



**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur**  
**et de la Recherche Scientifique**  
**Université de Tissemsilt**  
**Faculté des Sciences et de la Technologie**  
**Département des Sciences et de la Technologie**



Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme  
de Master académique en  
Filière : Génie mécanique  
Spécialité : Installation Energétique et Turbomachine  
Présenté par : **ABADA Amar**

**Thème**

---

**Investigation numérique**  
**sur l'effet de la longueur de la chambre de mélange**  
**sur la performance d'un éjecteur de thermo-compression.**

---

Soutenu le, 27 Septembre 2022

**Devant le Jury :**

Mr. EL HENNANI Abdelhak	Président	MAB	U. Tissemsilt
Mr. ZEBBAR Djallel	Examineur	Prof	U. Tissemsilt
Mr. BENLEFKI Abdelkrim	Encadreur	MCA	U. Tissemsilt

**Année universitaire : 2021-2022**

# **Remerciements**

*Je remercie avant tout Dieu le tout puissant de m'avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.*

*J'exprime ma profonde gratitude envers Mr Benlefki Abdelkrim, Maitre de conférences, enseignant à l'université de Tissemsilt qui a assuré la direction de cette étude et qui a rendu possible ma soutenance. Ses compétences scientifiques, ses conseils, sa disponibilité et sa patience m'ont permis de mener à bien ce travail. Je le remercie très sincèrement pour son soutien et son encouragement qu'il m'a apporté tout au long de ce travail au cours duquel j'ai beaucoup appris.*

*Je remercie vivement les membres de jury, qui m'ont fait l'honneur d'examiner ce mémoire, Mr Zebbar Djallel, professeur à l'université de Tissemsilt et Mr El Hennani Abdelhak, maitre assistant à l'université de Tissemsilt.*

*Je remercie également Mr kahil Yassine, maitre de conférences à l'université de Tissemsilt, pour son soutien et ses conseils techniques et scientifiques.*

*Je remercie toutes les personnes qui m'ont apporté leur support intellectuel et moral le long de l'acheminement de cette thèse et de m'avoir fait l'honneur d'assister à la soutenance.*

*Mes remerciements s'adressent à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation, ceux du département de Génie Mécanique, installation énergétique et construction mécanique.*

*Je remercie tout particulièrement ma famille et mes amis qui m'ont toujours aidé, soutenu et encouragé au cours de mes études, et, bien évidemment, de ce mémoire qui sans leurs soutiens n'aurait pu être réalisé.*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail,*

*À mon défunt père, lui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir,  
que dieu le garde dans son vaste paradis.*

*À ma très chère mère, que dieu lui procure bonne santé et longue vie.*

*À toute ma famille, en particulier, mes frères, mes sœurs, leurs enfants et leurs familles.*

*À ma fille*

*À tous mes amis*

*À tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce projet soit possible, je vous dis  
merci.*

*Abada Amar*

## SOMMAIRE

Nomenclature .....	4
Liste des figures.....	6
Liste des tableaux .....	8
<b>Introduction générale .....</b>	<b>10</b>
<b>Chapitre 1 : Etude bibliographique et généralité sur le cycle de réfrigération à éjecteur .....</b>	<b>11</b>
1 Etude bibliographique .....	12
1.1 Introduction à la littérature .....	12
1.1.1 Aperçu sur l'histoire des systèmes frigorifiques à éjection .....	12
1.2 Critères d'évaluation de la performance et du mode de fonctionnement d'un cycle de réfrigération à éjecteur.....	12
1.3 Influence des conditions opératoire sur les performances de l'éjecteur .....	13
1.3.1 Effet de la température du condenseur, du générateur, de l'évaporateur et de la surchauffe .....	13
1.3.2 Effet de la géométrie de l'éjecteur .....	13
1.3.3 Effet de la position de la sortie de la tuyère primaire .....	13
1.3.4 Effet de la géométrie de la chambre de mélange.....	14
1.3.5 Effet de la longueur de la chambre de mélange .....	15
1.3.6 Fluides frigorigènes utilisés dans les cycles de réfrigération à éjecteur.....	16
1.3.7 Utilisation de l'énergie solaire dans un cycle de réfrigération.....	17
1.4.1 Introduction sur les systèmes de réfrigérations .....	17
1.4.2 Réfrigération avec éjecteur.....	18
1.4.3 Cycle frigorifique .....	19
1.4.3.1 Description du cycle .....	19
1.4.4 Système de réfrigération à éjecteur .....	21
1.4.4.1 Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur.....	22
1.4.4.2 Applications.....	22
1.4.4.3 L'éjecteur dans les systèmes de réfrigération à titre de compresseur .....	23
1.4.5 Classification des éjecteurs .....	23
1.4.6 Composants principaux de l'éjecteur .....	24
1.4.7 Principe de fonctionnement de l'éjecteur.....	25
1.4.8 Performances de l'éjecteur-compresseur.....	27
1.4.9 Les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur-compresseur .....	27
1.4.10 Avantages et inconvénients de l'éjecteur.....	29
1.4.11 Les Fluides frigorigènes .....	29
1.4.11.1 Définition.....	29
1.4.11.2 Critères de choix d'un fluide frigorigène .....	29
1.4.12 Formulation mathématique.....	30
1.4.13 Modèle 1D analytique d'un éjecteur .....	35
1.4.13.1 Tuyère primaire supersonique .....	35

1.4.13.2	Modèle de mélange à pression constante .....	37
1.4.14	Conclusion.....	41
	<b>Chapitre 2 : Simulation numérique de l'éjecteur .....</b>	<b>42</b>
2.1	Introduction. ....	43
2.2	Les avantages de la simulation numérique.....	43
2.3	Méthodes Numériques.....	43
2.4	Les méthodes de simulation .....	43
2.4.1	Approche RANS .....	44
2.4.2	La simulation des grandes échelles (LES).....	44
2.4.3	La simulation numérique directe (DNS) .....	44
2.5	Modèles de turbulence.....	44
2.6	Le modèle numérique utilisé (Simflow, OpenFOAM).....	45
2.6.1	Simflow (interface graphique qui utilise, OpenFOAM) .....	45
2.6.1.1	Définition.....	45
2.6.1.2	Simflow .....	45
2.6.2	OpenFOAM .....	46
2.6.2.1	Définition.....	46
2.7	Géométrie .....	46
2.7.1	Gmsh .....	46
2.7.2	Le module géométrie.....	46
2.7.3	Conception géométrique.....	47
2.8	Création du maillage .....	49
2.9	Critères de convergence .....	50
2.10	Conditions aux limites.....	52
2.11	Fluide utilisé .....	52
2.12	Principales caractéristiques du butane.....	52
2.13	Conclusion.....	53
	<b>Chapitre 3 : Résultats et discussion .....</b>	<b>54</b>
3.1	Introduction .....	55
3.2	Le Paraview .....	55
3.3	Le comportement de l'écoulement dans le convergent-divergent (Validation des Résultats)...	55
3.4	Les variations des différentes grandeurs physiques à travers l'éjecteur.....	56
3.4.1	Premier cas (chambre de mélange à section constante à longueur L).....	56
3.4.2	Deuxième cas (chambre de mélange à section constante à longueur L+0.5L) .....	61
3.5	Conclusion.....	64
	<b>Conclusion générale .....</b>	<b>66</b>
	Bibliographie .....	67

## Nomenclature

A	Section [m <sup>2</sup> ]
A <sub>*</sub>	Section critique [m <sup>2</sup> ]
C	Vitesse du son [m/s]
C <sub>p</sub>	Capacité thermique massique à pression constante [J/kg k]
C <sub>v</sub>	Capacité thermique massique à volume constant [J/kg k]
H	Enthalpie Absolu [kj.kg-1]
h	Enthalpie spécifique [kj.kg-1]
h <sub>p<sub>0</sub></sub>	Enthalpie de stagnation [kj.kg-1]
h <sub>p<sub>1</sub></sub>	Enthalpie de la sortie p1 [kj.kg-1]
h <sub>p<sub>1s</sub></sub>	Enthalpie de sortie sous conditions isentropique pour la même pression p <sub>1</sub> [kj.kg-1]
L	Longueur [m]
M	Masse molaire [kg/mol]
Ma	Nombre de mach [-]
m <sub>p</sub>	Débit massique de flux primaire [Kg/s].
m <sub>s</sub>	Débit massique de flux d'aspiration [Kg/s].
COP	Coefficient de performance [-]
m	Débit massique [kg /s]
P	Pression relative [Pa]
P <sub>b</sub>	Contre-pression [Pa]
P <sub>c*</sub>	Pression critique de condensation. [Pa]
P <sub>c0</sub>	Pression de condensation pour laquelle le taux d'entraînement est nul. [Pa]
Q	Quantité de chaleur [kj.kg-1]
R	Constante universelle des gaz avec l'unité de [j/ (kmol .k)]
T	Température [K]
Th	Haute température [k]
U	Vitesse [m/s]
W	Travail [J]

## Abréviations

B	Bas
BF	Boucle Frigorifique
BM	Boucle Motrice
BP	Basse Pression
CFD	Computational Fluid Dynamics
COP el	Coefficient de performance électrique [-]

COP<sub>th</sub> Coefficient de performance thermique [-]

COP<sub>tri</sub> Coefficient de performance tritherme [-]

### Indices

a Position au plan de l'entrée

b Position au plan de la sortie

e à la sortie

i isentropique

m moyen

p primaire

s secondaire

t section du col

\* état critique

0 (zéro) Propriétés de stagnation (initiale), entrée de la tuyère

l section de sortie

### Liste des symboles

C Vitesse du son

cond Condenseur

ev Evaporateur

ge Générateur

GPL Licence Publique Générale

GWP Nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre.

i, ii, iii Nominations de courbe

L Longueur

ODP Coefficient de Nocivité

P<sub>ev</sub> Pression d'évaporateur

### Symboles grecques

$\omega$  Rapport de compression [-]

$\kappa$  Indice adiabatique [-]

$\Delta p$  Variation de pression [Pa]

$\Delta T$  Variation de température [K]

$\mu$  (mu) Viscosité dynamique [Pa.s]

$\nu$  (nu) Viscosité cinématique [Pa.s]

$\rho$  (Rho) Masse volumique [kg/m<sup>3</sup>]

$\tau$  Taux d'entraînement [-]

## Liste des figures

Fig. 1- vue détaillée de l'éjecteur.....	18
Fig. 2- Schéma-type d'un cycle frigorifique en rapport avec le diagramme enthalpique .....	19
Fig. 3 - Diagramme enthalpique.....	20
Fig. 4 - Schéma du système de réfrigération à éjecteur.....	22
Fig. 5 - cycle de compression de base avec éjecteur .....	23
Fig. 6 -Types d'éjecteur.....	24
Fig. 7 - Schéma 2D d'un éjecteur supersonique .....	25
Fig. 8 - Schéma 3D d'un éjecteur supersonique .....	25
Fig. 9 - Schéma représentatif des profils des vitesses et des pressions Dans un éjecteur vapeur- vapeur. ....	26
Fig. 10 - Les modes de fonctionnement d'un éjecteur .....	28
Fig. 11 - Volume de contrôle pour le débit 1-D.....	30
Fig. 12- Profil de pression pour un écoulement isentropique dans une tuyère convergente- divergente .....	32
Fig. 13 - Formes de tuyère et de diffuseur pour écoulement subsonique et écoulement supersonique.....	34
Fig. 14 - Tuyère primaire supersonique.....	35
Fig. 15 - Modèle de flux d'éjecteur à pression constante .....	37
Fig. 16 - Volume de contrôle de la chambre de mélange à pression constante .....	38
Fig. 17 - Fonctionnalités du Gmsh pour la conception de la géométrie.....	47
Fig. 18 - Géométrie de l'éjecteur (premier cas) .....	48
Fig. 19 - Géométrie de l'éjecteur (deuxieme cas) .....	48
Fig. 20 - Maillage structurée de l'éjecteur (premier cas) .....	49
Fig. 21 - Maillage Raffinée au niveau de l'entrée secondaire de l'éjecteur (premier cas).....	49
Fig. 22 - Maillage structurée de l'éjecteur (deuxieme cas) .....	50
Fig. 23 - Maillage Raffinée au niveau de l'entrée secondaire de l'éjecteur (deuxieme cas).....	50
Fig. 24 - L'éjecteur en 3D.....	50
Fig. 25 - Convergence de calculs .....	51
Fig. 26 - convergence de calculs .....	51
Fig. 27 - résultat numérique du champ de Ma dans le convergent divergent.....	55
Fig. 28 - Profil de vitesse U le long de l'éjecteur.....	56



Fig. 29 - Courbe de la variation de la vitesse U (m/s) le long de l'éjecteur .....	56
Fig. 30 - Profil du nombre de mach Ma le long de l'éjecteur .....	58
Fig. 31 - Courbe de la variation du Nombre de Mach Ma le long de l'éjecteur.....	58
Fig. 32 - Profil de pression statique P le long de l'éjecteur .....	59
Fig. 33 - Courbe de la variation de la pression le long de l'éjecteur .....	59
Fig. 34 - Profil de la masse volumique $\rho$ le long de l'éjecteur .....	60
Fig. 35 - Courbe de la variation de La masse volumique $\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ ) le long de l'éjecteur.....	60
Fig. 36 - Profil de Vitesse U le long de l'éjecteur .....	61
Fig. 37 - Courbe de la variation de la vitesse U (m/s) le long de l'éjecteur .....	61
Fig. 38 - Profil de nombre de Mach Ma le long de l'éjecteur .....	62
Fig. 39 - Courbe de variation du Nombre de Mach Ma le long de l'éjecteur .....	62
Fig. 40 - Profil de Pression p le long de l'éjecteur .....	63
Fig. 41 - Courbe de la variation de La pression Pa le long de l'éjecteur.....	63

**Liste des tableaux**

Tableau 1 - Les fluides frigorigènes utilisés dans le système de réfrigération à éjecteur .....	30
Tableau 2 - Points de la géométrie pour le premier cas.....	48
Tableau 3 - Points de la géométrie pour le deuxième cas.....	48
Tableau 4 - Conditions aux limites de l'éjecteur.....	52
Tableau 5 - Les Principales caractéristiques du butane .....	52

# **Introduction générale**

## **Introduction générale**

Les éjecteurs sont activés par la chaleur perdue ou la chaleur provenant de sources renouvelables. L'éjecteur fait partie d'un système qui améliore la production du froid à partir d'énergie thermique gratuite et non nocives, comme l'énergie solaire ou par l'utilisation des rejets thermiques des différents procédés industriels comme source d'énergie (chaleur résiduelle). C'est une solution qui semble prometteuse.

L'objectif de ce projet est d'effectuer des études numériques et paramétriques sur l'effet de la longueur de la chambre de mélange sur la performance d'un éjecteur de thermo compression, ainsi l'impact de la modification de la longueur de la chambre de mélange est mis en étude.

Au premier chapitre, une revue bibliographique qui est une synthèse de l'essentiel des recherches effectuées sur les éjecteurs a été présentée puis une généralité sur les éjecteurs, une introduction sur les systèmes de refroidissement, les réfrigérants, le système de réfrigération à éjecteur, sont application, sa classification et les principaux composants qui le constitue, ses avantages et inconvénients, puis, son principe et ses modes de fonctionnement.

Le deuxième chapitre est consacré à la simulation numérique de l'éjecteur, c'est la réalisation d'une étude de deux cas de géométrie, éjecteur à chambre de mélange L et éjecteur à chambre de mélange plus longue de cinquante pour cent. Le travail a été assuré par trois logiciels, Gmsh (prétraitement), Simflow (traitement), Paraview (post traitement).

Le troisième chapitre, c'est l'élaboration des résultats et la discussion. Les résultats ont été discutés grâce à la visualisation des images et le traçage des courbes pour les deux cas de simulation. Le travail est finalisé par une conclusion générale.

# **CHAPITRE 1**

## **Etude bibliographique et généralités sur le cycle de réfrigération à éjecteur**

## 1 Etude bibliographique

### 1.1 Introduction à la littérature

#### 1.1.1 Aperçu sur l'histoire des systèmes frigorifiques à éjection

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc (1857-1923). L'abaissement de température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente – l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. Ce système qui a des créneaux d'utilisation bien spécifique est peu répandu. [1]

Les premiers éjecteurs ont été inventés dans les années 1900 et de nombreuses recherches ont été menées depuis. Les éjecteurs ont été principalement étudiés par simulations numériques et aux bancs d'expérimentation. On représente si après quelques articles de publications qui ont été menés par de nombreux scientifiques et chercheurs.

#### 1.2 Critères d'évaluation de la performance et du mode de fonctionnement d'un cycle de réfrigération à éjecteur

**N. SatheeshKumar et al, 2013.** Ont travaillé pour améliorer le modèle mathématique unidimensionnel de l'éjecteur et valider sa précision en le comparant aux données expérimentales disponibles dans la littérature pour le réfrigérant R141b. Le concept d'écoulement de Fanno a été appliqué pour capturer l'écoulement compressible par friction qui se produit dans la chambre de mélange de l'éjecteur. De plus, plutôt que de supposer un rapport de capacité thermique constant  $g$ , le modèle proposé améliore encore la précision du modèle en faisant la moyenne du  $g$  entre chaque segment de l'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur. Ce changement principal a révélé que l'erreur moyenne absolue dans les prévisions du rapport d'entraînement peut être réduite jusqu'à 4 %, Il a été démontré que cette modification clé du modèle de Huang produit des estimations de la température de fonctionnement du condenseur avec une erreur moyenne absolue de 5 % par rapport aux mesures expérimentales. [2]

**Fenglei Lia, et al, 2016.** De nouveaux modèles de prédiction des performances des éjecteurs au point critique et au point de rupture sont développés basé sur des hypothèses de mélange à pression constante et de perturbation à pression constante. Ensuite, les deux modèles sont intégrés en tant que modèle pour prédire les performances de l'éjecteur dans les modes de fonctionnement critiques et sous-critiques. Un nouveau concept, l'effet du changement d'efficacité

(EOC), est introduit pour identifier les efficacités qui affectent de manière significative les performances de l'éjecteur. Ensuite, les efficacités identifiées sont déterminées par la méthode d'optimisation. Les résultats obtenus sont beaucoup plus précis que ceux déjà obtenus par les méthodes existantes. [3]

**Malek Hamzaoui et al, 2021.** Leur étude repose sur une simulation de l'écoulement du R245fa dans l'éjecteur supersonique gaz-gaz installé dans un système frigorifique réel d'une capacité nominale de 10 TR. Le modèle de turbulence k-e RNG est choisi pour deux modes de fonctionnement, critique et sous-critique. L'analyse montre que la contre-pression affecte d'une façon significative, à la fois, le débit de réfrigérant induit et le régime de fonctionnement de l'éjecteur. [4]

### **1.3 Influence des conditions opératoire sur les performances de l'éjecteur**

#### **1.3.1 Effet de la température du condenseur, du générateur, de l'évaporateur et de la surchauffe**

**Likhitha R Reddy, 2018.** Une analyse numérique effectuée sur les éjecteurs pour optimiser les conditions de fonctionnement telles que la température de l'évaporateur, la température du condenseur et la température du générateur. Le R245fa était le fluide de travail utilisé

Une analyse paramétrique a été réalisée pour étudier l'effet de la géométrie de la chambre de mélange sur les performances de l'éjecteur qui a un impact direct sur le coefficient de performance des cycles de réfrigération de l'éjecteur. Les résultats montrent que les conditions de fonctionnement et les paramètres géométriques ont une valeur ou une plage de valeurs pour laquelle le taux d'entraînement de l'éjecteur est maximal. [5]

#### **1.3.2 Effet de la géométrie de l'éjecteur**

**Jianyong Chen et al, 2013** Leurs étude se base sur l'évaluation optimale des performances et perspectives des rapports de surface des éjecteurs dans les systèmes de réfrigération.

L'étude des conditions de travail des fluides frigorigènes R123 et R141b indique que la température du condenseur a plus d'influence que les températures du générateur et de l'évaporateur sur le rapport de surface et le taux d'entraînement dans l'éjecteur. De plus, les rapports de surface doivent suivre le rythme de la variation du rapport d'entraînement à mesure que les conditions de fonctionnement sont modifiées. Un éjecteur à géométrie variable semble une alternative très prometteuse pour la conception de l'éjecteur, pour l'analyse paramétrique et pour garantir que le système de réfrigération à éjecteur fonctionne dans ses conditions optimales. [6]

#### **1.3.3 Effet de la position de la sortie de la tuyère primaire**

**SB Riffat et SA Omer, 2001.** Les résultats de l'analyse numérique de la dynamique des fluides (CFD) et de l'étude expérimentale d'un système de réfrigération à éjecteur utilisant du

méthanol comme fluide de travail, un réfrigérant "respectueux de l'environnement" et permet au système de réfrigération à éjecteur de produire un refroidissement à des températures inférieures au point de congélation de l'eau. La modélisation CFD a été utilisée pour étudier l'effet de la position relative de la sortie de la tuyère primaire dans la chambre de mélange sur les performances de l'éjecteur. Les résultats du CFD ont été utilisés pour obtenir la géométrie optimale de l'éjecteur, qui a ensuite été utilisée pour concevoir, construire et tester un système de réfrigération expérimental à petite échelle.

