

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la  
Recherche Scientifique

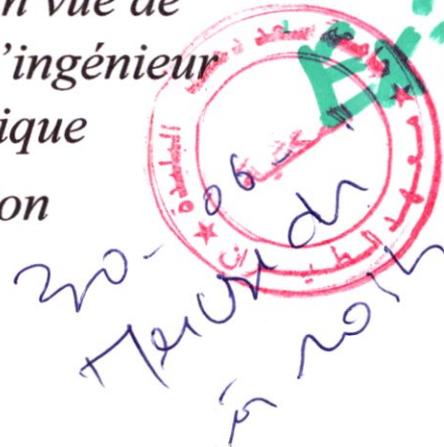
Université « Saad Dahleb » Blida

Département Aéronautique



*Project de fin d'étude en vue de  
l'obtention du diplôme d'ingénieur  
d'état en Aéronautique*

*Option: Propulsion*



036/000  
F12

## **THÈME**

**ETUDE AEROTHERMIQUE DANS LES AUBES  
TURBINES A CANAUX MULTI PASSES**

Fait par :

*Mr. CHEMMA*

*HAMZA*

Encadré par :

*Mr. BADEREDDINE*

*AIMED EDDINE*

Promotion 2009-2010

# DEDICACES

JE DEDIE CE MODESTE TRAVAIL A MES TRES  
CHERS PARENTS EN SIGNE DE RECONNAISSANCE  
POUR TOUS LES SACRIFICES CONSENTIS A MON EGARD  
ET ENCOURAGEMENTS TOUT AU LONG DE MES ETUDES.  
A MON FRERE HOCINE ET AUSSI LE PETIT YOUBA  
ET MES SCEURS.

A MA GRANDE MERE ET MES TANTES PATERNELLE  
ET MATERNELLE SURTOUTS KHALTI BAYA.

TOUS MES ONCLES, COUSINS ET COUSINES ET A TOUTE MA  
FAMILLE CHEMAA ET NAAS.

A TOUS MES AMIS DE MA DAIRA DE BENI OURTILANE

A TOUS MES AMIES D'ALGER,

A TOUS MES AMIES ET COLLEGUES DE BLIDA SURTOUTS

AGHILAS, OUAHEB, FARES, AKRAM, Abd ELGHANI

UN SPETIAL DEDICACE A L'INFORMATICIENNE

IMANE L'EXEMPLE D'UNE FEMME KABYLE ET TOUTE

SA FAMILLE SURTOUT SA CHERE MAMAN.



CHEMATA HANZA



REMERCIEMENTS

JE TIENS A REMERCIER LE BON DIEU DE M'AVOIR  
DONNER LE COURAGE, LA PATIENCE ET LA CAPACITE  
DE MENER CE TRAVAIL.

JE M'ADRESSE MES SINCERES REMERCIEMENTS A MON  
PROMOTEUR MR. BADERDINN POUR SON CONTRIBUTIONS  
A TOUT INSTANT A LA REALISATION DE CE TRAVAIL, JE  
L'ADRESSE EGALEMENT A TOUS LES ENSEIGNANTS DE  
L'INSTITUT D'AERONAUTIQUE ET A TOUS LES GENS QUI ONT  
CONTRIBUES DE PRES OU DE LOIN A LA REUSSITE DE CE  
TRAVAIL.

MES SINCERES REMERCIEMENTS A TOUS LES MEMBRES DU  
JURY

CSMADA SAMZA



# SOMMAIRE

## SOMMAIRE

Remerciement	
Sommaire	
Résumé	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
<b>INTRODUCTION</b> .....	<b>1</b>

### **CHAPITRE I** **GENERALITES SUR LE MOTEUR CFM56-7B**

DEFINITION.....	3
I.1. CARACTERISTIQUE PRINCIPALES DU MOTEUR CFM56-7B .....	4
I.2. CFM56-7B POUR LES APPLICATIONS DE BOEING.....	5
I.3. LES CAPOTAGES DU MOTEUR .....	5
I.4. LES DIFFERENTS MODULES DU MOTEUR .....	6
I.4.1. Module Fan.....	6
I.4.2. Module Core.....	6
I.4.3. Module turbine haute pression.....	6
I.4.4. Module turbine basse pression.....	6
I.4.5. Module Gear box (Boite d'entraînement des accessoires).....	6
I.5. CIRCUIT D'AIR.....	6
I.5.1. Identification des éléments du circuit d'air .....	7
I.6. CYCLE DE JOULE .....	9
I.7. CYCLE THERMODYNAMIQUE DU MOTEUR.....	10
I.8. FONCTIONNEMENT DE LA TURBINE.....	11
I.9. ETUDE THERMODYNAMIQUE .....	11
I.10. FONCTIONNEMENT AERODYNAMIQUE D'UN ETAGE DE TURBINE.....	12
I.11.EFFETS DES DOMMAGES .....	13
I.12. MATERIAUX TURBINE .....	14
I.13. MOTEURS A TURBINE REFROIDIE .....	14

### **CHAPITRE II** **ETUDE AEROTHERMIQUE DANS LES AUBES TURBINES**

Définition .....	15
II.1. HISTORIQUE .....	15
II.2. DEFINITION DU PRODUIT .....	17

II.1. Historique .....	16
II.2. Définition du produit .....	18
II.3. Le système de refroidissement.....	19
II.4. Analyse aérothermique .....	20
II.4.1. Données motrices .....	21
II.4.2. Compression .....	21
II.4.3. Données combustible .....	22
II.4.4. Calcul de la température des fumées .....	22
II.4.5. Calcul des vitesses d'écoulement .....	23
II.4.6. Vitesse de l'air de refroidissement .....	25
II.5. Choix du réfrigérant.....	26
II.6. Technique de refroidissement des aubes turbine .....	27
II.6.1. Transferts convectifs .....	27
a. Transferts côté gaz .....	27
b. Transferts côté air de réfrigération .....	28
II.6.2. Transferts radiatifs côté gaz .....	28
a. L'émissivité des gaz .....	29
b. Coefficient d'échange équivalent .....	31
II.6.3. Refroidissement externe .....	31
II.6.3.1. Refroidissement de la paroi par Film protecteur .....	31
II.6.3.1.1. Paramètres caractéristiques le refroidissement par film protecteur.....	34
II.7. Les promoteurs de la turbulence dans les canaux de refroidissement.....	34
II.8. Les différents modes d'endommagement .....	40
II.8.1 Les mécanismes de rupture ductile et par clivage.....	41
II.8.2 L'endommagement par la fatigue.....	42
II.8.2.1. Loi d'endommagement par la fatigue .....	42
II.8.3 L'endommagement par le fluage .....	43
II.8.3.1 Loi d'endommagement par le fluage .....	44
II.8.4 Effet de l'environnement .....	45
II.8.4.1. Effet de l'oxydation.....	45
Conclusion.....	46

### **CHAPITRE III MODELISATION DES ECOULEMENTS INTERNE DANS LES TURBOMACHINES**

Introduction .....	47
III.1. Equations générales de base.....	47

III.1.1. Equation de continuité et équations dynamiques (Navier–Stokes).....	47
III.1.2. Equations sous forme conservative .....	49
III.1.3. Equations simplifiées du mouvement .....	51
III.1.3.1. Equation d’Euler.....	51
III.1.3.2. Equation de l’écoulement incompressible .....	52
III.1.3.3. Equations liées aux écoulements potentiels.....	52
III.1.3.4. Equations en termes de fonction de courant .....	53
III.2. Equations particulières pour les turbomachines .....	54
III.2.1. Equations dans le repère relatif.....	59
III.2.2 Ecoulement aube à aube.....	60
III.2.3. La solution tridimensionnelle .....	61
III.3. La turbulence .....	62
III.3.1. Propriétés essentielles .....	63
III.3.2. Quantification expérimentale de la turbulence .....	63
III.3.3. Outils statistiques.....	63
III.3.4. Rappel des équations instantanées .....	64
III.3.5. Les équations du mouvement moyen .....	66
III.4. Modèles de turbulence .....	68
III.4.1. Modèles de « longueur de mélange » ou modèles à zéro équation .....	68
III.4.2. Modèle k– $\epsilon$ .....	69
III.4.3. Modèle k– $\omega$ .....	70
III.4.4. Modèle SST .....	70
III.4.5. Modèle à contrainte de Reynolds (Reynolds Stress Model: RSM) .....	70
III.4.6. Large Eddy Simulation (LES) .....	70
III.4.7. Simulation directe ou Direct Numerical Simulation (DNS) .....	71
Conclusion.....	72

## **CHAPITRE IV**

## **ETAPES DE SIMULATION**

Introduction.....	73
IV.1. Le maillage.....	73
IV.2. Choix du type de maillage.....	74
IV.3. Techniques générales de génération du maillage.....	75
IV.4. Qualité d’un maillage .....	75
IV.4.1. Distorsion .....	75
IV.5. Schémas de discrétisation.....	77

IV.5.1. Le terme instationnaire .....	77
IV.5.2. Le terme convectif.....	78
IV.5.3. Le terme diffusif.....	78
IV.5.4. Le terme source.....	79
IV.6. Résolution et convergence.....	79
IV.7. Prise en compte de la turbulence.....	80
IV.8. Modèles de turbulence .....	81
IV.8.1. Modèle $k-\epsilon$ . .....	81
IV.8. 2. Modèle $k-\omega$ . .....	81
IV.8.3. Modèle à contrainte de Reynolds (Reynolds Stress Model: RSM). .....	81
IV.9. GAMBIT.....	81
IV.9.1. Génération de maillage par Gambit.....	81
IV.10. ICEM CFD 4.2.....	89
IV.10.1. Construction de la géométrie.....	89
IV.10.2. Génération de maillage par ICEM CFD.....	89
Conclusion.....	98

## **CHAPITRE V**

## **RESULTATS ET INTERPRETATIONS**

Introduction .....	99
V.1. Simulation par Fluent.....	99
V.1.1. Conditions aux limites.....	99
V.1.1.1. Les canaux de refroidissement en 2D .....	100
V.1.1.2. Aube stator en 2D .....	103
V.1.1. 3. Aube stator en 3D .....	106
V.2. Résultats .....	110
V.2.1. Les canaux de refroidissement en 2D .....	110
V.2.1.1. Interprétation des résultats .....	116
V.2.2. Aube stator en 2D .....	119
V.2.2.1. Interprétation des résultats .....	126
V.2.2.2. Comparaison entre les deux modèles de turbulence $k-\epsilon$ et $k-\Omega$ .....	128
V.2. 3. Aube stator en 3D.....	128
V.2.3.1. Interprétation des résultats.....	133
Conclusion .....	134

## RESUME

Les températures imposées aux aubes des premiers étages des turbines sont généralement très élevées, celles-ci exposent ces dernières à des effets thermiques néfastes poussant les constructeurs continuellement à améliorer les techniques de refroidissement des aubes. Il est vrai qu'en augmentant la température des gaz à l'entrée des turbines, on augmente les performances des machines et on améliore aussi la puissance et la consommation en carburant avec une réduction sensible des gaz polluants. Ainsi, la tendance générale actuelle des constructeurs est la conception des machines fonctionnant à des températures d'entrée de plus en plus élevées. Ceci a conduit par conséquent, à la recherche permanente de nouveaux matériaux à résistance thermique élevée et améliorer sans cesse les techniques de refroidissement. Cette tâche se trouve conditionnée par une bonne et profonde compréhension du phénomène de transfert de chaleur dans les aubes turbines.

