REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITEYAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Analyse Thermique Et Dynamique par CFD d'éjecteur dans un Système de refroidissement

---

Présenté par :

BENYKHLEF FATMA ZOUHRA

Proposé et Dirigé par :

- Pr. ZIRARI Mounir

Année universitaire 2023/2024

Remerciements

Tout d'abord, je remercie ALLAH qui m'a donné la capacité suffisante, la force, la volonté, et le courage afin d'accomplir ce travail modeste.

Je veux remercier mon superviseur monsieur ZIRARI MOUNIR pour ces conseils, ses encouragements et ces conseils précieux pour structurer et améliorer ce mémoire de fin d'étude et de ca patience tout au long de ce travail.

Je remercier également tous les enseignants qui m'ont soutenu tout au long de mes études universitaire.

DEDICACES

Je dédie ce modeste *travail à mes chers parents pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leur prière tout au long de mes études.*

A mes chères sœurs et mon frère **:** *Manel, Batoul, Sid Ahmed pour leur encouragement permanent et leur soutien moral.*
A tous mes amis(es) et plus particulièrement Besma et asma.

Fatma Zouhra

Résumé :

Les systèmes de réfrigération utilisent de l'électricité produite à partir de combustibles fossiles et fuient des réfrigérants de type HFC, ce qui a un impact négatif sur l'environnement. À cet effet, une étude numérique a été réalisée à partir de données basées sur la discrétisation de la méthode des éléments finis.

Pour cela, nous avons modifié la forme de l'éjecteur dans la chambre de mélange et ajouté un autre éjecteur à la sortie du premier éjecteur, créant ainsi un éjecteur à deux étages afin d'obtenir des améliorations significatives. Nous avons étudié différents paramètres, tels que la pression, en nous concentrant sur la réduction de la consommation d'énergie électrique, la diminution des émissions de réfrigérants et la réduction des coûts d'installation des systèmes frigorifiques.

Les résultats obtenus montrent que l'éjecteur à plusieurs étages permet de consommer moins d'énergie pour des performances équivalentes. De plus, la dimension appropriée de l'éjecteur permet de diminuer l'utilisation de l'électricité, entraînant une réduction des coûts d'installation et une réduction des fuites de fluides frigorigènes, qui ont des conséquences néfastes sur l'environnement.

Mots-clés : éjecteur, combustible fossiles, HFC, la méthode des éléments finis, la chambre de mélange, installation frigorifique.

ملخص:

ان أنظمة تبريد الكهرباء المنتجة من الوقود الأحفوري وتسرّب مبردات من نوعHFC ، لها تأثيرًا سلبيًا على البيئة. و للحد من هذا المشكل واستنادًا على بيانات طريقة العناصر المحددة في عملية التقطيع قمنا باجراء دراسة رقمية .

قمنا بتعديل شكل القاذف في غرفة الخلط وأضفنا قاذفًا آخر عند مخرج القاذف الأول، مما أنشأ قاذفًا ذو طابقين لتحقيق تحسينات كبيرة. تم دراسة عدة معايير، مثل الضغط، مع التركيز على تقليل استهلاك الطاقة الكهربائية، وتقليل انبعاثات المبردات، وخفض تكاليف تركيب أنظمة التبريد.

أظهرت النتائج أن القاذف ذو الطوابق المتعددة يستهلك طاقة أقل لتحقيق نفس الأداء. بالإضافة إلى ذلك، فإن تحديد أبعاد القاذف بشكل مناسب يقلل من استخدام الكهرباء، مما يؤدي إلى خفض تكاليف التركيب وتقليل تسربات المبردات، التي لها عواقب ضارة على البيئة.

كلمات مفتاحية: قاذف، الطاقة أحفوريه، مبرد، العناصر المحدودة، غرفة الخلط، تركيب التبريد.

Abstract:

Refrigeration systems use electricity produced from fossil fuels and leak HFC-type refrigerants, which have a negative impact on the environment. To fix this problem, a numerical study was conducted based on data using the finite element method discretization.

We modified the shape of the ejector in the mixing chamber and added another ejector at the outlet of the first ejector, creating a two-stage ejector to achieve significant improvements. Various parameters, such as pressure, were studied, focusing on reducing electrical energy consumption, decreasing refrigerant emissions, and reducing the installation costs of refrigeration systems.

The results show that the multi-stage ejector consumes less energy for equivalent performance. Additionally, the appropriate dimensioning of the ejector reduces electricity use, leading to lower installation costs and reduced leaks of refrigerants, which have harmful consequences on the environment.

Keywords: ejector, fossil fuels, refrigerants, HFC, the finite element method, the mixing chamber, refrigeration installation.

Sommaire

Remerciements ……..…….

Dédicace ……..……

Sommaire ……

Liste des figures ……

Liste des tableaux ……

Nomenclateur ……

Introduction générale …… **02**

CHAPITRE I : généralité sur les éjecteurs et leur utilisation Dans le domaine de production du froid ……

I. Introduction…… **04**

I.1 Historique…… **04**

I.1.1 l'utilisation des éjecteurs dans la réfrigération ……. **04**

I.1.2 Système de réfrigération avec éjecteur ……. **04**

I.1.3 Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur **05**

I.2 Les éjecteurs …… **06**

I.2.1 Les différents composants de l'éjecteur …… **07**

I.2.2 Principe de fonctionnement de l'éjecteur-compresseur…… **07**

I.2.3 Les différents types d'éjecteurs……. **09**

A Éjecteurs à jet liquide……. **09**

A.1 Ventilateurs à jet liquide…… **09**

A.2 Compresseurs à jet liquide …….. **10**

A.3 Pompes à vide à jet liquide ……. **10**

A.4 Pompes à liquide à jet liquide …….. **11**

A.5 Pompes à solides à jet liquide …….. **12**

B Éjecteurs à jet de gaz…….. **12**

B.1. Ventilateurs à jet de gaz…….. **13**

B.2. Compresseurs à jet de gaz …….. **13**

B.3.Pompes à vide à jet de gaz …… **14**

B.4. Pompes à liquide à jet de gaz …… **15**

B.5. Pompes à solides à jet de gaz ……. **15**

C. Éjecteurs à jet de vapeur…… **16**

C.1 Compresseurs à jet de vapeur…… **16**

C.2 Pompes à vide à jet de vapeur ……. **17**
C.3 Éjecteurs/réchauffeurs à liquide à jet de vapeur …….. **18**
C.4 Éjecteurs à solides à jet de vapeur ……. **19**
D Éjecteur de puisard en acier inoxydable …… **19**
D.1 les caractéristiques de l'éjecteur de puisard …….. **19**
I.2.5 les différents domaines d'utilisation des éjecteurs ……. **20**
I.2.6 les avantages et les inconvénients des éjecteurs :…… **20**
A les avantages : l'efficacité …….. **20**
B Les inconvénients …… **21**
I.3État d'art……. **21**
I.4 Conclusion…….. **24**
Chapitre II : modèle mathématique……
II Introduction …….. **26**
II.1 Modélisation de L'écoulement des Fluides…… **26**
II.1.1 Equation de Navier-Stokes…… **26**
II.1.2 Equation de continuité…… **26**
II.1.3 Equation de quantité de mouvement…….. **27**
II.1.4 Equation de conservation d'énergie…… **28**
II.2 Modélisation thermique…….. **28**
II.2.1 Bilan d'énergie…… **28**
II.2.2 Les différents modes de transfert de chaleur …… **29**
II.2.2.1 Transfert de chaleur par conduction …….. **29**
II.2.2.2 Transfert de chaleur par convection…… **30**
II.2.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement …… **31**
II.3 Problème de fermeture des équations :…… **31**
II.3.1 Bilan des équations et des inconnues :…….. **31**
II.3.2 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :…….. **33**
II.3.2.1 Hypothèse de viscosité turbulente de bousines…… **34**
II.3.2.2 hypothèse de longueur de mélange de Prandtl…….. **33**

II.3.3 Les modèles de turbulence et leurs classifications :…….. **34**
II.3.3.1 Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) :…… **34**
II.3.3.2 Les modèles à une équation de transport……. **34**
II.3.3.3 le modèle k-**ε**et RNG (modèle à deux équations de transport)…… **34**
II. 3.3.4 Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM):……. **36**
II.4 Conclusion …… **38**
Chapitre III : Solution numérique par discrétisation……
IIIIntroduction:……. **40**
III .1 Les méthodes de discrétisation…… **40**
III.1.1La méthode des différences finies…… **40**
III.1.2 La méthode des volumes finis…….. **40**
III.1.3 La méthode des éléments finis……. **41**
III.1.3.1 Présentation de la méthode…….. **41**
III.1.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :…… **42**
III.1.3.2.1 Formulation variation elle forte :……. **42**
III.1.3.2.2 Formulation variation faible……. **42**
III.1.3.3 Forme générale des équations du système…….. **43**
IV.1 Présentation et description du logiciel ANSYS…….. **43**
IV.2 Maillage…… **45**
IV.2.1 Discrétisation…….. **46**
IV.2.1.1 Terme temporelle…….. **46**
IV.2.1.2 Termed'advection……. **47**
IV.2.1.2.1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU):…… **47**
IV.2.1.3 Terme de Diffusion…….. **48**
IV.2.1.4 Termes source……. **48**
IV.3.1 Bilan Thermique : Equation de Chaleur…… **48**
IV.3.2 Forme discrétisée : éléments finis…… **49**
IV.3.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures … **50**
IV.3.3 Discrétisation de la forme intégrale faible…… **50**
IV.4 conclusion …… **51**
Chapitre IV résultats……
IV Introduction……. **53**

IV.1 Identification et validation de la simulation numérique :…….. **53**
IV.1.1 Identification …… **53**
IV.2 Description de la structure étudiée…… **53**
IV.2.1 Les dimensions de différentes géométries…… **55**
IV.2.2 représentation spatiale de la géométrie étudiée …… **55**
IV.2.3 Les conditions aux limites …… **55**
IV.3 Interprétation et descriptions des résultats obtenus :…… **57**
IV.3.1 Descriptions des résultats des différents paramètres obtenus par La modification effectuée au niveau de la géométrie de l'éjecteur étudié :…… **57**
IV.3.1.1 champs de pression …… **58**
IV.3.2 Descriptions des résultats des différents paramètres obtenus par La modification effectuée au niveau de la chambre de mélange des trois éjecteurs étudiés **59**
IV.3.2.1 champs de pression ……. **60**
IV.4 Conclusion …… **63**
Conclusion générale ……. **65**
Référence bibliographique ……. **68**

LISTEDESFIGURES

FigureI.1. Installation d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur **5**

Figure I.2. Diagramme p(h) d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur **6**

Figure I.3. Schéma d'un éjecteur et de ces composants **7**

Figure I.4. Schéma représentatif d'un éjecteur. **7**

Figure I.5. Coupe d'un éjecteur avec la variation de pression à l'intérieur **8**

Figure I.6. Ventilateur à jet liquide **9**

Figure I.7. Compresseur à jet liquide **9**

Figure I.8. Pompe à vide à jet liquide **10**

Figure I.9. Pompe à liquide à jet liquide **11**

Figure I.10. Pompe à solide à jet liquide **12**

Figure I.11. Ventilateur à jet de gaz **13**

Figure I.12. Compresseur à jet de gaz **14**

Figure I.13. Pompe à vide à jet de gaz **15**

Figure I.14. Pompe à liquide à jet de gaz **15**

Figure I.15. Pompe à solide à jet de gaz **15**

Figure I.16. Compresseur à jet de vapeur **17**

Figure I.17. Pompe à vide à jet de vapeur **17**

Figure I.18. Éjecteur/réchauffeur **18**

Figure I.19. Éjecteur de puisard en acier inoxydable **19**

Figure II.1. Bilan énergétique **29**

Figure II.2. Schéma du transfert de chaleur par conduction **30**

Figure II.3. Schéma du transfert de chaleur parconvection **31**

Figure III.1. Représentation spatiale de L'interface d'CFD **44**

Figure III.2. Maillages structuré et non structuré. **45**

Figure III.3. Bilan thermique **49**

Figure III.4. Domaine plan discrétisé en 12 éléments reliés entre eux par 15 nœuds **50**

Figure IV.1. Schéma indicatif de la géométrie étudiée **54**

Figure IV.2. Schéma indicatif de la géométrie d'éjecteur à deux étages **54**

Figure IV.3. Résultats numérique de Mr.Jia Yan **56**

Figure IV.4. Notre étude **56**

Figure IV.5. Les variations de P_{min1} avec Ram2 sous différentes Ram1 **57**

Figure IV.6. Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries **58**

Figure IV.7. Les variations de P_{min} avec Ram2 sous différents Ram1 **59**

Figure IV.8. Le contour de répartition de la pression d'éjecteur multi-étage lorsque Ram1=Ram3 est de 2.6mm et Ram2 est de 3.0mm **60**

Figure IV.9. Le contour de répartition de la pression d'éjecteur multi-étage lorsque Ram1=Ram3 est de 3.0mm et Ram2 est de 3.0mm **60**

Figure IV.10. Le contour de répartition de la pression d'éjecteur multi-étage lorsque Ram1=Ram3 est de 3.4mm et Ram2 est de 3.0mm **61**

Figure IV.11. Variation de la pression des différentes géométries en fonction de la position axiale **61**

Liste des tableaux

Tableau II.1. La décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes. **33**

Tableau II.2. Constantes du modèle k-ε. **35**

Tableau II.3. Les constantes du modèle RNG **36**

Tableau II.4. Les constantes du modèle ASM. **37**

Tableau IV.1. Les propriétés thermiques et dynamiques de$R290+ R600_a$. **54**

Tableau IV.2. Dimensionnement de géométrie étudiée **55**

Tableau IV.3. Les conditions aux limites du cas étudié **55**

Nomenclature

Notation	Signification	Unité
P	La pression.	[bar]
R_e	Nombre de Reynolds	
T	Température	[°K]
T	Temps	[s]
V	Volume	[m^3]
x_i	Coordonnée cartésienne suivant la direction i, x, y, z	[m]

Lettres grecques :

$\dot{m}$	Débit massique.	[Kg/s]
V	Vitesse de liquide.	[m/s]
$\dot{V}$	La Flux volumique liquide.	[m^3/s]
$\dot{v}$	Débit volumique.	[Kg/m^3]
λ	Conductivité thermique	[W. m^{-1}.k^1]
M	Viscosité dynamique	[Pa.s]
ø	Variable généralisée.	
$C_ø$	Coefficient d'advection transitoire.	
$Γ_ø$	Coefficient de diffusion.	
$S_ø$	Termes source.	
$ε_p$	Facteur d'émission de la surface	
φ	Flux de chaleur transmis par conduction	[W]

Ram Rayon de la chambre de mélange

P_{min} La pression minimale

Introduction

Introduction Générale :

Les systèmes de réfrigération sont présents partout dans le monde et jouent un rôle essentiel dans notre vie. La recherche scientifique n'a pas cessé d'apporter des améliorations aux différents systèmes frigorifique, mais ces améliorations ont toujours été conditionnés par le facteur d'environnement, de plus il est important de noter qu'il existe certain fluides frigorigènes qui ont un impact négatif sur la couche d'azone par conséquent leur utilisation est interdite à partir de 2010 comme le R11, R12 et Certains HCFC à partir de 2030 tels que le R21, R22. **[1]**

L'homme est obligé d'utiliser 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 en ce qui consiste le condenseur, la valve d'expansion, l'évaporateur et le compresseur, ou même le remplacement de ce dernier par un appareil qui peut apporter plusieurs avantages aux cycles de réfrigération à compression de vapeur cette appareil est appelé <<éjecteur >>.

Les éjecteurs sont utilisés dans divers applications industriels telles que le pompage, le brassage, l'entrainement des fluides, l'augmentation de poussée et la recompression de vapeurs, ils présentent plusieurs avantages tel que fabrication simple, flexibilité d'emploi, faible poids, grande sécurité et Possibilité d'absorber n'importe quel fluide dans n'importe quelle condition et ils Sont des appareils sans pièces mobiles.

Les éjecteurs sont des appareils généralement constitués de deux tuyères coaxiales. Ils sont utilisés pour leur capacité à aspirer, entrainer, mélanger et recomprimer toutes sortes de fluides. Les éjecteurs trouvent de nombreuses applications, dans l'industrie du vide, l'aéronautique, la production du froid ou encore l'industrie chimique. Si ce sont en générale des appareils de conception simple et robuste, il n'en est pas de même des écoulements qui prennent place au sein de ces systèmes.

Le but de ce mémoire est de présenter les résultats d'une expérience numérique pour étudié un éjecteur à deux étages qui est discrétisé par la méthode des éliment finis.

