette machine auCentre de Thermique de l'INSA de Lyon [7] ont permis de modéliser le fonctionnement del'éjecteur.

En particulier, pour un fonctionnement optimal, et quel que soit le fluide, la relationsuivante permet de déterminer le taux d'entraînement optimal :

$U_{opt} = 3.32\left[\frac{1}{r}\left(1-\frac{1.21}{\xi}\right)\right]^{2.12}$ Où r est le taux de compression P_C/P_E de la partie génératrice et ξest le rapport moteur P_B/P_C de l'éjecteur. Pour le calcul de la pression on utilise le logiciel Cool Pack.[9]

11. Résultats et discussions :

Le taux d'entrainement c'est un rapport des débits massiques (d'évaporateur par apport au bouilleur), et d'après la formule précédente du Uopt[8] , sa calcul est basé sur la connaissance des différents pressions (bouilleur, condenseur, et l'évaporateur) grâce à le logiciel Cool Pack.

Nous vous indiquons que l'évaluation de la variation du taux d'entrainement est en fonction des deux températures principales (bouilleur, évaporateur) à chaque fois on varie une seul source de température et l'autre est fixe (sachant que la température de condenseur limité entre 24° C et 36° C) chaqu'une définie dans une plage de température sont connue comme
suite :

- température de bouilleur (62° C,67° C ,72° C,77° C,82° C,87° C).
- température d'évaporateur comprise entre 0° C et 25° C.

11.1. Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur :

L'évolution du taux d'entrainement (Uopt) se fait en fonction de la température du bouilleur et cèle d'évaporateur prend la valeur fixe 278.15K avec une plage de température decondenseur, sachant que chaque température de ce dernier à plusieurs valeurs du Uopt, le résultat du fluide étudié(R123) présenté dans le tableau et le diagramme qui convient au dessous :

Le cas du gaz frigorigène type R123 à T_E = 278,15K:
Le tableau[1] récapitule les variations des températures du bouilleur en fonction des températures du condenseur.

Température du bouilleur $T_B[K]$	**Température du Condenseur $T_C[K]$** T_E=278.15k				
	297.15	**300.15**	**303.15**	**306.15**	**309.15**
335.15	0.26	0.18	0.12	0.08	0.05
340.15	0.30	0.21	0.15	0.10	0.07
345.15	0.33	0.24	0.17	0.12	0.08
350.15	0.37	0.27	0.20	0.14	0.10
355.15	0.40	0.30	0.22	0.16	0.12
360.15	0.43	0.32	0.23	0.17	0.13

Tableau .1 : *Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R123*

L'interprétation des résultats du tableau suscité nous a motivé de tracer les courbes des taux d'entrainement optimales du gaz frigorifique type R123 en fonction de différentes températures du bouilleur.

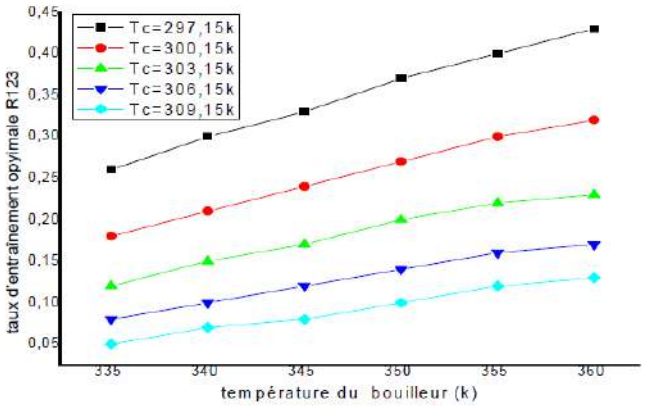


Figure 17 *: variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R123*

D'après la courbe d'évolution du taux d'entrainement optimale, on constate qu'il accrois avec l'augmentation de température de bouilleur. Cependant, l'augmentation

de température de condenseur provoque une diminution du Uopt, ainsi que leur augmentation est trop sensible par rapport à la diminution de la température du condenseur que l'augmentation de la température du bouilleur a titre d'exemple le R123 (voir le tableau ??)

Comme vous voyez la diminution de Tc par 10°C provoque une augmentation de 70%aUopt, d'autre part l'accroissement de Tb par la même température n'augmente que 28%

11.2. Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur :

Cette fois ci, on va étudier l'évolution du Uopt en fonction de la variation de la température d'évaporateur avec température de bouilleur constante (Tb=355.15K)et on garde le même intervalle de température de condenseur , nos résultats sont présentées dans les tableaux et l'allures suivante pour le même fluide d'exemple le R123

Le cas du gaz frigorigène type R123 à T_E= 355,15K:

Le tableau suivent tableau 2 après récapitule les variations des températures du bouilleur en fonction des températures du condenseur.

Température del'évaporateur $T_E[K]$	**Température du Condenseur $T_C[K]$ T_B=355.15k**				
	297.15	**300.15**	**303.15**	**306.15**	**309.15**
273.15	0.25	0.18	0.14	0.10	0.07
275.15	0.30	0.22	0.16	0.12	0.09
277.15	0.36	0.27	0.20	0.15	0.10
279.15	0.44	0.32	0.24	0.18	0.13
281.15	0.53	0.39	0.29	0.21	0.15
283.15	0.63	0.47	0.34	0.25	0.18
285.15	0.75	0.57	0.41	0.30	0.22

Tableau .2: *Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R123*

A l'aide de ce tableau précédent on peut tracer les graphes suivants :

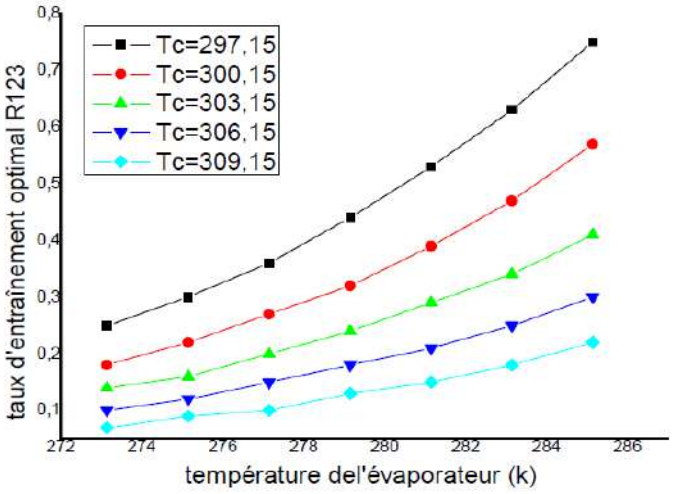


Figure 18*: variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température del'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R123*

A partir de ces courbes d'évolution du Uopt suivant les différents température d'évaporateur avec un intervalle bien défini des températures de condenseur , on déduit que leUopt et la température d'évaporateur sont harmonisées proportionnellement, c.-à-d si qu'on augmente l'un l'autre augmente et part contre l'accroissement de Tb provoque un décroissement de Uopt donc ils sont inversif .

12. Conclusion :

On conclue que l'influence de la variation des deux températures Tb et Te conduira aune amélioration du taux d'entrainement, on note ainsi que la sensibilité de l'accroissement du Uopt a l'augmentation de température de la source froide Te est plus élevée par rapport a cè le de la source chaude Tb, la preuve quand nous voulons augmenter la température d'évaporateur de 4°C le Uopt s'améliore jusqu'à 73% pour les quatre fluides étudié par contre

au niveau du bouilleur il faut augmenter la température par un pas de 10° C pour obtenir le même taux d'amélioration.

Donc toutes ces remarques et résultats, on peut conclure que dans le cas ou nous voulons augmenter le taux d'entrainement optimal il vaut mieux augmenter la température au niveau de l'évaporateur et bien sur selon le besoin d'utilisation.

Chapitre 3

Analyse de cycle
À ejecto-compression

1. Caractéristiques du cycle à éjecteur :

Le cycle à éjecteur est semblable au cycle à compression de vapeur, sauf que le compresseur est remplacé par une pompe d'alimentation, un rebouilleur et un éjecteur. Ce cycle a récemment attirée l'attention, du fait de sa simplicité de construction, de la facilité de son entretien (il y a peu de pièces mobiles), et sa capacité á utiliser des énergies thermiques perdues ou des énergies renouvelables (solaire, géothermiques…etc..).

2-Le fonctionnement de l'éjecteur :

Dans l'éjecteur, le débit à haute pression du générateur (p) s'accélère dans la tuyère primaire cotée convergente de l'éjecteur (i). Ceci crée une basse pression à la sortie du coté divergente de cette tuyère (ii). Cette pression est inférieure à la pression de l'évaporateur (s). Le résultat est un entraînement de la vapeur à partir de l'évaporateur. Dans la zone de mélange (iii), à la fin de la section convergente, les deux débits sont mélangés. Après cette opération, la vitesse du mélange devient supersonique. Un choc se produit le long de la zone à surface constante entre les deux sections (iv) et (vi): ceci pour équilibrer la différence de pression du générateur et de l'évaporateur. Après le choc, la vitesse du mélange devient subsonique, dans le diffuseur secondaire, alors la pression augmente pour s'adapter avec la pression du condenseur. (vii).