La présente étude s'intéresse à la simulation numérique de l'écoulement avec échange (transfert) de chaleur dans les aubes à canaux multi-passes d'une turbine haute pression, la simulation est conduite au moyen du code Fluent, la turbulence est prise en compte à l'aide des modèles de turbulence ( $k-\omega$ ,  $k-\epsilon$ ).

## Abstract

The temperatures imposed to first stage gas turbine blades are generally very high which exposes them to ominous thermal effects. That's why constructors continue to improve their blade cooling technics. Indeed, it's known that any increase in turbine entry temperature affects positively engine performances as well as power and fuel consumption with less pollutant. Therefore the actual general research tendency is to design new turbo engines working at more elevated entry temperatures. This amplifies the need to find new materials with higher thermal resistances as well as new turbine blade cooling techniques. These goals require a deep understanding of turbine blade heat transfer.

The present study interested to the numeric simulation of the flow with the heat exchange in the blade with channels multi passes of a turbine high pressure, this simulation is conducted by means of the Fluent code, the turbulence is taken in to account while using the models of turbulence ( $k-\omega$ ,  $k-\epsilon$ ).

# LISTE DES FIGURES

## LISTE DES FIGURES

### CHAPITRE I

### GENERALITES SUR LE MOTEUR CFM56-7B

Figure 1 :	Le moteur CFM56-7B.....	3
Figure 2 :	CFM56-7B pour les applications de BOEING.....	5
Figure 3 :	Les capotages du moteur.....	5
Figure 4 :	Les différents modules du moteur .....	6
Figure 5 :	Circuit d'air .....	7
Figure 6 :	La position des stators à calage variable.....	8
Figure 7 :	Représentation de la vanne de décharge transitoire (TBV).....	8
Figure 8 :	La position de la vanne de décharge.....	9
Figure 9 :	Cycle de Joule .....	10
Figure 10 :	Cycle théorique simplifié.....	10
Figure 11 :	Les forces appliquées sur les aubes.....	12
Figure 12 :	Diagramme thermodynamique .....	12
Figure 13 :	Le diagramme de vitesse.....	13
Figure 14 :	la durée de vie d'une turbine.....	14
Figure 15 :	Diagramme de point de fusion du métal.....	14

### CHAPITRE II

### ETUDE AEROTHERMIQUE ET DE TRANSFERT DE CHALEUR

Figure 1 :	Evolution des technologies de refroidissement.....	17
Figure 2 :	Evolution des technologies de refroidissement.....	17
Figure 3 :	Représentation descriptive d'un secteur d'aube HP.....	18
Figure 4 :	Système de refroidissement du secteur d'aubes .....	19
Figure 5 :	Acheminement du flux primaire.....	24
Figure 6 :	Les ouvertures de refroidissement.....	25
Figure 7 :	Aube refroidie par l'eau.....	26
Figure 8 :	mode convectif interne.....	28
Figure 9 :	Pressions Partielles de $H_2O$ et du $CO_2$ en fonction du $P_{Cl}$ et de $\alpha$ .....	29
Figure 10 :	Emissivités du mélange.....	30
Figure 11 :	Secteur d'aubes directrices refroidies par un film protecteur.....	31



Figure 9 : Le domaine de calcul.....	83
Figure 10 : L'ensemble aube_domaine.....	84
Figure 11 : L'ensemble aube_domaine importé par Gambit.....	84
Figure 12 : Maillage du canal type A.....	85
Figure 13 : Maillage du canal de refroidissement type B.....	86
Figure 14 : Maillage de l'aube stator (Cas aérodynamique Periodic 1).....	87
Figure 15 : Maillage de l'aube stator (Cas aérodynamique Periodic 2).....	88
Figure 16 : Maillage de l'aube stator (Cas TT).....	88
Figure 17 : Importation de la géométrie.....	90
Figure 18 : Maillage de l'aube stator.....	90
Figure 19 : Maillage de l'aube stator.....	91
Figure 20 : Maillage de bord d'attaque.....	91
Figure 21 : Maillage de bord d'attaque.....	92
Figure 22 : Maillage de bord de fuite.....	92
Figure 23 : Maillage de bord de fuite.....	93
Figure 24 : Maillage de bord de fuite.....	93
Figure 25 : Maillage de l'extrados.....	94
Figure 26 : Maillage de l'extrados.....	94
Figure 27 : Maillage de l'intrados.....	95
Figure 28 : Maillage de l'intrados.....	95
Figure 29 : Maillage des cavités.....	96
Figure 30 : Maillage des entrés cavités.....	96
Figure 31 : Maillage du domaine de calcul.....	97
Figure 32 : maillage de l'ensemble aube_domaine du calcul.....	97

**CHAPITRE V**

**RESULTATS ET INTERPRETATIONS**

Figure 1 : Géométrie du canal de refroidissement type A.....	100
Figure 2 : Géométrie du canal de refroidissement type B.....	102

Figure 3 : Géométrie de l'aube stator en 2D. ....	104
Figure 4 : Géométrie de l'aube stator en 3D.....	107
Figure 5 : Les cavités de l'aube stator.....	107
Figure 6 : Les entrées des cavités de l'aube stator.....	108

- **Les promoteurs de la turbulence sont en opposition (type A)**

Figure 7 : Résiduels (Euler).....	110
Figure 8 : Contours de la pression statique.....	111
Figure 9 : Contours de la température statique.....	111
Figure 10 : Contours du nombre de Mach.....	112
Figure 11 : Contours de la température statique sur l'intrados et la cavité intrados.....	112
Figure 12 : Contours de la température statique sur l'extrados et la cavité extrados.....	113

- **Les promoteurs de la turbulence sont décalés (type B)**

Figure 13: Résiduels (Euler).....	113
Figure 14 : Contours de la pression statique.....	114
Figure 15 : Contours de la température statique.....	114
Figure 16 : Contours du nombre de Mach.....	115
Figure 17 : Contours de la température statique sur l'intrados et la cavité intrados.....	115
Figure 18 : Contours de la température statique sur l'extrados et la cavité extrados.....	115

- **Aube stator en 2D (Cas aérodynamique - Periodic 1\_ Periodic 2)**

Figure 19 : Résiduels (Euler).....	119
Figure 20 : Résiduels (Euler).....	120
Figure 21 : Contours de la pression statique.....	120
Figure 22 : Contours de la pression statique.....	121
Figure 23 : Contours du nombre de Mach.....	121
Figure 24 : Contours du nombre de Mach.....	122

- **Aube stator en 2D (Cas TT - k-epsilon)**

Figure 25 : Résiduels (Euler).....	122
Figure 26 : Contours de la pression statique.....	123

Figure 27 : Contours du nombre de Mach.....	123
Figure 28 : Contours de la température statique.....	124
▪ <b>Aube stator en 2D (Cas TT - k-Omega)</b>	
Figure 29 : Résiduels (Euler).....	124
Figure 30 : Contours de la pression statique.....	125
Figure 31 : Contours du nombre de Mach.....	125
Figure 32 : Contours de la température statique.....	126
▪ <b>Aube stator en 3D (Cas aérodynamique)</b>	
Figure 33 : Résiduels (Euler).....	128
Figure 34 : Contours de la pression statique sur l'extrados.....	129
Figure 35 : Contours de la pression statique sur l'intrados.....	129
Figure 36 : Contours du nombre de Mach sur l'extrados.....	130
Figure 37 : Contours du nombre de Mach sur l'intrados.....	130
▪ <b>Aube stator en 3D (Cas TT)</b>	
Figure 38 : Résiduels (Euler).....	131
Figure 39 : Contours de la température statique.....	131
Figure 40 : Contours de la pression statique.....	132
Figure 41 : Contours du nombre de Mach.....	132
<b>ANNEXE I</b>	
<b>GENERALITES SUR LE MOTEUR CFM56-7B</b>	
Figure 1 : Les séries de BOEING 737.....	136
Figure 2 : Module FAN.....	138
Figure 3 : Fan -Rotor. ....	138
Figure 4 : La soufflante. ....	138
Figure 5 : Fan - stator. ....	139
Figure 6 : Le Fan-frame. ....	140
Figure 7 : Le module Core. ....	140
Figure 8 : Compresseur haute pression. ....	141
Figure 9 : La chambre de combustion. ....	142
Figure 10 : Turbine haute pression. ....	142
Figure 11 : turbine basse pression.....	143

Figure 12 : L'AGB. ....	145
Figure 13 : Paliers et roulements moteur.....	146
Figure 14 : Les stations aérodynamiques. ....	147

## **ANNEXE II**

### **ETUDE DE TRANSFERT DE CHALEUR**

Figure 1: Coefficient géométrique et nombre de <i>Nusselt</i> de référence.....	151
---	-----

## **ANNEXE III LA CONCEPTION D'UNE AUBE TURBINE EN 3D PAR SOLIDWORKS**

Figure 1 : Interface de SolidWorks. ....	154
Figure 2: Aube turbine HP. ....	154
Figure 3: Profil d'aube. ....	160
Figure 4: Domaine de calcul de l'aube stator en 3D. ....	160
Figure 5: Domaine de calcul de l'aube stator en 3D. ....	161

## **ANNEXE VI**

### **LES ETAPES DE SIMULATION PAR FLUENT**

Figure 1: Importation du fichier maillage. ....	162
Figure 2 : Affichage de l'aube et vérification des conditions. ....	163
Figure 3 : Vérification du maillage sous Fluent.....	163
Figure 4 : Lissage du maillage.....	164
Figure 5 : Vérification des unités.....	164
Figure 6 : Choix du solveur sous Fluent. ....	165
Figure 7 : Choix du solveur sous Fluent. ....	165
Figure 8 : Choix du modèle de turbulence.....	166
Figure 9 : Définition des caractéristiques du fluide.....	166
Figure 10 : Choix de la pression de référence.....	167
Figure 11 : Valeurs des conditions aux limites.....	167
Figure 12: Velocity inlet.....	168
Figure 13: Pressure inlet.....	168
Figure 14: Mass flow inlet.....	169
Figure 15: Pressure outlet. ....	169

Figure 16: Out flow. ....	170
Figure 17: Wall.....	170
Figure 18 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence.....	171
Figure 19 : Initialisation des calculs. ....	172
Figure 20 : Lancement de la simulation. ....	172
Figure 21 : Lancement de la simulation. ....	173
Figure 22 : Enregistrement des résultats de la simulation. ....	173
Figure 23 : visualisation des résultats. ....	174

# *LISTE DES TABLEAUX*

## CHAPITRE I

## GENERALITES SUR LE MOTEUR CFM56-7B

Tableau 1 : Caractéristique principales du moteur CFM56-7B.