Chapitre I : Généralités sur les éjecteurs et leur utilisation dans le domaine de production du froid

I.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, ensuite la citationses avantages et ces inconvénients, et enfin énumérer l'essentiel des études théoriques, expérimentales et numériques effectuées sur les éjecteurs.

I.1Historique :

L'éjecteur qui est le cœur du système de réfrigération à jet, a été inventé par « Charles Parsons » en 1901 pour enlever l'air d'un condenseur de la machine à vapeur. En 1910 un éjecteur a été employé par Maurice Leblanc dans le premier système de réfrigération à éjecteur utilisant la vapeur d'eau. **[2]**

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au Français Maurice Leblanc (1857-1923).**[3]**

Depuis les années 80, á cause de la nocivité aussi bien des énergies fossiles que de l`aspect destructif des CFC, l'industrie de réfrigération commenca á se tourner vers de nouveaux procédés dont les cycles à éjecteur.

I.1.1L'utilisation des éjecteurs dans la réfrigération :

Les machines frigorifiques utilisent un compresseur statique, dénommé éjecteur, et qui utilisé comme énergie motrice de la vapeur du fluide primaire.

I.1.2 Système de réfrigération avec éjecteur :

Le système de réfrigération à éjecteur est similaire au système conventionnel de réfrigération à compression, sauf que, le compresseur est remplacé par une pompe, un générateur de vapeur et un éjecteur. **[2]**

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

Le système de réfrigération avec éjecteur, comme il est illustré par la Figure 1, comporte deux cycles fermés (4-6-1-3-4) et (4-5-2-3-4). **[4]**

1) Le cycle (4-6-1-3-4) constitue le cycle de puissance = La boucle motrice (BM).
2) Le cycle (4-5-2-3-4) constitue le cycle de réfrigération = La boucle frigorifique (BF).

I.1.3.1 Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur

Le système de réfrigération à éjecteur est composé de deux boucles : la boucle frigorifique (BF) et la boucle motrice (BM) (figure I.1)

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

❖ **La boucle motrice (BM) :** est constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la pompe et le générateur, le générateur produit de la vapeur (fluide moteur) (1) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur ou elle est accélérée, à la sortie du divergent, le fluide moteur entraine la vapeur issue du circuit secondaire (BF), permettant ainsi le mélange des deux fluides, le mélange est ensuite comprimé jusqu'à l'état (3). Il est ensuite acheminé vers le condenseur (4), puis vers le générateur (6) par une pompe. **[2]**

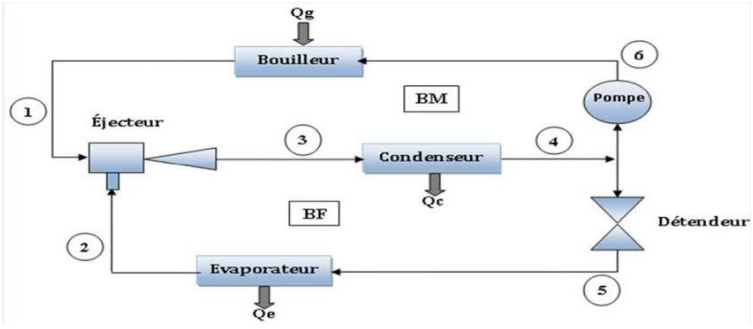


Figure I.1. Installation d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur.

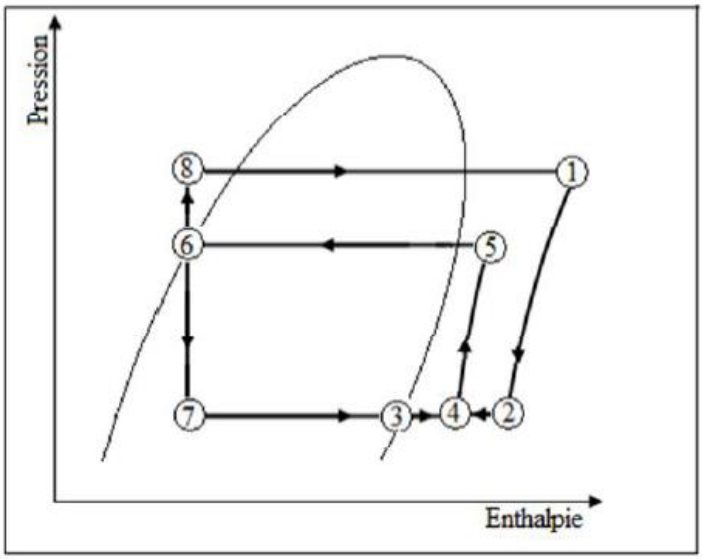


Figure I.2. Diagramme p-h d'une pompe à chaleur avec éjecteur-compresseur.

I.2 Les éjecteurs :

Les éjecteurs, appelés également appareils à jet ou encore trompes, sont des appareils statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides et parfois des solides grâce à la détente d'un fluide primaire moteur. En régime incompressible, et apporte l'énergie nécessaire à l'entrainement du fluide secondaire. [**5]**

L'éjecteur se compose d'une tuyère motrice et d'une tuyère secondaire en trois parties, partie convergente, chambre de mélange, partie divergente le diffuseur.
L'éjecteur est l'élément où s'effectue le mélange des deux fluides (primaire et secondaire). C'est aussi un compresseur statique qui sert à augmenter la pression, donc c'est un élément moteur de la machine dans laquelle le fluide moteur aspire le fluide de la boucle Frigorifique La partie active de l'éjecteur consiste en système de deux tuyères coaxiales liées par un collecteur d'aspiration. **[6]**

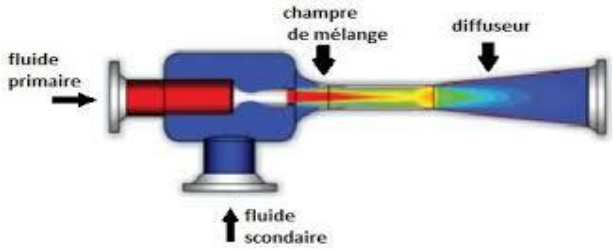


Figure I.3. Schéma d'un éjecteur et de ces composants.

I.2.1 Les différents composants de l'éjecteur :

L'éjecteur est l'élément essentiel de l'installation frigorifique, il comporte trois éléments principaux :

- **La tuyère primaire :** permet au fluide moteur de transformer son enthalpie en énergie cinétique pour propulser le fluide secondaire.
- **La tuyère secondaire :** dans laquelle circule la vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).
- **Chambre de mélange :** après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur.

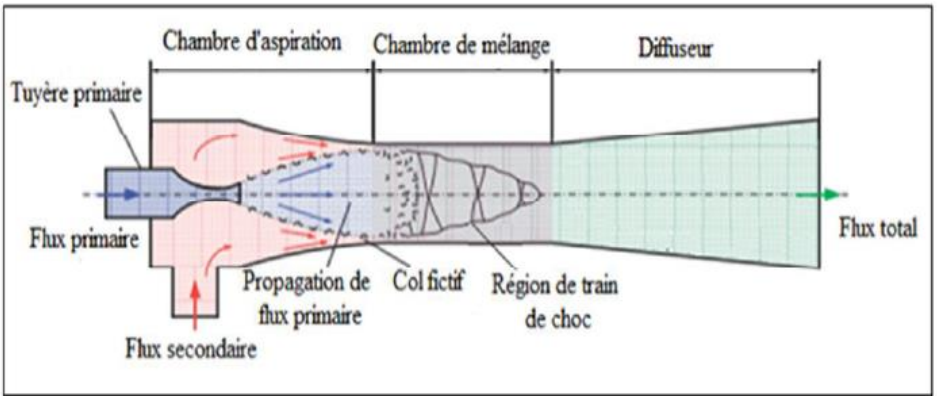


Figure I.4. Schéma représentatif d'un éjecteur. **[7]**

I.2.2 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. 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 inferieure 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 dans lequel le flux secondaire atteint la condition sonique avant que les deux flux se mixent (se mélangent) dans la section de mélange. La chambre de mélange peut être conçue comme un segment ayant une section transversale constante, mais souvent à 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.**[5]**

Par conséquent, l'éjecteur agit comme une pompe à fluide moteur utilisé pour élever la pression d'un fluide entraîné.**[5]**

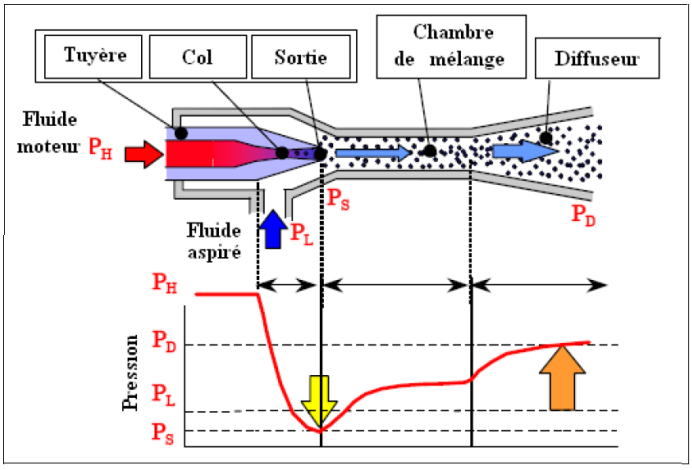


Figure I.5. Coupe d'un éjecteur avec la variation de pression à l'intérieur **[5].**

I.2.3 Les différents types d'éjecteurs :

La présentation des différents types d'éjecteurs tenant compte des trois sources motrices : jet liquide, jet de gaz et jet de vapeur :

A. Éjecteurs à jet liquide :

Le champ d'application de ces appareils est vaste et dépend du but recherché ainsi que du fluide ou du solide aspiré. **[8]**

A.1 Ventilateurs à jet liquide :

Ils aspirent de grands débits d'air, de gaz ou de vapeur avec de faibles taux de compression. La dépression obtenue avec ce type d'appareil se situe dans le domaine de 1 à 20 mbar. Ils sont surtout utilisés pour la ventilation d'ateliers, d'entrepôts ou de réservoirs.

L'eau du réseau de distribution est le fluide moteur et peut être recyclée par une pompe.

D'autres applications concernent la condensation de vapeurs, le refroidissement de gaz, ou l'absorption de gaz plus ou moins toxiques ou corrosifs. Dans ce dernier cas, l'éjecteur travaille en circuit fermé. L'eau motrice circule grâce à une pompe centrifuge et le gaz aspiré est séparé de l'eau dans un bac séparateur, la température de l'eau est maintenue constante par appoint ou par échangeur.

Un tel éjecteur peut condenser quelques kilogrammes de vapeur par heure, la pression limite étant évidemment la pression de vapeur saturante de l'eau.

Lorsque le gaz aspiré contient des particules solides ou liquides de taille inférieure ou égale au micromètre, on utilise des éjecteurs laveurs de type Venturi, où la bonne capacité de séparation est due à la vitesse relative élevée entre le gaz chargé de particules et le liquide moteur. **[9]**



Figure I.6. Ventilateur à jet liquide

A.2 Compresseurs à jet liquide :

Ce sont des appareils destinés à extraire et comprimer des gaz tout en les mélangeant au fluide moteur qui est dispersé en fines gouttelettes à la sortie de la tuyère primaire pour obtenir un meilleur brassage des deux flux. Un exemple typique d'application de ce type d'éjecteur est le mélange liquide-gaz avec une compression d'ozone pour le traite- ment de l'eau. **[9]**



Figure I.7. Compresseur à jet liquide.**[9]**

A.3 Pompes à vide à jet liquide :

Dans ces appareils, le fluide moteur est la plupart du temps de l'eau qui peut être facilement recyclée. La pression minimale accessible à débit aspiré nul correspond à la pression de vapeur saturante du liquide moteur et dépend donc de la température. Par exemple, pour de l'eau à 20 °C, la pression limite est voisine de 23 mbar tandis qu'à 10 °C cette pression s'abaisse à 12 mbar environ. Il faut noter que ce type d'appareil fonctionne dans les meilleures conditions lorsque le tuyau de refoulement plonge au-dessous du liquide comme le montre la figure (1.8) **[9]**

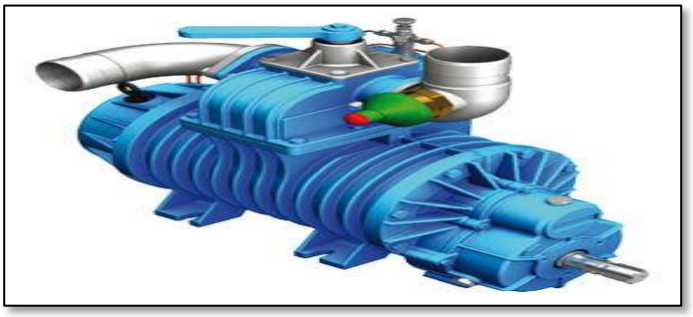


Figure I.8. Pompe à vide à jet liquide. **[9]**

A.4 Pompes à liquide à jet liquide :

Ces appareils ont pour principales applications :

- **extraire et mélanger deux liquides :** Ils sont surtout utilisés à ce titre dans la dilution des acides ou des bases jusqu'à obtention de la concentration souhaitée, comme dans le cas du traitement des eaux (figure I.7).

  Ils peuvent être également utilisés au brassage de liquides dont la viscosité est voisine de celle compatible avec l'utilisation de pompes rotatives ; dans ce cas, ils sont placés à l'intérieur de réservoirs où bacs de stockage. La figure I.8 donne le diagramme de définition d'un mélangeur à jet liquide, ainsi que l'installation de ces mélangeurs sur un bac de neutralisation :
- **élever la pression à l'aspiration d'une pompe rotative pour éviter sa cavitation** : Ils peuvent ainsi en association avec une pompe centrifuge être utilisés dans les installations à aspiration profonde et faibles débits comme par exemple certaines installations domestiques alimentées à partir d'un puits ; ce sont des pompes dites à pied éjecteur dont la figure I.8montre le schéma d'implantation. Cette combinaison est parfois aussi employée pour les pompes d'alimentation de fusées à propergol liquide ;
- **D'une manière plus générale, aspirer un liquide ou le refouler à un niveau de pression désiré.**

De telles applications se trouvent dans :

- la production d'engrais où les pompes à liquide assurent le transfert et le mélange dans les phases de réaction ;
- la production de polyester à l'aide d'éjecteurs à jet de glycol ;
- la vidange de condenseurs de turbines à vapeur ;
- le pompage des cales de navire ou le déballastage, etc. **[9]**



Figure I.9. Pompe à liquide à jet liquide.**[10]**

A.5 Pompes à solides à jet liquide :

Ces pompes à jet ont pour but de transporter des produits granulés d'environ 1 à 1,5 mm de diamètre en forme de billes à surface lisse et ne s'agglomérant pas. Pour que les produits solides alimentent de façon continue l'éjecteur, ils sont en permanence arrosés par une eau de rinçage.

Ce type d'appareil est utilisé :

- pour extraire du sable ou du gravier, du charbon actif ou des résines échangeuses d'ions ;
- pour vider les réacteurs dans les installations de décarbo-natation et de désacidification de l'eau
- pour mélanger les précipitant dans le traitement de l'eau sale et de l'eau résiduaire.

À titre indicatif, le débit moteur doit être 3 à 5 fois plus grand que le débit de matière à transporter et la pression motrice doit être 2,5 à 3 fois plus grande que la hauteur d'élévation souhaitée, cela pour des conditions normales quant au matériau à véhiculer.**[9]**



Figure I.10. Pompe à solide à jet liquide.

B. Éjecteurs à jet de gaz :

Dans ces éjecteurs, le fluide moteur est généralement de l'air accéléré dans une tuyère primaire qui peut être simplement convergente ou convergente-divergente lorsque l'on recherche des performances élevées comme c'est généralement le cas.