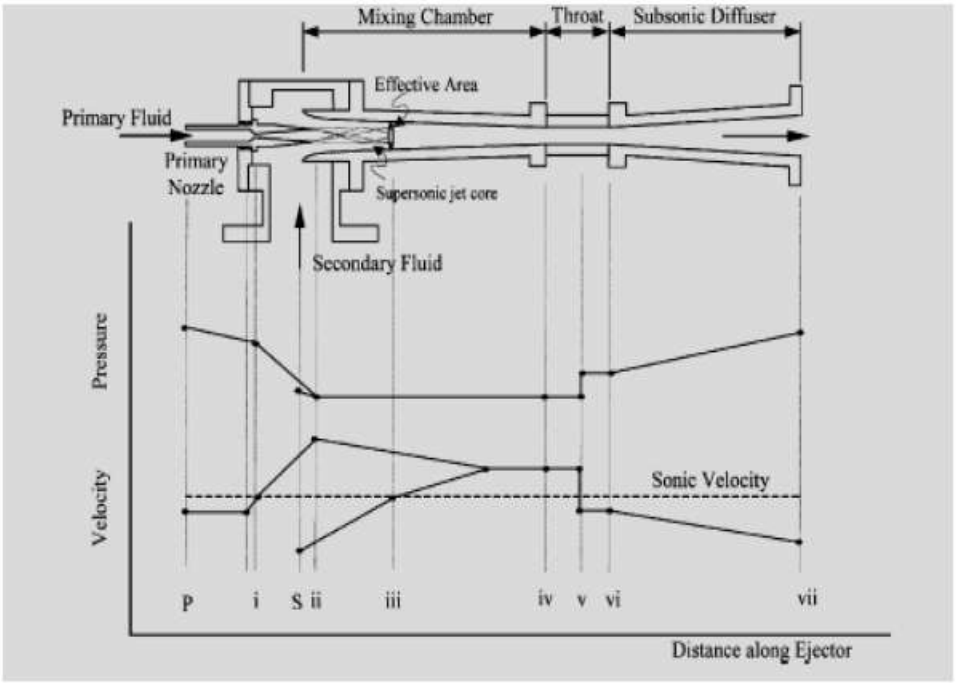


***Figure 19**: Coupe d'un éjecteur et évolutions des vitesses et pressions[11]*

3- Les performances de cycle :

3-1. Performance du système à éjecteur :

La performance d'un éjecteur est déterminé par son rapport d'entraînement Rm, défini par :

$$.R_M = \frac{Me}{mg}$$

Ou

me: est le débit provenant de l'évaporateur et *m*g : celui venant du générateur.

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

a) – Le mode critique (double choc) quand Pc _ Pc* (Pc*: pression critique : une caractéristique due á la géométrie de l'éjecteur) où les deux écoulements principal (provenant du rebouilleur) et entraîné (provenant de l'évaporateur) subissent un double choc et le rapport d'entraînement (Rm) est constant.

b) - Le mode sub critique (Pc*<Pc<Pco) où seulement l'écoulement principal subit un choc et le rapport d'entraînement Rm augmente linéairement avec la pression du condenseur Pc.

c) - Le mode de mauvais fonctionnement (écoulement inversé) quand Pc = Pco où les deux écoulements (principal et secondaire) n'ont pas subi de choc, alors l'écoulement est inversé.

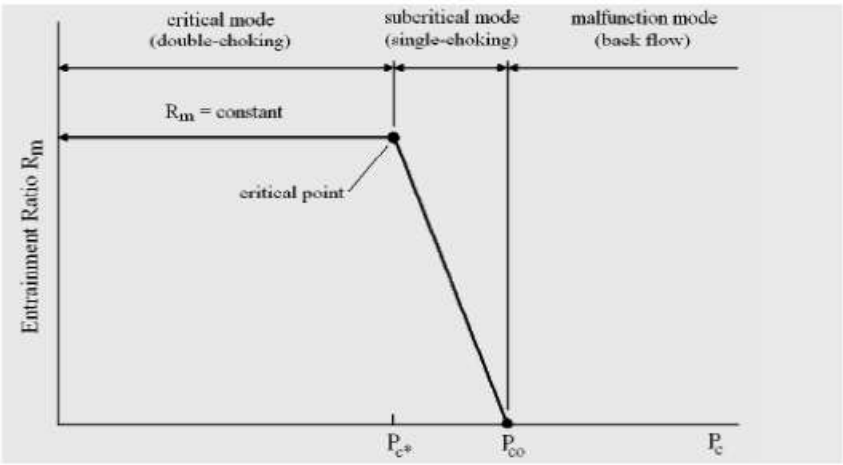


Figure 20*: Modes opérationnels d'un éjecteur .[11]*

3-2- Les caractéristiques et les performances :

Les performances d'un système de réfrigération á éjecteur sont directement dépendantes de l'efficacité de l'éjecteur utilisé. Le rapport d'entraînement est une fonction des conditions d'exploitation et des géométries de l'éjecteur.

La courbe de performance (COP) d'un système typique pour un générateur donné et

en fonction des pressions dans le condenseur est montrée sur la [fig.19]. La [fig.20] montre le COP en fonction de la pression dans le condenseur pour diverses températures dans le générateur et dans l'évaporateur

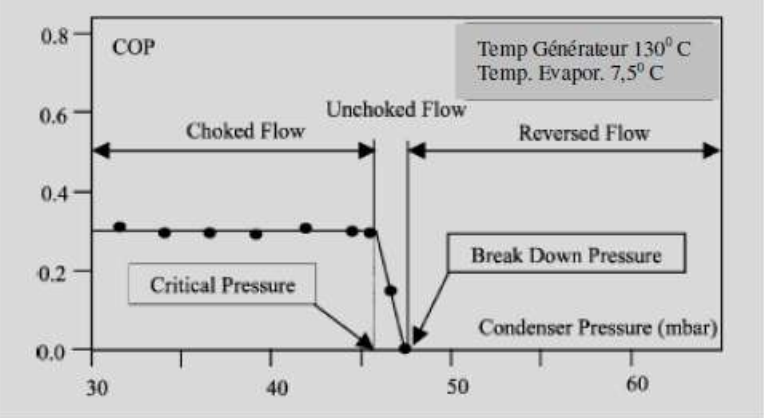


Figure 21 *: La performance d'un réfrigérateur à éjecteur basé sur données expérimentales[11]*

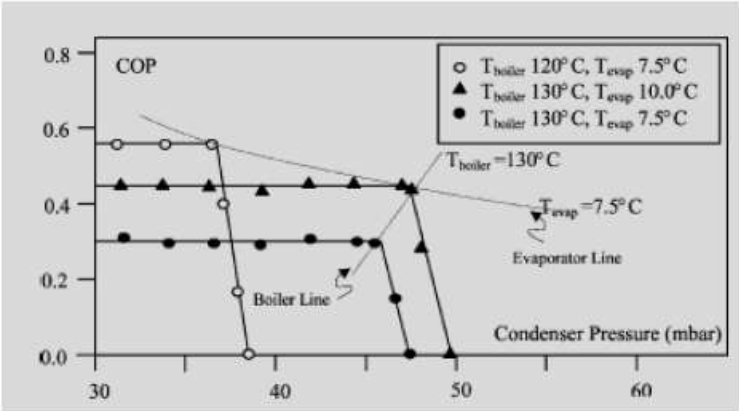


Figure 22 *:Effet des températures de fonctionnement sur la performance d'un réfrigérateur à éjecteur basée sur des données fournies par Aphornratana [11]*

Dans la [fig.19] on distingue trois régions :

 Région ou le courant est inversé dans la chambre de mélange, i.e. le courant provenant normalement de l'évaporateur vers l'éjecteur est inversé en courant provenant de l'éjecteur vers l'évaporateur.

 Région ou le courant ne subit pas de choc dans la chambre de mélange. Cette région est délimitée par la pression minimale dans le condenseur ou le courant est inversé et la pression maximale correspondant à un maximum de COP (pression critique de l'éjecteur).

