

FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire de Fin d'Études
En vue de l'obtention du diplôme MASTER Académique
En Génie Mécanique
Option : ENERGETIQUE

Thème :



Proposé et dirigé par :

Mr: HAMZAOUI. A

Présenté par :

Mr: ALLEK Youcef

Mr: GUERS Said

Remerciements

Nous remercions le bon dieu de nous avoir donné la force et le courage de conclure ce travail.

Nos vifs remerciements s'adressent plus particulièrement à notre promoteur monsieur A. HAMZAOUI ; de son aide compétente, de ces conseils précieux pour structurer et améliorer ce mémoire de fin d'études et de sa patience tout au long de ce travail.

Nous tenons à remercier tous les enseignants qui nous ont soutenus tout au long de nos études universitaires.

Nos remerciements vont aussi à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin, en particulier SEGHOUANE Yacine et ALLEK Smail.

Nos remerciements les plus chaleureux pour nos parents qui étaient présents durant tout notre parcours d'études pour lesquels ce modeste travail est dédié.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire

À mes très chers parents

À mes grands parents

À toute ma famille en particulier mes sœurs et mes frères

À tous mes amis(es) et plus particulièrement Lounis, Linda et Aldjia.

GUERS Saïd

Dédicaces

Je dédie ce mémoire

À mes très chers parents

À mes frères

À mes sœurs

À toute ma famille

À tous mes amis(es)

ALLEK Youcef

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS.....	I
DÉDICACES.....	II
SOMMAIRE.....	IV
LISTE DES FIGURES.....	VIII
LISTE DES TABLEAUX.....	X
NOMENCLATURE.....	XI

INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
----------------------------	---

CHAPITRE I : GENERALITE SUR LA REFRIGERATION

Introduction	3
I.1.Définition de la réfrigération	3
I.2. Historique de la réfrigération	3
I.2.1. La réfrigération naturelle	3
I.2.2. la réfrigération artificielle	4
I.3. Les différents systèmes frigorifiques	5
I.3.1. Les systèmes mécano-frigorifiques	5
a) Systèmes à compression de vapeur.....	5
b) Systèmes utilisant des cycles à gaz.....	5
I.3.2. Systèmes thermo-frigorifiques.....	6
a) Systèmes frigorifiques continus à absorption	6
b) Systèmes frigorifiques à adsorption	6
c) Systèmes frigorifiques à éjection	7
I.3.3. Différents systèmes frigorifiques à éjecteur.....	7
1.3.3.1. Système frigorifique à éjecteur-détendeur.....	7
1.3.3.2. Système frigorifique à éjecteur-condenseur	8
I.3.3.3. Système frigorifique à éjecteur-refroidisseur	9
I.3.3.4. Système frigorifique combiné à absorption avec éjecteur.....	10
I.3.3.5. Système frigorifique solaire avec éjecteur	11

1.3.4. Système frigorifique conventionnel à compression de vapeur.....	12
1.3.5. Système frigorifique simple à éjecteur-compresseur	13
I.4. Sélection des fluides frigorigènes	15
I.4.1 Critères de la sélection des fluides frigorigènes.....	15
I.4.1.1. Critères techniques	15
a) Propriétés thermodynamiques	15
b) Sécurité	16
c) Toxicité	16
d) Inflammabilité.....	16
I.4.1.2. Critères économiques	16
I.4.1.3. Critères écologiques	17
I.4.2. Sélection du fluide frigorigène à utiliser dans notre étude	17
Conclusion	20

CHAPITRE II :ÉTAT DE L'ART ET ANALYSE PHENOMENOLOGIQUE DE L'ÉJECTEUR

Introduction	21
II.1. Généralités sur les éjecteurs	21
II.1.1. Définition de l'éjecteur	21
II.1.2. Éléments constitutifs d'un éjecteur	21
II.1.3. Modeles de fonctionnement des éjecteurs	22
Ejecteur à section de mélange constante	22
Ejecteur à pression de mélange constante	22
II.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur	23
II.3. Performances de l'éjecteur-compresseur	24
II.3.1. Le taux de compression τ	24
II.3.2. Le taux d'entraînement w	25
II.4. Les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur-compresseur	25
II.4.1. Mode critique.....	26
II.4.2. Mode sous critique	26
II.4.3. Mode de mal fonctionnement	26
II.5. Avantages et inconvénients de l'éjecteur	26

II.5.1. Avantages	26
II.5.2. Inconvénients	27
II.6. État d’art sur les ejecteurs	27
II.6.1. Études théoriques unidimensionnelles (1-D).....	27
II.6.2. Études expérimentales	28
II.6.3. Études numériques (CFD)	30
Conclusion.....	31

CHAPTIRE III : SIMULATION NUMERIQUE

Introduction	32
III .1. Présentation des logiciels	32
III.1.1. Présentation du logiciel GAMBIT	32
III.1.2. Présentation du logiciel FLUENT	32
III.1.3. Présentation du logiciel REFPROP	32
III.2. Le modèle physique.....	33
III.3. Les étapes de la simulation.....	33
III.3.1. Réalisation de la Géométrie	33
III.3.2. Réalisation du maillage	34
III.3.3. Choix des types de frontières	34
III.3.4. Choix de type du domaine	35
III.4. Procédures de simulation sur FLUENT	35
III.4.1. Vérification	35
III.4.2. Critères de la modélisation	36
III.4.3. Choix des conditions aux limites	36
III.4.4. Choix du schéma de discrétisation	37
III.4.5 Critères de convergence	37
III.5. Modèle mathématique	38
Le modèle $k-\epsilon$	39
Conclusion	39

CHAPTIRE IV : RESULTATS ET DISCUSSIONS

Introduction	40
IV.1. Visualisation et discussion des différents résultats de simulation	40

IV.1.1. Évolution de la vitesse le long de l'éjecteur	40
IV.1.2. Évolution du nombre de Mach le long de l'éjecteur	44
IV.1.3. Évolution de la pression le long de l'éjecteur:	47
IV.1.4. Évolution de la température le long de l'éjecteur	50
IV.2. Calcul des performances de l'éjecteur	52
IV.3. Synthèse des résultats.....	53
Conclusion.....	54
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	56
Références bibliographiques.. ..	58
Annexes.....	61

Liste des figures

Figure	Titre	Page
Figure (I-1)	Cycle frigorifique à éjecteur-détendeur avec son diagramme p(h)	7
Figure (I-2)	Cycle frigorifique à éjecteur-condenseur avec son diagramme p(h)	8
Figure (I.3)	Cycle frigorifique en cascade avec éjecteur-refroidisseur, avec son diagramme p(h)	9
Figure (I-4)	Cycle frigorifique en cascade avec éjecteur refroidisseur	10
Figure (I-5)	Cycle combiné de réfrigération à absorption avec éjecteur	11
Figure (I-6)	Installation d'une pompe à chaleur solaire avec éjecteur-compresseur	11
Figure (I-7)	Installation d'une machine frigorifique conventionnelle à compression de vapeur	13
Figure (I-8)	Diagramme p(h) du cycle frigorifique classique à compression de vapeur	13
Figure (I-9)	Installation d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur	14
Figure (I-10)	Diagramme p(h) d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur	15
Figure (II-1)	Schéma représentatif d'un éjecteur	22
Figure (II-2)	Éjecteur à section de mélange constante	23
Figure (II-3)	Éjecteur à pression de mélange constante	23
Figure (II-4)	Les modes de fonctionnement d'un éjecteur	25

Figure(III.1)	Géométrie de l'éjecteur	33
Figure(III.2)	conditions aux limites	35
Figure (IV-1)	La distribution de la vitesse le long de l'éjecteur	41
Figure (IV-2)	Évolution de la vitesse le long de l'éjecteur	42
Figure (IV-3)	Distribution du nombre de Mach le long de l'éjecteur	44
Figure (IV-4)	Évolution du nombre de Mach le long de l'éjecteur	45
Figure (IV-5)	Distribution de la pression le long de l'éjecteur	47
Figure (IV-6)	Évolution de la pression le long de l'éjecteur	48
Figure (IV-7)	Distribution de la température le long de l'éjecteur	50
Figure (IV-8)	Évolution de la température le long de l'éjecteur	51
Figure (IV-9)	Variation du taux d'entraînement en fonction de la pression de diffuseur	53

Liste des tableaux

Tableau	Titre du tableau	Page
Tableau (I.1)	Tableau comparatif entre les fluides frigorigènes	19
Tableau (III.1)	Types des frontières	34
Tableau (III.2)	Type du domaine	35
Tableau (III .3)	Conditions aux limites	36
Tableau (III .4)	Schéma de discrétisation	37
Tableau (III.5)	Fixation des résidus	37
Tableau(IV.1)	Performances de l'éjecteur	52

SYMBOLES

F_x : Force axiale [$\text{kg.m}^2/\text{s}$]

F_r : Force radiale [$\text{kg.m}^2/\text{s}$]

h : Enthalpie [kJ/kg]

k : Énergie cinétique turbulente [m^2/s^2]

\dot{m} : Débit massique [kg/s]

\dot{m}_m : Débit du mélange [kg/s]

\dot{m}_p : Débit primaire [kg/s]

\dot{m}_s : Débit secondaire [kg/s]

P : pression [Pa]

P_{co} : Pression de condensation pour laquelle le taux d'entraînement est nul [Pa]

P_c^* : Pression critique de condensation [Pa]

P_s : Pression de flux secondaire [Pa]

Q : Quantité chaleur [W]

r : Coordonnée radiale

S_m : Taux de variation de la masse spécifique [$\text{kg.m}^3/\text{s}$]

T : Température [k]

W : Travail du compresseur [J]

x : Coordonnée axial [m]

v_r : Vitesse radiale [rad/s]

v_x : Vitesse axiale []

w : Taux d'entraînement [-]

ε : Taux de dissipation

τ : Taux de compression [-]

μ : Viscosité [$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$]

μ_t : Viscosité turbulente [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]

ν : Viscosité cinématique [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

ABREVIATIONS

COP : coefficient de performance [-]

GWP : Global Warming Potential [-]

ODP : Ozone Depletion Potential [-]

SYMBOLES

F_x : Force axiale [kg.m²/s]

F_r : Force radiale [kg.m²/s]

h : Enthalpie [kJ/kg]

k : Énergie cinétique turbulente [m²/s²]

\dot{m} : Débit massique [kg/s]

\dot{m}_m : Débit du mélange [kg/s]

\dot{m}_p : Débit primaire [kg/s]

\dot{m}_s : Débit secondaire [kg/s]

P : pression [Pa]

P_{co} : Pression de condensation pour laquelle le taux d'entraînement est nul [Pa]

P_c^* : Pression critique de condensation [Pa]

P_s : Pression de flux secondaire [Pa]

Q : Quantité chaleur [W]

r : Coordonnée radiale

S_m : Taux de variation de la masse spécifique [kg.m³/s]

T : Température [K]

W : Travail du compresseur [J]

x : Coordonnée axial [m]

v_r : Vitesse radiale [rad/s]

v_x : Vitesse axiale []

w : Taux d'entraînement [-]

ε : Taux de dissipation

τ : Taux de compression [-]

μ : Viscosité [kg .m⁻¹ .s⁻¹]

μ_t : Viscosité turbulente [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]

ν : Viscosité cinématique [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

ABREVIATIONS

COP : coefficient de performance [-]

GWP : Global Warming Potential [-]

ODP : Ozone Depletion Potential [-]

Introduction générale

Depuis l'apparition du froid artificielle, la recherche scientifique n'a pas cessé d'apporter des améliorations aux différents systèmes frigorifiques, mais ces améliorations ont toujours été conditionnées par le facteur environnemental qui a limité, et même interdit l'utilisation de quelques fluides frigorigènes qui contribuent à l'épuisement de la couche d'ozone d'une part (le Protocole de Montréal qui a interdit l'utilisation de certains CFC à partir de 2010, tels que le R11, R12 et certains HCFC à partir de 2030, tels que le R21 et le R22 [1]. Et le Protocole de Kyoto qui a limité l'utilisation de certains gazes à effet de serre, [2]), et a dissuadé l'utilisation excessive des combustibles fossiles d'une autre, ce qui oblige l'être humain à un usage rationnel des ressources d'énergie en adoptant une politique qui vise à diminuer la consommation énergétique dans les différents secteurs, notamment dans le domaine de la réfrigération. Plusieurs améliorations apportées aux systèmes frigorifiques s'inscrivent dans cette perspective, où s'illustre la diminution de la consommation importante du compresseur en énergie, ou même le remplacement de ce dernier par un appareil qui peut apporter plusieurs avantages aux cycles de réfrigération à compression de vapeur, cet appareil est appelé « éjecteur », et le système de réfrigération ainsi est dit *Cycle de Réfrigération à Éjecteur* ou à *Éjection* (CRE).

Les procédés de réfrigération à éjecteur ont le grand avantage de pouvoir valoriser non seulement les ressources d'énergie de bas grade tel que l'énergie solaire, mais aussi les rejets thermiques des procédés industriels qui sont généralement rejetés dans l'atmosphère.

Tenant compte de l'importance de l'éjecteur dans le domaine du froid, le présent travail consiste à simuler numériquement l'écoulement d'un fluide frigorigène dans un éjecteur supersonique utilisé dans un système de réfrigération à l'aide du code commercial de calcul numérique FLUENT ANSYS, sous la version 6.3, et cela pour différentes pressions de condensations, tout en considérant constantes les pressions et températures de génération et d'évaporation ainsi que la température de condensation, afin de visualiser le champ de l'écoulement dans l'éjecteur. L'objectif principal de notre travail est la mise en évidence de l'effet de la pression de condensation sur les performances de l'éjecteur et ensuite déterminer la marge de fonctionnement optimum de ce dernier. Pour cela nous avons réparti notre travail en quatre chapitres plus une conclusion générale.

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur la réfrigération avec ses différents procédés, en se focalisant sur les systèmes de base à compression et à éjection ainsi que leurs principes de fonctionnement, les critères de sélection des fluides frigorigènes, suivis d'une étude comparative entre quelques fluides frigorigènes pour enfin choisir le fluide à utiliser dans notre étude.

Le second chapitre consiste en une présentation de l'éjecteur avec ses éléments constitutifs, les modèles d'éjecteurs existants, le principe de fonctionnement de l'éjecteur, ses avantages et inconvénients et puis les principales études théoriques, expérimentales et numériques effectuées sur les éjecteurs.

Le troisième chapitre est réservé à la simulation, en premier lieu, une présentation des logiciels FLUENT, GAMBIT et REFPROP utilisés dans la simulation sera effectuée, puis les modèles physique et mathématique de notre cas d'étude seront abordés, en fin, les étapes de la représentation de la géométrie et de simulation seront expliqués.

Le quatrième et le dernier chapitre s'étalera sur la présentation et la visualisation des résultats de la simulation, la discussions des variations des différents paramètres : la pression, la vitesse, le nombre de Mach et la température, calcul et représentation des performances de l'éjecteur, pour enfin procéder à l'interprétation des résultats.

En fin de ce mémoire, nous synthétisons notre travail dans une conclusion générale.

Chapitre I :

Généralités sur la réfrigération

Introduction

Dans ce chapitre nous allons aborder en premier lieu la réfrigération à travers une définition et une brève historique, évoquant ainsi les divers systèmes frigorifiques, pour ensuite se focaliser sur les systèmes frigorifiques à éjection et en particulier les systèmes à éjecteur-compresseur concernés par notre étude, et puis énumérer les critères de sélection des fluides frigorigènes pour enfin choisir le fluide à utiliser dans notre étude de simulation.

I.1. Définition de la réfrigération

La réfrigération est l'action de refroidir, et dans la pratique cela exige l'enlèvement d'une quantité de chaleur d'un milieu ou d'une substance et la transférer à un autre milieu de plus haute température afin de maintenir la température du milieu à refroidir au-dessous de celle de l'environnement. La réfrigération est par conséquent la science de transfert de chaleur d'un milieu de faible température vers un autre milieu de haute température. [3]

I.2. Historique de la réfrigération

L'Homme a connu la réfrigération des siècles avant l'apparition des machines frigorifiques, et avant tout dispositif artificiel produisant le froid, l'être humain a utilisé des moyens naturels pour se procurer.

I.2.1. La réfrigération naturelle

Dans les pays tempérés il s'est avéré rapidement que les denrées périssables pouvaient être conservées dans des meilleures conditions l'hiver que l'été. L'utilisation du «froid naturel» s'est faite très tôt et aussi très longtemps puisqu'au début du 20ème siècle, le marché de la glace naturelle était encore plus important que celui de la glace artificielle, [4]. La glace produite naturellement, sans machines, était :

- soit issue, de façon permanente, de régions froides et transportée sur de longues distances [4];
- soit issue, de manière discontinue, des pièces d'eau des régions tempérées gelées par le froid hivernal. La glace produite est conservée dans des édifices isolés thermiquement afin d'être utilisée dans les périodes chaudes de l'année, [4].

- soit produite, dans les pays au ciel très clair, dans des bassins largement ouverts vers le ciel. Le rayonnement thermique de l'eau permettait, dans certaines conditions atmosphériques, un refroidissement suffisant pour former de la glace, [4].

La première touche que l'Homme a apportée à la réfrigération est bien que la découverte des mélanges réfrigérants, lorsqu'il a remarqué que le mélange de certains sels dans l'eau abaissait notablement la température de la solution, ainsi la découverte des mélanges réfrigérants s'est faite, et le premier à avoir évoqué l'usage, en Inde, au 4ème siècle, de tels mélanges semble être l'écrivain arabe Ibn Abi Usaibia. L'usage du refroidissement de l'eau par l'emploi du salpêtre est cité par le médecin italien Zimara, à Padoue (1530) et le médecin espagnol, Blas Villafranca, à Rome (1550). On a ensuite découvert que le mélange de neige et de sels permettait d'atteindre des températures encore plus basses. Ces phénomènes ont été relatés par Battista Porta (1589) et Tancredo (1607), [4].

I.2.2. la réfrigération artificielle

Dès le 17ème siècle, la chaleur et le froid alimentèrent les réflexions des savants et philosophes comme Robert Boyle (1627-1691) en Angleterre et Mikhail Lomonossov (1711-1765) en Russie. Dans la même période, après les premiers travaux de Galilée, de très nombreuses études furent entreprises sur la thermométrie où s'illustrèrent Isaac Newton (1642-1727), Daniel Fahrenheit (1686-1736), Anders Celsius (1701-1744) qui créa, en 1742, l'échelle thermométrique centésimal, etc... [4].

William Cullen (1710-1790) observa que l'évaporation de l'éther éthylique en abaisse la température. Il obtint, en 1755, un peu de glace en faisant évaporer de l'eau sous une cloche à vide. Son disciple et successeur, l'écossais Joseph Black (1728-1799), établit bien la différence entre chaleur et température, et peut être considéré comme le fondateur de la calorimétrie, [4].

L'avancée des recherches dans ce domaine avec Laplace (1749-1827), Alexis Petit (1791-1820), Victor Regnault (1810-1878), etc.... Et les recherches sur les gaz au cours de 18^{ème} et au début de 19^{ème} siècle, menées par Boyle, Edme Mariotte (1620-1684), Gay-Lussac (1778-1850), Benjamin Thomson (1753-1814) et d'autres. Et les progrès remarquables dans la Thermodynamique avec Sadi Carnot (1796-1832), James Prescott Joule (1818-1889), Ludwig

Boltzmann (1844-1906), William Thomson (1824-1907) et plusieurs d'autres physiciens qui contribuèrent à l'extension de la Thermodynamique au cours du 20^{ème} siècle, [4].

Toutes ces recherches prestigieuses ont contribué à la naissance et au développement de la réfrigération artificielle dont les procédés et les applications sont multiples. Quelles sont les différents systèmes frigorifiques?

I.3. Les différents systèmes frigorifiques

Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques :

Ceux qui consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique ou son équivalent, les systèmes *mécano-frigorifiques*, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique, les systèmes *thermo-frigorifiques*.

I.3.1. Les systèmes mécano-frigorifiques

Parmi eux deux familles se détachent :

- Les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables.
- Les systèmes utilisant des cycles à gaz.

a) Systèmes à compression de vapeur

Le premier procédé qui a marqué l'invention de la réfrigération artificielle est bien le système à compression de vapeur. Grâce à l'américain Oliver Evans (1755-1819), une première description du cycle a été donnée en 1805. Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), que nous devons le premier brevet, et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique(1835). [4]

b) Systèmes utilisant des cycles à gaz

La première « machine à air », à cycle ouvert, est due à l'américain John Gorrie (1803-1855) pour refroidir de la saumure à -7°C (brevets 1850-51). S'inspirant du moteur à air chaud du pasteur Robert Stirling (1837), l'écossais Alexander Kirk (1830-1892) réalisa une machine à cycle fermé qui produisit régulièrement, pendant une dizaine d'années, à partir de 1864, une température de -13°C . Dans cette technique, on peut citer les contributions de

l'allemand Franz Windhausen (1829-1904), de l'américain Leicester Allen (1832-1912) et du français Paul Giffard (1837-1897). [4]

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

Le développement de ces systèmes fut moindre que celui des machines à compression de vapeur car leur efficacité est plus réduite dans le domaine courant de la réfrigération, de la congélation et de la climatisation. Elles sont, par contre, à l'origine de la plupart des cycles cryogéniques pour la liquéfaction des gaz et la production des basses températures. [4]

I.3.2. Systèmes thermo-frigorifiques

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

- les systèmes à absorption,
- les systèmes à adsorption et sorption chimique
- les systèmes à éjection

a) Systèmes frigorifiques continus à absorption

Le père de ces systèmes est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant :eau. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20^{ème} siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maïuri sur ces machines et ceux des suédois Von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920). Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation.[4]

b) Systèmes frigorifiques à adsorption

Ils apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20^{ème} siècle. [4]

c) Systèmes frigorifiques à éjection

En 1910, l'ingénieur Français Maurice Leblanc a réussi à introduire un éjecteur à jet de vapeur dans un cycle de réfrigération, sa configuration a permis la production d'un effet de réfrigération en utilisant la vapeur d'eau comme source d'énergie [5], marquant ainsi la naissance des cycles frigorifiques à éjection de vapeur. Cette possibilité d'utiliser une source d'énergie de bas grade était l'atout principal dans les premières applications d'éjecteur dans les systèmes de réfrigération. Dans les années 1930, le cycle de réfrigération à éjecteur a connu un certain succès dans la climatisation de grands bâtiments [5].

