République Algérienne démocratique et populaire

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Dr. YAHIA FARES de Médéa

Mémoire de fin d'étude

Pour l'obtention du diplôme de Master En Génie Mécanique

option : énergétique et système thermique

Théme

Etude Numérique de la Compression par thermo-éjection de la vapeur secondaire d'un concentrateur.

Proposé et dirigé par :

Dr. ZIRARI Mounir

Présenté par:

YAHIAOUI Mohamed

BOUDERRADJI Saadia

Promotion: 2014-2015

REMERCIEMENTS

Tout d' abord, nous tenons à remercier le bon dieu qui nous a aidésà réaliser le présent travail.

En premier lieu, nous souhaitons adresser mes remerciements à ***Mr. ZIRARI Mounir****, chef de département de génie mécanique et Professeur àl'université de Médéa, qui nous a encadré, au jour le jour, avec une grandeDisponibilité.Son enthousiasme et ses encouragements nos ont été infiniment précieux au cours de notre travail.*

nous le remercie plus particulièrement pour la confiance qu'il nous a accordée et d'en avoir amélioré le contenu par la qualité de leur remarque.

Nous voudrions remercier le président du jury et ses membres d'avoir accepté de juger ce travail.

nous voudrions remercier ***Mr. Farouk****, professeur à l'université de Médéa,* ***M. Ratiba****, Professeur à l'université de Médéa, pour avoir accepté de juger ce travail de thèse, Merci à lui pour cela.*

Mes remerciements s'adressent également à l'ensemble des personnes qui ont permis laréalisation de cette thèse.Sans oublier les étudiants de nospromotion.

Nous tenonségalementà exprimer toute ma gratitude à mes parents pour nos avoir toujours permis de travailler et de vivre dans les meilleures conditions qui soient. Qu'ils trouvent dans l'accomplissement de ce travail un geste de reconnaissance et de remerciement.

SOMMAIRE

Introduction générale……..…….…..1

CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉ SUR LES ÉJECTEURS

I.1. Introduction……...3

I.2. Historique sur le cycle à éjecteur……..3

I.3. Caractéristiques du cycle à éjecteur……..3

I.4. Les constituants du cycle de réfrigération avec éjecteur……..4

Le générateur……4

Le condenseur……...4

L'évaporateur……...4

L'éjecteur..……4

I.5. Qu'est-ce qu'un éjecteur ?.....5

I.5.1. Le tuyère primaire…….....…..5

I.5.2. Tuyère secondaire…….....…..5

I.5.3. Chambre de mélange……..5

I.6. Analyse de l'écoulement dans la chambre de Mélange……...6

Cas où. 0 < M <1 (Ecoulement subsonique) ……6

Cas où. M>1 (Ecoulement supersonique)……...6

Cas où M=1(Ecoulement sonique) 6

I.7. Les ondes de choc dans la chambre de mélange..... 6

I.8. Le principe de fonctionnement de l'éjecteur..... 7

I.9. Caractéristiques géométriques des éjecteurs..... 8

I.9.1. Éjecteurs à mélangeur cylindrique 8

I.9.2. Éjecteurs à mélangeur convergent-divergent 9

I.9.3. Éjecteurs à plusieurs étages..... 9

I.10. Caractéristique technique..... 10

I.11. Différents type d'éjecteur 10
I.11.1. Éjecteurs à jet de gaz 11
a. Ventilateurs à jet de gaz 12
b. Compresseurs à jet de gaz 12
c. Pompes à vide à jet de gaz 13
d. Pompes à solides à jet de gaz 14
I.11.2. Éjecteurs à jet de vapeur 14
a.Ventilateurs à jet de vapeur : 15
b. Compresseurs à jet de vapeur 15
c. Pompes à vide à jet de vapeur 16
d. Éjecteurs/réchauffeurs à liquide à jet de vapeur 17
e. Éjecteurs à solides à jet de vapeur 18
I.12. Éjecteur (gaz) 18
I.13. Recompression du vapeur secondaire d'un concentrateur 18
I.14. Avantages et inconvénients de l'éjecteur 19
I.15. Etat de l'art 20
I.15.1. L'influence des conditions opératoire sur les performances de l'éjecteur 20
l'effet de la température du condenseur 20
L'effet de la température du générateur 21
L'effet de la température de l'évaporateur 22
L'effet de la surchauffe 23
I.15.2. L'effet de la géométrie de l'éjecteur 24
I-15.2.1. L'effet de la position de la sortie de tuyère primaire 24
I.15.2.2. L'effet de la géométrie de la tuyère primaire 24
I.15.2.3. L'effet de la géométrie de la chambre du mélange 24
I.15.3. Les pertes de charge dans l'éjecteur 25
I.15.4. Les fluides frigorigènes utilisent dans les cycles de réfrigération à éjecteur 25
I.16. Conclusion 26

CHAPITRE II : MODÈLES PHYSIQUES ET MATHÉMATIQUES

II.1. Introduction 28

II.2/ Modélisation de L'écoulement de Turbulent: 28

II.2.1. Equation de Navier-Stokes 28

II.2.2. Equation de continuité 28

II.2.3. Décomposition de Reynolds 29

II.2.4. Les équation des mouvements moyennes 29

II.2.4.1. Équation de continuité de mouvement moyen 29

II.2.4.2. Équation de Navier-stocks moyenne : 29

II.2.4.3. Equation de transport des tensions de RENOLDS 30

II.2.4.4. Équation de l'énergie cinétique fluctuante : 32

II.2.4.5. Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante 32

II.2.5. Problème de fermeture des équations 33

II.2.5.1. Bilan des équations et des inconnues 33

II.2.6. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence 33

II.2.6.1. Hypothèse de viscosité turbulente de bousines 33

II.1.6.2. hypothèse de longueur de mélange de Prandtl 33

II.2.7. Les modèles de turbulence et leurs classifications 34

II.2.7.1. Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) 34

II.2.7.2. Les modèles à une équation de transport 34

II.2.7.3. le modèle k-$\boldsymbol{\varepsilon}$ et RNG (modèle à deux équations de transport) 35

II.2.7.4. Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM) 36

II.3. Modélisation du transfert de chaleur 38

II.3.1. Equation d'énergie 38

II.3.1.1. Transferts de chaleur en écoulements incompressibles 38

II.4. Conclusion 39

CHAPITRE III : SOLUTION NUMÉRIQUE PAR DISCRÉTISATION

III.1. Introduction 41

III.2. Méthodes numériques pour la mécanique 41

III.2.1. La méthode de différence finie 42

III.2.2. Méthode des volumes finis 42

III.2.3. Méthode des éléments finis 42

III.3. Les différences finies 43

III.4. Principe de la méthode des éléments finis 44

III.4.1. Équation aux dérivées partielles 44

III.4.2. Formulation des éléments finis 45

III.4.3. Approximation par élément finis 46

III.4.3.a. Définition 46

III.4.3.b. Discrétisation des équations 46

III.4.3.c. Les fonctions d'interpolation 47

III.5. Maillage 47

III.5.1. Choix du type de maillage 48

III.5.1.1. Maillage structuré (quadra/hexa) 48

III.5.1.2. Maillage non structuré (tri/tétra) 48

III.5.1.3. Maillage hybride 49

III.5.2. Techniques générales de génération du maillage 49

III.5.3. Discrétisation 49

III.5.4. Terme temporelle (transitoire) 50

III.5.5. Terme d'advection 51

a. Monotone Stream line Upwind Approach (MSU) 51

b. La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) 52

c. Approche Colloquée De Galerkin (COLG) 53

III.5.6. Terme de Diffusion 53

III.5.7. Termes source 54

III.6. Conclusion : 54

CHAPITRE IV : RÉSULTATS ET DISCUSSION

IV.1. Introduction 56

VI.2. Introduction sur l'ANSYS 57

IV.2.1. Préparation des données 57

IV.2.2. Traitement 58

IV.3. Identification 58

IV.4. Description du domaine d'application 58

IV.5. Les propriétés des matériaux 60

IV.6. Maillage de système 61

IV.7. Conditions aux limites 62

IV.8. Interprétation des résultats 63

IV.8.1.premiere cas 64

IV.8.1.1. Champ de vitesse 64

IV.8.1.2. Champ de pression 67

IV.8.1.3. Champ de temperature 68

IV.8.2. Deuxième cas : 73

IV.8.2.1. Pour P = 100Pa : 73

IV.8.2.2. Pour P = 120Pa 74

IV.8.2.3. Pour P = 100 KPa 74

IV.8.2.4. pour P = 50 bar : 75

IV.9. conclusion: 79

conclusion generale :..... 80

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 : système de réfrigération 4

Figure I-2: Les processus du système à éjecteur 4

Figure. I-3: schéma de différentes parties de l'éjecteur 5

Figure I-4 : Choc droit dans une tuyère 7

Figure I-5 : fonnctionnement d'un éjecteur 7

Figure I-6: Différent géométrie d'un éjecteur (mélangeur cylindrique, mélangeur convergent divergent et éjecteur multi-étage)..... 8

Figure I-7: Diagramme de définition d'un ventilateur à jet de gaz. 12

Figure I-8: Ensemble pompe à jet d'air/pompe à anneau 13

Figure I-9: Diagramme de définition de pompes à vide à jet d'air 13

Figure I-10: Schéma d'un thermocompresseur commandé par servomoteur pneumatique.15

Figure I-11: Schéma de principe d'un éjecteur/réchauffeur à jet de vapeur. 17

Figure I-12: Schéma de recompression du vapeur secondaire d'un concentrateur. 18

Figure I-13: les modes du fonctionnement d'un éjecteur 20

Figure I-14: La variation du COP et de la pression de condensation en fonction de la 21

Figure I-15 : L'effet de la température de l'évaporateur sur le COP et la pression 22

FigureIII-1 : Schéma de la méthode des éléments finis 44

Figure III-2 : type de maillage 49

Figure III-3: streamline Upwind Approach 51

Figure IV-1 : représentation de la comparaison 58

Figure IV-2 : géométrie de l'éjecteur 59

FigureIV-3: Maillage de systèmes 62

Figure IV-5 : Présentation schématique des différentes sections pour 63

Figure IV-5 : Présentation schématique des différentes sections pour 63

Figure IV-6 : Représentation spatiale de la vitesse pour les éjecteurs (01, 02 et 03). 64

Figure IV-7 : Profils des vitesses des différentes sections des éjecteurs 65

Figure IV-8 : Profils des vitesses des différentes géométries des éjecteurs 66

Figure IV-9 : Représentation spatiale de la pression pour les éjecteurs (01, 02 et 03). 67

Figure IV-10: Profils des pressions des différentes sections des éjecteurs 68

Figure IV-11 : Profils des pressions des différentes sections des éjecteurs 69

Figure IV-12 : Représentation spatiale de la température pour les éjecteurs (01,02,03). .. 70

Figure IV-13: profils des températures dans les différentes sections des éjecteurs 71

Figure IV-14 : Profils des températures des différentes sections des éjecteurs 72

Figure IV-15 : variation de la (vitesse,pression,temperature) pour 100 Pa à la 73

Figure IV- 16 : variation de la (vitesse,pression,temperature) pour 120 Pa à la 74

Figure IV- 17 : variation de la (vitesse,pression,temperature) pour 100 KPa à la 74

Figure IV-18 : variation de la (vitesse,pression,temperature) pour 50 bar à la 75

Figure IV-19 : Profils des vitesses des différentes sections d'éjecteur (Géo 01)..... 76

Figure IV- 20 : Profils des vitesses des différentes sections d'éjecteur (Géo 01)..... 76

Figure IV-21 : Profils des pressions des différentes sections d'éjecteur (Géo 01) 77

Figure IV- 22 : Profils des pressions des différentes sections d'éjecteur (Géo 01) 77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1 : Dénomination générale des éjecteurs avec leurs caractéristiques 11

Tableau III-1 : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables. 47

Tableau IV-1 : Dimensionnement des éjecteurs à étudier 59

Tableau IV-2 : les propriétés thermodynamique du R134a 60

Tableau IV-3 : les propriétés thermique de l'Acier 60

Tableau IV-4 : Les conditions limites de fluide dans les différentes géométries 62

I. Introduction générale

L'approvisionnement en énergie pour la réfrigération et le conditionnement de l'air constitue un rôle important dans le monde. Les équipements nécessaires pour la réfrigération et le conditionnement de l'air présentent un risque majeur dans la vie moderne de nos jours.

Cependant, l'énergie qu'il faut dépenser, dans la réalisation de ces équipements et aussi, l'énergie importante que peuvent consommer ces dernières dans les différents types d'application domestiques ou industrielles. Le rapport de l'institut international de froid **[33]** estime que 15% de la production de l'électricité est consommée pour la production de froid et le conditionnement de l'air, devient de plus en plus un problème très sérieux à surmonter.

Le problème réside essentiellement de l'utilisation de ces équipements de l'énergie produite à partir des combustibles fossiles.il est désirable de penser à de nouvelle techniques pouvant utiliser une énergie propres, de manière efficace et économique, telle que l'énergie solaire, géothermique et les pertes de chaleur comme sources directes pour alimenter les différents équipements.

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

Le choix de l'éjecteur, n'est pas arbitraire. Les éjecteurs sont utilisés dans divers applications industrielles, telle que le pompage, le brassage, l'entrainement des fluides, l'augmentation de poussée et la recompression de vapeur. Ils présentent plusieurs avantages ; fabrication simple, flexibilité d'emploi, faible poids grande sécurité et possibilité d'absorber n'importe quel fluide n'importe quelle condition.

Les éjecteurs n'ont aucune pièce mobile. Ils peuvent être fabriqués de toutes matières usinables ou peut être lancé. Grandes unités peuvent être fabriquées de toute matière qui n'existe pas dans la plaque et est soudables. Ils peuvent être installés dans n'importe quelle position. En raison de vitesses impliquées, bon mélange de différents gaz est obtenu. Compresseurs Jet peuvent remplacer des mitigeurs et à la pression de Suralimentation de temps même qui remplace un compresseur. L'éjecteur peuvent réduire la chaudière vapeur demande ou améliorer la capacité d'une chaudière existante.

Les thermo-compresseurs peuvent utilisés en évaporation et concentration car leur Intermédiaire (leur refoulement ou bien sortie) avent une grande température alors grand Quantité de chaleur est transférée.

L'analyse de CFD est effectuée pour les cas de l'air ou d'autres réfrigérants. Cette approche permet d'étudier localement les différents phénomènes des fluides concernés et leurs interactions, d'une façon encore plus réaliste puisque nous pouvons simuler des géométries plus complexes, différentes conditions de turbulence, diverses conditions de fonctionnement, etc.

Des modèles de simulation de différents systèmes utilisant un éjecteur sont également élaborés, afin de prédire la performance du système dans différentes conditions de fonctionnement (réfrigérants, températures).

Dans notre projet on s'intéresse à l'expérience numérique de l'écoulement de vapeur d'eau dans un thermocompresseur ; Conjugué au transfert de chaleur due au mélangeage primaire et secondaire, dans l'objectif d'amélioré nos connaissances lié aux phénomènes physique de la thermo compression, et par conséquent la possibilité d'améliorer l'efficacité. L'étude comporte quatre chapitres :

- Dans la première chapitre ; définition et représentation des différents types des éjecteurs et leurs utilisations dans différents domaine.
- Le deuxième chapitre ; représentation des modèles mathématique et physique.
- Le troisième chapitre représente les méthodes numérique où les trois méthodes son données ainsi que le choix de méthode de discrétisation.
- Le dernier chapitre donne la résolution et l'interprétation des résultats obtenus par le logiciel de simulation. (ANSYS).

En fin nous terminons nôtres travail par une conclusion générale et des perspectives.

CHAPITRE I :

GENERALITE SUR LES EJECTEURS

I.1. Introduction

Ce chapitre présente une étude théorique d'un éjecteur. 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 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.

I.2. Historique sur le cycle à éjecteur

Le cycle de refroidissement à éjecteur a été développé la première fois par **Le Blanc** et **Parsons** dès **1900[1].** Populaire au début des années 30 pour les dispositifs de climatisation des grands bâtiments, ce système a été remplacé avec un système plus favorable de compression de vapeur. Ce dernier ayant un coefficient de performance (COP) nettement supérieur, une flexibilité et une compacité dans la fabrication et l'opération. Mais ce système a un impact négatif sur l'environnement.

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

I.3. Caractéristiques du cycle à éjecteur

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

I.4. Les constituants du cycle de réfrigération avec éjecteur

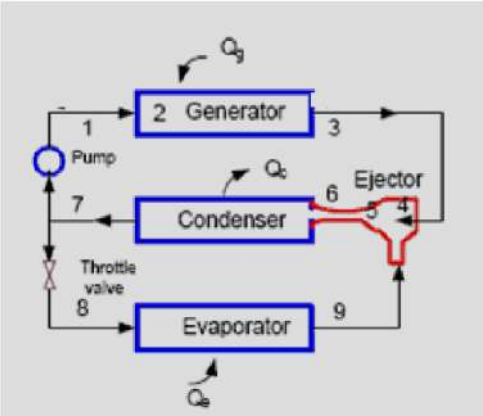


Figure I-1 : *système de réfrigération avec éjecteur* **[2].**

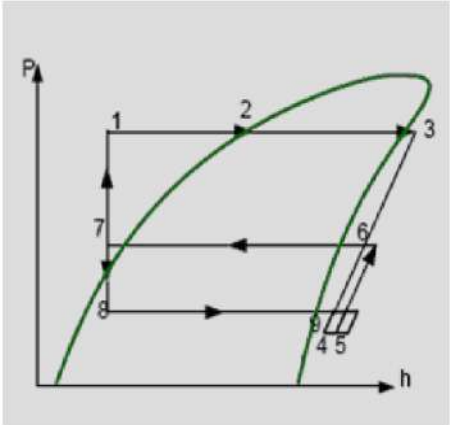


Figure I-2: *Les processus du système à éjecteur avec ça courbe (P, h) Correspondante* **[2].**

Le système de réfrigération avec éjecteur est illustré sur la **(Figure I-1).**

- ***Le générateur***

Dans le cycle de réfrigération avec éjecteur une quantité d'énergie Q_g est fournie au générateur pour évaporer le réfrigérant qui est à haute pression à l'état (2). La vapeur á l'état (3), qui représente le fluide primaire, traverse l'éjecteur où elle est mélangée à la vapeur à l'état (9) qui représente le fluide secondaire, provenant de l'évaporateur.

Le mélange des deux vapeurs se fait dans la section du diffuseur où s'effectue un recouvrement de pression. **(Figure I-2)**

- ***Le condenseur***

La vapeur à l'état (6) passe á travers le condenseur à haute pression où elle est condensée jusqu'à l'état liquide. A la sortie du condenseur, le fluide réfrigérant est à l'état liquide et à haute pression est ensuit pompé vers le générateur. **(Figure I-2)**

- ***L'évaporateur***

Dans le cycle de réfrigération, le réfrigérant liquide à l'état (7) passe à travers une vanne de détente à un état de basse pression l'état (8). Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur ou il produit, en s'évaporant, le froid désiré Q_e.

Le réfrigérant á l'état mélange liquide vapeur (8) se vaporise dans l'évaporateur, état (9) puis est mélangé avec le fluide primaire dans l'éjecteur où il est comprimé.

Le mélange vapeur à l'état (6) passe à travers le condenseur ou il se condense jusqu'à l'état liquide (7) et complète ainsi le cycle de réfrigération **(Figure I-2) ;** Et l'éjecteur est l'élément essentiel qui sera étudié.

I.5. Qu'est-ce qu'un éjecteur ?

Les éjecteurs sont des appareils statiques dans lesquels l'énergie apportée par la détente d'un fluide sous pression (vapeur d'eau, gaz, liquides....) permet :

- D'aspirer, de comprimer ou de mélanger des fluides
- De mettre sous vide ou sous pression des enceintes
- De transporter des fluides, des poudres ou des boues
- De transférer de la chaleur. **[3]**

Il comporte trois éléments principaux :

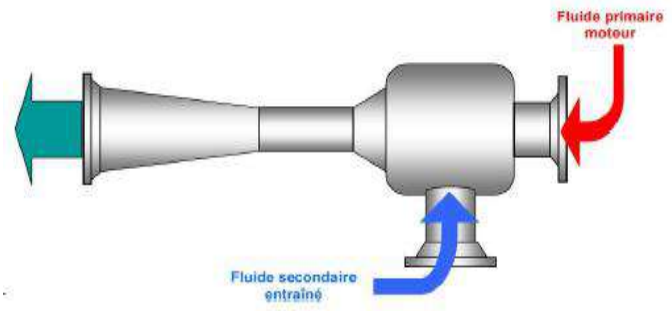


Figure. I-3: *schéma de différentes parties de l'éjecteur*

I.5.1. Le tuyère primaire : permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire.

I.5.2. Tuyère secondaire : porte du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).

I.5.3. Chambre de mélange : après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur.

I.6. Analyse de l'écoulement dans la chambre de Mélange

A) Cas où. 0 < M <1 (Ecoulement subsonique)

Lorsque l'écoulement est subsonique, (M^2-1) <0, et par conséquent, lorsqu'on a une augmentation de section, la vitesse diminue selon et lorsque la section diminue, la vitesse augmente. Ainsi, pour un écoulement subsonique compressible, pour augmenter la vitesse, il faut un canal convergent et pour diminuer la vitesse, le canal doit être divergent. Les écoulements subsoniques compressibles se comportent comme les écoulements incompressibles. **[4]**

B) Cas où. M>1 (Ecoulement supersonique)

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

C) Cas où M=1(Ecoulement sonique)

On a alors **dA = 0**, même si l'on a une variation de vitesse. Cela correspond à un maximum ou un minimum local de la distribution de section. Physiquement, cela correspond à une section minimale. Cette section minimale est le col de la tuyère.