Les résultats CFD ont montré que le positionnement de la sortie de la buse à au moins 0,21 longueur du diamètre de la gorge de la chambre de mélange en amont de l'entrée de la chambre de mélange donnait de meilleures performances que de la pousser dans la chambre de mélange. Des valeurs expérimentales de coefficient de performance (COP) comprises entre 0,2 et 0,4 ont été obtenues dans des conditions de fonctionnement réalisables en utilisant une chaleur de faible qualité telle que l'énergie solaire et la chaleur résiduelle. [7]

**Yinhai Zhu et al, 2009.** Ont étudiés numériquement les paramètres de la position de sortie de la buse primaire (NXP) et l'angle de convergence de la section de mélange  $\theta$ , sur ses performances. Il a été constaté que le NXP optimal n'est pas seulement proportionnel au diamètre de la gorge de la section de mélange, mais augmente également à mesure que la pression d'écoulement primaire augmente. D'autre part, les performances de l'éjecteur sont très sensibles à  $\theta$ , en particulier près du point de fonctionnement optimal. Le taux d'entraînement peut varier en modifiant  $\theta$ . Un  $h$  relativement plus grand est nécessaire pour mieux maximiser les performances de l'éjecteur lorsque la pression d'écoulement primaire augmente. L'importance de l'étude est que ces résultats peuvent être utilisés pour guider l'ajustement de NXP et  $\theta$  afin d'obtenir les meilleures performances du système d'éjecteur lorsque les conditions de fonctionnement sont différentes des conditions de conception. [8]

#### 1.3.4 Effet de la géométrie de la chambre de mélange

**S. Aphornratana et al, 2001.** Ont réalisé une étude expérimentale d'un cycle de réfrigération à éjecteur utilisant R11 comme fluide de travail. Le système a été testé avec une température de chaudière de 100 à 110°C, la température du condenseur de 35 à 413°C et la température de l'évaporateur jusqu'à 123° C. Deux chambres de mélange différentes avec un diamètre de gorge de 8 mm ont été utilisées. Entrée à section constante (chambre de mélange n°1) et entrée convergente (chambre de mélange n°2) L'étouffement du fluide a toujours été trouvé dans la première chambre de mélange, mais pas dans la seconde. Le système était plus flexible à fonctionner lorsqu'il n'y avait pas d'étouffement dans la chambre de mélange. Une température de refroidissement aussi basse que 53C pouvait être obtenue avec un COP entre 0,1 et 0,25 et une capacité de refroidissement entre 500 et 1700 W. [9]



**Yinhai Zhu, Peixue Jiang, 2013.** Leurs études ont été faites numériquement et expérimentalement, et ont conclu que les ondes de choc n'atteignent pas la paroi de la chambre de mélange lorsque l'éjecteur fonctionne en mode sous-critique. Par contre en mode critique, le choc est suffisamment fort pour séparer la couche limite et des chocs réfléchis se produisent au niveau de la paroi de la chambre de mélange. Le modèle RNG k- $\epsilon$  concorde le mieux avec les expériences pour les prédictions à la fois du débit massique et de l'onde de choc structures. Le flux secondaire se mélange plus complètement et plus fréquemment au flux primaire pour les ondes de choc avec des longueurs d'onde plus courtes, Ainsi, la réduction de la longueur d'onde de l'onde de choc améliorera les performances de l'éjecteur [10]

**Hongqiang Wu et al, 2014.** Ont réalisées des simulations CFD pour étudier les influences des paramètres de géométrie de la chambre de mélange, y compris la longueur et l'angle de convergence, sur les performances d'entraînement de l'éjecteur de vapeur. Les principaux résultats montrent que la géométrie de la chambre de mélange a des effets significatifs sur les performances de l'éjecteur. Et il existe une valeur optimale à la fois pour la longueur de la chambre et l'angle de convergence auquel l'éjecteur peut acquérir son plus grand rapport d'entraînement. [11]

**Arun K R et al, 2017.** L'analyse CFD en 3D sur un éjecteur supersonique dans diverses conditions de fonctionnement montre que la géométrie et les conditions de fonctionnement ont un impact considérable sur le fonctionnement de l'éjecteur. Les différents paramètres géométriques associés à l'analyse de l'éjecteur comprennent la longueur et le rayon de la section à aire constante, le rayon de sortie de la buse et la position de sortie de la buse. Les résultats de cette étude révèlent que la CFD est un outil utile dans la conception et l'optimisation des éjecteurs utilisés dans les applications de réfrigération. [12]

**LihongGeng et al, 2022.** Les effets des pressions d'entrée, des pressions de sortie, des températures d'entrée, des tuyères et des géométries de mélange sur les performances des éjecteurs d'azote dans le cycle de refroidissement JT sont étudiés expérimentalement et numériquement. La contre-pression critique de l'éjecteur augmente à mesure que les pressions d'entrée primaire et secondaire augmentent. Selon le mode de fonctionnement, le taux d'entraînement varie avec la température d'entrée de l'éjecteur. Des variations différentes en modes critique et sous-critique

Lorsque la température d'entrée de l'éjecteur est en dessous de 222 K, il se produit un dépôt de molécules d'eau dans l'éjecteur entraînant une réduction des débits massiques

Plusieurs rapports géométriques sont recommandés dans cette étude.

Les résultats de cette étude seront bénéfiques pour promouvoir l'utilisation des éjecteurs dans le cycle de refroidissement Joule-Thomson (JT) [13]

### 1.3.5 Effet de la longueur de la chambre de mélange

**Rongshan Bi et al, 2017.** Le modèle de la CFD de l'éjecteur à vapeur est établi pour étudier

les effets de la gorge de l'éjecteur sur ses performances. Le résultat montre que la longueur de l'éjecteur a peu d'influence sur son taux d'entraînement. Lors du mélange d'une pression de sortie de fluide supérieure à sa valeur maximale, les performances de l'éjecteur se sont rapidement détériorées. Dans certaines conditions de fonctionnement, la longueur de la gorge de l'éjecteur a peu d'influence sur le rapport d'entraînement. Mais, il existe une longueur de gorge optimale correspondant à la plus grande contre-pression critique et qui correspond à la plus grande flexibilité de fonctionnement des éjecteurs à vapeur. Ainsi, la longueur de la gorge de l'éjecteur a un effet important sur sa flexibilité de fonctionnement et ne peut être négligée lors du processus de conception des éjecteurs à vapeur. Cette étude peut fournir une base pour l'optimisation de l'éjecteur à vapeur. [14]

**Jingming Donga et al, 2020.** Ont étudiés les effets de la longueur de la chambre de mélange sur les performances de l'éjecteur de vapeur sous différents nombres de Mach à la sortie de la tuyère, la longueur de la section de surface constante et la longueur du diffuseur, l'étude est réalisée à l'aide de simulations numériques tridimensionnelles (3D). Les résultats de la simulation numérique montrent que le taux d'entraînement et la contre-pression critique de l'éjecteur de vapeur augmentent d'abord puis diminuent avec l'augmentation de la longueur de la chambre de mélange sous différents nombres de Mach, des longueurs de section à aire constante et des longueurs de diffuseur. L'éjecteur à vapeur peut obtenir de meilleures performances avec une longueur de chambre de mélange comprise entre 40 et 80 mm, lorsque le diamètre de la gorge de la buse est de 2,5 mm dans des conditions de fonctionnement typiques de la réfrigération de l'éjecteur à vapeur. [15]

### 1.3.6 Fluides frigorigènes utilisés dans les cycles de réfrigération à éjecteur

**LatraBoumaraf, AndreÂ Lallemand, 1999.** Les performances d'une machine tritherme à éjecteur utilisant des mélanges de fluides frigorigènes ont été étudiés,

C'est le remplacement des fluides frigorigènes purs par des mélanges dans les machines

Frigorifiques trithermes à éjecteur, en vue de leur optimisation

L'étude est menée théoriquement, pour des conditions de température de sources définies.

L'étude montre que l'emploi d'un mélange peut conduire aussi bien à une amélioration qu'à une dégradation des performances de la machine. Ainsi, en général, quand le mélange est fortement zéotropique (par exemple : R22/RC318), l'efficacité du système diminue. En revanche, quand le mélange est légèrement zéotropique [16]

**A. Selvaraju, A. Mani, 2003.** L'analyse d'un éjecteur avec des fluides frigorigènes respectueux de l'environnement, les effets des paramètres de fonctionnement sur le rapport de surface critique de l'éjecteur et le rapport d'entraînement critique sont étudiés. Une comparaison des performances de l'éjecteur avec des réfrigérants respectueux de l'environnement, R134a,

R152a, R290, R600a et R717 est effectuée.

Parmi les fluides de travail sélectionnés, le R134a offre de meilleures performances et un taux d'entraînement critique plus élevé par rapport aux autres fluides frigorigènes. [17]

**Bencharif Mehdi et al, 2018.** Un modèle mathématique monodimensionnel basé sur la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie a été élaboré pour évaluer les performances du système frigorifique à éjection. Plusieurs fluides frigorigènes ont été étudiés pour analyser leur influence sur le comportement et la performance, et pour déduire le fluide idéal pour le système de réfrigération à éjection, en se basant sur les propriétés thermodynamiques, la classe de sécurité, le coût et sa disponibilité sur le marché sans oublier les contraintes environnementales qui limitent l'utilisation de certains fluides de travail en raison de leur ODP et GWP. Les fluides secs offrent généralement des meilleures performances que les fluides humides, qui ont besoin d'une petite surchauffe du fluide primaire avant d'entrer dans la tuyère, sinon des gouttelettes vont se former à l'intérieur de l'éjecteur, ce qui réduit ces performances. [18]

### 1.3.7 Utilisation de l'énergie solaire dans un cycle de réfrigération

**Valérie Evely et YusraAlkendic, 2021.** Les performances thermodynamiques d'un système de refroidissement et de conditionnement d'espace multi-éjecteurs assisté par compression solaire pour les conditions climatiques chaudes alimenté par de l'énergie solaire thermique de faible qualité est étudié en termes de performances énergétiques et exergétiques, à l'aide d'un modèle d'éjecteur basé sur les propriétés du gaz réel pour une application de climatisation à l'échelle de 36 kW, exposée à des températures annuelles. Températures extérieures élevées (jusqu'à 42 C), pour quatre fluides de travail (R11, R141b, R245fa, R600a). En utilisant le R245fa, le système à éjecteurs multiples triple efficacement la plage de température de fonctionnement du condenseur d'un système à éjecteur unique pour couvrir la plage des conditions extérieures annuelles, tandis que l'amplification de la compression réduit les besoins en apport de chaleur du générateur et améliore le coefficient de performance de réfrigération global (COP). La destruction de l'exergie se produit principalement dans l'ensemble de l'éjecteur, mais l'efficacité de l'exergie de l'éjecteur s'améliore avec l'amplification de la compression. [19]

## 1.4 Généralités sur le cycle frigorifique

### 1.4.1 Introduction sur les systèmes de réfrigérations

La Production du froid est devenue une technologie importante dans notre société. Elle est utilisée dans un grand nombre de secteurs, industriels, alimentaires, chimiques. Elle n'est cependant pas sans effet sur notre milieu naturel. Dans les pays industrialisés, un pourcentage important de l'énergie consommée est ainsi consacrée à la production du froid et de la climatisation.

La plupart des systèmes de réfrigération utilisent un fluide réfrigérant et ses changements de phase entre les états liquides et gazeux. Les principaux composants d'un tel système de réfrigération conventionnel sont le compresseur, le condenseur et l'évaporateur. Suivant les applications et les besoins, le système peut également comporter des éjecteurs. Dans le domaine de la réfrigération on distingue deux grandes classes :

A. Systèmes mécano-frigorifiques : ceux qui consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique, ou son équivalent.

Parmi eux, deux familles se détachent :

Les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables.

Les systèmes utilisant des cycles à gaz : systèmes thermoélectriques.

B. Systèmes thermo-frigorifiques : ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique. On distingue, parmi ces systèmes frigorifiques consommant de l'énergie thermique :

Les systèmes frigorifiques continus à absorption.

Les systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques.

Les systèmes frigorifiques à éjection ou bien à éjecteur.

L'optimisation d'un système de réfrigération à éjecteur est intimement liée à celle de son organe principal, l'éjecteur. Afin d'en améliorer le rendement, on doit étudier les performances des éjecteurs ainsi que les divers types de réfrigérants. [20]

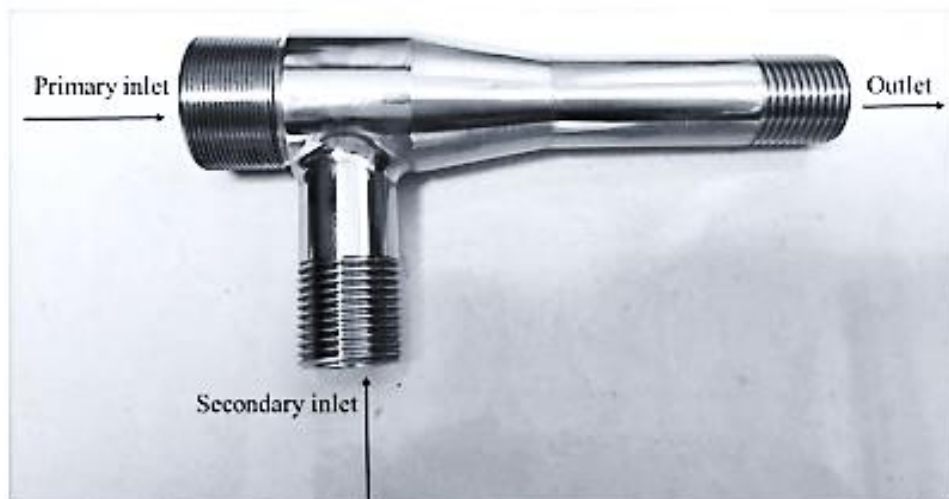


Fig. 1- vue détaillée de l'éjecteur [20]

#### 1.4.2 Réfrigération avec éjecteur

Produire du froid par une machine frigorifique tri thermique dont l'organe principal est un éjecteur supersonique, semble une solution prometteuse par le fait qu'elle utilise des énergies dites gratuites et non nocives comme l'énergie solaire ou par l'utilisation des rejets thermiques des différents procédés industriels comme source d'énergie. Dans une telle machine frigorifique, l'éjecteur tient le rôle de compresseur, où il est le siège des écoulements compressibles

supersoniques parfois diphasiques (apparition de la condensation), avec l'apparition d'un éventuel choc droit qui rend l'écoulement subsonique.

### 1.4.3 Cycle frigorifique

Ce cycle utilise les propriétés physiques du fluide frigorigène, en lui faisant capter ou rejeter de la chaleur selon la pression à laquelle il est soumis. Il est utilisé pour générer du chaud comme du froid. C'est pourquoi on l'utilise dans les pompes à chaleur comme dans les procédés de refroidissement.

#### 1.4.3.1 Description du cycle

Le cycle frigorifique comporte 4 étapes principales à savoir :

L'évaporation, la compression, la condensation et la détente.

Selon l'étape, le fluide sera à pression, température et/ou état différent. Le changement de pression est la clé du système frigorifique car elle permet au fluide d'être dans les conditions idéales pour capter ou relâcher les calories. (Figure .2)

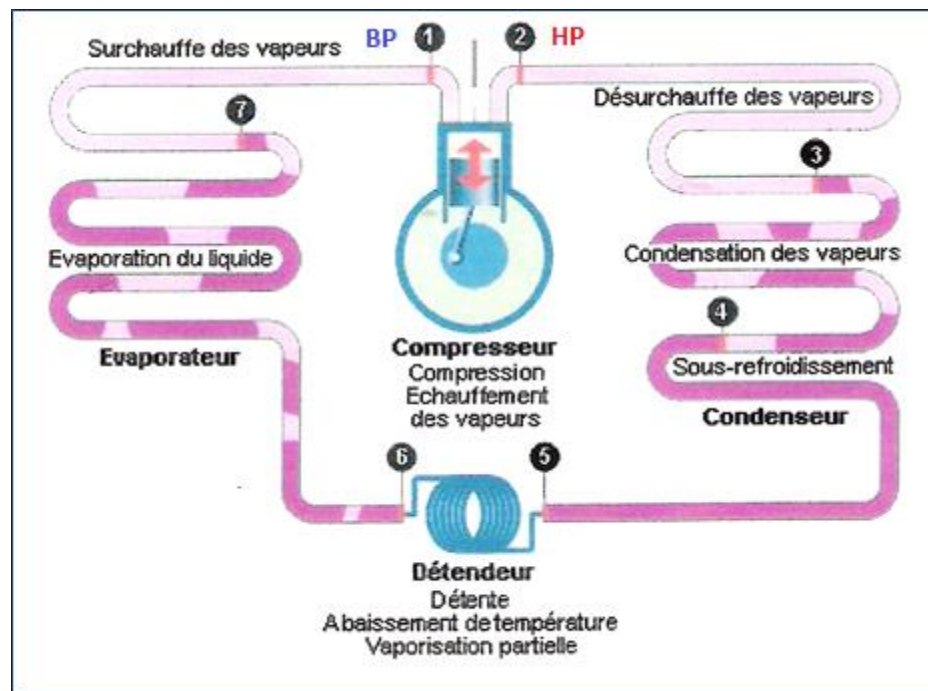


Fig. 2- Schéma-type d'un cycle frigorifique en rapport avec le diagramme enthalpique [21]

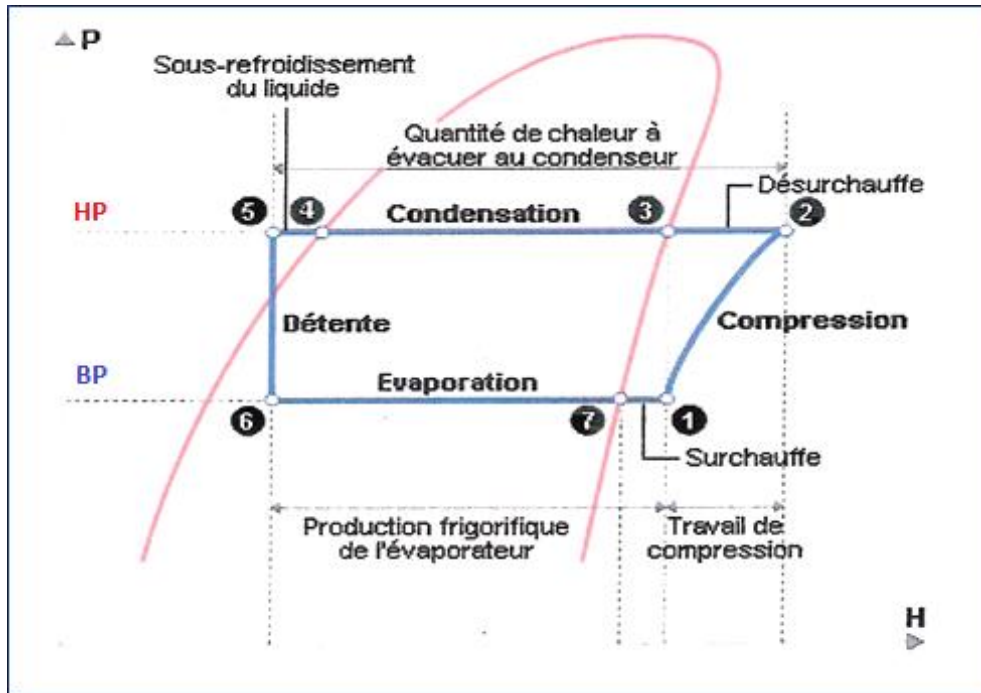


Fig. 3 - Diagramme enthalpique [21]

**HP** : Haute pression

**BP** : Basse pression

**1-2** : Compression

**3-4** : Condensation

**5-6** : Détente

**6-7** : Evaporation

### 1.4.3.2 Le descriptif de chaque étape (Figure 3)

#### Compression (1-2)

La compression est opérée par le compresseur. Celui-ci est un élément du système chargé d'amener le fluide de la basse pression à la haute pression. Il va compresser le fluide afin d'y augmenter la pression. Le compresseur est généralement entraîné grâce à de l'énergie électrique et la compression se fait la plupart du temps de manière mécanique.

#### Condensation (3-4)

A ce niveau, le fluide est à haute pression et chargé des calories captées à l'évaporateur. Son niveau de pression le rend très enclin à céder la chaleur dont il est chargé. Il passe dans un échangeur appelé condenseur où toutes ses calories vont être relâchées alors qu'il repasse à l'état liquide en se condensant. On dit que le milieu dans lequel l'échangeur est installé est la source chaude du cycle.

Dans le cas de production de froid, la chaleur relâchée au condenseur peut être soit perdue dans l'environnement soit récupérée selon les cas. La récupération nécessitera alors un dispositif

adéquat. Dans le cas de production de chaleur, c'est l'énergie relâchée par le condenseur qui va être utilisée pour chauffer les locaux. Il faudra donc veiller à ce qu'elle soit maximale.

#### **Sous-refroidissement (4-5)**

Le fluide est sous-refroidi afin d'assurer son passage total à l'état liquide.

Le sous-refroidissement est généralement de 4 à 7°C.