Bien que son invention remonte à plus d'un siècle, son utilisation persiste et son application a envahi tous les secteurs du froid. Alors, quels sont les différentes applications de l'éjecteur ? Et quel est le rôle de l'éjecteur dans chaque installation ?

1.3.3. Différents systèmes frigorifiques à éjecteur

1.3.3.1. Système frigorifique à éjecteur-détendeur

En remplacement du détendeur pour récupérer le travail du compresseur habituellement perdu dans ce dispositif, afin d'accroître l'efficacité du système (figure I-1) [6].

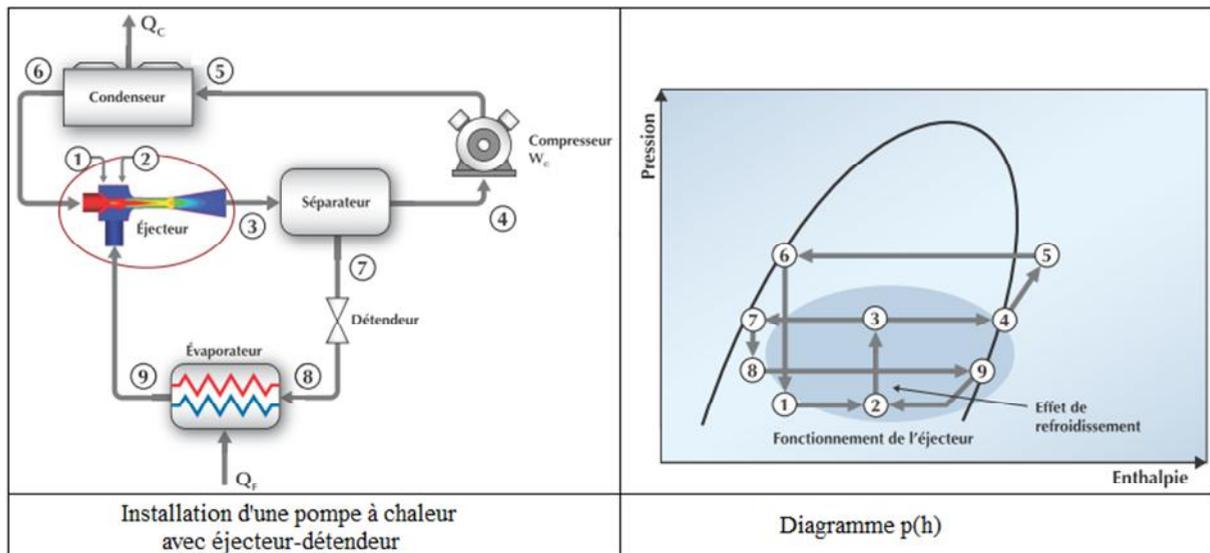


Figure (I-1) : Cycle frigorifique à éjecteur-détendeur avec son diagramme $p(h)$

Ici l'éjecteur détend le condensat de (6) à (1) (remplace le détendeur), et comprime la vapeur issue de l'évaporateur de (2) vers (3) facilitant ainsi la tâche du compresseur qui

comprime le fluide de (4) à (5) au lieu de (9) à (5), (réduction de travail du compresseur, donc de la puissance consommée par ce dernier)

1.3.3.2. Système frigorifique à éjecteur-condenseur

Comme éjecteur-condenseur pour des applications de chauffage, afin de réduire le travail du compresseur et, par conséquent, d'augmenter la capacité et la performance du système (figure I-2) [6].

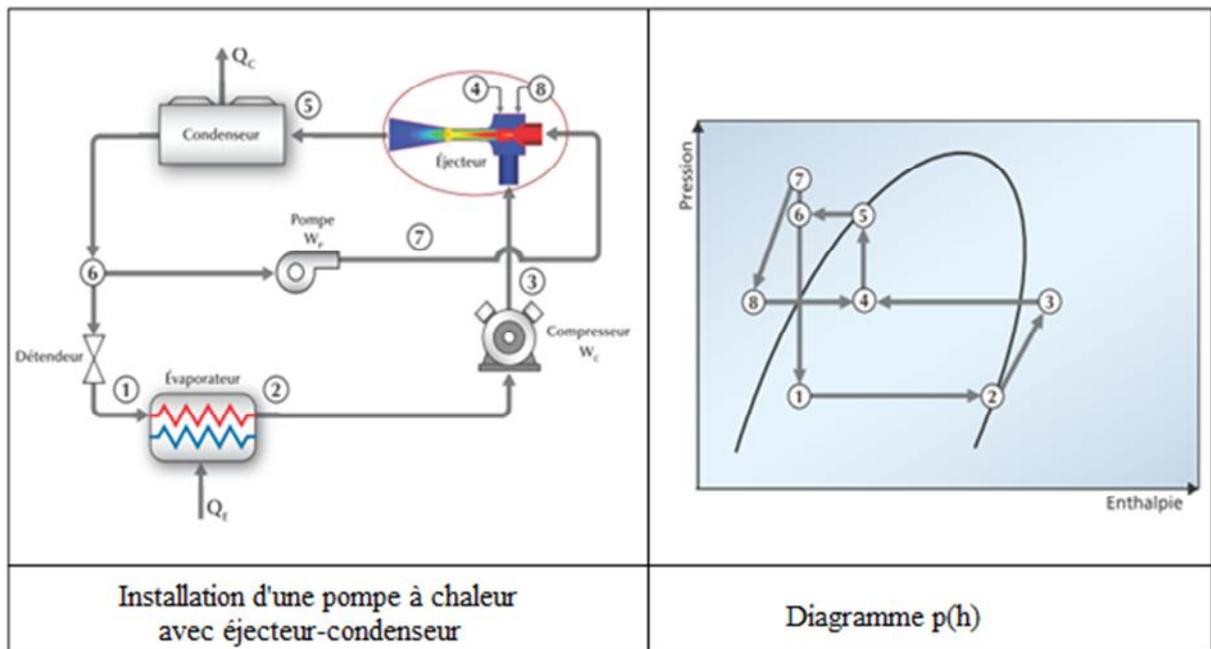


Figure (I-2) : Cycle frigorifique à éjecteur-condenseur avec son diagramme p(h)

Ici l'éjecteur assure la condensation de la vapeur surchauffée issue du compresseur de (3) à (4) (diminue la charge du condenseur, donc ses dimensions, ce qui permet de réduire le coût de l'installation).

Dans les deux cas, l'éjecteur travaille en mode diphasique (flux à deux phases). Les mêmes configurations peuvent s'appliquer aux pompes à chaleur à absorption.

I.3.3.3. Système frigorifique à éjecteur-refroidisseur

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

- 1) Sous-refroidir le liquide à la sortie du condenseur (figure. I-3) [6], d'où l'augmentation de la capacité de réfrigération de (I') à (II) au lieu de (I) à (II) ou;

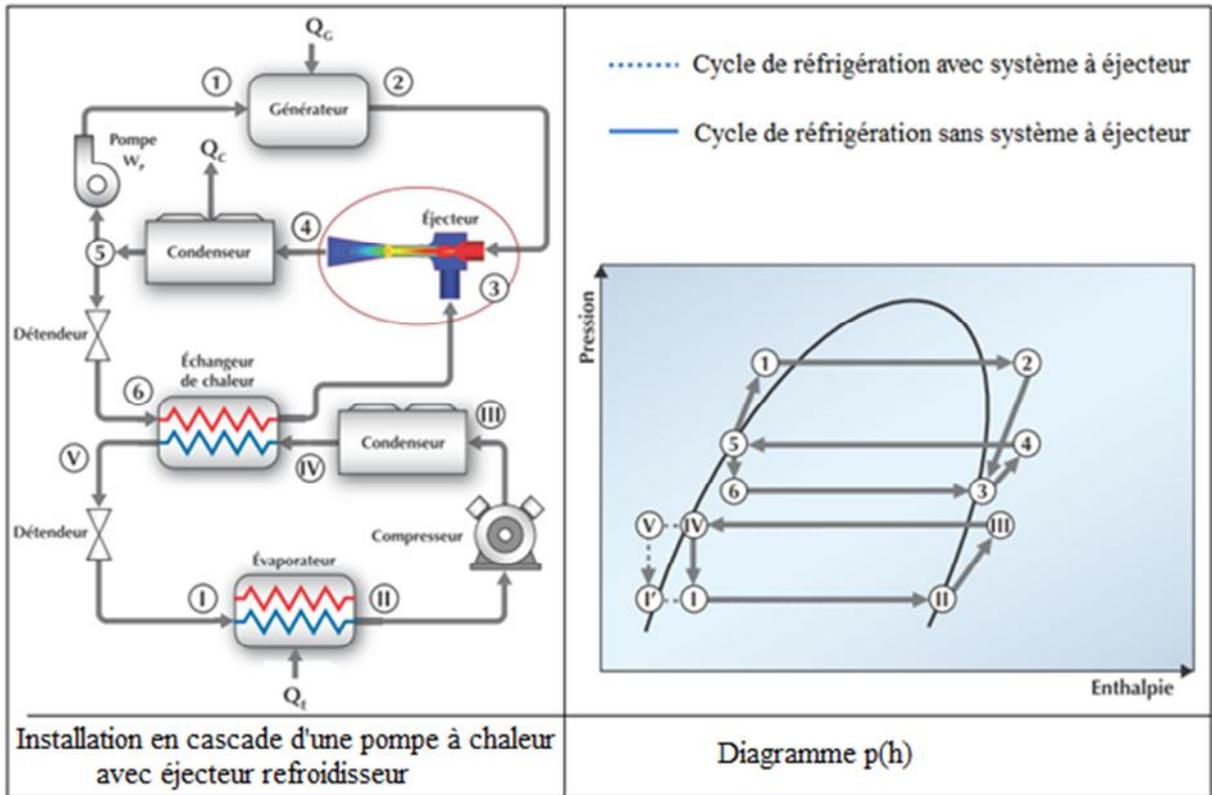


Figure (I.3) : Cycle frigorifique en cascade avec éjecteur-refroidisseur, avec son diagramme p(h). [6]

- 2) à refroidir le condenseur du système de réfrigération principal (figure. I-4) [6], d'où la réduction de travail de compresseur de (B) à (C) au lieu de (B) à (C'), et améliore d'avantage la condensation de la vapeur issue du compresseur, d'où l'amélioration de la capacité de réfrigération de (A) à (B) au lieu de (A') à (B).

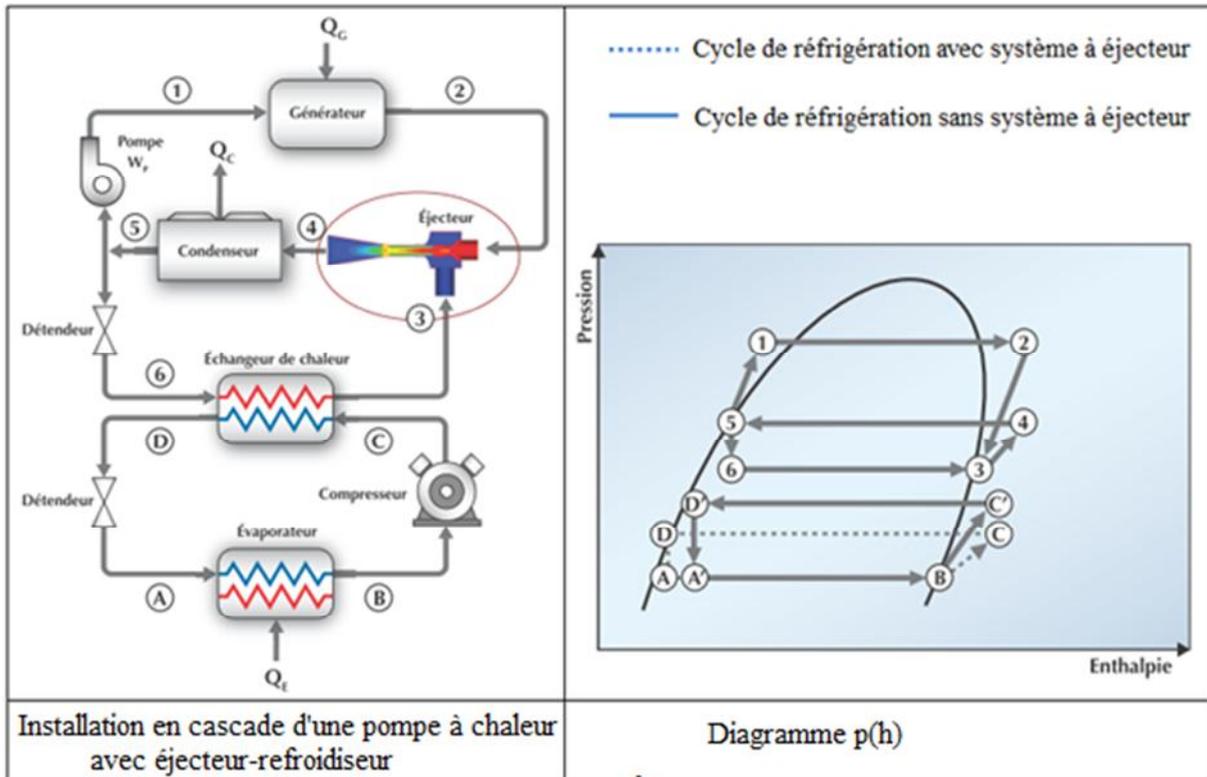


Figure (I-4) : Cycle frigorifique en cascade avec éjecteur refroidisseur. [6]

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

I.3.3.4. Système frigorifique combiné à absorption avec éjecteur

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

La figure ci après montre un exemple d'un cycle combiné de réfrigération avec éjecteur

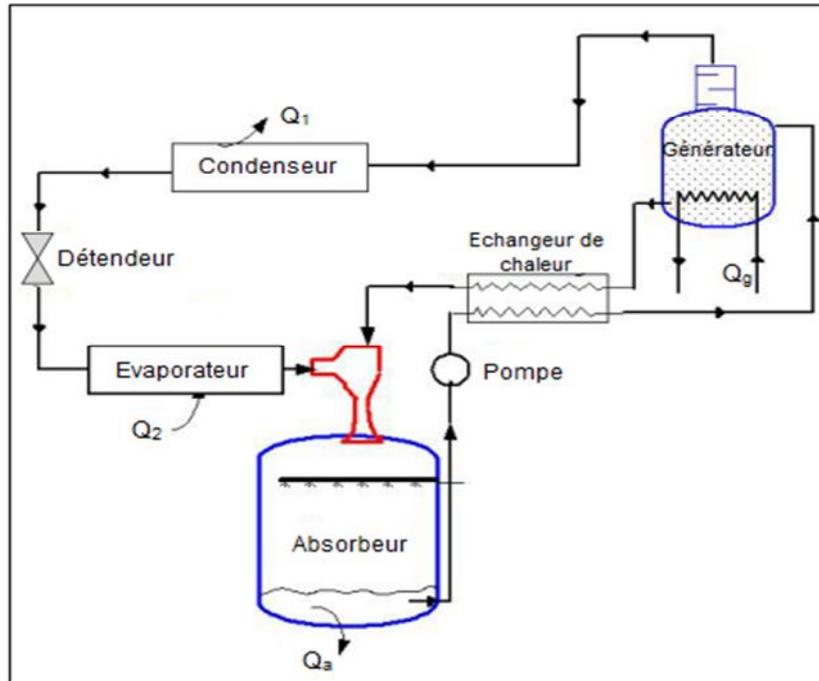


Figure (I-5) : Cycle combiné de réfrigération à absorption avec éjecteur. [7]

I.3.3.5. Système frigorifique solaire avec éjecteur

Les températures de fluide fournies par des capteurs solaires thermiques sont appropriées à actionner les éjecteurs pour des fins de refroidissement et de réfrigération. La figure (I-6) illustre une installation simple d'un cycle de réfrigération alimenté par l'énergie solaire.

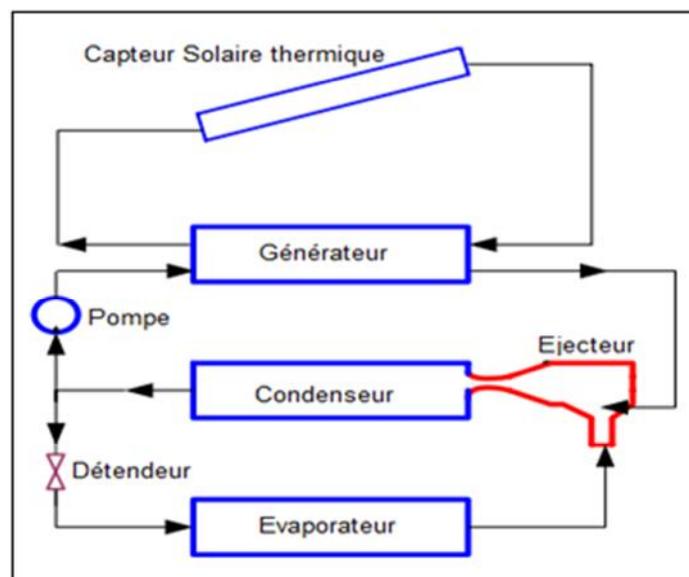


Figure (I-6) : Installation d'une pompe à chaleur solaire avec éjecteur-compresseur. [7]

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

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

1.3.4. Système frigorifique conventionnel à compression de vapeur

➤ Composantes :

Un système frigorifique de base à compression de vapeur est composé de quatre composantes : un compresseur, un condenseur, une valve de détente (détendeur) et un évaporateur. La figure (I-7) représente le système de base et son principe de fonctionnement.

➤ Principe de fonctionnement :

Le principe consiste à évaporer un fluide frigorigène à basse pression et donc à basse température dans un évaporateur en contact avec une source froide (Eau, air, etc...).

Dans le compresseur la vapeur est comprimée de l'état 1 (P_1, T_1) à l'état 2 (P_2, T_2) de sorte que sa température de condensation $T_c=T_2$ soit supérieure à la température ambiante. Ensuite dans le condenseur, la vapeur est condensée à pression constante de l'état 2 (P_2, T_2) à l'état 3 ($P_3=P_2, T_3$), en rejetant la chaleur q_{chaud} vers la source chaude. Et le liquide résultant subit une détente isenthalpique dans le détendeur de l'état 3 (P_3, T_3) à l'état 4 (P_4, T_4), puis le fluide frigorigène est vaporisé dans un deuxième échangeur de chaleur (Évaporateur) de l'état 4 (P_4, T_4) à l'état 1 ($P_1=P_4, T_1$) en prélevant une quantité de chaleur q_{froid} du milieu à refroidir. Pour cela, il faut que la température T_E du réfrigérant soit inférieure à celle de la source froide.

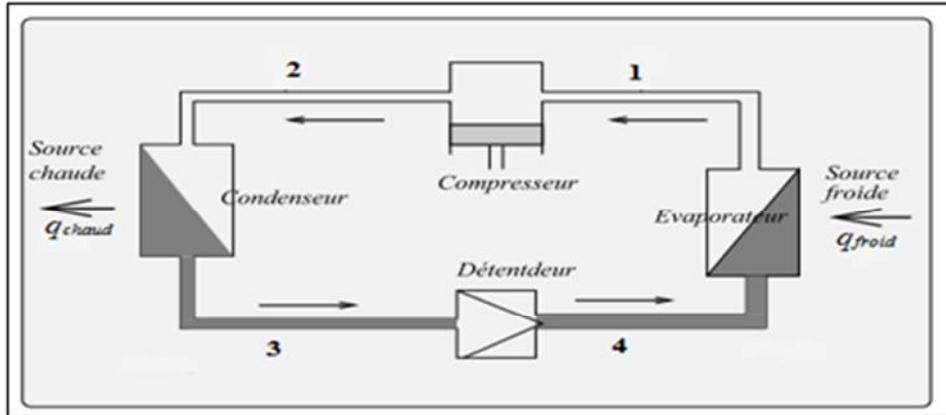


Figure (I-7) : Installation d'une machine frigorifique conventionnelle à compression de vapeur

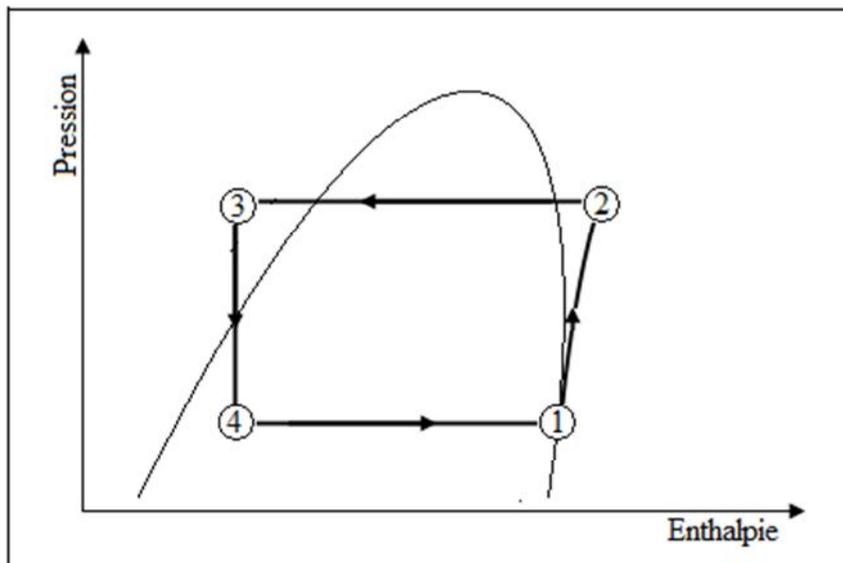


Figure (I-8) : Diagramme p(h) du cycle frigorifique classique à compression de vapeur.

1.3.5. Système frigorifique simple à éjecteur-compresseur

➤ Composantes :

Un système frigorifique à éjecteur-compresseur comprend les mêmes composants qu'un système classique à compression de vapeur, sauf qu'il utilise un éjecteur, une pompe et un générateur au lieu d'un compresseur. Ce système peut être décomposé en deux cycles fermés (Figure I-9).

➤ Principe de fonctionnement

- *le cycle de puissance* ou *boucle motrice (BM)* : constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la pompe et le générateur.