## CHAPITRE II

## ETUDE AEROTHERMIQUE ET DE TRANSFERT DE CHALEUR

Tableau 1 : Pouvoir comburivore des corps simple.

Tableau 2 : Le facteur du frottement et la fonction de rugosité.

Tableau 3 : Le nombre de Stanton et le facteur de rugosité thermique.

Tableau 4 : Les sollicitations subites par les avions et les engins marins.

## CHAPITRE IV

## ETAPES DE SIMULATION

Tableau 1 : La qualité de maillage en fonction de  $F_d$ .

Tableau 2 : Données maillage du canal type A.

Tableau 3 : Données maillage du canal type B.

Tableau 4 : Données maillage de l'aube stator (periodic 1- Cas aérodynamique).

Tableau 5 : Données maillage de l'aube stator (Periodic 2-Cas aérodynamique).

Tableau 6 : Données maillage de l'aube stator (Cas de transfert thermique).

Tableau 7 : Données maillage de l'aube stator en 3D.

## CHAPITRE V

## RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Tableau 1 : Conditions aux limites

Tableau 2 : Conditions aux limites à l'entrée

Tableau 3 : Conditions aux limites à la sortie.

Le tableau 4 : les propriétés du fluide utilisé pour la simulation.

## ANNEXE I

## GENERALITES SUR LE MOTEUR CFM56-7B

Tableau 1 : Le coût du carburant.

Tableau 2 : Les différents modules du moteur.

Tableau 1 : Conductivité (W/ (m.K)) en fonction de la température (°K).

Tableau 2 : Cp (J/(Kg.K)) en fonction de la température (°K).

Tableau 3 : Propriétés thermo - physiques de l'air à la pression atmosphérique.

Tableau 1: Les coordonnées du profil d'aube.

# INTRODUCTION

Les écoulements des fluides (air, gaz) ont fait l'objet de nombreux travaux théoriques et expérimentaux. Les résultats de ces études ont permis l'amélioration des systèmes industriels soumis à des fortes contraintes thermiques notamment dans le domaine aéronautiques et aérospatial, un exemple directe concerne les moteurs à flux continu (turbines à gaz, turboréacteurs.....)

Aujourd'hui, l'amélioration des performances des turboréacteurs fonctionnant selon le cycle de Joule, s'obtient principalement par une augmentation de température dans la chambre de combustion, ces valeurs élevées de températures dépassent souvent la limite thermique admissible par les matériaux couramment utilisés.

Les conditions imposées à la turbine haute pression se situent aux limites extrêmes de la tenue des matériaux. Pour supporter ces contraintes thermomécaniques, on a recours aux superalliages à base de cobalt et aux revêtements des surfaces soumises aux gaz chauds, combinée avec des techniques de refroidissement externe et interne des aubages pour autoriser des températures de fonctionnement de plus en plus élevées.

Les aubes directrices de la turbine à haute pression est sans aucun doute l'une des parties les plus sollicitées aux effets thermiques. Elle permet de distribuer les gaz chauds vers le rotor de manière à fournir un maximum de travail aux aubes mobiles. Pour certains secteurs d'aubes, on constate qu'au bout d'une période d'utilisation inférieure à la durée de vie annoncée par le constructeur, une fissuration apparaît de façon récurrente au niveau du bord de fuite et se propage vers le bord d'attaque, les causes possibles sont le fluage et/ou la fatigue thermique et aussi le choix de matériaux et les conditions de refroidissements.

Leurs protections nécessitent l'application d'un refroidissement efficace et continu, parmi toutes les méthodes de refroidissement qui existent aujourd'hui, tant dans les moteurs aéronautiques que dans les turbines à gaz, les constructeurs emploient la technique du refroidissement interne par convection, qui continue toujours à avoir un intérêt. Dans cette technique l'air de refroidissement tiré du compresseur traverse des circuits à géométrie complexe aménagés à l'intérieur des aubes. Avec l'augmentation des niveaux des températures atteints, il apparaît nécessaire de prendre en considération en plus des paramètres aérothermiques et géométriques qui seraient capables d'apporter des améliorations au refroidissement des aubes.

La conception des canaux de refroidissement doit reposer sur des objectifs précis qui sont principalement : l'amélioration du niveau d'échange thermique entre le fluide et la paroi pour une surface d'échange fixée, la minimisation de la perte de pression pour le même flux de chaleur. Ainsi, de nombreux paramètres sont à prendre en considération, on cite particulièrement: l'espacement des perturbateurs, leur inclinaison, et la géométrie même du perturbateur. Parmi les paramètres aérothermiques pouvant influencer considérablement sur

l'efficacité du refroidissement, on doit citer: le nombre de Reynolds, l'intensité de la turbulence, les conditions thermiques,...

Le travail proposé consiste à simuler par la méthode des volumes finis, le comportement thermique d'une aube directrice du premier étage d'une turbine à haute pression. Pour réaliser ce travail, la méthodologie adoptée est la suivante :

- Identification du produit, les fonctions de service et leurs caractérisations.
- Construction du modèle géométrique via le logiciel SolidWorks or Gambit.
- Une étude et une analyse aérodynamique du problème par les lois de conservation et les conditions de transfert thermiques.

?? Le traitement des données et la résolution du problème avec notamment la génération du maillage sous ICEM CFD ou GAMBIT ensuite exporté le fichier (msh) vers Fluent.

Cependant pour bien illustrer ce travail, on a élaboré un plan de travail devisé en cinq chapitres :

- Dans le premier chapitre, on a fait une étude générale sur le moteur CFM56-7B pour lequel nous disposons d'une documentation détaillée sur le système de refroidissement.
- Le second chapitre présente l'étude de transfert de chaleur <sup>au niveau</sup> dans les aubes turbines.
- La modélisation des écoulements interne dans les turbomachines a été l'objet du troisième chapitre.
- On a défini dans le quatrième chapitre les différentes étapes de simulation (ICEM CFD, Gambit et Fluent).
- Le dernier chapitre est consacré pour les résultats et les interprétations des différents contours des pressions, des nombres de Mach et des températures sur le solide.

# *CHAPITRE I*

## *GENERALITES SUR LE MOTEUR CFM56-7B*

**DEFINITION**

Le moteur CFM56-7B est un turbo réacteur double flux à écoulement axial et à haut taux de déléutions, il a une conception modulaire dont la quelle General Electric contribue par la fabrication du module principale Core contenant le compresseur haute pression (HPC), chambre de combustion (CC) et la turbine haute pression (HPT), tandis que Snecma contribue par la fabrication du Fan et Booster ainsi que la turbine basse pression (LPT) et la Gear-Box, il équipe les avions suivants : Boeing 737 séries 600, 700, 800, 900, COMBJ-BBJ (Boeing Business Jet), C40A (Version militaire).

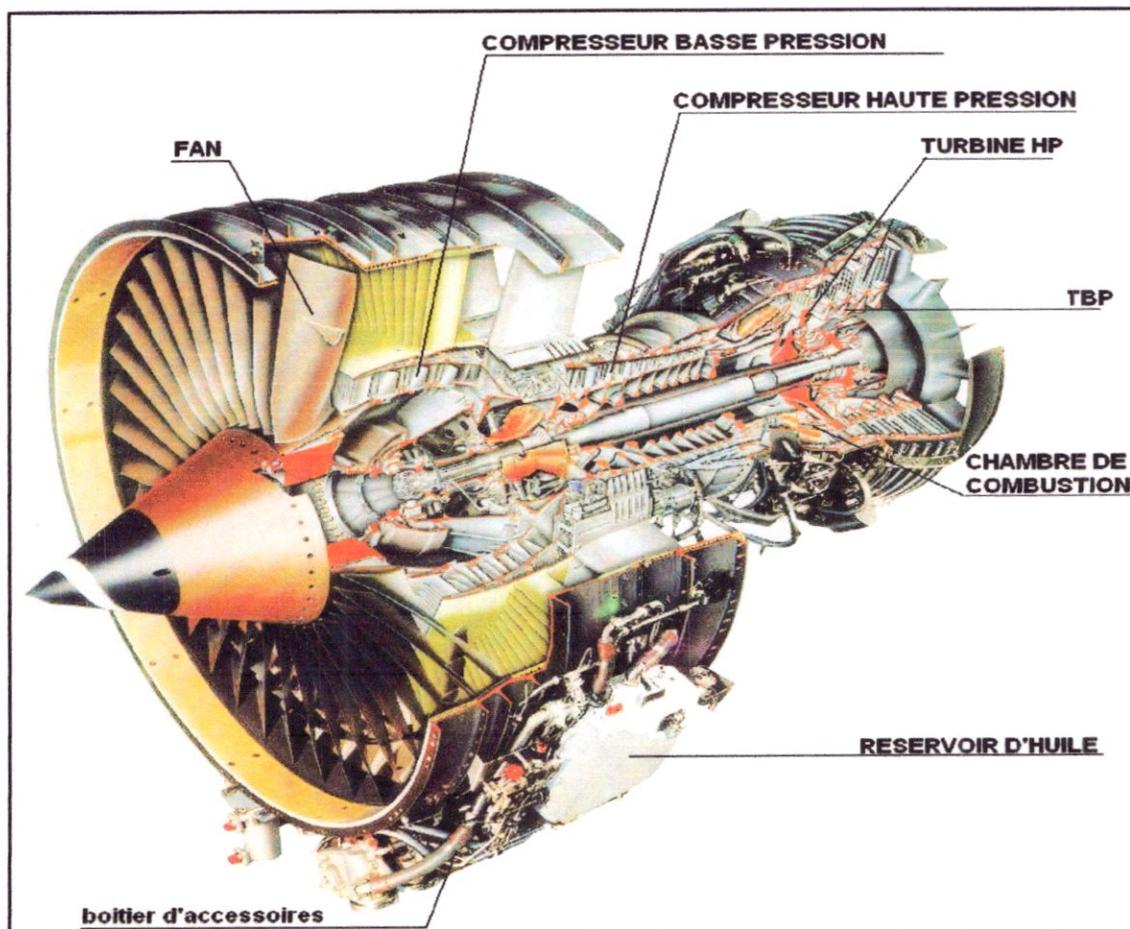


Figure 1 : Moteur CFM56-7B. [10]