Le fluide secondaire est également la plupart du temps gazeux mais peut aussi être liquide ou même solide.**[9]**

B.1 Ventilateurs à jet de gaz :

Ce sont des appareils qui servent à l'extraction d'air, de gaz ou de vapeurs jusqu'à un taux de compression de l'ordre de 500 mbar, ce qui est supérieur aux performances des ventilateurs à jet liquide. **[5]**

Ces ventilateurs sont utilisés :

- pour l'extraction d'air vicié, de gaz ou de vapeurs malodorantes dans les usines ou entrepôts
- pour la ventilation de réacteurs, de récipients à agitateurs et autres appareils utilisés dans l'industrie chimique.
- pour la ventilation de réservoirs sur bateaux par exemple.
- comme soufflante ou ventilateur de tirage sur les chaudières.
- pour le brassage de l'air ambiant dans le domaine du textile, du cuir et du tabac. **[10]**



Figure I.11. Ventilateur à jet de gaz

B.2 Compresseurs à jet de gaz :

Ces appareils sont voisins des précédents mais permettent des taux de compression plus élevés ($\Delta p > 500$mbar) Parmi les exemples intéressants d'utilisation, citons :

- L'aspiration et le mélange de gaz naturel et de gaz provenant de stockages souterrains ;
- l'aspiration et le refoulement de gaz chauds de raffinerie à la pression atmosphérique à l'aide de gaz de processus.
- la mise sous vide d'une conduite d'aspiration de pompe ou l'amorçage d'un siphon l'élévation d'un liquide ;
- le prélèvement d'échantillons dans l'industrie nucléaire.**[9]**

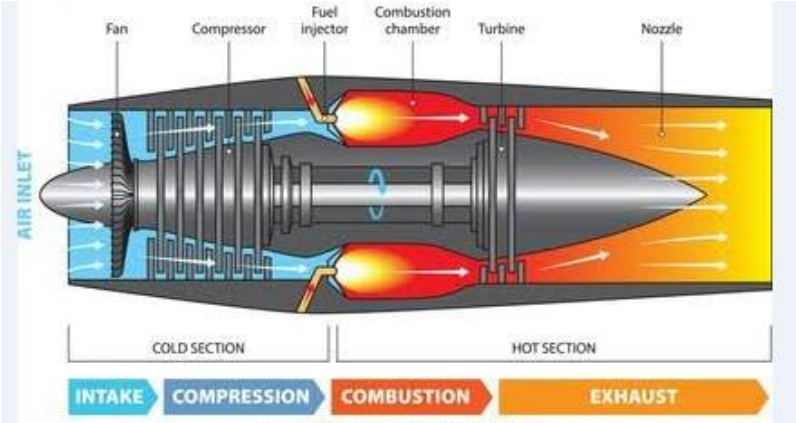


Figure I.12. Compresseur à jet de gaz.

B.3 Pompes à vide à jet de gaz :

Ces pompes utilisent l'air atmosphérique comme fluide moteur et sont généralement reliées à une pompe à anneau liquide comme le montre la figure I.10. On obtient ainsi un vide intermédiaire de 50 à 100 mbar et une pression d'aspiration de l'éjecteur entre 40 et 5 mbar.

Cette solution est utilisée lorsqu'on ne dispose pas de vapeur comme flux moteur et lorsque le débit aspiré est assez faible comme l'indique la figure I.11qui précise le diagramme de définition.

Le champ d'application est voisin de celui des appareils précédents et dépend surtout des performances recherchées ; on peut y ajouter :

- la réalisation de bancs d'essais en altitude simulée des moteurs aéronautiques ou des moteurs fusée ;
- la réalisation de souffleries à induction ;
- les stat fusées

Dans certaines applications, il faut utiliser des éjecteurs montés en cascade pour obtenir les conditions désirées ; dans cette configuration, le débit moteur d'un étage autre que le dernier doit être repris par l'étage qui lui fait suite de telle sorteque la consommation totale du fluide moteur rapportée au débit aspiré utile est très élevée. On peut toutefois faire mieux si l'on dispose de vapeur.**[9]**



Figure I.13. Pompe à vide à jet de gaz

B.4 Pompes à liquide à jet de gaz :

Nous n'avons connaissance d'aucune réalisation industrielle dans ce domaine.**[9]**



Figure I.14. pompe à liquide à jet de gaz.

B.5 Pompes à solides à jet de gaz :

La seule réalisation à notre connaissance est l'Aspirojet.de conception Bertin, alimenté en air comprimé et qui peut aspirer 3 t/h de sable pour un débit d'air de 5 m^3/min. **[9]**



Figure I.15. Pompe à solide à jet de gaz

C. Éjecteurs à jet de vapeur :

Ce sont les plus répandus aussi bien sous la forme d'éjecteurs simples que D'éjecteurs en cascade. À titre indicatif L'intérêt des éjecteurs à jet de vapeur devient marquant dans le cas des éjecteurs multiples avec condenseurs intermédiaires qui permettent d'accéder à des rapports de compression plus grands pour un même taux d'entraînement massique. Avec deux étages, l'adjonction d'un condenseur conduit en effet àun rapport de compression sensiblement double de celui réalisé sans condenseur. Avec trois étages et deux condenseurs intermédiaires, la pression d'aspiration du premier étage peut être abaissée jusqu'à environ 10 mbar pour un rapport d'entraînement égal à 1/10, la température de l'eau de refroidissement du condenseur doit toutefois être dans ce cas inférieure à20°C et la pureté de cette eau contrôlée.**[9]**

C.1 Compresseurs à jet de vapeur :

Ces appareils sont aussi appelés thermo-compresseurs car ils sont généralement utilisés pour comprimer de la vapeur, le flux primaire étant supersonique. De ce fait, ils ont la possibilité d'extraire des volumes importants de vapeur sous vide. Il faut toutefois que l'appareil soit bien adapté aux conditions d'utilisation sous peine de mauvais rendement et même de non fonctionnement, mais une telle adaptation est possible par modification manuelle ou automatique de la pression motrice, ou par variation de section de la tuyère motrice comme le montre la suivante. **[9]**

En ce qui concerne le vaste domaine d'application, il se rapporte à :

- l'évaporation ou la concentration (industrie sucrière, brasseries, laiteries, chimie, pharmaceutiques, papeteries).
- la distillation dans l'industrie pétrolière.
- la désodorisation.
- le dégazage et le séchage sous vide.
- le dessalement de l'eau de mer.

Ils peuvent être considérés comme pompes à chaleur car, par leur intermédiaire, une quantité de chaleur est transférée d'une source froide vers une source chaude pour restitution. **[9]**



Figure I.16. Compresseur à jet de vapeur

C.2 Pompes à vide à jet de vapeur :

En configuration mono étagé, ce type d'éjecteur, refoulant à l'atmosphère, permet d'atteindre une pression d'aspiration de l'ordre de 100 mbar. Si on recherche des pressions plus basses, on utilise alors des éjecteurs multi étagés avec ou sans condenseurs intermédiaires

.Les applications des éjecteurs mono étagés sont nombreuses et concernent :

- la mise sous vide de conduites de pompes non autoamorçage
- la mise sous vide de filtres ;
- l'élévation de liquides ;
- la mise sous vide de condenseurs de turbines à vapeur pendant la première phase de mise en service visant à l'obtention d'un vide partiel ;
- l'étanchéité aux garnitures et les fuites aux soupapes de certaines turbines à vapeur.
- la production de vide dans des récipients à agitateur pour des procédés discontinus
- le dégazage lors de la fabrication de l'acier.

Ce type d'éjecteur étant largement utilisé en configurations multi-étages avec plus ou moins de condenseurs intermédiaires, un grand nombre de combinaisons sont possibles et il existe un grand éventail de solutions pour résoudre un problème donné. La figure I.12 en montre deux exemples de réalisation.**[9]**



Figure I.17. Pompe à vide à jet de vapeur

C.3 Éjecteurs/réchauffeurs à liquide à jet de vapeur :

Ces appareils ont pour but d'aspirer des liquides dont la température ne doit pas être trop élevée (de l'ordre de 50 à 60 C° au maximum)car, pour que la totalité de l'énergie motrice soit utilisée pour l'extraction du liquide, il faut que la vapeur motrice se condense et donc disparaisse en volume. Ces éjecteurs sont autoamorçage car ils fonctionnent d'abord en pompe à vide et vident ainsi la conduite d'aspiration.

Le domaine d'application est surtout orienté vers l'extraction et l'élévation de liquides surtout lorsqu'on vise simultanément à les réchauffer. Ces éjecteurs sont donc employés pour véhiculer : des eaux usées, des vinasses ou des moûts, pour la vidange des cales de navires, et également dans l'industrie nucléaire pour le transport de liquides agressifs et radioactifs dans les zones contaminées et souvent inaccessibles.

Concernant ce même type d'éjecteur, citons les réchauffeurs à jet de vapeur dont la figure I.18 indique un schéma de principe. La buse de condensation est percée de trous pour le passage de la vapeur, ce qui la met directement en contact avec le liquide à réchauffer.

Ce contact se produit dans une zone où le liquide atteint sa plus grande vitesse donc à l'endroit où sa pression est la plus basse et la turbulence la plus forte. Ces réchauffeurs sont utilisés pour le réchauffage non bruyant de liquides comme ceux employés pour le rinçage des fûts de malterie, le décapage et la coloration des peaux, etc. Comme ils sont parfois montés à l'intérieur du réservoir contenant le liquide à réchauffer, leur implantation a une certaine influence sur les performances possibles. En fait, il existe sur le marché une grande variété de réchauffeurs permettant d'obtenir une différence de température pouvant atteindre 90 C°.**[9]**

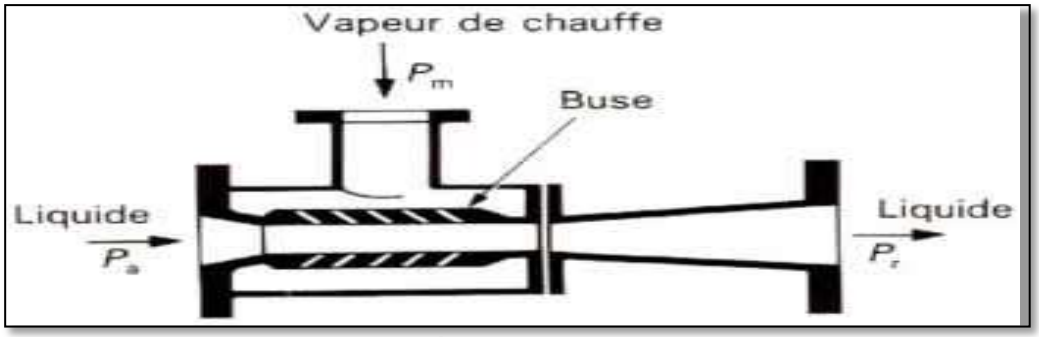


Figure I.18 Éjecteur/réchauffeur

C.4 Éjecteurs à solides à jet de vapeur :

Nous n'avons pas trouvé d'exemple d'un tel appareil. Les besoins potentiels faisant plutôt appel à l'eau comme liquide de rinçage et se situant plutôt sur les chantiers en extérieur, il est clair que l'on préfère alors l'eau à la vapeur comme fluide moteur.**[9]**

D. Éjecteur de puisard en acier inoxydable :

Armstrong propose un éjecteur de puisard en acier inoxydable pour l'évacuation des eaux indésirables s'accumulant dans les puits ou tunnels de vapeur ou dans des espaces clos. Lorsque le flotteur de cet éjecteur monte ou descend, un mécanisme à action rapide assisté par des ressorts en InconelX-750 ouvre ou ferme la vanne d'admission de vapeur, ce qui enclenche ou déclenche le pompage. Entièrement construit en acier inoxydable, cet éjecteur se caractérise par une longue durée de vie dans les conditions assez sévères d'un puits de vapeur.

L'éjecteur de puisard est conçu pour éliminer les difficultés d'entretien et les problèmes de sécurité posés par les puits ou tunnels de vapeur et les espaces clos.**[9]**



Figure I.19.Éjecteur de puisard en acier inoxydable. [1]

D.1 les caractéristiques de l'éjecteur de puisard :

- Entièrement construit en acier inoxydable pour assurer la résistance à la corrosion
- Véritable fonctionnement par injection de vapeur tout ou rien
- Les robustes ressorts en Inconel X-750 garantissent une longue durée de vie sans problème.

- Le design particulièrement compact en acier inoxydable moulé n'a pas son égal sur le marché actuel.**[11]**

I.2.5 les différents domaines d'utilisation des éjecteurs :

Les éjecteurs sont activés par la chaleur perdue ou la chaleur provenant de sources renouvelables. Ils sont actionnés directement par une source thermique afin de générer chauffage, refroidissement et réfrigération. Les impacts potentiels des éjecteurs sont énormes puisqu'on peut les utiliser dans une variété d'applications.

Les applications des éjecteurs sont nombreuses telle que :

❖ Ils peuvent être intégrés directement à un système de pompe à chaleur-climatisation-réfrigération en tant que composant inerme afin d'accroître l'efficacité du système.

❖ Les éjecteurs peuvent également être utilisés dans des systèmes hybrides (en cascade, de sous-refroidissement) en tant que systèmes d'éjecto-compression ou d'éjecto-absorption pour améliorer la performance globale du système.

❖ Ils peuvent être installés dans des systèmes CVC pour des bâtiments, des maisons ou des communautés, et ce, surtout en combinaison avec des systèmes d'énergie

❖ Renouvelable ou de production distribuée pour des maisons, bâtiments et communautés à consommation énergétique nette zéro ou presque nulle.

I.2.6 Les avantages et les inconvénients des éjecteurs :

A. les avantages : l'efficacité

- ✓ Les éjecteurs offrent des avantages intéressants par rapport à la compression ou l'absorption mécanique. C'est-à-dire simplicité, faible coût et niveau d'entretien peu élevé. Les éjecteurs possèdent également l'avantage de pouvoir fonctionner en utilisant de la chaleur perdue basse température.
- ✓ Les éjecteurs ont l'avantage de pouvoir être commandés par de la chaleur perdue et de servir de pompe à chaleur en effectuant les cycles appropriés pour produire des effets de valorisation de la chaleur (augmentation de température), de refroidissement ou de réfrigération, pourvu qu'une source thermique soit disponible.

- ✓ Les éjecteurs aident l'industrie à réutiliser la chaleur perdue en augmentant le niveau de température de celle-ci et en améliorant la performance d'un système de refroidissement ou de réfrigération.
- ✓ Au lieu d'utiliser les énergies nobles (énergie électrique, énergie cinétique…..), l'éjecteur utilise des énergies thermiques gratuites ou non nocives (énergie solaire) ou, il recycle les énergies perdues en forme de chaleur.
- ✓ La fabrication d'une machine de réfrigération avec éjecteur supersonique est très Simple.
- ✓ procédé mécanique simple, il ne comporte aucune partie mécanique et de plus il est léger et fiable
- ✓ Grande sécurité d'emplois

B. Les inconvénients :

- ✓ Ils n'ont pas été favorisés pour être utilisé comme les systèmes de réfrigération en raison du coefficient relativement faible de Performance (COP) des systèmes de réfrigération avec éjecteur de comparaison avec compression de vapeur ou de réfrigération par absorption systèmes.
- ✓ Il s'ensuit qu'un éjecteur s'adapte mal à un fonctionnement hors des conditions de désigne.

I.3/État d'art :

- Knut Emil ringstada **[12]** a présenté un aperçu complèt de l'état actuel de l'art de la modélisation d'éjecteur R744 biphasé par rapport aux systèmes traditionnels à compresseur avec des réfrigérants. Il a trouvé que les modèles d'éjecteurs rencontrent des difficultés lorsqu'ils sont comparés aux mesures expérimentales. Bien que les modèles les plus avancés soient précis à des pressions de conduite supercritiques, leur précision diminue à des pressions plus faibles. Cependant, l'amélioration des modèles nécessite une meilleure connaissance des conditions d'écoulement de l'éjecteur.

- Dans cet article, les caractéristiques d'écoulement diphasiques de l'éjecteur contenant la vapeur d'eau dans le flux secondaire a été étudié à la fois expérimentalement et numériquement par Jiquan Han **[13]**.D'après les résultats de la CFD les gouttelettes condensées atteignent une proximité minimale de la buse primaire avant de sortir. Elles présentent également un angle de divergence

lorsqu'elles traversent le flux de gaz. Les performances globales n'ont pas été significativement affectées par la présence d'espèces condensables dans le flux secondaire, cependant la température extrêmement basse de l'entrée primaire et les gouttelettes étrangères de l'entrée secondaire peuvent provoquer de la condensation.

- Abadi et al a étudié l'effet des gouttelettes d'eau à l'entrée de la buse primaire d'un injecteur sur les processus de condensation et d'évaporation. Les résultats montrent que l'existence des gouttelettes de liquide dans la vapeur a l'entrée de la buse primaire ont effet sur les paramètres bi phasique (l'intensité des ondes de chocs, le rapport d'entraînement, la croissance de la couche de mélange et les deux phases). **[14]**

- Liu, Zengshixu**[15]** a étudié l'effet des quatre paramètres géométrique principaux qui ont plus de signification effet sur l'éjecteur. Les résultats montrent que (Dr) et (Lm) affectent principalement l'écoulement de fluide au sein de la chambre de mélange, (Ld) affecte le débit dans le processus de mélange, (NXP) cela affecte en généralele débit de fluide dans la chambre d'aspiration.