Le générateur (chaleur provenant d'une source d'énergie à basse température) fournit de la vapeur à haute pression (fluide moteur) (1) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur où elle est accélérée jusqu'à l'état (2). A la sortie du divergent, le fluide moteur entraîne la vapeur issue de l'évaporateur du circuit secondaire (BF) qui est à l'état (3), permettant ainsi le mélange des deux fluides (état 4). Le mélange est ensuite comprimé jusqu'à l'état (5). Il est ensuite acheminé vers le condenseur subissant ainsi une condensation isobare pour atteindre l'état (6), puis vers le générateur (7) par une pompe.

- *le cycle de réfrigération* appelé aussi *boucle frigorifique (BF)* : constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur.

Le fluide frigorigère sous forme liquide à la sortie du condenseur (6) subit une détente isenthalpique (7) à travers un détendeur avant d'être acheminé vers l'évaporateur pour la production du froid. A la sortie de l'évaporateur (3), le fluide frigorigère est aspiré par le fluide moteur (4) dans l'éjecteur.

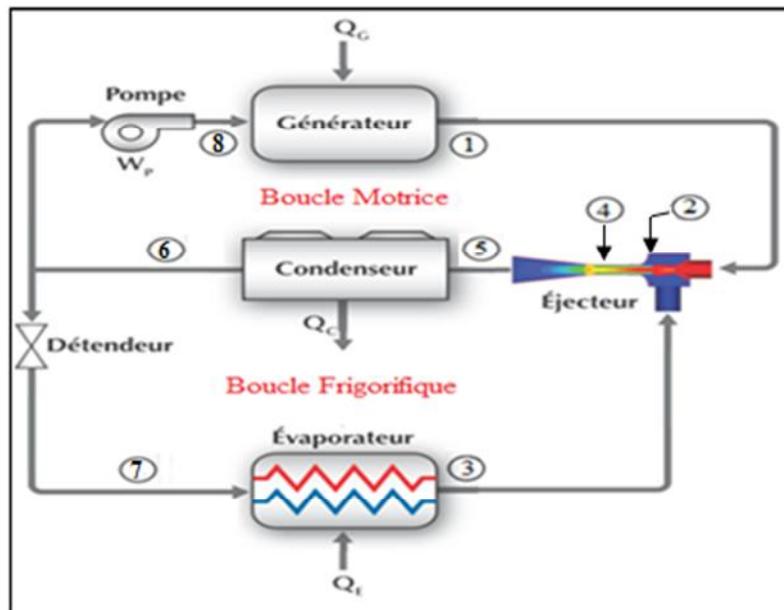


Figure (I-9) : Installation d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur. [6]

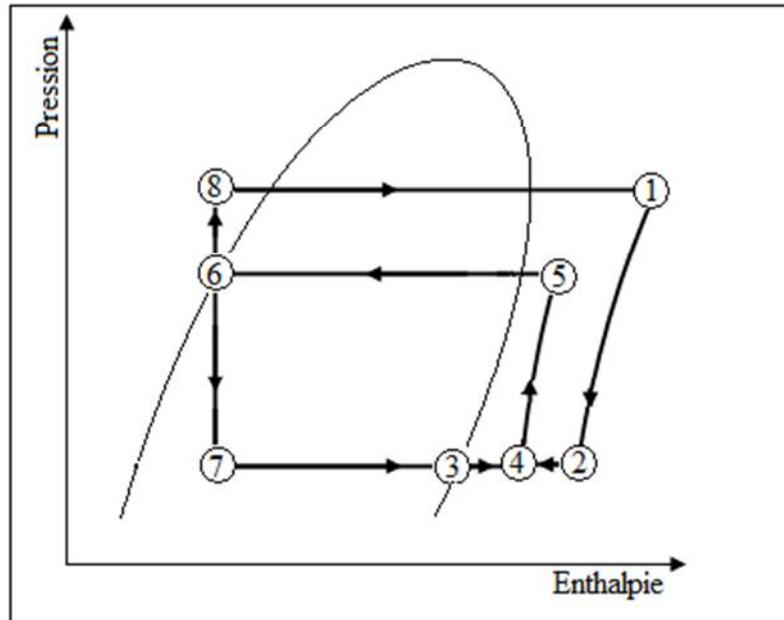


Figure (I-10) : Diagramme p(h) d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur

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

I.4. Sélection des fluides frigorigènes

I.4.1 Critères de la sélection des fluides frigorigènes

Les critères permettant la sélection des fluides frigorigènes sont basés sur trois points essentiels:

I.4.1.1. Critères techniques :

a) Propriétés thermodynamiques :

Le coefficient de performance est un aperçu de la variation de l'efficacité énergétique du système, la substitution du fluide peut être obtenue en comparant le coefficient de performance (COP) théorique des deux fluides. Cependant, il est important de noter que cette méthode ne tient pas compte de toutes les propriétés du réfrigérant ou de l'installation. Elle peut servir à une première approximation pour la comparaison entre différents fluides.

- La pression de condensation du fluide de substitution doit être supportée par le système (détendeur, conduites, etc...).

- La température critique du fluide doit être compatible avec les besoins en froid.
- La température de refoulement au compresseur doit être dans les limites tolérées par l'installation.

b) Sécurité :

On s'intéresse particulièrement à ce critère lorsque la machine frigorifique est située dans des locaux occupés par le grand public comme les installations frigorifiques utilisées dans l'industrie. Cela est divisé en deux points essentiels.

c) Toxicité:

Il s'agit de la toxicité du frigorigène par inhalation de ses vapeurs. La classification des fluides suivant leur toxicité peut être classée en deux groupes :

- ◆ Groupe A, peu toxiques: fluides dont la concentration moyenne est égale ou inférieur à 400 ml / m³.
- ◆ Groupe B, fortement toxiques: fluides dont la concentration moyenne est supérieur à 400 ml / m³.

Les valeurs de ces proportions acceptables peuvent différer, réglementairement, d'un pays à un autre.

d) Inflammabilité:

Des substances susceptibles de faire d'excellents frigorigènes, comme les hydrocarbures, ont été rejetés en raison de leur caractère combustible. Parmi les dérivés halogénés des hydrocarbures, ceux qui renferment encore suffisamment d'atomes d'hydrogène dans leurs molécules sont combustibles (le R32, la famille des R140, des R150, etc...). On évite donc l'utilisation de ces fluides purs, mais on les rencontre dans des mélanges frigorigènes, dilués avec des fluides incombustibles.

I.4.1.2. Critères économiques :

-Prix du frigorigène et des lubrifiants associés

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

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

I.4.1.3. Critères écologiques :

Jusqu'à un passé récent, l'industrie utilisait l'ammoniac, les chlorofluorocarbures totalement halogénés (CFC) ou partiellement halogénés (HCFC) ainsi que l'eau qui est notamment le fluide frigorigène des machines à absorption pour la climatisation. Or, les contraintes d'environnement ont conduit à des changements importants des règles de sélection. Pour la sélection d'un fluide frigorigène vient s'ajouter de nouvelles contraintes liées à l'environnement ; parmi lesquels, nous citerons que, l'ODP, le GWP.

a) ODP (Ozone Depletion Potential) : Le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone d'un réfrigérant est représenté par sa valeur ODP. Cette valeur est définie par rapport à l'impact du R11, qui sert, par convention, de fluide de référence (ODP du R11 =1) et rend compte de l'impact de l'émission d'un kg de fluide frigorigène comparé à l'impact de l'émission d'un kg de R11. Plus la valeur d'un fluide est réduite, moins son potentiel d'appauvrissement est grand.

b) GWP (Global Warming Potential) : Le GWP décrit le potentiel du réfrigérant sur l'effet de serre.

Conventionnellement, la valeur GWP d'une substance est définie par rapport à l'impact du CO₂ (GWP du CO₂ = 1) et ce, généralement, sur une période de 100 ans.

Le GWP 100 donne la quantité de CO₂ qui aurait un effet équivalent, sur l'effet de serre, à l'émission d'un kg de fluide (à un horizon de 100 ans). En effet la durée de vie d'un fluide halogéné est très longue et il faut intégrer son effet sur une durée longue. [8]

I.4.2. Sélection du fluide frigorigène à utiliser dans notre étude

(Étude comparative entre les fluides frigorigènes : R134a, R404a, R744, R245fa):

Après avoir énuméré les différents critères de sélection d'un fluide frigorigène, nous allons procéder à une comparaison entre quelques frigorigènes afin de sélectionner le fluide favorable à l'utilisation dans l'installation frigorifique à éjection de vapeur concernée par notre étude, pour l'étude comparative nous avons choisi les quatre fluides frigorigènes ci-après :

-R134a (HFC)

-R245fa (HFC)

-R404a qui est un mélange de trois frigorigènes de type HFC (R125, R143a, R134a).

-R744 qui est un fluide naturel (CO₂).

Pour faire un bon choix, nous devons connaître les qualités d'un bon fluide frigorigène:

Parmi les plusieurs qualités demandées à un fluide frigorigène on rapporte les plus importantes citées ci-dessous :

- Faible taux de compression.
- Basse pression, supérieure à la pression atmosphérique en fonctionnement normal.
- Faible toxicité.
- Recherche des fuites faciles.
- Faible influence sur le réchauffement climatique (GWP).

De très nombreuses autres qualités sont à prendre en compte, telles que l'influence sur l'ozone (ODP), et l'effet de serre, l'influence sur les composants de l'installation, la non-inflammabilité, la non-explosibilité, etc...

Le choix d'un fluide n'est donc pas toujours très évident, alors lors du choix, que privilégie-t-on ?

- Le coût à l'installation.
- Le COP (consommation d'énergie), l'ODP et le GWP.
- L'environnement.
- La sécurité du personnel.
- La maintenance.

Le tableau suivant présente les différents points essentiels pour la sélection d'un fluide frigorigène :

Frigorigène	R245fa	R134a	R404a	R744
Formule chimique	CF ₃ CH ₂ CHF ₂	CH ₂ FCF ₃		CO ₂
Masse moléculaire (g/mol)	134.0	102.03	97.604	44.01
T _{critique} (C°)	154.05	101.2	91.97	31.1
P _{critique} (bar)	36.4	40.7	37.16	73.8
ODP	0	0	0	0
GWP	950	1430	3260	1
Groupe de sécurité de ASHRAE	A1	A1	A1	A1
Toxicité	Non	Non	Non	Non
Inflammabilité	Non	Non	Non	Non

Tableau (I-1) : Tableau comparatif entre les fluides frigorigènes

Le tableau ci dessus montre que le R245fa a de bonnes propriétés thermodynamiques :

-La plus grande valeur de masse moléculaire.

-La plus faible pression critique.

-La température critique la plus élevée, le rendant très utile pour les cycles alimentés thermiquement. En outre, il est non corrosif, non toxique et non inflammable. Il a d'avantage une autre caractéristique très importante, c'est la variation de son entropie avec la pression et la température le long de la courbe de saturation de la vapeur sèche. Cette caractéristique, montrée en annexe (A), signifie que lorsque la vapeur subit une détente isentropique d'une haute pression vers une faible pression, au lieu de se détendre dans la région de la vapeur humide, qui peut produire des gouttelettes érosives dans le flux à grande vitesse, le R245fa se détend dans la région de la vapeur sèche, ayant ainsi des effets avantageux envers la fiabilité de la tuyère primaire et le diffuseur.

Il est d'avantage non toxique et non inflammable et il n'a aucun effet négatif sur la couche d'ozone. Et il a le plus faible potentiel sur l'effet de serre, à l'exception du R744.

Les figures (1), (2), (3) et (4) en annexe (B) montrent une autre propriété importante d'un frigorigène, et qui est l'état du fluide après la compression dans l'éjecteur, les figures (1), (2) et (3) montrent que les frigorigènes R134a, R404a, R744 respectivement sont en état de vapeur surchauffée, donc le processus de condensation de ces fluides s'effectue dans le condenseur en deux étapes : la 1^{ère} étape qui est la désurchauffe, et la deuxième étape qui est le changement de phase. Contrairement au R245fa (dont la courbe de saturation est montrée dans la figure (4)), qui se trouve à l'état diphasique après la compression, donc sa condensation s'effectue en une seule étape qui est le changement de phase. Par conséquent, la condensation des fluides R134a, R404a et R744 nécessite un condenseur de dimensions importantes contrairement au R245fa qui offre l'avantage de réduire les dimensions du condenseur et donc, le coût de l'installation. En outre, le R245fa fournit l'effet frigorifique le plus élevé en comparaison aux autres fluides (figures en annexe (B)).

Après cette étude comparative nous avons sélectionné le frigorigène R245fa afin de l'utiliser dans notre simulation numérique pour ses diverses qualités citées ci dessus.

Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons fait connaissance avec les différents procédés de réfrigération, en particulier les systèmes à éjecteur, et nous avons aussi présenté le système frigorifique à éjecteur-compresseur concerné par notre étude de simulation. Suite à une étude comparative, nous avons choisi d'utiliser le R245fa comme fluide frigorigène dans notre modélisation numérique.

Chapitre II: État de l'art et
analyse phénoménologique de
l'éjecteur

Introduction

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

II.1. Généralités sur les éjecteurs

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

II.1.1. Définition de l'éjecteur

L'éjecteur, est un appareil statique destiné à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides et parfois des solides grâce à la détente d'un fluide moteur (fluide primaire) qui peut être à l'état gazeux, en régime subsonique ou supersonique, ou à l'état liquide, en régime incompressible, et fournir l'énergie nécessaire à l'entraînement d'un flux secondaire.

Les éjecteurs peuvent être opérés avec les fluides incompressibles (liquides), et dans cette application ils sont connus sous le nom de *pompes de jet* ou *éducteurs*.

D'autre part lorsque les éjecteurs sont opérés avec les fluides compressibles (gaz et vapeurs) les termes *éjecteur* et *injecteur* sont généralement employés. Et dans notre cas d'étude c'est à ce type d'éjecteur que nous allons nous intéresser.

II.1.2. Éléments constitutifs d'un éjecteur

Comme le montre la figure (II-1), un éjecteur est constitué principalement de deux tuyères coaxiales :

1- Tuyère primaire : c'est une tuyère convergente divergente, à travers laquelle passe le fluide primaire.

2-Tuyère secondaire : c'est une tuyère qui enveloppe la tuyère primaire, elle comporte une ou plusieurs entrées de fluide secondaire, une *chambre d'aspiration*, une *chambre de mélange* tandis que la section divergente représente le *diffuseur*.

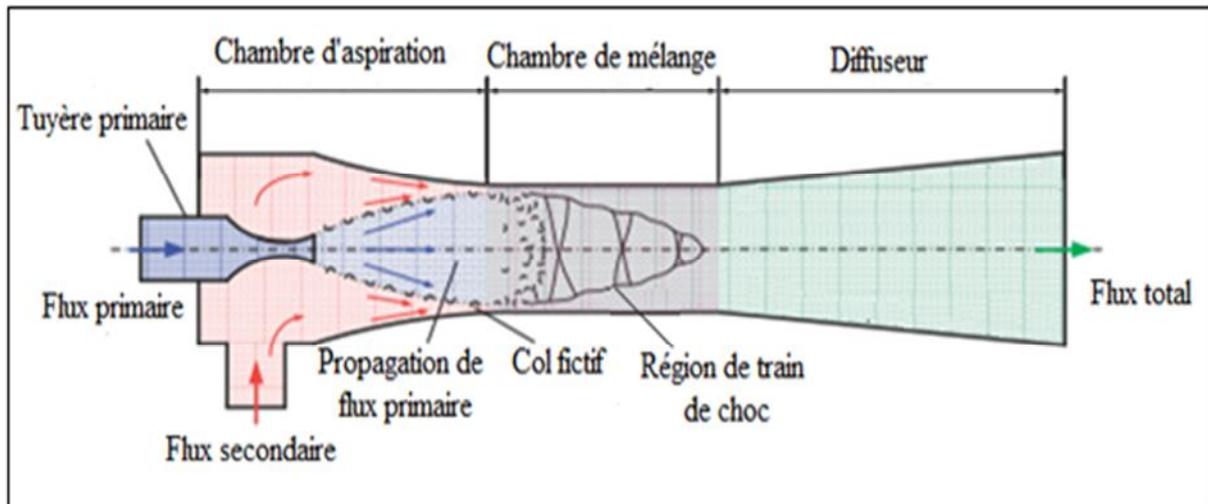


Figure (II-1) : Schéma représentatif d'un éjecteur [9]

II.1.3. Modèles de fonctionnement des éjecteurs

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

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

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

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

Pour ce cas, montré par la figure (II-3), la sortie de la tuyère primaire se situe dans la chambre d'aspiration, concernant ce type d'éjecteurs, les chercheurs ont supposé que le mélange des deux flux se produit dans la chambre d'aspiration avec une pression constante [8], d'où le nom «éjecteur à pression de mélange constante».

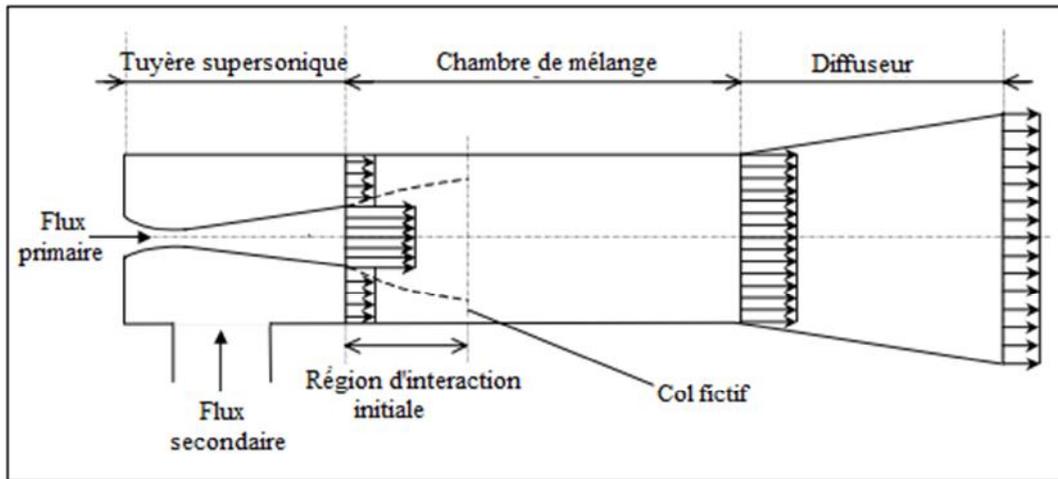


Figure (II-2) : Éjecteur à section de mélange constante [10]

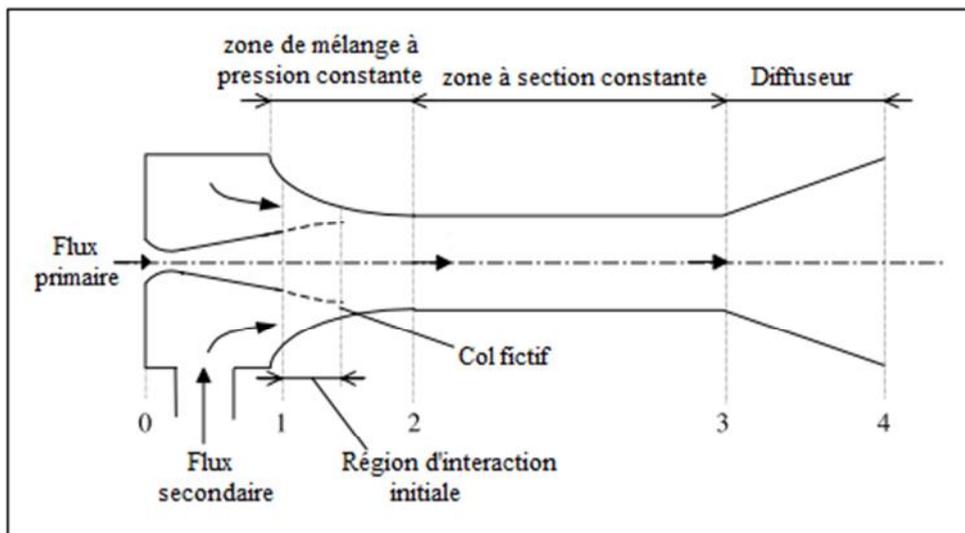


Figure (II-3) : Éjecteur à pression de mélange constante [10]

II.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur

Le principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur est basé sur la conversion des énergies cinétique et calorifique d'un flux de vapeur à haute pression pour entrainer (aspirer) et comprimer une vapeur à basse pression.

La tuyère primaire est conçue d'un design convergent-divergent (figure II-1). Cela permet la conversion de l'énergie de pression en énergie cinétique importante du jet sortant de la tuyère, qui devient supersonique.

L'accélération de flux primaire à la sortie de la tuyère engendre une chute de pression, de sorte que cette dernière (pression à la sortie de la tuyère), devient inférieure à la pression à l'entrée secondaire, cette différence de pression génère l'aspiration du fluide secondaire vers la chambre d'aspiration. Au niveau de cette dernière, le jet à haute vitesse commence à s'interagir avec le fluide secondaire. Une quantité de mouvement est transférée de flux primaire et qui se traduit par une accélération de fluide secondaire. Selon les conditions de fonctionnement, les deux flux; primaire supersonique et secondaire pourraient être étranglés à l'intérieur de l'éjecteur. En raison des différences de la pression statique, il est possible que le flux primaire se propage et crée un col fictif (figure II-1) dans lequel le flux secondaire atteint la condition sonique avant que les deux flux se mélangent (se mélangent) dans la section de mélange. La chambre de mélange peut être conçue comme un segment ayant une section transversale constante, mais souvent a une section d'entrée conique.

Le processus de mélange est souvent accompagné par des phénomènes d'ondes de choc qui se traduisent en une considérable augmentation de pression et une diminution brusque de la vitesse de l'écoulement, néanmoins le flux total à la sortie de la chambre de mélange peut encore avoir des vitesses d'écoulement élevées.

Alors, un diffuseur est utilisé pour récupérer le reste de l'énergie cinétique et la convertir en énergie de pression, ce qui augmente la pression statique pour atteindre le niveau de pression recherché qui est la pression de condensation. Ainsi, le flux total quitte le diffuseur à une pression intermédiaire, soit entre celle de flux primaire et celle du secondaire.

Par conséquent, l'éjecteur agit comme une pompe à fluide moteur utilisé pour élever la pression d'un fluide entraîné.

II.3. Performances de l'éjecteur-compresseur

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

II.3.1. Le taux de compression τ

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 :

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

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].

II.3.2. 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 :

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (II.2)$$

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.