4. Coefficient de Performance d'une machine frigorifique à éjecto-compresseur :

Le coefficient de performance est un facteur qualitatif qui caractérise les machines thermodynamiques. Il constitue un critère important sur lequel on peut juger la fiabilité de la machine. Dans la machine tritherme à éjecteur, il existe deux cycles thermiques :

- le cycle moteur : assure l'entraînement et la compression du fluide aspiré de l'évaporateur, en créant une basse pression dans ce dernier.
- Le cycle froid : semblable au cycle frigorifique classique produisant l'effet frigorifique

5. Coefficient de performance théorique du cycle (de référence théorique de CARNOT) :

Le cycle de CARNOT est le cycle le plus performant, qui représente un cas idéal, inaccessible en pratique et qui est utilisé comme référence pour juger la qualité des cycles réels. Pour une machine frigorifique à éjecto-compresseur, (machine tritherme) le coefficient de performance de CARNOT est défini par la relation suivante :

$$\varepsilon c = \frac{Te}{\mathrm{Tb}}\left(\frac{Tb-Tc}{Tc-Te}\right)$$

TC : température thermodynamique supposée constante du condenseur.
TE: température thermodynamique supposée constante de l'évaporateur.
TB: température thermodynamique supposée constante du bouilleur.

5-1. Coefficient de performance réel (pratique) :

Il 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 : $\varepsilon f=\frac{Qe}{Qb+Wp}$

Où, QE et QB sont les quantités de chaleur fournie à l'évaporateur et utile pour le bouilleur,

respectivement. W_ est la puissance de la pompe, en négligeant le travail de la pompe

on peut écrire: $\mathrm{COP}=\frac{Qe}{Qb}$

en désignant par (Δh_b) t (Δh_e) les variations des enthalpie massique du fluide dans le bouilleur et dans l'évaporateur .le coefficient de performance (ou efficacité frigorifique) réel $\mathcal{E}f$ devient :

$$\varepsilon f= \frac{Qe}{Qb+Wp} = (\frac{m"}{m'})\left(\frac{\Delta h\, e}{\Delta hb+wp}\right) = U(\frac{\Delta he}{\Delta hb+Wp})$$

Ou $U=\frac{m"}{m'}$

Pour le calcul du COP on utilisé la relations du taux d'entrainement optimal :

$$U_{opt}= 3.32[\frac{1}{r}(1-\frac{1.21}{\mathcal{E}})]^{2.12} .$$

Avec r= est le taux de compression $\frac{Pc}{Pe}$ de la partie generatrice et est le rapport moteur $\frac{Pb}{Pc}$ de lejecteur .

6. Résultats et discussion :

6-1. Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur :

Pour des températures du condenseur et du bouilleur constantes (Tc=27°C, Tb=82°C) respectivement et d'évaporateur comprise entre 273.15k et 285.15k, il faut mentionner également le taux d'entrainement optimal et le rapport d'enthalpie massique qui s'obtient à l'aide de logiciel Cool Pack , on résulte les différents coefficients de performance pour chaque valeur d'une température d'évaporateur sont déclarés dans le tableau suivant laminé à un diagrammes indique l'évolution du COP en fonction de Te pour le fluide choisi comme un titre d'exemple(R123) parmi les quatre fluides étudiées :

R123

Temperateur lévaporateur T_e[K]	T_C=300.15K , T_b= 355.15K (R123)		
	U	$\Delta h_e/\Delta h_b$	COP
273.15	0.18	0.82	0.14
273.15	0.22	0.82	0.18
277.15	0.27	0.83	0.22
279.15	0.32	0.83	0.26
281.15	0.39	0.83	0.32
283.15	0.47	0.83	0.39

***Tableau 3** : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour le fluide (R123) en fonction de la température de l'évaporateur*

Et comme le COP = Uopt. $\Delta h_/\Delta h_$ On peut tracer les graphes de la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour étudier l'influence des paramètres précédents sur la variation du COP.

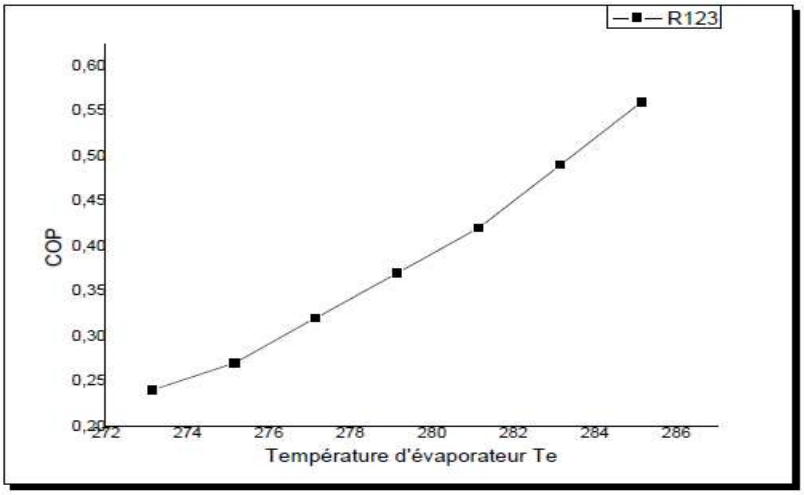


Figure23 *: Variation du COP en fonction de la température du l'évaporateur pour R123*

Les trois autres courbes ont presque le même comportement d'évolution sont identique sauf que la valeur initiale du COP de R123 est la plus petite du même pour la valeur finale est la plus grande valeur par apport aux autres fluides ce qui est interprété l'allure brusque de R123 par apport aux autre graphes, on note aussi l'augmentation de la température d'évaporateur anime l'amélioration du COP.

6-2 Variation du COP en fonction de la température du bouilleur :

Maintenant la variation de coefficient du performance dans un plage des températures du bouilleur varie entre 335.15K et 360.15K de même manière on garde les autres deux sources fixes (Tc=300.15K, Te=278.15K) on aura les résultats suivants :

R123

Température du bouilleur T_B[K]	T_C= 300,15K		T_E=278.15K
	R123		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
335.15	*0.18*	*0.840*	*0.15*
340.15	*0.21*	*0.840*	*0.17*
345.15	*0.24*	*0.840*	*0.19*
350.15	*0.37*	*0.830*	*0.22*
355.15	*0.30*	*0.820*	*0.24*
360.15	*0.32*	*0.810*	*0.26*

Tableau 4 *: valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R123) en fonction de la température du bouilleur*

A l'aide de ce tableau précédent on a tracée la courbe du COP suivante :

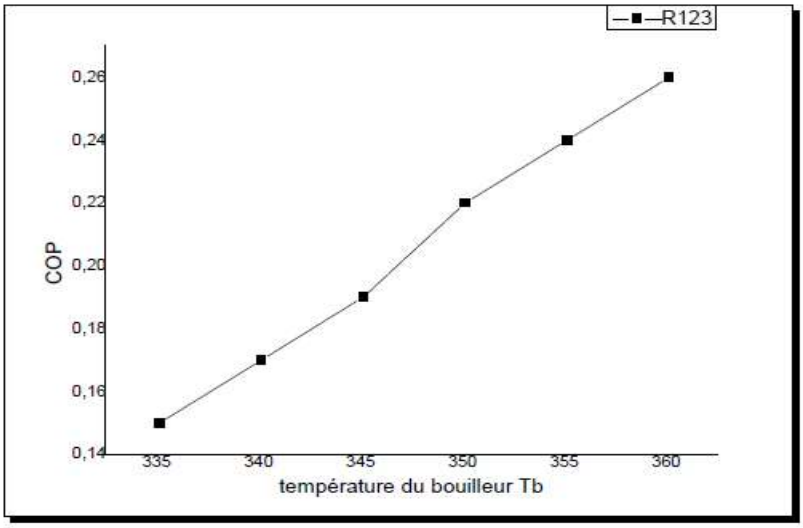


***Figure 24**: Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R123*

D'après l'allure qui nous avons vu, on indique que le COP accroitre avec l'augmentation de la température du bouilleur, les valeurs initiales et finales du COP pour les quatre fluides sont presque identiques, ainsi que les trajectoires qu'ils s'obtiennent par eux sont identiques généralement, donc on peut dire que les quatre fluides étudies ont le même comportement au cour de la variation de Tb.
Nous vous indiquons qu'il faut toujours s'inscrire dans les caractéristiques des fluides puisque certain fluides ne supportent pas des valeurs de Tb plus élevées, cette valeur s'appelle «la température critique» a titre d'exemple le R134a est limité Tmax=101.10°C et les (R600a, R717) sont limitées dans l'intervalle 130°C et 136°C sauf le cas de R123 qui résiste des températures plus élevées atteindre jusqu'à 183.68°C. Donc par conséquence quand on vaudrait d'augmenter le COP en fonction de température de bouilleur le R123 est le meilleur choix.