Quel que soit l'écoulement supersonique qui passe dans la tuyère, l'écoulement sera toujours sonique au col, c'est-à-dire **M=1**. L'inverse est vrai : si l'on veut ralentir de manière isentropique un écoulement supersonique vers un régime subsonique, on doit d'abord ralentir l'écoulement dans un convergent, et, dès que le régime sonique est atteint, on doit continuer à le décélérer vers des vitesses subsoniques dans un divergent. On a alors un diffuseur. **[4]**

I.7. Les ondes de choc dans la chambre de mélange

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

Les changements de densité, de vitesse, de pression et de température correspondants s'effectuent sur une distance extrêmement courte, de telle sorte que l'onde

de choc apparaît comme une discontinuité séparant des écoulements amont et aval continus.

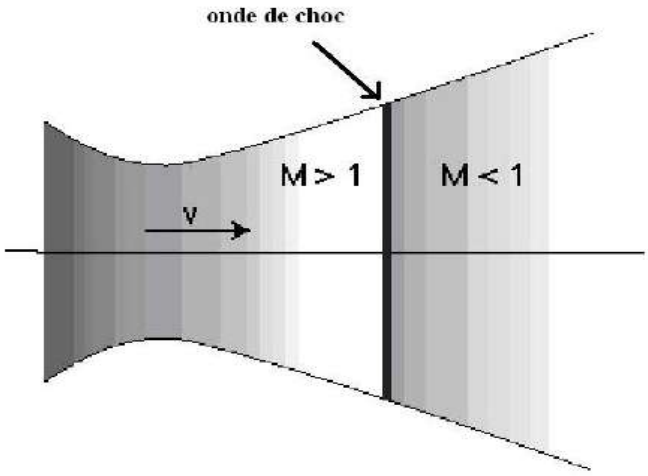


Figure I-4 : *Choc droit dans une tuyère.* ***[4]***

I.8. Le principe de fonctionnement de l'éjecteur

Le principe de fonctionnement des éjecteurs repose sur l'utilisation de l'effet Venturi d'une tuyère convergente divergente pour convertir l'énergie de pression d'un fluide moteur (flux principal) en énergie cinétique pour entraîner un fluide aspiré (flux secondaire), puis la recompression du fluide mélangé en reconvertissant l'énergie cinétique en énergie de pression **(Figure I-5).**

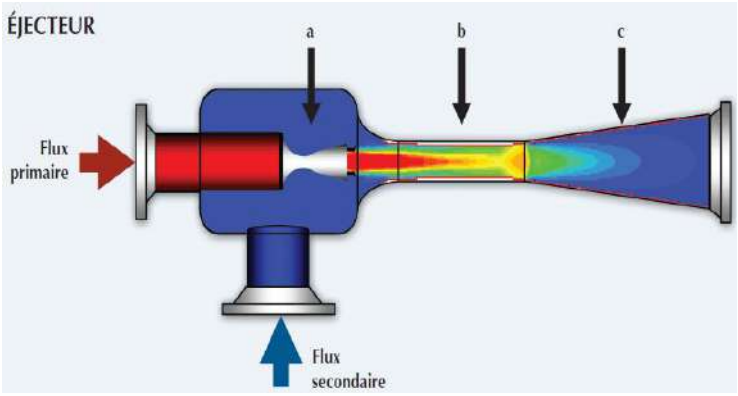


Figure I-5 *: fonnctionnement d'un éjecteur.* ***[5]***

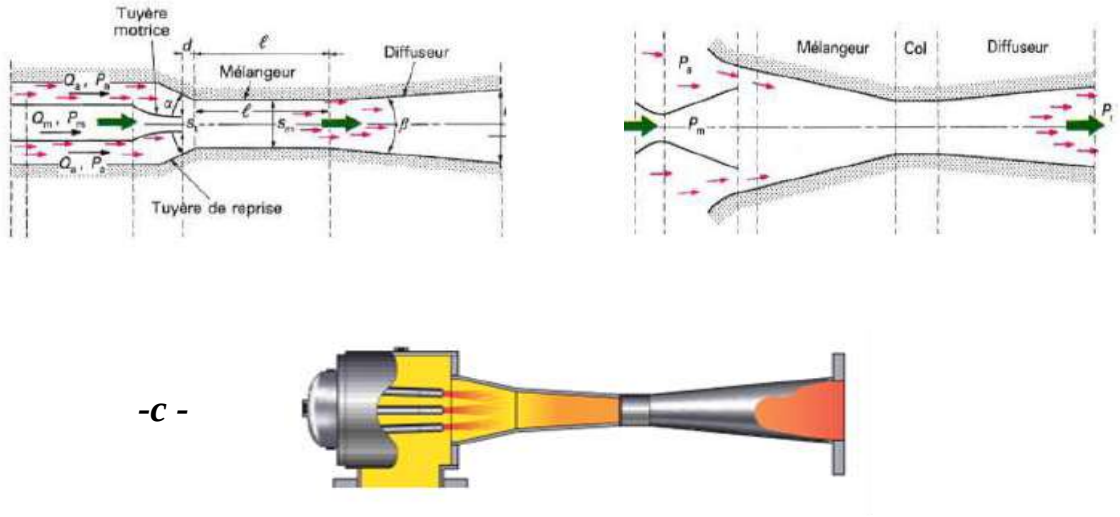
Les éjecteurs sont des compresseurs statiques activés thermiquement qui comprennent une tuyère convergente divergente, laquelle est intégrée à un corps principal généralement cylindrique. L'effet de compression résulte de l'interaction entre les deux

flux de fluide. Le flux moteur est à haute pression et est produit dans un générateur utilisant une source de chaleur. Cette source peut provenir d'une chaleur de basse énergie.

I.9. Caractéristiques géométriques des éjecteurs

Selon leur géométrie, on peut diviser les éjecteurs en deux types principaux : les éjecteurs à mélangeur cylindrique, les éjecteurs à mélangeur convergent divergent et les éjecteurs multi étage.

-a- ***-b-***



-c -

Figure. I-6: *Différent géométrie d'un éjecteur (mélangeur cylindrique, mélangeur Convergent- divergent et éjecteur multi-étage). [5]*

I.9.1. Éjecteurs à mélangeur cylindrique

La **(Figure I-6a)** montre le schéma de principe d'un éjecteur à liquide et à mélangeur cylindrique. Dans cet éjecteur, la tuyère motrice qui accélère le fluide est donc simplement convergente alors que, dans le cas d'un éjecteur à air ou à vapeur, le flux moteur est généralement supersonique ; la tuyère motrice est donc convergente-divergente. Dans tous les cas, la tuyère transforme l'énergie de pression du flux moteur en énergie cinétique et le jet primaire, à grande vitesse, entraîne le fluide secondaire dans le mélangeur par échange de quantité de mouvement. Ce mélange des flux primaire et secondaire s'effectue à pression sensiblement constante dans le mélangeur cylindrique, puis la pression croît dans le diffuseur de sortie comme le montre également la **(Figure I-6a)**, sur laquelle l'évolution des vitesses des deux flux est également représentée.

Les éjecteurs à mélangeur cylindrique sont plutôt utilisés lorsque le fluide moteur est liquide. Ils le sont également lorsque l'on souhaite comprimer modérément de forts débits mais, dans ce cas, on utilise du gaz comme flux primaire. L'éjecteur fonctionne alors en régime mixte. **[5]**

I.9.2. Éjecteurs à mélangeur convergent-divergent

La **(Figure I-6b)** montre le schéma de principe d'un éjecteur à gaz et à mélangeur convergent divergent.

Le principe de base du fonctionnement est bien sûr le même que précédemment: l'entraînement du flux secondaire se fait toujours par échange de quantité de mouvement jusqu'à l'obtention d'une veine de vitesse pratiquement uniforme et en général supersonique. L'énergie cinétique de cette veine se transforme de façon quasi isentropique en pression dans le convergent supersonique qui réduit la vitesse jusqu'à un nombre de Mach voisin de l'unité au col, puis dans le diffuseur final subsonique.

Ce type de géométrie permet de réduire la longueur de l'éjecteur, diminue les pertes par frottement et donc améliore le rendement tout en repoussant la limite de désamorçage.

I.9.3. Éjecteurs à plusieurs étages

Les éjecteurs à un seul étage sont utilisés pour créer un vide, de valeur absolue entre la pression atmosphérique et 0.1 bar. Il est possible d'atteindre un vide plus important, de 0.1bar à 3.76 10^{-6} bar en utilisant plusieurs étages **(Figure I-6c).** Les systèmes à plusieurs étages comprennent souvent des condenseurs de type à contact de surface ou à contact direct.

Les systèmes à plusieurs étages de sont conçus individuellement pour obtenir le rendement optimal, avec une consommation d'énergie minimale. Ils sont conçus pour accepter divers gaz de traitement, y compris l'air, l'eau, HCl, le butane, SO2, l'éthylène-glycol et de nombreuses autres vapeurs organiques et inorganiques. Quand les conditions le justifient, des matériaux de construction résistant à la corrosion sont utilisés.
Alors que la majorité des éjecteurs ont entraînés à la vapeur, il est possible d'utiliser d'autres fluides. Il est possible d'utiliser comme élément moteur un produit compatible au procédé, afin de maintenir la pureté d'un produit, par exemple : fournit des ensembles complets, clés en main, qui comprennent les éjecteurs, les condenseurs, la tuyauterie de raccordement, l'instrumentation et les commandes électroniques.

I.10. Caractéristique technique

- La section du col de la tuyère, simplement convergente ou convergente-divergente, est bien sûr l'un des principaux paramètres puisqu'elle est liée au débit de fluide dont on dispose pour faire fonctionner un éjecteur.
- Le rapport diamètre du mélangeur/diamètre de sortie de la tuyère primaire (dans le même plan) est un paramètre également important si l'on sait que l'éjecteur fonctionne de façon optimale lorsque la pression statique des deux flux est la même dans la section de sortie.
- La longueur du mélangeur cylindrique ou convergent-divergent est un paramètre plus difficile à bien cerner. Il doit bien sûr être suffisamment long pour obtenir un mélange satisfaisant des deux flux mais pas trop pour éviter des pertes inutiles ; le rapport longueur /diamètre peut varier de 10 à 20.
- En ce qui concerne le second col séparant le mélangeur convergent du diffuseur, il est préférable qu'il s'étende sur une longueur un peu inférieure au diamètre plutôt que de constituer un simple minimum local de section.
- Quant au diffuseur final, il doit être adapté à la pression de refoulement désirée et respecter l'angle d'ouverture classique β qui assure un bon rendement de diffusion.

I.11. Différents type d'éjecteur

les différents types d'éjecteurs compte tenu des trois sources motrices indiquées dans le **(Tableau I-1)**: jet liquide, jet de gaz et jet de vapeur, en faisant référence à divers travaux théoriques, en indiquant le champ d'applications et en donnant autant que possible des caractéristiques numériques.

Côté aspiration	Côté moteur		
	Pompe à jet liquide	**Pompe à jet de gaz**	**Pompe à jet de vapeur**
Ventilateur	Ventilateur à jet liquide	Ventilateur à jet de gaz	Ventilateur à jet de vapeur
	ΔP jusqu'à quelques dizaines de mbar tous débits jusqu'à 100 000 m^3 / h	ΔP jusqu'à quelques centaines de mbar tous débits jusqu'à plusieurs millions de m^3/h	
Compresseur	Compresseur à jet liquide	Compresseur à jet de gaz	Compresseur à jet de vapeur (thermocompresseur)
	Standard jusqu'à des débits moteurs de 50 m^3 / h environ	ΔP > 300 mbar	ΔP > 300 mbar
Pompe à vide	Pompe à vide à jet liquide	Pompe à vide à jet de gaz	Pompe à vide à jet de vapeur
	Standard jusqu'à des débits aspirés de 20 à 30 kg / h et des débits moteurs de 40 m^3 / h environ	Toutes tailles sur demande	P_a jusqu'à 0,005 mbar tous débits jusqu'à plusieurs millions de m^3 / h
Pompe à liquide	Pompe à liquide à jet liquide	Pompe à liquide à jet de gaz	Pompe à liquide à jet de vapeur
	Standard jusqu'à un débit liquide total de 100 000 kg / h	(non commercialisé)	Standard jusqu'à 30 m^3 /h environ de liquide aspiré
Pompe à solides	Pompe à solides à jet liquide	Pompe à solides à jet de gaz	Pompe à solides à jet de vapeur
	Standard jusqu'à 5 000 kg / h de solides aspirés	(non commercialisé)	(non commercialisé)

Tableau I-1** : Dénomination générale des éjecteurs avec leurs caractéristiques Principales **[5].

I.11.1. 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.

a. 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.

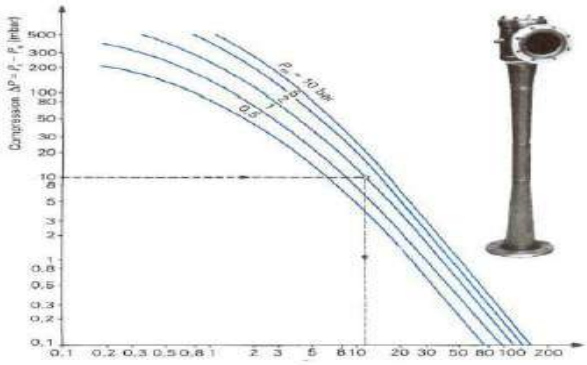


***Figure I-7**: Diagramme de définition d'un ventilateur à jet de gaz* **[5].**

La **(Figure I-7)** donne le diagramme de définition de ce type d'appareil. 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.

b. Compresseurs à jet de gaz

Ces appareils sont voisins des précédents mais permettent des taux de compression plus élevés. 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 procès.
- 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.

c. 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-8)**. On obtient ainsi un vide intermédiaire de 50 à 100 mbar et une pression d'aspiration de l'éjecteur entre 40 et 5 mbar.

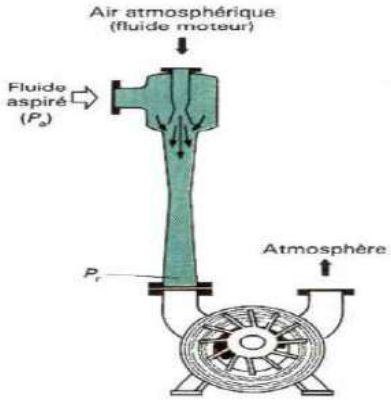


***Figure I-8**: Ensemble pompe à jet d'air/pompe à anneau liquide* **[5].**

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-9)** qui précise le diagramme de définition.

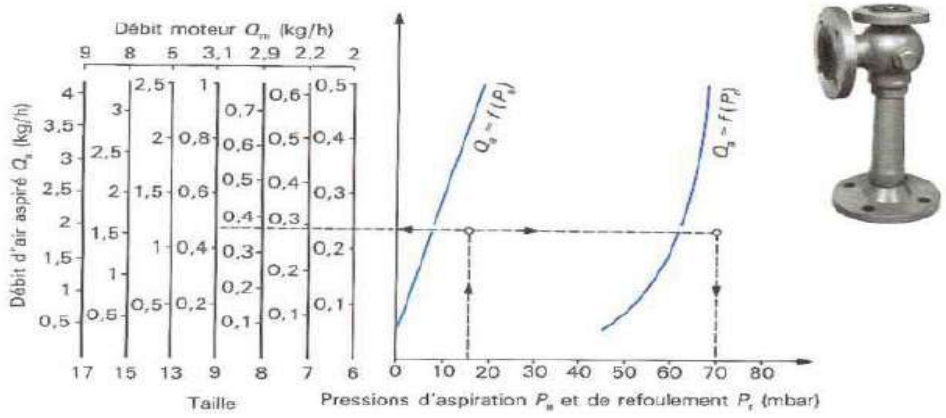


***Figure I-9:** Diagramme de définition de pompes à vide à jet d'air* **[5].**

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 stato-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 sorte que 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.

d. Pompes à solides à jet de gaz

La seule réalisation à notre connaissance est l'Aspirent, 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.

I.11.2. 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 un 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. **[5]**

a. Ventilateurs à jet de vapeur :

Ces appareils sont utilisés pour extraire de l'air, des gaz ou des vapeurs jusqu'à un taux de compression de l'ordre de 500 mbar; leurs caractéristiques sont tout à fait analogues à celles des ventilateurs à jet de gaz.

Le domaine d'application est vaste et concerne, par exemple :

- l'aspiration d'air vicié, de gaz ou de vapeurs malodorantes dans des entrepôts ou des locaux habités ;
- le dégazage des citernes de navires ;
- l'utilisation comme soufflante pour le tirage des chaudières ;
- l'aspiration et le mélange de gaz sur des installations d'incinération;
- le lavage de gaz.

b. Compresseurs à jet de vapeur

Ces appareils sont aussi appelés thermocompresseurs 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.

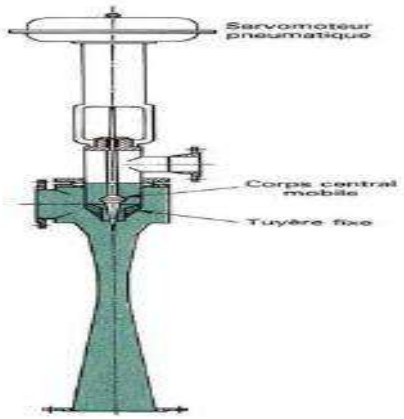


Figure I-10**: Schéma d'un thermocompresseur commandé par servomoteur Pneumatique **[5].

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.

c. Pompes à vide à jet de vapeur :

En configuration mono-étage, 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-étages avec ou sans condenseurs intermédiaires.

Les applications des éjecteurs mono-étages sont nombreuses et concernent :

- 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.

d. 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 auto-amorçant 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.

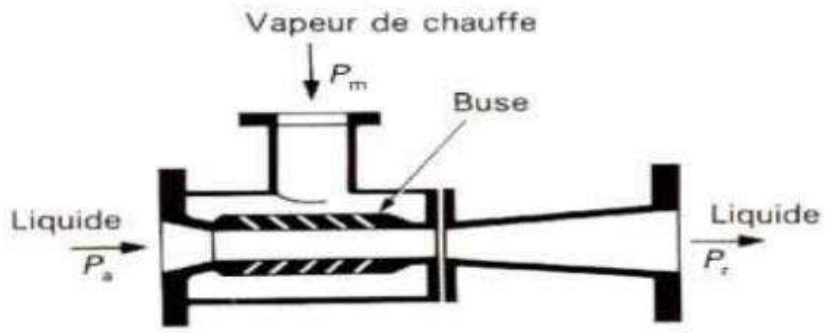


***Figure I-11**: Schéma de principe d'un éjecteur/réchauffeur à jet de vapeur.*

Concernant ce même type d'éjecteur, citons les réchauffeurs à jet de vapeur dont la **(Figure I-11)** 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.

e. 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.

✓ Un Éjecteur est un dispositif technique utilisé soit en aspiration de gaz, soit en plasturgie

I.12. Éjecteur (gaz)

Un éjecteur est un outil industriel généralement utilisé pour l'extraction des fumées, ou l'obtention d'un vide. Il fonctionne à partir du principe de l'effet venturi. Un gaz est éjecté à grande vitesse à l'entrée du venturi (généralement de la vapeur d'eau) et l'aspiration se produit au niveau de l'étranglement.

Un éjecteur permet l'obtention d'une aspiration sans utiliser des pièces mobiles. Il remplace donc les pompes là où des pièces mécaniques en mouvement sont à éviter. Il est particulièrement adapté à l'aspiration de particules de diamètre supérieur à 1,0 µm. **[6]**

I.13. Recompression du vapeur secondaire d'un concentrateur

Une autre façon de réutiliser la vapeur secondaire consiste à la recycler, au moins partiellement, en la réinjectant dans le concentrateur (l'évapo-concentrateur) en tant que vapeur de chauffage. Cette solution n'est possible qu'à condition de compenser la chute d'enthalpie entre vapeur de chauffage ou bien motrice et vapeur secondaire par recompression de la vapeur recyclée. La technique la plus ancienne à cet égard, est la thermo-compression.

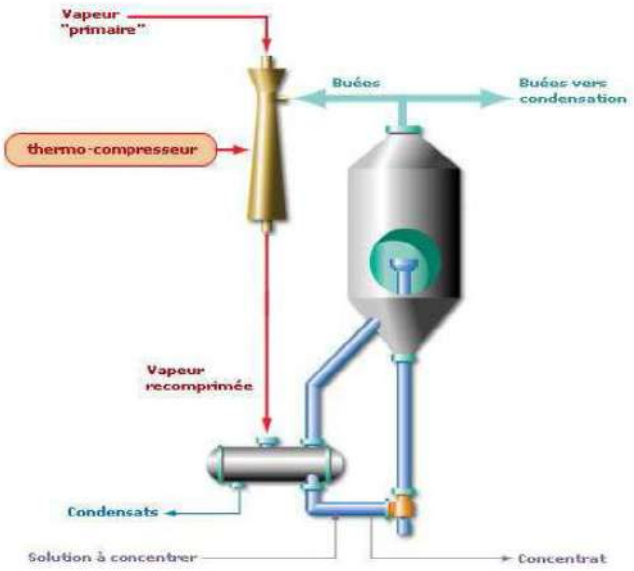


***Figure I-12**: Schéma de recompression du vapeur secondaire d'un concentrateur.*

La pression de la vapeur motrice est transformée en énergie cinétique au niveau d'une tuyère, en produisant un jet de très forte vitesse. Ce jet aspire par entraînement une partie de la vapeur secondaire sortant de l'évapo-concentrateur. Au niveau du col, a lieu le mélange vapeur motrice/vapeur aspirée qui sort à une pression supérieure à celle de la vapeur aspirée.

I.14. Avantages et inconvénients de l'éjecteur

1) Au lieu d'utiliser les énergies nobles (Energie électrique, Energie cinétique…), le cycle à éjecto-compression utilise les énergies thermiques gratuites ou non nocives

(Energie solaire).

2) Il recycle les énergies perdues en forme de chaleur.

3) Il à un système mécanique très simple sans pièces en mouvement.

4) Il ne demande pas d'entretien ou une maintenance couteuse (pas de lubrification ou de friction).

5) La fabrication d'une machine de réfrigération avec éjecteur supersonique est très simple.

6) Grande sécurité d'emplois.