Contrairement à la surchauffe, il n'est pas toujours contrôlé car ne présente pas un danger direct pour les composants de l'installation.

Il a néanmoins une influence sur l'efficacité du cycle et doit être pris en compte.

#### **Détente (5-6)**

Au niveau de la détente, le fluide frigorigène déchargé de ses calories est ramené de haute pression à basse pression. Cette diminution de pression est nécessaire afin d'amener le fluide dans des conditions où il pourra à nouveau capter de la chaleur de manière optimale.

Le détendeur est également un dispositif de régulation de débit dans l'installation.

#### **Evaporation (6-7)**

Elle est mise en œuvre grâce à un échangeur de chaleur appelé évaporateur. On dit qu'il se situe au niveau de la source froide. Le fluide frigorigène capte la chaleur de l'ambiance afin de passer de l'état liquide à l'état gazeux. Il est alors à basse pression et sa température d'évaporation est faible.

Dans le cas de production de froid, on place l'évaporateur dans l'espace à refroidir. Dans le cas d'une pompe à chaleur utilisée pour faire du chaud, l'évaporateur sera placé dans le milieu fournissant les calories.

#### **Surchauffe (7-1)**

On provoque la surchauffe en sortie d'évaporateur pour s'assurer que tout le fluide soit passé à l'état gazeux. On évite ainsi les coups de liquide et on assure le bon fonctionnement de l'installation.

Il faut également maintenir une surchauffe raisonnable afin de pouvoir convenablement désurchauffer les gaz après la compression. Une surchauffe trop élevée a une incidence sur le taux de compression du fluide et donc sur l'efficacité du compresseur.

La surchauffe est généralement de 5 à 8°C.

La surchauffe est contrôlée par le détendeur. Si elle augmente, le détendeur laisse passer davantage de fluide ce qui augmente le débit. Si le débit augmente, la surchauffe diminuera. [21]

### **1.4.4 Système de réfrigération à éjecteur**

Le cycle de réfrigération à éjecteur est similaire au système conventionnel de réfrigération à compression, sauf que, le compresseur est remplacé par une pompe, un générateur de vapeur et un éjecteur.

Le fluide frigorigère se trouve à l'état de vapeur saturée à la sortie du générateur de vapeur et à niveau énergétique élevé (pression élevée et température élevée), pénètre dans l'éjecteur pour entraîner un fluide secondaire issu de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée à faible niveau énergétique (basse pression et à basse température). Le mélange résultant est comprimé pour atteindre une pression intermédiaire égale à la pression du condenseur.

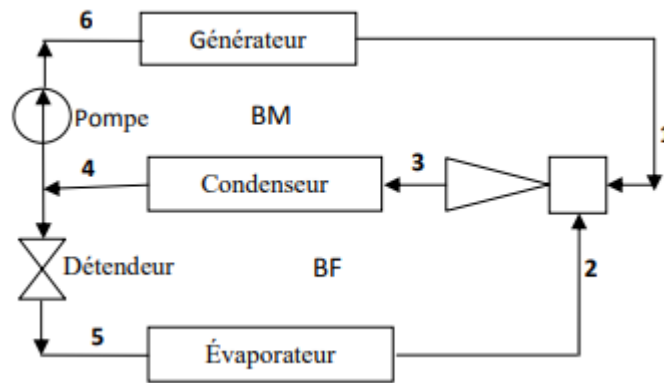


Fig. 4 - Schéma du système de réfrigération à éjecteur [22]

#### 1.4.4.1 Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur

Le système de réfrigération à éjecteur est composé de deux boucles

La boucle frigorifique (BF) et la boucle motrice (BM) (Figure 4)

La boucle frigorifique (BF). Constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la vanne de détente et l'évaporateur, le fluide frigorigère sous forme liquide à la sortie du condenseur (4) subit une détente isenthalpique (5) à travers un détendeur avant d'être acheminé vers l'évaporateur pour la production du froid. A la sortie de l'évaporateur (2), le fluide frigorigère est aspiré par le fluide moteur (3) dans l'éjecteur.

La boucle motrice (BM). Constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la pompe et le générateur. Le générateur produit la vapeur (fluide moteur) (1) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur ou elle est accélérée. A la sortie du divergent, le fluide moteur entraîne la vapeur issue du circuit secondaire (BF) permettant ainsi le mélange des deux fluides. Le mélange est ensuite comprimé jusqu'à l'état (3). Il est ensuite acheminé vers le condenseur(4), puis vers le générateur (6) par une pompe. [22]

#### 1.4.4.2 Applications

Les éjecteurs peuvent être intégrés directement à un système de pompe à chaleur-climatisation-réfrigération en tant que composant inerte afin d'accroître l'efficacité du système. L'avantage : compresseur activé thermiquement

Les éjecteurs peuvent être utilisés en remplacement du détendeur pour récupérer le travail du compresseur habituellement perdu dans ce dispositif, afin d'accroître l'efficacité du système



Les éjecteurs peuvent être utilisés comme éjecteur-condenseur pour des applications de chauffage, afin de réduire le travail du compresseur et, par conséquent, d'augmenter la capacité et la performance du système.

Les éjecteurs peuvent travailler en mode monophasique ou diphasique (flux à deux phases).

#### 1.4.4.3 L'éjecteur dans les systèmes de réfrigération à titre de compresseur

La figure 5, illustre le rôle de l'éjecteur dans le système de réfrigération à titre de compresseur [25]

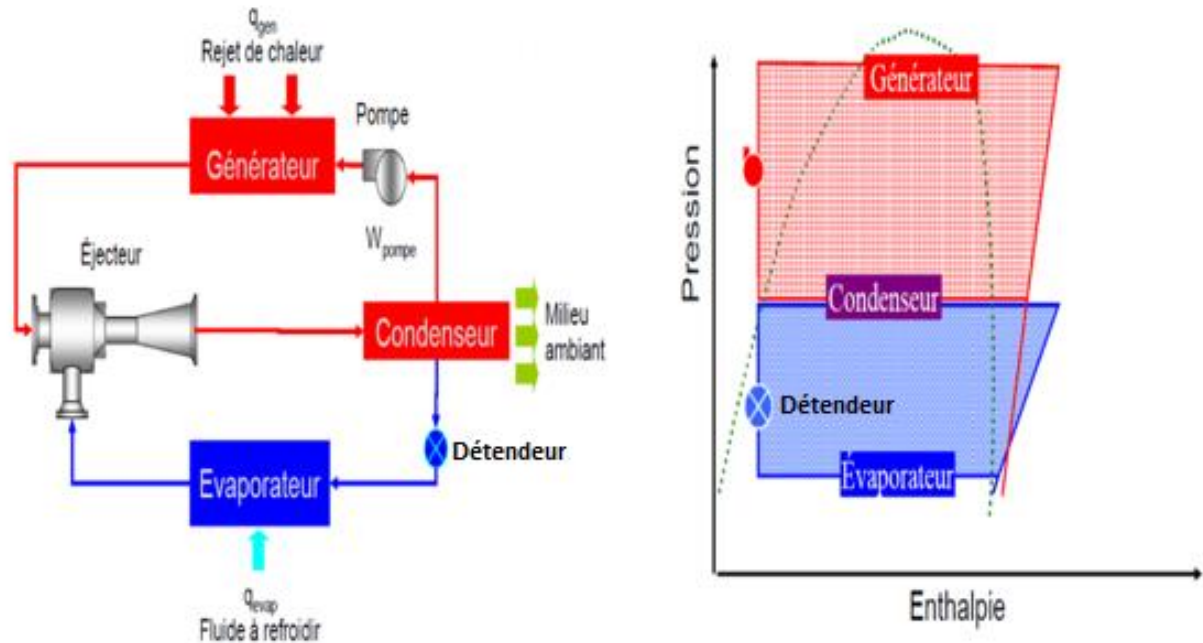
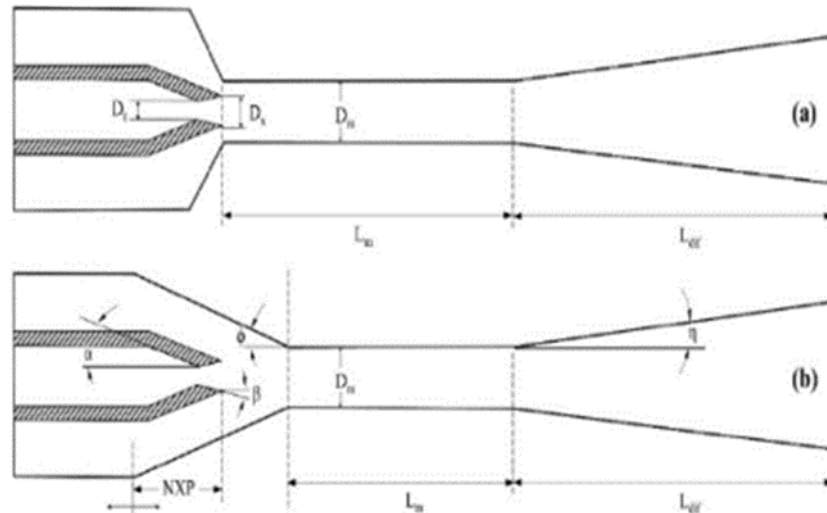


Fig. 5 - cycle de compression de base avec éjecteur [25]

#### 1.4.5 Classification des éjecteurs

En 1950, le chercheur Keenan, a classé l'éjecteur suivant l'emplacement de sa tuyère primaire via à vis de sa chambre de mélange ; à savoir : éjecteur de chambre de mélange à section constante CAM (Constant Area Mixing), où le mélange est supposé débuter dans la chambre de section constante et l'éjecteur de chambre de mélange à pression constante CPM (Constant Pressure Mixing) où la pression du mélange est supposé constante à l'entrée de la chambre de mélange (Figure 6). La distance entre la sortie de la tuyère primaire et l'entrée de la chambre à section constante est connue sous le nom de la position de la sortie de la tuyère primaire NXP (Nozzle Exit Position).

Dans les éjecteurs CPM, le NXP peut être négatif ou nul. Par conséquent, de nombreuses tentatives ont été effectuées pour étudier l'effet de la position de sortie de la tuyère (NXP) sur le rendement de l'éjecteur. [24]



**Fig. 6 -Types d'éjecteur [24]**

- (a) Chambre de mélange à section constante
- (b) Chambre de mélange à pression constante

#### 1.4.6 Composants principaux de l'éjecteur

L'éjecteur est un appareil statique (Figure 7) qui permet le passage d'un écoulement compressible de l'état subsonique à l'état supersonique et finir par un état subsonique. Les éléments principaux qui forment l'éjecteur supersonique sont les suivants :

La tuyère primaire (1, 3) : elle permet la conversion de l'énergie potentielle d'un fluide compressible et chaud en énergie cinétique pour générer une zone de suction (pression minimale) pour entraîner un fluide secondaire.

La tuyère secondaire (2) : elle permet le passage du fluide issu de l'évaporateur.

La chambre de mélange (4, 5) : 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.

Cette chambre se compose de deux parties :

Une région convergente et une autre de section constante (appelée gorge).

Le diffuseur (6, 7) : Le rôle du diffuseur est de permettre le passage de l'écoulement supersonique vers un écoulement subsonique en générant une onde de choc droite est d'ajuster la pression du fluide à celle du condenseur.

Les schémas 2D et 3D de base d'un éjecteur sont illustrés sur les Figures 7 et 8.

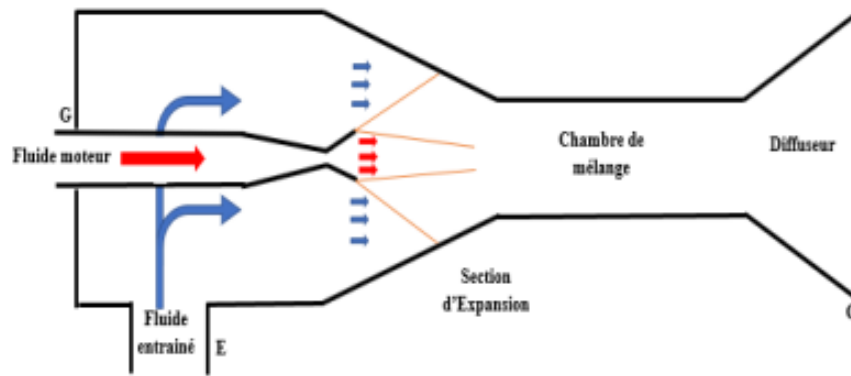
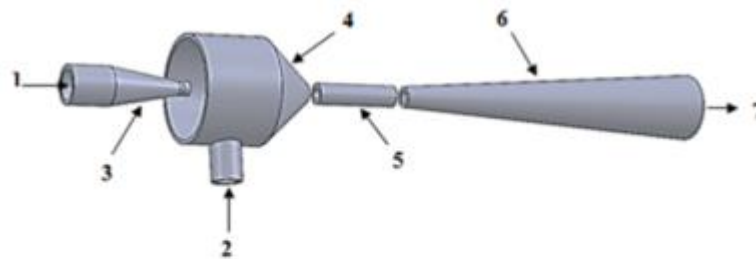


Fig. 7 - Schéma 2D d'un éjecteur supersonique [24]



- |   |                       |   |                             |
|---|-----------------------|---|-----------------------------|
| 1 | Entrée primaire       | 5 | Chambre à section constante |
| 2 | Entrée secondaire     | 6 | Diffuseur                   |
| 3 | La tuyère             | 7 | La sortie                   |
| 4 | La chambre de mélange |   |                             |

Fig. 8 - Schéma 3D d'un éjecteur supersonique [24]

Le fluide moteur est amené à travers une tuyère qui dans la plupart des cas a la forme d'une conduite convergente/divergente afin de générer un écoulement supersonique à la sortie [24]

#### 1.4.7 Principe de fonctionnement de l'éjecteur

Un éjecteur est constitué de cinq parties principales (Figure 9) :

La buse primaire (p), la buse secondaire (s), la chambre de mélange (m), la zone à section constante (gorge) (c) le diffuseur (d).

Un fluide sous haute pression avec une très faible vitesse à l'entrée primaire (point 1) est accéléré vers une vitesse supersonique (point 3) à travers une tuyère convergente-divergente.

La pression d'alimentation à l'entrée est partiellement convertie en pression dynamique du jet (vitesse) à la sortie de la buse suivant la théorie de Bernoulli.

La vitesse élevée, ou la faible pression statique du jet primaire induit un écoulement secondaire (point 2) provenant de l'orifice d'aspiration et l'accélère dans la direction du jet d'entraînement (point 4).

Les deux courants se combinent ensuite dans la section de mélange, et idéalement le

processus est terminé d'ici la fin de cette section (point 5).

Dans la zone à section constante, une onde de choc normale s'établit tout en provoquant immédiatement une chute de vitesse, de supersonique à subsonique, et une compression.

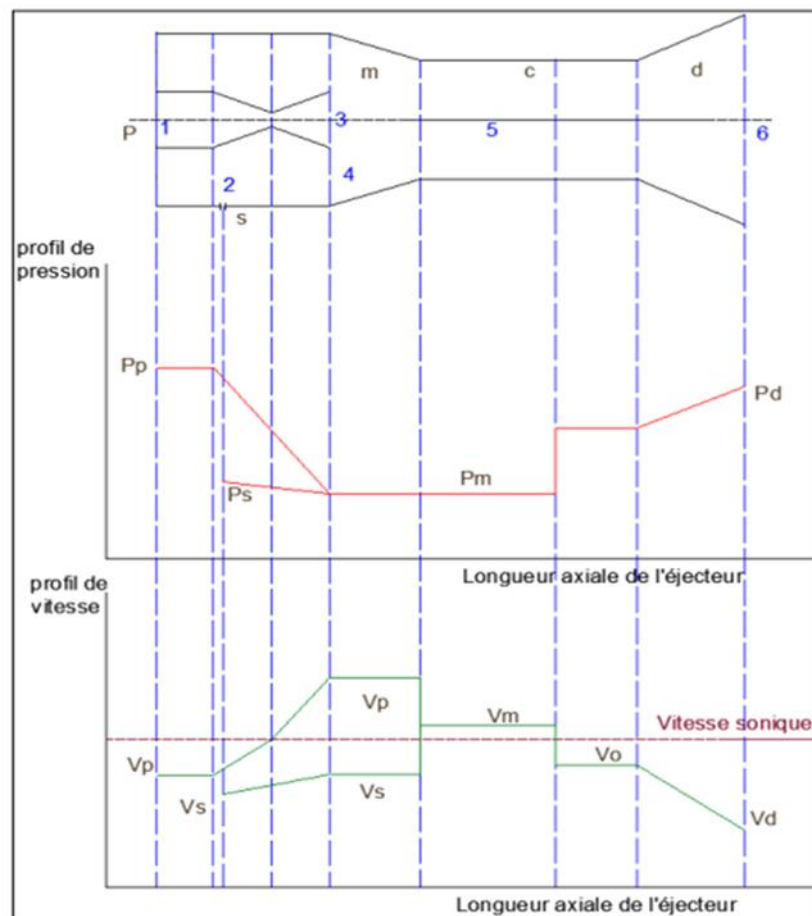
Un diffuseur est généralement installé à la sortie de la zone de section constante pour comprimer la vapeur à vitesse subsonique (point 6).

Deux catégories existent pour classer les éjecteurs et elles sont basées sur le type de chambre de mélange :

- (1) mélange à section constante et
- (2) mélange à pression constante (à l'intérieur d'une section de zone convergente).

DeFrate et al. ont découvert qu'un mélange à pression constante fournit une meilleure performance qu'un mélange à surface constante, parce que le mélange turbulent dans l'éjecteur est réalisé plus activement sous un gradient de pression négatif, qui se produit dans l'éjecteur à jet constant, plutôt que sous pression constante.

La turbulence du mélange dissipe la performance de l'éjecteur. [25]



**Fig. 9 - Schéma représentatif des profils des vitesses et des pressions Dans un éjecteur vapeur-vapeur.**

[25]

### 1.4.8 Performances de l'éjecteur-compresseur

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

#### Le taux de compression $\tau$ :

Il est défini comme étant le rapport de la pression de sortie de diffuseur à la pression de flux d'aspiration (secondaire) entrant dans l'éjecteur, il est donné par la relation suivante :

$$\tau = \frac{P_{cond}}{P_s} \quad (1)$$

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

$P_s$  : représente la pression de flux d'aspiration [bar].

#### Le taux d'entraînement $W$ :

Il est défini comme étant le rapport de débit massique de flux d'aspiration (flux secondaire) au débit massique de flux moteur (flux primaire), il est donné par la relation :

$$W = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2)$$

Tel que  $\dot{m}_s$  représente le débit massique de flux d'aspiration [Kg/s].

$\dot{m}_p$  représente le débit massique de flux primaire [Kg/s].

Un éjecteur bien conçu est capable de fournir de grands taux de compression et de larges taux d'entraînement en même temps.

#### Le coefficient de performance.

Le coefficient de performance, COP, d'un réfrigérateur est défini comme la chaleur évacuée du réservoir froid  $Q_{froid}$ , (évaporateur) divisée par le travail  $W$  effectué pour évacuer la chaleur (c'est-à-dire le travail effectué par le compresseur), ou la chaleur évacuée par l'évaporateur divisé par la chaleur fournit par le générateur.

$$COP_{th} = \frac{q_{ev}}{q_{ge}} \quad (3)$$

$$COP_{el} = \frac{q_{ev}}{W_{pompe}} \quad (4)$$

### 1.4.9 Les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur-compresseur

La performance de l'éjecteur peut être devisée en trois modes de fonctionnement, selon la pression de condensation ( $P_{cond}$ ) :

Pour une géométrie et des conditions fixes, le rapport d'entraînement possède une valeur maximale qui demeure constante quand on augmente la pression de sortie.

Cette situation persiste jusqu'à l'atteinte d'une pression maximale, appelée pression

critique, au-dessus de laquelle le rapport d'entraînement commence à diminuer.