II.4. Les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur-compresseur

La performance de l'éjecteur peut être divisée 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 (II-4), montre les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur pour une géométrie et des conditions fixes ;

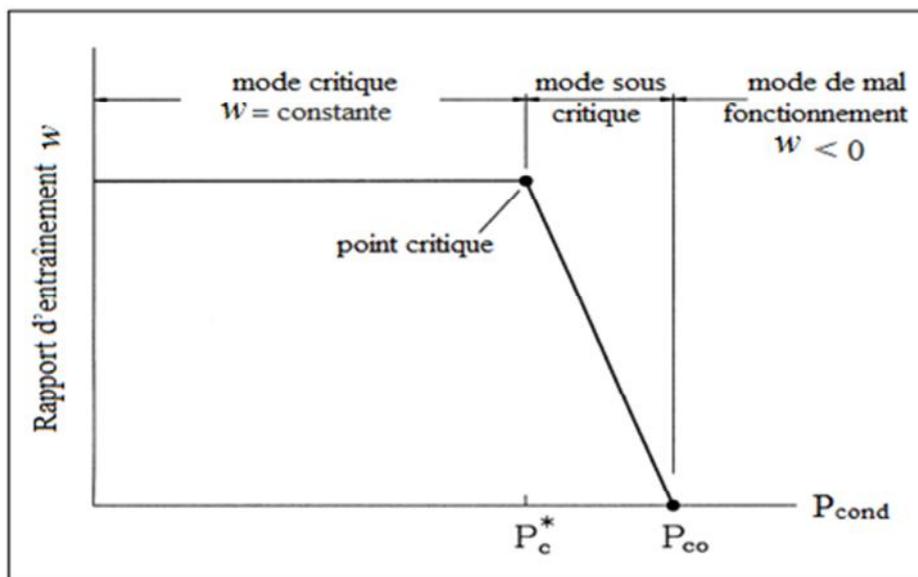


Figure (II-4) : Les modes de fonctionnement d'un éjecteur [11]

II.4.1. Mode critique : si $P_{\text{cond}} = P_c^*$, 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 ;

II.4.2. Mode sous critique : si $P_c^* < P_{\text{cond}} < P_{\text{co}}$, lorsque la pression de sortie P_c dépasse la pression critique, dans cette situation le rapport d'entraînement w diminue avec l'augmentation du P_c , dans ce mode, seul le flux primaire est étranglé (production d'onde de choc dans la tuyère primaire);

II.4.3. Mode de mal fonctionnement : si $P_{\text{cond}} = P_{\text{co}}$, lorsque les deux flux; primaire et secondaire ne subissent pas d'ondes de choc, et le flux entraîné est inversé (mal fonctionnement), $w = 0$.

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

Tel que : 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.

II.5. Avantages et inconvénients de l'éjecteur

II.5.1. Avantages

- Le principal avantage que représente l'éjecteur à un cycle de production de froid est qu'il utilise des énergies thermiques gratuites (rejets thermiques) ou non nocives (énergie solaire)

- Un éjecteur est un appareil mécanique ;
 - De forme géométrique très simple d'où, la simplicité de sa fabrication.
 - Sans pièces en mouvement, cela réduit le poids de l'équipement et améliore la fiabilité, et il ne demande pas d'entretien ou de maintenance coûteuse (pas de lubrification ou de friction...)
- Flexibilité d'emploi : Un éjecteur peut être incorporé dans un système de réfrigération de plusieurs façons, et il peut remplacer partiellement ou complètement plusieurs éléments dans les systèmes de réfrigération, tels que le compresseur et le détendeur.
- Contrairement aux compresseurs, un éjecteur peut être conçu afin de fonctionner avec des liquides, des gaz, ou une combinaison des deux.
- Ils peuvent être opérationnels à de très faibles gammes de températures et de pressions, ce qui permet l'utilisation de nouveaux fluides frigorigènes tels que l'eau.

II.5.2. Inconvénients

Signalons à ce propos que l'un des problèmes pratiques rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle, sont ses performances qui dépendent beaucoup de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est bien évidemment fonction du rapport d'entraînement, mais une variation de ce dernier induit une modification de la géométrie optimale de l'éjecteur, qui est bien évidemment impossible à réaliser. Autrement dit, les éjecteurs ont une très courte marge de fonctionnement.

II.6. État d'art sur les éjecteurs

Il ya plusieurs façons d'analyser quantitativement l'écoulement dans les éjecteurs. L'une de ces méthodes est le procédé unidimensionnel (1-D) qui fournit un bon résultat avec un calcul simple.

II.6.1. Études théoriques unidimensionnelles (1-D)

De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été effectuées afin de comprendre non seulement les mécanismes fondamentaux en termes de dynamique des fluides et transfert de chaleur, mais aussi le comportement opérationnel de l'éjecteur. Néanmoins, la plupart d'entre eux comptaient sur des modèles semi-empiriques ou unidimensionnels. Keenan et Newman (1946) [12] et Keenan et al. (1950) [13] ont fixé la

première étape de leur modèle 1-D pour l'air avec une section de mélange constante et plus tard avec le concept de mélange à pression constante encore utilisé aujourd'hui.

Munday et Bagster (1977) [14] ont introduit le col fictif pour expliquer les limitations de la capacité maximale de l'éjecteur. Ce type de modèles a ensuite été appliqué à des fluides frigorigènes et le col fictif a été placé dans la zone à section constante (Huang et al., 1999).[15]

I. W Eames (2002) [16] a effectué une étude théorique dans laquelle il a introduit une nouvelle méthode pour la conception des éjecteurs appelé « méthode CRMC » qui suppose un taux constant de changement de la quantité de mouvement à travers le diffuseur, les résultats théoriques obtenus indiquent une amélioration significative dans le taux d'entraînement et dans le taux de compression

En 2004, Ouzzane et Aidoun [17] ont proposé un modèle unidimensionnel permettant de suivre les conditions de l'écoulement le long de l'éjecteur. Dans leur étude, les propriétés des fluides ont été évalués en utilisant les sous-routines NIST (1980) pour les équations d'état des réfrigérants.

L'objectif de cette théorie était de faire une analyse thermodynamique de l'écoulement isentropique monodimensionnel du réfrigérant le long de l'éjecteur en se fondant sur les équations thermodynamiques des gaz parfaits et les lois de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie, sans tenir compte des pertes dues à la friction. Et pour se rapprocher plus des conditions réelles de l'écoulement, plusieurs chercheurs ont procédé expérimentalement afin de comprendre le fonctionnement de l'éjecteur.

II.6.2. Études expérimentales

Au début des années 90 plusieurs chercheurs ont rendu compte qu'il était nécessaire d'améliorer la performance des éjecteurs afin de les rendre économiquement plus attrayants. De nombreuses investigations expérimentales ont été effectuées pour évaluer l'effet de la géométrie d'éjecteur sur sa performance, à savoir:

- L'endroit de sortie de la tuyère par : Aphornratana et Eames [3]; Chunnanond et Aphornratana [1].

- Le rapport des sections de tuyère et de la chambre de mélange par : Sankarlal et Mani [18], Chang et Chen [19].

Eames et al. [20] Aphorantana et Eames [21], Chunannond et Aphorantana [22]. Ont étudié expérimentalement l'influence de la température et de la pression du condenseur sur le COP global du système, ils ont montré que le rapport d'entraînement est limité par la pression critique du condenseur. Eames et al [20] a présenté le rapport d'entraînement en fonction de la pression critique.

Des études expérimentales sur l'influence de la température de générateur sur le COP du système ont été menées : Eames et al.[20], Aphorantana.[23] ont montré que pour chaque température de l'évaporateur, il existe une température optimale du générateur qui maximise le COP du cycle. Chunannond et Aphorantana ont indiqué que la diminution de la pression du générateur augmente le taux d'entraînement.

Eames et al.[20], ont montré que la performance d'un éjecteur supersonique représentée par le COP décroît avec la montée de la température et de la pression au générateur, ou par la diminution de la température et de la pression à l'évaporateur ou au condenseur. Et que la variation du rapport d'entraînement ω suit celle du COP.

Chunannond et Aphorantana [22] ont étudié l'effet des surchauffes sur la performance de l'éjecteur, ils ont signalé que l'influence de la surchauffe des fluides à l'entrée de l'éjecteur sur le COP de cycle est négligeable. Et le seul avantage que présente la surchauffe de fluide primaire est d'empêcher la corrosion de l'éjecteur provoquée par la vapeur humide.

L'important effet de la géométrie de l'éjecteur sur ses performances s'est traduit par plusieurs études expérimentales :

L'effet de la position de la tuyère primaire a été étudié par Eames et Aphorantana [21], Eames et al [23] et Chunannond et Aphorantana [22], ils ont indiqué qu'il existe une position optimale qui donne le meilleur COP du cycle. D'après Chunannond et Aphorantana [22], le déplacement de la tuyère primaire vers l'extérieur de la chambre de mélange augmente le canal d'entraînement du fluide secondaire, ce qui augmente le COP de l'éjecteur et diminue la pression critique de condensation.

Chunannond et Aphorantana [22] et Eames et al [23] ont montré que l'augmentation du rapport des diamètres (diamètre du col de la tuyère primaire divisé par le diamètre de la tuyère secondaire) augmente le COP de l'éjecteur et diminue la pression critique de condensation.

Les pertes de charge dans l'éjecteur :

Dans les études expérimentales d'Al-Khalidy et al [24] et d'Aphorantana et al [25] l'obstruction du fluide secondaire dans la chambre de mélange n'a pas été envisagée. Ce qui rend le système plus flexible et le cop du système augmente toujours avec l'augmentation de la température de la chaudière ou de l'évaporateur, ou avec la diminution de la pression de condensation. Mais il n'y a aucun critère pour construire ce genre d'éjecteur.

Les fluides frigorigènes :

D'après les études expérimentales de Halton [26], le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire.

II.6.3. Études numériques (CFD)

La complexité de l'écoulement et le coût des études expérimentales rendent la dynamique des fluides numérique (CFD) un outil très intéressant dans l'étude des éjecteurs. Pour mieux exprimer et visualiser l'écoulement et le mélange des deux fluides dans l'éjecteur, Riffat et al [27] ont analysé un modèle de trois dimensions d'un éjecteur fonctionnant avec l'ammoniac, dans cette analyse ils ont supposé que l'ammoniac est un fluide incompressible. Avec le développement rapide des outils informatiques, l'utilisation de la CFD est devenue plus efficace. Rusly et al [28] ont utilisé un modèle de 3-D pour simuler l'écoulement dans un éjecteur utilisant le R245 comme fluide frigorigène. Rusly et al [29] ont visualisé l'influence de la variation de la géométrie de l'éjecteur sur ses performances par l'utilisation de la technique de CFD. La même technique a été utilisée par Pianthong et al [30] pour étudier les caractéristiques de l'écoulement de fluide (vapeur d'eau) dans les deux types d'éjecteur (à pression de mélange constante et à section de mélange constante), l'influence des conditions opératoires et de la géométrie de l'éjecteur ont été aussi étudiés dans cette étude.

Le présent travail consiste à simuler numériquement l'écoulement d'un fluide frigorigène dans un éjecteur-compresseur supersonique, implanté dans un cycle frigorifique à l'aide du logiciel FLUENT ANSYS, afin de visualiser l'influence de la pression de

condensation sur les performances de l'éjecteur et de déterminer la marge de fonctionnement optimum de notre éjecteur.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons défini et décrit l'éjecteur en évoquant ses deux modèles à pression constante et à section constante, et nous avons aussi expliqué son principe et ses différents modes de fonctionnement. Par la suite ses avantages et ses inconvénients ont été énumérés. A la fin de ce chapitre, une synthèse de l'essentiel des recherches effectuées sur les éjecteurs a été présentée.

Chapitre III:

Simulation numérique

Introduction

La conception de la géométrie se fait à l'aide du GAMBIT, qui nous permet de construire un maillage raffiné qui sera transformé en fichier « msh », et exporté vers le logiciel de simulation FLUENT. Comme le fluide utilisé est un gaz réel, donc on doit coupler FLUENT avec REFPROP pour obtenir les propriétés du fluide au cours de l'écoulement.

Avant d'entamer la simulation numérique de l'écoulement super sonique dans un éjecteur à l'aide d'un code de résolution numérique, il est nécessaire de préciser l'objectif de cette méthode.

Nous utilisons dans notre travail deux logiciels commerciaux très utilisés dans : un mailleur (GAMBIT) et un solveur (FLUENT).

III .1. Présentation des logiciels

III.1.1. Présentation du logiciel GAMBIT

GAMBIT est un préprocesseur pour l'analyse en CFD (Computational Fluid Dynamics), qui permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine à étudier et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôle. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage.

III.1.2. Présentation du logiciel FLUENT

Le logiciel FLUENT est utilisé pour la simulation numérique. Il permet la prédiction des écoulements des fluides par résolution des équations de conservation en se basant sur la méthode des volumes finis. Ce logiciel est capable de simuler une large gamme d'écoulements des fluides dans des configurations très diverses (écoulement laminaire ou turbulent, régimes permanents ou variables, écoulements incompressibles et compressibles, écoulements internes et externes avec ou sans transfert de chaleur, etc...).

Dans notre cas l'écoulement est considéré en régime d'équilibre, axisymétrique, compressible et supersonique. Les équations gouvernantes du système ont été résolues en utilisant la version 6.3 du code FLUENT.

III.1.3. Présentation du logiciel REFPROP

REFPROP est un logiciel basé sur la formulation de Tillner-Roth et Baehr (1994), qui utilise la méthode de la thermodynamique statistique d'Helmholtz; ce logiciel est utilisé pour

donner les propriétés de réfrigèrent en utilisant les équations de sa base de données, pour notre cas il représente le comportement des gaz réels [31].

III.2. Le modèle physique

La figure ci-dessous montre la géométrie de l'éjecteur concerné par notre étude de simulation

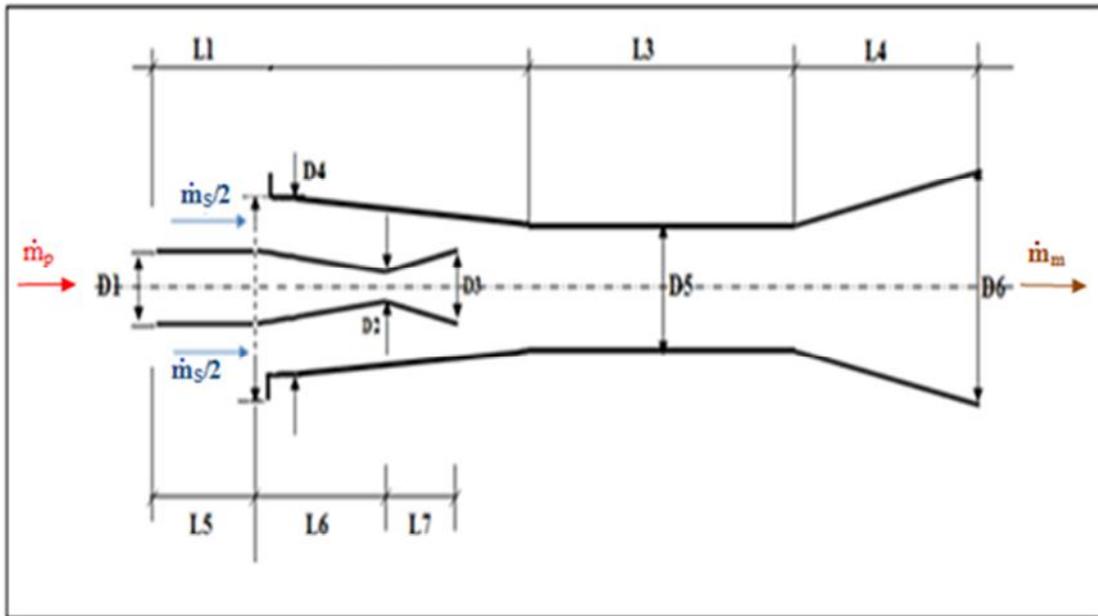


Figure (III.1) : Géométrie de l'éjecteur

Pour effectuer une simulation numérique avec le logiciel FLUENT nous devons suivre les étapes suivantes :

III.3. Les étapes de la simulation

III.3.1. Réalisation de la géométrie

Il est impératif de bien distinguer entre la géométrie et le maillage qui lui-même est différent du domaine de calcul. La géométrie comprend les positions physiques des points caractéristiques qui définissent la zone à mailler. Il faut pouvoir représenter la zone à étudier par un ensemble des figures géométriques simples raccordées les unes aux autres. Il peut être avantageux de définir des points intermédiaires qui ne sont pas indispensables à la définition de la géométrie mais qui permettent de délimiter les zones dans lesquelles les mailles seront adaptées pour raffiner le maillage près des parois par exemple ou bien pour épouser au mieux

la forme des obstacles, parois ou autres, etc... Pour définir la géométrie sur GAMBIT, il faut suivre la démarche suivante :

- ❖ Création des points (créer point par point)
- ❖ Création des lignes (relier les points déjà créés)
- ❖ Création des facettes (relier les lignes déjà créées)

Les images (1), (2) et (3) en annexe (C) montrent les étapes suivies.

III.3.2. Réalisation du maillage

Le maillage est l'ensemble des mailles générées pour subdiviser en petits éléments les zones définies par la géométrie. Ces éléments peuvent tous avoir la même forme; carrée ou rectangulaire pour des maillages cartésiens réguliers. Mais ils peuvent aussi être déformés par rapport à une forme de départ dans le cas d'un raffinement en maillage cartésien par exemple ou pour un maillage curviligne épousant la forme de la paroi.

Pour réaliser le maillage sous GAMBIT, il faut suivre la démarche suivante

- ❖ Maillage des lignes (mailler les lignes)
- ❖ Maillage des surfaces (mailler les surfaces)

Les figures (4) et (5) en annexe (C) montrent le maillage.

III .3.3. Choix des types de frontières

Les types de frontières entourant le domaine considéré, dans notre travail sont résumés dans le tableau suivant :

Région	Type
Entrée primaire	Pressure-inlet
Entrée secondaire	Pressure-inlet
Sortie diffuseur	Pressure-outlet

Tableau (III.1) : Types des frontières

Pour mieux expliquer la figure suivante montre les régions et les conditions aux limites sur la géométrie.

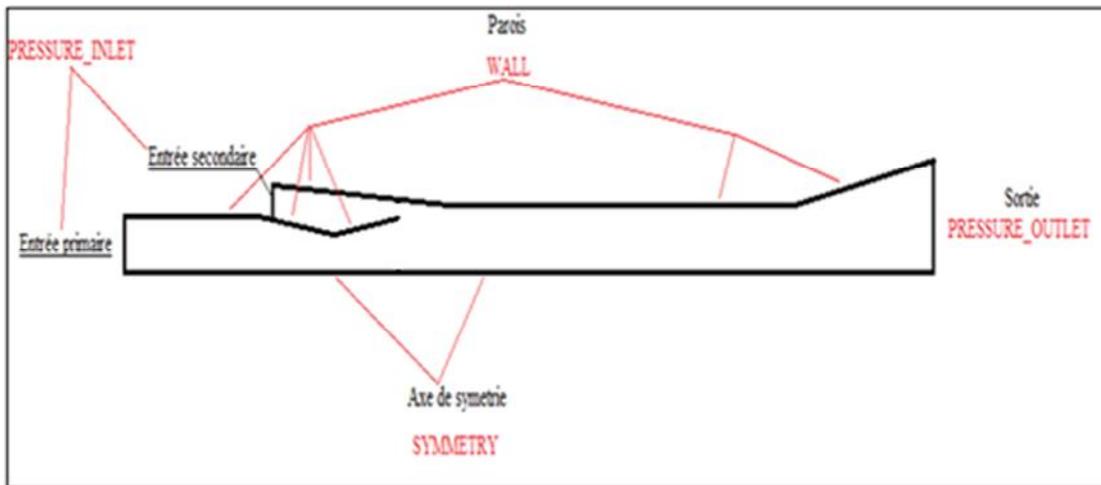


Figure (III.2) : Conditions aux limites

III.3.4. Choix de type du domaine

Le type du domaine considéré, dans notre travail est résumé dans le tableau suivant :

Région	Type
Toutes les régions	Fluid

Tableau (III.2) : Type du domaine

La dernière étape consiste à exporter le maillage sous fichier msh pour ensuite entamer la résolution par FLUENT. L’organigramme ci dessous résume les procédures de simulation.

III.4. Procédures de simulation sur FLUENT

III.4.1. Vérification :

En premier lieu on vérifie le maillage. (*Grid -> Check*).

Puis l’affichage du maillage. (*Display -> Grid*).

Sur le graphique, on est libre de manipuler avec diverses façons. (*Zoom, dézoom...*).

III.4.2. Critères de la modélisation :

Tout d’abord nous devons choisir le type du solveur : (*Define -> Models -> Solver*), puis nous devons choisir le type du modèle énergétique :(*Define -> Models -> Energy*). Par la suite de la viscosité du fluide : (*Define -> Models -> Viscous*), Cette fenêtre permet de définir la viscosité du fluide. Et on choisit le modèle RNG k- ϵ . Et les opérations suivantes: (*Define -> Operating Conditions*) : permettent de définir la pression de référence. Et pour définir les conditions aux limites : (*Define -> Boundary Conditions*).

La définition des conditions aux limites passe par plusieurs étapes dont, l’aspect géométrique, les variables (pression, température, débit et vitesses entre autres).

L’entrée des pressions peut aussi se faire de diverses façons: Dans le cas compressible on doit spécifier dans (*Pressure Inlet*) : La pression relative totale (*Gauge Total Pressure*) qui est la pression de stagnation relative, et si de plus l’écoulement est supersonique, la pression relative statique (*Supersonic/ Initial Gauge Pressure*) doit être prise en considération. Une température totale est aussi insérée dans cette fenêtre, et on doit spécifier la pression de sortie (*Pressure-outlet*) dans la pression relative (*Gauge Pressure*).