7) Le système à éjecteur a une étanchéité parfaite du cout :

a. Les fluides frigorigènes utilisés ne causent pas de pollution à l'environnement.

b. Le système de réfrigération peut fonctionner à des niveaux de pression très basses ce qui, permet l'utilisation des fluides frigorigènes inédits comme par exemple l'eau.

8) Grande variété de matériaux pour le construire.

9) La plupart des gaz et les réfrigérants peuvent être utilisés.

10) Pas de limite de température (sauf pour les martiaux).

Signalons à ce propos que l'un des problèmes pratique rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle, sont ses performances qui dépendent beaucoup de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est bien évidemment fonction du rapport d'entrainement, mais une variation de ce dernier induit une modification de la géométrie optimale de l'éjecteur qui est bien évidemment impossible à réaliser. **[7]**

I.15. Etat de l'art

De nombreux travaux théorique et expérimentaux été menés sur les éjecteurs. En effet. Porter Squyers **[8]** a recensé plus de 1600 références portant sur la théorie et les performances des éjecteurs.

Dans ce chapitre, on présente une analyse de différents résultats théorique et expérimentaux trouvés dans la littérature.

Notre analyse est consacrée à l'étude des performances de l'éjecteur dans un cycle de réfrigération. Ceux-ci dépendent de conditions opératoires, de la géométrie de l'éjecteur et de la nature de fluide utilisé.

I.15.1. L'influence des conditions opératoire sur les performances de l'éjecteur

a) l'effet de la température du condenseur

Eames et al **[9]**, Aphornratana et Eames **[10]**, Chunnanond et Aphornratana **[11]**, ont montré que le rapport d'entrainement (w) est limité par la pression critique de condensation cette pression critique varie avec variation des conditions opératoires.

Eames et al **[9]** présente le rapport d'entrainement en fonction de la pression critique de condensation **(Figure I-13).** Le fonctionnement d'un éjecteur peut être divisé en trois modes :

- le mode critique ou double étranglement : le rapport d'entrainement (w) est constant, la pression de condensation (pc) inferieur a la pression critique de condensation (pc), les fluides primaire et secondaire sont étranglés.
- Le mode subcritique : w varie avec la pression de condensation dans ce mode, seul le fluide primaire est étrangle avec $Pc^{*}<Pc<Pc_0$.
- Le mode du mal fonctionnement ou le mode de retour de fluide ($w<0$), $Pc>Pc_0$. Les deux fluides ne sont pas étranglés.

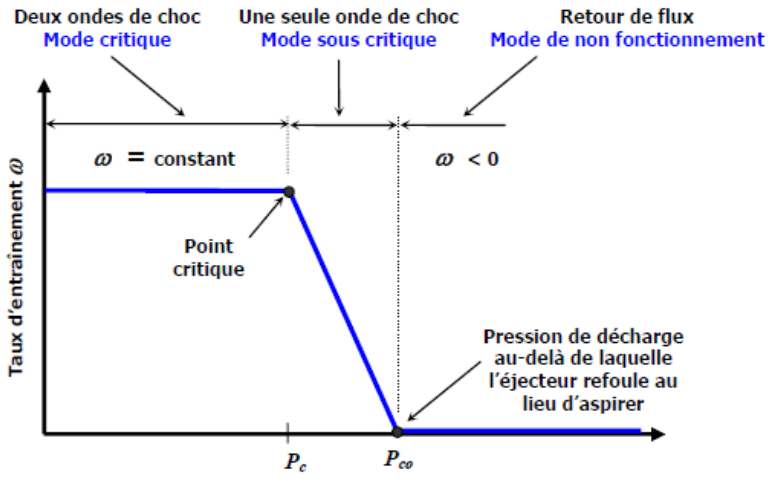


***Figure I-13**: les modes du fonctionnement d'un éjecteur **[9]** .*

Chunnanond et aphornratana **[11]**, ont été confirmés ces resultats expérimentalement.

Ils est montré que ia pression critique de condensation ugmente avec l'augmentation de la température du générateur, mais d'autre part si la pression critique de condensation augmente le coefficient de performance(COP) du cycle diminue.

b) L'effet de la température du générateur

L'influence de la température du générateur sur le performancede l'éjecteur a été étudiée par plusieur auteurs **[[13] [9] [14]].**

Sun et al**[13]** ont montré expérimentalement que pour chaque température de l'évaporateur il existe une température optimale du générateur qui maxmise le coefficient de performancedu cycle(COP).

La **(Figure I-14)** présentée par chunnanond et aphornratana**[11]**montre la variation du COP du systèm et la pression de la condensation avec la variation de la température du générateur.

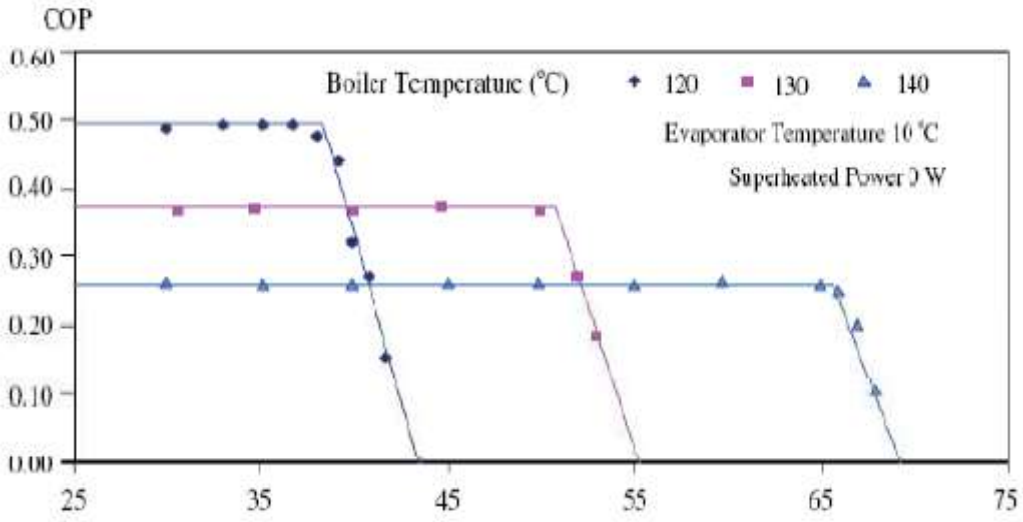


Figure I-14: *La variation du COP et de la pression de condensation en fonction de la température du générateur.*

Aidoun et Ouzzne **[12]** ont étudié l'influence de la température du générateur sur le point du commencement du mélange des deux fluides (fluide primaire et le fluide secondaire).

L'augmentation de la pression de la chaudière déplace la position de début du mélange des deux fluides vers la sortie de l'éjecteur. Cette position réduit la section de passage du

fluide secondaire ce qui réduit le COP du système. L'augmentation de pression du fluide primaire augmente la pression du fluide à la sortie de tuyère primaire. Ce qui diminue la force d'entrainement pour l'aspiration du fluide secondaire et la diminution du COP du système **[12]**.

c) L'effet de la température de l'évaporateur

Chunnanond K.et Aphornratana S. **[11]** et Aphornratana S. **[14]** ont analysé l'influence de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle de réfrigération à éjecteur. Quand condensation augmentent **(F/igure I-15) [11]**.

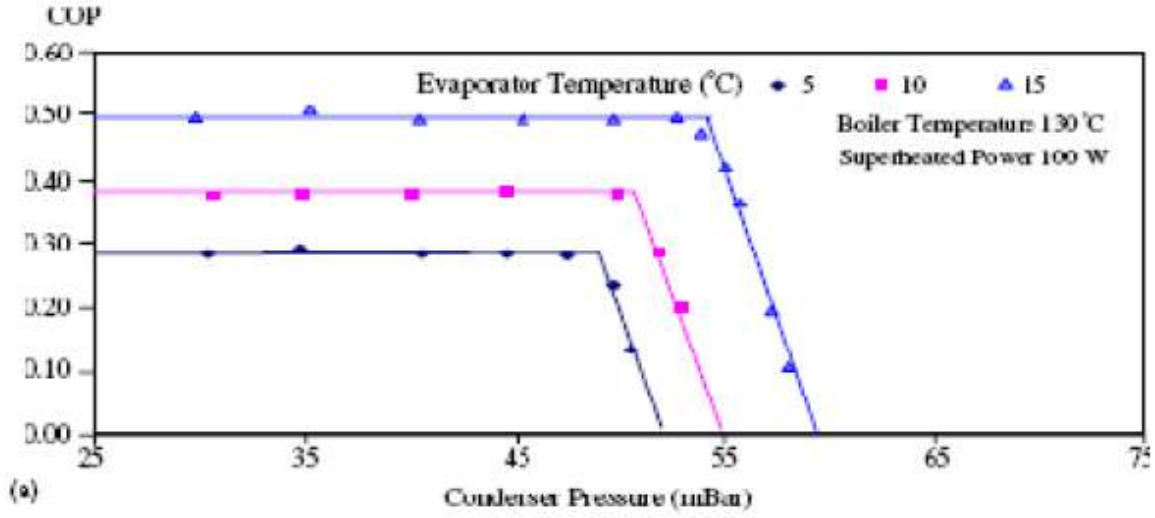


Figure I-15 *: L'effet de la température de l'évaporateur sur le COP et la pression condensation de l'éjecteur.*

L'augmentation de la température de l'évaporateur réduit le débit massique du fluide secondaire ce qui augmente le rapport d'entrainement de l'éjecteur et `au même temps diminue la quantité de mouvement du mélange, ce qui augmente la pression critique de la condensation **[11]**.

d) L'effet de la surchauffe :

Aidoun et Ouzane **[12]** ont étudié l'influence des surchauffes sur la performance de l'éjecteur. Ils ont présenté les deux paramètres principaux qui provoquent la surchauffe (Surchauffe externe et surchauffe interne). La surchauffe externe représente la surchauffe du fluide primaire et /ou secondaire à l'entrée de l'éjecteur. Et la surchauffe interne est

causée par les frottements (fluide-paroi et/ou fluide primaire-fluide secondaire) et l'onde de choc dans le canal à section constante de la tuyère secondaire.

En fonction du fluide frigorigène utilisé, en général une surchauffe de fluide primaire et/ou secondaire est nécessaire pour éviter la condensation lors de la détente dans l'éjecteur.

D'après les résultats expérimentaux de Chunnanond et Aphornratana **[11]** (2004), l'influence de la surchauffe des fluides à l'entrée de l'éjecteur sur le COP du cycle est négligeable. La surchauffe de fluide primaire n'a aucun avantage que d'empêcher la corrosion de l'éjecteur provoquée par la vapeur humide.

I.15.2. L'effet de la géométrie de l'éjecteur

I-15.2.1. L'effet de la position de la sortie de tuyère primaire

La position de la sortie de la tuyère primaire est définie comme la distance entre la sortie de tuyère primaire et l'entrée de la chambre de mélange.

Les études expérimentales d'Eames et al **[9]**, Eames et al **[15]**, Chunnanond et Aphornratana **[11]** montrent qu'il existe une position optimale qui donne le meilleure COP du cycle de réfrigération. Suivant Nahdi et al **[16]** cette position (x) varie dans l'intervalle $0.5< X /D <2.0$ (D : le diamètre du canal à section constant de la tuyère secondaire).

D'après Chunnanond et Aphornratana **[11]**, le déplacement de la tuyère primaire vers l'extérieur de la chambre de mélange augmente le canal d'entrainement du fluide secondaire ce qui augmente le COP de l'éjecteur. Si on retire la tuyère primaire de la chambre de mélange. Le COP de l'éjecteur augmente et la pression critique de condensation diminue.

I.15.2.2. L'effet de la géométrie de la tuyère primaire

Eames et al **[15]** ont étudié l'effet du rapport de section $\mathbf{A_t}$ (le rapport de section de sortie sur la section de col de la tuyère primaire $\mathbf{A_t = A_{exit} / A_t}$ sur la performance de système. La diminution de ce rapport augmente la performance de l'éjecteur.

Les études de Eames et al **[15]** Chunnanond et Aphornratana **[11]** et de Aidoun et Ouzzane **[17]** montrent que l'augmentation du rapport des diamètres Φ et (diamètre du col de tuyère primaire divisé par le diamètre de la tuyère secondaire) augmente le COP de l'éjecteur et diminue la pression critique de condensation.

I.15.2.3. L'effet de la géométrie de la chambre du mélange

La zone convergente de la chambre du mélange joue un rôle important dans la compression du mélange. La compression globale qui se produit dans la chambre de mélange et dans le canal à section constant est due à deux facteurs : la compression isentropique dans la convergent, et l'onde de choc dans le canal à section constant. La compression globale varie avec la variation du nombre de mach à l'entrée et à la sortie de la chambre de mélange. La pression, la température, le nombre de mach, et le facteur de compression de l'éjecteur sont directement affectés par la chambre de mélange.

I.15.3. Les pertes de charge dans l'éjecteur

Afin d'éliminer l'erreur analytique induite par la supposition de l'utilisation de gaz parfait, les propriétés thermodynamique des gaz réel ont été utilisé dans plusieurs études **[18, 19, 20]**. Les études d'Abdel -Aal et al **[20]** indiquent que les deux approches donnent les mêmes résultats.

Pour rendre les modèles de simulation plus réaliste, l'efficacité isentropique des tuyères et du mélange ont été introduite aussi dans plusieurs travaux **[18, 21, 22, 23]**.

En générale les valeurs de ces coefficients isentropiques varient entre 0.8 et 1 **[24]**.

I.15.4. Les fluides frigorigènes utilisent dans les cycles de réfrigération à éjecteur

La performance de la machine frigorifique à éjecteur dépend directement du fluide frigorifique utilisé. Pour le choix de fluide frigorifique, les caractéristiques suivantes doivent être respectées :

- ✓ La chaleur latente de vaporisation doit être très grande pour minimiser le débit de circulation par unité frigorifique.
- ✓ Le fluide doit être stable chimiquement, non toxique non corrosif, favorable à l'environnement et économique **[31]**.
- ✓ Les propriétés de transport qui influent sur les échanges thermique doivent être favorables.

D'après Wimolsiri p. **[30]**, les fluides avec vapeur sèche donnent un meilleur COP par rapport à aux fluides à vapeur isentropique et à vapeur humide

D'après les études expérimentales de Halton **[25]**, le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire.

Les fluides halos carboniques (R142b, R114, R141b, R113, 143a) sont très utilisés, ils donnent des valeurs de COP supérieur par rapport aux autres fluides **[26, 27, 28, 29]**.

I.16. Conclusion

Les machines frigorifiques à éjection de vapeur ne possèdent pas de compresseur mécanique mais un compresseur à éjection de vapeur. Pour cette raison, il est possible d'utiliser différentes sources de chaleur pour la production du froid. De telles sources peuvent être par exemple l'énergie solaire ou la chaleur perdue provenant des processus.
L'installation comprend deux circuits d'agent réfrigérant: un circuit sert à la production du froid (cycle frigorifique), l'autre circuit sert à la production de vapeur d'entraînement (cycle de vapeur).

Le compresseur à éjection de vapeur compresse la vapeur de l'agent réfrigérant et la transporte dans le condenseur. Un réservoir transparent doté d'un serpentin refroidi par eau fait office de condenseur.

Dans le cycle frigorifique, une partie de l'agent réfrigérant condensé circule dans l'évaporateur, qui est raccordé au côté aspiration du compresseur à éjection de vapeur. L'évaporateur est un évaporateur immergé, dans lequel une vanne à flotteur maintient le niveau de remplissage constant. L'agent réfrigérant absorbe la chaleur ambiante ou la chaleur du dispositif de chauffage et l'évapore. La vapeur de l'agent réfrigérant est aspirée par le compresseur à éjection de vapeur puis à nouveau compressée.

C’est pour ça nous avons étudié dans ce chapitre les éjecteurs on cas générale et leurs caractéristiques technique et les types on éjecteurs suivant les géométries (mélangeur cylindrique, mélangeur converge-diverge et éjecteur à plusieurs ou à multi-étage) et les fluides utilisé ainsi, que leurs utilisations.

CHAPITRE II :

MODÈLES PHYSIQUES ET MATHÉMATIQUES

II.1. Introduction

Dans ce chapitre l'objectif est de présenter la formulation mathématique du problème. Nous commencerons par des définitions concernant l'écoulement, suivi d'une description du système considéré, d'une présentation du domaine d'étude, et enfin d'un bref rappel des équations générales régissant l'écoulement compressible.

II.2. Modélisation de L'écoulement de Turbulent

La modélisation de la turbulence est une branche de la dynamique des fluides consistant, pour la simulation numérique des écoulements turbulents, à représenter l'influence de la turbulence sur l'écoulement moyen (approches statistiques) ou des échelles non résolues sur les échelles résolues (approches filtrées). En effet, même si l'écoulement d'un fluide (newtonien) est régi par des équations connues, les Équations de Navier-Stokes, dans l'approximation des milieux continus, ces équations n'ont pas de solution analytique, sauf cas très particuliers, et leur résolution numérique (simulation directe) est à l'heure actuelle limitée à certaines configurations académiques, la puissance des ordinateurs étant très insuffisante, et le restera pour encore de nombreuses décennies.

II.2.1. 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 :

$$\frac{\partial \rho_k V_k}{\partial t} + \nabla(\rho_k V_k V_k) = \rho_k g - \nabla \rho_k + \nabla(2\mu_k S_k) \qquad \textbf{(II-1)}$$

II.2.2. Equation de continuité

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément. Elle exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de fluide qui entre la quantité de fluide pendant le même temps.

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \qquad \textbf{(II-2)}$$

II.2.3. Décomposition de Reynolds :

Le passage des équations déterministes aux équations statistiques repose sur la décomposition de Reynolds où tout champ φ ($\varphi = u$, T ou p) se décompose en un champ moyen $\bar{\varphi}$ et en un champ fluctuant $\dot{\varphi}$ de moyenne nulle :

$$\varphi(x,t) = \bar{\varphi}(x,t) + \dot{\varphi}(x,t) \qquad \textbf{(II.3)}$$

Avec la valeur moyenne de φ est exprimée par la relation suivante :

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{T}\int_1^T \varphi \, dt \qquad \textbf{(II.4)}$$

Dans le cadre de la modélisation en un point de la turbulence, on ne s'intéresse qu'aux moyennes statiques de la vitesse et de la pression. On décomposé ainsi les grandeurs instantanées selon la règle de Reynolds

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \qquad \textbf{(II.5)}$$
$$P = \bar{P} + p$$

II.2.4. Les équation des mouvements moyennes

II.2.4.1. Équation de continuité de mouvement moyen

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par moyenne de l'équation **[34]:**

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \textbf{(II.6)}$$

II.2.4.2. Équation de Navier-stocks moyenne

Toutes les opérations de l'équation (II-1) sont linéaires à l'exception de celui du terme d'advection donc on obtient immédiatement l'équation moyenne suivante **[34]:**

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + U_j \frac{\partial U_l}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + v \frac{\partial^2 \bar{U}_l}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \textbf{(II.7)}$$

Après avoir introduise la décomposition de **Reynolds** on écrit finalement :

$$\frac{\partial \bar{U}_l}{\partial t} + U_j \frac{\partial \bar{U}_l}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\tau_{lj}} + R_{IJ}) \qquad \textbf{(II.8)}$$

L'effet de la moyenne engendre bien entendu une perte d'information, caractérisée ici par l'apparition d'une corrélation inconnue $\bar{U}_l\bar{U}_j$ appelé tenseur de Reynolds. La condition d'incompressibilité implique :

$$U_i \frac{\overline{\partial U_l}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_l U_j}}{\partial x_j} \qquad \textbf{(II.9)}$$

Avec $[\tau_{ij}]$ c'est le tenseur des contraintes visqueuses :

$$[\tau_{ij}]_{définition} = \mu\left[\frac{\partial \overline{U_l}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i}\right] \qquad \text{et} \qquad \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu\frac{\partial^2 \overline{U}_i}{\partial x_j}$$

Les tensions de **Reynolds** ou les contraintes de **Reynolds** $\boldsymbol{U_iU_j}$ peuvent être s'écrit sous la forme suivante :

$$[R_{ij}] = -\rho\begin{bmatrix}\overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW}\\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW}\\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW}\end{bmatrix}$$

II.2.4.3. Equation de transport des tensions de RENOLDS

Les équations de départ sont les équations (II.1) et (II.2) dans lesquelles on a introduit l'équation (II.4)

On part de l'équation (II.2) :

$$\frac{\partial(\bar{U}_i+u_i)}{\partial t} + (\overline{U_K} + u_k)\frac{\partial(\overline{U_i}+u_i)}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{P}+p)}{\partial x_i} + v\frac{\partial^2(U_i+u_i)}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \textbf{(II.10)}$$

On fait la différence (II.7)-(II.9) en tendent compte de (II.8):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + u_k\frac{\overline{\partial U_l}}{\partial x_k} + \frac{\partial(u_k u_i - \overline{u_k u_l})}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} + v\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_k} \qquad \textbf{(II.11)}$$

On peut écrire (II.12) pour l'indice j :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + u_k\frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_k} + \frac{\partial(u_k u_j - \overline{u_k u_j})}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_j} + v\frac{\partial^2 u_j}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \textbf{(II.12)}$$

On multiple (II-10) par u_j et (II-11) par u_i et on somme les deux équations obtenus. En regroupant certains termes, il vient :

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k} + u_k u_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_k} + u_k u_i\frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_k} + \frac{\partial u_i u_j u_k}{\partial x_k} - u_j\frac{\partial \overline{u_i u_k}}{\partial x_k} - u_i\frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\left[u_j\frac{\partial p}{\partial x_i} + u_i\frac{\partial p}{\partial x_j}\right] + v\left[u_j\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial_k} + u_i\frac{\partial^2 u_j}{\partial x_k \partial x_k}\right]$$

Le passage à la moyenne dans cette équation fait disparaitre les termes de la forme :

$$u_i\frac{\overline{\partial u_j u_k}}{\partial x_k} = \overline{u_i}\frac{\partial \overline{u_i u_k}}{\partial x_k} = 0$$

On obtient alors une équation pour le moment d'ordre 2 ($\overline{u_i u_j}$) qui peut se mettre sous la forme suivante :

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial t} + U_k\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k} = P_{ij} + T_{ij} + \pi_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} \qquad \textbf{(II.13)}$$

Cette équation est appelée équation de tension de **Reynolds** ou équation de transport des tensions de **Reynolds**.