La figure 10, montre les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur pour une géométrie et des conditions fixes

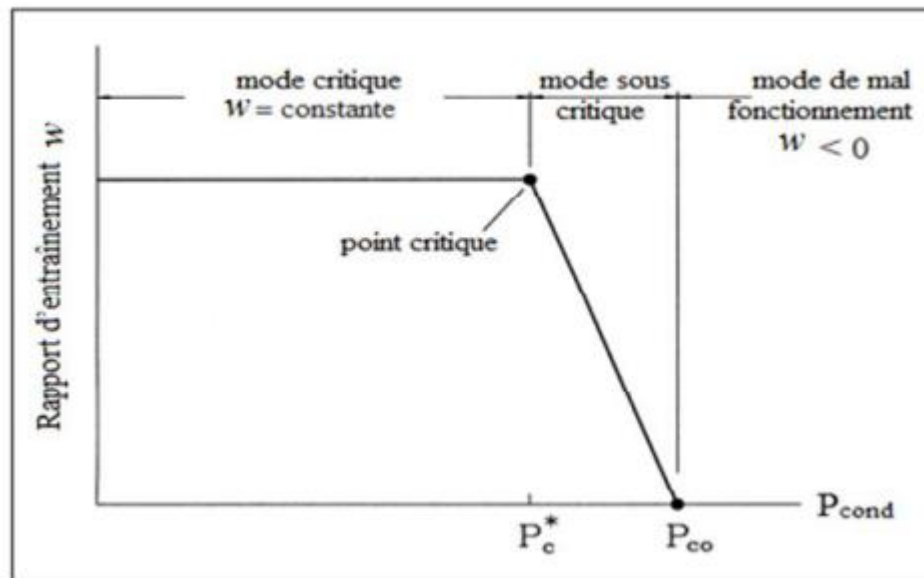


Fig. 10 - Les modes de fonctionnement d'un éjecteur [26]

**Mode critique** : si  $P_{cond} \leq P_c^*$ , le rapport d'entraînement  $w$  possède une valeur maximale qui demeure constante quand on augmente la pression de sortie, cette situation persiste jusqu'à l'atteinte d'une pression maximale, appelée pression critique ( $P_c^*$ ), ce mode est caractérisé aussi par un train d'ondes de choc (série d'ondes de choc) après l'accomplissement du processus de mélange ;

**Mode sous critique** : si  $P_c^* < P_{cond} < P_{co}$ , lorsque la pression de sortie  $P_c$  dépasse la pression critique, dans cette situation le rapport d'entraînement  $w$  diminue avec l'augmentation de la  $P_c$ , dans ce mode, seul le flux primaire est étranglé (production d'onde de choc dans la tuyère primaire) ;

**Mode de mal fonctionnement** : si  $P_{cond} \geq P_{co}$ , lorsque les deux flux ; primaire et secondaire ne subissent pas d'ondes de choc, et le flux entraîné est inversé (mal fonctionnement),  $w \leq 0$ .

L'éjecteur a de meilleures performances dans le mode critique, car il fournit une meilleure efficacité.

$P_c^*$  : représente la pression critique de condensation.

$P_{co}$  : représente la pression de condensation pour laquelle le taux d'entraînement est nul.

Quand on conçoit un éjecteur, c'est ce point de pression critique qui est déterminé et au-delà duquel la baisse marquée de la performance indique la plage de fonctionnement hors conception de l'éjecteur. Le point critique correspond aux conditions optimales pour cette géométrie, lorsque

les flux primaire et secondaire sont tous deux en régime sonique à leur col respectif. [26]

### 1.4.10 Avantages et inconvénients de l'éjecteur

#### Les avantages

L'éjecteur utilise des énergies thermiques gratuites, non nocives (énergie solaire), au lieu des énergies nobles (énergie électrique, énergie cinétique ...).

C'est un système mécanique très simple sans pièces mobiles, qui ne nécessite pas de maintenance ou d'entretien coûteux (pas de lubrification ni de friction), très simple à fabriquer.

#### Les inconvénients

Environ deux fois plus de chaleur doit être évacuée dans le condenseur du jet de vapeur par tonne de réfrigération par rapport au système de compression de vapeur

Le système est utile pour la climatisation de confort, mais il n'est pas réalisable pour l'eau température inférieure à 40 ° C.

Consommation électrique supérieur à un frigo à absorption à volume équivalent. [27]

### 1.4.11 Les Fluides frigorigènes

#### 1.4.11.1 Définition

Le fluide frigorigène est un composé chimique facilement liquéfiable, dont on utilise la chaleur latente de vaporisation pour produire du froid. Le premier fluide frigorigène utilisé fut l'eau dans un montage de laboratoire en 1755, puis l'éther sulfurique en 1834 puis l'air en 1844, et puis à partir de 1930 une nouvelle gamme de fluides frigorigènes fut mise au point aux Etats Unis d'Amérique, ce sont les chlorofluorocarbones bien connus sous le sigle CFC.

#### 1.4.11.2 Critères de choix d'un fluide frigorigène

Un fluide frigorigène a pour rôle d'assurer le transfert de chaleur entre le milieu refroidi et le milieu extérieur en subissant un ensemble de transformations thermodynamiques à l'intérieur d'une machine frigorifique. Un fluide frigorigène devra répondre à l'ensemble des critères.

**Critères thermodynamiques** tel que, La pression, la température, le rapport des chaleurs massiques ( $C_p/C_v$ ), la conductivité thermique, la masse volumique, la viscosité dynamique, la capacité calorifique. L'amélioration des échanges thermiques dépend de ses derniers paramètres.

**Critères techniques tel que**, la compatibilité entre le fluide frigorigène et les matériaux utilisés dans l'installation, sélectionné un fluide en vue d'obtenir le meilleur compromis entre viscosité et miscibilité du couple fluide/lubrifiant. [28]

#### **Critères de sécurité**

Non inflammable

Non toxique pour l'homme à faible concentration

#### **Critères environnementaux :**

**Action sur la couche d'ozone :**

La couche d'ozone permet d'arrêter en partie les rayons ultra-violet. Le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit la couche d'ozone. Une dégradation importante de la couche d'ozone implique une action nocive des rayons ultraviolets directement sur la vie sur terre. Pour quantifier cette nocivité un coefficient nommé ODP dont la référence est le R11 a été défini pour l'ensemble des fluides. Ce coefficient doit être le plus faible possible. Action sur l'effet de serre (réchauffement climatique).

-Le GWP(ou PRG = Potentiel de Réchauffement global) est une indication sur la nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre.

La référence est le CO<sub>2</sub> avec un GWP=1, plus ce chiffre est élevé plus le fluide est nocif [29]

**Tableau 1 - Les fluides frigorigènes utilisés dans le système de réfrigération à éjecteur [29]**

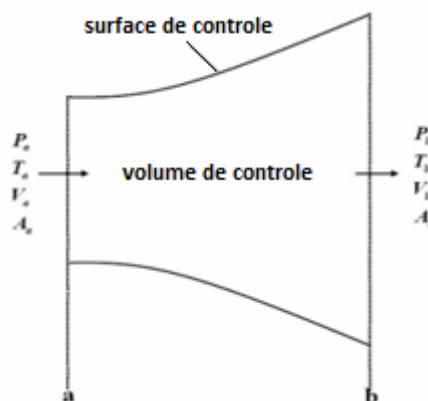
	Halocarbures	Hydrocarbures	Autres frigorigènes
<b>Frigorigènes purs</b>	R11, R12, R113, R114 R123, R134a, R141b R142b, R143a, R152a R21, R227ea, R236fa R245ca, R245fa, RC318, R365mfc	Propane (R290), Butane (R600), Isobutane(R600a)	Eau (R718), Ammoniac (R717), Diméthyléther (RE170) Acétaldéhyde, Méthanol méthylamine
<b>Mélanges Réfrigérants</b>	R500, R22, Rc318, R22/R142b, R22/R24, R22/R152, R22/R134, R134A/R142b, R151a/R142B, R134a/R152a, R32/R134a, R32/R152a, R290/R600a, R600a/R600, R600/DME(RE170), R290/DME		

#### 1.4.12 Formulation mathématique

##### Lois sur la conservation et les gaz parfaits.

Les équations de conservation et la loi des gaz parfaits pour un écoulement compressible

1-D constant dans un volume de contrôle à surface variable arbitraire tel que montré à la Fig. 11



**Fig. 11 - Volume de contrôle pour le débit 1-D [30]**

##### Équation de continuité (loi de conservation de masse)

$$\dot{m} = \rho_a V_a A_a = \rho_b V_b A_b \quad (5)$$



**Équation de la quantité de mouvement (loi de conservation de quantité de mouvement)**

$$P_a A_a + m_a V_a + \int_{A_b}^{A_a} P dA = P_b A_b + m_b V_b \quad (6)$$

**Équation de conservation d'énergie**

$$h_a + \frac{V_a^2}{2} = h_b + \frac{V_b^2}{2} \quad (7)$$

**Loi des gaz parfaits**

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (8)$$

Où R est la constante des gaz avec l'unité de J/ kg K. R est lié à son poids moléculaire par l'équation suivante :

$$R = \frac{\bar{R}}{W} \quad (9)$$

R est la constante universelle des gaz avec l'unité de j/ (kmol k) et W est le poids moléculaire avec unité de kg/kmol

**Nombre de Mach**

Le nombre de Mach est défini comme le rapport de la vitesse du fluide à la vitesse sonore locale.

$$M = \frac{\text{vitesse locale du fluide}}{\text{vitesse sonor locale}} = \frac{V}{C} \quad (10)$$

La vitesse locale du son c dans un milieu de température T est donnée par :

$$C = \sqrt{\gamma RT} \quad (11)$$

**Détente isentropique d'un gaz parfait**

L'équation ci-dessous est l'équation de processus pour l'écoulement isentropique d'un gaz parfait.

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constante} \quad (12)$$

Les paramètres avec l'indice 0 font référence aux propriétés de stagnation. Les propriétés de stagnation sont constantes dans un champ d'écoulement stable et isentropique.

$$\text{Pression : } \frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (13)$$

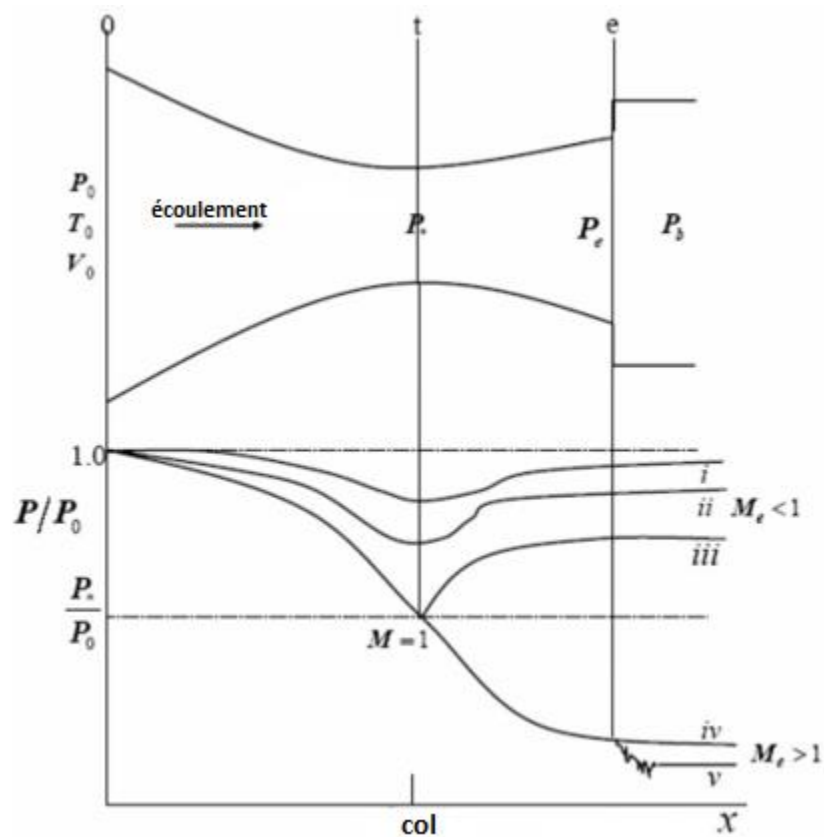
$$\text{Température : } \frac{T}{T_0} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (14)$$

$$\text{Densité : } \frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (15)$$

### Phénomènes d'étouffement.

La Fig. 12, illustre graphiquement l'effet des variations de la contre-pression  $P_b$  sur la répartition de la pression à travers la tuyère.  $P_e$  et  $P_b$  représentent la pression statique au plan de sortie de la tuyère et la contre-pression, respectivement.

Le débit est faible lorsque la contre-pression  $P_b$  est légèrement inférieure à  $P_0$  ; la courbe i montre la distribution de pression dans la tuyère pour ce cas. Si le débit est suffisamment faible, le débit sera subsonique et essentiellement incompressible (si  $M < 0,3$ ). Quand la pression est réduite davantage, le débit augmente mais, est toujours subsonique partout et la distribution de pression est représentée par la courbe ii similaire à la courbe i bien que les effets de compressibilité deviennent importants. Au fur et à mesure que le  $P_b$  diminue, le débit continuera à augmenter. [33]



**Fig. 12- Profil de pression pour un écoulement isentropique dans une tuyère convergente-divergente**  
[30]

Si la contre-pression  $P_b$  est suffisamment abaissée, le débit atteint finalement  $M = 1$  à la gorge de la tuyère - la section de la zone d'écoulement minimale, comme indiqué sur la courbe iii et la tuyère est étouffée. La pression correspondante est la contre-pression critique,  $P^*$ .

Nous avons les relations suivantes

$$\frac{P^*}{P_0} = \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (16)$$

$$\frac{T_*}{T_0} = \frac{2}{\gamma+1} \quad (17)$$

$$\frac{P_*}{\rho_0} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (18)$$

$$V_* = C_* = \sqrt{\left( \frac{2\gamma}{\gamma+1} \right) RT_0} \quad (19)$$

Pour l'air  $\gamma = 1.4$  et  $\frac{P_*}{P_0} = 0.528$ ,  $\frac{T_*}{T_0} = 0.833$ ,  $\frac{\rho_*}{\rho_0} = 0.634$

Le débit massique à l'état critique est calculé par :

$$\dot{m} = \rho_* V_* A_* \quad (20)$$

Ou,  $A_* = A_t$

En utilisant la définition de l'état critique, on peut montrer que :

$$\dot{m} = \frac{A_t P_0}{T_0} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (21)$$

Ainsi le débit maximum à travers une tuyère donnée ne dépend que du rapport

$$\frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \quad (22)$$

Le débit massique en fonction de la pression pour différents diamètres de chambre de mélange, a été généré selon Équation ci-dessus pour l'air avec une température de stagnation de  $T_0 = 300^\circ k$

Comme le montre la figure 12, lorsque la contre-pression est réduite davantage, en dessous de  $P^*$ , par exemple conditions de iv et v, l'information sur les conditions de la gorge en aval ne peut pas être en amont. Par conséquent, les réductions de  $P_b$  en dessous de  $P^*$  n'ont aucun effet sur le débit conditions dans la partie de la tuyère convergente

La section divergente accélère l'écoulement à la vitesse supersonique de  $M = 1$  au col. L'accélération du débit dans la section divergente entraîne une diminution de la pression. Cette condition est illustrée par la courbe iv illustrée à la figure 12. Si la contre-pression est réglée à  $P_{iv}$ , le débit sera isentropique à travers la tuyère, et supersonique à la sortie de la tuyère. Les Tuyères fonctionnent à  $P_b = P_{iv}$  fonctionnent aux conditions de conception.

### Accélération et décélération du débit

L'équation (25) et l'équation (26) sont des formes différentielles pratiques de la quantité de mouvement et les équations de continuité, respectivement, pour l'écoulement isentropique.

$$\frac{dP}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) = 0 \quad (23)$$

$$\rho VA = \text{constante} \quad (24)$$

À partir des deux équations ci-dessus, une relation entre le changement de zone d'écoulement et le changement de vitesse peut être dérivé comme indiqué par l'équation (27).

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}(1 - M^2) \quad (25)$$

D'après l'équation ci-dessus, il est clair que pour  $M < 1$ , un changement de surface provoque un changement de vitesse de signe opposé et changement de pression de même signe ; pour  $M > 1$  un changement de surface provoque un changement de vitesse de même signe et un changement de pression de signe opposé. La figure 13 résume ces relations. [30]

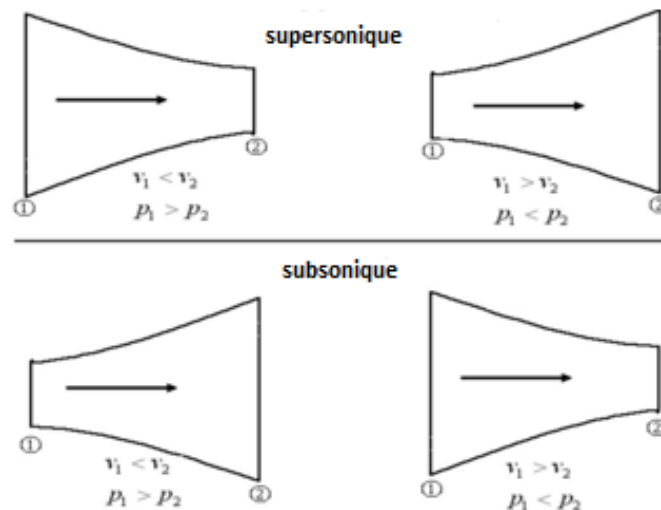


Fig. 13 - Formes de tuyère et de diffuseur pour écoulement subsonique et écoulement supersonique

[30]

### Tuyère primaire de l'éjecteur

Le débit primaire quitte la sortie de la tuyère comme supersonique lorsque la contre-pression est égale ou sous la pression de conception de la tuyère. Le nombre de Mach de sortie est fixé une fois que le rapport de surface,  $A_e/A_*$  près d'une gorge est instable en raison d'un gradient de pression ascendant et inverse. Plus isentropique le flux supersonique ne peut pas être ralenti à exactement  $M = 1$  au niveau d'une gorge car le flux sonique est spécifié.

En considérant la conservation de la masse et en remplaçant les équations (13), (16) et (17) dans l'équation (23), la relation entre  $A_e/A_*$  et le nombre de Mach est donné par l'équation (27).

$$\frac{A_e}{A_*} = \frac{1}{M} \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2}} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (26)$$

Où  $A_* = A_t$  est la zone du col de la buse. Toutes les autres propriétés du plan de sortie (pour flux isentropique) sont uniquement liées aux propriétés de stagnation par le nombre de Mach plan fixe selon les fonctions d'expansion isentropique, Équation (15) à (17). Les propriétés de l'écoulement isentropique à la sortie de la tuyère divergente i, e, c'est-à-dire  $T_e$ ,  $P_e$  et  $\rho_e$ ,  $A_e$  peut donc être calculé.

Dans la conception d'un éjecteur de gaz, la détermination de la taille de la tuyère primaire est la première étape. Basé sur la plage de fonctionnement donnée des conditions de stagnation, c'est-à-dire  $T_0$  et  $p_0$  à l'entrée primaire et débit massique souhaité avec un rapport thermique spécifique connu le diamètre de la gorge peut être déterminée par l'équation (23). Pour le débit d'air l'équation (27) est utilisée pour calculer le diamètre de sortie de la buse supersonique pour Nombre de Mach. Ainsi, la géométrie de la tuyère primaire est calculée par l'équation (23) et (27). Pendant ce temps, les propriétés d'écoulement au niveau du plan de sortie de la tuyère peuvent être calculées en utilisant les équations (15), (16) et (17).

### 1.4.13 Modèle 1D analytique d'un éjecteur

#### 1.4.13.1 Tuyère primaire supersonique

La figure 14 montre une tuyère primaire supersonique typique utilisée dans un éjecteur de gaz. L'entrée de la section de la tuyère, la section du col et la section de sortie sont représentées par 0, t et 1, respectivement. La tuyère primaire supersonique a été mentionnée précédemment, et l'équation (23) et l'équation (27) ont été dérivées pour calculer le débit massique maximal et le rapport de surface de la sortie de la tuyère au col de la tuyère. Un coefficient  $\eta_n$ , relatif au rendement isentropique de l'écoulement compressible dans la partie d'expansion divergente de la tuyère est utilisée.