6-4. Variation du COP en fonction de la température du condenseur :

Souvent on garde la même procédure du calcul, on fixe deux sources de températures cèle du bouilleur Tb=355.15K et d'évaporateur Te=278.15 puis on varie au niveau de la température de condenseur de 297.15K à 309.15Kavec un pas de 3K on aura :

Température du bouilleur T_B[K]	T_C= 300,15K		T_E=278.15K
	R123		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
335.15	*0.18*	*0.840*	*0.15*
340.15	*0.21*	*0.840*	*0.17*
345.15	*0.24*	*0.840*	*0.19*
350.15	*0.37*	*0.830*	*0.22*
355.15	*0.30*	*0.820*	*0.24*
360.15	*0.32*	*0.810*	*0.26*

Tableau 5 : *Variation du COP en fonction de la température du condenseur*

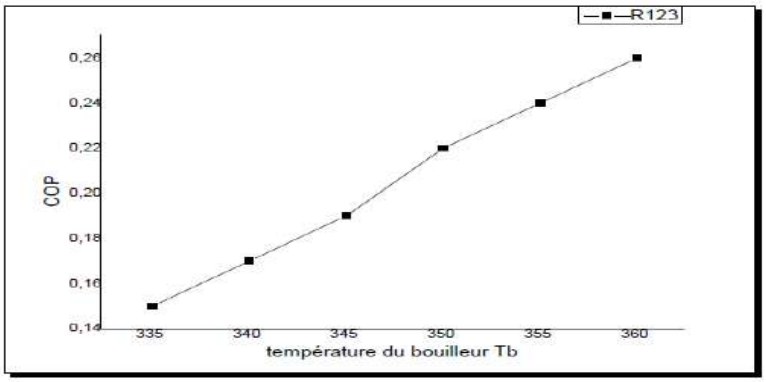


Figure 25 :variation du cop en fonction de la température

L'allure et les résultats de tableau qui nous l'obtenons dans ce partie d'étude n'ont pas le même sens d'évolution soit le COP ou le Uopt dans les deux parties du calcule précédents.
Nous remarquons pour les quatre fluides que l'augmentation dans la valeur du COP ne convient pas à l'augmentation de la température de condenseur, elle convient avec ladiminution de Tc

4. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons essayé de déterminer et comprendre l'évolution des coefficients du performance pour le R123 qui a presque le même comportement avec les quatre fluides étudiés (R123, R134a, R600a, R717) pour améliorer l'écart de performance de ce cycle de réfrigération , on a prend une procédure de calcule à partir des trois températures
des éléments principales : bouilleur, condenseur, et évaporateur sont Tb, Tc, Te respectivement qu'est interprété précédemment .

Au début on vaudrait vous porter de l'intérêt que la variation du COP est très sensible a l'écart de la variation du Uopt que de cèle des rapports d'enthalpies massiques (d'évaporateur par rapport au bouilleur) qui sont prenaient des valeurs plus élevées et presque stables, la preuve les valeurs du Uopt sont plus proche a les valeurs du COP que cèle des rapports d'enthalpie massiques.

On note que l'écart du COP est sensible a la température du bouilleur Tb qui provoque une augmentation d'efficacité frigorifique, on constate aussi la valeur maximale est enregistrée dans la source froide a cause le rapprochement des températures entre l'évaporateur et le condenseur (la boucle frigorifique).

Donc a partir de ces résultats, on conclue qu'il vaut mieux augmenter la température d'évaporateur Te (tout dépend le produit qui nous voulons le refroidir ou le congeler) qu'augmente les deux autres sources de température (Tb, Tc) pour atteindre des efficacités frigorifiques plus élevées.

Chapitre 4

Choix des fluides et applications

.1 Introduction :

Il n'y a pas des règles générales dans le choix des frigorigènes. Il y a certes les 5 critères classiques: critères thermo physiques, technologiques, économiques, de sécurité et d'environnement ; mais à ces critères viennent s'ajouter les réglementations et les normes locales et les critères "culturels" liés aux métiers, aux applications, au poids des habitudes et aux formations des opérateurs. La meilleure approche pour présenter les évolutions et les tendances de raisonner application par application. Les huit applications suivantes: froid domestique, froid commercial, froid industriel (entreposage, agro-alimentaire, autres industries), transport frigorifique terrestre, transport frigorifique maritime, conditionnement d'air unitaire et pompes à chaleur, conditionnement d'air à groupes refroidisseurs d'eau, conditionnement d'air mobile. Pour chacune d'entre elles des chiffres nationaux et mondiaux sont donnés permettant de caractériser l'importance économique du secteur d'application puis les tendances dans le choix des frigorigènes (HFC, ammoniac, hydrocarbures, CO2, etc.)

.2. Classification des fluides frigorigènes :[3]

Ce texte a été rédigé à partir de la norme américaine ANSI/ASHRAE 34 publiée en 2001. Designation and Safety Classification of Refrigerants".

Cette classification permet de classer clairement et de manière internationale la totalité des fluides frigorigènes utilisés en établissant une codification des frigorigènes en correspondance avec la composition chimique de ceux-ci.

.2.1 Codification des fluides

Un code d'identification est attribué à chaque fluide frigorigène. Il comprend un préfixe constitué des lettres et un suffixe constitué des chiffres.

.2.1.1 Préfixes :

Le préfixeest constitué de la lettre R (pour le mot anglais Réfrigérant). Exemples : R22, R134a, R600a, R717 On utilise parfois un préfixe matérialisé par la lettre C pour le carbone, précédé de B, C ou F (ou d'une combinaison de ces lettres dans le même ordre) afin de signifier la présence de brome, de chlore ou de fluor. Les composés contenant en outre de l'hydrogène doivent être précédés de la lettre H. Exemples : HCFC22, HFC134a Ces préfixes doivent être employés exclusivement dans le cadre de publications non techniques.

Remarque :

Onutilise aussi parfois les noms de marque ou de fabricant ; ces noms ne doivent pas être utilisés dans les documents officiels (plaques signalétiques, etc.)

.2.1.2. Suffixes :

a) Hydrocarbures et dérivés :

Le premier chiffre en partant de la droite (chiffre des unités) indique le nombre

d’atomes de fluor (F). Le deuxième chiffre en partant de la droite (chiffre des dizaines) représente le nombre d’atomes d’hydrogène (H) plus 1.
Le troisième chiffre en partant de la droite (chiffre des centaines) indique le nombre d’atomes de carbone (C) moins 1 (si ce chiffre est nul, il ne doit pas apparaître).
Le quatrième chiffre en partant de la droite (chiffre des milliers) est égal au nombre de liaisons carbone-carbone insaturées (si ce chiffre est nul, il ne doit pas apparaître).
Pour les fluides contenant du brome (Br.), on ajoute la lettre B après le numéro d’identification, suivie du nombre d’atomes présents. Ces fluides frigorigènes ne sont plus produits dans les pays développés depuis la mise en application du Protocole de Montréal sur les substances qui appauvrissent la couche d’ozone. Le nombre d’atome de chlore (Cl) est obtenu en soustrayant le nombre d’atomes de fluor, de brome et d’hydrogène du nombre totald’atomes qui peuvent être reliés au carbone : 4 pour les dérivés du méthane (CH4), 6 pour les dérivés de l'éthane (C2H6), etc.
Exemple : Le R22 (chlorodifluorométhane – CHClF2)

R022
0 : Nombre d’atomes de carbone – 1
2 : Nombre d’atomes d’hydrogène + 1
2 : Nombre d’atomes de fluor
Nombre d'atomes de chlore : 1
(Soit 4 moins 1 atomes d'hydrogène et moins 2 atomes de fluor)
Pour les composés cycliques, la lettre C est utilisée devant le numéro d’identification du fluide frigorigène.
Exemple : le RC318 (octafluorocyclo butane – C4F8)
Dans le cas des isomères de la série éthane, chacun possède le même numéro. Le plus symétrique d’entre eux est indiqué par le numéro seul. L’asymétrie des isomères est repérée suivant son importance par l’adjonction successive de lettres minuscules (a, b, c). Exemple : le R134 et le R134a

b) Mélanges azéotropiques et azéotropiques :

Les mélanges sont définis par les numéros d’identification et la proportion en masse des fluides frigorigènes auxquels ils correspondent ; les fluides frigorigènes doivent être désignés dans l’ordre croissant de leur point d’ébullition normal.
Les mélanges azéotropiques se voient attribuer un numéro d’identification de la série 400. Ce numéro désigne les composants qui constituent le mélange mais pas leurs proportions. La lettre majuscule qui suit les chiffres caractérise les différences de proportionde fluides purs pour les mélanges contenant les mêmes composantsLes numéros sont chronologiques dans l'ordre d'acceptation du fluide frigorigène par l'ASHRAE.

Exemple *:* Le R407A (R32/R125/R134a (20/40/40)), le R407B (R32/R125/R134a (10/70/20)), R407C (R32/R125/R134a (23/25/52)), R407D (R32/R125/R134a (15/15/70)), R407E (R32/R125/R134a (25/15/60))
Les mélanges azéotropiques se voient attribuer un numéro d’identification de la série500. Exemple : Le R507 (R125/R143a (50/50))

c) Composés organiques variés :

Un numéro de la série 600 est attribué aux composés organiques ; les numéros sont attribués de façon successive.