Le membre de gauche de l'équation (II.12) représente la variation totale des contraintes de **Reynolds** $\overline{u_i u_j}$, le membre de droite se décompose en différentes termes :

$P_{ij} = -\left[\overline{u_i u_k}\frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_k}\right]$ Production

$T_{ij} = -\frac{\partial \overline{u_i u_j u_k}}{\partial x_k}$ Transport turbulent

$\Pi_{ij} = -\frac{1}{\rho}\left[\overline{u_i\frac{\partial p}{\partial x_j}} + \overline{u_j\frac{\partial p}{\partial x_i}}\right]$ Gradient de pression-vitesse

$D_{ij} = v\frac{\partial^2 \overline{u_i u_j}}{\partial x_k \partial x_k}$ Diffusion visqueuse

$\varepsilon_{ij} = 2v\frac{\overline{\partial u_i \partial u_j}}{\partial x_k \partial x_k}$ Tenseur de dissipation

II.2.4.4. Équation de l'énergie cinétique fluctuante $k = \frac{1}{2}R_{ij}$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial k}{\partial x_k} = \underbrace{-\overline{u_\iota u_k}\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial x_k}}_{P_t} \underbrace{-\frac{1}{2}\frac{\partial \overline{u_\iota u_j u_k}}{\partial x_k}}_{T} \underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{u_k p}}{\partial x_k}}_{\Pi} \underbrace{+\nu\frac{\partial^2 K}{\partial x_k \partial x_k}}_{D} \underbrace{-\nu\frac{\overline{\partial u_\iota \partial_\iota}}{\partial x_k \partial x_k}}_{\varepsilon} \qquad \textbf{(II.14)}$$

Avec :

$\boldsymbol{P_t}$: Appelé terme de production turbulence, il caractérise les échanges d'énergie, par interaction avec le mouvement moyen.

$\boldsymbol{T}$: Transport turbulent, il s'agit d'une diffusion par effet des fluctuations de la vitesse.

$\boldsymbol{\Pi}$: transport d'énergie cinétique par l'interaction pression-vitesse.

$\boldsymbol{D}$: diffusion visqueuse, transfert d'énergie cinétique par viscosité.

$\boldsymbol{\varepsilon}$: Dissipation turbulente, l'énergie cinétique est dissipée sous forme de chaleur.

II.2.4.5. Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante

Multipliant l'équation (II.11) par $\left(-2\nu\frac{\overline{u_k u_\iota}}{\partial x_j \partial x_j}\right)$ et prenant la moyenne, on obtient le résultat final après quelques regroupements simple **[35]** :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_J\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = -2\nu\left[\frac{\partial \overline{U_k}\partial^2 \overline{U_\iota}}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k} + \frac{\overline{\partial U_k \partial U_\iota}\partial U_i}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k} + \frac{\overline{U_J U_J}\partial \overline{U_k}}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k}\right] \qquad \textbf{(II.15)}$$

L'équation du taux de dissipation de l'énergie turbulente est plus délicate à interpréter et à modéliser, elle est utilisée pour calculer l'échelle de longueur caractéristique de la turbulence. Cette équation est analogie à celle citée par Bissel **[37]** en 1972.

II.2.5. Problème de fermeture des équations

II.2.5.1. Bilan des équations et des inconnues

La décomposition de Reynolds dans les équations de Navier-Stockes a permis de trouver un certain nombre d'équations pour les inconnues du problème.

Cependant, à chaque étape on introduit des inconnues supplémentaires.

Le nombre d'inconnues est toujours supérieur aux nombres d'équations disponibles. Il s'agit du problème de fermeture des équations.

On pourrait 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.

II.2.6. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence

$$v_t = c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \qquad \textbf{(II.16)}$$

II.2.6.1. Hypothèse de viscosité turbulente de bousines

$$-\overline{u_i u_j} = v\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3} k\delta_{ij} \qquad \textbf{(II.17)}$$

II.1.6.2. hypothèse de longueur de mélange de Prandtl

$$v_t = L_m^2 \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) \qquad \textbf{(II.18)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L_m^2 \frac{\partial U_1}{\partial U_2} \qquad \textbf{(II.19)}$$

L_m : Longueur de mélange.

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

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

II.2.7. Les modèles de turbulence et leurs classifications

II.2.7.1. 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 **[36]:**

$$V = L_m\sqrt{(2d_{ij})^2} \qquad \textbf{(II.20)}$$

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

$$V_T = L_m V = L_m^2\sqrt{\left(\frac{\overline{oc_i}}{ox_j} + \frac{\overline{oc_i}}{ox_i}\right)^2} \qquad \textbf{(II.21)}$$

II.2.7.2. Les modèles à une équation de transport

Ces modèles introduisent dans la définition de $\boldsymbol{V_T}$ 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 $\boldsymbol{V_T}$ par l'expression du type Kolmogorov-Prandtl.

$$V_T = C_\alpha L_s\sqrt{K} \qquad \textbf{(II.22)}$$

Où $\boldsymbol{L_S}$ est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque $\boldsymbol{P_t}$ de l'écoulement.

II.2.7.3. le modèle k-ε et RNG (modèle à deux équations de transport)

Le modèle k-ε [Launder & Spalding, 1974] est certainement le modèle le plus répandu. La viscosité turbulente est donnée par la relation :

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}(1 - R_f)^{1/4} \qquad \textbf{(II.23)}$$

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

$$\varepsilon = \mu \overline{\nabla u' / \nabla^t u'} \qquad \textbf{(II.24)}$$

Les deux équations de fermeture s'écrivain

$$\rho\left(\frac{\partial k}{\partial t} + (\bar{u}\nabla)k\right) = \nabla\left((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\nabla k\right) + P(1 - R_f) - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.25)}$$

$$\rho\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + (\bar{u}\nabla)\varepsilon\right) = \nabla\left[\left((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\nabla\varepsilon\right) + C_{\varepsilon 1}\left(P(1 - C_{\varepsilon 3}R_f)\frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}\right]\right. \qquad \textbf{(II.26)}$$

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 & Launder, 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 ;

II.2.7.4. 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 **[37]** :

$$\frac{\partial\left(\rho U_k \overline{U_i U_j}\right)}{\partial x_k} - D_{ij} = \frac{\overline{U_i U_j}}{K} \qquad \textbf{(II.27)}$$

Où: $\frac{U_i U_j}{K}$ 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 :

$$\frac{\partial \rho U_k U_i U_j}{\partial x_k} = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} = \frac{2}{3}\rho E \delta_{ij} \qquad \textbf{(II.28)}$$

$$\overline{U_i U_j} = K\left[\frac{\left(\frac{2}{3}\delta_{ij} + \left((1-C_2)\left(\frac{P_{ij}}{\varepsilon} - \frac{2}{3}\frac{P_k}{\varepsilon}\varepsilon_{ij}\right)\right)\right)}{\left(\rho C_1 + \frac{P_k}{\varepsilon} - \rho\right)}\right] \qquad \textbf{(II.29)}$$

Avec :

$$P_{ij} = -\rho U_i U_k \frac{\partial U}{\partial x_t} - \rho U_i U_k - \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \qquad \textbf{(II.30)}$$

La sommation donne la production d'énergie turbulente :

$$P_k = \frac{1}{2} P_{ij} \qquad \textbf{(II.31)}$$

Pour la redistribution d'énergie, différents modèles sont proposés dans le présent code **(TEAM),** ils ont utilisés le modèle suivant :

$$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} + R_{ij,w} \qquad \textbf{(II.32)}$$

Avec :

$$R_{ij,1} = -C_1 \rho \varepsilon \left(\frac{U_i U_j}{K} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\right) \qquad \textbf{(II.33)}$$

$$R_{ij,2} = -C_2\left(P_{ij} - \frac{2}{3}P_k \delta_{ij}\right) \qquad \textbf{(II.34)}$$

Et $R_{ij,w}$ (les termes a la proximité de la paroi) :

$$R_{11,w} = \left[C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k\right)\right] F$$

$$R_{11,w} = \left[-2C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k\right)\right] F \qquad \textbf{(II.35)}$$

$$R_{11,w} = \left[C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k\right)\right] F$$

$$R_{11,w} = \left[-1.5C'_1 \frac{\varepsilon}{K} \overline{UV} + 1.5C_2 C'_2 P_{12}\right] F$$

Avec :

$$F = \frac{K^{3/2}}{2.\varepsilon X_n} \qquad \textbf{(II.36)}$$

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

$$\frac{\partial(\rho U_1 \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2}) - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.37)}$$

Et pour la fermeture de l`équation de dissipation $\boldsymbol{\varepsilon}$ on a :

$$\frac{\partial(\rho U_1 \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.38)}$$

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 :

$$\alpha_{i1}\overline{U'^2} + \alpha_{i2}\overline{U'^2} + \alpha_{i3}\overline{U'V'} + \alpha_{i4}\overline{W'^2} = b_i \qquad \textbf{(II.39)}$$

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 :

$$\begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \rho\overline{U^2} \\ \rho\overline{V^2} \\ \rho\overline{W^2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} \qquad \textbf{(II.40)}$$

Où les coefficients sont définis tel que :

$$\alpha_{ij} \leq 0 \quad \text{Pour} \quad i \neq j \qquad \textbf{(II.41)}$$

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 :

$$U'U' = -\frac{\alpha_{31}}{\alpha_{33}}U'^2 - \frac{C_{33}}{C_{33}}V'^2 - \frac{\alpha_{32}}{\alpha_{33}}W'^2 - \frac{b_3}{\alpha_{33}} \qquad \textbf{(II.42)}$$

II.3. Modélisation du transfert de chaleur

II.3.1. Equation d'énergie

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en terme de température.

II.3.1.1. Transferts de chaleur en écoulements incompressibles

La modélisation des transferts thermiques convectif et conductif en interaction avec un écoulement incompressible sont modélisés à partir d'une formulation conservative et d'une approche non-conservative.[37]

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(VT)T\nabla V\right) + \alpha T = \nabla(\lambda\nabla T) + \phi + S \qquad \textbf{(II.43)}$$

Le terme $\boldsymbol{\alpha T}$ est un terme linéaire laissé à la libre utilisation de l'utilisateur ainsi que le terme source $\boldsymbol{S}$.

Le terme $\boldsymbol{\emptyset}$ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante :

$$\phi = 2\mu D_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \qquad \textbf{(II.44)}$$

Avec : $D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right)$ **(II.45)**

II.4. Conclusion

A la fin de ce chapitre, nous aboutissons au modèle mathématique. Ce dernier est alors constitué d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations, qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides.

Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution du système d'équations obtenu. Dans notre étude, on a utilisé le code CFD «ANSYS», basé sur la méthode des éléments finis pour résoudre les différentes équations.

Cette méthode est exposée dans le chapitre suivant.

CHAPITRE III :

SOLUTION NUMÉRIQUE PAR DISCRÉTISATION

III.1. Introduction

Les sciences nous apportent dans les domaines de la mécanique des milieux continus de la mécanique des fluides et de la thermique un ensemble de lois physique qui peuvent se modéliser mathématiquement sous la forme d'équations aux dérivés Partielles: « E.D.P » associées aux conditions initiales et aux limites), ne peuvent être déterminées dans le cas général sauf dans certains cas classique connus depuis bien longtemps. Dans le cas général où il y'a des difficultés si l'on résoudre les équations aux drivées partielles qui régissent les phénomènes étudiés, on fait appel aux méthodes numériques, le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

Le but est donc de trouver des méthodes permettant, avec efficience, de résoudre ces équations. Une façon de les résoudre numériquement est d'utiliser la méthode des éléments finis.

De manière simple il s'agit de :

1. Etablir les équations aux dérivés partielles décrivant au mieux le problème étudié.
2. Transformer ces équations compliquées en un problème équivalent plus simple à l'aide d'une formulation variation elle (forme intégrale).
3. Effectuer une approximation par élément finis sur cette formulation variation elle.
4. Résoudre le système algébrique donné par l'approximation par élément finis afin d'obtenir la solution approchée.

III.2. Méthodes numériques pour la mécanique

Les méthodes numériques sont présentées, ainsi que leur fondement mathématique (précision, consistance, stabilité, convergence, etc. ...). Cet enseignement comporte aussi une partie importante de mise en œuvre pour la résolution de problèmes de mécanique. L'objectif est de permettre aux étudiants d'associer à la résolution d'un problème donné la méthode numérique appropriée et de réaliser le programme correspondant.

Il y'a trois méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles régissant les écoulements. Ces méthodes sont :

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

III.2.1. La méthode de différence finie

La méthode de différence finie est une méthode de résolution numérique des EDP (avec les éléments finis et les volumes finis principalement).

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

III.2.2. Méthode des volumes finis

Le principe de la première méthode de discrétisation, connue sous le nom de **méthode des volumes finis**, est antérieur à l'usage des ordinateurs. Chacun des points de l'objet est assimilé simplement à un petit volume élémentaire.

Les paramètres de l'état de l'objet sont maintenant définis dans chaque maille du maillage. Pour chacune d'elles, en reformulant les équations mathématiques du modèle par des moyennes volumiques, il sera alors possible de construire des relations algébriques entre les paramètres de la maille et ceux de ses voisines. Au total, il y aura autant de relations que de paramètres inconnus et ce sera à l'ordinateur de résoudre le système de relations obtenu.

Il faudra pour cela recourir aux techniques de **l'analyse numérique** et programmer des algorithmes spécifiques.

III.2.3. Méthode des éléments finis

La **méthode des éléments finis (MÉF)** est une manière numérique de résoudre certains des problèmes de physique. C'est une méthode qui permet de déterminer une solution approchée sur un domaine spatial, c'est-à-dire qui permet de calculer un champ (de scalaires, de vecteurs, de tenseurs) qui correspond à certaines équations et à certaines conditions imposées. La méthode consiste à découper le domaine spatial en petits éléments, également appelés mailles, et à rechercher une formulation simplifiée du problème sur chaque élément, c'est-à-dire à transformer le système d'équations quelconque en un système d'équations linéaires. Chaque système d'équations linéaires peut se représenter par une matrice. Les systèmes d'équations pour tous les éléments sont ensuite rassemblés, ce qui forme une grande matrice ; la résolution de ce système global donne la solution approchée au problème.

La quantité de calculs nécessite l'emploi d'un ordinateur.

III.3. Les différences finies

Étant donné une fonction *f*(*x*) et une constante positive *h*, je défini la différence latérale ascendante:

$$\Delta h f(x) \equiv f(x+h) - f(x) \qquad \textbf{(III-4)}$$

En général, la constante *h* est définie par le contexte, ce qui me dispense de la faire figurer en indice.

Comme je ne travaillerai, dans la suite, qu'avec des abscisses équidistantes $x_i = x_0 + ih$; $i = 0\,;\ 1;\ 2;\ 3$ notation plus concise.

$$\Delta f(x_i) \equiv \Delta f_i = f(x_{i+1}) - f(x_i) \equiv f_{i+1} - f_i \qquad \textbf{(III-5)}$$

h s'appelle le pas ou l'intervalle tabulaire et $f(x_{i+1}) = f(x_{i+h})$. Je défini maintenant par récurrence les différences latérales d'ordre supérieur

$$\Delta^{p+1} f \equiv \Delta^p f(x+h) - \Delta^p f(x) \qquad p \geq 0 \qquad \textbf{(III-6)}$$

Par convention

$$\Delta^0 f(x) \equiv f(x)$$

Ainsi,

$$\Delta^2 f = f(x+2h) - 2f(x+h) + f(x) \qquad \textbf{(III-7)}$$

III.4. Principe de la méthode des éléments finis

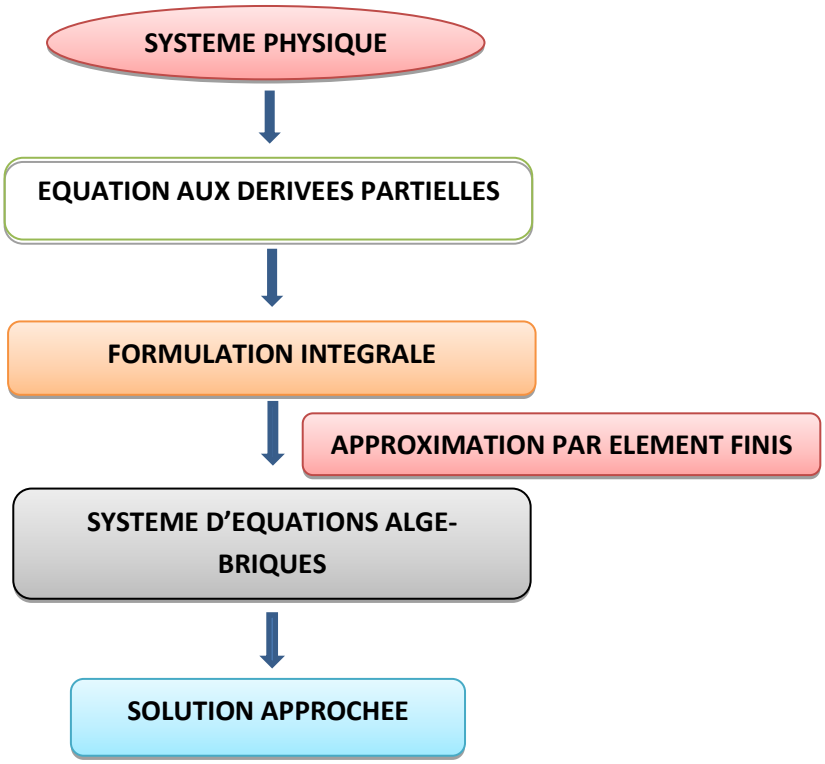


***Figure III-1** : Schéma de la méthode des éléments finis*

III.4.1. Équation aux dérivées partielles

Un certain nombre de problèmes physiques sont décrits par des équations aux dérivées partielles (ÉDP) sur un domaine spatial, un volume. Il s'agit d'une généralisation des équations différentielles aux fonctions de plusieurs variables. Par exemple, si l'on a une ∂fonction de trois variables $f(x_1, x_2, x_3)$, l'équation suivante :

$$a_1\frac{\partial f}{\partial x_1} + a_2\frac{\partial f}{\partial x_2} + a_3\frac{\partial f}{\partial x_3} + A = 0$$

Est une équation aux dérivées partielles. Cette équation est assortie de conditions aux limites : valeurs de la fonction ou de ses dérivées partielles en certains points.

Notons que

- la fonction f peut être une fonction vectorielle,

l'équation fait souvent intervenir des dérivées secondes $\partial^2 f/\partial x_i^2$ ou $\partial^2 f/\partial_{x_i x_j}$ (voire d'ordres plus élevés), et que les coefficients a_i et A ne sont pas nécessairement des constantes mais peuvent être des fonctions.

La résolution exacte, analytique, de telles équations devient vite impossible manuellement. Par contre, si l'on découpe le domaine spatial en petites cellules, appelées « éléments finis » (ÉF), on peut résoudre simplement l'ÉDP sur chaque élément

III.4.2. Formulation des éléments finis

L'équation du mouvement de la plaque en vibration libre peut être obtenue du principe de Hamilton, lequel est une généralisation de principe des déplacements dans la dynamique des corps déformables, l'équation différentielle d'équilibre du mouvement est obtenue en utilisant le principe de Hamilton comme suit :

$$\delta \int_1^2 Ldt = \int_1^2 (T - \pi p)dt = 0 \qquad \textbf{(III-2)}$$

Où :

d : l'operateur variationnel.

L : fonction de Lagrange de la plaque.

$\mathbf{t_1}$ et $\mathbf{t_2}$ sont les bornes artichautière du temps.

T : l'énergie cinétique.

ppi : l'énergie potentielle les équation de Lagrange deviennent :

$$\frac{d}{dx}\left[\frac{\partial T}{\partial\{w_i\}e}\right] - \frac{\partial T}{\partial\{w_i\}e} + \frac{\partial \pi P}{\partial\{w_i\}e} = \{0\} \qquad \textbf{(III-3)}$$

i=1,2 …..

Où : **{w_i}** et **{w_i}** sont les vecteurs de déplacement et vitesses des coordonnées généralisées pour l'analyse de la vibration libre, les équations différentielles pour une plaque isotrope s'écrit :

$$\left[[k] - w^2[M]\right]\{w\} = \{0\}$$

Où :

[k] : Matrice rigidité globale de la rigidité obtenue par assemblage les matrices élémentaires.

[M] : Matrice masse rigidité obtenue par assemblage élémentaire.

{w} : le vecteur global de déplacements.

III.4.3. Approximation par élément finis

III.4.3.a. Définition

Domaine Ω : le modèle CAO, c'est-à-dire la géométrie dans laquelle on va résoudre les équations.

Elément K_i : sous domaine appartenant à Ω.

Nœuds : points en lesquels on calcule la solution approchée.

Variables nodales : valeurs aux nœuds.

L'approximation par élément finis présente deux aspects :

- La discrétisation.
- La construction des fonctions d'interpolation qui correspondent à chaque élément.

III.4.3.b. Discrétisation des équations

La quantité de mouvement, l'énergie, et des équations de turbulence tous ont la forme D'une équation scalaire de transport. Il Ya quatre types de termes : transitoire, advection, diffusion et source. Pour les buts de d'écrire les méthodes discrétisation, laissez-nous vous référer à la variable considérée comme. La forme de l'équation scalaire de transport est : **[32]**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_{\emptyset}\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x C_{\emptyset}\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_y C_{\emptyset}\emptyset) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\emptyset}\frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_{\emptyset}\frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) + S_{\emptyset} \quad \textbf{(III-7)}$$

Où:

$\emptyset$: Variable généralisée

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

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

S : Termes source.

Le **(Tableau III-1)** regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équations du système.