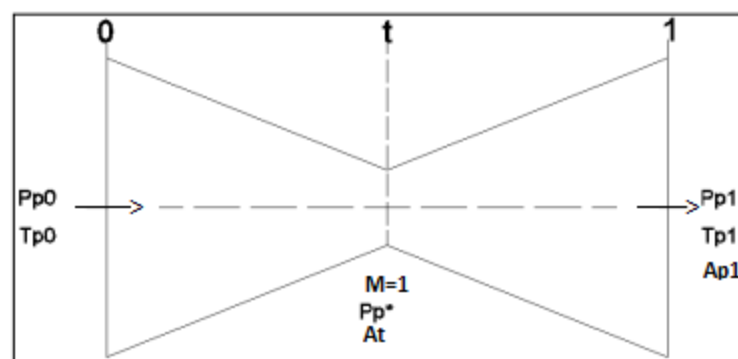


Fig. 14 - Tuyère primaire supersonique [30]

Pour la partie convergente à travers le col de tuyère, l'hypothèse isentropique est toujours adoptée. Les paramètres de débit.  $P_{p^*}$ ,  $T_{p^*}$ ,  $\rho_{p^*}$  et  $V_{p^*}$  au col de la tuyère peuvent être calculé à l'aide des équations (18), (19), (20) et (21). Selon l'équation (23), le débit massique du flux primaire est :

$$m_p = \frac{A_t P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{R_p \left( \frac{2}{\gamma_p + 1} \right)^{\frac{\gamma_p + 1}{\gamma_p - 1}}} \quad (27)$$

L'efficacité isentropique de la partie d'expansion divergente de la tuyère est définie comme

$$\eta_n = \frac{h_{p_0} - h_{p_1}}{h_{p_0} - h_{p_{1s}}} \quad (28)$$

Où  $h_{p_0}$  est l'enthalpie de stagnation (énergie totale) du flux primaire ;  $h_{p_1}$  est l'enthalpie de la sortie p1 en conditions réelles de fonctionnement ;  $h_{p_{1s}}$  est l'enthalpie de sortie sous conditions isentropique pour la même pression de sortie. L'équation d'énergie d'écoulement constant pour la tuyère illustré à la Fig.14 peut s'écrire :

$$h_{p_0} = h_{p_1} + \frac{V_{p_1}^2}{2} \quad (29)$$

Avec  $h = c_p T$ , l'équation (31) peut être obtenue à partir de l'équation (29)

$$\frac{T_{p_{1s}}}{T_{p_0}} = 1 - \frac{1}{\eta_n} \left( 1 - \frac{T_{p_1}}{T_{p_0}} \right) \quad (30)$$

Selon la fonction d'expansion isentropique, le rapport de la stagnation à la statique la température est

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (31)$$

Avec les relations isentropiques et les équations (31), (32) le rapport de pression de tuyère primaire peut être dérivé comme :

$$\frac{P_{p_1}}{P_{p_0}} = \left[ 1 - \frac{1}{\eta_n} + \frac{1}{\eta_n \left( 1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{p_1}^2 \right)} \right]^{\frac{\gamma_p}{\gamma_p - 1}} = f_1(\gamma_p, M, \eta_n) \quad (32)$$

Le débit massique à travers la tuyère est constant et peut être exprimé comme suit

$$m_p = \rho_p AV = PAM \left( \frac{\gamma_p}{R_p T} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (33)$$

Considérant la conservation de la masse, i.e.  $m_{p1} = m_{p^*}$ , c'est-à-dire le rapport de surface de la tuyère primaire de sortie à la gorge devient

$$\frac{A_{p1}}{A_t} = \frac{P_{p^*}}{P_{p1}} \frac{1}{M_{p1}} \left( \frac{T_{p1}}{T_{p^*}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (34)$$

En utilisant l'équation (32) et l'équation (33), l'équation (35) peut être exprimée comme suit :

$$\frac{A_{p1}}{A_t} = \frac{1}{M_{p1}} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma_p+1}{2(\gamma_p-1)}} \left[ 1 - \frac{1}{\eta_n} + \frac{1}{\eta_n \left( 1 + \frac{\gamma_p-1}{2} \right) M_{p1}^2} \right]^{\frac{-(\gamma_p+1)}{2(\gamma_p-1)}} \quad (35)$$

#### 1.4.13.2 Modèle de mélange à pression constante

Comme la montre la Fig. 15, la chambre de mélange se situe entre la section 1 et la section 2 à l'intérieur de laquelle la pression est supposée être uniforme. Si la vitesse de l'écoulement entièrement mélangé est supersonique  $M_{m2} > 1$  une onde de choc normale est supposée se produire dans la chambre de mélange constante entre la section 2 et section 3. La pression statique de l'écoulement mixte quittant la section 3 à la vitesse subsonique uniforme est augmentée dans le diffuseur. [30]

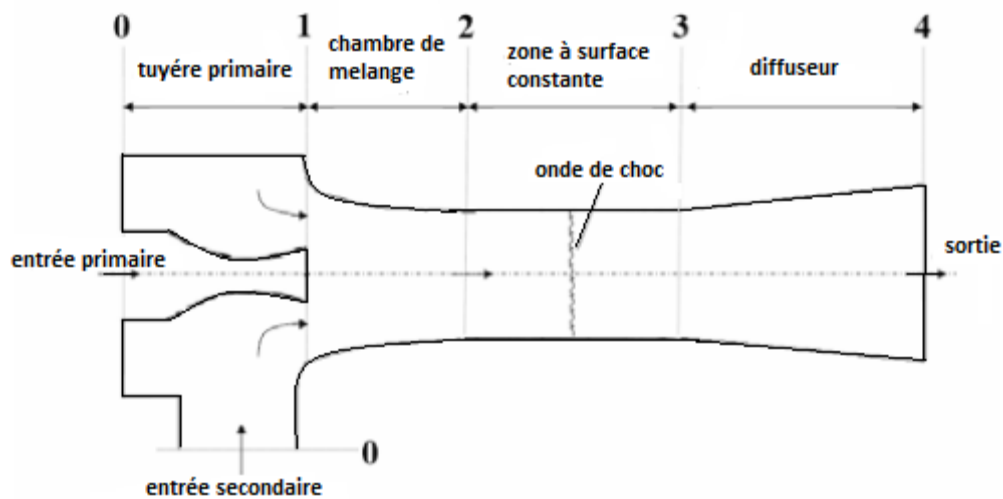


Fig. 15 - Modèle de flux d'éjecteur à pression constante [30]

Les flux primaire et secondaire à l'entrée de l'éjecteur et le flux mixte à la sortie de l'éjecteur sont dans des conditions de stagnation.

- (1) Les vitesses sont uniformes dans toutes les sections.
- (2) Le mélange des flux se produit à pression constante entre les sections 1 et 2

(3) Si l'écoulement mixte est supersonique à la section 2, une onde de choc se produira entre sections 2 et 3 et le flux est subsonique à la section 3

Cette section se concentrera donc sur les dérivations des équations pour les processus de mélange du flux primaire et du flux secondaire. Les équations de conservation de continuité, d'énergie et de quantité de mouvement ainsi que les relations de gaz parfaits sous ce qui précède des hypothèses sont appliquées pour analyser le champ d'écoulement dans le volume de contrôle illustré à la Fig. 16.

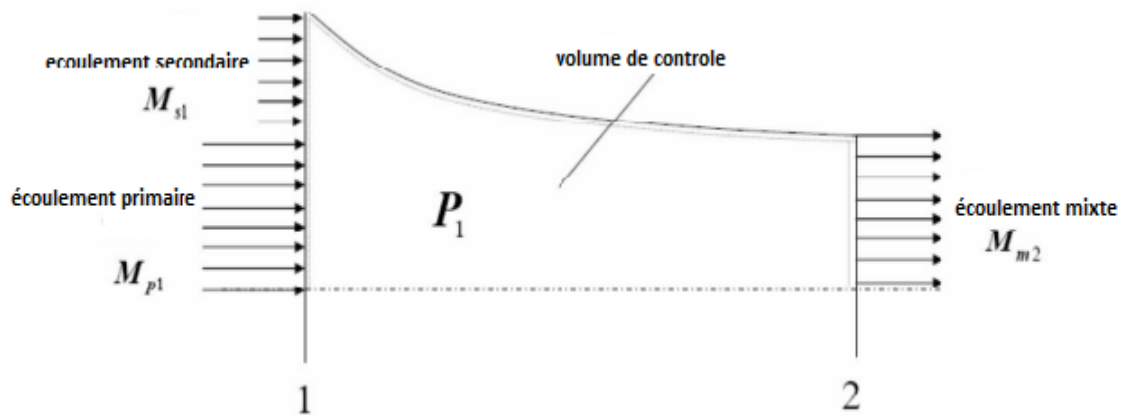


Fig. 16 - Volume de contrôle de la chambre de mélange à pression constante [30]

Selon l'hypothèse de pression constante

$$P_{p1} = P_{s1} = P_{m2} = P_1 \quad (36)$$

Par conséquent, le rapport de débit massique du flux secondaire au primaire à l'entrée du mélangeur. L'équation (16) peut être simplifiée comme suit :

$$\omega = \frac{A_{s1}}{A_{p1}} \left( \frac{T_{p0}}{T_{s0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{R_p}{R_s} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{f_2(\gamma_s, M_{s1})}{f_2(\gamma_p, M_{p1})} \quad (37)$$

Où,  $f_2(\gamma, M)$  est la fonction de débit massique définie par l'équation (17)  $M_{p1}$  et  $M_{s1}$  sont donnés par les équations suivantes :

$$M_{p1} = \frac{\sqrt{2 \eta_n \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_{p0}} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \right]}}{\sqrt{\gamma_p - 1} \left[ 1 - \eta_n \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_{p0}} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \right] \right]} \quad (38)$$



$$M_{s1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_s - 1} \left[ \left( \frac{P_1}{P_{s0}} \right)^{\frac{\gamma_s - 1}{\gamma_s}} - 1 \right]} \quad (39)$$

Le rapport de surface du flux secondaire au flux primaire peut être obtenu en réarrangeant l'Équation (38).

$$\frac{A_{s1}}{A_{p1}} = \left( \frac{T_{s0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{R_s}{R_p} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{f_2(\gamma_p, M_{p1})}{f_2(\gamma_s, M_{s1})} \omega \quad (40)$$

L'équation de continuité pour le volume de contrôle sélectionné dans la Fig. 16,

$$m_{p1} + m_{s1} = m_{m2} \quad (41)$$

Le rapport de surface de la sortie de la chambre de mélange à la sortie de la buse primaire peut être dérivé en remplaçant la fonction de débit massique  $f_2(\gamma, M)$  dans l'Équation (42).

$$\frac{A_{m2}}{A_{p1}} = \left( \frac{T_{m0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{f_2(\gamma_p, M_{p1})}{f_2(\gamma_m, M_{m2})} (1 + \omega) \quad (42)$$

Où,  $R_m$ ,  $\gamma_m$  et  $T_{m0}$  peuvent être calculés en utilisant l'équation (22), l'équation (23) et l'équation (25), respectivement. Pour concevoir un éjecteur de gaz à pression constante, on souhaite relier le rapport d'entraînement au rapport de surface de la gorge de la chambre de mélange au col de la tuyère primaire. Cette relation peut être dérivée en remplaçant l'équation (15) et l'équation (8) dans l'Équation (44).

$$\frac{A_{m2}}{A_t} = \frac{A_{m2}}{A_{p1}} \frac{A_{p1}}{A_t} \quad (43)$$

$$\frac{A_{m2}}{A_t} = (1 + \omega) \left( \frac{T_{m0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{(\gamma_p)^{\frac{1}{2}}}{f_2(\gamma_m, M_{m2})} \left( \frac{2}{\gamma_p + 1} \right)^{\frac{\gamma_p + 1}{2(\gamma_p - 1)}} \left[ 1 - \frac{(\gamma_p - 1)M_{p1}^2}{2\eta_n + \eta_n(\gamma_p - 1)M_{p1}^2} \right]^{\frac{-\gamma_p}{\gamma_p - 1}} \quad (44)$$

Étant donné que la pression statique dans la chambre de mélange est uniforme et constante, l'équation de conservation de la quantité de mouvement sur le volume de contrôle de la Fig. 16 peut être simplifiée pour être.

$$m_{p1}V_{p1} + m_{s1}V_{s1} = m_{m2}V_{m2} \quad (45)$$

Considérant l'équation de continuité ainsi que la définition de  $\omega$  l'équation (45) peut être encore simplifiée pour être :

$$V_{p1} + \omega V_{s1} = (1 + \omega)V_{m2} \quad (46)$$

La vitesse uniforme de l'écoulement à la sortie de la chambre de mélange est

$$V_{m2} = \frac{V_{p1} + \omega V_{s1}}{1 + \omega} \quad (47)$$

En utilisant les nombres de Mach pour remplacer les vitesses dans l'équation (47)

$$M_{m2} = \frac{M_{p1} + \omega M_{s1} \left(\frac{\gamma_s}{\gamma_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{R_s}{R_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_{s1}}{T_{p1}}\right)^{\frac{1}{2}}}{((1 + \omega) \left(\frac{\gamma_m}{\gamma_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{R_m}{R_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_{m2}}{T_{p1}}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (48)$$

Le  $T_{s1}/T_{p1}$  et  $T_{m2}/T_{p1}$  dans l'équation ci-dessus peut être obtenue en utilisant la relation isentropique entre la température et la pression :

$$\frac{T_{s1}}{T_{p1}} = \frac{T_{s0}}{T_{p0}} \left(\frac{P_{p0}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \left(\frac{P_{s0}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_s - 1}{\gamma_s}} \quad (49)$$

$$\frac{T_{m2}}{T_{p1}} = \frac{T_{m0}}{T_{p0}} \left(\frac{P_{p0}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \left(\frac{P_{m0}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_m - 1}{\gamma_m}} \quad (50)$$

Le  $T_{m0}/T_{p0}$  dans l'Équation (40) peut être calculé à l'aide de l'Équation (25).

$P_{m0}/P_1$  Peut être obtenu en utilisant la fonction isentropique :

$$\frac{P_{m0}}{P_1} = \left(1 + \frac{\gamma_m - 1}{2} M_{m2}^2\right)^{\frac{\gamma_m}{\gamma_m - 1}} \quad (51)$$

En remplaçant l'équation (40) et l'équation (41) dans l'équation (38), le nombre de Mach à la sortie de la chambre de mélange on obtient :

$$M_{m2} = \frac{\xi}{\psi} \sqrt{1 - \frac{\gamma_m - 1}{2} \left(\frac{\xi}{\psi}\right)^2} \quad (52)$$

Où,

$$\xi = M_{p1} + \omega M_{s1} \left(\frac{\gamma_s}{\gamma_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{R_s}{R_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_{s1}}{T_{p1}}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (53)$$

$$\psi = (1 + \omega) \left(\frac{\gamma_m}{\gamma_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{R_m}{R_p}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_{m0}}{T_{p0}}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_{p0}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_p - 1}{2\gamma_p}} \quad (54)$$

Si la vitesse est supersonique après mélange à pression constante, soit i.e.,  $M_{m2} > 1$  une onde de choc se produira entre la section 2 et la section 3. En supposant que le flux mixte après le choc subit un processus isentropique, il a une pression uniforme  $P_{m3}$  dans la rubrique zone constante. Les paramètres suivants après l'onde de choc peuvent être calculés par les relations dynamiques des gaz suivantes.

$$\frac{P_{m3}}{P_{m2}} = \frac{2\gamma_m}{\gamma_m+1} M_{m2}^2 - \frac{\gamma_m-1}{\gamma_m+1} \quad (55)$$

$$\frac{T_{m3}}{T_{m2}} = \left(\frac{\gamma_m-1}{\gamma_m+1}\right)^2 \left(\frac{2\gamma_m}{\gamma_m-1} M_{m2}^2 - 1\right) \left[\frac{2}{(\gamma_m-1)M_{m2}^2} + 1\right] \quad (56)$$

$$M_{m3}^2 = \frac{M_{m2}^2 + \frac{2}{\gamma_m-1}}{\frac{2\gamma_m}{\gamma_m-1} M_{m2}^2 - 1} \quad (57)$$

#### 1.4.13.3 Diffuseur subsonique

En utilisant la définition de l'efficacité du diffuseur, qui est similaire à celle de la tuyère défini le rendement dans l'équation (8), le rapport de pression du diffuseur peut être obtenu par :

$$\frac{P_4}{P_{m3}} = \left[1 + \eta_d \frac{\gamma_m-1}{2} M_{m3}^2\right]^{\frac{\gamma_m}{\gamma_m-1}} \quad (58)$$

De plus, le taux de compression global à travers l'éjecteur de gaz peut être trouvé à partir de l'expression suivante : [30]

$$\frac{P_4}{P_{s0}} = \frac{P_4}{P_{m3}} \frac{P_{m3}}{P_{p1}} \frac{P_{p1}}{P_{p0}} \frac{P_{p0}}{P_{s0}} \quad (59)$$

#### 1.4.14 Conclusion

Une étude bibliographique a été élaborée au début de ce chapitre.

Les études sur le système à éjecto-compresseur ont fait l'objet d'un grand nombre de publications. De nombreux travaux théoriques et expérimentaux ont été menés sur les éjecteurs, et en particulier ceux à finalité frigorifique. Dans les études théoriques, différentes approches ont été examinées, empiriques ou phénoménologiques, numériques ou analytiques, globales ou détaillées. Ces différentes voies, explorées en vue de l'amélioration des performances, ont fait apparaître des groupes de paramètres qui déterminent le système à éjecteur à savoir, les conditions thermodynamiques de fonctionnement, les paramètres géométriques et la nature du fluide.

Dans ce chapitre l'éjecteur a été défini et décrit, avec ses deux modèles, éjecteur à pression constante et à section constante, le principe et les différents modes de fonctionnement, les avantages et les inconvénients, les fluides frigorifères, le modèle mathématique adéquat, on était étudié.

# **CHAPITRE 2**

## **Simulation numérique de l'éjecteur**

## **2.1 Introduction.**

Pour l'obtention des informations qualitatives et quantitatives sur des processus tels que l'écoulement d'un fluide ou le transfert de chaleur, on utilise d'un côté des calculateurs électroniques et d'un autre côté des disciplines tels que, les mathématiques, l'informatique et la physique du problème étudié.

La qualité des résultats obtenus dépend essentiellement du niveau de complexité du problème étudié, des logiciels utilisés (pre-processing, simulation et post-processing), de la machine de calcul disponible (capacité de stockage, mémoire vive et fréquence de l'horloge du processeur) et du savoir-faire de l'utilisateur (maîtrise et spécialisation dans le domaine étudié et expérience dans le domaine de la simulation numérique).

## **2.2 Les avantages de la simulation numérique.**

La simulation numérique permet la réduction du temps de la conception (design) et du développement d'un projet donné. Ainsi on peut tester un large éventail de conditions très difficiles, voire impossible à réaliser expérimentalement dont la mesure d'un champ global de pression ou de température. En simulation numérique l'obtention de toutes les variables dans la totalité du domaine de calcul est réalisée avec un minimum d'efforts. La conduite d'une étude numérique devient de plus en plus économique est abordable contrairement aux études expérimentales.

La dynamique des fluides computationnelle (CFD) est la science de la prédiction d'écoulement de fluide, transfert de chaleur, transfert de masse, réactions chimiques et phénomènes connexes en résolvant les équations mathématiques qui régissent ces processus en utilisant un processus numérique. L'analyse (CFD) complète les tests et l'expérimentation et réduit l'effort total requis dans le laboratoire.

## **2.3 Méthodes Numériques**

La discrétisation des équations aux dérivées partielles a pour but de transformer le problème continu en un problème discret, de façon à pouvoir assurer sa résolution par des méthodes numériques telle que la méthode des éléments finis, la méthode de différences finies et la méthode des volumes finis. Cette dernière est la plus utilisée actuellement dans les codes de simulation numérique.

## **2.4 Les méthodes de simulation**

Les principales méthodes de simulation qu'on peut appliquer dans le cas des écoulements sont :

Simulation des échelles urbaine (Reynolds Average Navier Stokes Equations) (RANS).

Simulation des grandes échelles ou (Large Eddy Simulation Model) (LES).

Simulation numérique directe ou (Direct Numerical Simulation) (DNS).

### 2.4.1 Approche RANS (Reynolds Average Navier Stocks Equations)

Cette approche est pour décrire l'écoulement dans la couche de surface urbaine. Elle est appelée approche statistique de Reynolds et consiste à ne s'intéresser qu'aux caractéristiques moyennes de l'écoulement. Elle repose sur la décomposition des variables en une valeur moyenne et une valeur fluctuante.

### 2.4.2 La simulation des grandes échelles (LES)

Une approche (LES) est basée sur une technique de filtrage permettant la séparation de variables du champ d'écoulement, seules les plus grandes échelles de mouvement sont résolues alors que l'action des petites échelles est représenté par un modèle sous-maille. Les équations issues du filtrage sont appelées « équations filtrées de Navier Stokes.

### 2.4.3 La simulation numérique directe – Direct Numerical simulation (DNS)

La DNS est une solution numérique des équations tridimensionnelles instationnaires de Navier-Stokes, obtenue sans aucune modélisation préalable. Le terme « direct » fait référence au fait que toutes les échelles de temps et d'espace de l'écoulement sont simulées. L'obtention des données statistiques sur l'écoulement est du coup reportée après résolution.

L'avantage de cette méthode est l'information très détaillées (champ de vitesse, pression, ...) en chaque point du domaine et à chaque instant désignant la DNS telle une véritable expérience numérique.

Les défauts de cette méthode est l'utilisation limitée à des géométries relativement simples et des nombres de Reynolds modérés. Temps de calcul très long. Elle nécessite des superordinateurs.

## 2.5 Modèles de turbulence

L'une des difficultés de la résolution des équations de Navier et stocks reste l'emploi d'un schéma de turbulence indispensable, pour la simulation d'un écoulement turbulent.

Il s'agit alors de trouver le modèle qui peut prendre en compte avec précision, la réalité physique de l'écoulement.

Plusieurs schémas sont disponibles dont une brève description est donné ci-dessous.

K- $\varepsilon$  K- $\omega$  et SST

Les modèles K- $\varepsilon$  de wilkocx (1986) et K- $\omega$  de menter (1994), sont intégrés dans la plupart des logiciels de dynamique des fluides. Ces modèles sont basés sur l'énergie cinétique K et son taux de dissipation  $\varepsilon$ , ou sur la fréquence caractéristique de la turbulence  $\omega$ . Ils utilisent la viscosité, turbulente pour relier les contraintes de Reynolds et les termes du flux turbulent, aux variables moyennes de l'écoulement et emploient l'hypothèse du gradient de diffusion, pour relier les contraintes de Reynolds, aux gradients de vitesse moyenne et à la viscosité turbulente, qui est calculé à partir de l'énergie K.

Les modèles standards, à deux équations, fournissent de bonnes perceptions, pour un grand nombre d'applications.

Le modèle K- $\epsilon$ , est un modèle simple, performant et économique, mais il a une mauvaise prise en compte des phénomènes de décollement des couches limites. Dans ce cas le modèle K- $\omega$ , a une bonne prédiction de la séparation de la couche limite et son rattachement

Pour les écoulements à forte anisotropie, un autre modèle dit SMC (full second moment closure) a été développé.