*(Dr) : rapport de diamètre

*(Lm) :la longueur de chambre de mélange.

*(Ld) : la longueur de diffuseur.

*(NXP) : la position de sortie de la buse.

- Weilong song**[16]**a introduit un algorithme génétique multi-objectif basé sur la méthodologie de la surface de réponse pour optimiser les performances de l'éjecteur, grâce à une mutation génétique et à une itération continue, l'éjecteur présente les meilleures performances, cela ouvre une nouvelle direction pour l'optimisation future des performances des éjecteurs de carburant SOFC.

- Bifeng Yin a étudié un nouvel éjecteur a double buse et a proposé pour une recirculation de l'hydrogène à différentes puissance .Les résultats montrent une augmentation du taux de recirculation au ralenti. **[17]**

- Feitengluo a utilisé la modélisation thermodynamique pour analyser et améliorer les performances de l'éjecteur RBCC. Des traitements de modèle détaillé ont été développés pour améliorer les performances et atteindre plusieurs objectifs. Des simulations de débit complet et de chemin d'écoulement ont été réalisées pour comprendre le fonctionnement de l'éjecteur et valider le modèle. **[18]**

- Jhkeenan a étudié la première théorie analytique de calcule des performances des éjecteurs d'écoulement isentropique monodimensionnelle et a proposé une des premières méthodes de conception itérative d'éjecteur impliquant des donnés de propriété prises des table de vapeur. **[19]**

- Pawel Madejski présente les résultats d'analyse CFD fournies au condenseur à pulvérisation-éjecteur qui est l'un des éléments cruciaux du cycle de Centrales électrique à gaz à CO2 négatif développement. Les résultats confirment que la conception de base et les dimensions géométriques du SEC peuvent être appliqués dans le cycle des centrales électrique à co2 négatif et les résultats de CFD donné la possibilité d'étudier l'écoulement turbulent du mélange (eau/vapeur/CO2) ainsi que le processus de condensation qui se produit en même temps. **[20]**

- Dans un système de préparation d'eau distillée utilisée pour l'injection pharmaceutique, l'éjecteur s'écart périodiquement de la condition de conception en raison des factuation de la pression de la source de vapeur. Lorsque la pression est réduite à 75% de la valeur de conception, les performances sont dégradées .Pour résoudre ce problème, un éjecteur a deux étages avec stratégie de commutation de commande est proposé par Qingyang han. **[21]**
- Zhongshuaiyu a examiné l'impact des éjecteurs d'hydrogène sur les performance et la distribution d'eau des différents type de piles à combustible à membrane échangeuse de proton (PEMFC) .Les résultat démontrent que les éjecteurs d'hydrogène peuvent améliorer les performances, de plus il a été observé que les performances des PEMFC avec l'éjecteur d'hydrogène sont considérablement amélioré à mesure que la tension de fonctionnement diminue. **[22]**

- Shaoqiang Li a réalisé une simulation numérique du modèle d'éjecteur R245Fa. Les résultats démontrent que la fraction massique du R32 dans le flux primaire et secondaire influence significativement les performances de l'éjecteur R32/R245Fa. **[23]**

- Jia Yan, dans cette étude, pour l'éjecteur à deux étages dans trois conditions d'entrée de climatisation, réfrigération et congélation, a utilisé une simulation tridimensionnelle pour étudier l'impact du rayon de la chambre de la première et du deuxième étage sur la pression minimale dans l'éjecteur sans l'entraînement auxiliaire.

Les résultats montrent que :

- Entant que le rayon de la chambre de mélange à surface égale du deuxième étage augmente, la pression minimale de l'éjecteur du premier étage diminue et pression minimale de l'éjecteur du deuxième étage aussi diminue
- Les pressions minimales du système à deux étages ont une grande influence sur l'effet d'entraînement auxiliaire.**[24]**

I.4Conclusion :

On a défini dans ce chapitre les éjecteurs et leur application dans le domaine de production de froid d'une façon générale, leurs caractéristiques techniques, principe de fonctionnement, les différents types d'éjecteurs en générale et les avantages et les inconvénients.

Suivi d'un état de l'art qui nous à permet de situer notre position dans la simulation numérique du problème conjugué de l'écoulement d'un fluide frigorigène dans un éjecteur dont l'objectif d'analysée l'influence des paramètres géométriques (rayon de chambre de mélange), et la pression sur les performances d'un éjecteur.

Chapitre II :

Modèle Mathématique

II. Introduction :

Dans ce chapitre, l'objectif est de présenter la formulation mathématique du problème. Nous Commencerons parles lois fondamentales de la mécanique des fluides découverts par Prandtl, Navier-stockes et Reynolds.

En général, la mécanique des fluides est régie par trois équations de base. Ce sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie. Et enfin d'un bref rappel de problème des fermetures des équations.

II.1Modélisation de l'écoulement des fluides :

Tous les problèmes de CFD sont basés sur les lois fondamentales de mécanique des fluides qui sont :

II.1.1 Equation de Navier-Stokes :

On considère l'écoulement de deux fluides incompressibles, newtoniens et non-miscibles. La dynamique de chaque phase k est déterminée par les équations de Navier- Stokes :

$$\frac{\partial \rho_{kV_k}}{\partial t} + (\rho_k V_k V_k) = \rho_k g - \nabla \rho_k \nabla (2\mu_K s_k) \qquad \textbf{(II.1)}$$

II.1.2 Equation de continuité :

L'équation de continuité est une conséquence de la conservation de la masse du fluide

En mécanique des fluides, le principe de conservation de la masse peut être décrit par l'équation de continuité sous plusieurs formes différentes : locale conservative (dérivée en temps normale), locale non conservative (la dérivée en temps suit la particule dans son mouvement), ou intégrale. Suivant les problèmes posés, c'est l'une ou l'autre de ces équations qui pourra être retenue, toutes étant équivalentes. On note ici :

Cette écriture est la plus générale et la plus répandue :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \qquad \textbf{(II.2)}$$

En faisant intervenir la notion de dérivée particulaire, on a l'écriture équivalente suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{div}\,(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad \textbf{(II.3)}$$

Dans le cas où la masse volumique est constante au cours du temps et uniforme dans l'espace (écoulement incompressible), l'équation de conservation se réduit à :

$$\mathbf{divu} = 0 \textbf{(II.4)}$$

II.1.3 Equation de quantité de mouvement :

Par définition, la conservation de quantité de mouvement indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées, les équations de la quantité de mouvement (ou équation de Navier-stokes) pour des fluides newtoniens

Incompressibles en régime laminaire sont données par les expressions suivantes :

Suivant OX :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial \tau xx}{\partial x} + v\frac{\partial \tau yx}{\partial y} + w\frac{\partial \tau zx}{\partial z}\right) + (\rho + \rho o) g_x \textbf{(II.5)}$$

Suivant OY :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial \tau xy}{\partial x} + v\frac{\partial \tau yy}{\partial y} + w\frac{\partial \tau zy}{\partial z}\right) + (\rho + \rho o) g_y \textbf{(II.6)}$$

Suivant OZ :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z}\right) = \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial \tau xz}{\partial x} + v\frac{\partial \tau yz}{\partial y} + w\frac{\partial \tau zz}{\partial z}\right) + (\rho + \rho o) g_z \textbf{(II.7)}$$

Ou les composants du tenseur des contraintes visqueuses sont donnés par :

$$\mu = \tau_{xy} = \mu\left[\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right] \textbf{(II.8)}$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu\left[\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x}\right] \textbf{(II.9)}$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu\left[\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x}\right] \textbf{(II.10)}$$

$$\tau_{xx} = \mu\left[2\frac{\partial u}{\partial x}\right]; \tau_{yy} = \mu\left[2\frac{\partial v}{\partial y}\right]; \tau_{zz} = \mu\left[2\frac{\partial w}{\partial z}\right] \textbf{(II.11)}$$

II.1.4 Equation de conservation d'énergie:

L'équation de conservation d'énergie est une expression mathématique qui décrit comment l'énergie se conserve dans un système thermodynamique. Elle établit que l'énergie totale d'un système fermé reste constante, cette expression met en relation les différentes formes d'énergie par :

$$\rho C_P \frac{DT}{Dt} + \rho C_P \mathrm{U}.\nabla \mathrm{T} = \mathrm{div}\,(\lambda\,\mathrm{grad\ T}) + \emptyset \quad \textbf{(II.12)}$$

$$\emptyset = \boldsymbol{\tau_{xx}}\frac{\boldsymbol{\partial u}}{\boldsymbol{\partial x}} + \boldsymbol{\tau_{yx}}\frac{\boldsymbol{\partial u}}{\boldsymbol{\partial x}} + \boldsymbol{\tau_{zx}}\frac{\boldsymbol{\partial u}}{\boldsymbol{\partial x}} + \boldsymbol{\tau_{xz}}\frac{\boldsymbol{\partial v}}{\boldsymbol{\partial y}} + \boldsymbol{\tau_{yy}}\frac{\boldsymbol{\partial v}}{\boldsymbol{\partial y}} + \boldsymbol{\tau_{zy}}\frac{\boldsymbol{\partial v}}{\boldsymbol{\partial y}} + \boldsymbol{\tau_{xz}}\frac{\boldsymbol{\partial w}}{\boldsymbol{\partial z}} + \boldsymbol{\tau_{yz}}\frac{\boldsymbol{\partial w}}{\boldsymbol{\partial z}} + \boldsymbol{\tau_{zz}}\frac{\boldsymbol{\partial w}}{\boldsymbol{\partial z}} \quad \textbf{(II.13)}$$

Avec :

$\rho C_P \frac{DT}{Dt}$: La variation totale d'énergie

div (λ grad T) : La variation d'énergie par conduction

$\emptyset$: La dissipation irréversible due au frottement visqueux **[25]**

II.2 Modélisation thermique:

Le transfert d'énergie se produit lorsque la température varie à l'intérieur d'un système ou lorsque deux systèmes de températures différentes entrent en contact. On appelle ce processus général "transmission de la chaleur". La chaleur, qui est la quantité d'énergie transférée, ne peut pas être ni mesurée ni observée directement, mais on peut observer ses effets. L'écoulement de la chaleur est lié à la variation de l'énergie interne et peut entraîner la production de travail.

II.2.1 Bilan d'énergie:

Un bilan énergétique est une évaluation de l'énergie totale entrante et sortante d'un système. Il s'agit de prendre en compte toutes les formes d'énergie qui entrent et sortent du système, telles que la chaleur, le travail et l'énergie interne. Cela permet de comprendre comment l'énergie est échangée et utilisée dans le système, ce qui est important pour analyser son fonctionnement et son efficacité énergétique.

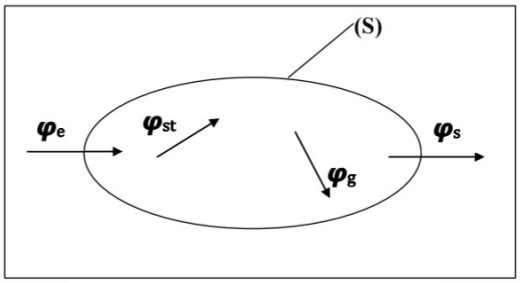


Figure II.1: bilan énergétique.

Avec :

φst : flux de chaleur stocké

φg : flux de chaleur généré

φe : flux de chaleur entrant dans le système(S)

φs : flux de chaleur sortant

On applique alors le 1er principe de la thermodynamique pour établir le bilan d'énergie du système (S) :

$$\varphi_e + \varphi_g = \varphi_s + \varphi_{st} \quad \textbf{(II.14)}$$

II.2.2 Les différents modes de transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur, c'est quand l'énergie thermique se déplace d'une région à une autre à cause d'une différence de température. Il y a trois modes principaux de transfert de chaleur :

- la conduction,
- la convection
- le rayonnement

Ces modes sont régis par différentes lois physiques.

II.2.2.1 Transfert de chaleur par conduction :

La conduction thermique se produit lorsque la chaleur se propage à travers les parois séparant deux corps à des températures différentes. Cela peut être observé dans les échangeurs de chaleur, les murs et vitrages des bâtiments, les cuves contenant des liquides chauds ou froids, et les parois des fours.

La loi de Fourier établit la relation entre le flux thermique et le gradient de température en chaque point d'un corps :

Forme algébrique :

$$\varphi = -\ \lambda\ s\frac{\partial y}{\partial x} \quad \textbf{(II.15)}$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

λ : Conductivité thermique du milieu (W m^{-1} °C^{-1})

x : Variable d'espace dans la direction du flux (m)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

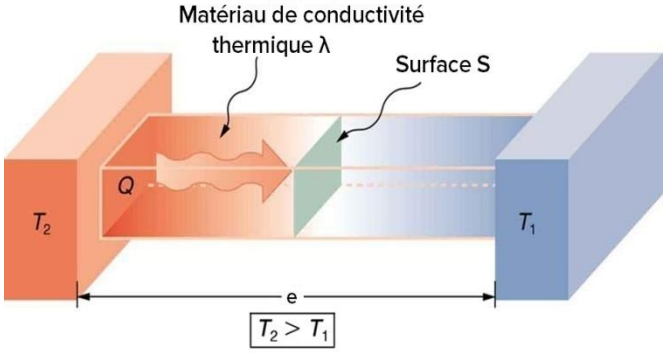


Figure II.2. Schéma du transfert de chaleur par conduction.

II.2.2.2 Transfert de chaleur par convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par

Déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\varphi = h\ S\ (T_P - T_\infty) \quad \textbf{(II.16)}$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par convection(W)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection (W m-2 C°-1)

$\mathbf{T_P}$: Température de surface du solide (C°)

$\mathbf{T_\infty}$: Température du fluide loin de la surface du solide (C°)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

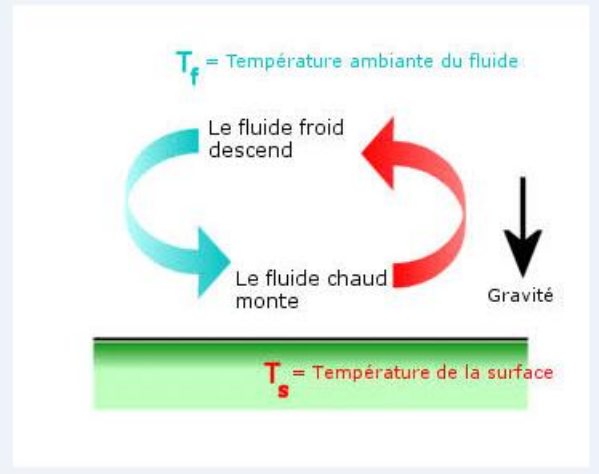


Figure II.3. Schéma du transfert de chaleur par convection

II.2.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement :

Chaque surface solide, liquide ou gazeuse émet de l'énergie thermique par radiation, la Transmission d'énergie est réalisée par ondes électromagnétiques. Le flux de chaleur rayonné Par un milieu de surface (S) et de température (T) est exprimer par :

$$\varphi = \sigma\, \varepsilon_p S\, (T_p^4 - T_\infty^4) \qquad \text{(II.17)}$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement**(W)**

σ : Constante de Stefan**($5{,}67.10^{-8}$ W m^{-2} K^{-4})**

ε_p: Facteur d'émission de la surface

$\mathbf{T_p}$: Température de la surface**(K)**

T∞ : Température du milieu environnant la surface **(K)**

S : Aire de la surface(**m^2**)

II.3 Problème de fermeture des équations :

II.3.1 Bilan des équations et des inconnues :

Dans le cadre du traitement en mécanique des fluides de la turbulence, l'utilisation de la décomposition de Reynolds appliquée aux solutions de l'équation de Navier-Stokes permet de simplifier le problème en faisant disparaitre les fluctuations de périodes et D'amplitudes courtes.

On peut poursuivre la démarche, on trouve de nouvelles équations qui introduiraient à leur tour de nouvelles inconnues, ainsi que l'équation exacte d'un moment d'ordre *n* ($u_{i,1}$,$u_{i,2}$, $u_{i,3}$ … …$u_{i,n}$) implique nécessairement un moment d'ordre supérieur. Il est donc nécessaire de ≪ modéliser ≫ les inconnues supplémentaires à l'aide de ≪ lois ≫ complémentaire n'introduisant pas de nouvelle inconnue : modèle de fermeture.

Tableau II.1 La décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes.