## I.1. CARACTERISTIQUE PRINCIPALES DU MOTEUR CFM56-7B

Version du moteur	B18	B20	B22	B24	B26	B27
<b>caractéristiques</b>						
Poussée max au décollage KN	87.00	91.5	101.1	107.5	117.0	121.00
Taux de dilution	5.5	5.4	5.3	5.3	5.1	5.1
T° à poussée nominale maintenue (C°)	30	30	30	30	30	30
Poussée max en monté (KN)	26.5	26.5	26.5	32.7	32.7	32.7
Taux de compression général	32.7	32.7	32.7	26.29	26.29	26.29
Longueur (mm)	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Diamètre de soufflante (mm)	1550	1550	1550	1550	1550	1550
Application	B737-600	B737-600/700	B737-600/700	B737-700/800/900	B737-800/900	B737-800/900

Tableau 1 : Caractéristique principales du moteur CFM56-7B. [10]

## I.2. CFM56-7B POUR LES APPLICATIONS DE BOEING

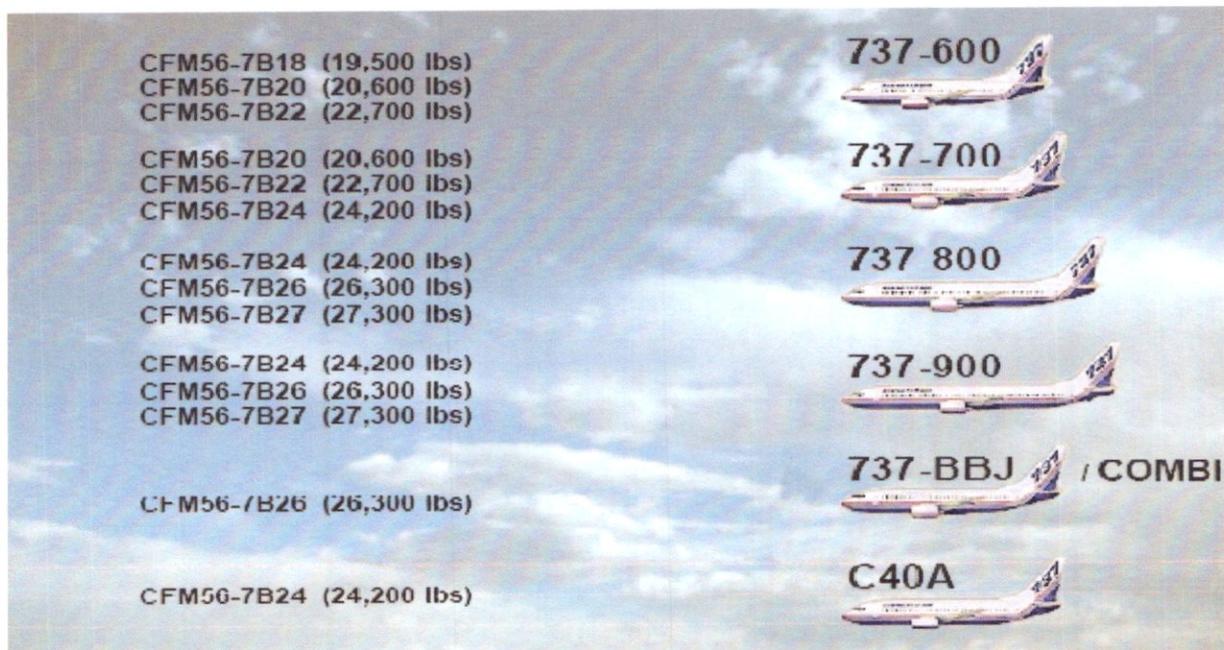


Figure 2 : CFM56-7B pour les applications de Boeing. [18]

## I.3. LES CAPOTAGES DU MOTEUR

Les capotages du moteur CFM56-7B comprend :

- Capot d'entrée d'air.
- Capot Fan.
- Capot Reverse.

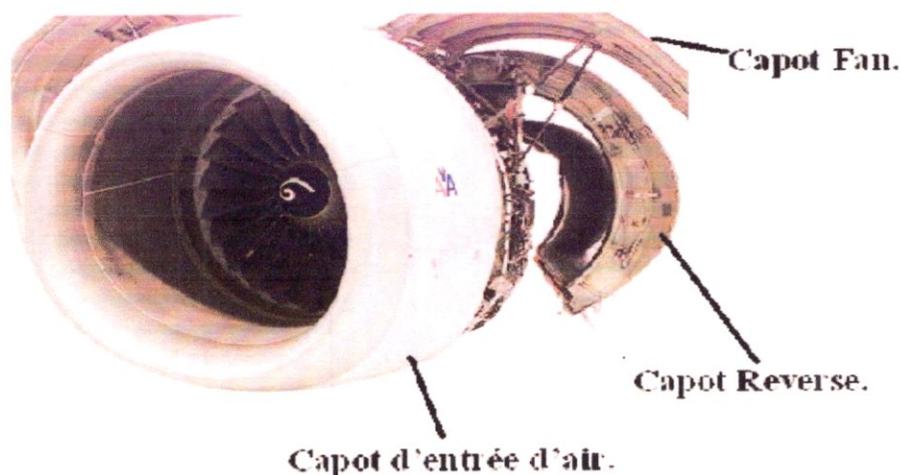


Figure 3 : Les capotages du moteur. [18]

**I.4. LES DIFFERENTS MODULES DU MOTEUR**

Le CFM56-7B est un moteur de conception modulaire. Il se compose de cinq (05) modules, chaque module peut être démonté seul, ce qui facilite la maintenance du moteur et de minimiser ainsi le cout d'entretien, ces modules sont :

**I.4.1. Module Fan.**

**I.4.2. Module Core.**

**I.4.3. Module turbine haute pression.**

**I.4.4. Module turbine basse pression.**

**I.4.5. Module Gear box (Boite d'entrainement des accessoires).**

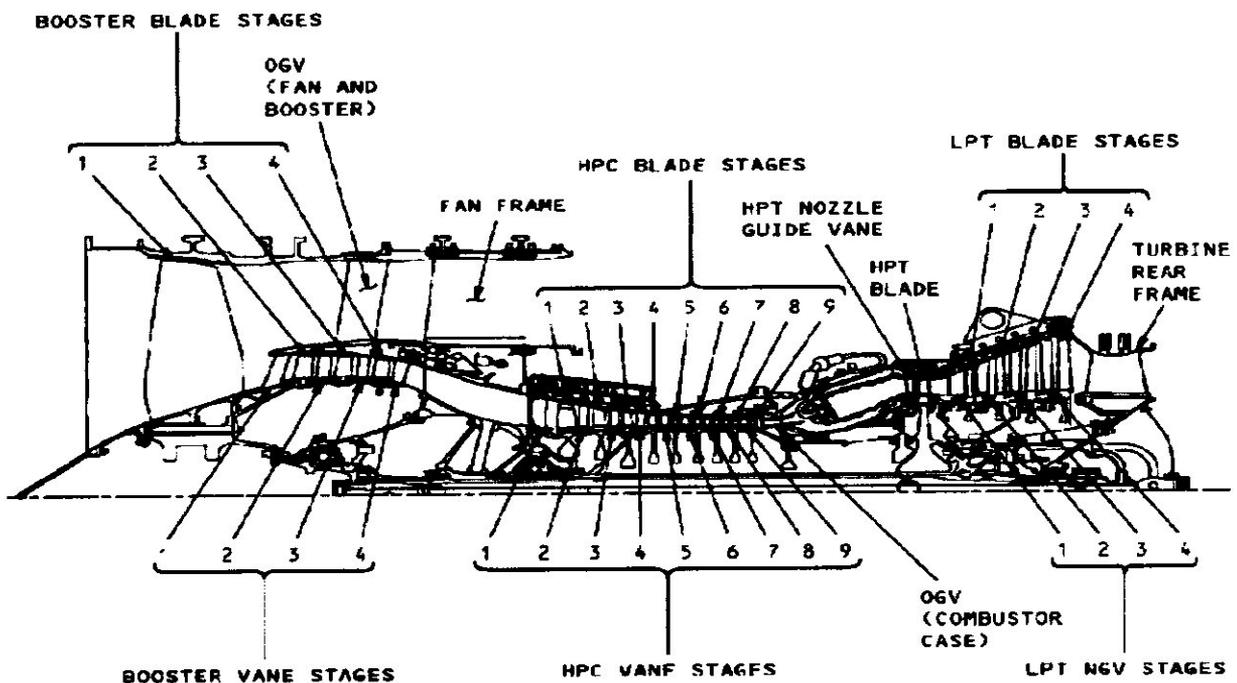


Figure 4 : Les différents modules du moteur. [18]

**I.5. CIRCUIT D'AIR**

Le rôle du circuit d'air est de contrôler le fonctionnement du moteur, le système d'air en réalité empêche de présenter un dysfonctionnement en pompage et en surpression (contrôle de jeux).

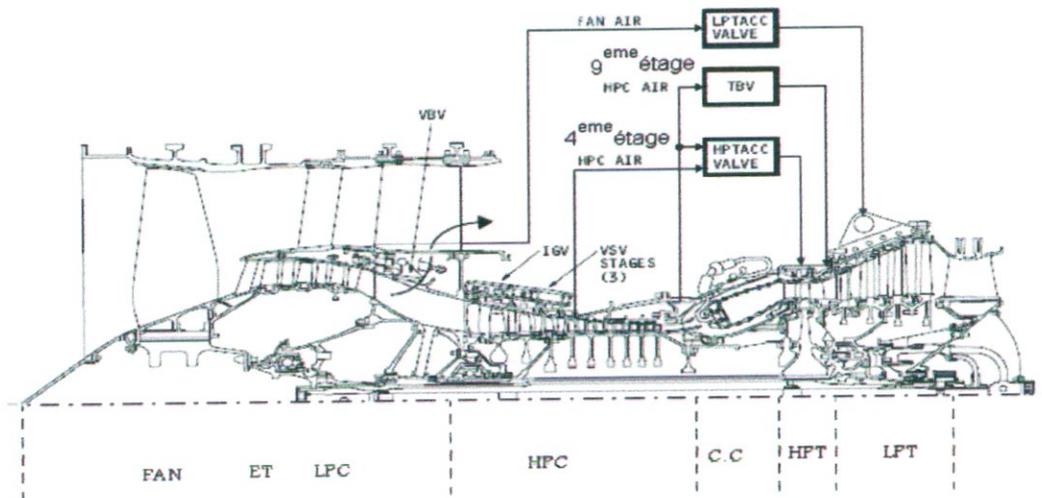


Figure 5 : Circuit d'air.