III.4.3. Choix des conditions aux limites

Les conditions aux limites sont spécifiés pour la pression de stagnation et la température de stagnation pour les entées (primaire, secondaire), et la pression statique du diffuseur (sortie de l’éjecteur). Et le tableau suivant montre ces conditions aux limites :

	Entée primaire		Entrée secondaire		Sortie éjecteur	
	Pression (Bar)	Température (K)	Pression (Bar)	Température (k)	Pression (Bar)	Température (K)
Essai 1	4.901188	356,52	1.217523	292,95	2.026538	340
Essai 2	4.901188		1.217523		2.526538	
Essai 3	4.901188		1.217523		2.826538	

Tableau (III .3) : Conditions aux limites

III.4.4. Choix du schéma de discrétisation

L'acte de remplacer les différentielles qui gouvernent l'écoulement du fluide par un ensemble des équations algébrique qui seront résolues aux points distincts est appelé la discrétisation

Le tableau suivant résume le schéma de discrétisation :

Pression	Standard
Quantité de mouvement	Second ordre upwind
Couplage vitesse-pression	Simple
Énergie cinétique turbulente	Second ordre upwind
Taux de dissipation	Second ordre upwind

Tableau (III .4) : schéma de discrétisation

III.4.5 Critères de convergence :

Les critères de convergence, avec la réduction des résidus nous aident à déterminer le moment où la solution est complète.

Le tableau suivant résume les grandeurs de convergence. Des résidus 10^{-3} pour l'équation de continuité vitesse-x, vitesse-y, et 10^{-6} pour l'équation de l'énergie.

Résidus	Critères de convergence
Continuité	0.001
Vitesse-x	0.001
Vitesse-y	0.001
Energie	$1e^{-06}$
K	0.001

Tableau (III.5) : fixation des résidus

III.5. Modèle mathématique :

Les équations de continuité pour une géométrie 2D-axisymétrique sont données de l'équation (3-1). [32], et les équations de la conservation de quantité de mouvement sont données des équations (3-2). [32], et (3-3). [32], et sont combinées dans l'équation (3-4). [32]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = S_m \quad (3-1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_x) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial r} - \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (3-2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_r) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] - 2\mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho + F_r \end{aligned} \quad (3-3)$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \quad (3-4)$$

Où : x coordonnée axial, r coordonnée radiale, v_x vitesse axial. v_r vitesse radiale.

Le modèle de turbulence $k-$ est décrit l'équation (3-5). [32] ci-après, le rapport de dissipation de l'énergie cinétique est donné par l'équation (3-6). [32] ci-après

Constantes : $C_\mu=0,09$; $C1=1,47$; $C2=1,92$

$$\sigma_k = 1,0$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,3$$

$$f1=f2=1 \text{ et } G=11.111$$

$$\frac{\partial(\rho\mu k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\nu k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} + \mu_T G - \rho\varepsilon - 2\mu \left(\frac{\partial k^{1/2}}{\partial y} \right)^2 \quad (3-5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\varepsilon}{k} C_2 f_1 \mu_T G - \frac{\varepsilon^2}{k} C_2 f_2 \mu_T \rho + 2 \frac{\mu \mu_T}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] \end{aligned} \quad (3-6)$$

- **Le modèle k-**

Le modèle RNG k- sélectionné dans FLUENT pour son habilité pour une meilleur prédiction des performances que d'autres modèles de turbulence, le traitement de proche paroi est traité par la fonction standard du mur qui donne des résultats raisonnablement exact.

Conclusion

Dans cette partie nous a avons présenté les logiciels utilisés, en suite nous avons montré les différentes étapes effectuées, en se basant essentiellement sur le maillage et les conditions aux limites sous le logiciel GAMBIT ; en fin nous avons expliqué la procédure de simulation sous le logiciel FLUENT, el la définition des conditions aux limites en focalisant sur la convergence.

Chapitre IV:

Résultats et discussions

Introduction

Après avoir effectué la simulation numérique, nous allons procéder dans ce chapitre à la visualisation des différents résultats obtenus, les champs et les courbes des vitesses, de nombre de Mach, des pressions et des températures seront présentés, discutés et interprétés, puis à partir de ces résultats, nous allons calculer les taux d'entraînement et de compression de notre éjecteur pour enfin, tracer la courbe des performances de ce dernier.

IV.1. Visualisation et discussion des différents résultats de simulation

Dans notre cas, nous avons quatre visualisations possibles pour chaque pression de condensation :

- L'évolution de la vitesse.
- L'évolution du nombre de Mach.
- L'évolution de la pression.
- L'évolution de la température.

IV.1.1. Évolution de la vitesse le long de l'éjecteur :

❖ Champs des vitesses :

La figure (IV-1) ci après montre la distribution de la vitesse le long de l'éjecteur pour les trois pressions de condensation

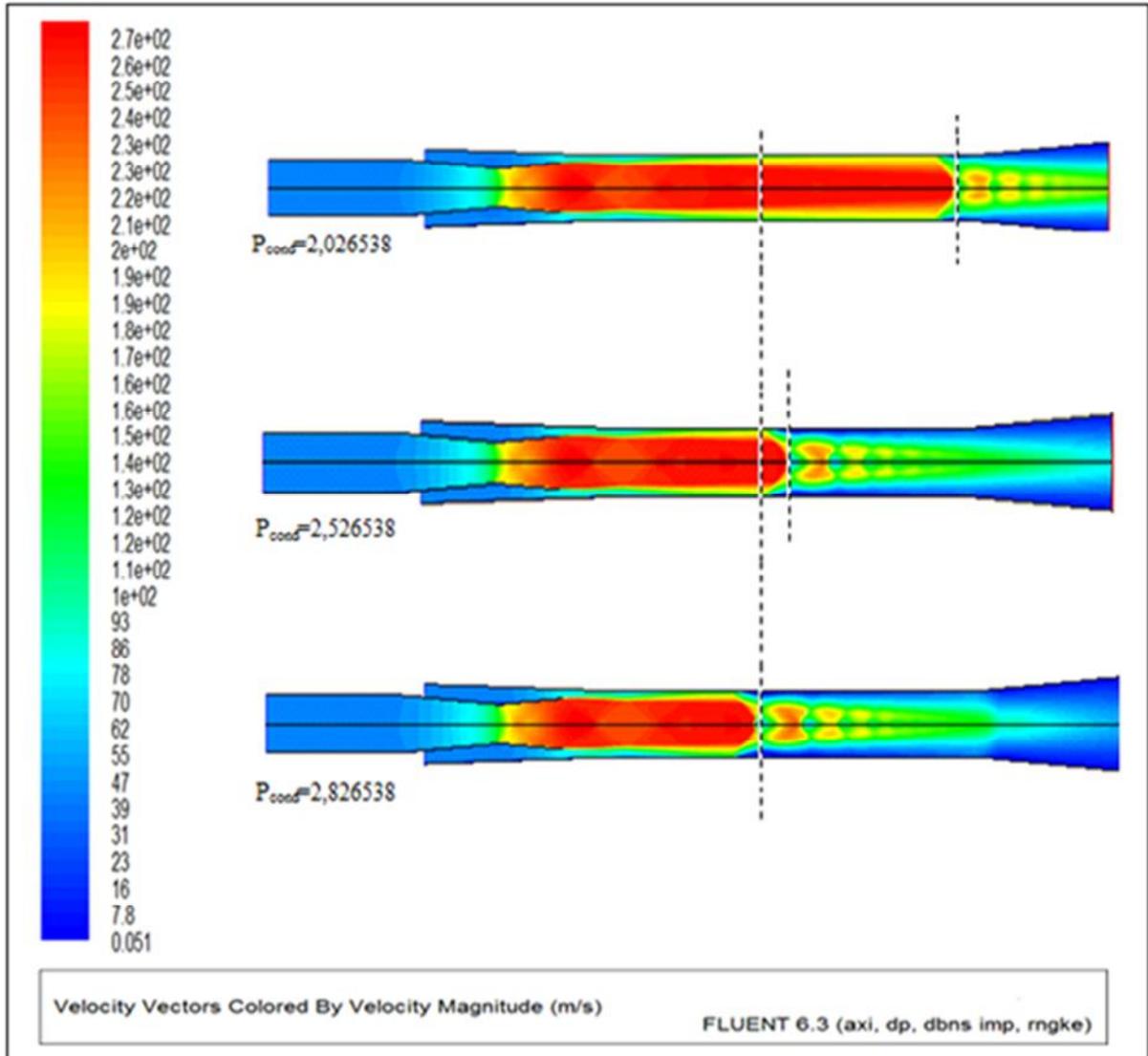


Figure (IV-1) : La distribution de la vitesse le long de l'éjecteur

Discussion :

On constate que la distribution de la vitesse est constante dans la section constante de la tuyère primaire, marquée par une même couleur bleu, puis elle subit une augmentation brusque au niveau du col (indiquée par un changement de couleur qui devient rouge), cette distribution reste la même pour les trois cas jusqu'au milieu de la chambre de mélange, et au delà de cette position on remarque une diminution brusque de la vitesse, la position de cette variation brutale se rapproche de plus en plus vers la tuyère primaire avec l'augmentation de la pression de condensation. Et à partir de ce point, on observe une diminution graduelle de la distribution de la vitesse (indiquée par un changement de couleur qui redevient du nouveau bleu), jusqu'à la sortie du diffuseur.

❖ Courbes de l'évolution de la vitesse :

La figure (IV-2), montre l'évolution de la vitesse le long de l'éjecteur pour les trois pressions de condensation

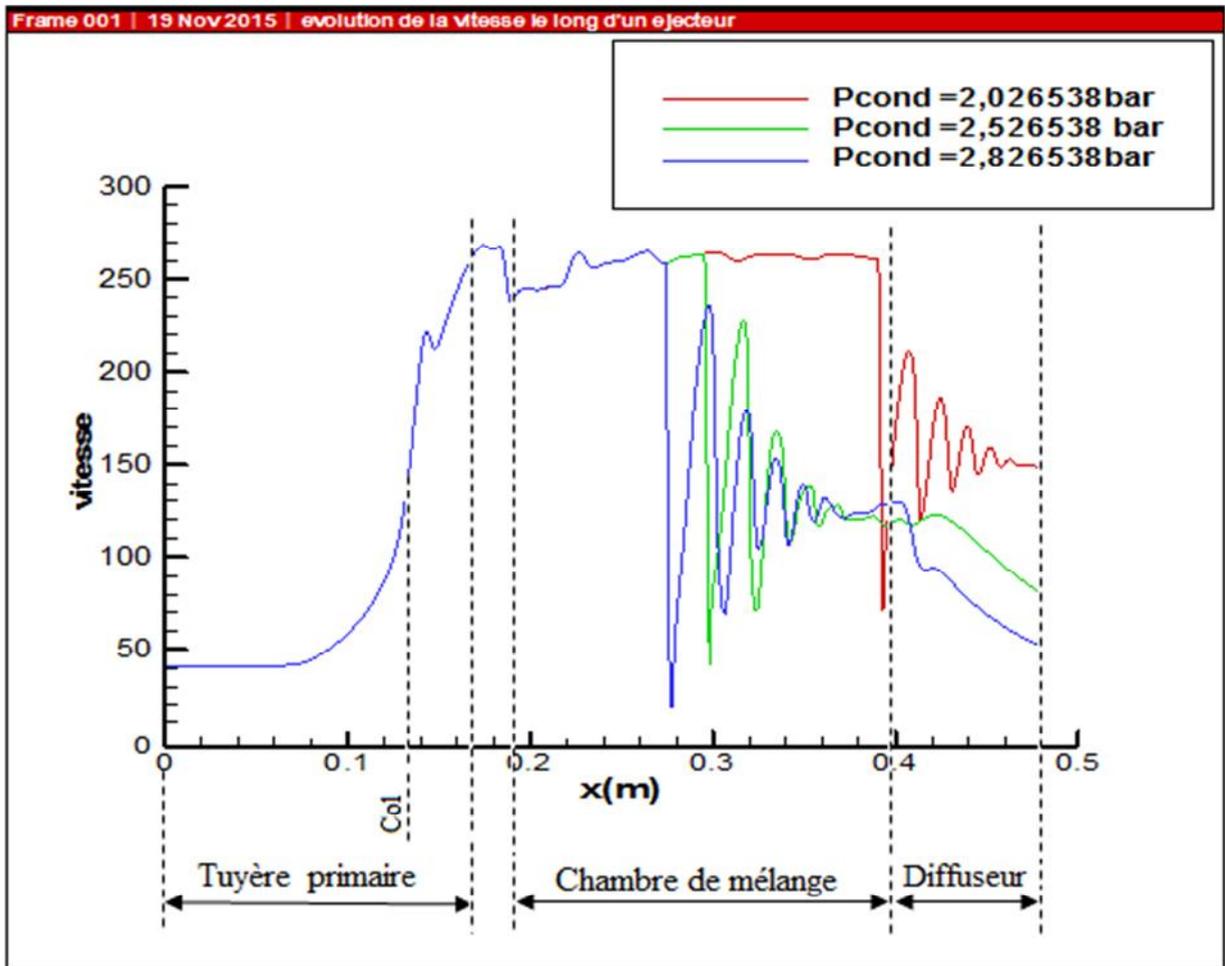


Figure (IV-2) : Évolution de la vitesse le long de l'éjecteur

Discussion :

On constate que les courbes de la vitesse pour les trois essais effectués sont confondues du l'entrée primaire de l'éjecteur jusqu'à une position de 278 mm, qui correspond au milieu de la chambre de mélange.

la valeur initiale de la vitesse à l'entrée primaire de l'éjecteur est de 40 m/s, elle reste constante le long de la section constante de la tuyère primaire, puis elle augmente brusquement le long du convergent-divergent de cette tuyère pour atteindre une valeur maximale de 268 m/s, la vitesse subit une petite diminution à la sortie de la tuyère qui est due

à la diffusion du flux primaire, par la suite se stabilise au niveau de la section convergente de la tuyère secondaire, avant de quitter le convergent, la vitesse subit une légère diminution, puis se stabilise à une valeur légèrement inférieure à la vitesse maximale du fluide, puis elle augmente de nouveau pour rapprocher sa valeur maximale. Au delà de ce point, les variations de la vitesse de l'écoulement dans les trois cas différents :

a) Pour une pression de condensation égale à 2.826538 bar, (courbe en bleu), la vitesse enregistre des petites variations jusqu'à une distance d'environ 270 mm (ces variations dues aux interactions et au transfert d'énergie entre les deux flux), où elle subit une série de chutes et d'augmentations brusques qui se décroissent le long de la chambre de mélange jusqu'à ce que la vitesse se stabilise à la fin de cette chambre, ces variations brusques de la vitesse sont dues à la production d'une série d'ondes de choc dans l'écoulement. Par la suite dans la région qui correspond à la section de diffuseur la vitesse diminue progressivement pour quitter le diffuseur à une valeur de 50 (m/s), cette diminution est engendrée par l'augmentation progressive de la section de passage dans le diffuseur.

b) Pour la courbe de pression de condensation, $p=2.526538$ bar (courbe verte), l'allure de la courbe de la vitesse est similaire à celle du 3^{ème} cas, seulement que le début des perturbations brusques de la vitesse se produit à une position différente (soit à une longueur de 300 mm), et la diminution de la vitesse dans le diffuseur est inférieure et elle atteint une valeur de 85 m/s.

c) la courbe pour laquelle la pression de condensation $P=2.026538$ (courbe rouge), la courbe de la vitesse suit la même allure que celles de 2^{ème} et le 3^{ème} cas, mais cette fois-ci les variations brusques de la vitesse.

IV.1.2. Évolution du nombre de Mach le long de l'éjecteur :

❖ Champs de nombre de Mach :

La figure (IV-3), montre la distribution du nombre de Mach le long de l'éjecteur pour les trois pressions de condensation

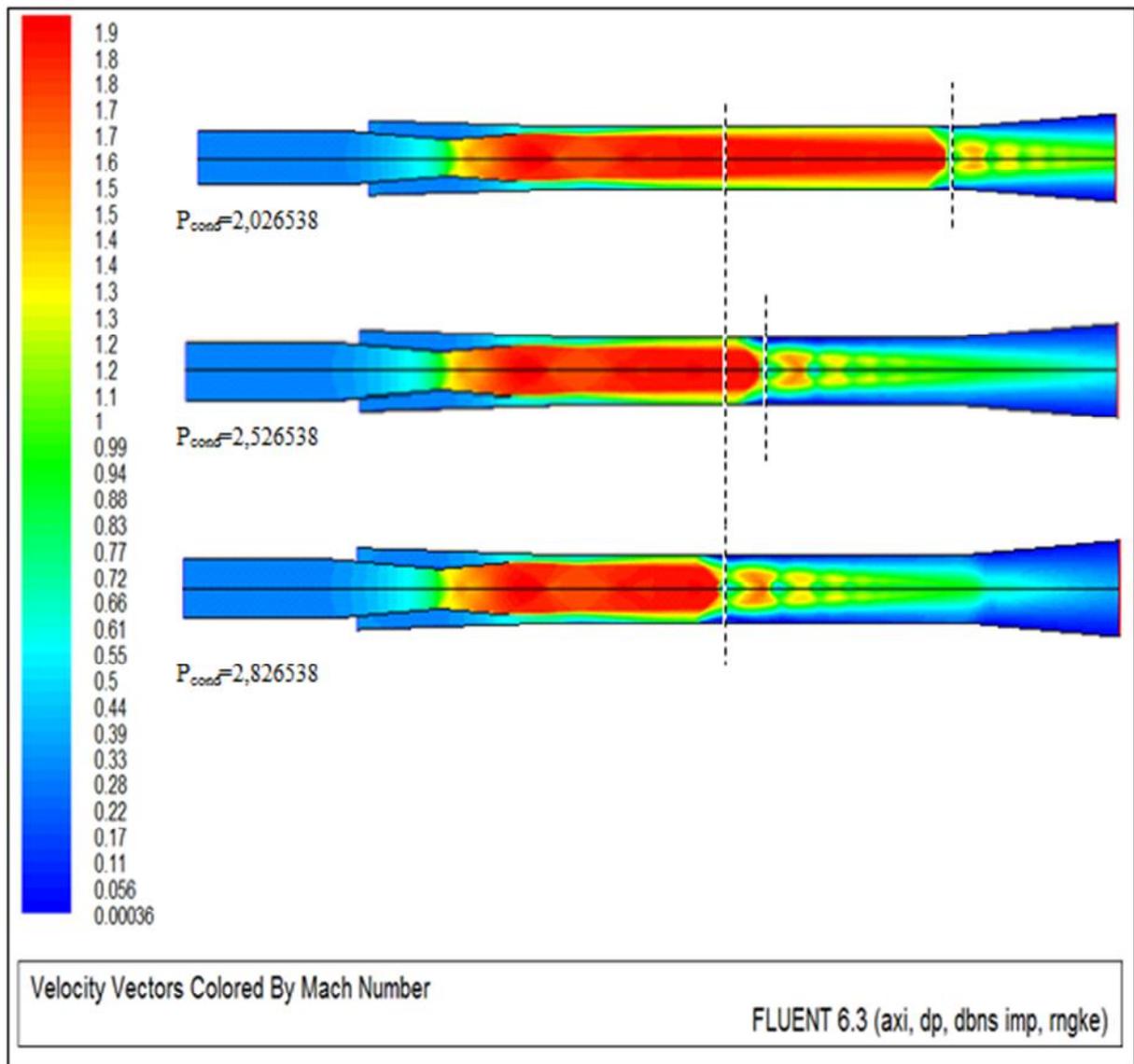


Figure (IV-3) : Distribution du nombre de Mach le long de l'éjecteur

Discussion :

On constate que la distribution du nombre de Mach est constante dans la section constante de la tuyère primaire, marquée par une même couleur bleu, puis elle subit une augmentation brusque au niveau du col (indiquée par un changement de couleur qui devient rouge), cette

distribution reste la même pour les trois cas jusqu'au milieu de la chambre de mélange, et au delà de cette position on remarque une diminution brusque du nombre de Mach, la position de cette variation brutale se rapproche de plus en plus vers la tuyère primaire avec l'augmentation de la pression de condensation. Et à partir de ce point, on observe une diminution graduelle de la distribution du nombre de Mach (indiquée par un changement de couleur qui redevient du nouveau bleu), jusqu'à la sortie du diffuseur.

❖ Courbes de l'évolution du nombre de Mach :

La figure (IV-4), montre l'évolution du nombre de Mach le long de l'éjecteur pour les trois pressions de condensation

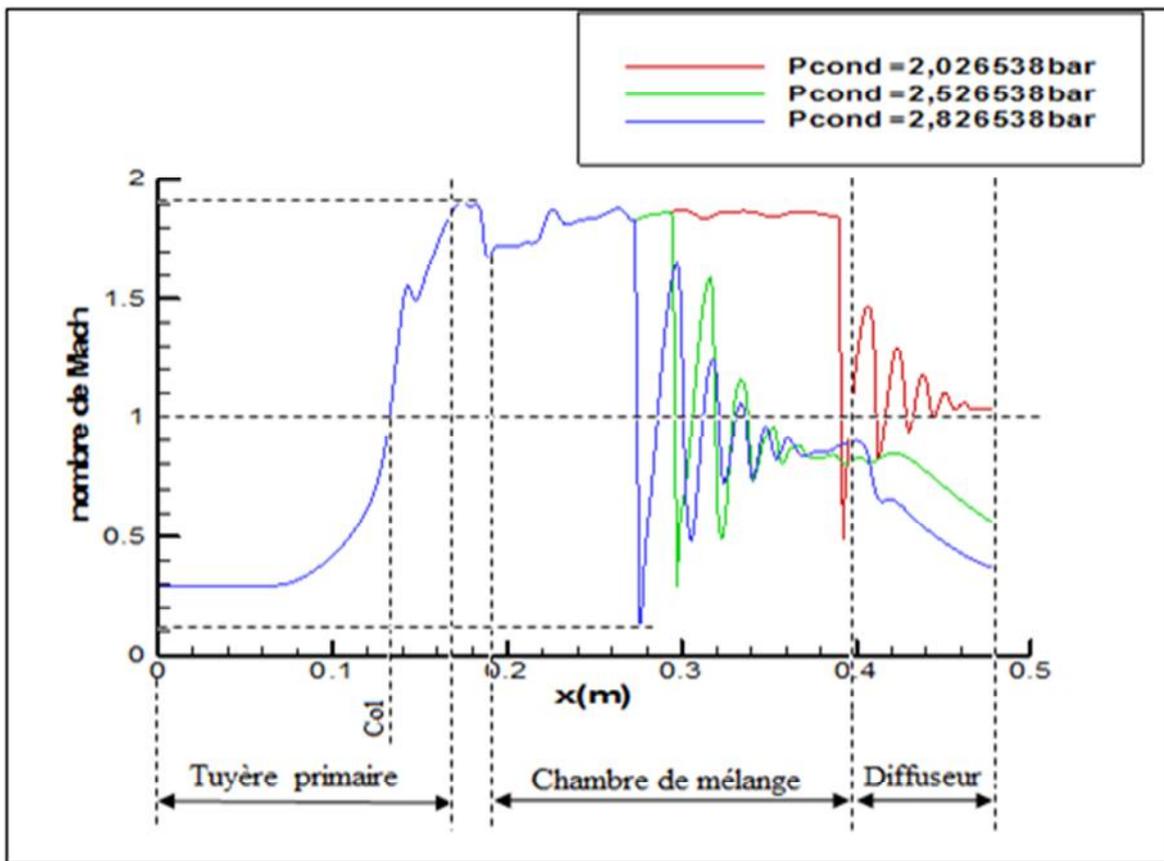


Figure (IV-4) : Évolution du nombre de Mach le long de l'éjecteur

Discussion

De la figure ci-dessus, on constate que dans l'intervalle allant de 0 à 278 mm, les courbes des trois essais sont confondues.