Une amélioration importante sur le modèle K- $\omega$ , en termes de prévisions de séparation de l'écoulement, a été réalisée par le modèle SST (shear stress transport). Ce modèle a l'avantage de coupler un schéma, K- $\epsilon$  et k- $\omega$ . Le plus grand inconvénient du modèle SST est le grand nombre d'équations additionnelles de transport (7 équations à résoudre), qui réduisent la stabilité numérique et augmentent le temps de calcul. [34]

## **2.6 Le modèle numérique utilisé (Simflow, OpenFOAM)**

### **2.6.1 Simflow (interface graphique qui utilise, OpenFOAM)**

#### **2.6.1.1 Définition**

Les origines de Simflow remontent à 2012. La première version de Simflow est sortie en 2013.

Simflow est un puissant logiciel CFD polyvalent .Il combine une interface utilisateur graphique intuitive avec les avantages des bibliothèques open-source OpenFOAM.

Avec Simflow, on peut, créer et importer le maillage, définir les conditions aux limites, paramétrer le cas, lancer la simulation, calculez en parallèle, résultats de post-traitement avec Paraview.

Comme Outil numérique complet, Simflow propose des fonctionnalités pour traiter des phénomènes tels que, écoulements de fluides compressibles et incompressibles, écoulements turbulents, transfert de chaleur, écoulements multiphasiques, cavitation, réactions chimiques.

Ces processus peuvent être modélisés dans des référentiels fixes et rotatifs ou à l'aide d'un maillage dynamique. Si nécessaire, il est également possible de traiter un matériau solide comme un milieu poreux.

Simflow est utilisé en CFD aérodynamique et en CFD de transfert de chaleur

#### **2.6.1.2 Simflow Version 4.0**

Pour effectuer les maillages et les simulations, le logiciel Simflow Version 4.0 a été utilisé. Comme on a déjà cité, il s'agit d'un logiciel permettant de résoudre les équations de Navier-Stokes en 2D, 2D axisymétrique et 3D pour des écoulements qui peuvent être monophasiques ou multiphasiques. Cela concerne plusieurs types d'écoulements comme les écoulements à surface libre, stratifiés, à particules ou à bulles, compressible ou incompressible, stationnaire ou instationnaire.

## 2.6.2 OpenFOAM (code de calcul)

### 2.6.2.1 Définition

OpenFOAM est une Boîte à outils (ToolBox) par Open Source et programmable, utilisé dans la dynamique des fluides computationnelle. OpenFOAM a été créé et publié, dans l'année 1989, sous le nom de "MOUSSE" Et publié comme «OpenFOAM» en décembre 2004.

Les caractéristiques d'OpenFOAM pour la dynamique des fluides et la modélisation physique sont, la modélisation de la turbulence, la modélisation thermo physique, le transport, la rhéologie, etc...

Pour l'analyse de données sont, le Post-traitement Paraview, l'interface de ligne de commande de post-traitement (CLI), la représentation graphique et la surveillance des données.

Pour la Géométrie et les maillages c'est :

La génération de maillage pour des géométries complexes avec SnappyHexMesh

La génération de maillage pour des géométries simples avec blockMesh

Les outils de conversion de maillage

Les outils de manipulation de mailles

Pour la Solution numérique c'est la méthode numérique, les solveurs de système linéaire et les solveurs de système ODE

OpenFOAM est distribué avec plus de 90 solveurs adaptés à différents cas (écoulement incompressible monophasique, écoulement biphasé compressible, combustion, suivi de particules, DNS, etc.).

## 2.7 Géométrie

### 2.7.1 Gmsh

Gmsh Est un logiciel de maillage par éléments finis développé par (Christophe Geuzaine et Jean-François Remacle), publié sous une licence GPL. C'est un logiciel libre.

Gmsh contient (4) modules :

- 1• un module de géométrie.
- 2• un module de maillage.
- 3• un module solveur.
- 4• un module de post-traitement.

Gmsh dispose d'une capacité à prendre en compte des équations paramétriques simples dans son Prétraitement, et d'un système de visualisation efficace dans son mécanisme de post-traitement.

### 2.7.2 Le module géométrie

Le logiciel Gmsh a été utilisé pour la conception de l'éjecteur. Son utilisation nécessite la connaissance de ses différentes fonctionnalités, comme illustré sur la figure 17.

La figure 17 représente l'aspect du menu à chaque étape conduisant à la création, d'une



entité élémentaire(4), puis d'un point (5), puis d'une ligne (6), puis d'une surface(7) par ouverture de la fenêtre contextuelle dédiée.

Les points de la géométrie ont été récupérés par l'utilisation d'un programme fortran, basé sur la formulation théorique de la dynamique des gaz (écoulement compressible).

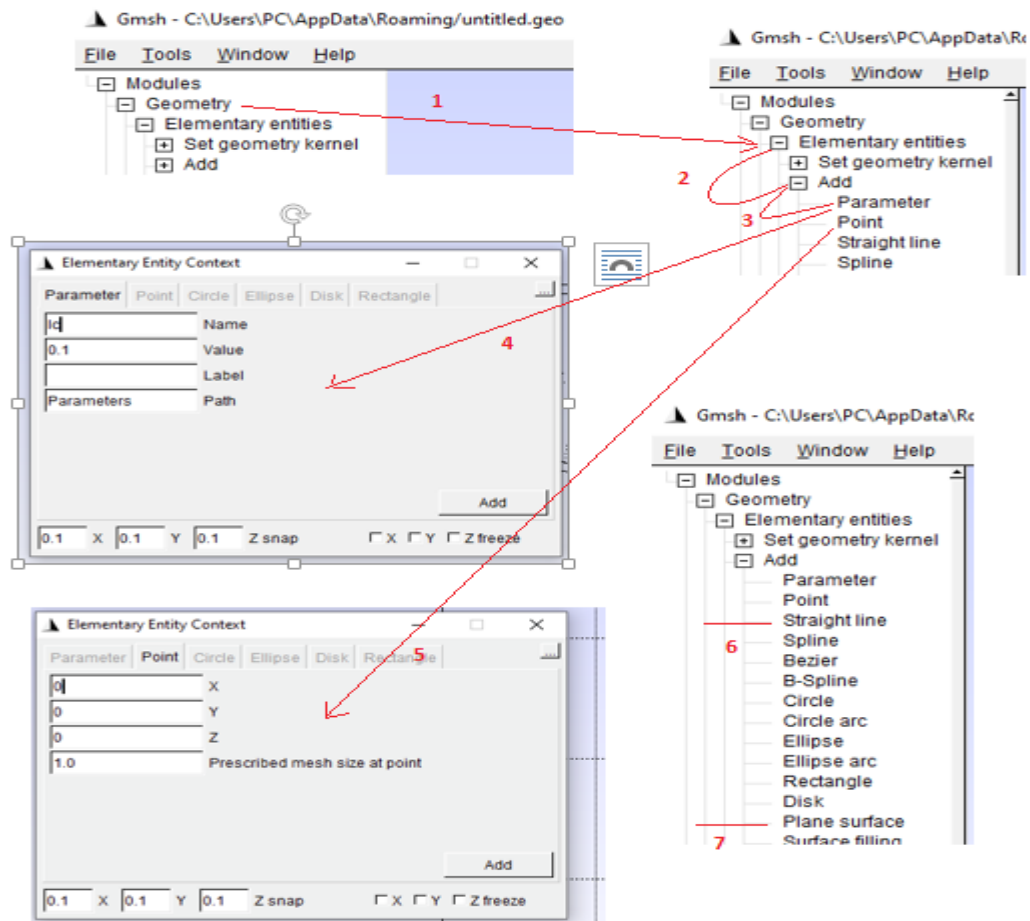


Fig. 17 - Fonctionnalités du Gmsh pour la conception de la géométrie

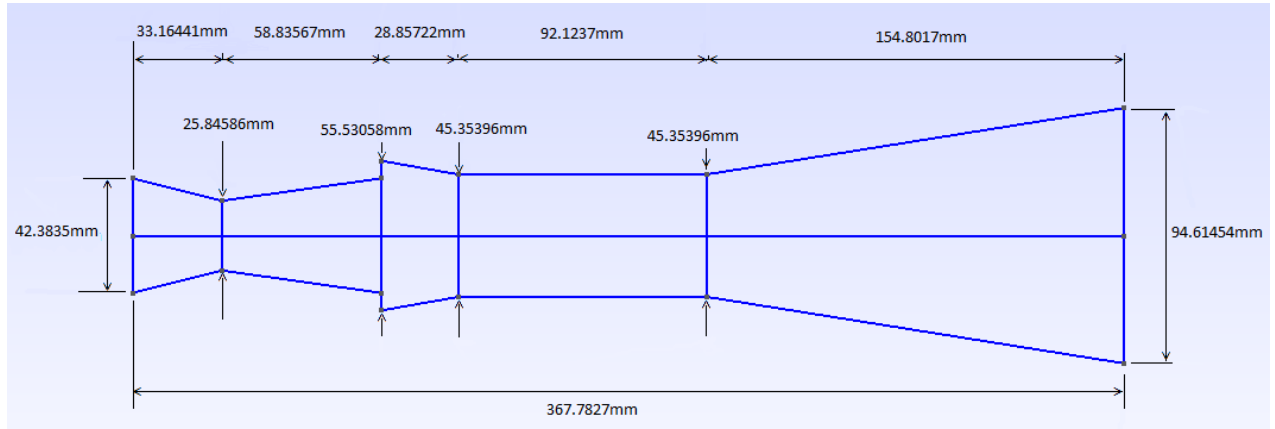
### 2.7.3 Conception géométrique

Le logiciel Gmsh a été utilisé pour la conception des formes géométriques nécessaires à notre étude.

Une première conception était réalisée pour un éjecteur avec une chambre de mélange (section constante) de longueur  $L$ , présenté sur la figure 18

**Tableau 2 - Points de la géométrie pour le premier cas**

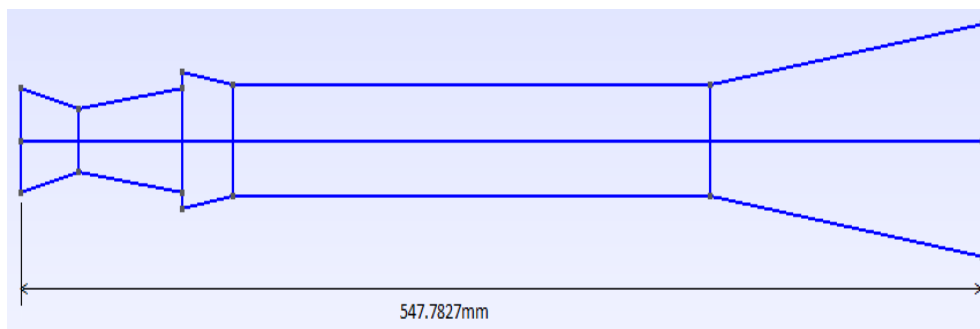
Points	Coordonnées
Point(1) =	{0, 0, 0, 1}
Point(2) =	{0, 21.19175, 0, 1}
Point(3) =	{33.16441, 12.92293, 0, 1}
Point(4) =	{92.00008, 21.19175, 0, 1}
Point(5) =	{92.00008, 27.76529, 0, 1}
Point(6) =	{120.8573, 22.67698, 0, 1}
Point(7) =	{212.981, 22.67698, 0, 1}
Point(8) =	{367.7827, 47.30727, 0, 1}
Point(9) =	{367.7827, 0, 0, 1}

**Fig. 18 - Géométrie de l'éjecteur (premier cas)**

Une deuxième conception a été réalisée pour le même éjecteur, modifiée en sa longueur de chambre de mélange à section constante. Présenté sur la figure 19.

**Tableau 3 - Points de la géométrie pour le deuxième cas**

Points	Coordonnées
Point(1) =	{0, 0, 0, 1}
Point(2) =	{0, 21.19175, 0, 1}
Point(3) =	{33.16441, 12.92293, 0, 1}
Point(4) =	{92.00008, 21.19175, 0, 1}
Point(5) =	{92.00008, 27.76529, 0, 1}
Point(6) =	{120.8573, 22.67698, 0, 1}
Point(7) =	{392.981, 22.67698, 0, 1}
Point(8) =	{547.7827, 47.30727, 0, 1}
Point(9) =	{547.7827, 0, 0, 1}

**Fig. 19 - Géométrie de l'éjecteur (deuxième cas)**

## 2.8 Création du maillage

**Premier cas :** (éjecteur à Longueur de chambre de mélange L)

L'écoulement est compressible et instationnaire, le butane (R600) est utilisé comme fluide de travail

C'est un maillage structuré hexaédrique (figure 20). Les mailles sont raffinées à l'entrée de la tuyère secondaire (figure 21).

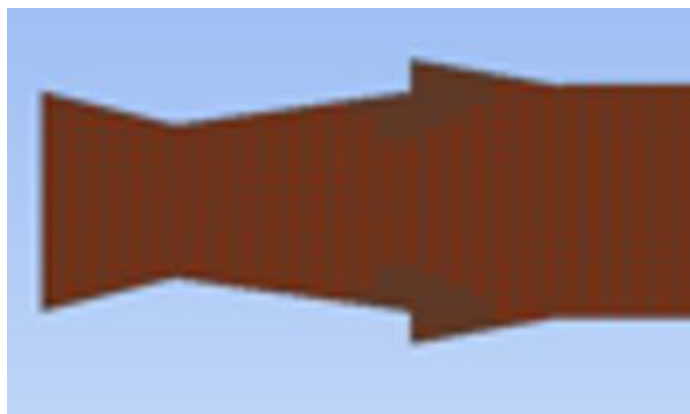
Le nombre de cellules est : 2475 cellules

Le nombre de nœuds est : 5224 nœuds

Régime de l'écoulement : Turbulent



**Fig. 20 - Maillage structurée de l'éjecteur (premier cas)**



**Fig. 21 - Maillage Raffinée au niveau de l'entrée secondaire de l'éjecteur (premier cas)**

**Deuxieme cas :** éjecteur à longueur de chambre de mélange plus longue de  $(L+ 0.5L)$

C'est un maillage structuré hexaédrique. Les mailles sont raffinées à l'entrée de la tuyère secondaire

L'écoulement est compressible et instationnaire, le butane (R600) est utilisé comme fluide de travail

C'est un maillage structuré hexaédriques (figure22). Les mailles sont raffinées à l'entrée de la tuyère secondaire (figure23).

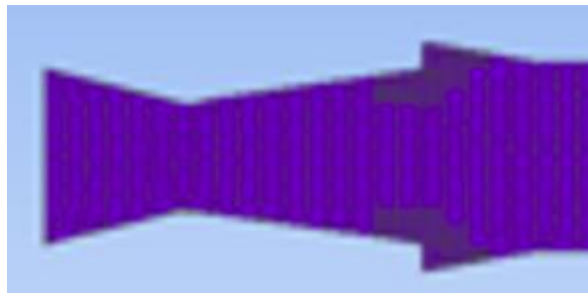
Le nombre de cellules est : 2616 cellules

Le nombre de nœuds est : 5598 nœuds

Régime de l'écoulement : Turbulent

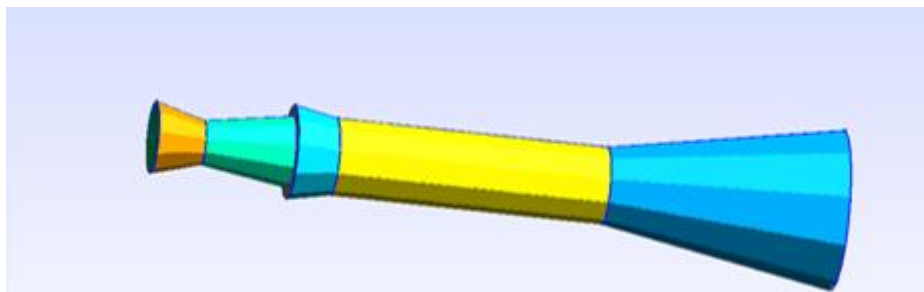


**Fig. 22 - Maillage structurée de l'éjecteur (deuxieme cas)**



**Fig. 23 - Maillage Raffinée au niveau de l'entrée secondaire de l'éjecteur (deuxieme cas)**

Une vue en 3D de l'éjecteur réalisé est représenté sur la figure 24



**Fig. 24 - L'éjecteur en 3D**

## 2.9 Critères de convergence

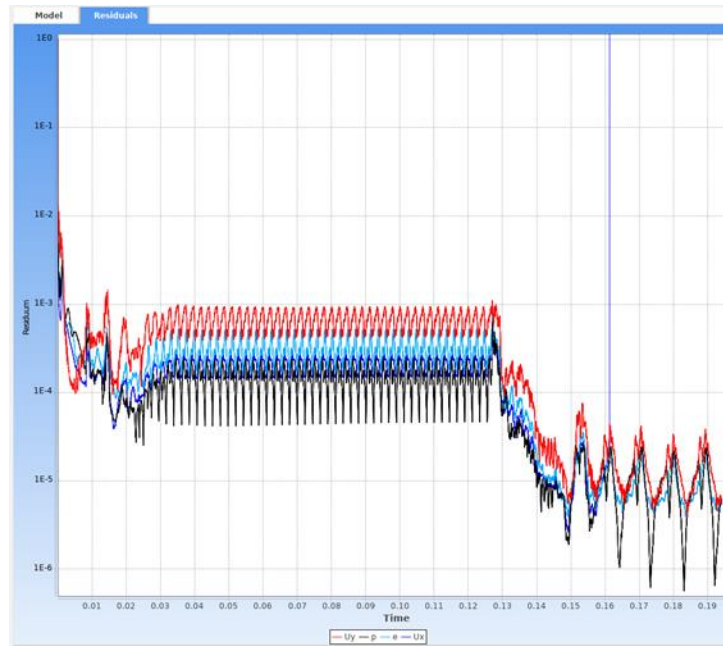
**Premier cas :** (longueur de la chambre de mélange L)

Après plusieurs tests effectués nous avons obtenus le résultat suivant

Le temps d'itérations  $\Delta t = 10^{-6}$

Le phénomène est instationnaire

Le calcul est convergent avec onde de choc



**Fig. 25 - Convergence de calculs**

**Deuxieme cas :** (longueur de la chambre de mélange  $L+0.5L$ )

Plusieurs test ont été effectués.

Le temps d'itérations  $\Delta t = 10^{-5}$

Le phénomène est instationnaire

Le calcul est convergent



**Fig. 26 - convergence de calculs**

## 2.10 Conditions aux limites.

L'éjecteur a deux flux distincts comme entrées et une sortie. Les vitesses d'entrée et de sortie sont considérées comme faibles par rapport à la plage de vitesses rencontrée dans l'éjecteur, de sorte que les conditions limites sont spécifiées pour la pression et la température de stagnation aux entrées primaires et secondaires et une pression statique pour la sortie du diffuseur. Les valeurs sont supposées être fixées lors de tous les calculs CFD (Valeurs voir Tab 4)

**Tableau 4 - Conditions aux limites de l'éjecteur**

	Pressions (Pa)	Températures (°k)
Entrée primaire	$P_p = 350000$	$T_p = 390$
Entrée secondaire	$P_s = \text{zéro gradient}$	$T_s = 255$
Sortie diffuseur	$P_{\text{sortie}} = 250000$	$T_{\text{sortie}} = 361$

## 2.11 Fluide utilisé

Le fluide choisi pour notre travail est le butane, (R600) est un hydrocarbure classé comme réfrigérant naturel. Il a de faibles impacts sur l'environnement. Il peut être utilisé pour refroidir les congélateurs, les armoires et vitrines réfrigérées, les chambres froides commerciales, etc. Toutefois, ce gaz est extrêmement inflammable, il ne faut pas dépasser une certaine limite de charge sur les installations.

## 2.12 Principales caractéristiques du butane (voir Tab 5)

**Tableau 5 -Les Principales caractéristiques du butane [32]**

Les caractéristiques du gaz butane	
Rho	2.489
nu	2.96E-06
mu	7.28E-06
beta	0.673
Cp	2.30E+03
molWeight	5.81E+01
DT	5.54E-06

### 2.13 Conclusion

Dans ce chapitre, l'étude a été débuter par une introduction à la simulation numérique de l'éjecteur. Les méthodes de simulation, les modèles de turbulence et les logiciels utilisés pour la simulation ont été cités.

Le premier pas à la simulation était la géométrie, assurée par le logiciel Gmsh.

Dessiner l'éjecteur, à partir des points récupérés par l'utilisation d'un programme Fortran, basé sur la formulation théorique de la dynamique des gaz (écoulement compressible). Deux modèles ont été réalisés le premier avec une chambre de mélange L, le deuxième avec les mêmes paramètres géométriques sauf que la longueur de la chambre de mélange a été allongée. Le fichier de la géométrie est exporté vers le logiciel Simflow pour l'étape suivante, qui est le maillage et le traitement.

Le maillage réalisé est structuré hexaédrique. Les mailles sont raffinées à l'entrée de la tuyère secondaire, l'opération est réalisée pour les deux cas d'éjecteurs. Le nombre de nœuds et de mailles du deuxième modèle est supérieur à celui du premier.