### I.5.1. Identification des éléments du circuit d'air

#### ❖ Control actif de jeux turbine haute pression (HPTACC)

Il est assuré par la soupape HPTACC valve qui contrôle la quantité d'air prélevé du compresseur HP au niveau du 4<sup>ème</sup> et 9<sup>ème</sup> étage, renvoyée vers le carter de la turbine HP pour contrôler les jeux.

#### ❖ Control actif de jeux turbine basse pression (LPTACC)

Ce système contrôle la quantité d'air prélevé du flux secondaire du fan, pour contrôler le jeu et pour permettre le refroidissement du carter LPT.

#### ❖ Stator à Calage Variable (VSV)

C'est un dispositif qui est utilisé sur le compresseur HP dans le but d'éviter le pompage, ne pas rester en pompage et avoir une marge de sécurité pour les différents régimes de fonctionnement moteur. Les VSV sont complètement en position **Fermé** pendant le régime ralenti (61%), les vérins du VSV actionnent les vannes en position plus ouverte quand  $N_2$  augmente. Les VSV reviennent graduellement à leurs position **Fermé** quand le nombre de tours  $N_2$  diminue jusqu'au régime ralenti.

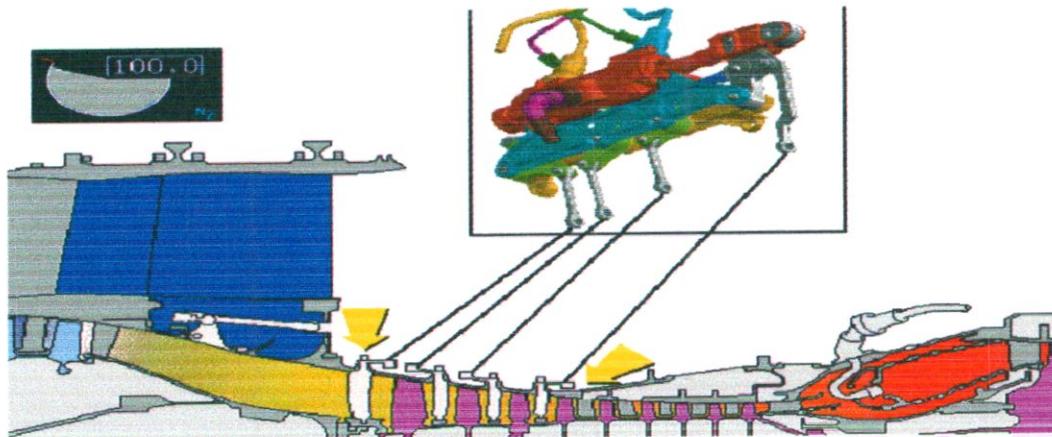


Figure 6 : La position des stators à calage variable.

#### ❖ Vannes de décharge transitoire (TBV)

La TBV est un dispositif de vannes (soupapes) qui contrôle la quantité d'air qui sera soutirée du 9<sup>ème</sup> étage pour être renvoyé au distributeur (aube stator) du 1<sup>er</sup> étage turbine BP, ceci pour éviter le décrochage de l'écoulement dans le compresseur HP, d'autre part elle s'ouvre aussi pour aider à l'accélération rapide du rotor N<sub>2</sub>.

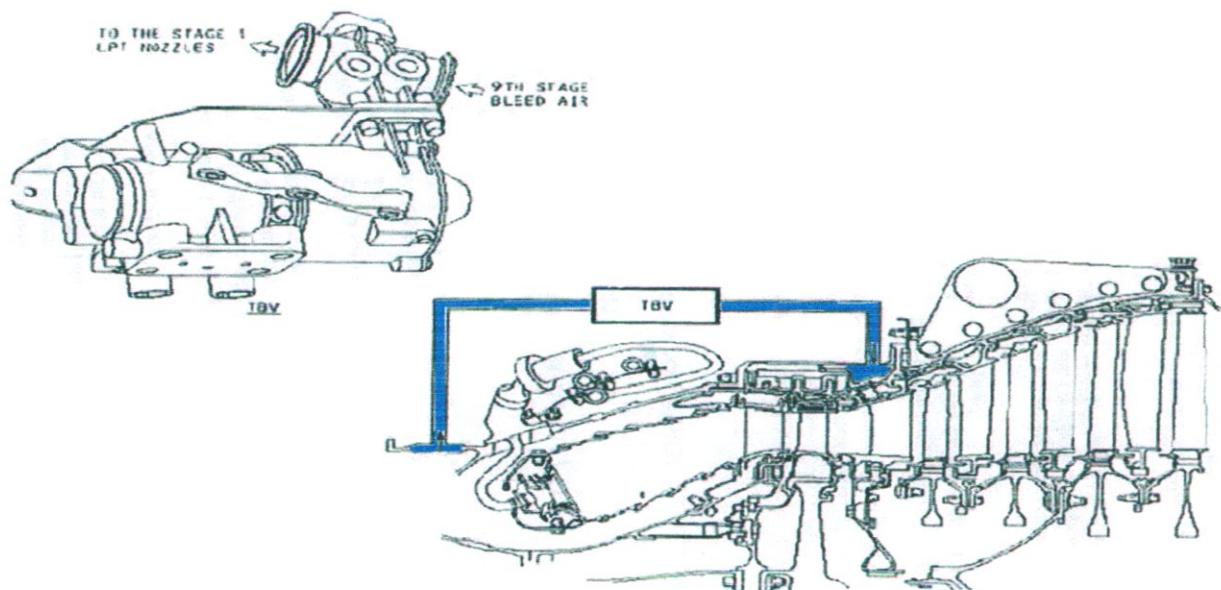


Figure 7 : Représentation de la vanne de décharge transitoire (TBV).

#### ❖ Principe de fonctionnement des VBV

Lorsque le débit d'air du compresseur est faible et le rapport manométrique de compression est élevé, les risques de pompages sont plus importants. A bas régime réacteur et lors d'une réduction rapide de régime le régulateur des dispositifs anti-

pompage commande l'ouverture progressive de VBV. A régime élevé et stabilisé, en condition standard, le réacteur fonctionne à son régime d'adaptation, les VBV sont fermées.

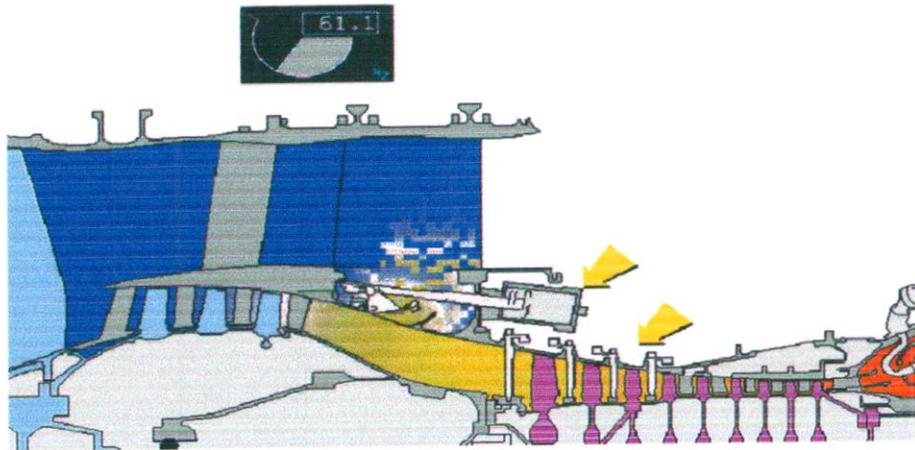


Figure 8 : La position de la vanne de décharge

### I.6. Cycle de Joule

La recherche des performances s'exprime par une augmentation de température des gaz, ceci peut se décrire par le cycle de Joule. Ce cycle décrit les échanges de travail du système compresseur → chambre de combustion → turbine via quatre transformations :

- **Transformation adiabatique** : l'air ambiant pénètre dans le compresseur et subit une augmentation de pression.
- **Transformation isobare** : l'air comprimé est mélangé avec le carburant dans la chambre de combustion. La chaleur fournie est à pression constante.
- **Transformation adiabatique** : l'air chaud et pressurisé se détend dans la turbine, celle-ci récupère du travail pour faire fonctionner le compresseur.
- **Transformation isobare** : éjection des gaz chauds dans l'atmosphère.

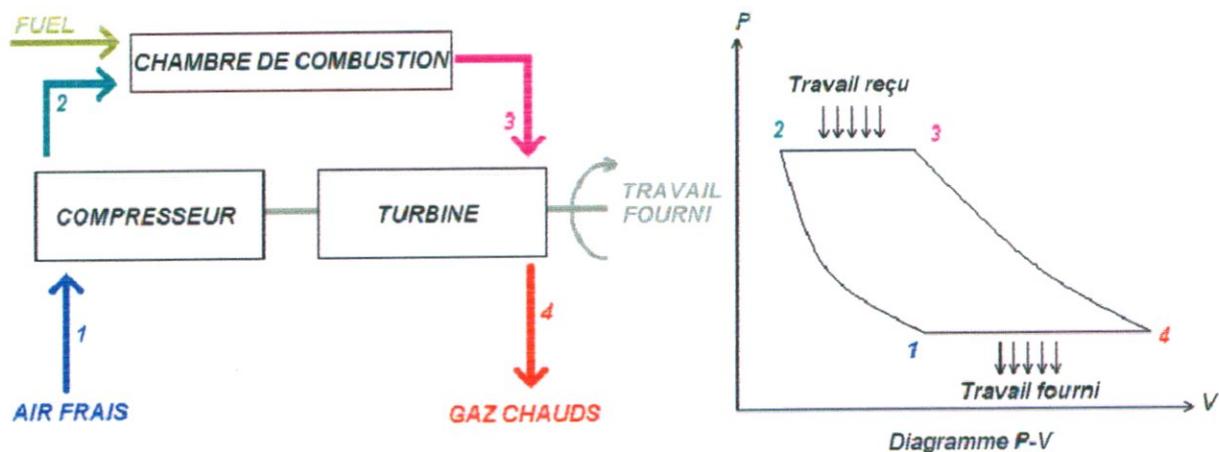


Figure 9 : Cycle de Joule

### I.7. Cycle thermodynamique du moteur

Dans l'étude simplifiée qui suit, le but est surtout de comprendre l'influence des différents paramètres des machines sur leurs performances, et de comparer les machines entre elles.