La variation du nombre de mach suit une allure constante dans la partie à section constante de la tuyère primaire avec une valeur de 0.3, puis elle augmente dans le convergent jusqu'à ce qu'elle atteigne l'unité dans le col de cette tuyère, cela veut dire que l'écoulement est sonique au niveau du col, cette courbe continue son allure croissante pour atteindre sa valeur maximale à la sortie de la tuyère, et se stabilise dans le convergent de la tuyère secondaire, puis elle subit une diminution à l'entrée de la chambre de mélange et se stabilise de nouveau jusqu'à une position de 278mm. Au delà de ce point, les variations du nombre de mach différent d'un essai à l'autre comme suit :

a) Pour une pression de condensation de 2.826538 bar (courbe en bleu), l'allure de la courbe du nombre de mach subit une série de diminutions et augmentations brusques dans l'intervalle allant de 278 mm jusqu'à 370 mm. Il est important de signaler que dans cette intervalle, la valeur du nombre de Mach varie entre des valeurs supérieures et des valeurs inférieures à l'unité (figure ci dessus), ce qui signifie que la vitesse fluctue entre des valeurs au dessus et au dessous de celle du son ($Mach=1$, pour une vitesse sonique), ainsi, nous pouvons constater la production d'une série d'ondes de choc (ou train d'ondes de choc) dans la chambre de mélange. L'allure de la courbe tend à se stabiliser vers la fin de la chambre de mélange à une valeur de 0.85, pour enfin diminuer dans le diffuseur et quitter ce dernier à une valeur de 0.3.

b) Pour une pression de 2.526538 bar (courbe en vert), l'allure de la courbe du nombre de mach est similaire à celle du cas précédent, sauf que les variations brusques commencent à une position de 300 mm, ce qui signifie que le train de choc dans ce cas prenne place à une position plus proche de diffuseur. Puis le nombre de Mach diminue dans le diffuseur et le fluide quitte l'éjecteur à une valeur de 0.55.

c) Et pour une pression de condensation de 2.026538 bar (courbe en rouge), la courbe de l'évolution du nombre de mach suit une allure similaire à celle des deux essais précédents, mais cette fois ci les variations brusques commencent à une position de 385 mm, et s'étend dans le diffuseur, cela veut dire que le train de choc prenne place dans le diffuseur. Et le nombre de mach se stabilise à la sortie du diffuseur à une valeur de 1.05. Contrairement aux deux cas précédents cette valeur supérieure à l'unité signifie que l'écoulement est transsonique dans le diffuseur.

IV.1.3. Évolution de la pression le long de l'éjecteur:

❖ Champs des pressions :

La figure (IV-5), montre la distribution de la pression le long de l'éjecteur pour les trois pressions de condensation

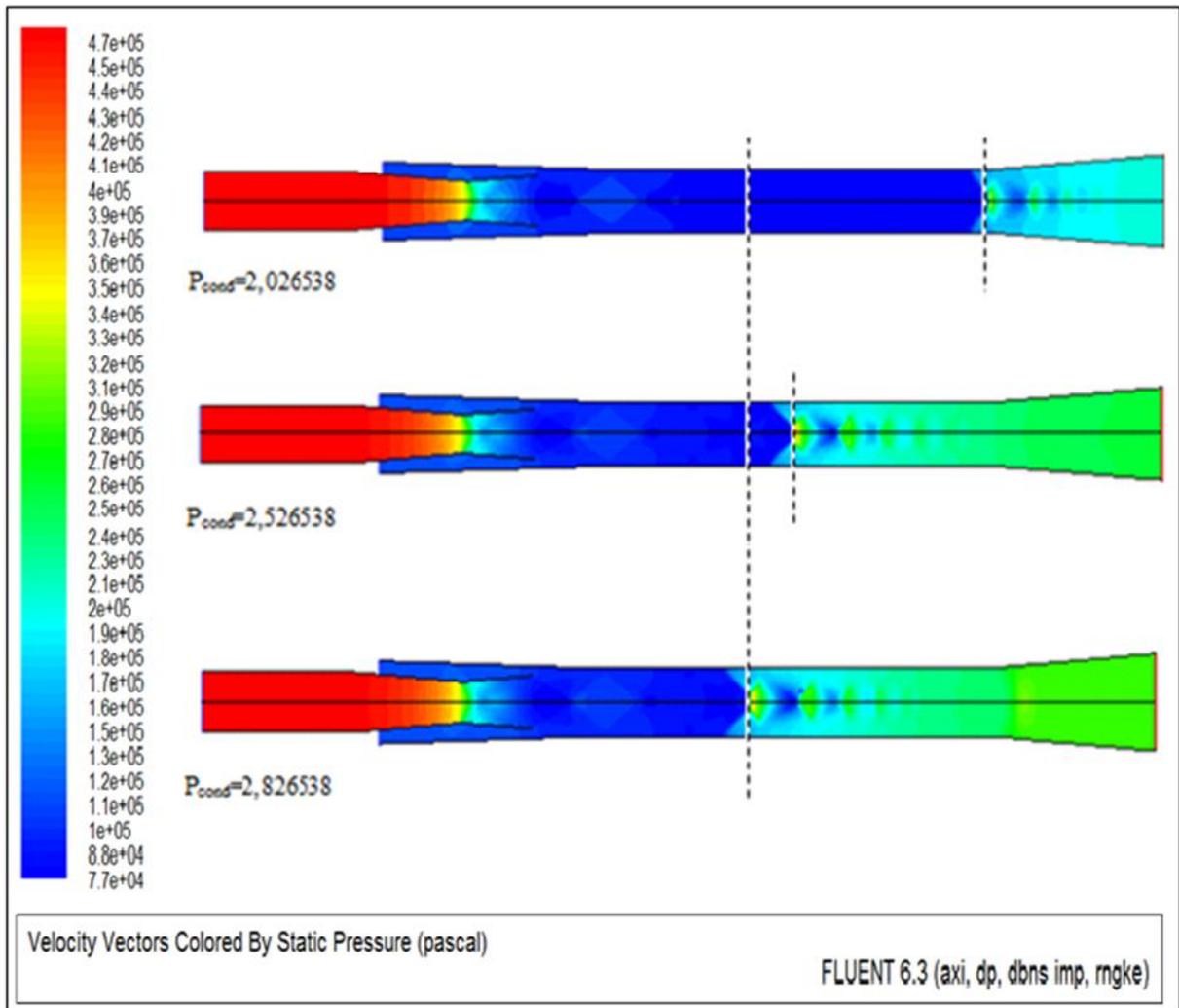


Figure (IV-5) : Distribution de la pression le long de l'éjecteur

Discussion :

On constate une forte distribution de la pression, qui reste constante dans la section constante de la tuyère primaire, marquée par une même couleur rouge, puis elle subit une diminution brusque au niveau du col (indiquée par un changement de couleur qui devient bleu), cette distribution reste la même pour les trois cas jusqu'au milieu de la chambre de mélange, et au delà de cette position on constate une augmentation remarquable de la

pression, le début de cette élévation se rapproche de plus en plus vers la tuyère primaire avec l'augmentation de la pression de condensation. Et à partir de ce point, on observe une augmentation graduelle de la distribution de la pression (indiquée par un changement de couleur qui devient verte), jusqu'à la sortie du diffuseur.

❖ Courbes de l'évolution de la pression :

La figure (IV-6), montre l'évolution de la pression le long de l'éjecteur

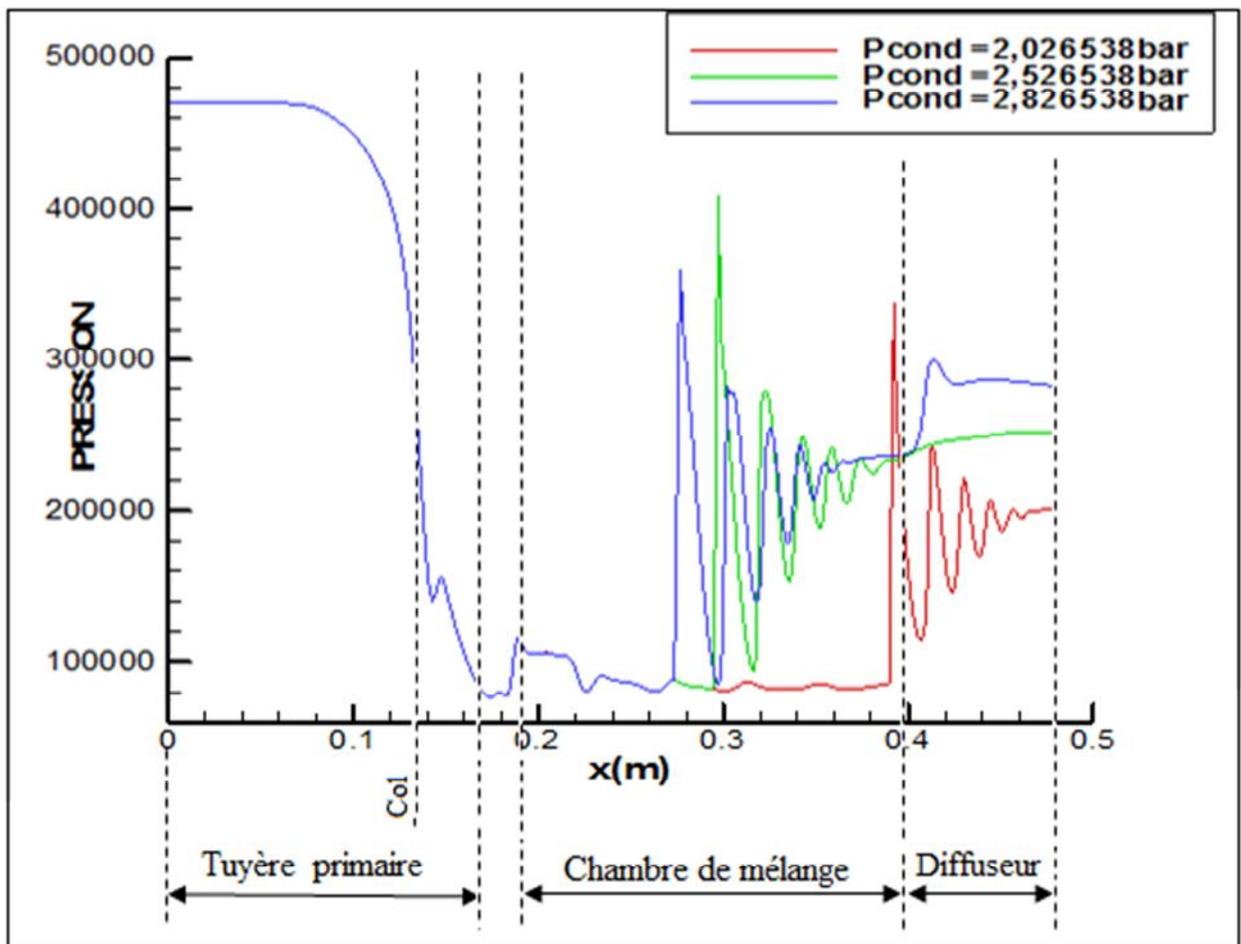


Figure (IV-6) : Évolution de la pression le long de l'éjecteur

Discussion

De la figure (IV-6), on constate que les courbes de pression pour les trois cas sont confondues, de l'entrée primaire de l'éjecteur jusqu'à une position de 278 mm, qui correspond au milieu de la chambre de mélange. La valeur de la pression à l'entrée de l'éjecteur est de 4.7 bar, et elle reste constante le long de la section constante de la tuyère primaire, puis elle subit une diminution brusque à travers le convergent-divergent de la tuyère,

pour atteindre une valeur minimale de 0.5 bar inférieure à la pression de l'évaporateur ($P_{ev} = 1.1418$ bar), cette différence de pression engendre l'aspiration de flux secondaire du l'évaporateur, à la sortie de la tuyère primaire, la pression subit une petite augmentation brusque, puis elle se stabilise dans la section convergente de la tuyère secondaire, néanmoins elle diminue du nouveau dans la chambre de mélange jusqu'à une valeur de 0.5 bar à une position de 278 mm. Au delà de ce point, les variations du nombre de mach différent d'un essai à l'autre comme suit :

a) Pour une pression de condensation de 2.826538 bar (courbe en bleu), la pression subit une série de diminutions et d'augmentations brusques qui tend à se stabiliser vers la fin de la chambre de mélange, puis elle augmente du nouveau brusquement dans le diffuseur pour se stabiliser à une valeur de 2.82 bar à la sortie de diffuseur.

b) Pour une pression de condensation de 2.526538 bar (courbe en vert), l'évolution de la pression est similaire à celle du cas précédent, sauf que les perturbations brusques commencent à une position de 300 mm, et l'augmentation de la pression dans le diffuseur est très minime par rapport au cas précédent.

c) Et pour une pression de condensation de 2.026538 bar (courbe en rouge), la courbe de l'évolution de la pression suit une allure similaire à celle des deux essais précédents, mais cette fois ci les perturbations commencent à une position de 385 mm (juste à la fin de la chambre de mélange), et la pression se stabilise graduellement dans le diffuseur.

IV.1.4. Évolution de la température le long de l'éjecteur

❖ Champs des températures :

La figure (IV-7) montre la distribution de la température le long de l'éjecteur pour les trois pressions de condensation

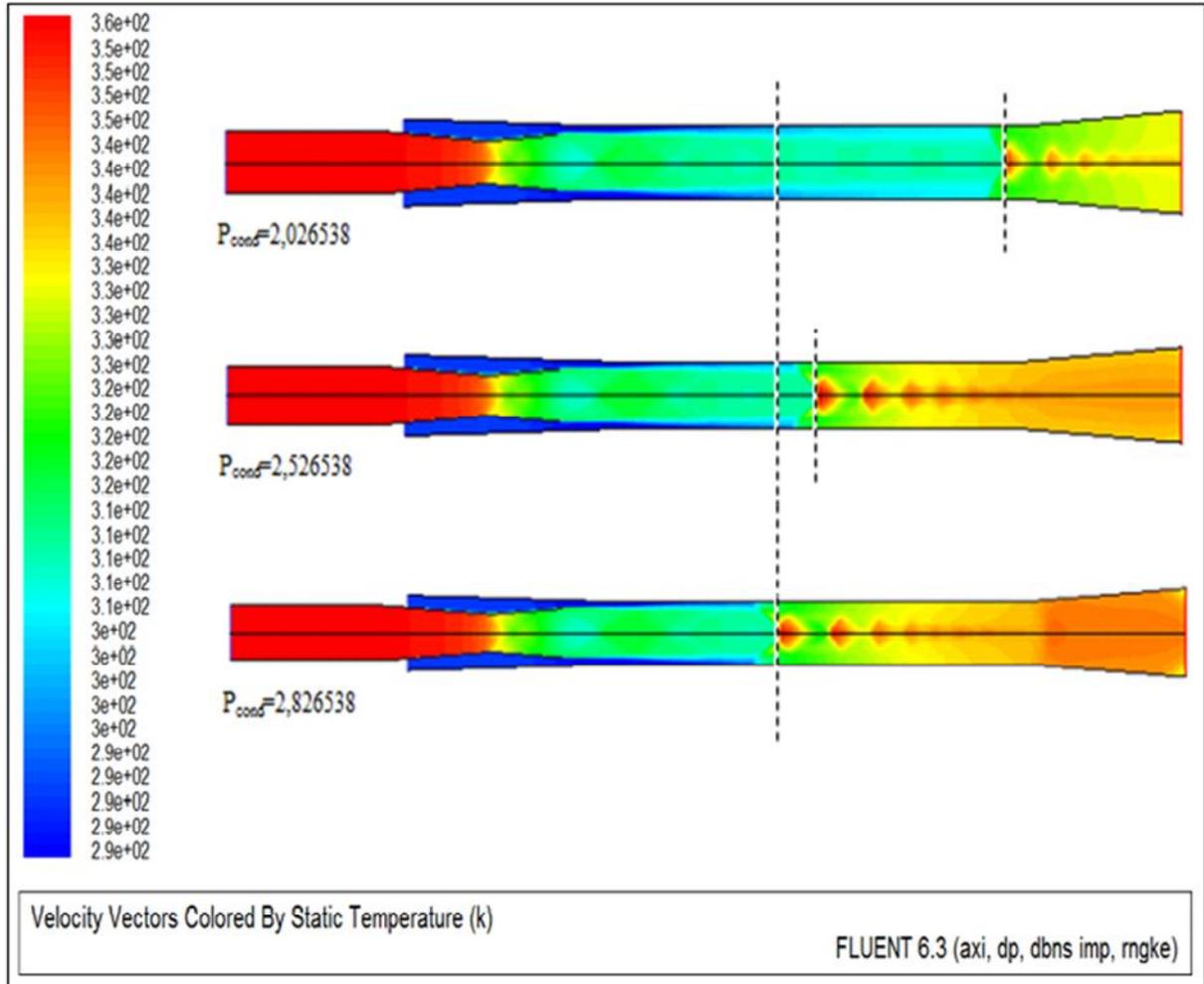


Figure (IV-7) : Distribution de la température le long de l'éjecteur

Discussion :

On constate une forte distribution de la température, qui reste constante dans la section constante de la tuyère primaire jusqu'au col, marquée par une même couleur rouge, puis elle subit une diminution brusque au niveau de ce col (indiquée par un changement de couleur qui devient verte), cette distribution reste la même pour les trois cas jusqu'au milieu de la chambre de mélange, et au delà de cette position on constate une augmentation remarquable de la température, le début de cette élévation se rapproche de plus en plus vers la tuyère primaire avec l'augmentation de la pression de condensation. Et à partir de ce point, on

observe une augmentation graduelle de la distribution de la température (indiquée par un changement de couleur qui devient orange), jusqu'à la sortie du diffuseur.

❖ **Courbes de l'évolution de la température le long de l'éjecteur :**

La figure (IV-8), montre l'évolution de la température le long de l'éjecteur

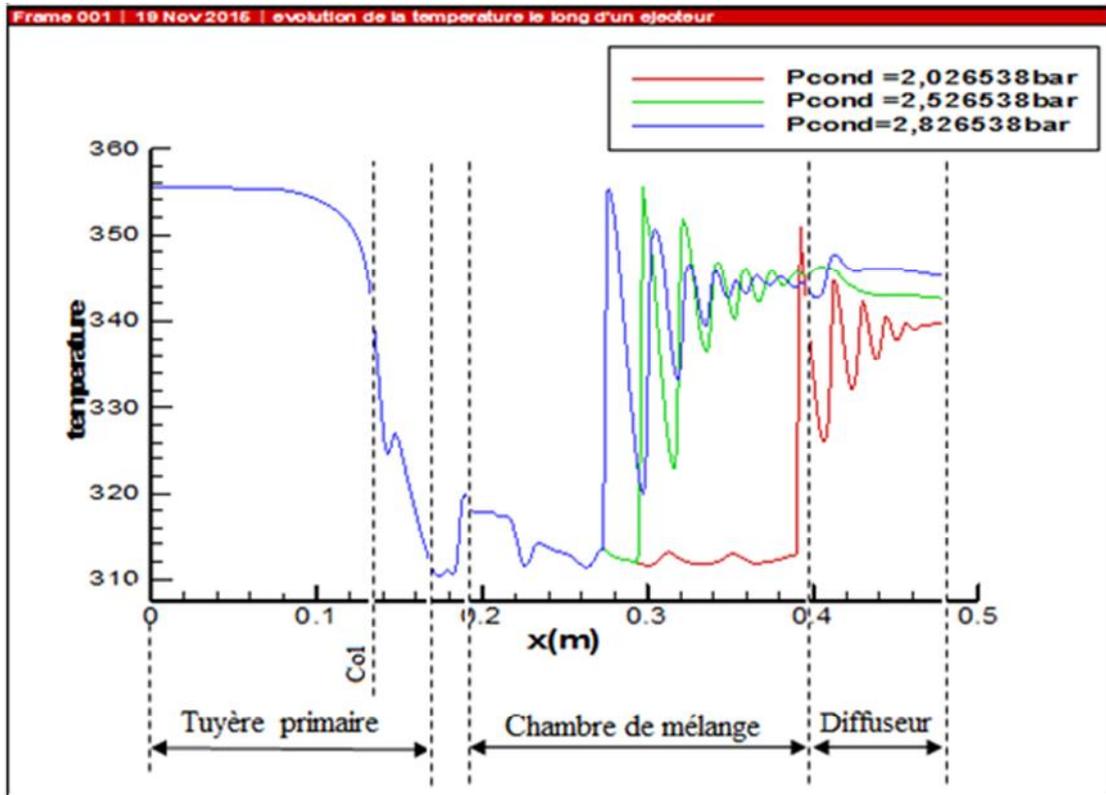


Figure (IV-8) : Évolution de la température le long de l'éjecteur

Discussion

De la figure (IV-8), on constate que les courbes de température pour les trois cas sont confondues, du l'entrée primaire de l'éjecteur jusqu'à une position de 278 mm, qui correspond au milieu de la chambre de mélange. La valeur de la température à l'entrée de l'éjecteur est de l'ordre de 356 K, et elle reste constante le long de la section constante de la tuyère primaire, puis elle subit une diminution brusque à travers le convergent-divergent de la tuyère, pour atteindre une valeur minimale de l'ordre de 310 K, à la sortie de la tuyère primaire, la température subit une petite élévation brusque, puis elle se stabilise dans la section convergente de la tuyère secondaire, néanmoins elle diminue du nouveau dans la chambre de mélange jusqu'à une valeur d'environ 312 K à une position de 278 mm. Au delà de ce point, les variations de la température diffèrent d'un essai à l'autre comme suit :

a) Pour une pression de condensation de 2.826538 bar (courbe en bleu), la température subit une série de diminutions et d'augmentations brusques qui tend à se stabiliser vers la fin de la chambre de mélange, puis elle augmente de nouveau brusquement dans le diffuseur pour se stabiliser à une valeur de 345 K à la sortie de diffuseur.

b) Pour une pression de condensation de 2.526538 bar (courbe en vert), l'évolution de la température est similaire à celle du cas précédent, sauf que les perturbations brusques commencent à une position de 300 mm, et l'élévation de la température dans le diffuseur est minime par rapport au cas précédent.

c) Et pour une pression de condensation de 2.026538 bar (courbe en rouge), la courbe de l'évolution de la température suit une allure similaire à celle des deux essais précédents, mais cette fois ci les perturbations commencent à une position de 385 mm (juste à la fin de la chambre de mélange), et la température se stabilise graduellement à une valeur de 340 K à la sortie du diffuseur.