Inconnue à Calculer	Equation Disponible	Nombre des équation	Inconnues supplémentaires	Nombre total Des Inconnues
-Champ de Vitesse Moyenne $\boldsymbol{u_i}$ (3) -Pression Moyenne (1)	(1) Continuité (3) N-S Moyenne	4	Tension de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ (6)	10
-Champ de Vitesse Moyenne $\boldsymbol{u_i}$(3) -Pression	(1) Continuité (3)N_ S Moyenne (6)Tension de Reynolds	10	-Corrélation triple $\overline{u_i u_j u_k}$ (10) -Corrélation Pression-Vitesse	35

Moyenne (1) -Tension de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ (6)			$u_i \frac{\partial p}{\partial x_j}$(9) -Corrélation gradient de Vitesse. $\overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_k}\frac{\partial u_j}{\partial x_k}}$(6)	

Le problème donc est celui de la liaison entre les tensions de Reynolds et le champ moyen.

Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront nécessaires Pour traduire le comportement du milieu turbulent, il permet alors d'obtenir un nombre D'équation égale à celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues par voie Numérique.

II.3.2 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :

$v_t = c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon}$**(II.18)**

II.3.2.1 Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :

$-\overline{u_i u_j} = v\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}k\delta_{ij}$**(II.19)**

II.3.2.2 Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$v_t = L_m^2\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)$**(II.20)**

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$v_t = L_m^2 \frac{\partial U_1}{\partial U_2}$**(II.21)**

L_m : Longueur de mélange.

La longueur de mélange se calcul suivant le type d'écoulement des expressions variées, obtenus en générale à partir de l'expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standard.

Cependant, ces modèles ignorent complètement le caractère non local de la turbulence.

II.3.3 Les modèles de turbulence et leurs classifications :

II.3.3.1 Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) :

Aucune équation de transport n'est utilisée dans ce modèle, les tensions de Reynolds sont directement liées aux valeurs moyennes. En s'inspirant de la théorie cinétique des gaz Prandtl, (La première génération de la modélisation de la turbulence 1925).

Suggéra que la viscosité turbulente soit mise sous la forme de produit d'une vitesse et d'une longueur caractéristique du mouvement turbulent.

La longueur utilisée est dite « longueur de mélange » et la vitesse caractéristique s'exprime par l'hypothèse suivante **[26] :**

$$\mathrm{V} = L_m\sqrt{\left(2d_{ij}\right)^2} \textbf{(II.22)}$$

Ce qui conduit à l'expression suivante de la viscosité turbulente :

$$V_T = L_m V = L_m^2\sqrt{\left(\frac{\overline{oc_l}}{ox_j} + \frac{\overline{oc_l}}{ox_i}\right)^2} \textbf{(II.23)}$$

II.3.3.2 Les modèles à une équation de transport :

Ces modèles introduisent dans la définition d$V_T$au moins une grandeur turbulente décrire par une équation d'évolution si on utilise l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence K sous forme modélisé. On pourra déterminer V_T par l'expression du type Kolmogorov-Prandtl **[27].**

$V_T = C_\alpha L_s\sqrt{K}$ **(II.24)**

Où $L_s$est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque $P_t$del'écoulement.

II.3.3.3 Le modèle k-εet RNG (modèle à deux équations de transport) :

Le modèle k-ε [Lander & Spalding, 1974] est certainement le modèle le plus répandu.

La viscosité turbulente est donnée par la relation :

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}(1 - R_f)^{1/4} \textbf{(II.25)}$$

Où $\bar{\varepsilon}$, taux de dissipation visqueuse de l'énergie cinétique turbulente, est donné par :

$$\varepsilon = \mu\overline{\nabla u'/\nabla^t u'} \textbf{(II.26)}$$

Les deux équations de fermeture s'écrivent

$$\rho\left(\frac{\partial k}{\partial t}+(\bar{u}\nabla)k\right)=\nabla\left((\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\nabla k\right)+P(1-R_f)-\rho\varepsilon \quad \textbf{(II.27)}$$

$$\rho\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}+(\bar{u}\nabla)\varepsilon\right)=\nabla\left[\left((\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\nabla\varepsilon\right)+C_{\varepsilon 1}\left(P(1-C_{\varepsilon 3}R_f)\frac{\varepsilon}{k}-C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}\right]\right. \quad \textbf{(II.28)}$$

Les constantes, déterminées empiriquement par les auteurs du modèle, sont données dans le tableau suivant :

Tableau II.2. Constantes du modèle k-ε.

c_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 3}$
0.09	1.44	1.92	1	1.3	1	0.7

Le modèle de turbulence utilisé dans notre travail est le modèle *k-ε*.

Ce modèle est très répandu de part sa simplicité, sa robustesse et sa facilité de mise en œuvre. Bien que les aspects généraux des écoulements soient bien simulés, il apparaît certaines insuffisances dues notamment à la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k-ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

Les modifications apportées au modèle ***k-ε*** sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

- le modèles ***k-ε*** deux couches [Chen & Patel, 1988] qui, à proximité des parois, utilise un modèle à une équation (pour k) et exprime **ε**à l'aide d'une longueur caractéristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds local ;
- le modèle ***k-ε*** bas Reynolds [Jones & Lander, 1972] qui élargit son domaine de validité aux zones d'écoulement laminaires ou de transition à proximité des parois. Les constantes sont rendues dépendantes du nombre de Reynolds et des termes complémentaires sont ajoutés aux deux équations pour tenir compte du caractère non-isotrope du processus de dissipation.
- le modèle ***k-ε*** étendu [Chen & Kim, 1987], qui ajoute un terme à l'équation du taux de dissipation pour que le transfert d'énergie réponde plus efficacement à la déformation moyenne de l'écoulement, rend le modèle moins diffusif ;
- Modèles RNG

Le modèle RNG, développé par le groupe de renormalisation [Yakhot & Smith, 1992] et que nous avons implanté dans le code. Il consiste en une estimation au cours du calcul de la constante $\mathbf{C_{\varepsilon 1}}$, remplacée dans l'équation de dissipation par $\mathbf{C_{\varepsilon 1}}$' donnée par l'expression (II. 25) Cette expression ajoute un terme fonction du taux de déformation **η** à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

$$C'_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon 1} \frac{\eta\,(1-\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \textbf{(II.29)}$$

Avec :

$$\eta = \left(\frac{k}{\varepsilon}\right)\sqrt{\frac{p}{\mu_t}} \textbf{(II.29a)}$$

Tableau II.3. Les constantes du modèle RNG

c_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 3}$	η_0	β
0.005	1.42	1.68	0.7179	0.7179	1	0.7	4.377	0.012

II. 3.3.4. Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM) :

A partir des équations de Reynolds, Robin (1972) a proposé que le transport (convection plus diffusion) des contraintes de Reynolds est proportionnel à celui de l'énergie cinétique turbulente on a **[28]** :

$$\frac{\partial\left(\rho U_k \overline{U_\iota U_J}\right)}{\partial x_k} - D_{ij} = \frac{\overline{U_\iota U_J}}{K} \textbf{(II.30)}$$

où : $\frac{\boldsymbol{U_i U_j}}{\boldsymbol{K}}$ Est le coefficient de proportionnalité qui n'est pas une constante en générale.

L′introduction de cette hypothèse (II. 19) Dans l'équation de transport est de la forme Suivante :

$$\frac{\partial \rho U_k U_i U_j}{\partial x_k} = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} = \frac{2}{3}\rho E \delta_{ij} \textbf{(II.31)}$$

$$\overline{U_\iota U_J} = K\left[\frac{\left(\frac{2}{3}\delta_{ij}+\left((1-C_2)\left(\frac{P_{ij}}{\varepsilon}-\frac{2P_k}{3\,\varepsilon}\varepsilon_{ij}\right)\right)\right)}{\left(\rho C_1+\frac{P_k}{\varepsilon}-\rho\right)}\right] \textbf{(II.32)}$$

Avec :

$$P_{ij} = -\rho U_i U_k \frac{\partial U}{\partial x_t} - \rho U_i U_k - \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \textbf{(II.33)}$$

La sommation donne la production d'énergie turbulente :

$$P_k = \frac{1}{2} P_{ij} \textbf{(II.34)}$$

Pour la redistribution d'énergie, différents modèles sont proposés dans le présent code

(TEAM), ils ont utilisés le modèle suivant :

$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} + R_{ij,w}$**(II.35)**

Avec :

$R_{ij,1} = -C_1\rho\varepsilon\left(\frac{U_iU_j}{K} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\right)$**(II.36)**

$R_{ij,2} = -C_2\left(P_{ij} - \frac{2}{3}P_k\delta_{ij}\right)$**(II.37)**

EtR_{ij},w(les termes a la proximité de la paroi) :

$$\left.\begin{aligned} R_{11,w} &= \left[C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2C'_2\left(P_{22} - \frac{2}{3}P_k\right)\right]F \\ R_{11,w} &= \left[-2C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2C'_2\left(P_{22} - \frac{2}{3}P_k\right)\right]F \quad \textbf{(II.38)} \\ R_{11,w} &= \left[C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2C'_2\left(P_{22} - \frac{2}{3}P_k\right)\right]F \\ R_{11,w} &= \left[-1.5C'_1\frac{\varepsilon}{K}\overline{UV} + 1.5C_2C'_2P_{12}\right]F \end{aligned}\right\}$$

Avec :

$F = \frac{K^{3/2}}{2.\varepsilon X_n}$**(II.39)**

Est enfin achevée par l'équation suivante pour l'énergie turbulente K :

$\frac{\partial(\rho U_1\varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon\frac{K}{\varepsilon}\overline{U_kU_J}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon1}P_k - C_{\varepsilon2}) - \rho\varepsilon$**(II.40)**

Et pour la fermeture de l`équation de dissipation s on a :

$\frac{\partial(\rho U_1\varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon\frac{K}{\varepsilon}\overline{U_kU_J}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_i}\right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon1}P_k - C_{\varepsilon2}\rho\varepsilon) - \rho\varepsilon$**(II.41)**

C_s	C_1	C_2	C_ε	$C_{\varepsilon1}$	$C_{\varepsilon2}$	C'_1	C'_2
0.22	1.8	0.6	0.15	1.44	1.92	0.5	0.3

Tableau II.4. Les constantes du modèle ASM.

L'ensemble des équations (II.36), (II.37) et (II.29) constitue le modèle de contrainte algébrique.

La distribution des équations (II-37) à (II-36) dans l'équation (II-29) donne le système algébrique suivant :

$\alpha_{i1}\overline{U'^2} + \alpha_{i2}\overline{U'^2} + \alpha_{i3}\overline{U'V'} + \alpha_{i4}\overline{W'^2} = b_i$**(II.42)**

La condition de contraintes normales inconditionnellement positives est assurée par la détermination simultanée de toutes les contraintes normales par la résolution du système algébrique suivant :

$$\begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \rho\overline{U^2} \\ \rho\overline{V^2} \\ \rho\overline{W^2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} \textbf{(II.43)}$$

Où les coefficients sont définis tel que :

$\alpha_{ij} \leq 0$ Pour$i \neq j$**(II.44)**

Soit : $\rho\overline{U^2} = \frac{\nabla_1}{\nabla}$, $\rho\overline{V^2} = \frac{\nabla_2}{\nabla}$, $\rho\overline{W^2} = \frac{\nabla_3}{\nabla}$

Une fois les contraintes normales déterminées, nous calculons la contrainte de cisaillement par :

$$U'U' = -\frac{\alpha_{31}}{\alpha_{33}}U'^2 - \frac{C_{33}}{C_{33}}V'^2 - \frac{\alpha_{32}}{\alpha_{33}}W'^2 - \frac{b_3}{\alpha_{33}} \textbf{(II.45)}$$

II.4 Conclusion :

En conclusion, ces modèles nous aident à prendre en compte les effets d'histoire et d'anisotropie de la turbulence.

Les modèles d'ordre supérieur sont difficiles à envisager en raison du manque des données expérimentales et de la complexité de la démarche .les modèles RSM sont donc un bon compromis entre les modèles a viscosité turbulente et les modèles LES .**[27]**

La résolution analytique du problème est impossible, d'où la nécessité des méthodes numérique

Chapitre III :

METHODE DE DISCRETISATION

III. Introduction :

Afin de résoudre un problème de physique, il est nécessaire de faire une distinction entre le modèle physique et le modèle mathématique. Les techniques numériques telles que les éléments finis, les différences finies, les volumes finis et la méthode des éléments frontières offrent la possibilité de trouver une solution en discrétisant le domaine et en résolvant également les équations. Ce chapitre présente des équations différentielles avec des dérivées partielles non linéaires, elliptiques et couplées.

III .1 Les méthodes de discrétisation :

- la méthode des différences finies.
- la méthode des éléments finis.
- la méthode des volumes finis.

III.1.1.La méthode des différences finies :

Les différences finies sont une méthode qui consiste à substituer les dérivées présentes dans le problème continu par des différences divisées ou des combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages	Inconvénients
• grande simplicité d'écriture. • faible coût de calcul	• Limitation de la géométrie des domaines de calculs. • difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées.

III.1.2.La méthode des volumes finis :

Cette méthode consiste à diviser le domaine de calcul en plusieurs volumes de contrôle juxtaposés. Chaque groupe comprend un nœud principal Les lois de conservation (de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement dans la méthode des volumes finis sous une forme intégrale.

Avantages	Inconvénients
• Mise en œuvre relativement facile • Applicable aux géométries complexes	• Moins précis que les méthodes spectrales.

III.1.3.La méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variation e (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres.

Avantages	Inconvénients
• Traitement possible de géométries complexes. • détermination plus naturelle des conditions aux limites. • possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.	• Complexité de mise en œuvre • coût en temps de calcul et en mémoire.

III.1.3.1.Présentation de la méthode :

Comme nous l'avons mentionné plus haut, la méthode des éléments finis vise à substituer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement. En somme, cette approche implique la séparation d'un continuum en un modèle constitué d'un assemblage d'éléments finis ayant des formes et des dimensions différentes. En outre, pour calculer la solution, il est essentiel de prendre en considération plusieurs paramètres, tels que :

- La géométrie discrétisée en éléments finis.
- Les contraintes imposées sur le dispositif.

- Les excitations présentes dans le dispositif.
- Les propriétés des matériaux composant le dispositif.

III.1.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

III.1.3.2.1 Formulation variation elle forte :

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s'écrit alors comme suit :

Trouver U(x)U(x) ∈ espace des solutions US tel que **[26]**

$\mathcal{L}(u) - F = 0 \; \forall x \in \Omega B(u) = u_0 \forall x \in \Gamma u0$ **(III.1)**

On note que l'espace Us dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini Judicieusement.

III.1.3.2.2 Formulation variationelle faible :

La formulation variationnelle faible peut être obtenue par les étapes suivantes :

1) approcher la solution u, partout dans le domaine Ω, par u tel que **[29]**

$\tilde{u} = \sum_{i=1}^{n} N_i \tilde{u}_i$ **(III.2)**

Ou $N_i = N_i(x, y)$ désignent les fonctions de forme u et des valeurs nodales indéterminées.

2) introduire (III-1) dans (III-1) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$$\varepsilon = \mathcal{L}(u) - F \neq 0 \qquad \textbf{(III.3)}$$

Ou$\varepsilon = 0$, $u = u$ c.à.d. lorsqu'une solution exacte existe.

3) obtenir une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire W tel que

$$\int w (\mathcal{L}(\tilde{u}) - F) \, d\Omega = 0, \; k = 1, 2 \ldots\ldots N \qquad \textbf{(III.4)}$$

Ou N Nombre d'inconnues indépendants du système (III-1).

En formulation de Galerkine les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.

On pose

$w_k = N_k \Longrightarrow \int N_k \mathcal{L}(\sum_{i=1}^{n} N_i \tilde{u}_i) d\Omega = 0$ **(III.5)**

On dit que u $\in H_0^1(\Omega)$ est une solution faible de (III5 ?) si :

$\forall v \in (\Omega) H_0^1 \; a(\tilde{u}, v)$ **(III.6)**

A (u, v) est la forme bilinéaire associée à $(\mathcal{L})$ Soit Ω un ouvert borné de Rd et $\partial\Omega$ est régulier.

On considère alors le problème :

Lu = f sur Ω et u = 0 sur $\partial\ \Omega = 0$ **(III.7)**

III.1.3.3. Forme générale des équations du système [30]:

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_{\emptyset}\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_X c_{\emptyset}\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_y c_{\emptyset}\emptyset) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\emptyset}\frac{\partial x}{\partial y}\right) + S_{\emptyset} \textbf{(III.8)}$$

$\emptyset$: Variable généralisée.

$c_{\emptyset}$: Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_{\emptyset}$: Coefficient de diffusion.

$S_{\emptyset}$: Termes source.