Exemple : Le R600a (isobutane)

d) Composés non organiques :

Un numéro de la série 700 est attribué aux composés non organiques ; les numéros d'identification sont formés en ajoutant la masse moléculaire relative des composants à la valeur 700.

Exemple : Le R717 correspond à l'ammoniac de masse moléculaire 17

.2.2. Classification selon le groupe de sécurité :

Cette classification est présentée par deux caractères alphanumériques (par exemple A2) ; la lettre majuscule correspond à la toxicité et le chiffre à l'inflammabilité.

V.2.2.1. Classement suivant la toxicité :

On distingue 2 groupes :

- Le groupe A pour lequel il n'y a pas de preuve de la toxicité des fluides frigorigènes pour des concentrations inférieures ou égales à 400 ppm.

- Le groupe B pour lequel il y a des preuves de toxicité pour des concentrations inférieures 400 ppm.

.2.2.2Classement suivant l'inflammabilité :

On distingue 3 groupes :

- Groupe 1 : le fluide frigorigène ne permet pas une propagation de la flamme dans de l'air à 21°C et 101 kPa ;
- Groupe 2 : le fluide frigorigène a une limite inférieure d'inflammabilité supérieure à 0,10 kg/m à 21°C et 101 kPa et une chaleur de combustion inférieure à 19 kJ/kg.
- Groupe 3 : le fluide frigorigène est hautement inflammable avec une limite inférieure

d'inflammabilité inférieure ou égale à 0,10 kg/m à 21°C et 101 kPa ou une chaleur de combustion supérieure ou égale à 19 kJ/kg.

.2.2.3. Cas des mélanges :

Pour les mélanges, azéotropiques ou azéotropiques, dont les caractéristiques d'inflammabilité et de toxicité peuvent varier si la composition change, on utilise la classification dans le pire des cas de fractionnement.

Exemple : le R404A est classé A1

Codification	Dénomination	Composition ou formule chimique	Classement de sécurité
		(pourcentage massique)	
COMPOSES INORGANIQUES			
R717	ammoniac	NH_3	B2
R718	eau	H_2O	A1
R744	dioxyde de carbone	CO_2	A1
COMPOSES ORGANIQUES			
Hydrocarbures			
R170	éthane	CH_3CH_3	A3
R290	propane	$CH_3CH_2CH_3$	A3
R600a	isobutane	$CH(CH_3)_2CH_3$	A3
Hydrocarbures halogénés			
Chlorofluorocarbures (CFC) et Bromofluorocarbures (BFC)			
R11	trichlorofluorométhane	CCl_3F	A1
R12	dichlorodifluorométhane	CCl_2F_2	A1
Hydrochlorofluorocarbures (HCFC)			
R22	chlorodifluorométhane	$CHClF_2$	A1
R141b	1,1-dichloro-1-fluoroéthane	CH_3CCl_2F	A2
R142b	1-chloro-1,1-difluoroéthane	CH_3CClF_2	A2
Hydrofluorocarbures (HFC)			
R32	difluorométhane	CH_2F_2	A2
R125	pentafluoroéthane	CHF_2CF_3	A1
R134a	1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CH_2FCF_3	A1
R143a	1,1,1-trifluoroéthane	CH_3CF_3	A2
R152a	1,1-difluoroéthane	CH_3CHF_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 : Classification de quelques fluides frigorigènes

.2.3. L'impact environnemental :

.2.3.1. Destruction de la couche d'ozone :

Depuis 1985, on a pris conscience du rôle de destruction de l'ozone stratosphérique par les molécules chlorées. Le potentiel de destruction de l'ozone stratosphérique est mesuré par sa valeur ODP, conventionnellement rapportée au R11. Les fluides frigorigènes qui couvraient alors 90 % du marché étaient le R11, le R12, le R22 et le R502. Les 10 % restants correspondaient à l'utilisation de l'ammoniac, principalement dans les industries agroalimentaires.

Suite au Protocole de Montréal, trois d'entre eux sont interdits depuis 1995 : le R11, le R12 et le R502. Ce sont les CFC. Les HCFC, dont tout particulièrement le R22

utilisé en climatisation, sont provisoirement tolérés en quelque région mais leur interdiction se rapproche (probablement
2007). Ils sont interdits pour toute nouvelle installation, sauf si pour une application bien précise il n'y a pas d'autres possibilités (donc applicable aux installations de plus de 10 kW électrique ou de 2kg de réfrigérant).
Depuis 1990 est apparue une nouvelle famille : les HFC, fluides purement fluorés, dont le R134a est le plus connu.

.2.3.2. Renforcement de l'effet de serre :

Au sommet de Kyoto, c'est la contribution à l'effet de serre des fluides qui est cette fois mise en cause ! Si le Protocole de Kyoto n'impose pas l'arrêt de ces nouvelles HFC, toute
substance chimique présentant un GWP élevé (Global Warming Potentiel ou potentiel de réchauffement global) est considéré comme nocive pour l'environnement. Une des options est de ne pas l'utiliser. Les réglementations à venir créent donc des incertitudes à moyen terme quant à l'utilisation des fluides frigorigènes actuels si leur GWP est élevé.

.3. Le choix parmi les fluides frigorigènes étudiés :

Reprenons les différents fluides en fonction de leur impact environnemental dans le tableau ci-dessous (tableau VI.1). Ce tableau met bien en évidence le fait que les HFC sont en sursis. Et pourtant, il semble peu probable qu'à l'échelle mondiale, les HFC puissent disparaître rapidement, suite aux contraintes de sécurité associées aux propanes et butane (inflammabilité) et à l'ammoniac (toxicité).
Et parce qu'aucune molécule chimique simple présentant l'ensemble des caractéristiques souhaitables n'est actuellement disponible…
Un fluide frigorigène est un composé chimique facilement liquéfiable, dont on utilise la chaleur latente de vaporisation pour produire du froid **Propriétés physiques et chimiques :**

Pour être adapté, un fluide frigorigène doit posséder les caractéristiques classiques suivantes :

1. chaleur latente élevée et faible volume massique.
2. pression d'évaporation supérieure à la pression atmosphérique à la température TE et pression de condensation peu élevée à la température TC. (le rapport de compression PC/PE doit être faible).
3. le coefficient de compression adiabatique le plus proche possible de 1.

4.température critique la plus haut possible.
5. capacité thermique spécifique du liquide (Cp) la plus faible possible.
6. titre en vapeur (x) après détente le plus faible possible (environ 20% maximum).
7. stabilité aux températures du cycle.
8. non inflammables et non explosifs.
9. pas de corrosion sur le matériel en contact.

10. pas de réaction avec les constituants de l'air atmosphérique.
11. pas d'influence sur la couche d'ozone.
12. faible GWP(global warming potential)

frigorigene	composition	Pont débullition normale	Temperateure critique (c°)	ODP	GWP	Groupe de securité
R123	$CHCL_2$-CF_3	27.82	183.68	0.0.12	76	L_2
R134a	CH_2F-CH_3	-26.1	101.10	0	1300	A_1
R600a	$CH(CH_3)_2CH_3$	-11.6	134.7	0	20	A_3
R717	CH_3-CHF-CF_3	-33.3	135.3	0	0	B_2

Tableau V.1: *caractéristiques des fluides étudiés*

ODP: Coefficient mesurant l'agressivité chimique d'un fluide sur l'ozone de la haute atmosphère.
GWP: Potentiel mesurant la contribution directe d'un gaz à l'effet de serre quand il est relâché dans l'atmosphère. Bien qu'il fasse partie des HFC, possédant un ODP nul, le RI34a est moins bon pour remplacer le Fréon (R22); en effet, à partir de 2011, les nouveaux modèles de voitures possédant une climatisation avec le R134a ne recevront plus d'agrément. Cependant, vu ses performances et ses avantages dans un système de réfrigération, il est toujours considéré comme un fluide déréférence. D'après sa température critique élevée (114°C), le R152a avec un faible GWP et de bonnes propriétés thermodynamiques, ne peut qu'être un bon substituant pour les anciens réfrigérants. Donc, il sera intéressant d'étudier son comportement dans un tel système de réfrigération. Les R290 et R600a font partie des réfrigérants naturels. D'après le tableau , il est bien clair que ces deux derniers sont des réfrigérants qui respectent l'environnement, avec un ODP nul et un très faible GWP. En particulier, le R600a a une très haute température critique et peut fonctionner facilement pour des basses pressions

a) Les CFC (chlorofluorocarbures) : ce sont les plus commus des hydrocarbures halogénés complètement substitues par le chlore ou le fluor ce hydrocarbures ne contentement plus d hydrogène ils sont dangereux pour la couche d'ozone
L'utilisation de tous les fluides frigorifiques contenant des CFC est interdite.