Variable $Ø$	Coefficient d'advection $C_ø$	Diffusivité $\Gamma_ø$	Termes source $S_ø$
V_x	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial \mu}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial \mu}{\partial y}\right)-\sigma\nabla\left\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}\right\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}$
V_Y	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial \mu}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial \mu}{\partial y}\right)-\sigma\nabla\left\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}\right\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}$
T	1	$\frac{k}{\rho C^e}$	$\frac{\varphi}{\rho C^e}$
ρ	1	0	0

***Tableau III-1** : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.*

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.

III.4.3.c. Les fonctions d'interpolation

Les fonctions d'interpolation sont des fonctions dont une combinaison linéaire permet de construire une approximation du problème physique posé. En générale, les fonctions d'interpolation permettent d'associer aux variables nodales de la fonction, une interpolation pour tout point à l'intérieur du domaine physique dans lequel le problème est défini. Il existe une fonction d'interpolation $\mathbf{N_j}$ en chaque nœud d'un élément considéré.

La définition mathématique est :

$$N_j(x_i) = \begin{cases} 0 \text{ si } i \neq j \\ 1 \text{ si } i = j \end{cases}$$

III.5. Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

III.5.1. Choix du type de maillage

III.5.1.1. Maillage structuré (quadra/hexa)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il présente les avantages suivants :

- ✓ Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- ✓ Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage.

Ses inconvénients :

- ✓ Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe
- ✓ Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

III.5.1.2. Maillage non structuré (tri/tétra)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Ses avantages :

- ✓ Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments
- ✓ Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés

Ses inconvénients :

- ✓ Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré

Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré.

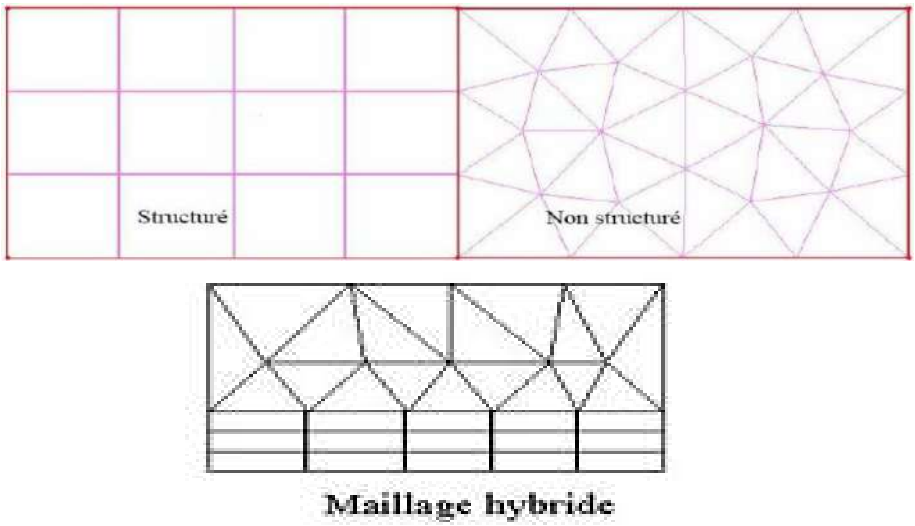


Figure III-2 : *type de maillage*

III.5.1.3. Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Ses avantages :

- ✓ Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré !

III.5.2. Techniques générales de génération du maillage

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles ainsi :

- Maintenir une bonne Qualité des éléments
- Assurer une bonne Résolution dans les régions à fort gradient
- Assurer un bon Lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable)

III.5.3. Discrétisation

Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire.

$$\left(\left[A_e^{transitoire}\right] + \left[A_e^{advection}\right] + \left[A_e^{diffusion}\right]\right)\{\emptyset_e\} = \{S_e^{\emptyset}\} \qquad \textbf{(III-8)}$$

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

III.5.4. Terme temporelle (transitoire)

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement **[32]:**

$$\left[A_e^{transitoire}\right] = \int W^e \frac{\partial(\rho C_\emptyset \emptyset)^e}{\partial t}\, d(vol) \qquad \textbf{(III-9)}$$

Avec :

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

Pour le nœud i:

$$\int W^e \frac{\partial(\rho C_\emptyset \emptyset)^e}{\partial t}\, d(vol) = \int W_i^e\, \rho C_\emptyset W_j^e d(vol) \frac{\partial \emptyset_i^e}{\partial t} + \int W_i^e \frac{\partial \rho C_\emptyset}{\partial t} W_j^e\, d(vol) \emptyset_j^e \qquad \textbf{(III-10)}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation [III.4] est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme:

$$M_{ij} = \int W_i^e\, \rho C_\emptyset W_j^e d(vol) \qquad \textbf{(III-11)}$$

Si une approximation massive localisée est utilisée

$$M_{ij} = \delta_{ij} \int W_i^e\, \rho C_\emptyset d(vol) \qquad \textbf{(III-12)}$$

Où: $\boldsymbol{\delta_{ij}}$ = delta de Kronecker (0 si i ≠ 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.

$$(\rho\emptyset)_n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \Delta t[\delta(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_n + (1-\delta)(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_{n-1}] \qquad \textbf{(III-13)}$$

Où: **δ** coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmark

L'équation (III-14) peut être écrite comme :

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

III.5.5. Terme d'advection

Il Ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite ligne de courant monotone Upwind (MSU), La ligne profilée Upwind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).des approches est le 2eme ordre précis et a tendance à produire des solutions oscillantes. **[32]**

a. Monotone Stream line Upwind Approach (MSU)

Le terme d'advection est traité par une approche de ligne de courant monotone rationalisent l'approche 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 champ connu de vitesse.

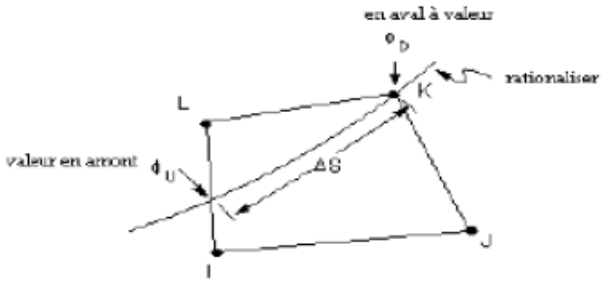


***Figure III-3**: streamline Upwind Approach.*

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 **[32]:**

$$\frac{\partial(\rho C\emptyset V_x\emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C\emptyset V_\gamma\emptyset)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho C\emptyset Vs\emptyset)}{\partial s} \qquad \textbf{(III-15)}$$

Quand exprimé le long un rationalisant, est constant partout dans un élément :

$$[A_e^{advection}] = \frac{d\rho C_\emptyset V_s \emptyset)}{ds} \int W^e \, d(vol) \qquad \textbf{(III-16)}$$

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:

$$\frac{d(\rho C_\emptyset V_s)}{dx} = \frac{(\rho C_\emptyset V_s \emptyset)_U - (\rho C_\emptyset V_s \emptyset)_D}{D_s} \qquad \textbf{(III-17)}$$

Où :

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.

Δs = 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'Uwins aux Nœuds voisins.

b. La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin)

L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection **[32]**

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int W^e \left\{\frac{\partial(\rho C_\emptyset V_x \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_\emptyset V_y \emptyset)}{\partial y}\right\} d(vol) + C_{2\tau}\frac{zh}{2U}\left\{\frac{V_x \partial W^e}{\partial x} + \frac{V_y \partial W^e}{\partial y}\right\}\left\{\frac{V_x \partial(\rho C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{V_y \partial(\rho C_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right\} d(vol) \qquad \textbf{(III-18)}$$

Où :

$C_{2\tau}$ = coefficient global réglé à 1,0.

h = longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$U_{mag} = \sqrt{V_x^2 + V_y^2}$$

$$\mathbf{Z} = \begin{cases} 1 & \text{si } 0 < Pe < 3 \\ Pe/3 & \text{si } Pe > 3 \end{cases}$$

$$Pe = \frac{\rho C \emptyset U_{mag}^{h}}{2\Gamma\emptyset} = \text{nombre de Péclet}$$

Le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui manque dans la discrétisation pure.

c. Approche Colloquée De Galerkin (COLG)

L'approche de COLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué. Dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesses, (les vitesses nodales élément-élément-based) qui sont faites pour satisfaire l'équation de continuité, tandis que les vitesses traditionnelles sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement **[32].**

$$[A_e^{advection} = \int \left\{\frac{\partial(\rho V_x^e C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y^e C_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right\} d(vol) + 2C_{2\tau} \int \frac{zh}{2U_{mag}^e} \left\{\frac{V_x^e \partial W^e}{\partial x} + \frac{V_x^e \partial W^e}{\partial y}\right\} \left\{\frac{V_x^e \partial(\rho C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{V_x^e \partial(\rho C_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right\} d(vol) \quad \textbf{(III-19)}$$

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément-élément-basé), et elle est généralement asymétrique. La conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

III.5.6. 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 **[32].**

$$\text{Diffusion contribution} = \int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) d(vol) + \int W^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) d(vol) \quad \textbf{(III-20)}$$

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

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

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

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme:

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int W_x^e \, \Gamma_\emptyset W_x^e + W_y^e \, \Gamma_\emptyset W_y^e \, d(vol) \qquad \textbf{(III-23)}$$

III.5.7. Termes source

L'évaluation des termes de source se fait comme suite **[32]:**

$$S_\emptyset^e = \int W^e S_\emptyset \, d(vol) \qquad \textbf{(III-24)}$$

III.6. Conclusion :

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement la méthode des éléments finis, les étapes de discrétisation du modèle mathématique, ainsi que la résolution des équations algébriques.

Une résolution numérique bidimensionnelle des équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie a été mise en œuvre pour simuler la circulation de l'air et le champ de température dans l'enceinte. La résolution est effectuée par le code CFD « ANSYS », basé sur la méthode des éléments finis. Les résultats obtenus par ce code sont présentés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE IV :

RÉSULTATS ET DISCUSSION

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre les résultats obtenus par le calcul numérique sont discutés et interprétés.

Pour résoudre des problèmes d'écoulement, transfert de chaleur, et variation de pression ou bien les pertes de charge ; on a utilisé un logiciel de calcul qui traite ces paramètres des fluides incompressibles en régime permanente.

Le principe de cette étape repose sur l'étude de l'influence de la géométrie sur les paramètres liés à la sortie de l'éjecteur.

Nous avons donc essayé d'appliquer les modèles mathématiques et physiques par l'application du modèle k-ε en suit comparer les résultats pour les différentes cas des géométries.

Les résultats obtenus sur les profile de vitesse, champ de température ainsi que le champ de pression ont été réalisés à l'aide du logiciel « ANSYS » on 2D ; on a utilisé ce logiciel de simulation « ANSYS », qui est l'un des codes de calcul, basé sur la méthode des éléments finis.

IV.2. Introduction sur l'ANSYS

ANSYS est un code éléments finis d'usage général dédié à la résolution numérique d'une Large variété de problèmes physique en général et de mécanique en particulier. Ces problèmes portent notamment : analyse structurale en statique et en dynamique (linéaire et non linéaire), transfert de chaleur, dynamique des fluides, acoustique, électromagnétique.

IV.2.1. Préparation des données

- Définir le problème; les étapes majeurs sont données ci-dessous:
- Définition des points clés /lignes/surfaces/volumes ;
- Définir le type d'élément fini, ses propriétés géométriques et les propriétés physiques des matériaux ;
- Maillage des lignes /surfaces/volume.

IV.2.2. Traitement

Assigner les charges, contraintes (conditions aux limites) et résolution; on spécifie notamment la nature des grandeurs physiques (température, pression, vitesse …), contraintes ou conditions aux limites et, finalement, on résout le système d'équations.

IV.3. Identification

Dans cette étape on va comparer les résultats obtenus de la vitesse avec ceci de ***Mr. Mohamed Ouezzane.***

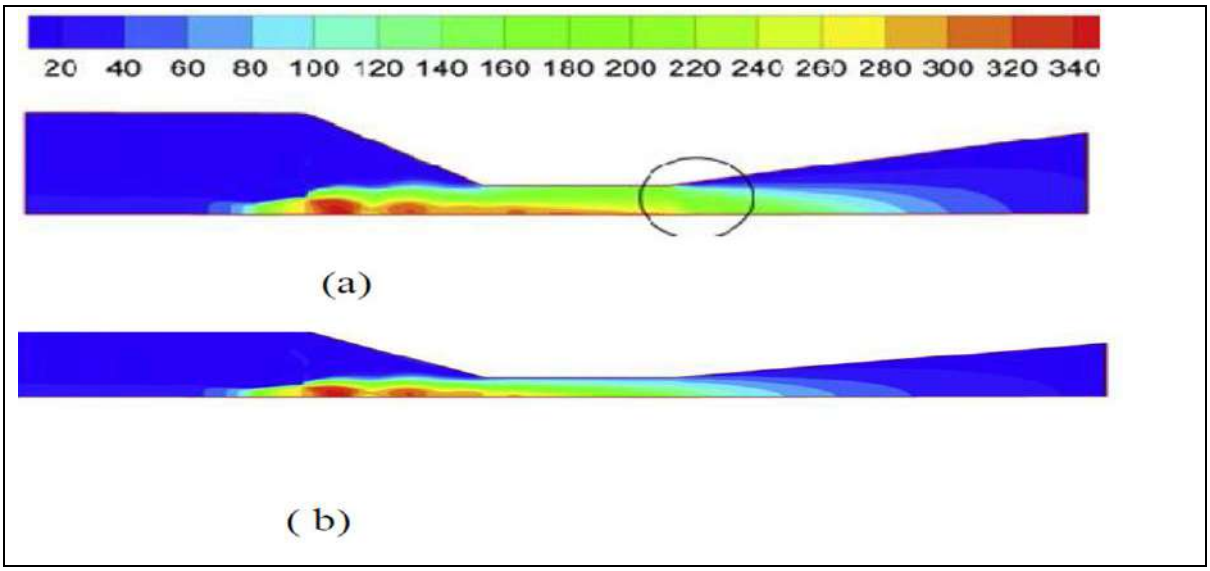


Figure IV-1 : *représentation de la comparaison*

(a) : résultats numérique de Mr. Mohamed Ouezzane.

(b) : notre étude.

La **Figure IV-1** qui représente spatialement les champs de vitesse dans la zone de fusion de l'éjecteur d'après constations on peut dire que le résultat obtenues sont presque identiques.

IV.4. Description du domaine d'application

L'étude porte sur l'analyse du comportement de l'écoulement par simulation numérique ; du fluide **(R134a)** qui s'écoule dans un éjecteur en acier. Les champs des températures, vitesse, pression sont évalué par un modèle CFD (Computational Fluid

Dynamics) appliqué sur ANSYS, il s'agit ici de réaliser un modèle 2D d'un écoulement permanent de fluide incompressible conjugué à l'éjecteur ; traiter par éléments finis.

Ce travail a été devise par deux cas :

- Le première cas : est effectué sous trois géométrie différentes, La première géométrie d'après l'article et la deuxième et la troisième géométrie prend les mêmes dimensions avec variation de la longueur de la chambre de mélange.
- Le deuxième cas : nous avons varié la pression (prend plusieurs valeurs) dans la sortie de la géométrie I.

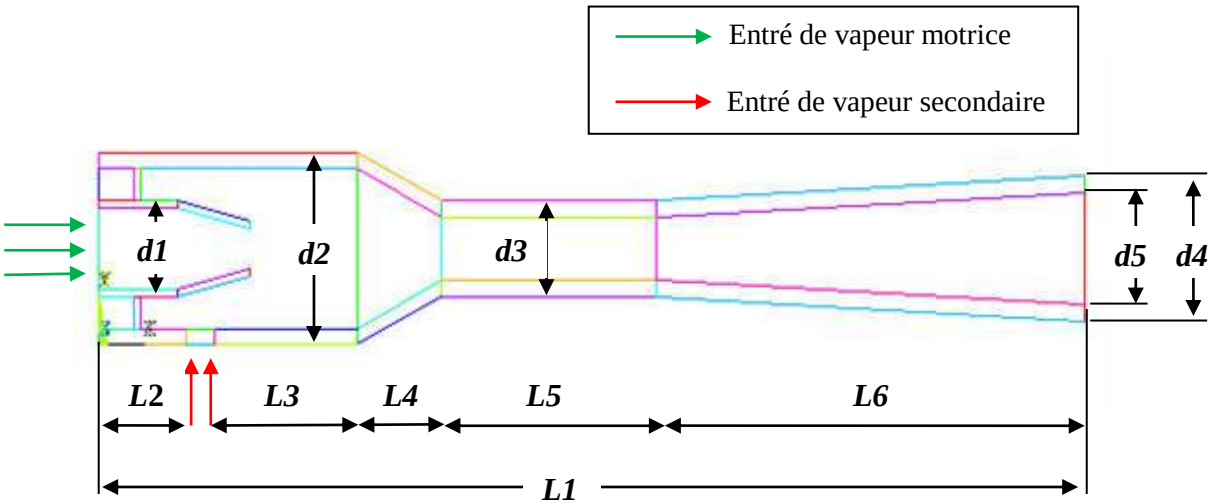


Figure IV-2 : *géométrie de l'éjecteur*

Les caractéristiques géométriques de éjecteur sont données par :

Longueur (mm)	L1	L2	L3	L4	L5	L6	d1	d2	d3	d4	d5
Ejecteur 01	**138.2**	**12.2**	**20**	**12**	**30**	**60**	**10**	**24**	**12**	**18**	**14**
Ejecteur 02	**138.2**	**12.2**	**20**	**12**	**20**	**70**	**10**	**24**	**12**	**18**	**14**
Ejecteur 03	**138.2**	**12.2**	**20**	**12**	**45**	**45**	**10**	**24**	**12**	**18**	**14**

Tableau IV-1 : *Dimensionnement des éjecteurs à étudier*

Le fluide frigorigène qui circule dans l'éjecteur est **TETRAFLUOROETHANE (R134a)**.

IV.5. Les propriétés des matériaux

Il Ya deux type de matériaux :

Matériaux 1 : R134a représente le fluide injecté dans l'éjecteur.

Matériaux 2 : acier constitue l'éjecteur.

Les propriétés des deux matériaux utilisés dans le calcul sont définies dans les tableaux ci-dessous :

Matériaux 1 R134a

ρ (Kg/m^3)	μ (Pa.s)	Cp (J/Kg.K)	λ (W/m.K)
5.29	**0.0000124**	**874**	**0.0148**

***Tableau IV-2** : les propriétés thermodynamique du* **R134a**

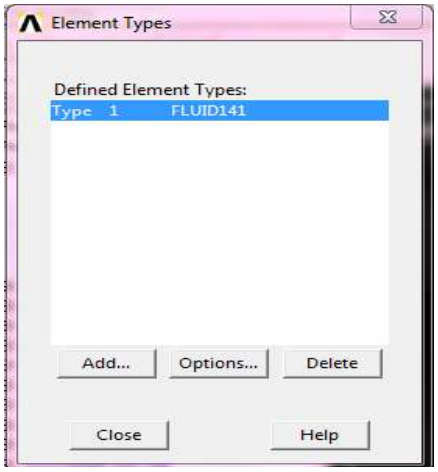
Matériaux 2 Acier

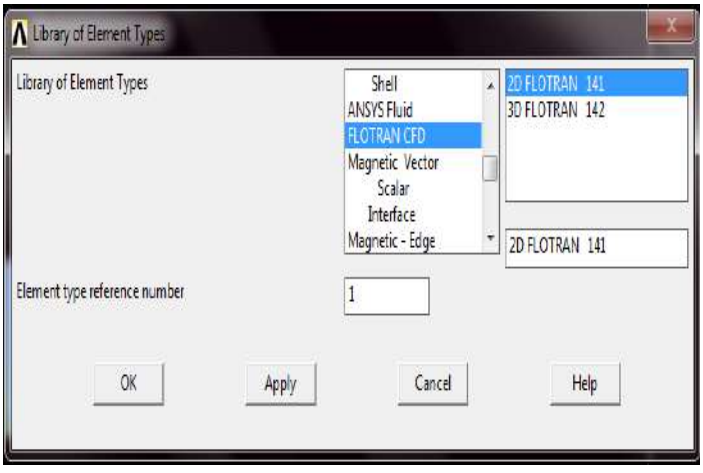
ρ (Kg/m^3)	μ (Pa.s)	Cp(J/Kg.K)	λ (W/m.K)
7800	**-**	**447**	**14.92**

***Tableau IV-3** : les propriétés thermique de l'Acier*

Preprocessor ⟶ Element type ⟶ Add/Edit/Delete ⟶ Add ⟶ FLOTRAN CFD ⟶

2 FLOTRAN 141 ⟶ ok.





Preprocessor → material props → material models → CFD → (conductivity /specific heat/ density/viscosity)



IV.6. Maillage de système

On utilise le même maillage pour les différentes géométries d'éjecteur (**01,02,03**) et ses présentations des nœuds.

Preprocessor → Meching → Mech tool → Areas → ok.

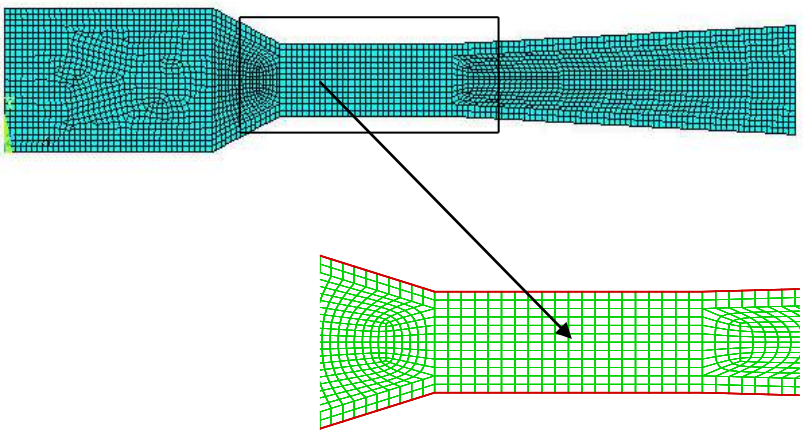


***Figure IV-3**: Maillage de systèmes.*

IV.7. Conditions aux limites

Les conditions limites sont nécessaires au début ou bien démarrage de calcul ; le modèle mathématique utilisé est de type hyléptique, qui exige d'impose des conditions limites aux bornes de l'environnement de calcule, recapture le **Tableau IV-4**, récapitule les conditions limites pour les cas études.