IV.1.Présentation et description du logiciel CFD :

Le logiciel «CFD », a été développé par Dr. John Swanson, fondateur de la société

Le logiciel CFD, qui a son siège à Houston, PA, USA. Il s'agit d'un outil de développement en analyse d'ingénierie. La méthode utilisée est celle des éléments finis. Il est utilisé dans des domaines allant de l'automobile et l'électronique à l'aérospatiale et la chimie. Le logiciel CFD permet la modélisation de structures, produits, composantes ou systèmes et d'étudier leurs réponses physiques telles que les niveaux de contraintes, les distributions de température ou l'effet de champs électromagnétiques **[31].**

Ce logiciel permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de Calculer des régressions linéaires et non linéaires et de générer des courbes de grande qualité. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le Milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. CFD est le premier éditeur mondial Dans le domaine du calcul par éléments finis. Les outils intégrés au logiciel permettent de Résoudre les problèmes de validations produits de manière efficace. Ils permettent d'optimiser Le processus de conception (gain de temps énorme) et donc de proposer des produits plus Innovants (intégration d'une pré-analyse dans le cycle de conception), de qualité plus élevée Tout en minimisant les coûts. **[31]**

Les différentes étapes nécessaires à la simulation d'un problème physique :

- ✓ Type de calcul (2D ou 3D) ;
- ✓ Choix du maillage ;
- ✓ Équations résolues ;
- ✓ Conditions aux limites ;
- ✓ Conditions initiales ;
- ✓ Mise en place d'obstacles ;
- ✓ Méthodes et paramètres numériques (choix des schémas, résidus…). **[31]**

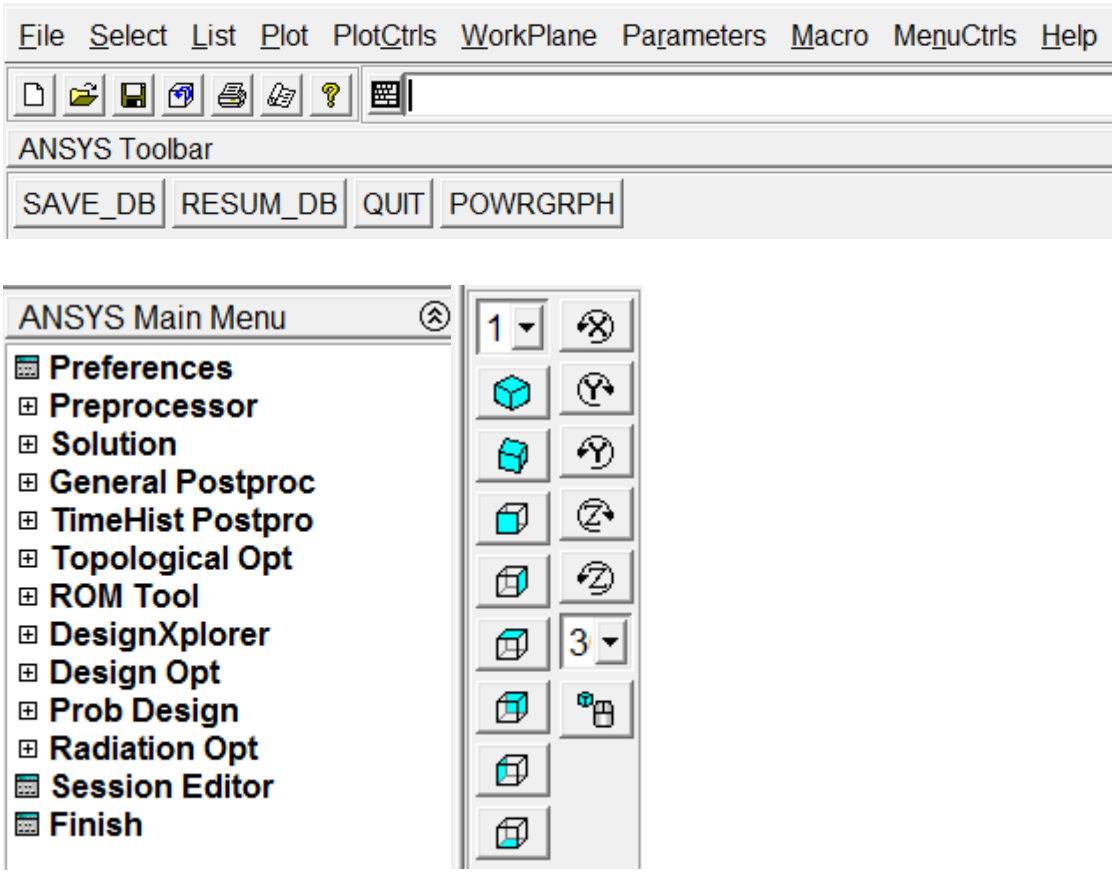
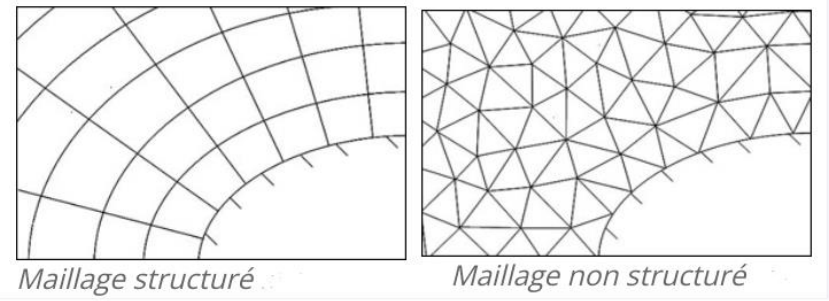


Figure III.1. Représentation spatiale de L'interface d'CFD

IV.2 Maillage :

D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on a tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la solution de l'équation aux dérivés partielles.

Toutes ces opérations sont assistées par des Logiciels dédiés à éléments finis Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des distorsions (skewness en anglais), et sur une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc,. . .). Un bon maillage doit également être suffisamment lisse.



FigureIII.2. Maillages structuré et non structuré.

IV.2.1 Discrétisation :

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques traditionnelles. Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire **[30].**

$$\left[A_e^{transient}\right] + \left[A_e^{advection}\right] + \left[A_e^{diffusion}\right](\emptyset_e) = \left(S_e^{\emptyset}\right) \textbf{(III.9)}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé.

IV.2.1.1 Terme temporelle :

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement **[25] :**

$$\left[A_e^{transient}\right] = \int w^e \frac{\left(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset\right)^e}{\partial t} d\,(vol) \textbf{(III.10)}$$

Avec :

w^e: La fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme.

Pour le nœud i :

$$\int w^e \frac{\left(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset\right)^e}{\partial t} d(vol) = \int w_i^e \rho c_{\emptyset} w_j^e \, d(vol) \frac{\partial \emptyset_i^e}{\partial t} w_j^e d(vol) \emptyset_j^e \textbf{(III.11)}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation (III-10) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme :

$$M_{ij} = \int w_i^e \rho c_{\emptyset} d(vol) \textbf{(III.12)}$$

Si l'approximation localisée de masse est employée.

$$M_{ij} = \delta_{ij} \int w_i^e \rho c_{\emptyset} d(vol) \textbf{(III.13)}$$

Ou :δ_{ij} = delta de Kronecker (0 si $i \neq j$, 1 si $i = j$)

Il y a deux méthodes d'intégration temporelles : Newmark et (backward différence) différence en arrière.

La méthode d'intégration de temps de Newmark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps.

$$(\rho\emptyset)_n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \Delta t \left[\delta \left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right) + (1-\delta)\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_{n-1}\right] \textbf{(III.14)}$$

Ou :

δ = coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmark

L'équation (III-14) est écrite comme suite :

$$\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_n = \frac{1}{\Delta t\delta}(\rho\emptyset)_{n-1} + \left(1 - \frac{1}{\delta}\right)$$ **(III.15)**

IV.2.1.2.Terme d'advection :

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite ligne de courant monotone up Wind (MSU), La ligne profilée up Wind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

IV.2.1.2.1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des lignes caractéristiques. Il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans un domaine connu de vitesse.

Le champ de vitesse lui-même peut être envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse. Les limites d'advection peuvent donc être exprimées en termes de vitesses aérodynamiques.

Dans le transport pur d'advection, on suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques, c.-à-d. tout le transfert se produit le long des lignes profilées.

Par conséquent on peut supposer que le terme d'advection, s'écrit **[30]:**

$$\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{\partial s}$$ **(III.16)**

Une fois exprimé le long d'une ligne profilée, et donc constant dans tout l'élément, on peut écrire :

$$\left[A_e^{advection}\right] = \frac{d(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{ds} \int w^e d(vol)$$ **(III.17)**

Cette formulation est faite pour chaque élément, dont chacun aura seulement un nœud qui obtient des contributions de l'intérieur de l'élément. Le dérivé est calculé en utilisant une différence simple :

$$\frac{d(\rho V_s c_\emptyset)}{ds} = \frac{(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)_u - (\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{Ds}$$ **(III.18)**

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit où la rationalisation dans le nœud sous le vent pénètre dans l'élément.

$\Delta s =$ La distance du point situé en amont à l'aval du nœud.

La valeur à l'endroit ascendant est inconnue mais peut être exprimée en termes de valeurs nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'aval.

Le processus consiste à cycler par tous pour l'élément et identifier les nœuds arrière. Le calcul effectué est basé sur les vitesses, pour voir d'où elle est venue la ligne profilée dans le nœud. Des facteurs pesants sont calculés, basé sur la proximité de l'endroit d'upWind aux nœuds voisins.

IV.2.1.3 Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au-dessus du domaine de problème après la multiplication par la fonction pesante **[27]**

$$\text{Diffusion contribution} = \int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) d(\text{vol}) + \int W^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) d(\text{vol}) \quad (\textbf{III. 19})$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable. Par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x. Une intégration par partie est appliquée [13] :

$$\int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) d(\text{vol}) = \int \frac{\partial W^e}{\partial x} \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x} d(\text{vol}) \textbf{(III.20)}$$

Une fois que la dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés de peser fonctionnent, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales

$$\frac{\partial \emptyset}{\partial x} = W_x^e \emptyset \textbf{(III.21)}$$

$$W_x^e = \frac{\partial W^e}{\partial x} \textbf{(III.22)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme :

$$\left[A_e^{\text{diffusion}}\right] = \int \left(W_x^e \Gamma_\emptyset W_x^e + W_y^e \Gamma_\emptyset\right) d(\text{vol}) \textbf{(III.23)}$$

IV.2.1.4/ Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite **[30] :**

$$S_\emptyset^e = \int W^e S_\emptyset d(\text{vol}) \textbf{(III.24)}$$

IV.3.Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :

IV.3.1.Bilan Thermique : **Equation de Chaleur** :

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface

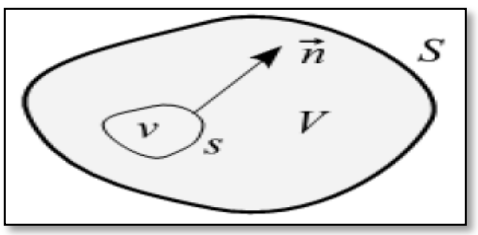


Figure III.3 : bilan thermique

La puissance thermique stockée dans **v** est égale à la somme de la puissance thermique $\boldsymbol{q}$ générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface **S [29] :**

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -\vec{n}\left(-\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{grad T}\right) ds \textbf{(III.25)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - div\left(\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{grad T}\right) q = 0 \textbf{(III.26)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-28) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y} **[28] :**

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + q \textbf{(III.27)}$$

Où :

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

IV.3.2 Forme discrétisée : éléments finis :

La solution analytique de l'équation (III- 30) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

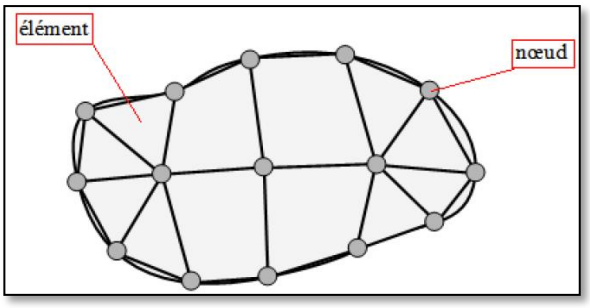


Figure III.4. Domaine plan discrétisé en 12 éléments reliés entre eux par 15 nœuds.

IV.3.2.1.Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression **[32].**

$$T^e(x,y,t) = [N_1^e(x,y) \dots N_i^e(x,y) \dots N_{n^e}^e(x,y)] \begin{cases} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{cases} \textbf{(III.28)}$$

$$T^e(x,y,T) = [N^e(x,y)]\left(T_{(t)}^e\right)$$

Où :

- n^e est le nombre de noeuds de l'élément.
- les fonctions $N_i^e(x,y)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice N^e est la matrice d'interpolation élémentaire
- le vecteur $T_{(t)}^e$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

IV.3.3. Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine : = $[N]$ (T)

Et $(gradT) = [B](T)$ avec $[B] = [(B_1) \dots (B_i) \dots . B_n]$

Où : (B_i) dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème spatial, (B_i) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$(\mathrm{B_i}) = \begin{cases} \dfrac{\partial \mathrm{N_i}}{\partial \mathrm{x}} \\ \dfrac{\partial \mathrm{N_i}}{\partial \mathrm{y}} \end{cases}$$

$\mathrm{T^*} = [\mathrm{N}](\mathrm{T^*}) = (\mathrm{T^*})^{\mathrm{T}}[\mathrm{T}]^{\mathrm{T}}$ et $(\mathrm{grad\ T^*}) = [\mathrm{B}](\mathrm{T^*}), (\mathrm{grad\ T^*})^{\mathrm{T}} = (\mathrm{T^*})^{\mathrm{T}}[\mathrm{B}]^{\mathrm{T}}$

En portant ces relations dans l'équation (III.27), il vient :

$(\mathrm{T^*})\left([\mathrm{C}](\dot{\mathrm{T}}) + [\mathrm{K}](\mathrm{T}) - (\mathrm{F})\right) = 0$ **(III.29)**

$[\mathrm{K}] = \int_{\mathrm{V}}[\mathrm{B}]\mathrm{T}\lambda[\mathrm{B}]\mathrm{dv} + \int_{\mathrm{S}} \mathrm{h}[\mathrm{N}]^{\mathrm{T}}[\mathrm{N}]\mathrm{ds}$ **(III.30)**

Où :

[C] : est la matrice de capacité thermique [j/°C]

$[K]$: est la matrice de conductivité thermique $[\mathrm{W/m°C}]$

(F) : est le vecteur des flux nodaux [W]

(T) : est le vecteur des températures nodales [°C]

IV.4 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons exposé les trois principales méthodes numériques utilisées pour résoudre des systèmes d'équations aux dérivées partielles, et nous avons opté pour la méthode des éléments finis afin de déterminer la forme générale des équations du système. Et nous avons présenté une vue générale sur le logiciel CFD.

Chapitre IV : Résultats

IV. Introduction :

Dans ce chapitre, on va parler sur les résultats qu'on a obtenus grâce à des calculs numériques. On a utilisé un logiciel spécialisé pour résoudre des problèmes d'écoulement conjugués(transfert de chaleur, variation de pression, de pertes de charges...) des fluides incompressibles en régime permanent ou transitoire.

Dans cette partie de l'étude on s'intéresse à l'analyse de l'influence de la pression et les différentes formes de la géométrie sur la zone de mélangeage dans l'éjecteur, ainsi que les résultats obtenus sur le champ de pression ont été réalisés par la discrétisation de la méthode des éléments finis.

IV.1 Identification et validation de l'expérience numérique :

IV.1.1 Identification :

Cette étude présente les résultats les plus marquant des simulations numérique visant à étudie l'effet du rayon du chambre de mélange d'éjecteur a deux étages, nous avons réalisé cette expérience et compare les résultats de ceux établis et existant sous les mêmes valeurs numérique et des conditions de travail expérimentales de Mr.Jya Yan.**[24].**

IV.2. Description de la structure étudiée :

Dans cette étude, on va te montrer les points saillants et les résultats d'une simulation numérique qu'on a faite pour étudier le comportement et la performance d'un éjecteur. Les résultats de cette étude sont super important car ils fournissent des données précieuses et servent de référence pour valider les modèles numériques d'éjecteur.

Le fluide qui circule dans l'éjecteur est le R290+ $R600_{a,}$ il est utilisé comme un fluide frigorigène.