Cfc	R11	R12	R113	R115	R502

b) Les HCFC (hydrochlorflurocarbures) : il s'agit de la seconde génération hydrocarbures halogènes utilisé an tant que fluide frigorigènes . ce sont des composent chimique formé de chlore , ils sont dangereux pour environnement et feront l'objet d une interdiction total vers 2015 .
L'utilisation de HCFC s'est arrêtée depuis le protocole de Kyoto (2001)

Hcfc	R21	R22	R123	R124	R142b	R401A	R402A	R408A	R409A

c) Les HFC (hydrofluorocarbures) :

Ces substances hydrofluorocarbonées ne contiennent pas de chlore et c'est précisément cet élément qui est libéré dans les couches atmosphériques supérieures et qui détruit les molécules d'ozone. Par contre, ils contiennent des atomes de fluor et, dès lors, contribuent à l'effet de serre. Ce n'est donc pas encore la solution idéale et, dans certains cas, on préfèrera l'ammoniac (voir ci-après). Parmi les HFC, le R32 est intéressant dans la mesure où sa contribution à l'effet de serre est limitée et qu'il est modérément inflammable. Une autre solution est d'améliorer l'efficacité énergétique du fluide ce qui permet d'utiliser de faibles quantités de HFC tout en assurant un confinement maximal.

Hcf	R32	R134a	R125	R143a	R152a	R404a	R407c	R410a	R507

d) L'ammoniac (NH3) ou R717 :

Aujourd'hui, l'utilisation de ce fluide frigorifique non chloré et non halogéné est encouragée, mais il est inflammable et, selon les concentrations, corrosif ou irritant. Il nécessite des conditions de sécurité adéquates qu'il est plus facile de rencontrer dans de grandes installations où le personnel est informé des mesures à prendre en cas d'accident.

e) Les hydrocarbures :

Il s'agit de substances également non chlorées et non halogénées dont l'utilisation est encouragés. Cependant, ils sont très inflammables et leur utilisation doit faire l'objet de prescriptions en matière de sécurité. Pratiquement, ils ne sont utilisés que dans des applications industrielles du secteur du raffinage ou du génie chimique ou dans d'autres applications si la quantité en jeu est très faible.

Il s'agit du butane ou R600 (C4H10), de l'éthane ou R170 (C2He), de l'éthylène ou R1150 (C2H4), de l'isobutane ou R600a (C4H10), du propane ou R290 (C3Hs) et du propylène ou R1270 (C3He), l'eau (H2O) ou R718, l'air et le dioxyde de carbone (CO2) ou R744 Leur utilisation est limitée a certaines gammes de température.

Les performances d'un système tritherme à éjecto-compresseur dépendent essentiellement de deux entités physiques : le taux d'entraînement de l'éjecteur d'une part, les caractéristiques enthalpique du fluide aux différents points du cycle d'autre part. ces entités physiques sont elles-mêmes fonction des niveaux de température du fluide frigorigène donc des caractéristiques des sources ou du fluide caloporteur correspondant si on intègre au système les différents échangeurs : bouilleur, condenseur, évaporateur. Les surchauffes moyenne au bouilleur, ΔT_B , varient d'un fluide a l'autre et dépendent de la forme des isotropes de la vapeur surchauffée par rapport à la courbe de rosée, pour cette raison en prend des différents surchauffes ΔT_B correspond à chaque fluide.

	R123	R134a	R600a	R717
ΔT_B(K)	5	10	3	112
ΔT_E(K)	15	10	10	10

***Tableau V.2** : valeurs de surchauffe moyenne au bouilleur et à l'évaporateur pour les fluides frigorigène étudiés*

4. Résultats et discussions :

A partir les résultats qu'on a s'obtenu dans les deux chapitres précédents des taux d'entrainements optimales (Uopt) et des coefficients du performances (COP) pour le R123 le R134a, le R600a, et le R717 en fonction les trois sources de températures, maintenant nous irons effectuer la comparaison de ces deux résultats entre les quatre fluides choisis, avec des températures du bouilleur(Tb) du condenseur(Tc) et d'évaporateur(Te) bien définie .

V.4.1 Influence de la température du bouilleur :

Au début on étudie l'influence de la température du bouilleur par apport aux (Uopt) et (COP) lorsque Te=278.15K et Tc=300.15K ayant des valeurs constantes avec une plage de température du bouilleur varié entre 335.15K et 360.15K, les allures du (Uopt) et du (COP) représentées comme suit :

Température du bouilleur T_B[K]	**T_C= 300,15K**			**T_E=278.15K**		
	R123			**R134a**		
	U	**$\Delta h_E/\Delta h_B$**	**COP**	**U**	**$\Delta h_E/\Delta h_B$**	**COP**
335.15	*0.18*	*0.840*	*0.15*	*0.18*	*0.814*	*0.15*
340.15	*0.21*	*0.840*	*0.17*	*0.23*	*0.805*	*0.19*
345.15	*0.24*	*0.840*	*0.19*	*0.27*	*0.796*	*0.21*
350.15	*0.37*	*0.830*	*0.22*	*0.30*	*0.788*	*0.24*
355.15	*0.30*	*0.820*	*0.24*	*0.34*	*0.780*	*0.27*
360.15	*0.32*	*0.810*	*0.26*	*0.37*	*0.773*	*0.29*

ui

***Tableau V.3** : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R123,R134a)en fonction de la température du bouilleur*

Température du bouilleur T_B[K]	T_C= 300,15K			T_E=278.15K		
	R600a			R717		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
335.15	*0.18*	*0.800*	*0.14*	*0.19*	*0.815*	*0.15*
340.15	*0.23*	*0.787*	*0.18*	*0.23*	*0.803*	*0.18*
345.15	*0.27*	*0.774*	*0.21*	*0.27*	*0.791*	*0.21*
350.15	*0.30*	*0.762*	*0.23*	*0.30*	*0.778*	*0.23*
355.15	*0.34*	*0.760*	*0.26*	*0.34*	*0.768*	*0.26*
360.15	*0.37*	*0.740*	*0.27*	*0.37*	*0.757*	*0.28*

Tableau V.4 *: valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R600a, R717) en fonction de la température du bouilleur*

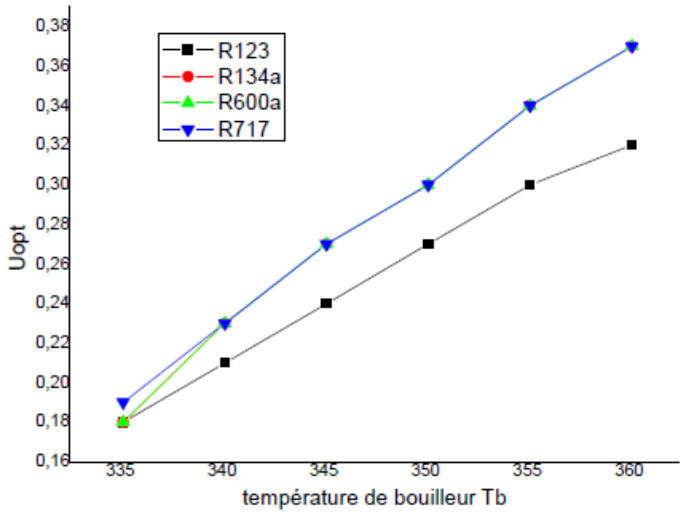


Figure V.1 *: Variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur*

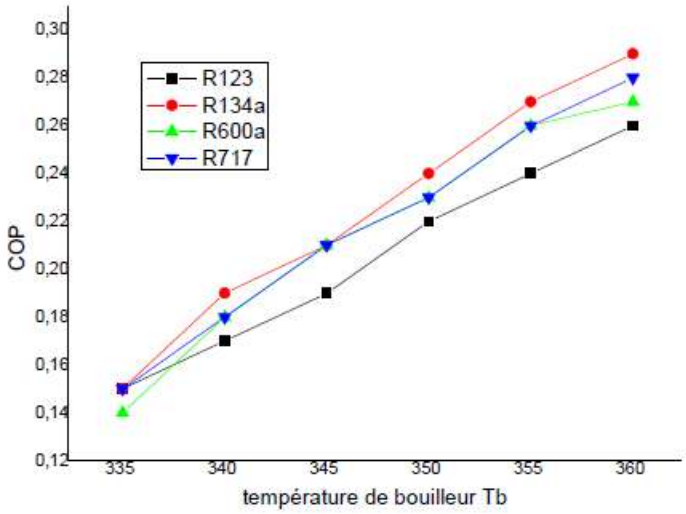


Figure V.2 : *Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température du bouilleur*

D'après les allures des taux d'entrainements pour les différents fluides étudié , on remarque que avant Tb=67°C le R134a et le R600a ont la même évolution avec une ponte inférieur a cèle de R717 à cause de sa valeur initiale du Uopt peu élevée aux autres fluides.

d'autre part le R123 à la même valeur initiale avec le R134a et le R717 généralement sa ponte d'évolution est faible para port aux autres au cour de toute l'expérience .
A partir de la température indiqué le R717, le R134a, et le R600a ont la même variation du Uopt jusqu'à Tb=87°C . Pour la variation du coefficient de performance en fonction de la température du bouilleur, on remarque que la valeur initiale la plus faible est inscrit au R600a, et lorsque
Tb=67 ° C le R134a ayant une valeur un peut élevée par apport les autres, et quand Tb=72°C le R134a, R600a, et le R717 sont s'associés la même valeur du COP et a partir de cette dernière température le classement des ponte d'évolution du COP est comme suit : le R134a puis le R717 en suite le R600a et en dernier est le R123.