IV.2. Calcul des performances de l'éjecteur

Le tableau dans la page suivante illustre les valeurs des débits obtenues de la simulation, et les taux de compression et d'entraînement calculés pour chaque pression de condensation.

		Essai 1	Essai 2	Essai 3
Pressions (bar)	P_p	4,901188	4,901188	4,901188
	P_s	1,217523	1,217523	1,217523
	P_{cond}	2,026538	2,526538	2,826538
Débits (Kg/s)	\dot{m}_p	0,67308	0,67308	0,67308
	\dot{m}_s	0,20789	0,20789	0,20789
	\dot{m}_d	-0,88295	-0,69649	-0,56298
Taux compression (%)	$= \frac{P_{cond}}{P_s}$	1,66	2,07	2,32
Taux d'entraînement (%)	$W = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$	30,89	30,89	30,89

Tableau (IV-1) : Performances de l'éjecteur

Tel que ; l'indice p : primaire, s : secondaire, d : diffuseur

La figure suivante représente la courbe des variations du taux d'entraînement (rapport d'entraînement) en fonction de la pression de diffuseur.

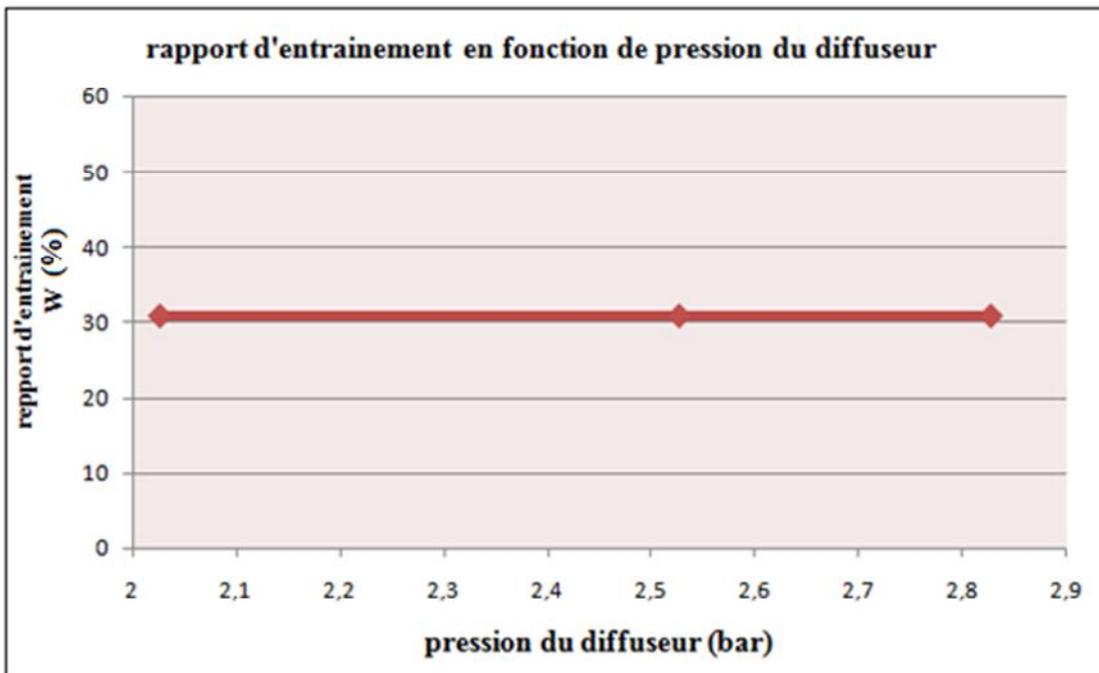


Figure (IV-9) : variation du taux d'entraînement en fonction de la pression de diffuseur

Discussion :

Du tableau (IV-1) et de la figure (IV-9), on constate que la valeur de taux d'entraînement reste constante $w=30,89$ avec la variation de la pressions de condensation, et logiquement, le taux de compression τ augmente avec l'augmentation de la pression de condensation.

IV.3. Synthèse des résultats :

Les résultats obtenus par la simulation montrent que l'évolution de l'écoulement est influencée par la pression du condenseur.

Nous avons constaté que, pour les mêmes pressions et les mêmes températures des deux flux, primaire et secondaire, la vitesse et le nombre de Mach ont des évolutions similaires, et de même pour la pression et la température. Et que les variations de la vitesse et du nombre de Mach sont inversement proportionnelles aux variations de la pression et de la température.

Dans la tuyère primaire, l'écoulement est caractérisé par une augmentation considérable de la vitesse et du nombre de Mach le long du convergent-divergent, accompagnée par une diminution importante de la pression et de la température, ces variations sont expliquées par la transformation de l'énergie de pression de flux primaire en énergie cinétique grâce à la forme géométrique de la tuyère (convergent-divergent),

Des perturbations des différents paramètres dans le convergent de la tuyère secondaire et dans le début de la chambre de mélange sont constatées, et qui sont dues au processus de mélange des deux flux, primaire et secondaire. Ce processus est caractérisé par des transferts d'énergie entre ces deux flux.

Selon la pression de diffuseur (pression de condensation), des perturbations brusques de tous les paramètres (vitesse, nombre de Mach, pression et température) auront lieu dans l'éjecteur, ces perturbations sont expliquées par la production d'un train d'ondes de choc, dont La position dépend de la pression de diffuseur : en augmentant la pression de diffuseur, l'emplacement du train de choc se rapproche de la tuyère primaire.

Pour des conditions de flux primaire ($P_p=4.901188$ bar, $T_p=356.52$ K) et de flux secondaire ($P_s=1.217523$ bar, $T_s=292.95$ K), et une température de condensation de 340 K :

- le taux d'entraînement (w) reste constant en augmentant la pression de condensation.
- la valeur du taux de compression augmente avec l'augmentation de la pression de condensation.
- En rapprochant la courbe des variations du taux d'entraînement (w) en fonction de la pression de condensation montrée dans la figure (IV-9), avec la courbe illustrant les différents modes de fonctionnement d'un éjecteur, (figure (II-4)), on constate que les valeurs de pression de condensation inférieures ou égales à 2.826 bar permettent un fonctionnement en mode critique de l'éjecteur de notre cas.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons visualisé et discuté les différents résultats obtenus par la simulation numérique, tout en effectuant une comparaison entre les trois cas de simulation, et nous sommes parvenus à comprendre l'influence de la pression de condensation sur les

performances de l'éjecteur et à localiser la marge de fonctionnement de notre éjecteur dans l'intervalle de pressions de condensation testé par la simulation numérique.

Conclusion générale

CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans ce travail, nous avons effectué une étude numérique de l'écoulement d'un réfrigérant dans un éjecteur-compresseur implanté dans un système frigorifique, dans l'objectif de mettre en évidence l'influence de la pression de condensation sur les performances de l'éjecteur. Cette étude a été divisée en quatre parties :

Dans la première partie, nous avons présenté une brève historique sur les différents systèmes frigorifiques, ainsi qu'une présentation des différents cycles frigorifiques avec éjecteur a été effectuée, en accordant plus d'intérêt pour les systèmes à éjecteur-compresseur, par la suite, nous avons effectué une étude comparative entre les réfrigérants : R234a, R404a, R744 et R245fa. En raison de ses meilleures performances, ce dernier a été sélectionné afin de l'utiliser dans notre étude numérique.

Dans la deuxième partie, nous avons effectué une présentation de l'éjecteur en premier lieu, puis nous avons expliqué le principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur ainsi que l'évolution de ses performances, nous avons constaté que son fonctionnement peut être répartis selon la pression de condensation en trois modes : critique, sous critique et mode de mal fonctionnement, par la suite, les avantages et les inconvénients de l'éjecteur ont été énumérés, pour finir avec une synthèse de l'essentiel des travaux de recherche théoriques, expérimentales et numériques effectuées sur les éjecteurs.

Dans la troisième partie, nous avons défini et présenté les logiciels utilisés dans notre étude numérique, les propriétés du réfrigérant (R245fa) sont fournies par le logiciel Refprop. Et les étapes de simulation ont été résumées comme suit :

- Gambit : de la création des points jusqu'au maillage de la géométrie et aux conditions aux limites. La géométrie a été réalisée en 2-D axisymétrique.
- Fluent : de la lecture de la géométrie sur Gambit jusqu'au lancement de la simulation sur Fluent, en choisissant le modèle de turbulence RNG k- ϵ .

Trois simulations ont été réalisées en variant une seule condition au limite qui est la pression de condensation.

Dans la quatrième partie, après avoir effectué la simulation numérique, nous avons procédé à la lecture et à l'interprétation des différents résultats obtenus.

L'interprétation des résultats nous a mené à constater que, pour des valeurs de pression et de température constantes des deux flux primaire et secondaire :

- L'écoulement du réfrigérant dans un éjecteur est influencé par la pression de condensation.
- L'écoulement du réfrigérant dans un éjecteur supersonique est accompagné par la formation d'une série d'ondes de choc (train de choc).
- La position du train de choc est déterminée par la valeur de la pression de condensation.
- L'augmentation de la pression de condensation déplace la position du train de choc vers la tuyère primaire.

Pour les trois cas de simulation ;

- le taux d'entraînement (w) reste constant en augmentant la pression de condensation.
- la valeur du taux de compression τ augmente avec l'augmentation de la pression de condensation.
- Pour des conditions de flux primaire ($P_p=4.901188$ bar, $T_p=356.52$ K) et de flux secondaire ($P_s=1.217523$ bar, $T_s=292.95$ K), et une température de condensation de 340 K, les valeurs de pression de condensation inférieures ou égales à 2.826 bar permettent un fonctionnement en mode critique de l'éjecteur de notre cas.

Références bibliographiques

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone. Secrétariat de l'ozone. Programme des Nations Unies pour l'environnement. 2000. P.O. Box 30552.
- [2] : Solkane-Pocket Manual. Refrigeration and Air-Conditioning Technology. Solvay Fluor und Derivate GmbH. Postfach 2 20. D-30002 Hannover.
- [3] : G. F. Hundy, A. R. Trott, T. C. Welch., Refrigeration and Air Conditioning. 4^{ème} Edition, p1.
- [4] : Site internet : Institut International du Froid. aperçu sur l'histoire de la production du froid. (Consulté en 2015).
- [5] : K. Chunnanond, S .Aphornratana, Ejectors: Applications in refrigeration technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004, volume 8, numéro 2, p. 129-155.
- [6] : Site internet : Ressources naterelles Canada. CanmetENERGIE. (Consulté en 2015).
- [7] : Thèse de doctorat par Wimolsiri Pridasawas. Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle. Royal Institute of Technology, KTH. Stockholm, October 2006.
- [8] : Ibrahim Dinçer, Mehmet Kanoglu. Refrigeration Systems and Applications. 2010. Seconde Edition.
- [9] : Stefan Elbel, Predrag Hrnjak. Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on. Int. Ref and Air Cond. App. School of Mechanical Engineering. 2008.
- [10] : R. Yapici, H.K. Ersoy. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model (2005). Energy Conversion and Management 46 (2005) 3117–3135.
- [11] : B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko. A 1-D analysis of ejector performance. International Journal of Refrigeration 22 (1999) 354–364.

- [12] : Keenan. J.H., Newman. E.P., A simple air ejector. J. Appl. Mech. Trans, (1946), ASME 64, A75-A81.
- [13] : Keenan. J. H., Newman. E. P., An investigation of ejector design by analysis and experiment. Journal of Applied Mechanics, (1950), pp. 299-241.
- [14] : Munday J.T, Bagster DF, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. Ind Engng Chem Process Res Dev 1977, 16:442-9.
- [15] : B.J. Huang et al. A 1-D analysis of ejector performance. Int. J. Ref 22 (1999). P355 (354–364).
- [16] : Ian W. Eames, A new prescription for the design of supersonic jet-pumps : the constant rate of momentum change method, App.Ther.Eng 22 (2002) 121-131
- [17] : Z. Aidoun, M. Ouzzane The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration, International Journal of Refrigeration 27 (2004) 974–984.
- [18] : T. Shankarlal, A. Mani, (2006) Experimental studies on ammonia ejector réfrigération system. International Communications on Heat and Mass Transfer, V.33, pp. 224-230.
- [19] : Chang, Y.J, Chen, Y.M. (2000) Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle. Experimental Thermal Fluid Sciences, v. 22, pp. 203-211.
- [20] : Eames I W, Aphorantana S, Haider H. A theoretical and experimental study of small scale steam jet refrigerator. Int. j. Ref 1995; 18(6): 378-86.
- [21] : Aphorantana S, Eames I W. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, Int. J. Ref 1997; 20(5):352-8.
- [22] : Chunannond K, Aphorantana S. An experimental investigation of steam-ejector refrigerator, the analysis of pressure profile along ejector. App. The. Eng.
- [23] : Ian W. Eames, Ali E. Ablwaifa, Volodymyr Petrenko. Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa. Appl. Ther. Eng. 27 (2007) 2833–2840.

- [24] : Al-Khalidy N. An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113. *Int. J. Ref* 1998; 21(8):617-25
- [25] : Aphorantana S, Chungpaibulpatana S, Srihirin P. Experimental investigation of an Ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance. *Int. J. Ref Res* 2001; 25:397-411.
- [26] : Holton WC. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam jet ejector. *ASME Trans.* Octobre 1951: 905-10.
- [27] : Riffat SB, Gan G, Smith S. Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps. *Appl. The. Eng* 1996; 16(4): 291-7.
- [28] : Rusly. E, Aye Lu, Charters W.W.S, Ooi A, Pianthong K. Ejector CFD modeling with rel gas model. In: *Mechanical Engineering Network of Tailand the 16th Conference*; 2002.
- [29] : Rusly. E, Aye Lu, Charters W.W.S, Ooi A, CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. *Int. J. Ref*, vol 28, Issue7, November 2005, Pages 1092-1101.
- [30] : K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphorantana Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. *Energy Conversion and Management*, Vol 48, Issue9, September 2007.
- [31]: S. Croquers, S. Poncet, Z. Aidoun. Operation and exergy analysis of a supersonic R134a ejector by low Reynolds number turbulence model. 2015.
- [32] : Bhageerath Boghi. Efficient design-oriented numerical simulation of an ejector. *Mémoire de Master, Université de Florida*. 2011.

Annexes

Annexe (C)

Figure(1) : Création de points

Figure(2) : Création des lignes

Figure (3) : Création des facettes

Annexe (C)

Figure (4) : maillage des lignes

Figure (5) maillage des surfaces

Annexe (A)

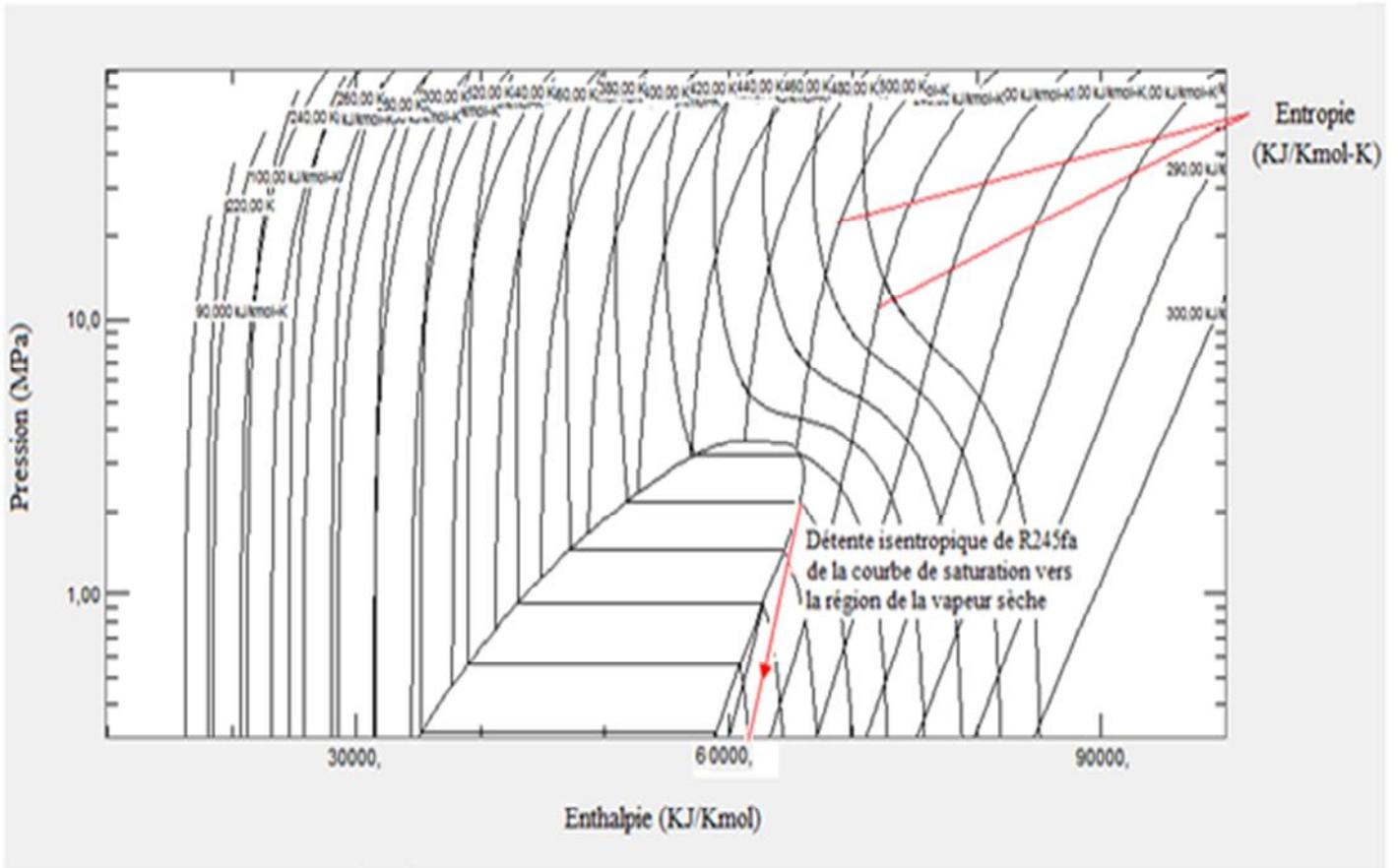


Figure (1) : Diagramme p(h) du fluide R245fa

Annexe (B)