Le fluide frigorigène utilisé est le R290+ $R600_a$, dont ces caractéristiques thermiques et dynamiques sont données dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV.1. Les propriétés thermiques et dynamiques deR290+ $R600_a$:

Le réfrigérant	Le R290+ $R600_a$
Conductivité thermique [W/m°C]	91.76
Chaleur spécifique [J/Kg°C]	1.1236
Densité [Kg/m^3]	257.448
Viscosité [Pa s]	0.000058172

IV.2.1. représentation spatiale de la géométrie étudiée :

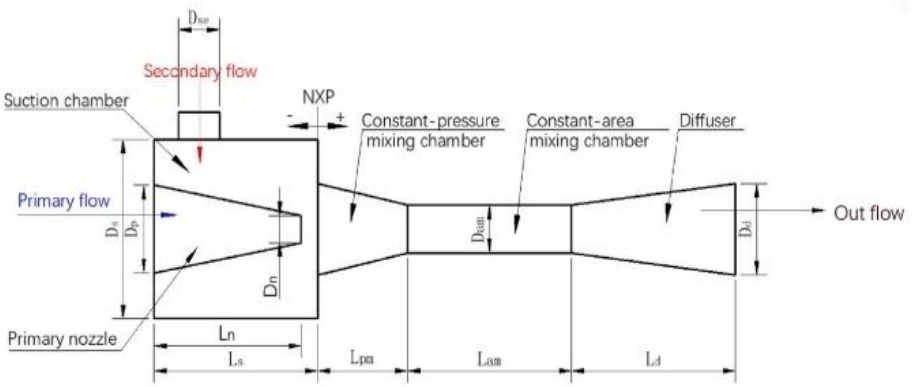


Figure IV.1. Schéma indicatif de la géométrie étudiée.**[24]**

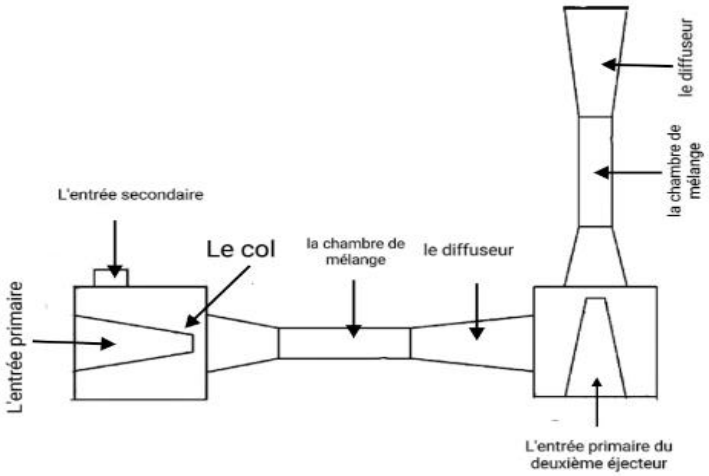


Figure IV.2. Schéma indicatif de la géométrie d'éjecteur à deux étages

IV.2.2. Les dimensions de différentes géométries :

Tableau IV.2 Dimensionnement de géométrie étudiée. **[24]**

Les valeurs (mm)		
Dimensions	premier étage	Deuxième étage
D_p	9.6	9.6
D_n	3.0	3.0
D_m	10	10
D_s	19.6	19.6
D_{am}	5.2	6.0
D_d	10	10
L_p	19	19
L_s	20	20
L_{pm}	11	11
L_{am}	15	15
L_d	20	20

IV.2.3 Les conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont nécessaires pour le début et le démarrage de calcul, Le tableau suivant montre les conditions limites pour le cas étudié :

Tableau IV.3. Les conditions aux limites du cas étudié.**[24]**

Les paramètres	La pression (Kpa)	Température(K)
L'entrée primaire du premier étage	243.3	278
L'entrée secondaire du premier étage	84.4	253
L'entrée primaire du deuxième étage	374.6	290
L'entrée secondaire du deuxième étage	92.88	255

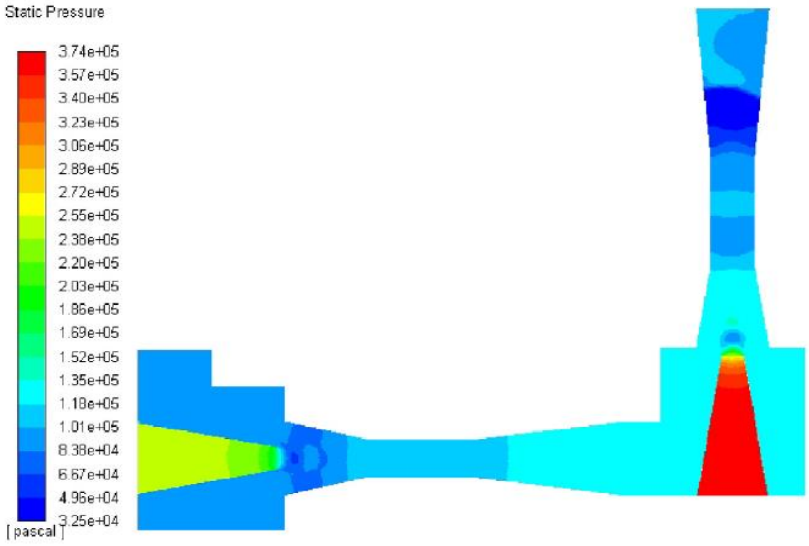


Figure IV.3.Résultats numérique de Mr.Jia Yan. **[25]**

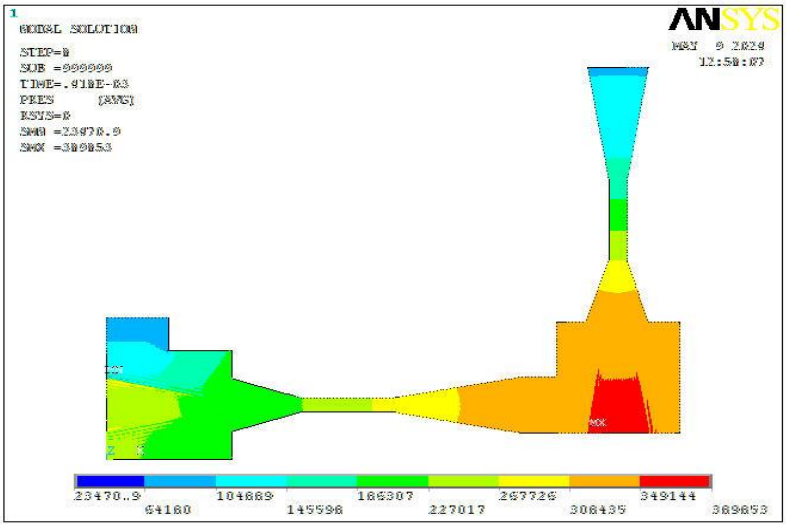


Figure IV.4. Contour de répartition de la pression de l'éjecteur a deux étages.

La Figure IV.4 représente spatialement les champs de pression dans la zone de fusion de l'éjecteur. L'objectif de cette partie est d'assurer le bon déroulement de notre simulation numérique. D'après les observations on peut dire que les résultats obtenus sontcohérents et identifiable.

En analysant les résultats de notre, on constate une forte distribution de la pression dans la section convergente de la tuyère primaire, suivi d'une diminution brusque au niveau de la chambre de mélange. Cette distribution de pression diminue progressivement jusqu'au milieu de la chambre de mélange. Au-delà de la chambre de diffusion, on observe une augmentation remarquable de la pression.
Ces observations montrent la complexité des variations de pression à l'intérieur de l'éjecteur à deux étages, soulignant l'importance de la conception et de la simulation numérique pour optimiser les performancesde l'éjecteur.

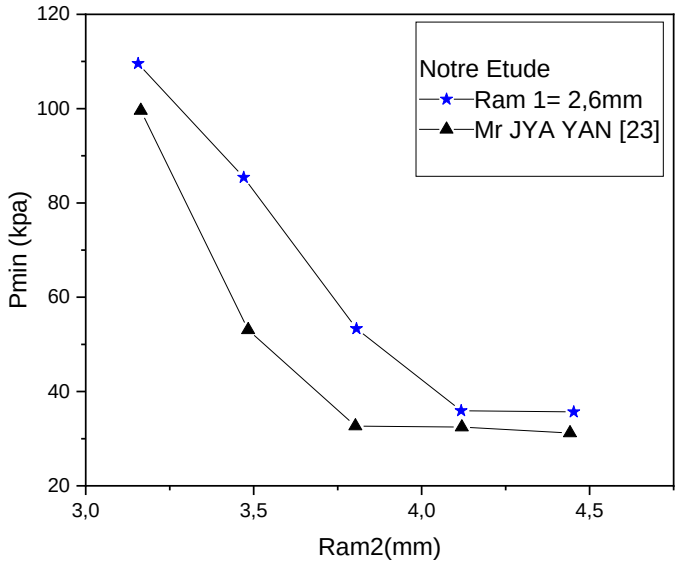


Figure IV.5. Les variations de P_{min} avec Ram2 sous différentes Ram1.

IV.3. Interprétation et descriptions des résultats obtenus :

IV.3.1. Descriptions des résultats des différents paramètres obtenus par La modification effectuée au niveau de la géométrie de l'éjecteur étudié :

IV.3.1.1 champs de pression :

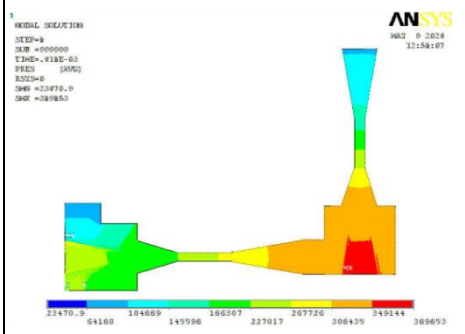
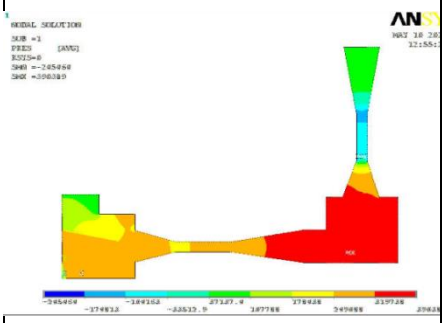
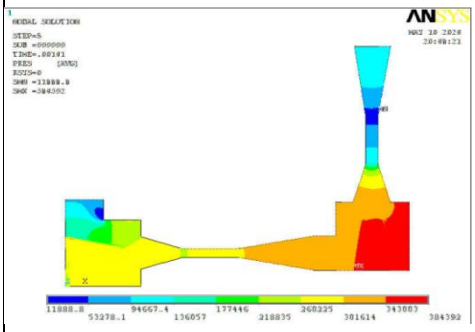
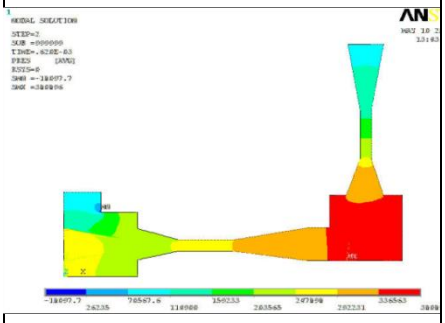
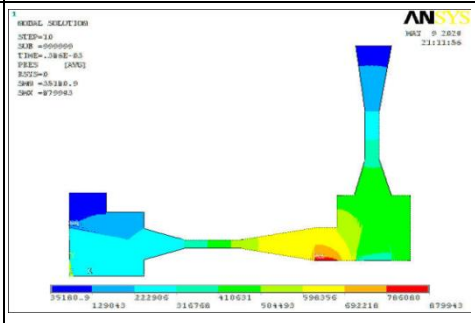
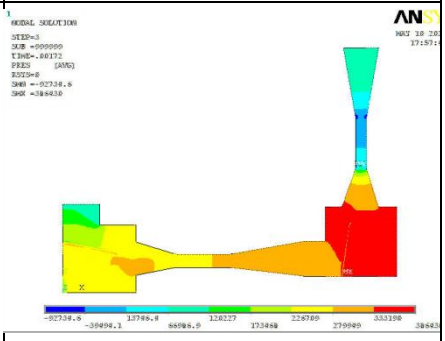
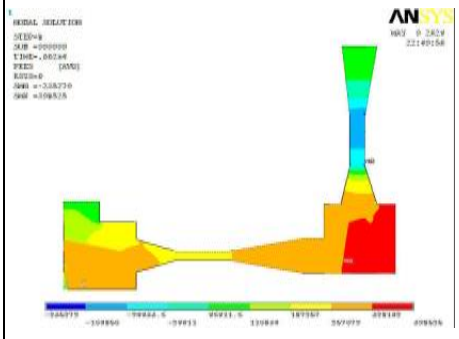
	Ram1=2.6mm	Ram2=3mm
Ram2=3mm		
Ram2=3.4mm		
Ram2=3.8mm		
Ram2=4.2mm		

Figure IV.6 Représentation spatiale de champ de pression pour les Différentes géométries

.IV.3.1.2 Présentation de la variation de la pression en fonction du rayon de chambre de mélange :

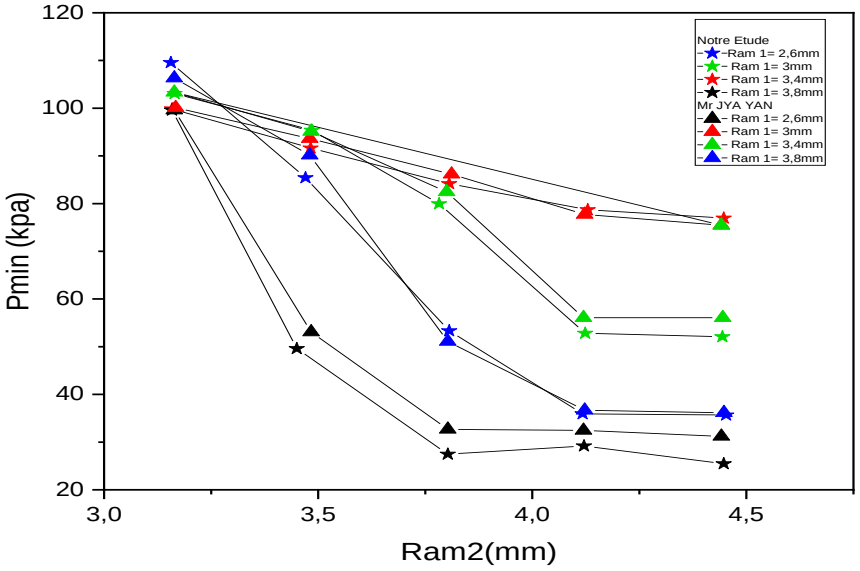


Figure IV.7. Les variations de P_{min} avec Ram2 sous différents Ram1

La figure IV.7présente la variation de la pression en fonction du rayon de chambre de mélange. Pour les huit (8) géométries, on constate :

- Lorsque Ram1 est de 2,6 mm, changer la valeur de Ram2 a un certain impact sur la pression minimale. De même, lorsque Ram2 est de 3,0 mm, changer la valeur de Ram1 influence la pression minimale.
- Lorsque Ram1 est de 2,6 mm, la pression minimale diminue en fonction de l'augmentation de Ram2, dont les valeurs varient de 3,0 mm à 4,6 mm.
- Lorsque Ram1 est de 2,6 mm et Ram2 est de 3,0 mm, la pression minimale est de 114,8 kPa.
- Lorsque Ram2 est de 3,0 mm et que la pression minimale (Pmin) est supérieure à 84,4 kPa, l'influence de Ram2 sur la pression interne minimale de l'éjecteur à deux étages est bien supérieure à celle de Ram1.
- Lorsque Ram1 passe de 2,6 mm à 3,8 mm, la Pmin passe à 23,5 kPa.
- Il existe une relation inverse entre Pmin et le changement de rayon : chaque fois que Ram2 augmente, la pression diminue.

IV.3.2 Analyse des résultats des différents paramètres obtenus par La modification effectuée au niveau de la chambre de mélange des trois éjecteurs étudiés :

D'aprèsl'étude de Mr.Jya Yan**[23]** pour l'éjecteur a deux étages, que nous voulions apporter une amélioration, en ajoutant un troisième éjecteur de mêmes dimensions, conditions, et propriétés du premier éjecteur pour l'avoir une combinaison de plusieurs buses et nous étudions le champs de pression dans la chambre de mélange.