L'étape du traitement est de fixer les paramètres de la simulation tel que, le modèle de turbulence (laminaire), l'écoulement (compressible), instationnaire, les conditions aux limites (pressions et températures), les caractéristiques du fluide utilisé (le butane), fixer le temps et le pas de temps, puis lancer la simulation. La visualisation et le traçage des courbes est assurée par le logiciel Paraview.

Ainsi l'étude a été faite pour les différents phénomènes qui se déroulaient tout au long de l'éjecteur en fonction des variations thermodynamiques et géométriques.

Les résultats du premier cas avec le deuxième ont été comparés et analysés, avec l'impact des modifications géométriques en se basant sur la visualisation et les courbes représentatives des différentes variations.

Les résultats montrent que les performances de l'éjecteur dépendent beaucoup de ses conditions de fonctionnement et de sa géométrie, dont la longueur de la chambre de mélange (gorge) fait partie. Il s'ensuit qu'un éjecteur s'adapte assez mal à un fonctionnement hors conditions de conception.

# **CHAPITRE 3**

## **Résultats et Discussion**



### 3.1 Introduction

Après achèvement de la simulation numérique, la dernière tâche est la procédure à la visualisation des différents phénomènes et à l'interprétation des courbes, pour les différentes grandeurs physiques, à savoir, la vitesse  $U$ , le nombre de mach  $Ma$ , la pression  $P$ , la température  $T$  et la masse volumique  $\rho$ . La discussion des résultats nous amène à évaluer l'effet de la longueur de la chambre de mélange sur les performances de l'éjecteur.

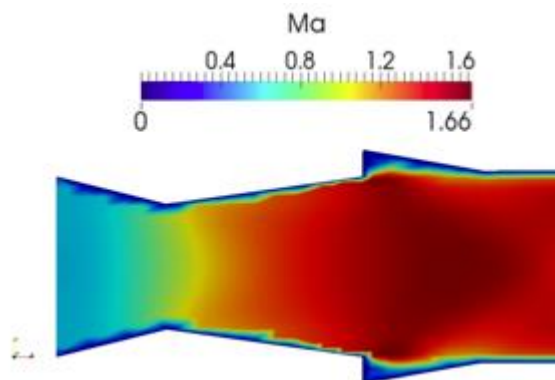
### 3.2 Le Paraview (présentation générale du post-traitement)

Paraview est une application d'analyse et de visualisation de données open source et multi-plateforme. Les utilisateurs de Paraview peuvent créer rapidement des visualisations pour analyser leurs données à l'aide de techniques qualitatives et quantitatives. L'exploration des données peut être effectuée de manière interactive en 3D ou par programmation à l'aide des capacités de traitement par lots de Paraview.

La visualisation est le processus de conversion des données brutes en images et en rendus pour acquérir une meilleure compréhension cognitive des données. Paraview utilise VTK, la boîte à outils de visualisation et du traitement des données.

Paraview est un outil polyvalent avec un large éventail d'applications. En plus de la mise à l'échelle de petites à grandes données, Paraview fournit de nombreux algorithmes de visualisation à usage général ainsi que certains spécifiques à des disciplines scientifiques particulières.

### 3.3 Le comportement de l'écoulement dans le convergent-divergent (Validation des Résultats)



**Fig. 27 - résultat numérique du champ de Ma dans le convergent divergent**

Sur la figure 27, on constate que l'écoulement pénètre dans la tuyère primaire, avec un régime subsonique ( $Ma < 1$ ), pour atteindre une vitesse sonique au col  $m=1$  au col en mode sonique, son nombre de mach est égal à 1 ( $Ma=1$ ), .Dans la partie divergente de la tuyère, l'écoulement continue à s'accélération et devient supersonique ( $Ma > 1$ ). Ses résultats numériques sont en parfaite concordance avec la théorie des écoulements compressibles dans la tuyère de l'aval.

### 3.4 Les variations des différentes grandeurs physiques à travers l'éjecteur.

#### 3.4.1 Premier cas (chambre de mélange à section constante à longueur L)

##### La vitesse U

La figure 28 représente le contour de vitesse sur un plan vertical qui passe par le centre de l'éjecteur, l'écoulement passe par la tuyère primaire convergent-divergent, destiné à produire un écoulement à vitesse supersonique. L'écoulement est isentropique le gaz entre à des conditions subsoniques, l'écoulement s'accélère dans le convergent et atteint la vitesse sonique au col (section minimale,  $Ma=1$ ). L'énergie de l'écoulement est suffisante pour que la vitesse continue à augmenter dans le divergent qui donne un régime supersonique.

Au niveau de la chambre d'aspiration le flux secondaire est aspiré et entraîné par le flux primaire du même gaz, dans laquelle la pression est supposée être uniforme. La vitesse de l'écoulement entièrement mélangé est supersonique ( $Ma>1$ ) résulte la formation d'une onde de choc normale dans la conduite à section constante de la chambre de mélange. Cette dernière provoque une chute brusque de la vitesse et du nombre de Mach.

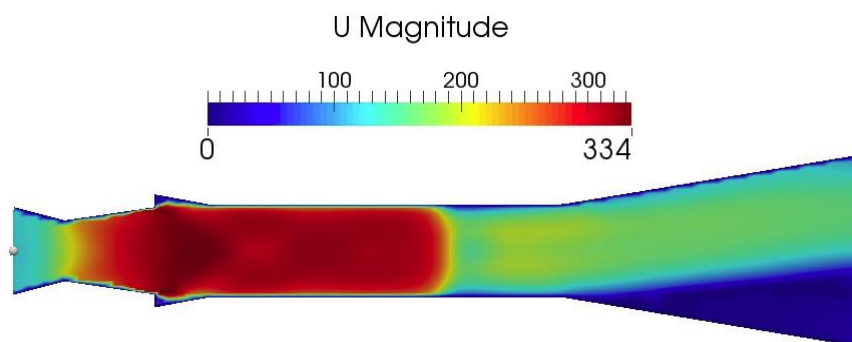


Fig. 28 - Profil de vitesse U le long de l'éjecteur

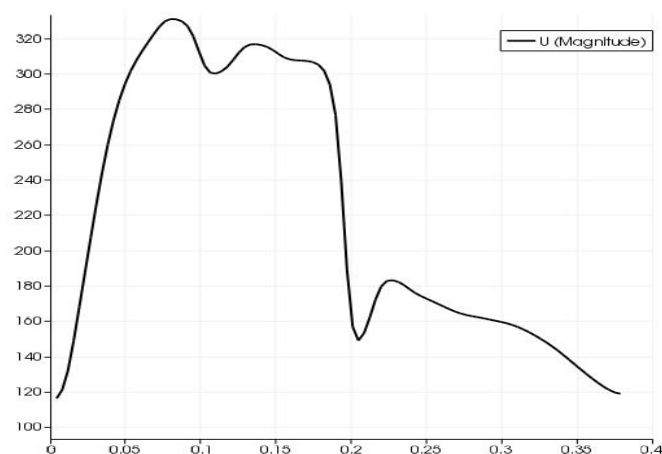


Fig. 29 - Courbe de la variation de la vitesse U (m/s) le long de l'éjecteur

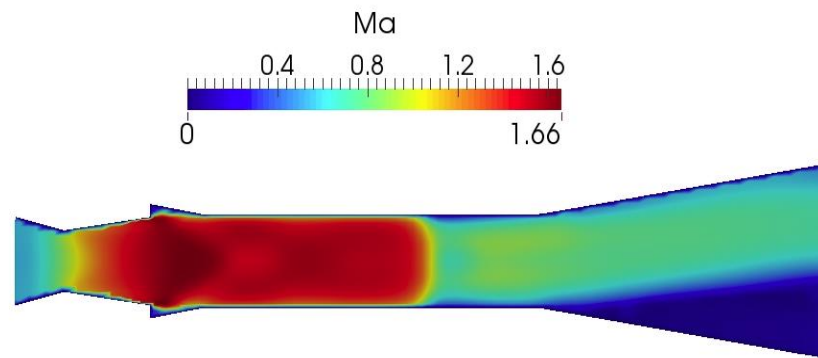
La figure 29 représente l'évolution de la composante horizontale (suivant l'axe x) de la vitesse en fonction de la longueur de l'éjecteur. Le flux pénètre au niveau de la tuyère primaire à une vitesse voisinant 120m/s pour être augmenter rapidement et atteindre un pic maxi voisinant 330 m/s (à  $L \approx 0.08\text{m}$ ) qui correspond à la chambre de mélange (convergent) (section L2).

Au niveau de cette zone, une onde de choc oblique se crée et se dirigeant vers la section constante de la chambre de mélange provoquant une perturbation de vitesse dans la section L3 pour des vitesses de 320m/s, 300m/s, 305m/s une longueur  $L \approx 0.08\text{m}$  à  $L \approx 0.2\text{m}$

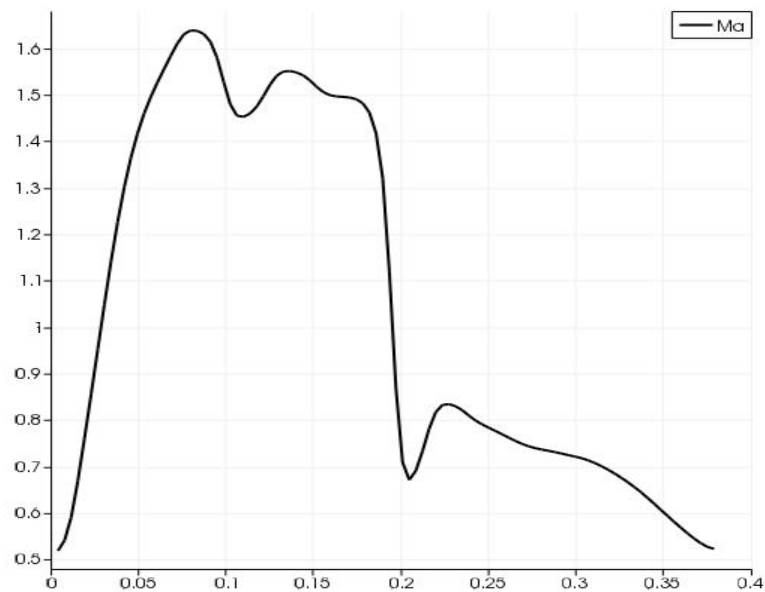
La naissance d'une onde de choc normale qui produit une chute de vitesse atteignant les 150m/s et une augmentation de pression avec un amortissement allons vers la direction de l'écoulement jusqu'à ce que le régime deviens stable est subsonique, un petit regain de la vitesse puis une chute au niveau du diffuseur.

### **Nombre de Mach Ma**

La figure 30 traduit le résultat numérique du champ du nombre de Mach Ma le long de l'éjecteur. Au niveau du col c'est la surface critique, le nombre de Mach soit égal à 1 ( $Ma= 1$ ). Au niveau de la chambre d'aspiration, les deux flux primaire et secondaire sont mélangé et le nombre de Mach atteint sa valeur maximal, puis se stabilisé après une petite perturbation, due à l'onde de choc oblique créé au niveau de la sortie du mélangeur. A une distance de la chambre de mélange à section constante une onde de choc droite est créé provoquant un changement de mode du super sonique au subsonique, l'écoulement termine son parcourt avec le même mode, au niveau du diffuseur puis à la sortie de l'éjecteur.



**Fig. 30 - Profil du nombre de mach Ma le long de l'éjecteur**



**Fig. 31 - Courbe de la variation du Nombre de Mach Ma le long de l'éjecteur**

Sur la figure 31 on constate que le gaz pénètre dans la tuyère primaire, avec un mode subsonique ( $Ma < 1$ ), pour arriver au col en mode sonique, son nombre de mach est égal à 1 ( $Ma = 1$ ), ( $L \approx 0.02$ ). Dans la partie divergente de la tuyère, le gaz change de mode et devient supersonique ( $Ma > 1$ )

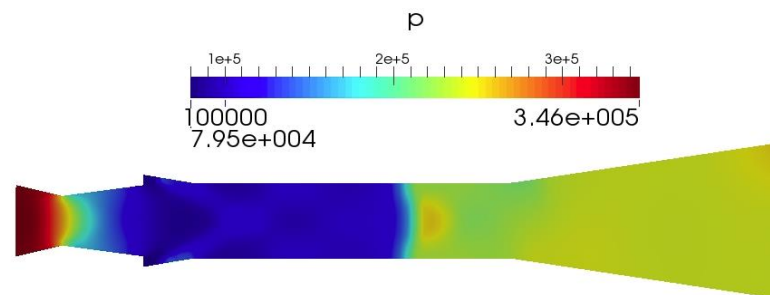
Au niveau de la chambre d'aspiration, le flux atteint sa vitesse maxi avec un nombre de mach  $Ma$  d'environ 1.7 avec création d'une onde de choc oblique qui provoque des perturbations. Dans la chambre de mélange à  $L \approx 0.2m$ , naissance d'une onde de choc normale droite provoquant un changement de mode du supersonique ( $Ma \approx 1.48$ ) au subsonique ( $Ma \approx 0.68$ ), l'écoulement reste subsonique au niveau du diffuseur.

### **La pression**

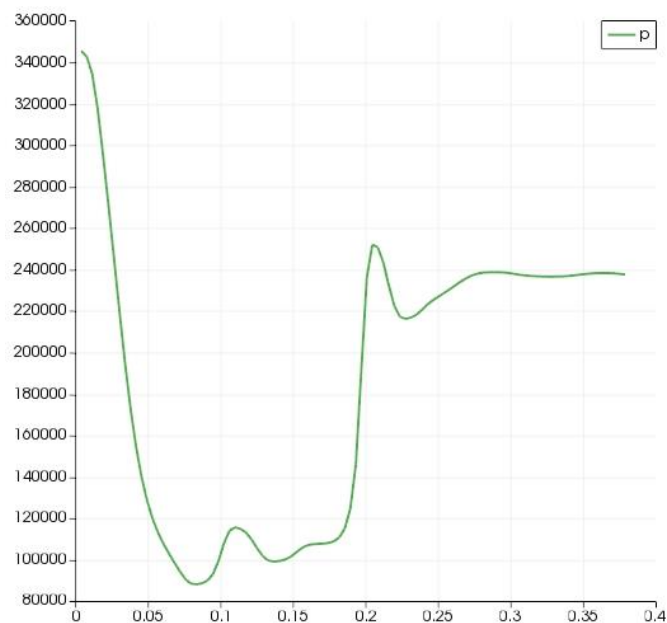
Sur La figure 32, La pression est Maxi au niveau de la tuyère primaire en sa partie convergente (l'écoulement subsonique) puis diminution au niveau du col (écoulement sonique).

La pression continue à chuter au niveau du divergent (l'écoulement devient supersonique).traverse la chambre d'aspiration et la chambre de mélange à section constante avec une pression minimum, jusqu'à création d'une onde de choc normale, qui provoque une variation brusque qui cause une augmentation de pression (changement du mode d'écoulement du supersonique au subsonique). Cette hausse de pression, se poursuit jusqu'au niveau du diffuseur.

L'influence de la chambre de mélange sur les performances de l'éjecteur peut être expliquée par les propriétés thermodynamiques de l'écoulement dans cette zone. La caractéristique de l'écoulement la plus importante est l'étendu de la zone avec un écoulement à vitesse supersonique à l'intérieur de la chambre de mélange. Ceci est lié à l'importance de l'onde de choc.



**Fig. 32 - Profil de pression statique P le long de l'éjecteur**



**Fig. 33 - Courbe de la variation de la pression le long de l'éjecteur**

La figure 33 représente la variation de la pression en fonction de la longueur L(m) de l'éjecteur. Le gaz butane pénètre dans la tuyère primaire à une pression d'environ 345000 Pa en passant par le convergent- divergent pour arriver à la chambre de mélange à section convergente où, une onde de choc oblique se produit provoquant une perturbation, à la sortie de la chambre d'aspiration.

Dans la zone de la chambre de mélange à section constante, ( $L \approx 0.2\text{m}$ ) et a une pression d'environ 110000 Pa, une Onde de choc normale droite, apparait. L'écoulement devient subsonique, pour une augmentation de pression à une valeur de 250 000 Pa (pic de pression) puis vers le diffuseur, avec une pression d'environ 240000 Pa, qui est très importante pour le fonctionnement du système, donc l'éjecteur fonctionne avec de meilleures performance.

### La masse volumique

Sur la figure 34, on remarque que la masse volumique est variable depuis l'entrée du diffuseur à sa sortie.

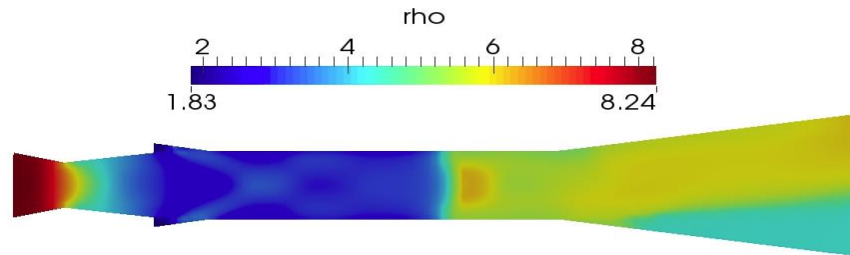


Fig. 34- Profil de la masse volumique  $\rho$  le long de l'éjecteur

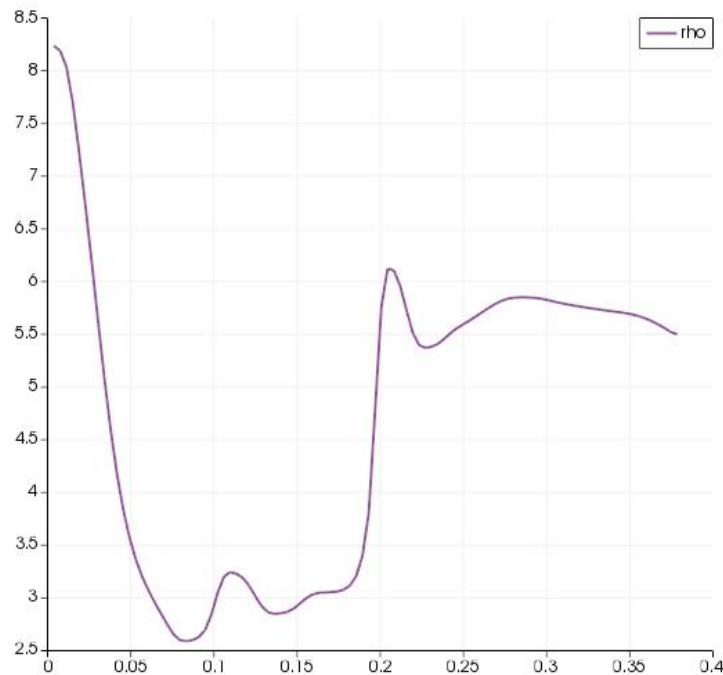


Fig. 35 - Courbe de la variation de La masse volumique  $\rho$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) le long de l'éjecteur

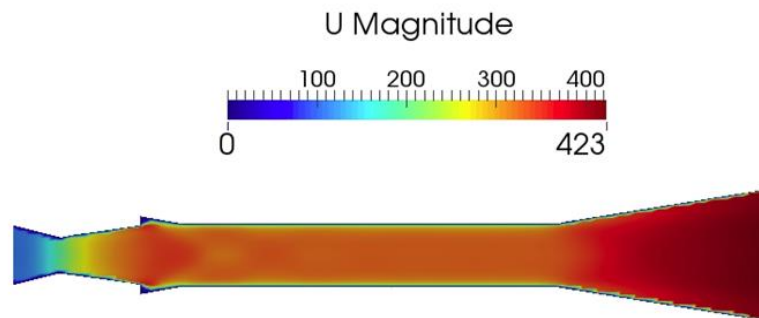
Sur la figure 35, Le gaz pénètre avec une masse volumique d'environ  $8.3 \text{ kg}/\text{m}^3$  pour chuté à une valeur d'environ  $2.5 \text{ kg}/\text{m}^3$  à  $L \approx 0.08\text{m}$  (chambre d'aspiration), pour reprendre une petite hausse au niveau de la chambre de mélange ou une onde de choc pend place laissant la masse volumique prendre de l'ampleur, arrive a une valeur d'environ  $6.2 \text{ kg}/\text{m}^3$  à  $L \approx 0.2\text{m}$ . Puis se perturbe a la sortie de la chambre de mélange et au niveau du diffuseur pour se stabilisé à une valeur moyenne d'environ  $5.2 \text{ kg}/\text{m}^3$  à la sortie de l'éjecteur. Dans un écoulement compressible, le vo-

lume d'un fluide peut changer avec sa position. Cela implique que la masse volumique n'est pas uniforme.