Entre de fluide primaire		**Entre de fluide secondaire**		**Pression de sortie [bar]**
vitesse [m/s]	**Température [°C]**	**Vitesse [m/s]**	**température [°C]**	**P_{atm}**
27.31	**28.5**	**8.49**	**10**	

Tableau IV-4 : *Les conditions limites de fluide dans les différentes géométries.*

Preprocessor ⟶ Loeads ⟶ Define loeads ⟶ Apply ⟶ fluide CFD ⟶ (velocity/pression) ⟶ On lines ⟶ ok.

Pour la temperature:

Preprocessor ⟶ Loeads ⟶ Define loeads ⟶ Apply ⟶ Thermal ⟶ Temperature ⟶ On lines ⟶ ok.

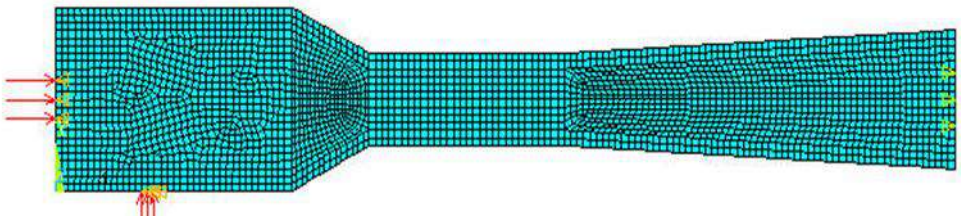


Figure IV -4*: représente les conditions limites de fluide dans les différentes géométries*

IV.8. Interprétation des résultats

Pour mieux connue que ce passe dans l'éjecteur ; on a choisir des différents sections dans le système (la figure IV-5) et tracer la variation en déférents variables suivant la direction transversal.

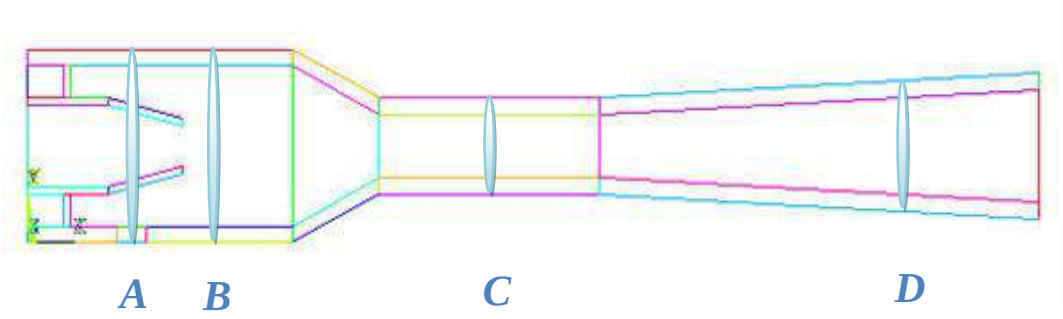


Figure IV-5 *: Présentation schématique des différentes sections pour Présenter Les résultats.*

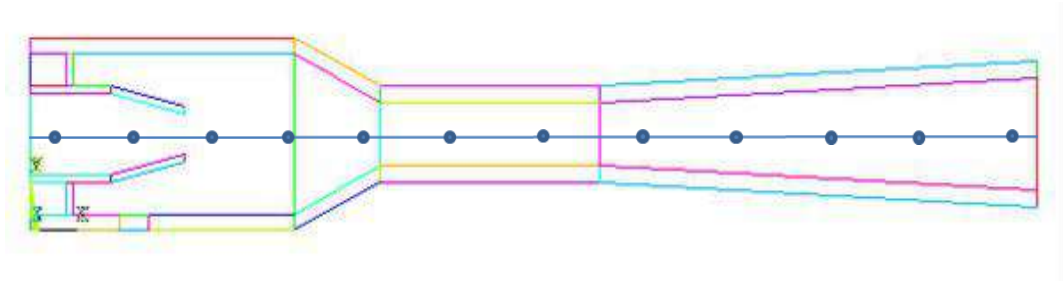


Figure IV-6 *: Présentation schématique de section axiale pour Présenter Les résultats.*

IV.8.1.premiere cas

IV.8.1.1. Champ de vitesse

Les figures suivantes représentent la variation de la vitesse dans les différents éjecteurs **(01,02,03).**

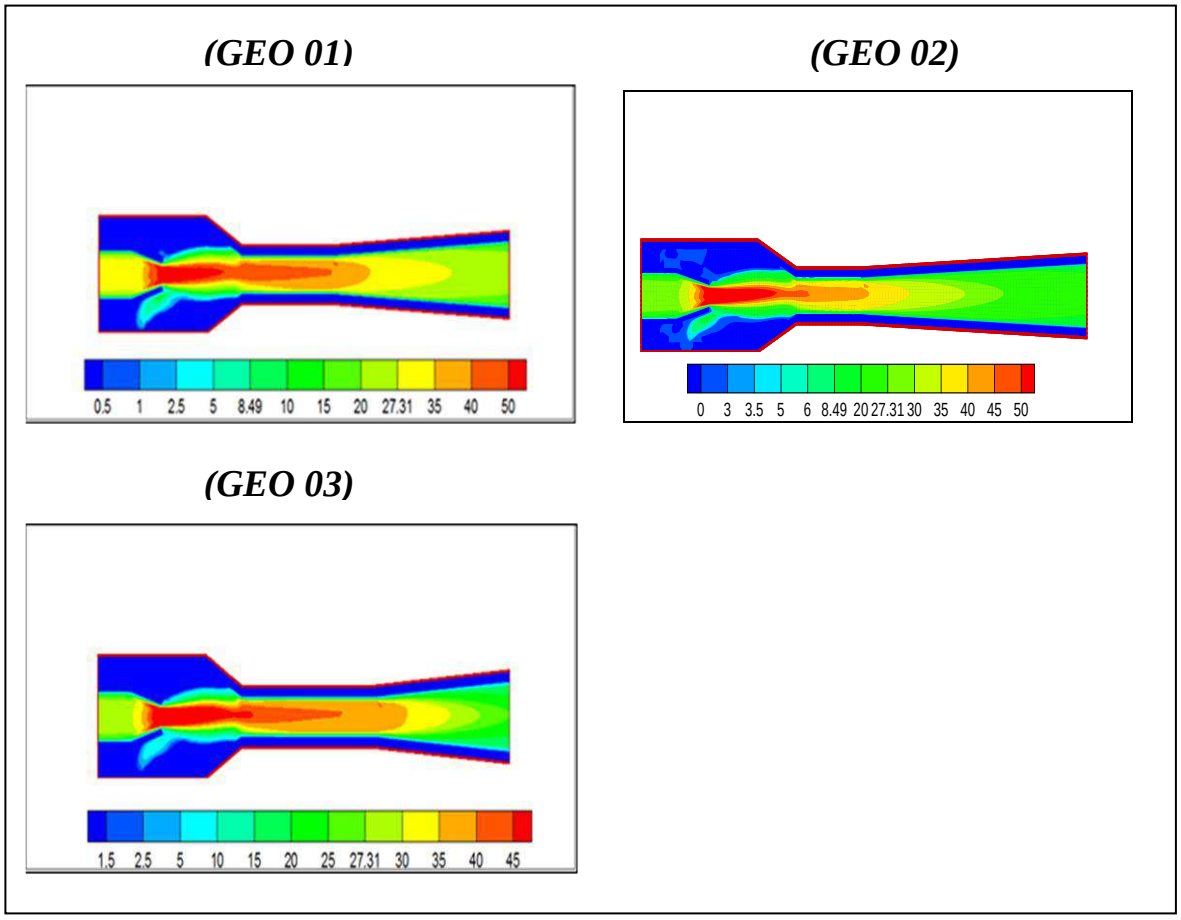


Figure IV-6 *: Représentation spatiale de la vitesse pour les éjecteurs* ***(01,02,03).***

On constat que la vitesse de fluide (R134a) est très élevé au niveau de col de tuyau primaire et diminue à chambre de mélange (mélangeur) car le choc avec les parois convergence des conduits (tuyau d'aspiration et tuyau primaire) ; puis il prend une valeur minimale à la sortie du mélangeur; alors il se dégrade jusqu'à la sortie de l'éjecteur comme il est clairement illustré par les échelles du couleur.

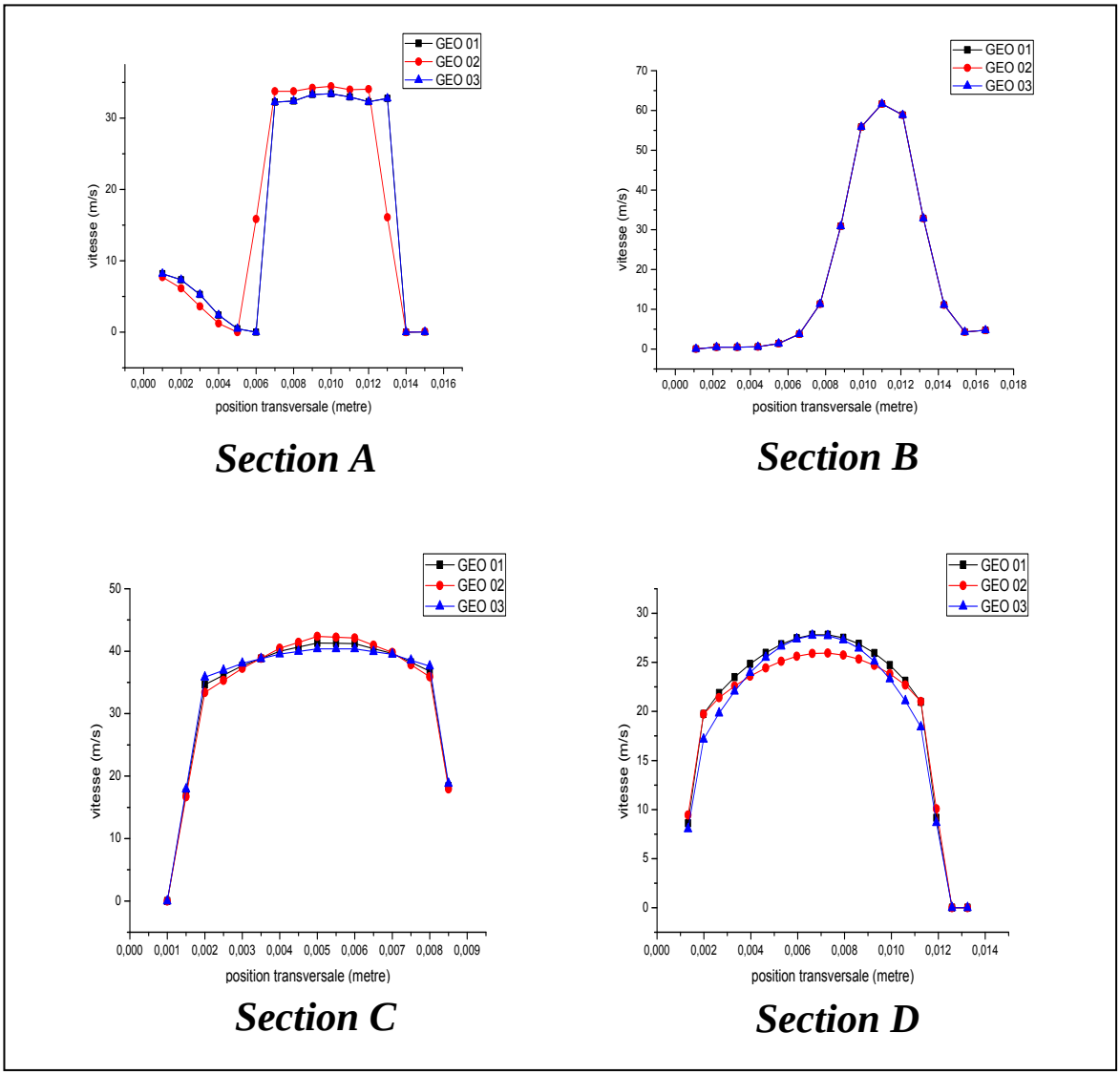


Figure IV-7 : *Profils des vitesses des différentes sections des éjecteurs dans les positions transversales.*

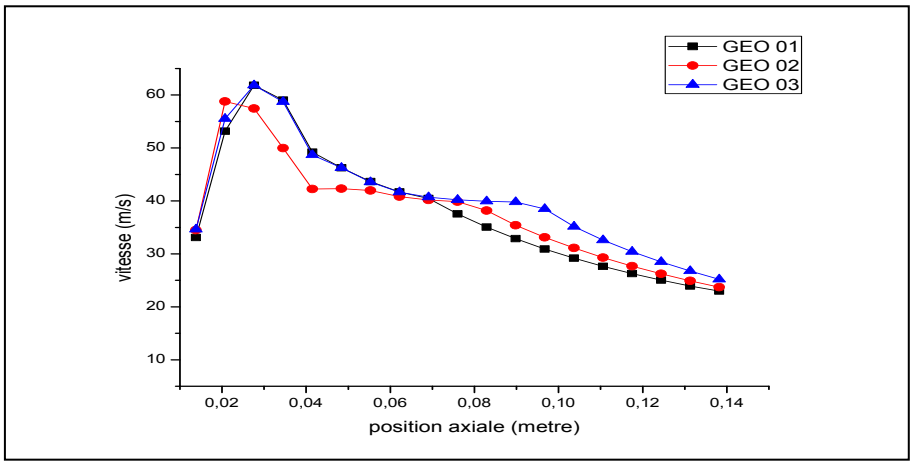


Figure IV-8 : *Profils des vitesses des différentes géométries d'éjecteur dans la position axiale.*

La figure IV-7 : représente les profils des vitesses des différentes sections d'éjecteur dans les positions transversales :

Pour la section A : on remarque qu'il n'y a pas de grande différence entre les trois graphes, puisque les profils sont très rapprochés, à note que la vitesse de la géométrie (02) atteint une grand maximal supérieur par rapport aux autres géométries.

Pour la section B : On constats que les profils des vitesses dans les trois géométries sont complètement identiques et on remarque aussi que la vitesse (les 3 géo) augmente à une très grande valeur (60 m/s) par rapport à la section A (30 m/s).

Pour la section C : on constat que la vitesse dans tous les géométries prend la forme parabolique et presque identique. À noter aussi que la couche limite dynamique est de même.

Pour la section D : on remarque dans cette section une petite différence entre les trois profils. Puisque ils sont très rapprochés. La vitesse augment jusqu'à une valeur maximal (27.5m/s) pour les géométries 01 et 03 et elle est plus faible pour la géométrie 02.

Pour donner plus de consistance à l'analyse nous présentant sur La **figure IV-8** : les profils des vitesses axiales des différentes géométries d'éjecteur.

On observe que les profils de vitesse augmentent rapidement à l'entrée de l'éjecteur jusqu'à la valeur (v = 63m/s ; x = 0.03m) pour les géométries 01,03 et (v = 60m/s ;

x=0.02m) pour la géométrie 02 (intermédiaire). Après cette augmentation nous remarquons que les profils de vitesse des trois géométries convergent vers presque la même valeur après un palier casé constant.

L'allure de La vitesse de la géométrie 03 est la plus élevé par rapport aux autres géométries.

IV.8.1.2. Champ de pression

Les figures suivantes représentent la variation de la pression dans les différents éjecteurs :

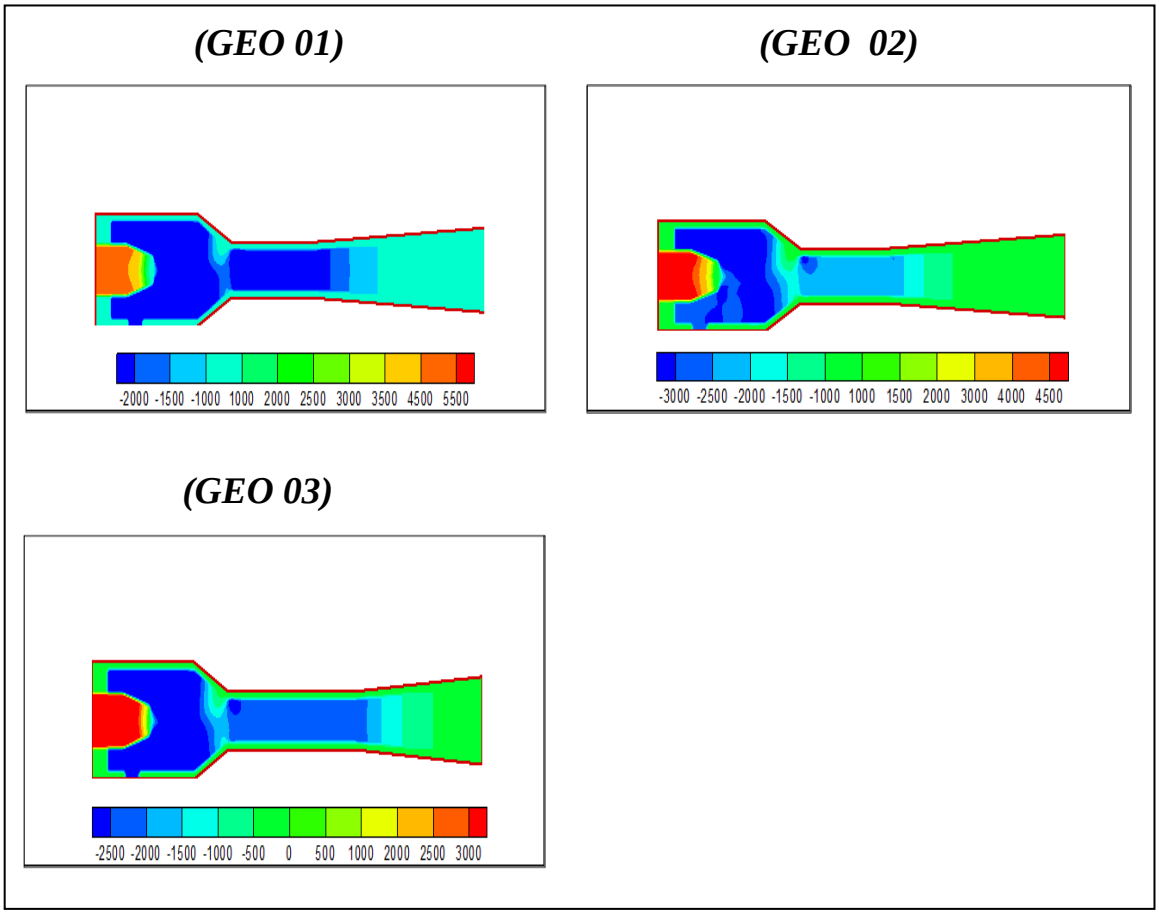


Figure IV-9 : *Représentation spatiale de la pression pour les éjecteurs (**01,02,03**).*

On constate que dans la chambre d'aspiration, la pression se dégrade brusquement du fait du choc avec les parois convergente des conduite jusqu'à l'entrée du mélangeur après et dans le mélangeur, il prend sa valeur minimale et constante ; puis il augmente graduellement jusqu'à la sortie du thermocompresseur comme il est clairement illustré par les échelles du couleur.