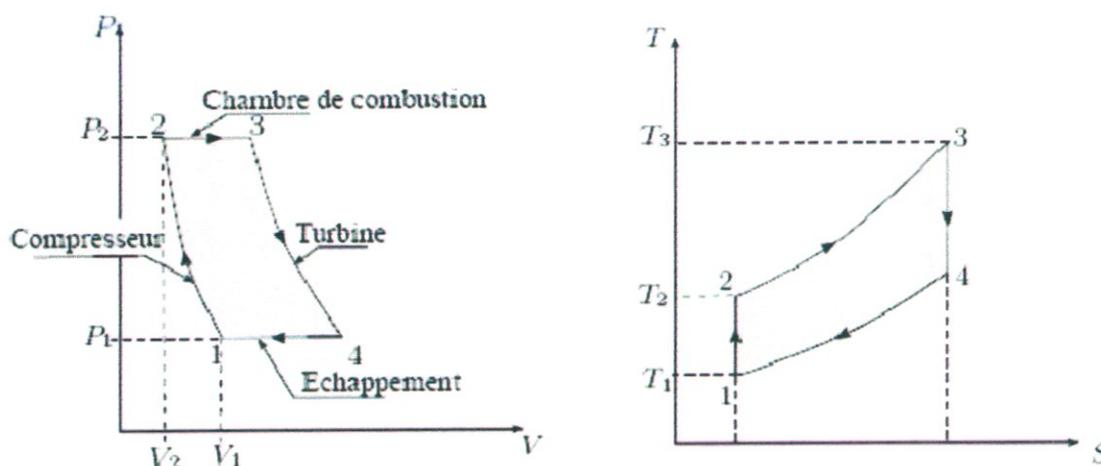


Figure 10 : Cycle théorique simplifié

Soit  $m$  le débit massique du cycle et  $h_i$  l'enthalpie massique de l'état  $i$ , on peut exprimer les échanges de travail et de chaleur du cycle avec le milieu extérieur comme suit:

- ✓ Pour  $T_{1 \rightarrow 2}$  : le travail fourni par le compresseur au cycle correspond au travail polytropique. On a :

$$W_{1 \rightarrow 2} = m. (h_2 - h_1) = m. C_p. (T_2 - T_1) = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) \quad (1)$$

✓ Pour  $T_{2 \rightarrow 3}$ , la chaleur fournie par la chambre de combustion est  $Q_{2 \rightarrow 3} = m. (h_3 - h_2)$

✓ Pour  $T_{3 \rightarrow 4}$ , le travail fourni par le cycle à la turbine est  $W_{3 \rightarrow 4} = m. (h_4 - h_3)$

$$W_{3 \rightarrow 4} = m. C_p. (T_4 - T_3) = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} (T_4 - T_3).$$

✓ Pour  $T_{4 \rightarrow 1}$ , la chaleur fournie par le cycle est  $Q_{4 \rightarrow 1} = m. (h_1 - h_4)$

✓ Rendement thermique du cycle :  $\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{Q_{fournie}} = \frac{w_t - w_c}{Q} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2)$

▪ Autre formulation : on introduit 2 grandeurs caractéristiques :

✓  $\lambda = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_2/T_1 \quad (3)$

✓  $\tau = T_3/T_1 \quad (4)$

Travail absorbé à la compression	$W_c = C_p. (T_2 - T_1) = C_p. T_1. (\lambda - 1)$
Chaleur fournie à la combustion	$Q_2 = C_p. T_1 (\tau - \lambda)$
Travail récupéré à la turbine	$W_t = C_p. T_1. (\tau - (\tau/\lambda))$
Travail utile	$W_u = W_t - W_c = C_p. T_1. (1 - 1/\lambda)(\tau - \lambda)$
Rendement thermique	$\eta_{th} = W_u / Q_2 = (\lambda - 1) / \lambda$

▪ **Influence des caractéristiques  $\lambda$  et  $\tau$**

✓ plus on augmente  $\lambda$ , plus  $\eta_{th}$  augmente.

✓ si on fait  $\lambda = \tau$  alors  $W_u = 0$  (pas de combustion).

### I.8. Fonctionnement de la turbine

L'air provenant de la chambre de combustion s'écoule dans les aubes fixes stators ce qui fait transformer en vitesse l'énergie de pression du fait que le passage formé par deux aubes stators consécutives est convergent. D'autre part les filets d'air seront déviés d'un certain angle pour attaquer la roue turbine ou ils vont prendre naissance les forces aérodynamiques provoquant la rotation de l'attelage.

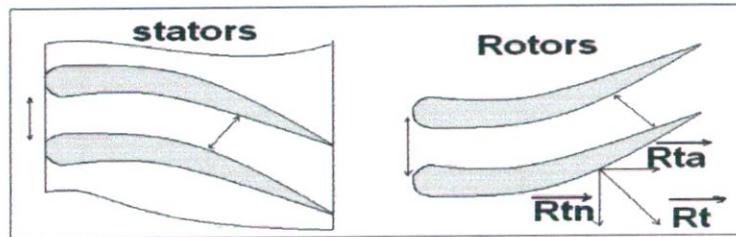


Figure 11 : Les forces appliquées sur les aubes.

**I.9. Etude thermodynamique de la turbine**

Le fluide comme gaz parfait subit une détente adiabatique et réversible dans la station de 4 à 5 ce qui nous permet d'écrire le rapport de pression de détente turbine et la puissance.

$$\pi_t = \frac{P_{t5}}{P_{t4}} = \left(\frac{T_{t5}}{T_{t4}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{5}$$

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_0 + \dot{m}_{fuel}) \cdot C_p \cdot (T_{t4} - T_{t5}) \tag{6}$$

Comme pour le compresseur, la détente réelle n'est pas rigoureusement réversible ceci nous donne une puissance réelle qui s'écrit :

$$\dot{W}_{t\text{ réelle}} = (\dot{m}_0 + \dot{m}_{fuel}) \cdot C_p \cdot (T_{t4} - \hat{T}_{t5}) \tag{7}$$

Le rendement de la turbine est de l'ordre de  $\eta_t=0.88$  à  $N_{max}$ , il est le rapport de la puissance réelle cédé par le fluide à la puissance théorique soit par :

$$\eta_t = \frac{T_{t4} - \hat{T}_{t5}}{T_{t4} - T_{t5}} \tag{8}$$

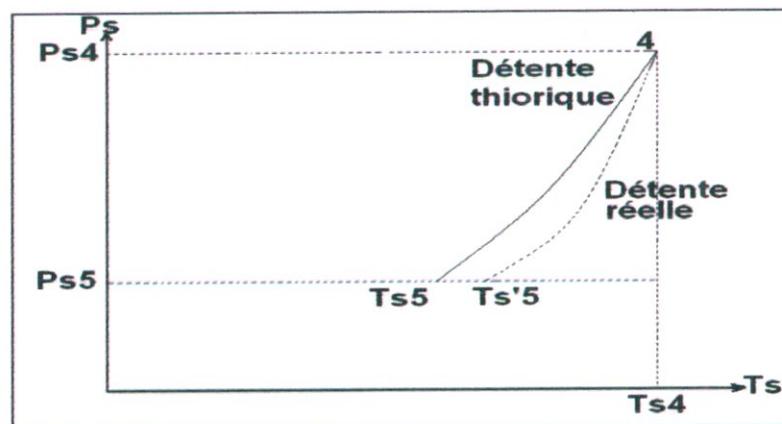


Figure 12 : Diagramme thermodynamique.

### I.10. Fonctionnement aérodynamique d'un étage de turbine

En caractérisant respectivement la station entrée et sortie des éléments d'un étage turbine avec les indices  $\alpha$  et  $\beta$ . Le diagramme de vitesse est représenté ci-dessous :

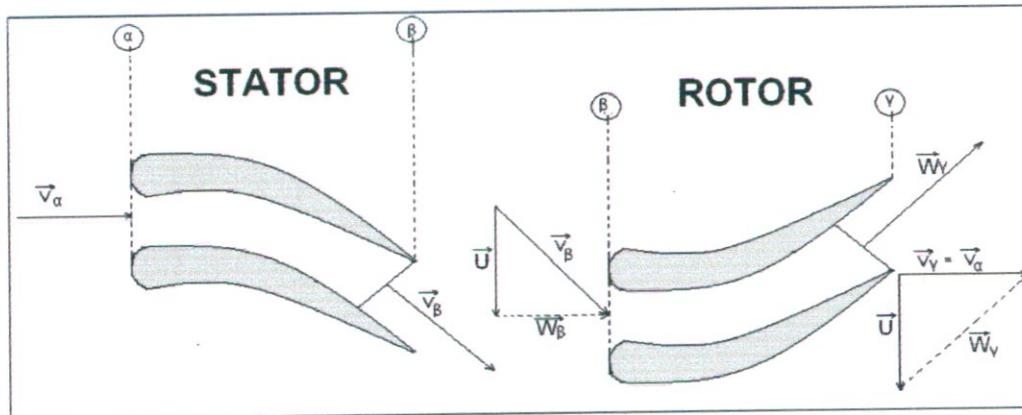


Figure 13 : Le diagramme de vitesse

La détente des gaz est partagée entre le stator et le rotor, elle est obtenue par augmentation de la vitesse absolue dans le stator, et par accroissement de la vitesse relative dans la partie rotor.

Le taux de détente d'un étage de turbine est le rapport de la pression d'entrée à la pression de sortie.

$$\tau = \frac{P_{t\alpha}}{P_{t\beta}} = 2.5 \quad (9)$$

Pour un étage de turbine HP à  $N_{2 \max}$ , si la turbine est constituée de  $n$  étage présentant un taux de détente moyen  $\tau$  et un taux de détente globale  $\pi$ , on peut déduire alors pour un étage ;  $\tau_{\text{détente}} = \pi_g^{1/n}$ .

### I.11. Effets des dommages

- ❖ Les deux phénomènes qui limitent l'utilisation de la turbine sont : le fluage (creep) et les chocs thermiques.
- **Fluage (creep)**

Aux régimes élevés, les aubes du stator sont soumises simultanément à des températures importantes. Ces aubes s'allongent proportionnellement pendant le temps de fonctionnement, cet allongement reste admissible tant que les températures limites

déterminées par le constructeur ne sont pas dépassés. Ceci signifie que la vie de la turbine est surtout liée au nombre d'heures passées aux régimes les plus élevés (décollage, montée).