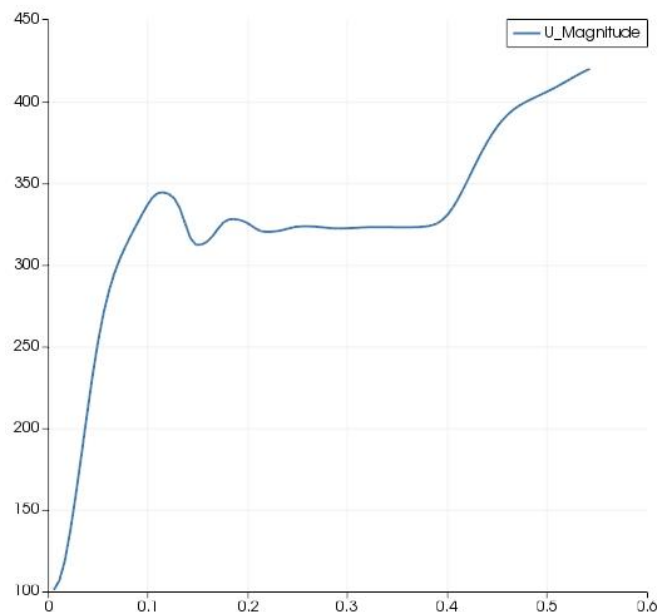
### 3.4.2 Deuxième cas (chambre de mélange à section constante à longueur $L+0.5L$ )

#### La vitesse U

La figure 36 représente le profil de vitesse le long de l'éjecteur, le gaz pénètre dans la tuyère primaire avec une faible vitesse et augmente graduellement pour arriver avec une grande vitesse dans le diffuseur, pour finir avec une très grande vitesse à la sortie de l'éjecteur,



**Fig. 36 - Profil de Vitesse U le long de l'éjecteur**



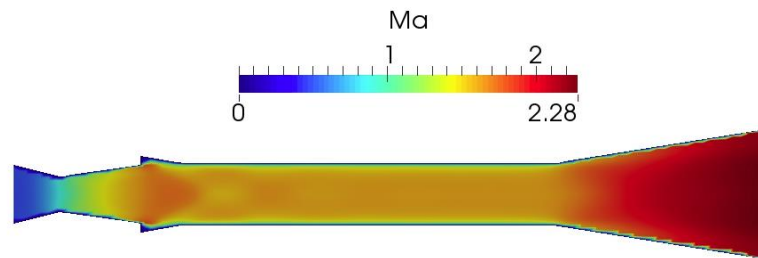
**Fig. 37 - Courbe de la variation de la vitesse U (m/s) le long de l'éjecteur**

Sur la figure 37, on remarque que la vitesse augmente rapidement de 100m/s pour atteindre un pic d'une valeur d'environ 350m/s à  $L \approx 0.12m$ , dans la zone de la chambre d'aspiration pour se stabilisé à une vitesse moyenne d'environ 330m/s au niveau de la chambre de mélange, puis une augmentation au niveau du diffuseur et à la sortie de l'éjecteur. Donc la vitesse de sortie est

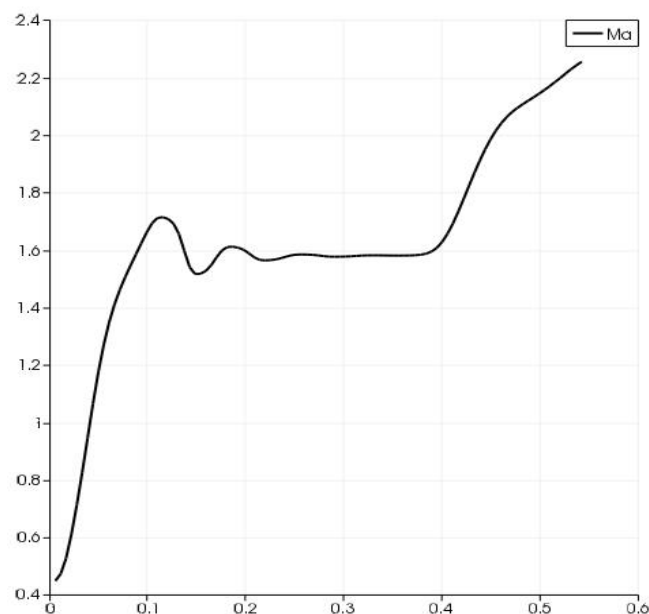
très élevée contrairement à la pression qui va être très réduite ce qui influe négativement sur la performance de l'éjecteur. Aucun phénomène physique n'est observé.

### Nombre de Mach Ma

Sur la figure 38, on constate que l'écoulement ne change pas de mode et le nombre de Mach Ma augmente graduellement jusqu'à la chambre de mélange pour se stabiliser puis remonter à nouveau dans le diffuseur. Le nombre de Mach au niveau du col du convergent-divergent n'est pas critique, donc différent de 1. Tout au long de l'éjecteur, aucun phénomène ne se produit et aucune onde de choc ne se présente.



**Fig. 38 - Profil de nombre de Mach Ma le long de l'éjecteur**



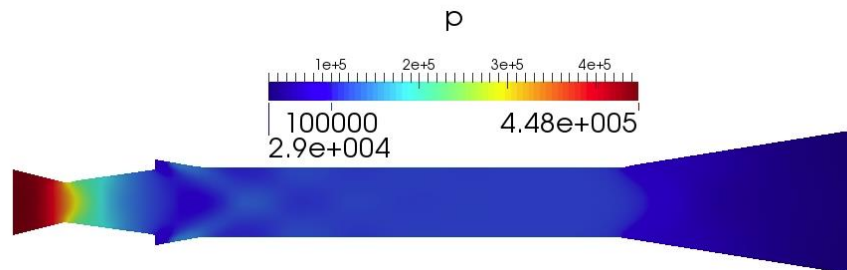
**Fig. 39 - Courbe de variation du Nombre de Mach Ma le long de l'éjecteur**

Sur la figure 39, le nombre de mach Ma à l'entrée de l'éjecteur est d'environ 0.45 puis augmente pour arriver à une valeur d'environ 1.7 à  $L \approx 0.15\text{m}$  au niveau de la chambre d'aspiration pour se stabiliser après une petite perturbation à une valeur d'environ 1.58 tout au long de la chambre de mélange de  $L \approx 0.2\text{m}$  à  $L \approx 0.4\text{m}$ , puis augmente à nouveau dans le diffuseur pour une valeur de nombre de Mach supérieur à 2.2 à la sortie de l'éjecteur.

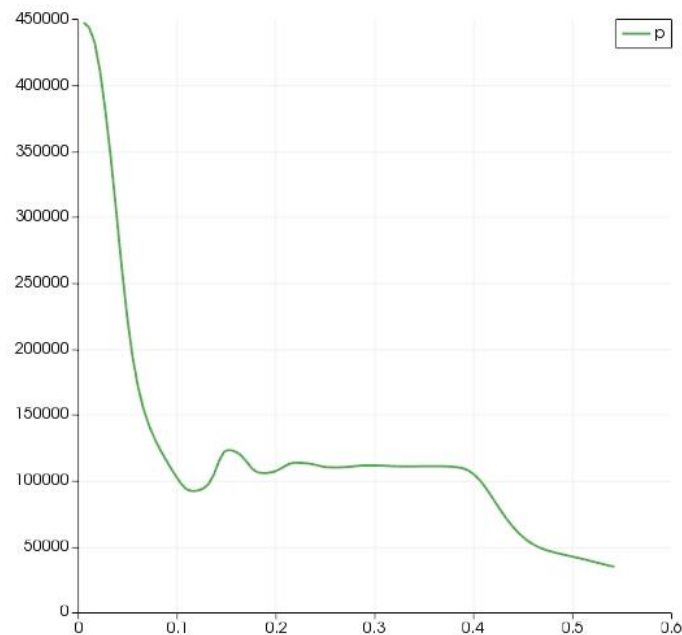
### La pression



On constate sur la figure 40 que le gaz pénètre dans la tuyère primaire avec une pression importante puis la pression diminue en passant par le convergent-divergent pour se mélangé avec le gaz de l'entrée secondaire au niveau de la chambre de mélange et la pression diminue à nouveau puis se stabilise au niveau de la section constante de la chambre de mélange pour finir dans le diffuseur avec une très petite pression à la sortie de l'éjecteur.



**Fig. 40 - Profil de Pression  $p$  le long de l'éjecteur**



**Fig. 41 - Courbe de la variation de La pression Pa le long de l'éjecteur**

La courbe représenté sur la figure 41 montre une chute importante de pression, allant de la valeur  $450000$  Pa à l'entrée de l'éjecteur pour atteindre une pression de  $100000$  Pa au niveau de la chambre de mélange pour se stabilisé et chuter à nouveau dans le diffuseur et à la sortie de l'éjecteur. L'éjecteur n'est pas en mesure d'assurer le bon fonctionnement.

### **3.5 Conclusion**

Après l'étude et les résultats obtenus, et sur la base des analyses qui ont été faites, la remarque est que les différentes modifications géométriques, concernant la longueur de la chambre de mélange dans sa section constante ont un impact considérable sur le fonctionnement de l'éjecteur supersonique.

Ce qui amène à conclure que la longueur de la chambre de mélange doit être prise en compte pour la conception de l'éjecteur, donc établir des conditions qui permettent d'obtenir un bon fonctionnement, et par conséquent un meilleur rendement et une meilleure performance. Les résultats de cette étude révèlent que la CFD est un outil utile dans la conception et l'optimisation des éjecteurs utilisés dans les applications de réfrigération.

# **Conclusion générale**

## Conclusion générale

L'intérêt pour les éjecteurs supersoniques est de réduire la consommation d'énergie ; les systèmes de réfrigération à éjecteur peuvent être alimentés par l'énergie solaire ou par la chaleur résiduelle générée par différents processus.

L'objectif du travail était de faire une étude générale sur l'éjecteur et d'estimer l'impact de la chambre de mélange dans sa section constante sur sa performance.

Le travail était débuté par une introduction générale puis comme premier chapitre, une étude bibliographique et une généralité sur le cycle de réfrigération à éjecteur. Différentes publications sur les éjecteurs ont été évoqués et une étude concernant la définition et la description de l'éjecteur, l'explication de son principe et ses différents modes de fonctionnement, ses avantages et ses inconvénients, les fluides frigorigènes et le modèle mathématique.

Au deuxième chapitre, c'est la simulation, avec ses différentes étapes, prétraitement, le traitement et le post-traitement.

Le troisième chapitre c'est les résultats numériques obtenus, leurs comparaisons et leurs interprétations.

L'objectif spécifique, consiste à réaliser une étude numérique d'un éjecteur supersonique monophasique utilisant le butane (R600) comme fluide de travail. La géométrie de l'éjecteur et ses conditions de fonctionnement doivent correspondre aux conditions de conception. La géométrie était assurée par Gmsh et les points ont été récupérés par l'utilisation d'un programme fortran, basé sur la formulation théorique de la dynamique des gaz (écoulement compressible). Plusieurs simulations et tests ont été réalisés à l'aide de Simflow, l'interface graphique d'OpenFOAM et de Paraview comme logiciel de visualisation. Ces tests ont permis de montrer les différentes variations thermodynamiques de l'écoulement à travers les différentes sections de l'éjecteur.

L'œuvre était l'étude comparative de deux modèles d'éjecteur ayant la même géométrie mais différents en longueur de chambre de mélange.

Les résultats numériques pour le premier cas d'éjecteur ayant une chambre de mélange  $L$  ont été satisfaisants car ils étaient en concordance avec la théorie et l'éjecteur fonctionne dans les meilleures performances.

Pour le deuxième cas d'éjecteur ayant une chambre de mélange plus longue de cinquante pour cent, les résultats numériques ne concordent pas avec la théorie et l'éjecteur ne fonctionne pas dans les conditions normales de conception.

Après avoir comparé les résultats, la conclusion est que la longueur de la chambre de mélange de l'éjecteur supersonique a un effet sur sa perfection et sa performance et affecte d'une façon significative, le régime de fonctionnement de l'éjecteur. La CFD est un outil utile dans la conception et l'optimisation des éjecteurs utilisés dans les applications de réfrigération.

## Bibliographie

- [1] Institut international du froid. Aperçu sur l'Histoire de la Production du Froid, Organisation intergouvernementale pour le développement du froid. 177, boulevard Malesherbes, 75017 Paris, France.
- [2] N. Satheesh Kumar, Kim TiowOoi, 2014. One dimensional model of an ejector with special attention to Fanno flow within the mixing chamber, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Nanyang Technological University, 50 Nanyang Avenue, Singapore 639798, Singapore.
- [3] Yin Hai Zhu, Peixue Jiang, 2013. Experimental and numerical investigation of the effect of shock wave characteristics on the ejector performance. Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China.
- [4] Malek Hamzaoui, Hakim Nesreddine, Zine Aidoun, 2021. Structure de l'écoulement et de mélange dans un éjecteur supersonique gaz-gaz installé dans un système frigorifique d'une capacité de 10TR, Laboratoire LMSE, Faculté de génie de la construction, Université Mouloud MAMMARI de Tizi-Ouzou, Algérie. Laboratoire de technologie de l'énergie, Hydro-Québec Shawinigan (PQ) G9N 7N5, Canada. Canmet ENERGY Natural Resources Canada, Varennes (PQ) J3X 1S6, Canada.
- [5] Likhitha R Reddy, 2018. Numerical Investigation of Ejectors for Ejector Refrigeration System, Department of Mechanical Engineering, R V College of Engineering, Volume 3, Issue 5.
- [6] Jianyong Chen, Hans Havtun, Björn Palm, 2013. Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology (KTH), Brinellvägen 68, 100 44 Stockholm, Sweden.
- [7] S. B. Riffat, S. A. Omer, 2001. CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, School of the Built Environment, The University of Nottingham, Nottingham, NG7 2RD, U.K.
- [8] Yin Hai Zhu, Wenjian Cai, Changyun Wen, Yanzhong Li, 2008. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, PR China, School of Electrical and Electronic Engineering, Nanyang Technological University, Singapore 639798, Singapore.
- [9] S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana and P. Srihirin, 2001. Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance, Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, P.O. Box 22 ThammasatRangsit PO, Patumthani 12121, Thailand.
- [10] Fenglei Li, Qi Tian, Changzhi Wu, Xiangyu Wang, Jae-Myung Lee, 2016. Ejector Performance Prediction at Critical and Subcritical Operational Modes, College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shangxi 030024, China.
- [11] Hongqiang Wu, Zhongliang Liu, Bing Han, Yanxia Li, 2014. Numerical investigation of the influences of mixing chamber geometries on steam ejector performance, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Pingleyuan 100, Chaoyang District, Beijing 100124, China.

[12] Arun K R, Abraham Antony, Eldhose Kurian, Frenosh K Francis, 2017. 3d Analysis on Supersonic Ejector, Assistant Professor Department of Mechanical Engineering, Viswajyothi College of Engineering, Vazhakulam, Muvattupuzha, India, Vol. 6 Issue 06.

[13] LihongGeng, Haishan Cao, QinghangMeng, Junming Li, Peixue Jiang, 2022. Effects of operating conditions and geometries on the performance of nitrogen ejectors for Joule–Thomson cooling, Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China.

[14] Rongshan Bi, Mingming Hu, Sigui Wang, Xinshun Tan, ShiqingZheng, 2017. Effect of Throat Length on Steam Ejector Critical Back Pressure, Research Center for Computer and Chemical Engineering, Qingdao University of Science & Technology, Qingdao, 266042, Shan-Dong Province, China, vol. 61.

[15] Jingming Dong, Qiuyu Hu , Mengqi Yu , Zhitao Han , Wenbin Cui , Daliong Liang , Hongbin Ma , Xinxiang Pan, 2020. Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance, Institute of Marine Engineering and Thermal Science, Marine Engineering

[16] LatraBoumaraf, André Lallemand, 1999. Institut de mécanique, Université d'Annaba, BP 12, 23000 Annaba, Algérie. Centre de Thermique, UPRES A CNRS 5008, INSA 20, Avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne cedex, France.

[17] Bencharif Mehdi, Zid Said, Hakim Nesreddine, 2018. Etude des performances d'un système frigorifique à éjection, Département de génie climatique, campus Ahmad hamanizerzara 25000, Université des frères Mentouri Constantine 1. Laboratoire des technologies de l'énergie. 600 avenue de la Montagne, Shawinigan (Québec) Canada.

[18] A. Selvaraju, A. Mani, 2003. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, Refrigeration and Airconditioning Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Madras, Chennai 600 036, India.

[19] Valerie Eveloy, YusraAlkendi, 2021. Thermodynamic Performance Investigation of a Small-Scale Solar Compression-Assisted Multi-Ejector Indoor Air Conditioning System for Hot Climate Conditions. Department of Mechanical Engineering, Khalifa University, Abu Dhabi P.O. Box 127788, United Arab Emirates.

[20] AbdelouahidDahmani, 2011. Utilisation des éjecteurs pour améliorer les performances des systèmes de réfrigération. Mémoire de maîtrise, département de génie mécanique, faculté de génie, université de Sherbrooke, (Québec) Canada.

[21] Cycle frigorifique détaillé, Energie facteur 4 Asbl, [www.ef4.be](http://www.ef4.be).

[22] MerzakNedjar, 2009. Etude de la production de froid par éjecteur fonctionnant avec de la vapeur d'eau produite par une chaudière solaire. Mémoire de magister, Université Mohamed Bouguara, Boumerdes, Faculté des sciences de l'ingénieur. Ecole doctorale en énergétique et développement durable, Ecole des mines de Nantes.

[23] ÉJECTEURS, Juillet 2009. Canmet ÉNERGIE.

[24] Hadj Ali, 2021. Optimisation d'un Injecteur Supersonique. Thèse de doctorat, département de génie maritime, université des sciences et de la technologie, Oran.

[25] Michel Wakim, 2017. Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. Thèse de doctorat. Ecole doctorale n°43, Sciences des Métiers de l'Ingénieur, Université Paris sciences et lettres.

[26] Allek Youcef, Guers Saïd, 2015. Simulation numérique de l'écoulement d'un réfrigérant dans un éjecteur supersonique .Mémoire de master académique, département de génie mécanique, faculté du génie de la construction. Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou.

[27] Sadamou Imad Eddine, MaamriSaber, 2020. Etude des éjecteurs gazeux pour des applications en réfrigération. Mémoire de master, Département de Génie mécanique, Faculté des sciences appliquées, Université kasdiMerbah – Ouargla.

[28] Boukredimesarra, 2017. Evaluation des Performances d'une machine frigorifique hybride à absorption / éjection. Mémoire de master, département de génie mécanique, faculté des sciences de l'ingénierie, université badji Mokhtar Annaba.

[29] ABC CLIM. E Formation froid et climatisation. Site <https://www.abcclim.net>

[30] Chaqing Liao, 2008. Gas ejector modeling for design and analysis, submitted to the office of graduate studies of texasa&m university in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of philosophy.

[31] Hadj-Henni Smail, 2009. Influence de la géométrie d'un orifice de soufflage sur la structure d'un jet libre, mémoire de magister, université de chlef.

[32] [www.engineeringtoolbox.com/butane-d\\_1423.html](http://www.engineeringtoolbox.com/butane-d_1423.html).

**الملخص** الغرض من هذه الدراسة هو إجراء محاكاة CFD للقاذف فوق الصوتي للتبريد كضاغط مستعمل في أنظمة التبريد ومراقبة تأثير طول حجرة الخلط على أدائه. تم استخدام نموذجين للقاذف للمقارنة. كانت النتائج الرقمية للأول متوافقة مع الدراسة النظرية للقاذف، أما بالنسبة للثاني ذو غرفة الخلط الأطول بنسبة خمسين بالمئة، كانت النتائج الرقمية مخالفة للدراسة النظرية. لذلك، يجب أن يؤخذ طول حجرة الخلط في الاعتبار عند تصميم القاذف، وبالتالي تهيئة الظروف التي تسمح بالحصول على تشغيل جيد وكفاءة أفضل وأداء أفضل. تكشف نتائج هذه الدراسة أن CFD هي أداة مفيدة في تصميم القاذفات وتحسينها.

**الكلمات المفتاحية.** دورة التبريد، القاذف، حجرة الخلط، موجة الصدمة.

## Résumé

Le but de cette étude est de réaliser des simulations CFD pour un éjecteur supersonique, utilisé dans les systèmes de réfrigération à titre de compresseur et de constater l'impact des effets de la longueur de la chambre de mélange sur sa performance. Deux modèles d'éjecteurs on était utilisés pour la comparaison.

Les résultats numériques pour le premier étaient en concordance avec la théorie de l'éjecteur par contre, pour le deuxième avec une longueur de chambre de mélange plus longue de cinquante pour cent, les résultats numérique étaient différents.

Donc, la longueur de la chambre de mélange doit être prise en compte pour la conception de l'éjecteur, ainsi établir des conditions qui permettent d'obtenir un bon fonctionnement, un meilleur rendement et une meilleure performance. Les résultats de cette étude révèlent que la CFD est un outil utile dans la conception et l'optimisation des éjecteurs.

**Mots clés :** cycle frigorifique, éjecteur, chambre de mélange, Onde de choc

## Abstract

The aim of this study is to carry out CFD simulations for a supersonic ejector, used in refrigeration systems as a compressor and to ascertain the impact of the length of the mixing chamber on its performance. Two models of ejectors were used for comparison.

The numerical results for the former were consistent with the ejector theory; however, for the latter with a longer mixing chamber of fifty percent, the numerical results were different.

Therefore, the length of the mixing chamber must be taken into account for the design of the ejector, thus establishing conditions that allow for good operation, better performance and better performance. The results of this study reveal that CFD is a useful tool in the design and optimization of ejectors.

**Keywords:** refrigeration cycle, ejector, mixing chamber, shock wave.