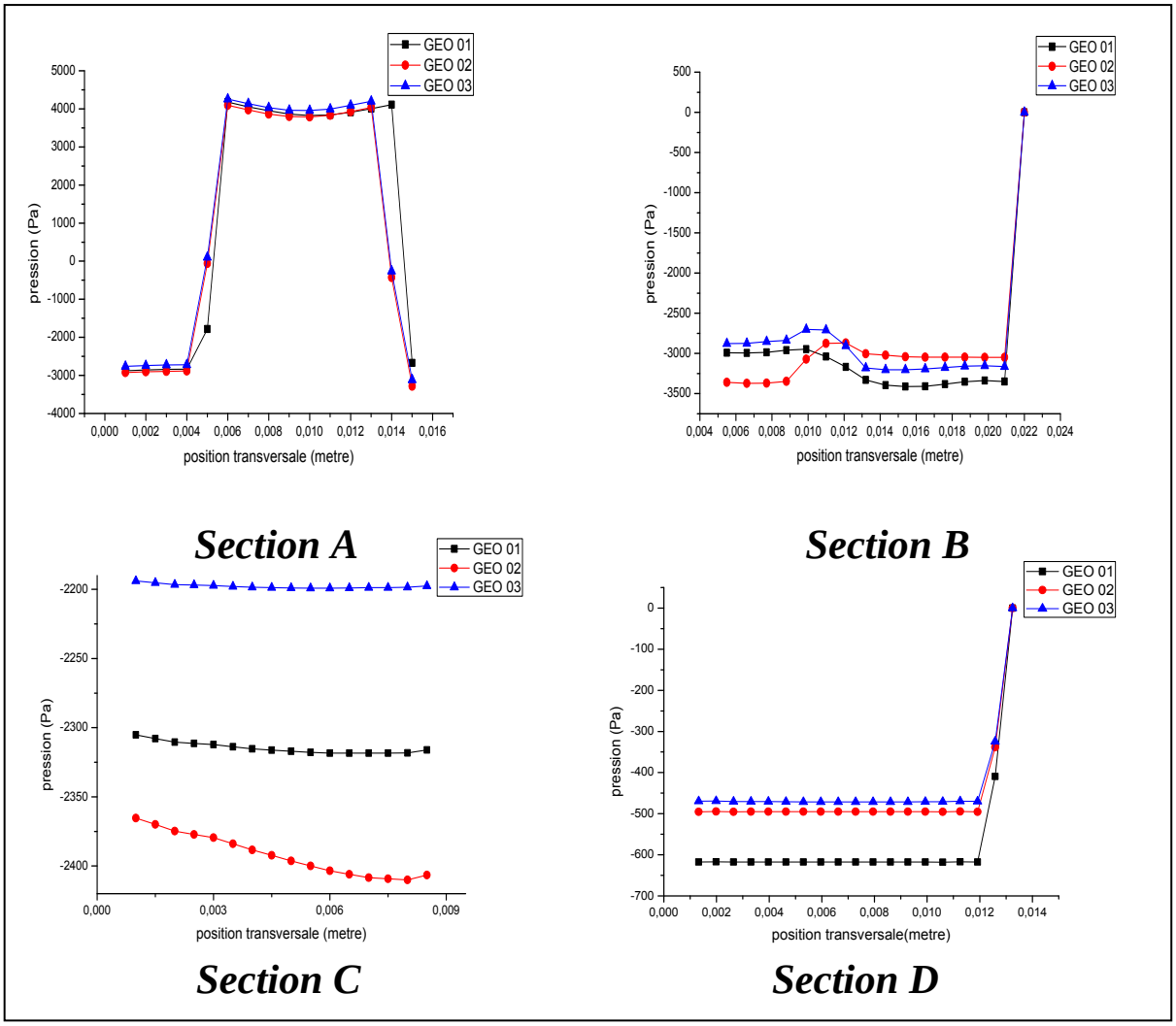


Figure IV-10: *Profils des pressions des différentes sections des éjecteurs dans les positions transversales.*

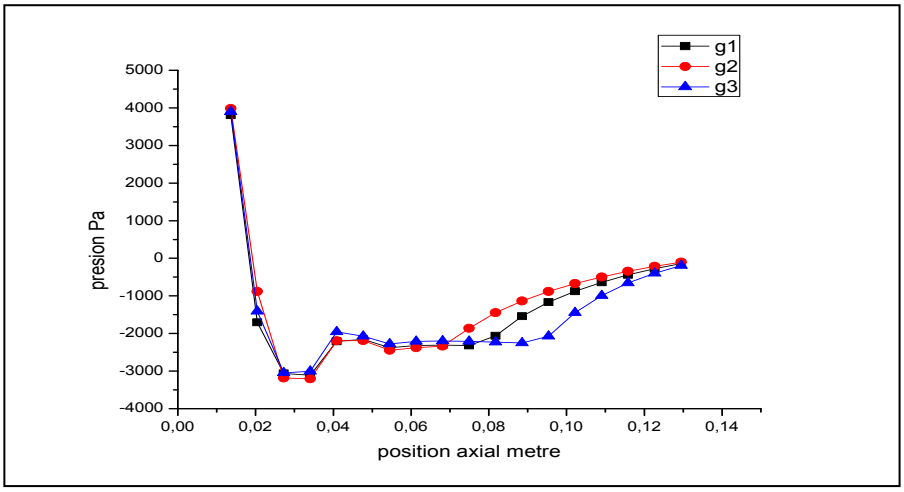


Figure IV-11 : *Profils des pressions des différentes sections géométries dans la position axiale.*

La figure IV-10 représente les profils des pressions des différentes sections d'éjecteur dans les positions transversales :

Pour la section A : d'après le diagramme on peut dire que les profils des pressions de toutes les géométries sont très rapprochés. Et la pression de (géométrie 03) est grande par apport aux autres géométries.

Pour la section B : on remarque que le graphe de la géométrie (03) prend la grande valeur de pression. A partir de la valeur de la position transversale x=0.021m les trois graphes des pressions augmentes au long de l'axe.

Pour la section C : On observe que les trois profils de pression reste constante le long de l'axe des y, avec une grand différente entre elles puisque les pertes de charge dans le mélangeur est grand. On déduire que les pertes de charges dépendent à longueur de chambre de mélange.

Pour la section D : on observe que Dans les (géométries 02, 03) la pression reste presque constant mais dans (géométrie 01) la pression plus faible par apport les autres. Mais x=0.012m les trois profils de pressions augments rapidement vers P =0 Pa.

La figure IV -11 *:* représente les Profils de pression des différentes géométries d'éjecteur dans la position axiale :

On observe une chute de pression des trois géométries à l'entrée du fluide primaire. Après le mélange des fluides primaire et secondaire, on remarque que la pression reste constante mais après certain point dans la sortie de chambre de mélange de chaque géométrie la pression est subit augmentation à cause de l'onde de choc.

L'augmentation de pression dans (géo 01) par rapport les autres géométries montre que L'influence de l'onde de choc dépendant aux géométries.

IV.8.1.3. Champ de température :

Les figures suivantes représentent la variation de la température dans les différents éjecteurs :

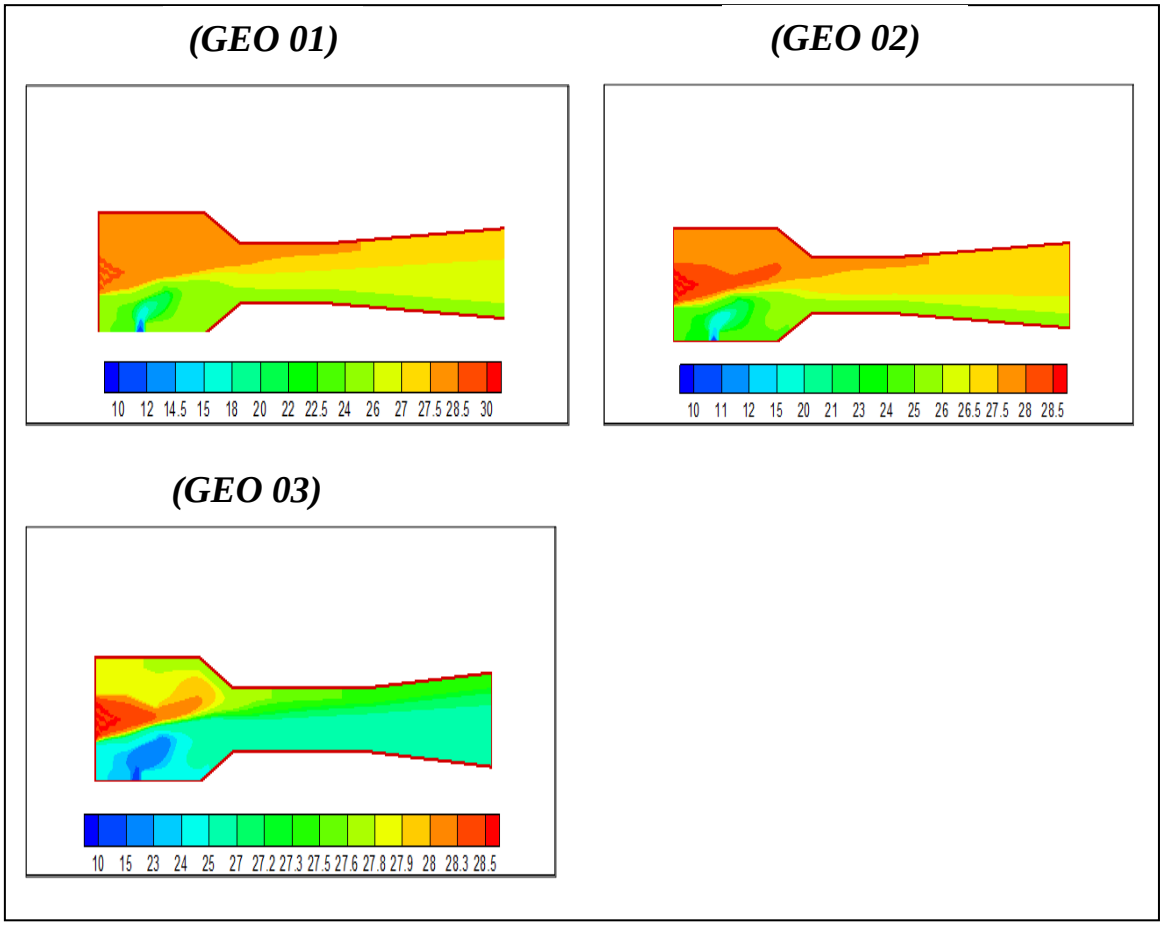


Figure IV-12 : *Représentation spatiale de la température pour l'éjecteur* ***(01,02,03)****.*

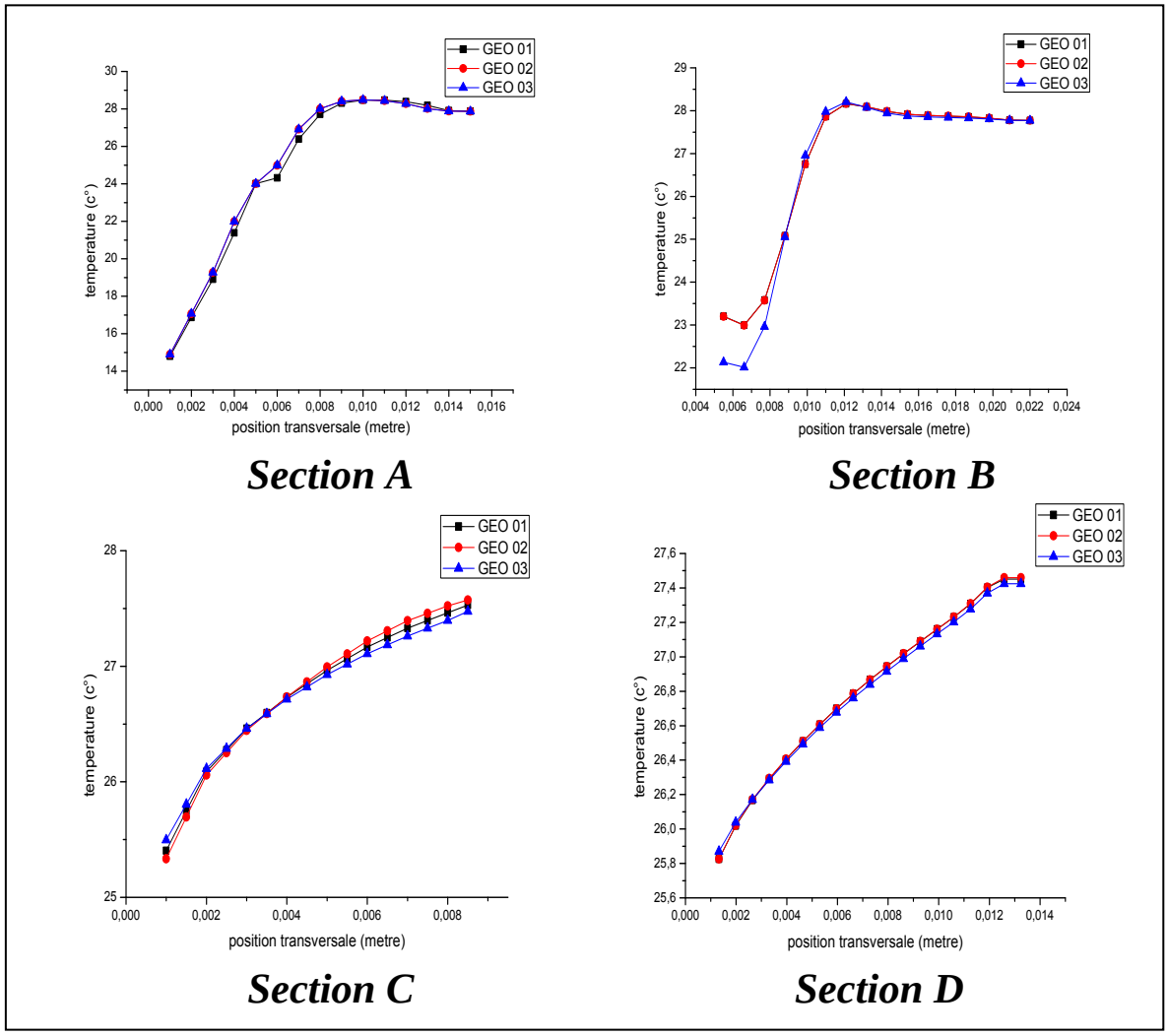


***Figure IV-13**: profils des températures dans les différentes sections des éjecteurs Dans Les positions transversales.*

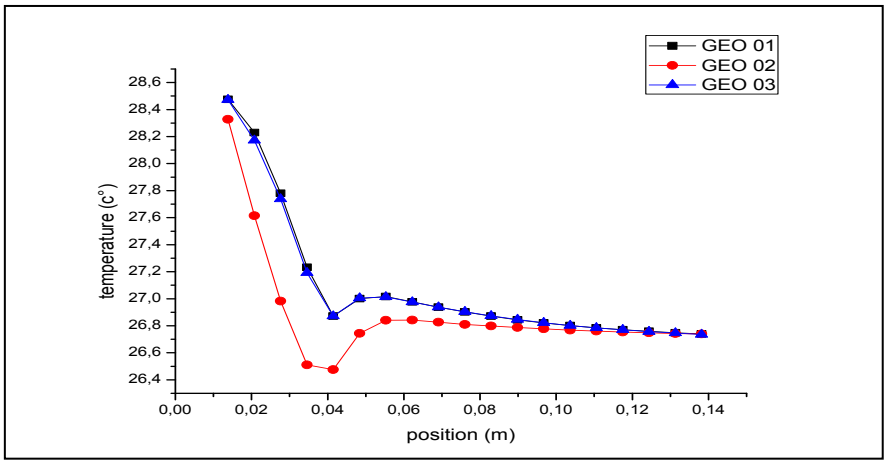


***Figure IV-14 :** Profils des températures des différentes sections géométries dans La position axiale.*

La **figure (IV-13)**, représente la variation de la température en fonction des coordonnées spatiale (y) pour les 4 sections transversales des différentes géométries (01,02 et 03) d'éjecteur.

A partir de ces résultats, on peut dire que la température augmente dans tous les sections. Les graphes des trois géométries sont presque identiques avec une petite différence dans la géométrie 03 puisque sa température est supérieur par rapport les autres géométries.

La **figure (IV-14)**, représente la variation de la température en fonction des x pour la position axiale des différentes géométries d'éjecteur.

On ne constate que la température des trois géométries diminue, puis on remarque au même point x = 0.04m, la température des (géo 01 et 03) T = 26.9 c° mais dans la (géo 02) T =26.5c°, ce différence montre que la température du (géo 01) faible au long d'éjecteur.

IV.8.2. Deuxième cas :

Dans cette partie, on varie la pression (plusieurs valeurs) à la sortie de la géométrie 01 de l'éjecteur et nous étudions l'influence de cette variation.

IV.8.2.1. Pour P = 100Pa :

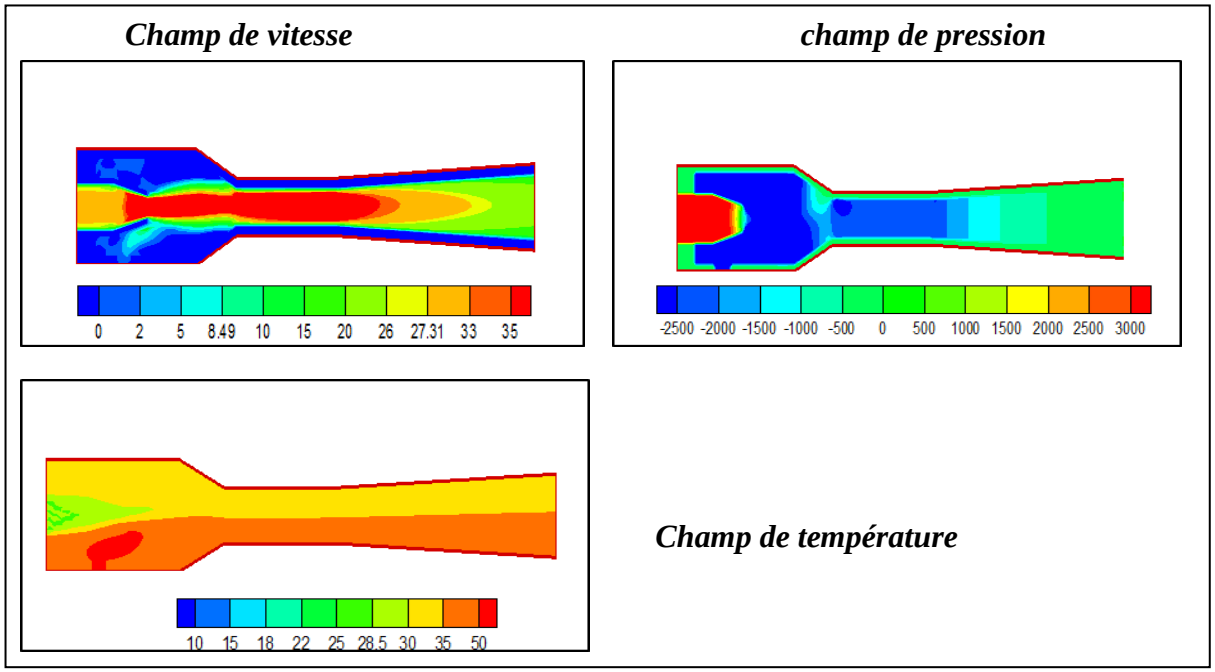


Figure IV-15 : *variation de la (vitesse,pression,temperature) pour* ***100 Pa*** *à la* ***Géométrie 01***

IV.8.2.2.Pour P = 120Pa :

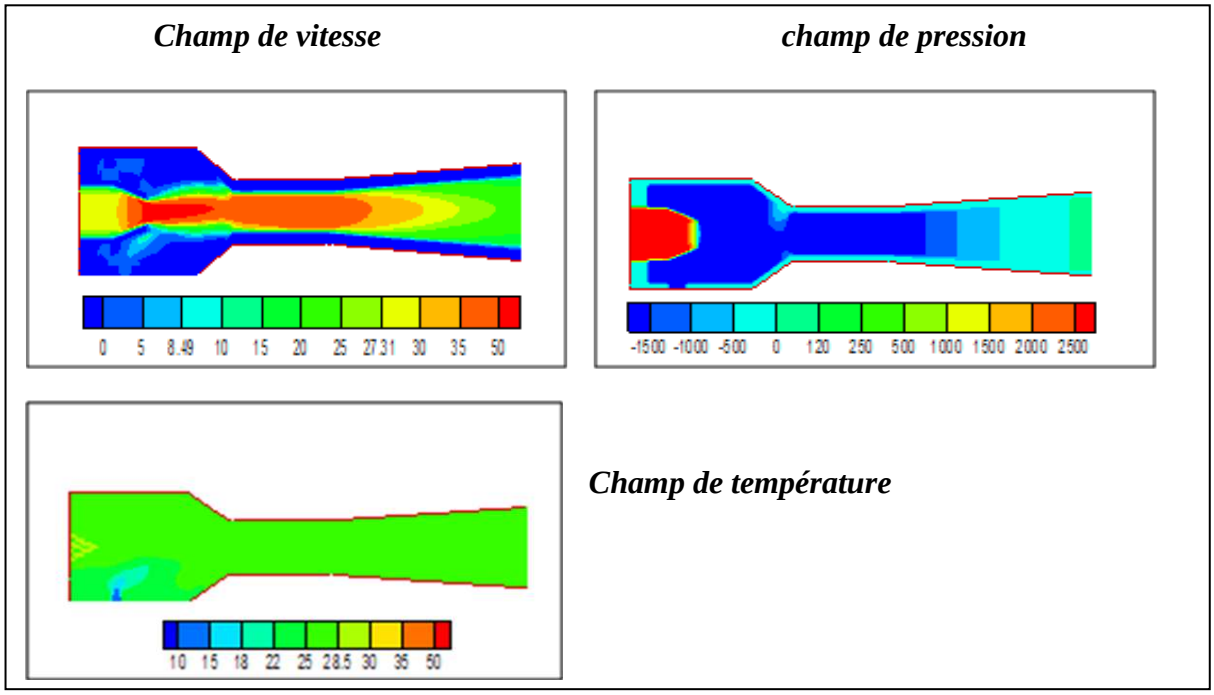


Figure IV- 16 : *variation de la (vitesse,pression,temperature) pour* ***120 Pa*** *à la* ***Géométrie 01***

IV.8.2.3. Pour P = 100 K Pa :

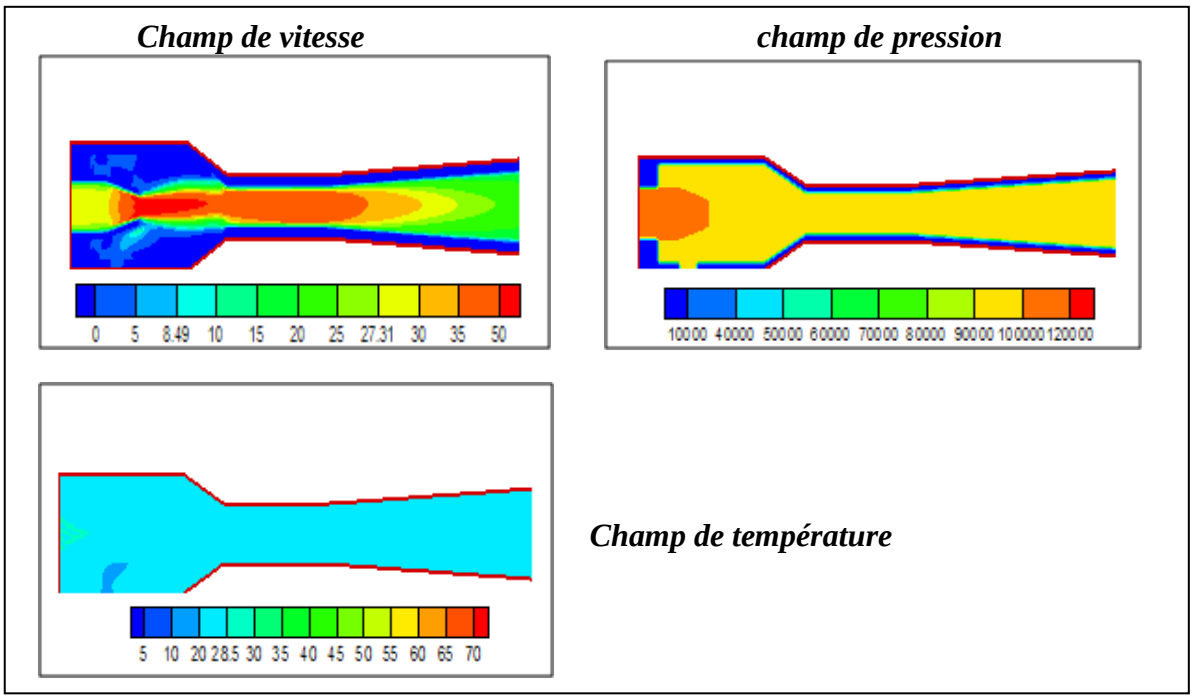


Figure IV- 17 : *variation de la (vitesse,pression,temperature) pour* ***100 KPa*** *à la* ***Géométrie 01***