.4.2. Influence de la température de l'évaporateur :
En suite on va faire la comparaison des Uopt et des COP pour les quatre fluides en fonction de la température d'évaporateur avec (Tc=27°C et Tb=82°C) on aura

Température de l'évaporateur T_E [K]	T_C= 300,15K			T_B=355,15 k		
	R123			R134a		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
273.15	*0.18*	*0.82*	*0.14*	*0.23*	*0.763*	*0.18*
275.15	*0.22*	*0.82*	*0.18*	*0.27*	*0.770*	*0.21*
277.15	*0.27*	*0.83*	*0.22*	*0.32*	*0.777*	*0.25*
279.15	*0.32*	*0.83*	*0.26*	*0.37*	*0.784*	*0.29*
281.15	*0.39*	*0.83*	*0.32*	*0.42*	*0.790*	*0.33*
283.15	*0.47*	*0.83*	*0.39*	*0.49*	*0.797*	*0.39*
285.15	*0.57*	*0.83*	*0.47*	*0.56*	*0.803*	*0.45*

Tableau V.5 *: valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R123,R134a)en fonction de la température de l'évaporateur*

Température de l'évaporateur T_E [K]	T_C= 300,15K			T_B=355,15 k		
	R600a			R717		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
273.15	*0.24*	*0.733*	*0.18*	*0.23*	*0.750*	*0.17*
275.15	*0.27*	*0.740*	*0.20*	*0.27*	*0.757*	*0.20*
277.15	*0.32*	*0.747*	*0.24*	*0.31*	*0.764*	*0.24*
279.15	*0.37*	*0.754*	*0.28*	*0.36*	*0.771*	*0.28*
281.15	*0.42*	*0.761*	*0.32*	*0.42*	*0.779*	*0.33*
283.15	*0.49*	*0.767*	*0.38*	*0.49*	*0.786*	*0.38*
285.15	*0.56*	*0.774*	*0.43*	*0.56*	*0.793*	*0.44*

Tableau V.6 *: valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R600a, R717) en fonction de la température de l'évaporateur*

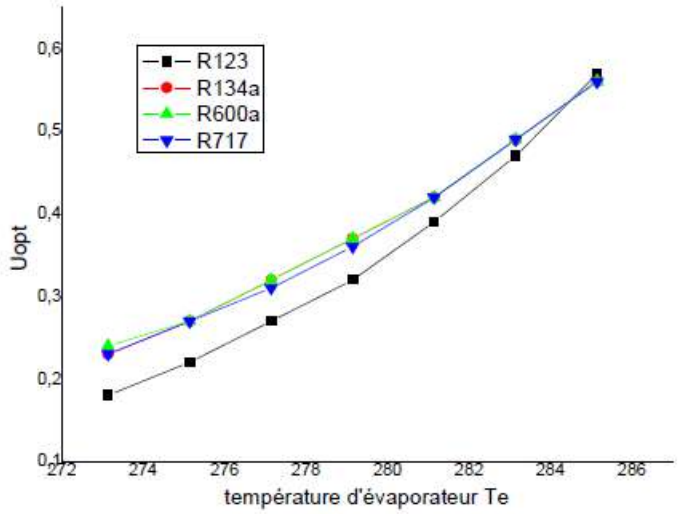


Figure V.3 : *Comparaison de l'Uopt des différents fluides étudiés en fonction de la température de l'évaporateur*

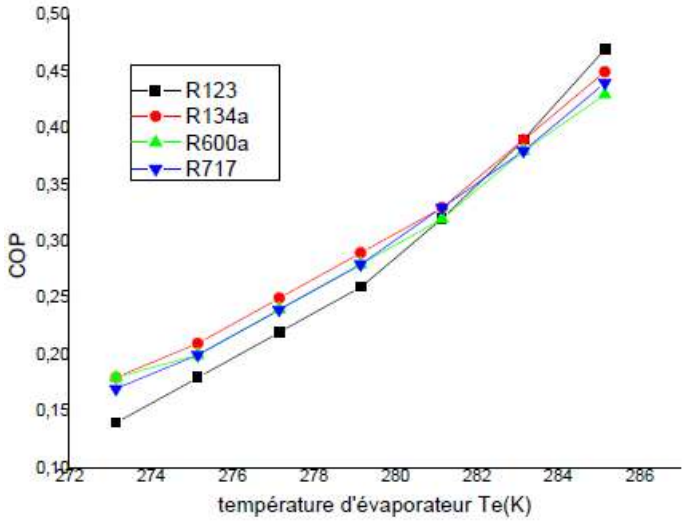


Figure V.4 : *Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température de l'évaporateur*

Le diagramme de taux d'entrainement en fonction de la température d'évaporateur nous montre que le Uopt augmente à l'accroissance de Te, et on note que les allures des trois fluides sont presque identique sauf le R123 qu'il n'a pas peut donner une bonne résultat comme les autres fluides jusqu'à Te être supérieur a 10°C.

De même pour la courbe d'efficacité frigorifique , on remarque que avant Te=7°C tout à fait normale le R134a au sommet de diagramme et le R600a avec le R717 ont presque la même allure juste en bas, après eux revienne la courbe deR123, et lorsque Te prend des valeurs supérieur à 7°C et d'une manière surprenante l'allure de R123

accroitre jusqu'à atteindre la valeur maximale du coefficient de performance a Te=12°C.

4.3. Influence de la température du condenseur :

En fin on fait la comparaison des Uopt et des COP des quatre fluides choisis en fonction d'un plage de température de condenseur avec des températures du bouilleur et d'évaporateur constantes (Tb=82°C et Te=5°C) .

Températures du condenseur Tc(K)	T_B= 355,15K			T_E=278,15 K		
	R123			R134a		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
297.15	*0.40*	*0.816*	*0.32*	*0.45*	*0.785*	*0.35*
300.15	*0.29*	*0.815*	*0.23*	*0.35*	*0.780*	*0.27*
303.15	*0.22*	*0.814*	*0.18*	*0.26*	*0.776*	*0.20*
306.15	*0.16*	*0.814*	*0.13*	*0.20*	*0.771*	*0.15*
309.15	*0.11*	*0.814*	*0.09*	*0.15*	*0.766*	*0.11*

***Tableau V.7** : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R123, R134 a)en fonction de la température du condenseur*

Températures du condenseur Tc(K)	**T_B= 355,15K**			**T_E=278,15 K**		
	R600a			**R717**		
	U	**$\Delta h_E/\Delta h_B$**	**COP**	**U**	**$\Delta h_E/\Delta h_B$**	**COP**
297.15	*0.44*	*0.755*	*0.33*	*0.44*	*0.771*	*0.34*
300.15	*0.34*	*0.750*	*0.26*	*0.34*	*0.769*	*0.26*
303.15	*0.26*	*0.747*	*0.19*	*0.25*	*0.767*	*0.19*
306.15	*0.20*	*0.741*	*0.15*	*0.19*	*0.765*	*0.15*
309.15	*0.15*	*0.736*	*0.11*	*0.14*	*0.762*	*0.11*

***Tableau V.8** : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R600a, R717)en fonction de la température du condenseur*

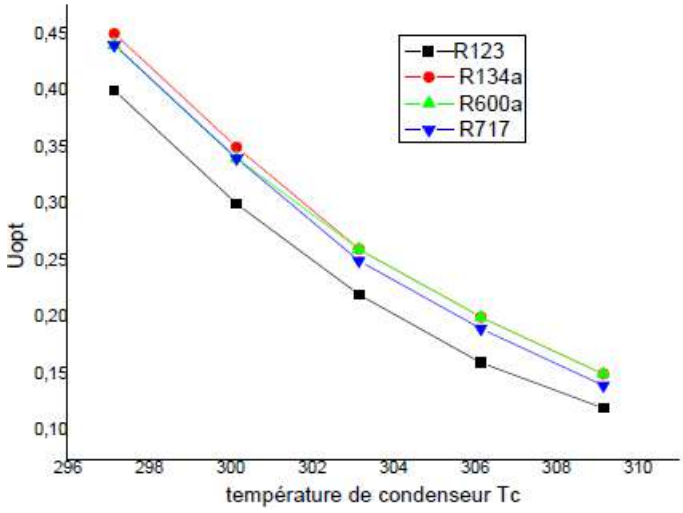


Figure V.5 *: Comparaison de l'Uopt des différents systèmes étudiés en fonction de la température du condenseur*