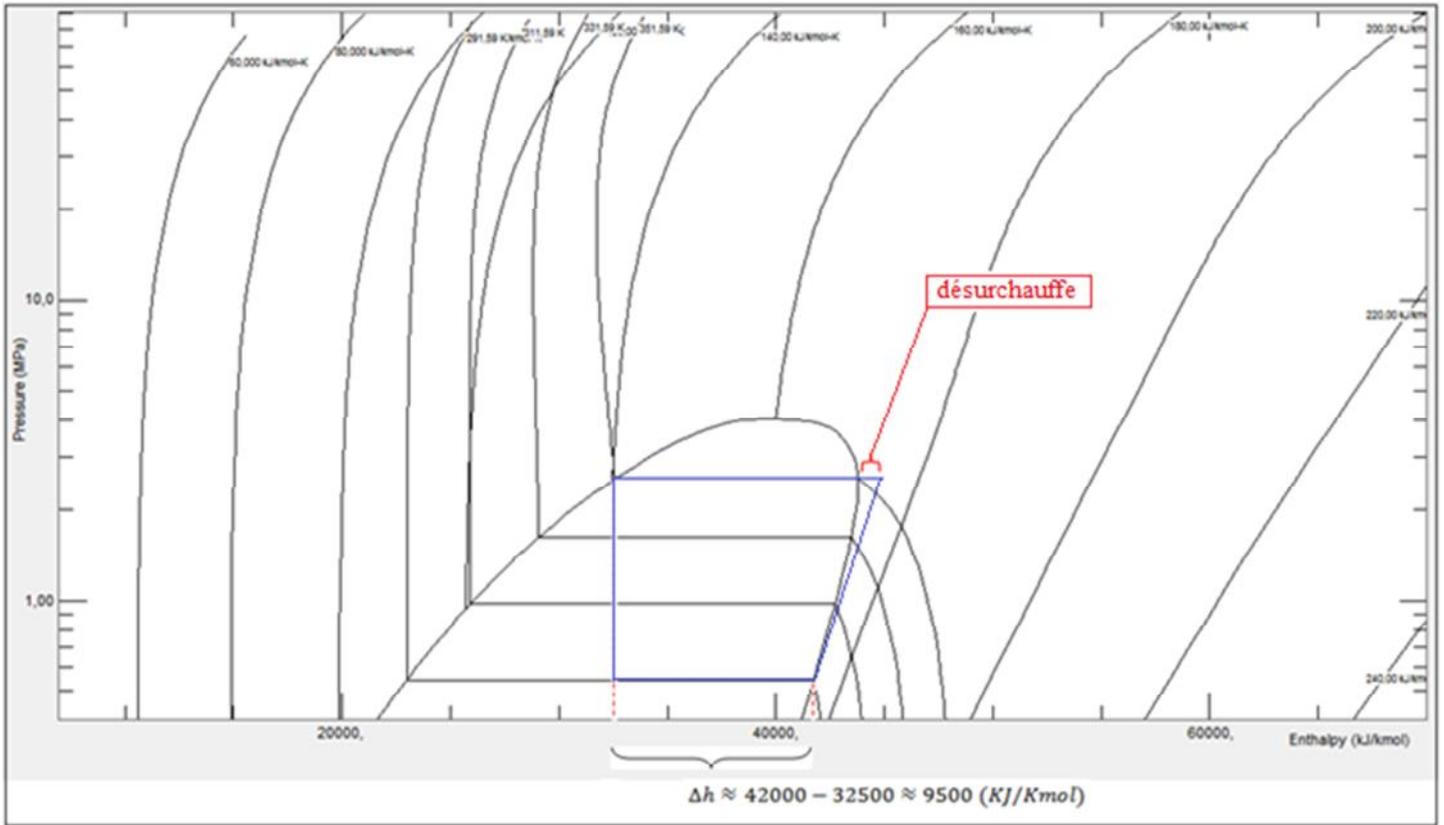
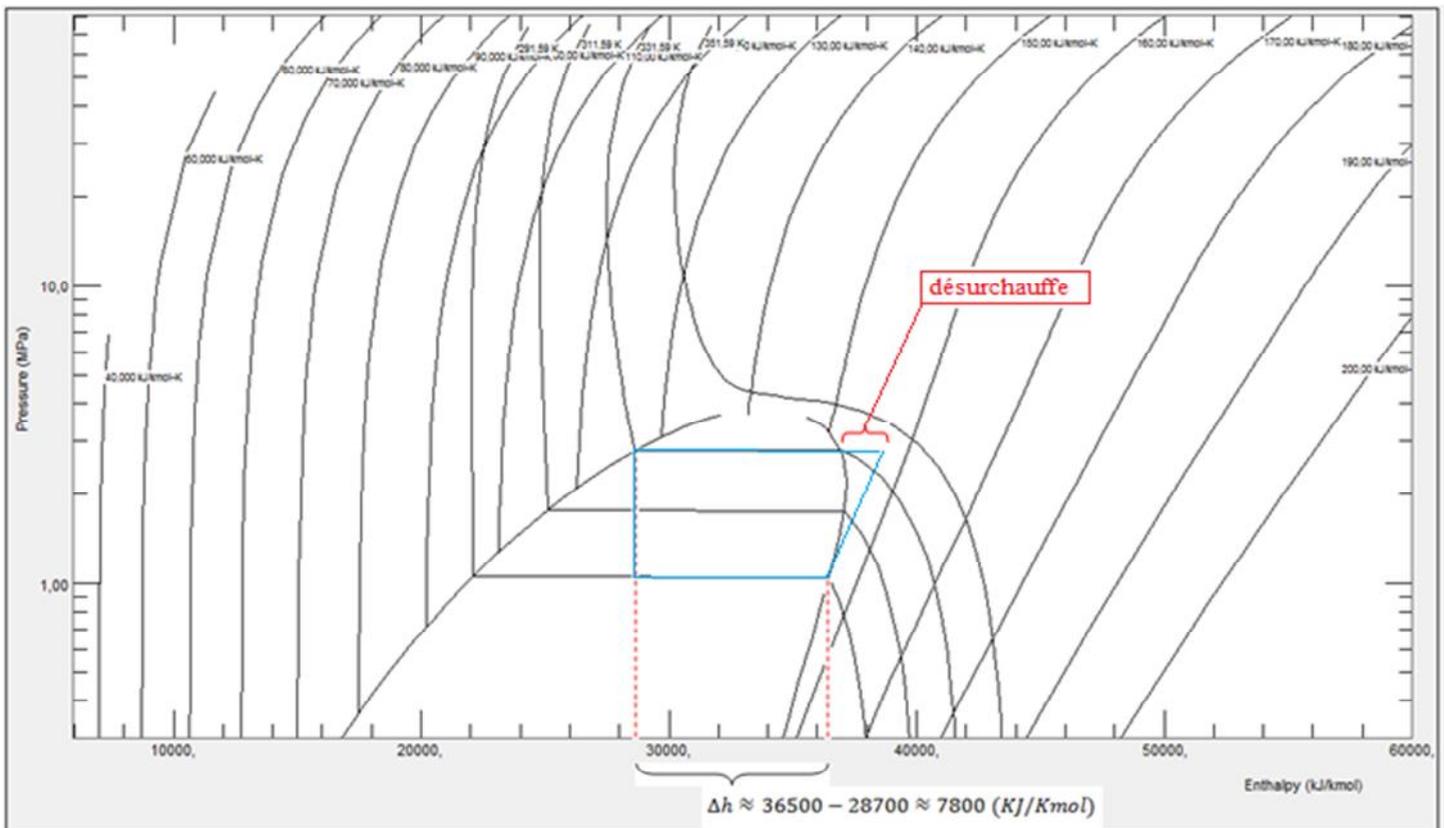


Figure (1) : Courbe de saturation du R134a



Annexe (B)

Figure (2) : Courbe de saturation du R404a

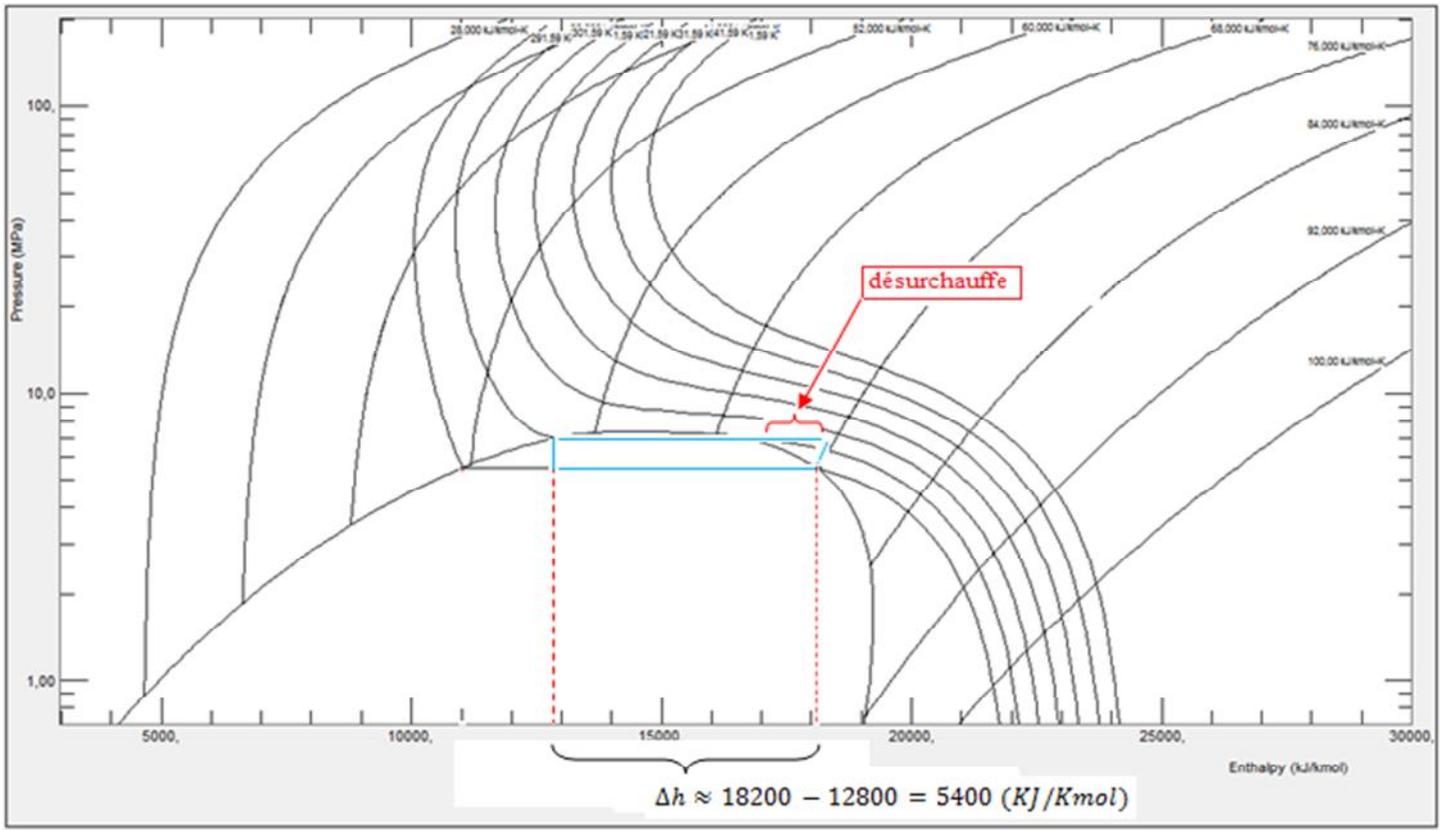


Figure (3) : Courbe de saturation du R744

Annexe (B)

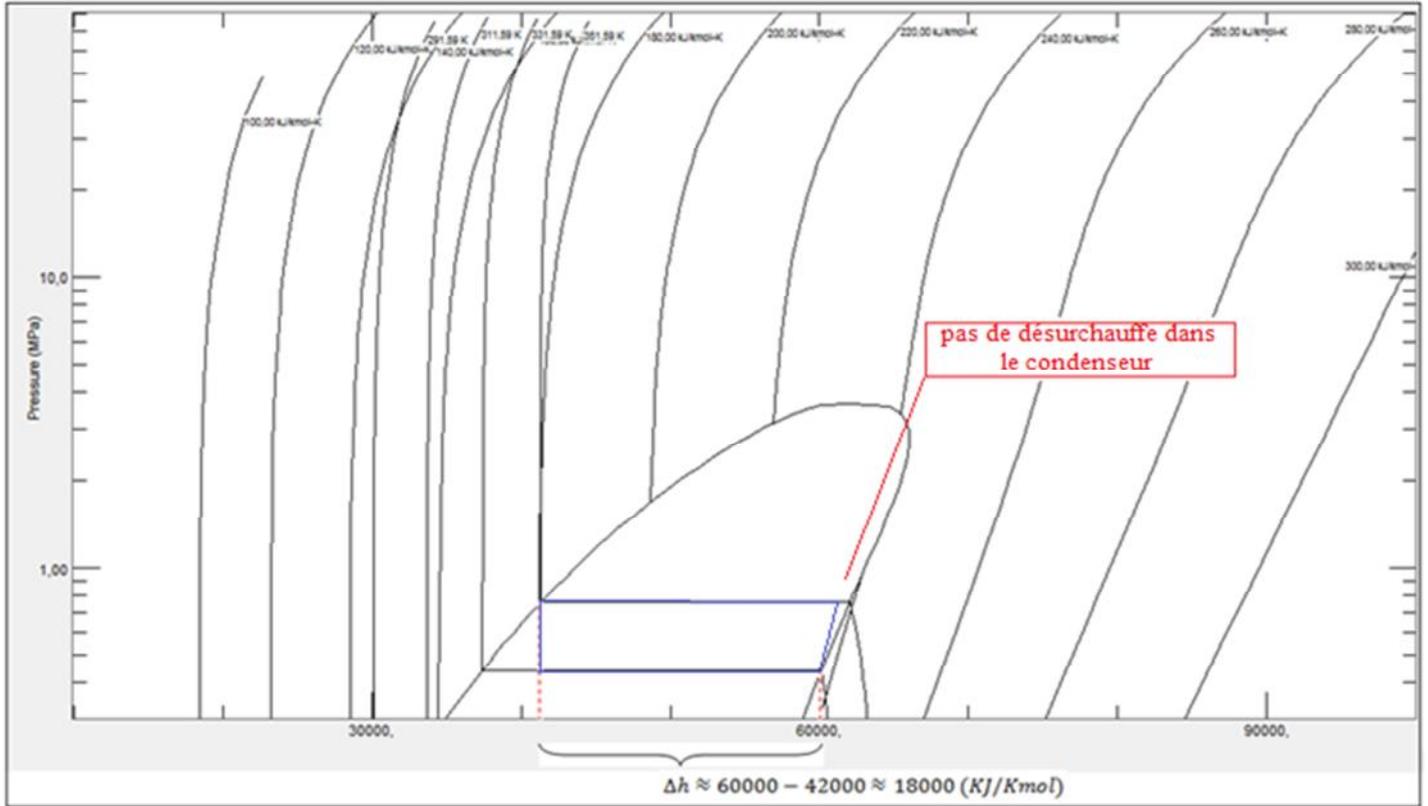
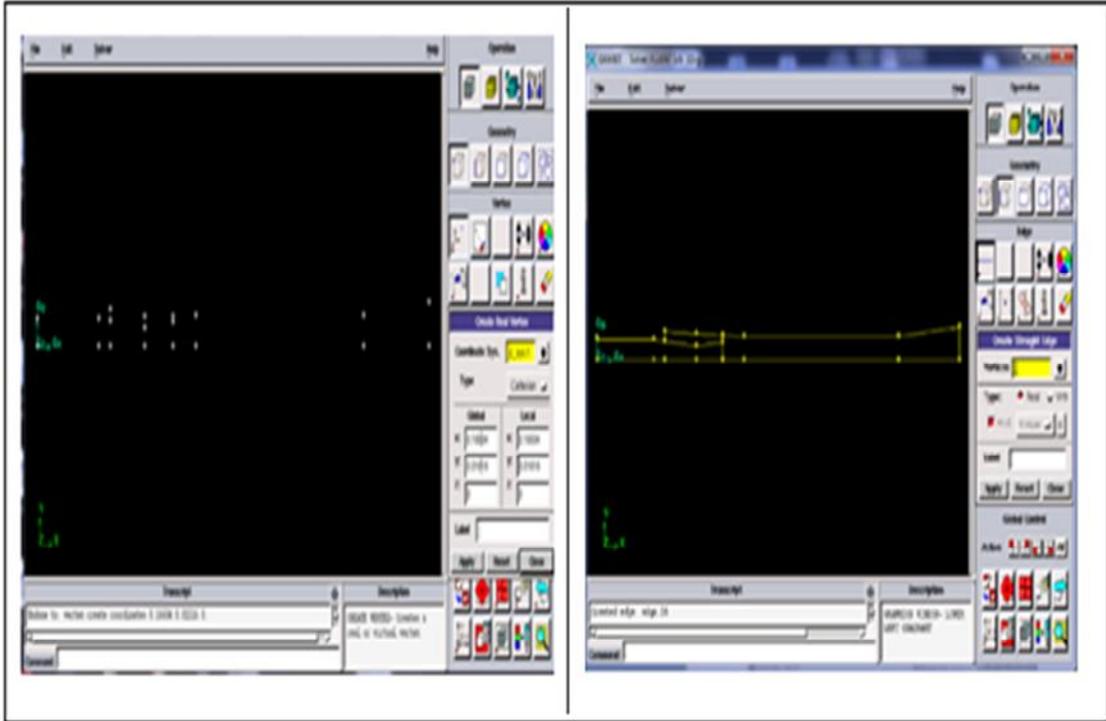


Figure (4) : Courbe de saturation du R245fa

Annexe (C)



Figure(1) : Création de points

Figure(2) : Création des lignes

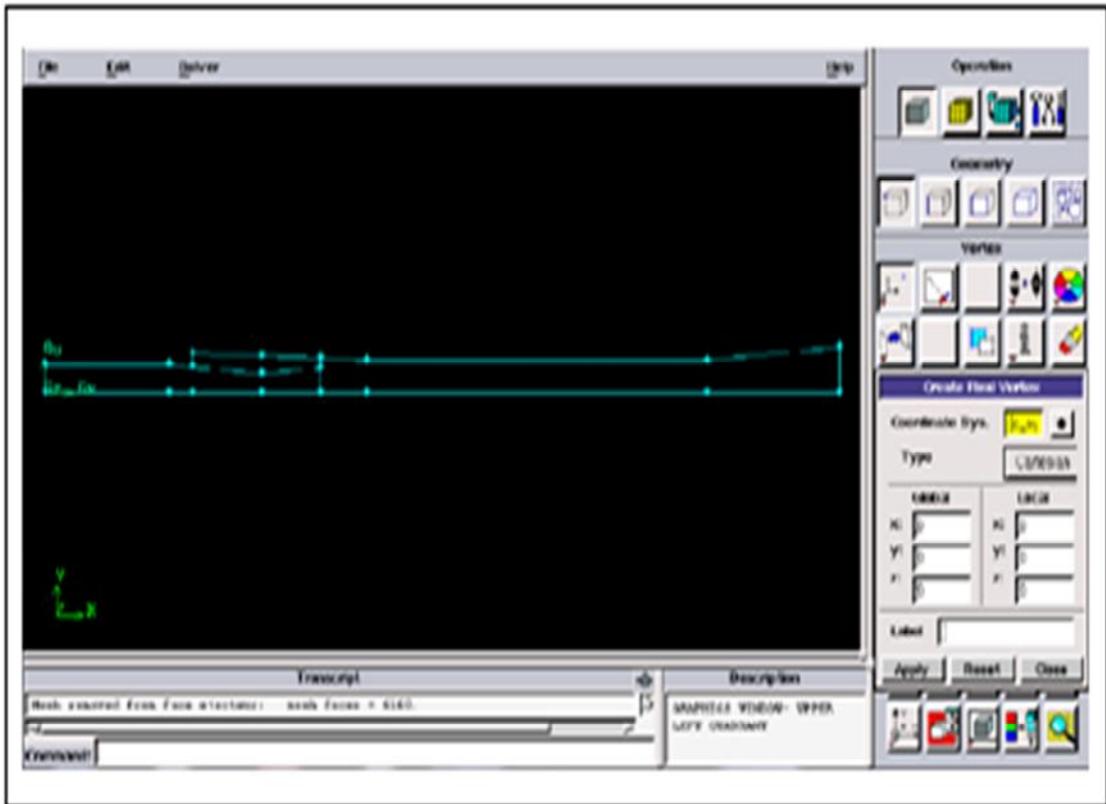


Figure (3) : Création des facettes

Annexe (C)

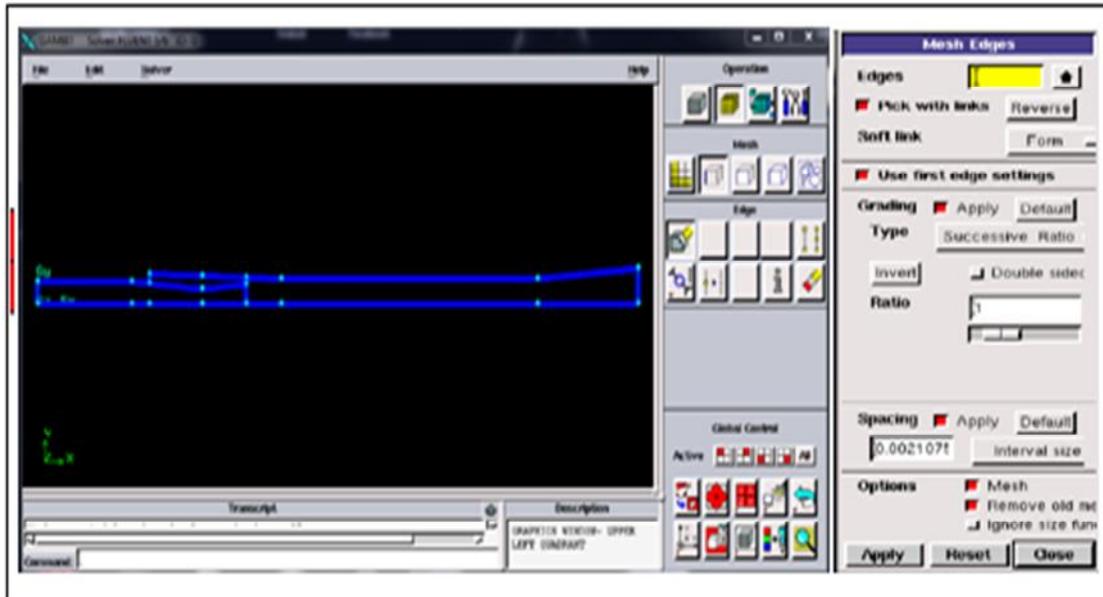


Figure (4) : maillage des lignes

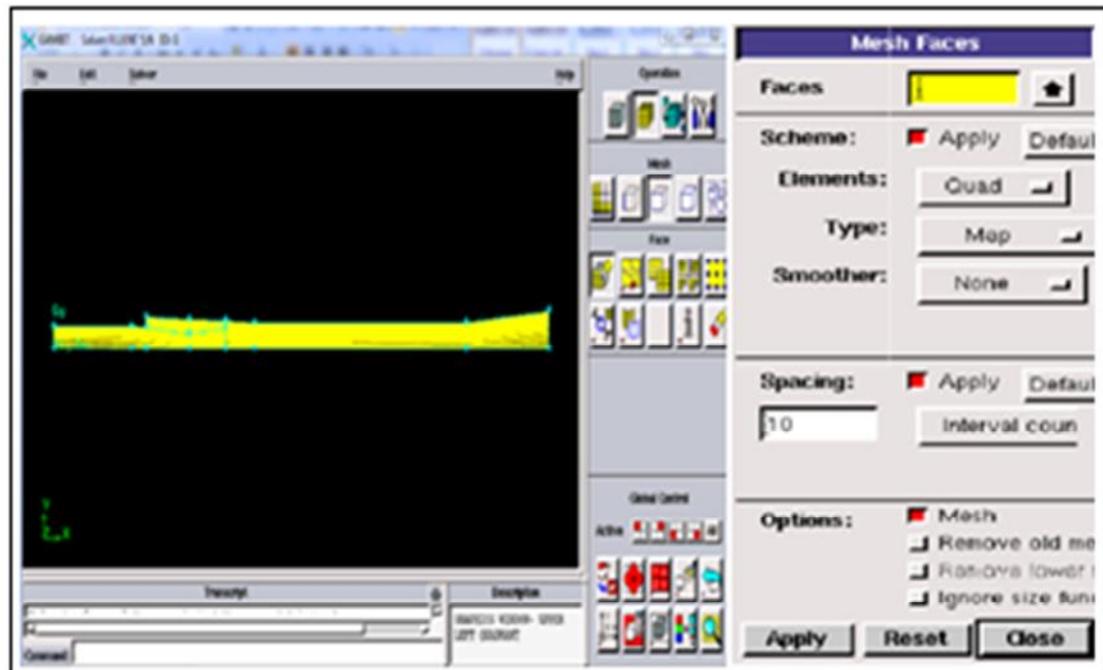


Figure (5) maillage des surfaces