IV.8.2.4. pour P = 50 bar :

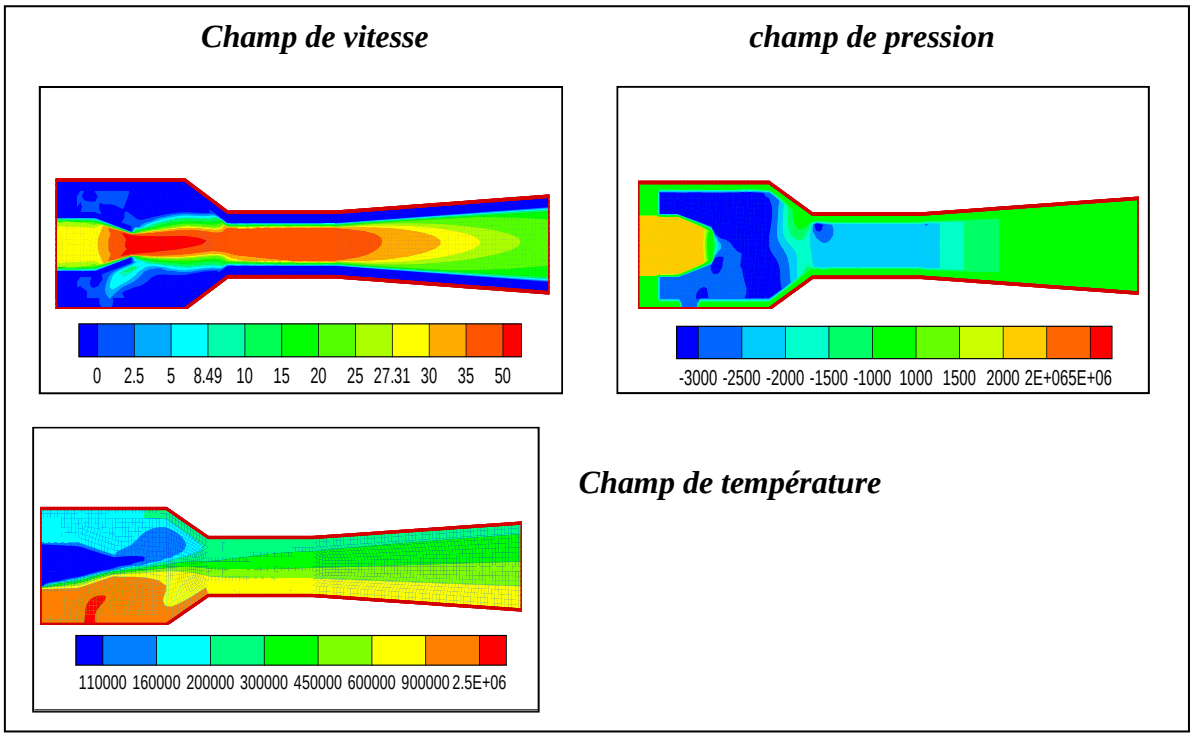


Figure IV-18 : *variation de la (vitesse,pression,temperature) pour* ***50 bar*** *à la* ***Géométrie 01***

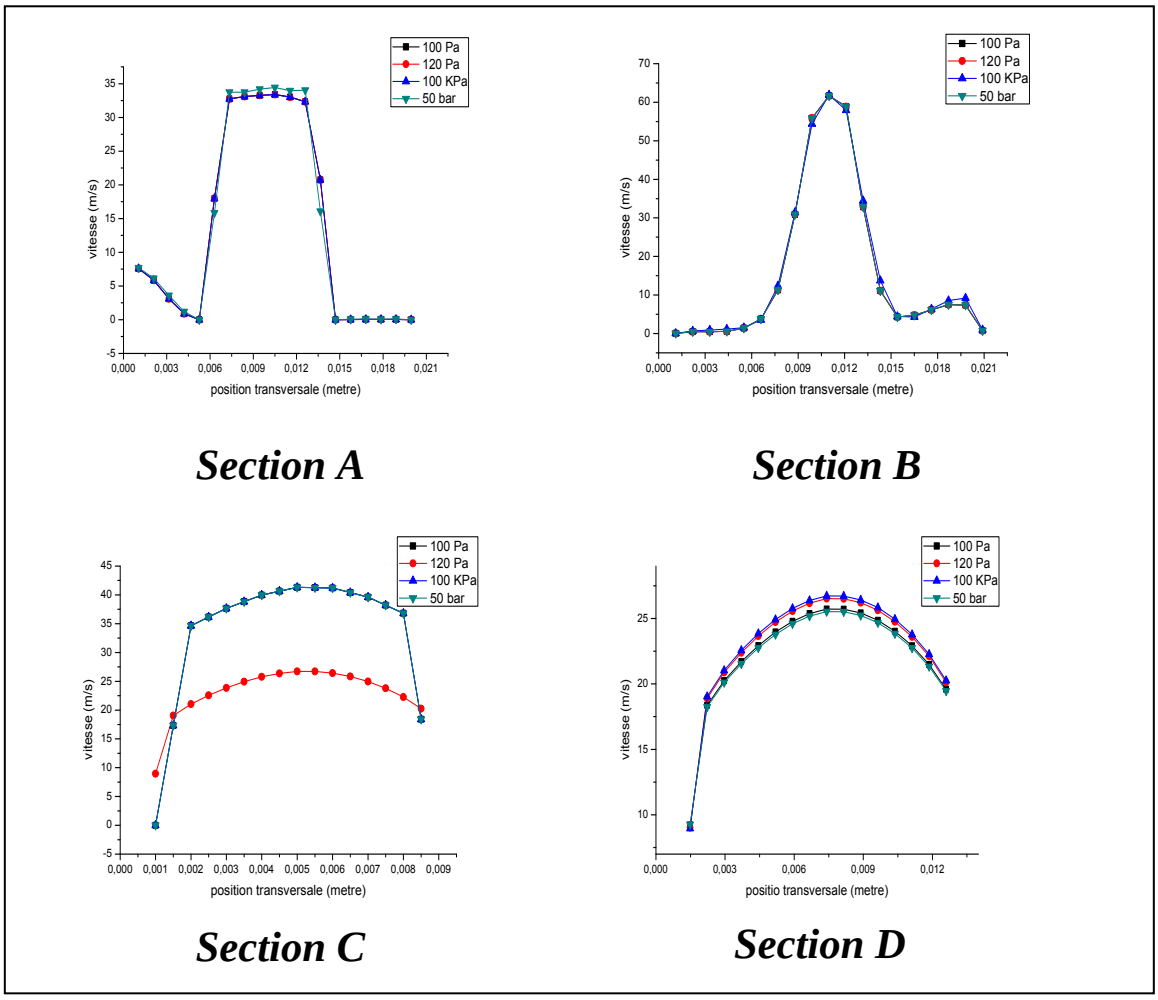


Figure IV-19 : *Profils des vitesses des différentes sections d'éjecteur* ***(Géo 01)*** *Pour différente valeur de pression dans Les positions transversales.*

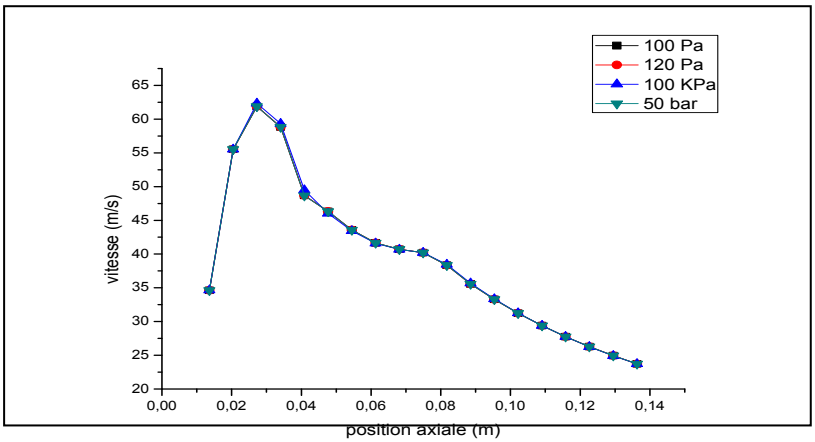


Figure IV- 20 : *Profils des vitesses des différentes sections d'éjecteur* ***(Géo 01)*** *Pour différente valeur de pression à la position axiale.*

Les figures IV-19 et **IV- 20** représentent les Profils des vitesses de la (*géo 01*) Pour différentes valeurs de pression.

Après nous avant changé la pression à la sortie de l'éjecteur (*géo 01*), on constate que la vitesse n'influence pas pour ce changement.

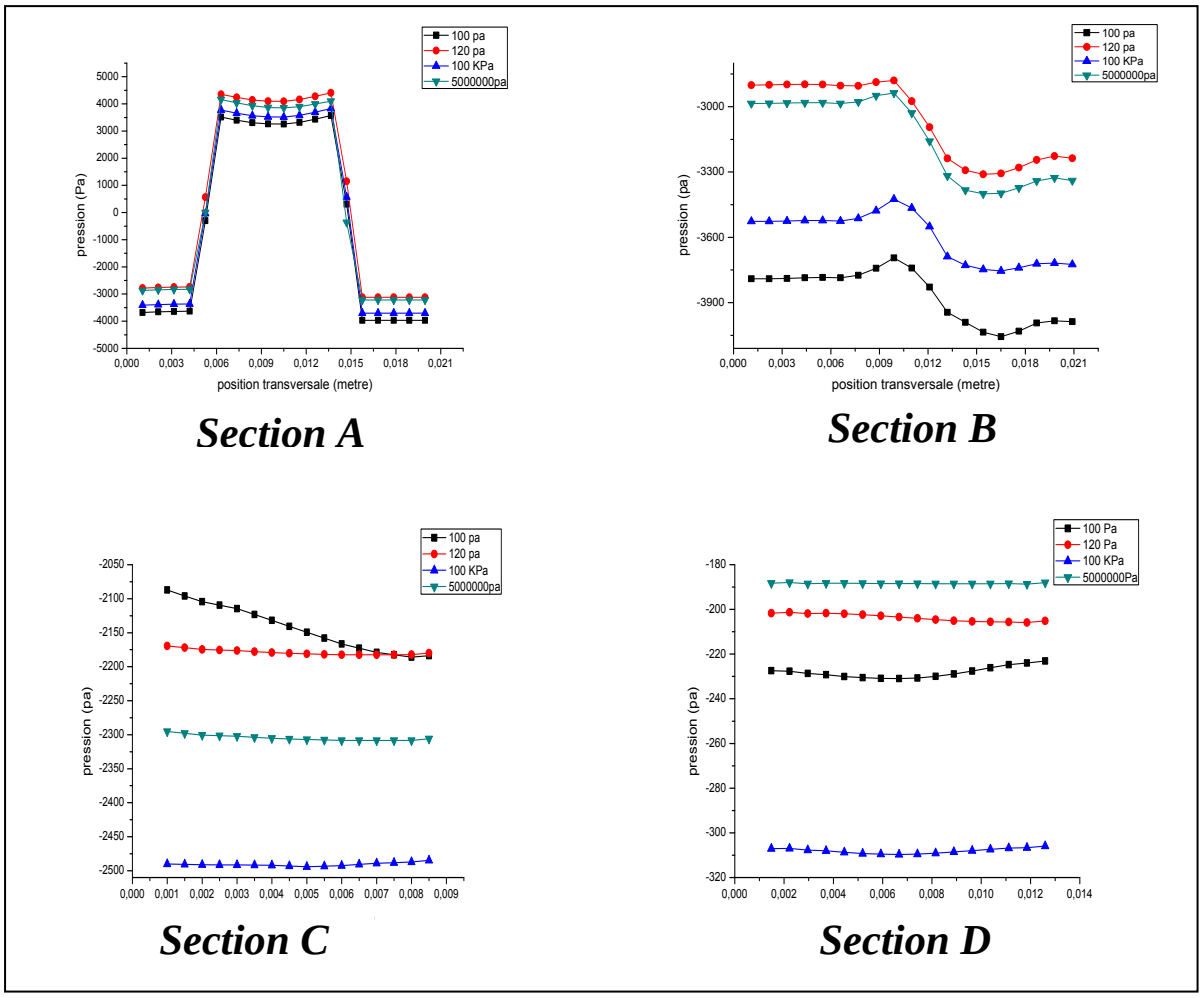


Figure IV-21 : *Profils des pressions des différentes sections d'éjecteur* ***(Géo 01)*** *Pour différentes valeur de pression dans*

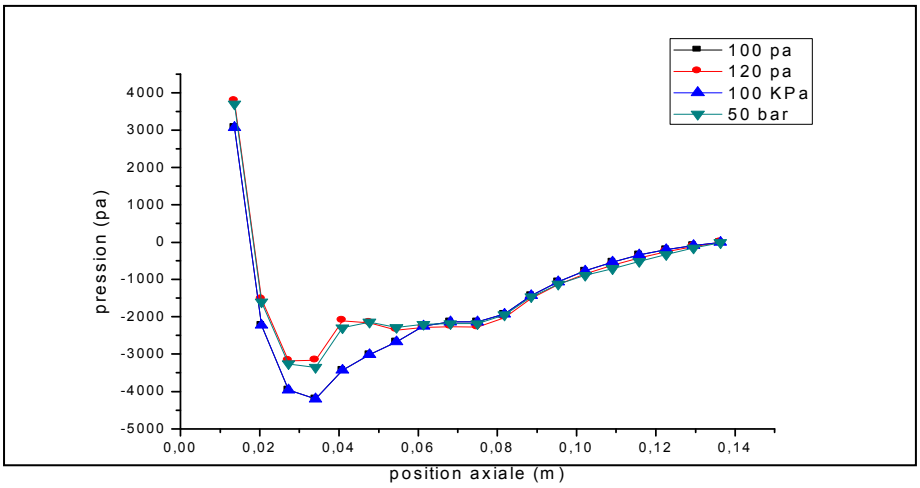


Figure IV- 22 *Profils des pressions des différentes sections d'éjecteur* ***(Géo 01)*** *Pour différente valeur de pression à la position axiale.*

Les figures IV-19 et **IV- 20** représentent les profils de pression de la (*géo I*) pour différentes valeurs de pression.

L'analyse de ces diagrammes montre que la pression de fluide s'école dans l'éjecteur indépendante de la variation de la pression se applique sur la sortie.

IV.9. Conclusion

D'après l'analyse des résultats obtenu par la simulation des trois géométries on peut dire que :

- Le phénomène de compression se produit à la sortie de chambre de mélangeage pour les trois géométries, donc on peut dire que la longueur n'influence pas la géométrie de compression.
- La longueur de la chambre de mélange n'influence pas la compression pour les cas étudié.

Conclusion générale

Dans le présent travail en a étudie numériquement par éléments finies l'écoulement conjugué au transfert de chaleur dans des géométries différentes ainsi que l'étude de l'influence des paramètres dynamiques et géométrique sur les performances de l'éjecteur.

Dans le chapitre première nous avons étudié dans ce chapitre les éjecteurs on cas générale et leurs caractéristiques technique et les types on éjecteurs suivant les géométries (mélangeur cylindrique, mélangeur converge-diverge et éjecteur à plusieurs ou à multi-étage) et les fluides utilisé ainsi, que leurs utilisations.

Dans le chapitre deuxième nous aboutissons au modèle mathématique. Ce dernier est alors constitué d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations.

Dans le chapitre troisième nous avons utilisons méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution du système d'équations obtenu. Dans notre étude, on a utilisé le code CFD «ANSYS», basé sur la méthode des éléments finis pour résoudre les différentes équations.

Dans le chapitre quatrième après la simulation des différents géométries du l'éjecteur, on à sortie par les résultats suivants :

- La géométrie avent une grande influence à la pression et la vitesse par contre la température N'affecté pas au changement de la géométrie
- La vitesse d'entré de l'écoulement jeu un rôle important sur le débit de fluide

De fluide (une relation proportionnelle).

- La position d'entré de fluide à une direction transversal est mieux que position axial.
- La géométrie intérieure fait un rôle important sur la performance des éjecteurs Tel que l'influence de la convergence des parois sur les paramètres thermodynamiques.

BIBLIOGRAPHIE ET RÉFÉRENCES

[1]Steam-jet refrigeration equipment, ch. 13. In: ASHRAE equipment handbook 1983: 13. 1– 13.6.

[2] **Eames IW, Wu S, Worall M, Aphornratana S.** An experimental investigation of steam ejectors for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat. Proc Instn Mech Eng a 1999; 213:351–61

[3] http://levideindustriel.com/Ejecteurs.html.

[4]DERGHOUT. Z : mémoire de magister, investigation du cycle de réfrigération à éjecto-compression et ses applications dans le froid, le chaud et l'énergie, Université Mentouri Constantine 2007. P17,18,19,20,43,44,100,101,102,103,104,105.

[5] **Jacques PAULON.** Éjecteurs ; Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique ; vol B 4 250 3 - 25

[6] fr.wikipedia.org/wiki/Ejecteur .11fév 2015. 11 :59.

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

[8]J.L.Porter and R. Squyers. "A summary over view of ejector Augmenter Theory and Performance ", Voyght corporation Advanced Technology Centre, Dallas, Texas, ATC Repport NO. R-91100/9CR-47 A. 1981

[9]Eames IW, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. International journal of refrigeration 1995; 18(6): 378-86.

[10]Aphornratana S, Eames IW. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. International journal of refrigeration .1997; 20(5): 352-8.

[11]Chunnanode K, Aphornratana. An experimental investigation of steam-ejector refrigerator, the analysis of pressure profiles a long ejector. Applied Thermal Engineering.

[12] Z. Aidoun, M. ouzzane. The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration. International journal of refrigeration, volume 27, Issue 8, Decembre 2004, pages 974-984.

[13]Sun DW. Variable geometry ejector and their application in ejector refrigeration systems. Energy 1996; 21(10): 919-29.n

[**14]Aphornratana S**. theoretical and experimental investigation of a combine ejector Absorption refrigerator PHD thesis, university of .Shefield. UK; 1994.

[15]Eames IW, WUS, worall M, aphornratana S. An experimental investigation of steam ejector for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat.proc Instn Mech Eng A1999; 213:351-61.

[16]Nahdi E, champoussion JC, Hostache G, Cheron J. Optimal geometric parameters of a cooling ejector-compressor. International journal of refrigeration 1993; 16(1): 67-72.

[17]M. ouzzane, Z. **Aidoun** Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design. Applied Thermal Engineering, Volume 23. Issue 18, December 2003. Pages 2337-2351.

[18]Rogdakis ED, Alexis Gk. Investigation of ejector design at optimum operating condition. Energy conver Mngmnt 2000;41:1841-9.

[19] Sokolov M, Hershgal D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization. International journal of refrigeration. 1990.

[20]Abdel-Aal HK, Al-Zakri AS, El-Sarah ME, El-Swify ME, Assassa GM. Other options of mass and energy input for steam jet refrigeration systems. Chem Energy J1990;45: 99-110.

[21]G.K. Alexis, E.D. Rogdakis. A verification study of steam-ejector refrigeration model Applied Thermal Engineering 23 (2003) 29-36.

[22]Khattab NM, Barakat MH. Modeling the design and performance characteristics of solar steam-jet cooling for comfort air conditioning. Solar Energy 2002; 73 (4): 257-67.

[23]Huang BJ, Chang JM. Empirical correlation of ejector design. International journal of Refrigeration 1999; 22:379-88.

[24]Al-Dessouky H, Ettouney H, Alatiqi I, Al-Nuwaibit G. Evaluation of steam jet ejector.Chem Engng Process 202;41:551-61.

[25]Holton WC. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejector. ASME Trans 1951;October: 905-10.

[26] R. Dorantés, A. Lallemand Influence de la nature des fluids, purs ou en mélanges non-azéotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation à éjecto compresseur.International Journal of Refregeration, Volume 18, Issue 1, January 1995, pages 21-30.

[27]Sun DW. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle, operating with various refrigerants. Energy Conver Mngmnt 1999;40:873-84.

[28]Latra Boumaraf, André Lallemand performances d'une machine tritherme à éjecteur utilisant des mélanges de fluides frigorigènes. International Journal of Refrigeration, Volume 22, Issue 7, Novembre 1999, pages 580-589.

[29]Latra Boumaraf, André Lallmand. Modeling of an ejector refrigeration system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a. Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issue 2-3, February 2009, Pages

[30]Wimolsiri Pridasawas Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle. Doctoral Thesis. Royal Institute of Technology, KTH Stockholm, Sweden 2006.

[31]Al-Khalidy N. performance of solar refrigerant ejector refrigerating machine. ASHRAE Trans 1997; 103(1):56-64

[32]Manual of ANSYS ver 11, ANSYS.inc, USA.

[33] J.L. Porter and R. KSquyers,"A Summary Overview of Ejector Augmenter Theory and Performance", Vought Corporation Advanced Technology Center, Dallas, Texas, ATC Report No. R-91100/9CR-47A, 1981.

[34]B.E. Launder et **D.B. Spalding**. Mathematical models of turbulence. Academic Press, 1972.

[35] G.R. Newman, B.E. Launder et J.L. Lumley. Modelling of the behaviour of homogeneous scalar turbulence. Journal of Fluid Mechanics, 111 :217–232, 1981.

[36]T.P. Sommer, R.M.C. So et H.S. Zhang. Near-wall variable- Prandtl-number turbulence model for compressible flows. AIAA Journal, 31(1) :27–35, 1993.

[37] M.S. Youssef, Y. Nagano et M. Tagawa. A two-equation heat transfer model for predicting turbulent thermal fields under arbitrary wall thermal conditions. International Journal of Heat and Mass, Transfer, 35 :3095–3104, 1992.