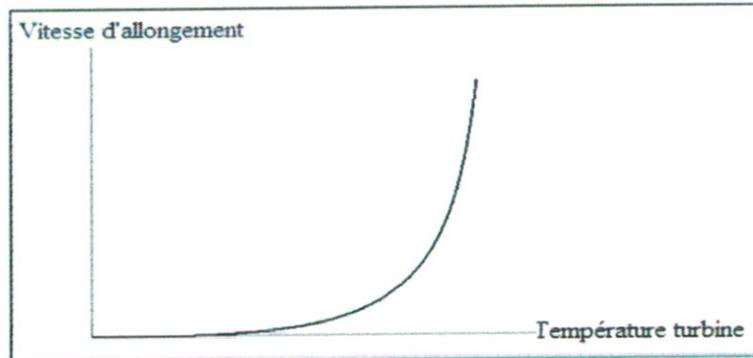


Figure 14 : la durée de vie d'une turbine.

#### □ Chocs thermiques

Pendant la phase de démarrage, ainsi que pendant les accélérations et les décélérations, les variations de températures provoquent des dilatations inégales des diverses parties de la turbine. Bien que le régulateur de carburant tiens compte de ce phénomène, le pilote doit être conscient que toute accélération ou décélération brutale provoque des sollicitations indésirable limitent la durée de vie du moteur.

Ces dernières années, la température d'entrée à la turbine a pu être augmentée grâce à deux approches complémentaires :

- La recherche de matériaux résistant aux hautes températures.
- L'introduction d'un système de refroidissement des aubes.

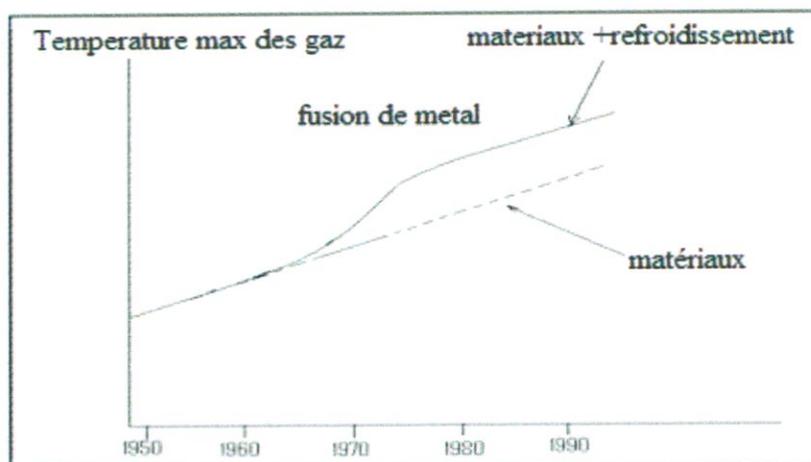


Figure 15 : Diagramme de point de fusion du métal.

**I.12. Matériaux turbine**

Les matériaux utilisés dans la réalisation des éléments de la turbine sont :

- ❖ Acier à structure ferritique résiste jusqu'à 600°C.
- ❖ Acier à structure austénitique résistant a chaud jusqu'à 750°C.
- ❖ Alliage spéciaux a base de nickel et chrome avec comme élément d'adition titane, tungstène, molybdène et cobalt, Nimonic (Angleterre).

**I.13. Moteurs à turbines refroidies**

Ces dernières années ont vu le développement de la protection thermique des aubes turbines des moteurs d'avions. En effet, malgré les importants progrès réalisés dans le domaine de la métallurgie, la température admissible par les matériaux constituant les aubes ne dépasse pas 1100 °C alors que les températures des gaz en entrée turbine dépassent 1500 °C dans les moteurs récents. Les constructeurs de moteurs ont alors développé des systèmes de refroidissement par convection interne et refroidissement "par film" pour garantir l'intégrité des matériaux.

## *CHAPITRE II*

*ETUDE AEROTHERMIQUE DANS LES AUBES TURBINES*

## DEFINITION

Dans les moteurs aéronautiques, les aubes turbines des étages les plus chauds sont des pièces qui fonctionnent à très haute température. Elles conditionnent le rendement du réacteur, et elles sont donc l'objet d'une attention toute particulière. Leur développement mobilise des aérodynamiciens, des thermiciens, des métallurgistes et des mécaniciens.

### II.1. HISTORIQUE

D'importants progrès ont été réalisés au cours des dernières années grâce à l'apparition de nouvelles technologies. Le refroidissement par des canaux internes a été l'une des principales évolutions apportées par les concepteurs. Elle a permis au cours des 30 dernières années d'augmenter d'environ 500°C la température d'entrée turbine.

Ceci nécessite le recours systématique au calcul de structures pour calculer la durée de vie des pièces. Comme la plupart des grands groupes industriels, Snecma utilise plusieurs codes de calculs. Les calculs d'aubes de Snecma moteurs sont réalisés à l'aide du code abaqus et du code Zébulon. Ce dernier code est développé en France au Centre des Matériaux et à l'Onera, en coopération avec NorthWest Numerics aux Etats-Unis, il a permis de réaliser des calculs sur plusieurs centaines de milliers d'éléments (chaque éléments est décomposé en sous-domaines; chaque sous-domaine est calculé sur un processeur, puis un algorithme itératif permet d'effectuer le "recollement" de la structure).

Les progrès réalisés en conception mécanique et thermique ont été accompagnés par des progrès sur les matériaux. Le matériau traditionnel est un matériau de fonderie, comportant de gros grains, à base de cobalt et a donc partout la même orientation cristalline.

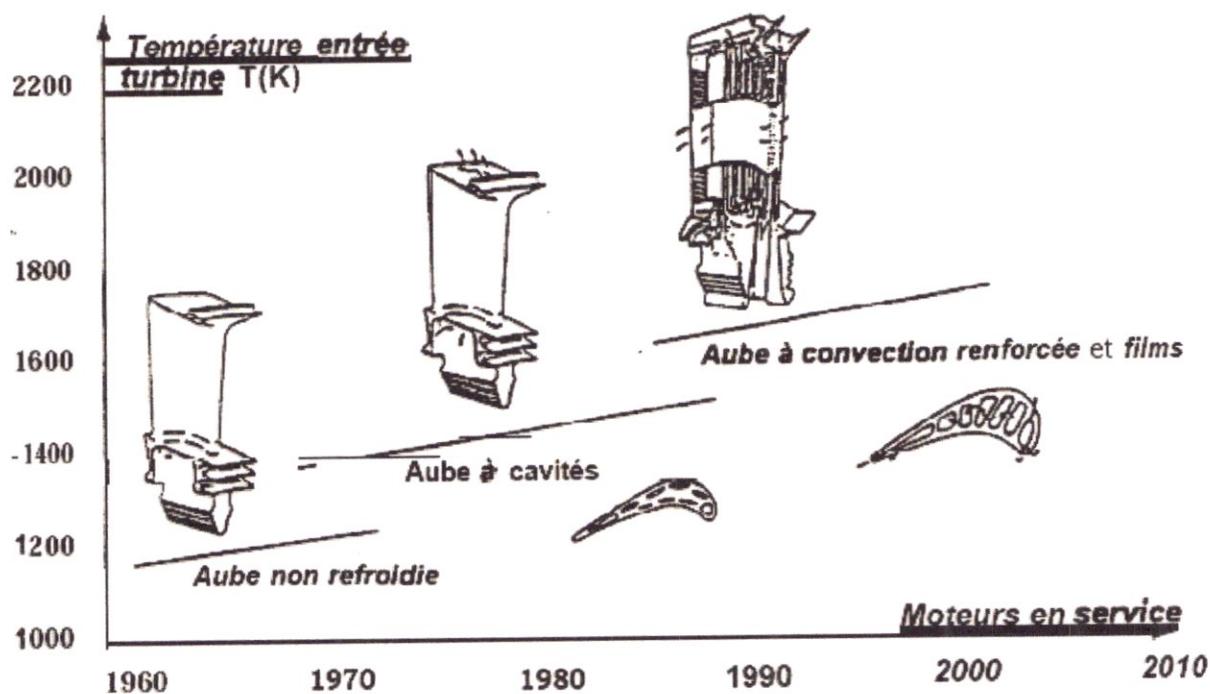


Figure 1 : Evolution des technologies de refroidissement. [20]