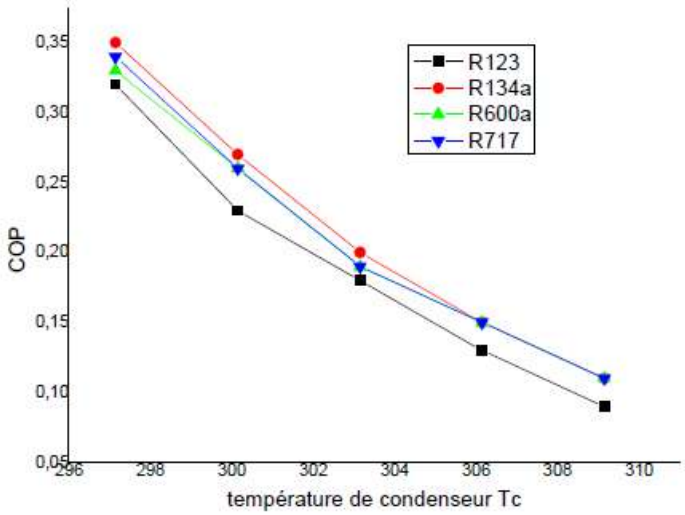


Figure V.6 : *Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température du condenseur*

Le premier diagramme d'Uopt en fonction de Tc nous informer que la diminution de la température du condenseur orientera a un abaissement du taux d'entrainement.
La deuxième courbe de COP nous indique que le coefficient de performance dés accroitre lorsque la température de condenseur diminue pour les quatre fluides étudié

Conclusion :

Donc a partir de touts ces résultats et ces différents diagrammes soit les taux d'entrainement (Uopt) ou surtout cèle des efficacités frigorifiques (COP) pour les quatre fluides étudiés (R123, R134a, R600a, R717) en fonction les trois sources principales de température, on peut déduire que au cour de toute la variation de température du bouilleur le R134a est le meilleur choix, d'autre part à des températures d'évaporateur inférieur à 10°C le R717 est un bon fluide mais à des températures supérieur à 10°C le R123 est le bon choix. Le seul inconvénient qui nous suppose des problèmes est le R134a à cause de sa température critique qui ne dépasse pas 101.10°C, donc on peut dire que à des températures du bouilleur inférieur à 100°C le R134a est le meilleur fluide parmes eux, et lorsque la température au niveau du bouilleur dépasse 120°C (cas des hauts fourneaux des usines), le R600a et le R717 peuvent supporter des températures ne dépassent pas leurs températures critiques qui sont 135.92°C et 132.35°C respectivement, malgré ces deux avantages le R123 est un meilleur fluide à cause de sa extraordinaire température critique qui atteindre jusqu'à 183.68°C. Alors, pour le domaine de réfrigération le R134a est le meilleur fluide dont la température du bouilleur être inférieur à 101.10°C, il est recommandé d'utiliser le R717 ou le R123 grâce à ces températures critiques élevées et leurs non inflammabilité , mais pour la réfrigération des aliments, il est mieux d'utiliser le R600a parce que l'ammoniac et le R123 sont toxiques à certaine concentration, malgré leurs températures critiques la plus élevées. Donc, au domaine de la climatisation le R134a est le meilleur choix si la température de la source chaude est inférieur à 101°C, mais il vaux mieux d'utilisé le R600a à températures du bouilleur supérieur à 120°C, d'autre part l'utilisation du R123 totalement interdite en installation neuve au 31.12.2003 et pour la maintenance ou l'entretien au 01.01.2010 et pour le recyclé totalement interdite au 01.01.2015 d'après la réglementation européen ◦2037/2000 du 29 juin 2000 [9] , l'ammoniac est le meilleur fluide parmi les fluides étudiés même en pratique, ce dernier fluide est largement utilisé.

Conclusion générale

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.

Du point de vue de leur construction, le système à éjecto-compression diffère par Rapport au d'autre système tritherme, le système à absorption nécessite d'ajouter un échangeur Supplémentaire (absorbeur) dont l'importance sur le coût de la machine n'est pas Négligeable. En suit, le système à éjecteur à une structure simple. L'éjecteur monobloc sans Aucune pièce mobile, est robuste et fiable, il ne nécessite aucun entretien et son usure Est négligeable.

Ces caractéristiques lui donnent un intérêt économique non négligeable et le Rendement particulièrement intéressant pour certains utilisateurs industriels. En définitive, et Malgré un rendement faible par apport aux machines à absorption notamment, nous pouvons Conclure dans l'état actuel de nos études, que ce système frigorifique à éjecto-compression (à éjecteur) peut avoir sa place parmi les autres système tritherme surtout du fait de Simplicité et de sa plage d utilisations qui peut être très vaste à condition d'utiliser des Fluides adaptés (50°C à 140°C), ce qui est envisageable car très nombreux fluides ou Mélanges de fluides sont encore probablement utilisables.

D'après cette étude, les meilleures performances sont atteintes lorsque l'écoulement Est supersonique dans la tuyère motrice. L'étude d'écoulement dans l'éjecteur nous a Permet de conclure que pour atteindre des valeurs élevées du taux d entraînement il vaut Mieux augmenter la température du milieu à refroidir qu'augmenter la température du Bouilleur. L'analyse énergétique du système à éjecto-compression, nous a donnée une idée générale sur l'impor tance de l' inf luence aux taux d'ent raînement par appor t à cèle de rappor t d enthalpies entre évaporateur et le bouilleur donc toujours L'influence de la variation de la température de l'évaporateur est remarquable par apport a L'influence de la variation de la température du bouilleur.

Pour le choix du meilleur fluide il faut tenir compte de plusieurs paramètres, L'efficacité frigorifique, impact sur : l'environnement, le groupe de sécurité, le potentiel de L'échauffement de globe terrestre (GWP), potentiel de détérioration de l'ozone (ODP), et D'autres caractéristiques physiques intéressent les fluides eux-mêmes (la température

Critique, pression critique, l'inflammabilité dans l'air, la toxicité, et le ratio C_/C_ de Chaque fluide étudié), du coté de l'efficacité le R123 est le meilleur fluide à des Températures supérieur à 10˚C au niveau de la source froide mais il est toxique autant de L'ammoniac en plus il a un ODP supérieur à (0), et comme les valeurs du COP sont très Proche l'un de l'autre on peut dire que le R134a et le R600a donnent des Caractéristiques mieux que les autres fluides dans les applications domestiques (pas D'inflammabilité, intoxique, faible valeur du GWP et ODP nulle) mais le seul Désavantage est la basse température critique de R134a.

Cette recherche des fluides optimaux nous apparaît comme le point essentiel du Développement futur de cette machine dont la rusticité devant permettre de nombreuses Applications, notamment dans les pays en voie de développement.

Enfin, cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances dans différents Domaines notamment celui des machines frigorifiques et surtout à tritherme avec éjecteur (Machine à éjecteur ou bien à éjecto-compression), elle nous a, par ailleurs montré que L'on peut utiliser l'énergie thermique fatale ou l'énergie gratuite (solaire) pour produire du Froid pour la réfrigération.

Référence Bibliographique

[1] Http: //www.iifiir.org: international institut of réfrigération.

[2] ASTECH GE nov.02.31

[3] 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.

[4] LIMANE Abdelhakim : mémoire de magister, étude numérique d'un système de Réfrigération à éjecteur Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes 2009, P5.

[5] Candel. S. Mécanique des fluides (cours) DUNOD, ingénieur ECP, phD california Institute of technollogy, docteur Sciences physiques, professeur à l'école Centrale, Paris 2e Édition 1995. p215, 216, 218, 236,237, 238.

[6] HAMNER, R. An Investigation of an ejector-compression refrigeration cycle and its Applications to heating, cooling and energy conservation, these de PHD, University of Alabama, 1978, P 26, 27, 28, 150,151.

[7] NAHDI, E. Etude paramétrique expérimentale des caractéristiques du système tritherme à éjecteur. Thèse de Doctorat: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. 1989, P. I178.

[8] BENTAMA. B: mémoire de magister, étude thermodynamique des Mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines tritherme Université Mentouri Constantine, P6.

[9] WWW.climalife .dehon.com