IV.3.2.1. champs de pression :

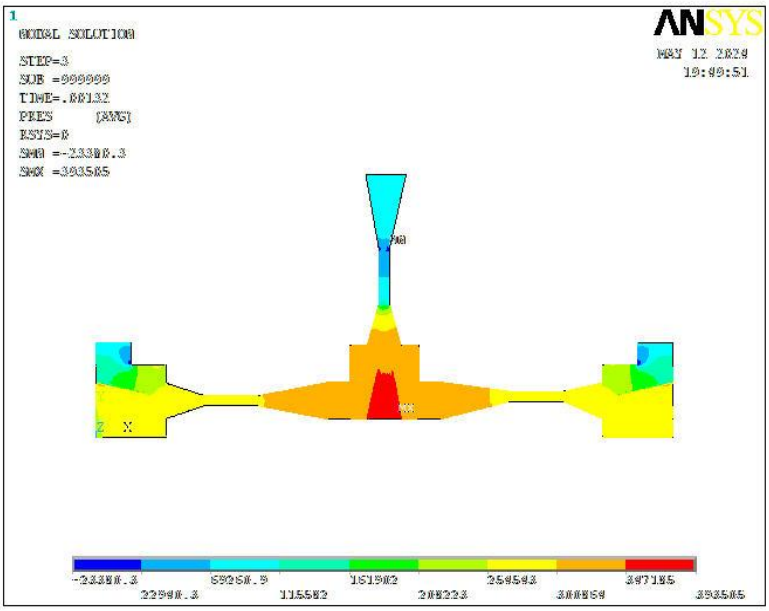


Figure IV.8. Le contour de répartition de la pression d'éjecteur multi-étage lorsque Ram1=Ram3 est de 2.6mm et Ram2 est de 3.0mm.

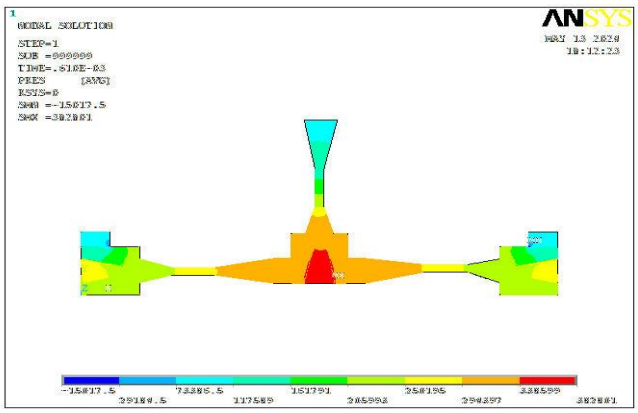


Figure IV.9. Le contour de répartition de la pression d'éjecteur multi-étage lorsque Ram1=Ram3 est de 3.0mm et Ram2 est de 3.0mm

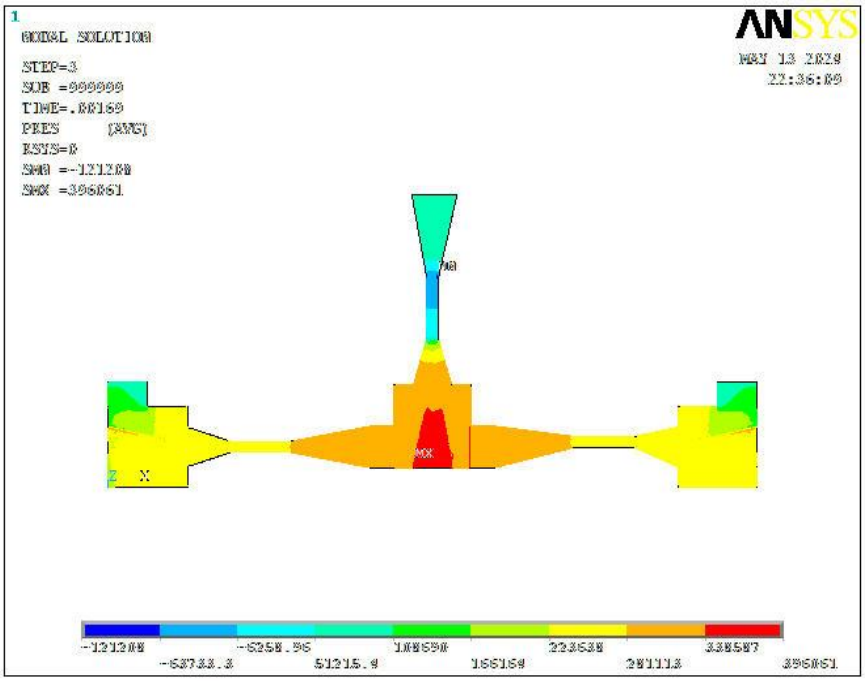


Figure IV.10. Contour de répartition de la pression d'éjecteur multi-étage lorsque Ram1=Ram3 est de 3.4mm et Ram2 est de 3.0mm.

IV.3.2.2. Présentation de la variation de la pression en fonction de la position axiale pour les différentes géométries :

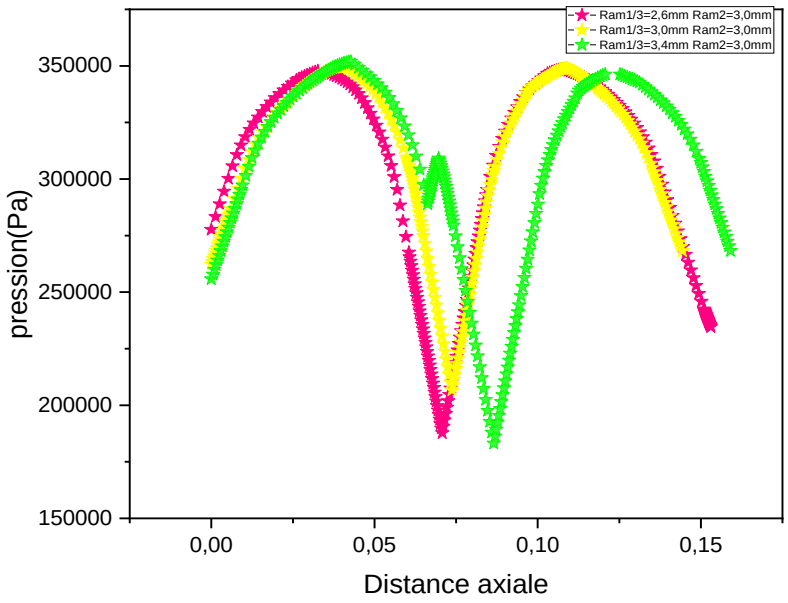


Figure IV.11. Variation de la pression des différentes géométries en fonction de la position axiale.

La figure IV.11 représente la variation de pression statique pour trois essais différents et l'effet de changement de rayon dans trois chambres de mélange. On constate que les résultats des trois cas sont presque identiques. Les champs de pression augmentent jusqu'à une valeur maximale puis diminue jusqu'à une valeur minimale dans la chambre de mélange.

Cependant, grâce au rôle des diffuseurs des deux éjecteurs horizontaux, on remarque que les pressions atteignent des valeurs plus élevées avant le col. Cette distribution de pression diminue progressivement jusqu'au milieu de la chambre de mélange des trois éjecteurs.

Pour améliorer l'éjecteur à deux étages, nous avons combiné deux buses de deux éjecteurs avec une autre au milieu, avec des valeurs de Ram1 et Ram3 variant de 2,6 mm à 3,4 mm, tandis que Ram2 reste constant à 3,0 mm. On constate que:

- ✓ Le changement de rayon de la chambre de mélange de l'éjecteur a un effet presque identique pour tous les cas.
- ✓ La géométrie a une grande influence sur les grandeurs physiques telles que la pression.
- ✓ Lorsque Ram1 augmente, l'effet décroissant de la pression minimale de l'éjecteur au niveau du col est affaibli.
- ✓ Lorsque Ram1 et Ram3 passent de 2,6 mm à 3,4 mm, la pression au niveau de la chambre de mélange à la sortie du fluide est faible.
- ✓ Avec l'augmentation de Ram1, la valeur de Pmin augmente de manière significative.
- ✓ Dans un éjecteur à plusieurs étages, la pression du fluide augmente à chaque passage dans le premier étage de l'éjecteur.
- ✓ La pression minimale de l'éjecteur à deux étages a un effet important pour obtenir un grand débit d'aspiration.

Ces observations montrent que les variations des dimensions de la chambre de mélange et des géométries des éjecteurs ont un impact significatif sur la pression interne, influençant ainsi les performances globales de l'éjecteur à deux étages.

IV.4.Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons visualisé et discuté les différents résultats obtenus par Simulation numérique, tout en effectuant une comparaison entre les huit (8) cas de simulation, et nous sommes parvenus à comprendre l'influence du rayon de la chambre de mélange sur les performances de l'éjecteur par la simulation numérique.

Conclusion général

Conclusion générale :

Toutes les machines de production de froid ont pour objectif de produire du froid à la température et à la puissance frigorifique désirée, tout en veillant à obtenir la meilleure efficacité possible. Nous avons réalisé notre étude en quatre (4) parties principales :

Description générale de la machine de production de froid : Nous avons présenté une description générale des machines de production de froid, en mettant l'accent sur l'éjecteur et ses composantes, son fonctionnement et ses types. Cette section vise à améliorer la compréhension afin de faciliter et de renforcer la conception de l'éjecteur.

Modèle physique et mathématique : Nous avons établi le modèle physique et mathématique en résolvant l'équation de continuité, l'équation de Navier-Stokes, l'équation de quantité de mouvement et enfin l'équation de conservation d'énergie.

Solutions numériques par discrétisation : Nous avons établi des solutions numériques par la discrétisation. Nous avons utilisé les méthodes numériques pour comprendre comment choisir un maillage efficace et finalement, nous avons établi la discrétisation de l'équation de chaleur par éléments finis.

Simulation numérique de différentes géométries d'éjecteur à deux étages : Cette partie a été dédiée à la simulation numérique de différentes géométries d'éjecteur à deux étages avec plusieurs modifications dans la chambre de mélange. Selon notre étude, il a été démontré que l'éjecteur à deux étages joue un rôle essentiel dans une installation frigorifique. Nous pouvons en conclure que :

L'éjecteur à plusieurs étages permet de consommer moins d'énergie pour des performances équivalentes.
La dimension appropriée de l'éjecteur permet de diminuer l'utilisation de l'électricité, ce qui entraîne une réduction des coûts de l'installation et une réduction des fuites de fluides frigorigènes, qui ont des conséquences néfastes sur l'environnement.

Ces conclusions montrent l'importance d'une conception optimisée de l'éjecteur pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire l'impact environnemental des machines de production de froid.

Références bibliographique :

Références bibliographique :

[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] : MERZAK NEDJAR, mémoire de Magister ; **thème :**étude de la production de froid par éjecteur fonctionnant avec de la vapeur d'eau produite par une chaudière solaire. 2008/2009

[3] : DERDARI MOUHAMED, DOU BRAHIM et DRIHEM OMAR Mémoire d'ingénieur d'état ; **thème :**étude d'un cycle à éjecto-compression 2011

[4]: ABDELHAKIM LIMAN, mémoire de Magister ; **thème :**étude numérique d'un système de réfrigération à éjecteur 2008/2009

[5] : ABDELKADER BOUZIANE, mémoire de Magister ; **thème :**Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au CO_2 à l'aide d'un éjecteur 2008/2009

[6] : **Candel. S**. Mécanique des fluides (cours) DUNOD, ingénieur ECP, phD Californie Institute of technologie, docteur Sciences physiques, professeur à l'école Centrale, Paris 2^{e} Édition 1995.

[7] : ITYM YOUCEF.modélisation du comportement thermomécanique d'un pipeline influence des jonctions. MAGISTERE en génie mécanique Constantine (2010).

[8] : Harrell (GS, K. A. (1995). Performance tests of a two-phase ejector, Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, (pp. 49–5). Orlando.

[9] : Jacques PAULON Ancien Chef de groupe de Recherches à l'Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales (ONERA), Division Turbomachines (article nommé EJECTEUR)

[10] : Fouad Khoury, M. H. (1967). Performance Characteristics of Self-Entrainment Ejectors. Index. Eng. Chem. Processor Des. Deve.

[11] : Heuydong Kim Youngki Lee, T. S. (1999). (Numerical Simulation of the Supersonic Flows in the Second Throat Ejector-Diffuser Systems). J. of Thermal Science Vol.8, No.4.

[12] : Ringstad, Knut Emil et coll. "Un examen détaillé de la modélisation du flux d'éjecteur biphasé de CO2." Progrès des sciences et de l'ingénierie thermiques 20 (2020) : 100647.

[13] : Han, Jiquan, et al. "Experimental and numerical study on the ejector containing condensable species in the secondary flow for PEM fuel cell applications." Applied Thermal Engineering 232 (2023): 121091.

[14] : Aliabadi, Mohammad Ali Faghih et Mehdi Bahiraei. "Effet de l'injection de nanogouttelettes d'eau sur les performances de l'éjecteur de vapeur basé sur la condensation spontanée hors équilibre : une étude du nombre de gouttelettes." Génie thermique appliqué 184 (2021) : 116236 .

[15] : Liu, Qiang et coll. "Analyse du poids des paramètres géométriques de l'éjecteur dans des conditions de contre-pression élevée du système de recirculation SOFC." Journal international de l'énergie hydrogène 47.63 (2022) : 27150-27165.

[16] : Chanson, Weilong et coll. "Conception et optimisation d'éjecteurs de carburant pour piles à combustible à oxyde solide en utilisant la méthodologie de surface de réponse et un algorithme génétique multi-objectif." Génie thermique appliqué 232 (2023) : 121067.

[17] : Yin, Bifeng et coll. "Un nouvel éjecteur à double buse pour améliorer la recirculation de l'hydrogène appliqué au système de pile à combustible à membrane échangeuse de protons." Journal des sources d'énergie 580 (2023): 233444.

[18] : Luo, Feiteng et coll. "Modélisation des performances thermodynamiques, optimisation et simulation numérique du mode éjecteur RBCC." Recherche sur la propulsion et la puissance (2023).

[19] : Keenan, Joseph Henry, Ernest Paul Neumann et Ferdinand Lustwerk. "Une enquête sur la conception des éjecteurs par analyse et expérience." (1950) : 299-309.

[20] : Madejski, Paweł, et al. "Development of a spray-ejector condenser for the use in a negative CO2 emission gas power plant." Energy 283 (2023): 129163.

[21] : Han, Qingyang, et al. "Working condition expansion and performance optimization of two-stage ejector based on optimal switching strategy." Energy 282 (2023): 128376.

[22] : Yu, Zhongshuai, Fang Liu et Chengzhang Li. "Etude numérique des effets de l'éjecteur d'hydrogène sur les performances du PEMFC." Énergie 285 (2023) : 129481.

[23] : Li, Shaoqiang et coll. "Éjecteur de mélange zéotropique : approche de modélisation, validation et évaluation basée sur le rapport de composition." Journal international du froid 156 (2023) : 72-83

[24] : Yan, Jia, Haiping Gao, and Zheng Wang. "Three-dimensional numerical study on the effect of radius of the equal-area mixing chamber on auxiliary entraining of the twostage ejector." Case Studies in Thermal Engineering 51 (2023): 103528

[25] : korti Mohammed Chokri ; (simulation numérique des champs dynamique et thermique durant le moulage par injection à haute pression des métaux). Diplôme de magister université Abou Baker Belkaid Tlemcen, 2011-2012 .

[26] : G.GLUSHCO. Turbulent boundary layer on a flat plate in an incompressible fluid Invest. Acad. Nawk. SSSR MEKH, NOY, (1965)

[27] : B.E.LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transport,Adv. Geophysics, vo118A, (1974).

[28] : F.BISEL, calculs numériques d'écoulements à nombre de Reynolds élevées avec simulation semi-empirique de la turbulence .A.I.R.H.page 17-18, (1972).

[29] : Paul FERREY, Modèles aux tensions de REYNOLDS avec prise en compte de l'intermittence de frontière, thèse pour l'obtention du Grade de docteur de

l'université de POITIERS.

[30] : Chapitre 2 : Modèle D'Etalement Et Traitement Numérique, Discrétisation la forme

[31] : Présentée par Melle KAOUANE Malika ; mémoire de magister thème : analyse des contraintes mécaniques et de la fissuration des éléments en béton armé sous l'effet thérmo-mécanique ; année 2010/2011

[32] : présentés par HANTZ Mathieu (Elève ingénieur, INSA de Strasbourg, Spécialité Génie Civil), mémoire de fin d'étude, thème : Etude de l'optimisation du renforcement par des fibres de carbones des dalles en béton armé munies de trémies, en utilisant l'optimisation topologique ; Université Fédérale d'Uberlândia, Brésil.

[33] : présentés par MELOUKI Omar et MESBAH Abderraouf ; mémoire de master thème : Etude numérique comparative de l'influence entre des tubes carré et cylindrique d'un faisceau aligné, sur les performances thermique d'un échangeur tube et calandre ; année 2013/2014.