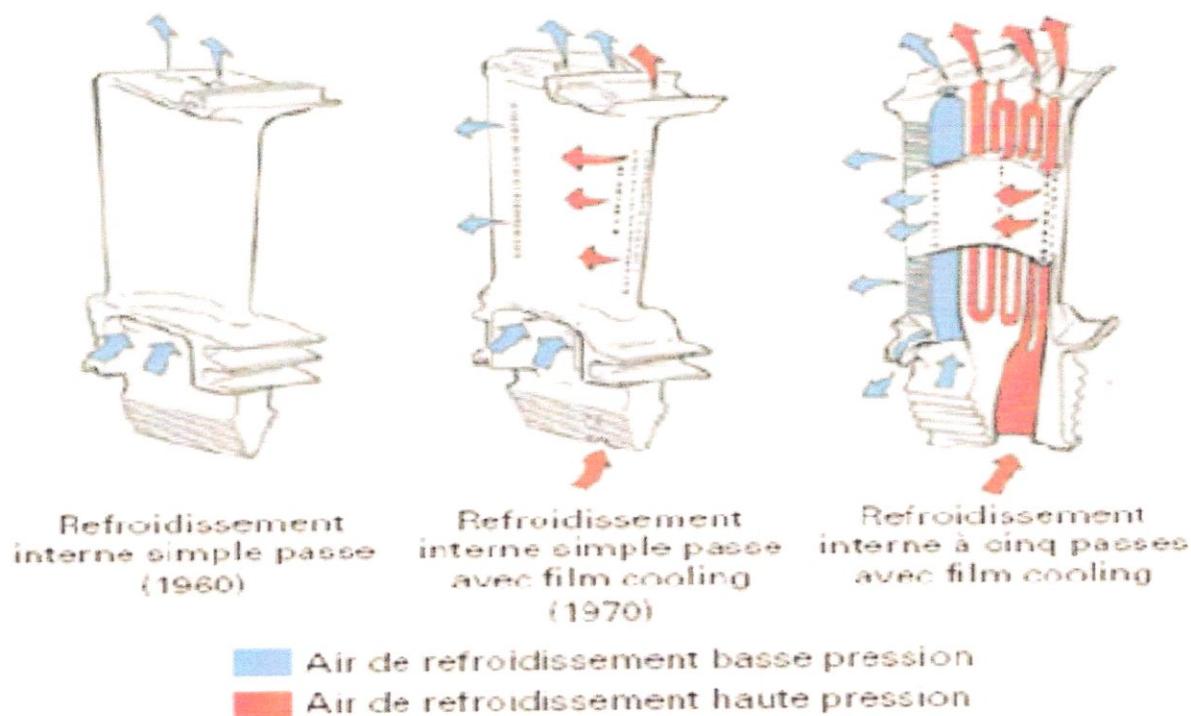
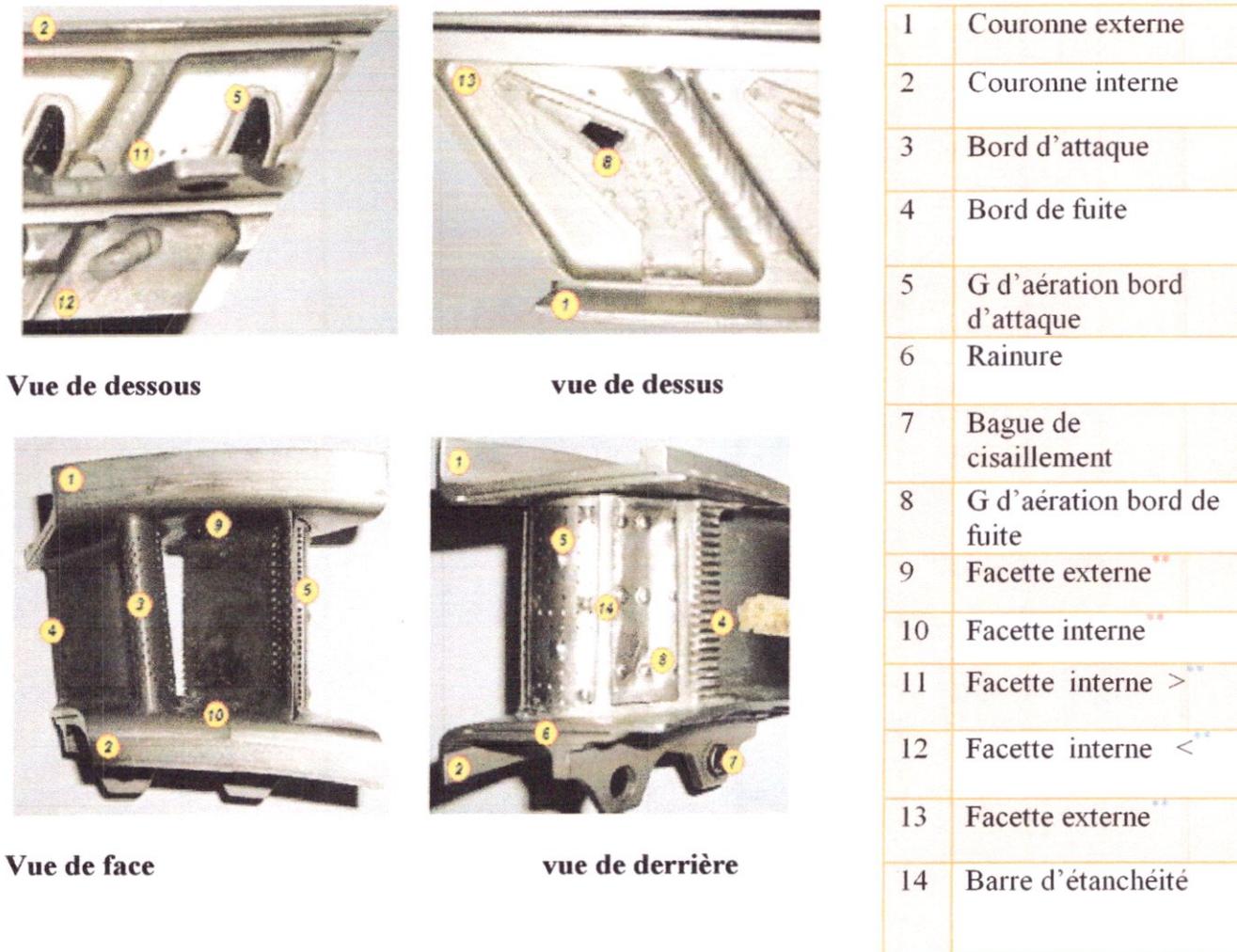


Figure 2 : Evolution des technologies de refroidissement. [20]

**II.2. DEFINITION DU PRODUIT**

La conversion de l'énergie fournie par les gaz chauds en sortie de combustion est réalisée grâce au premier étage de la turbine HP. Chaque étage de la section turbine comporte un stator suivi d'un rotor. Un stator est essentiellement constitué par une grille d'aubes directrices divisée en secteur d'aubes.

Le produit étudié est l'aube directrice du premier étage de la turbine à haute pression, le matériau qui la constitue est un superalliage de Cobalt X40.



\*\*Coté air      \*\*Coté gaz

**Figure 3 : Représentation descriptive d'un secteur d'aube HP. [7]**

**II.3. ANALYSE AEROTHERMODYNAMIQUE**

L'analyse aérothermodynamique consiste à calculer les caractéristiques d'écoulement des gaz en amont du secteur d'aubes ainsi que de l'air venant du 9<sup>ème</sup> étage compresseur HP intervenant dans le refroidissement. Elle porte sur le parcours du flux primaire de la soufflante jusqu'au 1<sup>er</sup> étage HP de la turbine en passant par le compresseur et la chambre de combustion.

### ❖ Les hypothèses sont les suivantes

- Les gaz de combustion et l'air frais sont assimilés à des gaz parfaits de loi d'état :

$P = \rho \cdot r \cdot T$  ou :  $P$  : la pression en Pascal.

$\rho$  : la masse volumique en  $\text{Kg/m}^3$ .

$T$  : la température en K et  $r = 287 \text{ J/Kg}$ .

$\gamma = C_p/C_v = 1,4$  où  $C_p$  et  $C_v$  sont respectivement les chaleurs massiques à pression et à volume constant.

#### II.3.1. Données motrice

Toutes les données motrices servent de référence à notre analyse. Les conditions extérieures sont constantes avec une température ambiante et une pression ambiante  $T_0 = 288 \text{ K}$  et  $P_0 = 1 \text{ bar}$ .

- Le débit d'air total  $Q_{tot} = 593 \text{ kg/s}$  et le débit primaires  $Q_P = 86 \text{ Kg/s}$
- Le rendement global  $> 85\%$ .
- Le rapport de compression global  $R_{CG} = 24$
- Le rapport de compression HP  $R_{CHP} = 15$
- Le rendement global du compresseur  $\eta_{gc} = 85\%$ .
- Les rendements mécaniques  $\eta_M = 90\%$ .

#### II.3.2. Compression

On appelle  $\eta_{pc}$ ,  $\eta_{pt}$ , respectivement les rendements polytropiques du compresseur et de la turbine. Les relations :  $\eta_{gc} = \eta_{pc} \cdot \eta_m$  et  $\eta_{gt} = \eta_{pt} \cdot \eta_m$  permettent de les calculer.

Les relations entre coefficients et rendements polytropiques s'expriment comme

$$\eta_{pc} = \frac{k/(k-1)}{\gamma/(\gamma-1)} \quad \text{et} \quad \eta_{pt} = \frac{\gamma/(\gamma-1)}{k/(k-1)} \quad (2)$$

- **Sortie du compresseur BP**

Le rapport de compression BP,  $R_{CBP} = R_{CG}/R_{CHP}$  (3)

D'où:  $P_1 = (R_{CG}/R_{CHP}) \cdot P_0$  (4)

Et  $T_1 = T_0 \cdot (P_0/P_1)$ . (5)

- **Sortie du compresseur HP**

$$P_2 = R_{CHP} \cdot P_1 \quad \text{et} \quad T_2 = T_1 \cdot (P_1/P_2)^{(1-\gamma)/\gamma} \quad (6)$$

On obtient ainsi pour l'air de refroidissement du secteur d'aubes  $T_2$  et  $P_2$ .

### II.3.3. Données combustible

La combustion s'effectue entre l'air venant du 9<sup>ème</sup> étage compresseur HP et un carburacteur de référence JET A1, de formule empirique  $C_{11}H_{22}$ , avec un pouvoir calorifique inférieur  $P_{CI} = 42806 \text{ KJ/Kg}$ .

### II.3.4. Calcul de la température des fumées

La quantité d'air nécessaire pour la combustion stœchiométrique (neutre sans excès d'air ni imbrûlés) d'une masse unité de combustible est obtenue par la loi des mélanges appliquée aux corps simples identifiés (tableau ci dessous) :

Formule de corps simple	C	H <sub>2</sub>	S
$P_a$ (kg air kg)	11,5	34,5	4,32
Pouvoir comburivore			

**Tableau 1 : Pouvoir comburivore des corps simple. [7]**

« Dans les conditions normales de températures et de pression à  $T = 15^\circ\text{C}$  et  $P = 1\text{bar}$  »

La température des fumées s'obtient par un bilan enthalpique où l'état générateur considéré est l'état ambiant.  $Q_e$  désigne la chaleur par unité de masse fournie à l'entrée de la chambre de combustion et  $Q_s$  la chaleur par unité de masse des fumées à la sortie. La réaction de combustion est supposée adiabatique avec un rendement de combustion  $\eta_c = Q_s / Q_e$  de 95%.

Le bilan enthalpique s'écrit :

$$Q_e \cdot \eta_c = Q_s \text{ ou } Q_e = P_{CI} + C_{P_{fuel}} \Delta T_{fuel} + P_A (C_{P_{Air}} \Delta T_{Air}) \quad (7)$$

✓ Avec  $\Delta T_{Air} = T_2 - T_0$  est la variation de température due au réchauffage lors de la compression.

✓  $\Delta T_{fuel} = 0$  car il n'y a pas de préchauffage du combustible.

➤ On obtient donc :  $Q_e = P_{CI} + P_A [C_{P_{Air}} (T_2) T_2 - C_{P_{Air}} (T_0) T_0]$  (8)

○  $Q_s = P_F \cdot C_{P_{gaz}} \cdot \Delta T_{fumées}$  (9)

➤ La température des fumées :  $T_{fumées} = \frac{Q_e \cdot \eta_c}{P_F \cdot C_{P_{gaz}}} + T_0$  (10)

➤ Avec :  $P_A = P_a \cdot (1+e)$  et  $P_F = P_f \cdot (1+e)$  (11)

➤ L'excès d'air s'exprime par :  $e = \frac{Q_{ma} - Q_{ma}^s}{Q_{ma}^s} = \frac{Q_{ma}}{Q_{mc}} \times \frac{1}{r} - 1$ . (12)

➤ Le rapport stœchiométrique est donné par :  $r = \frac{Q_{ma}^s}{Q_{mc}}$ . On note respectivement  $Q_{mc}$  et  $Q_{ma}$  les débits de masse de combustible et d'air dans la chambre de combustion.

➤ La conservation de la masse permet d'obtenir le pouvoir fumigène

○  $P_f = (Pa + 1) Kg_{fumée} \cdot Kg_{combustible}$  (13)

➤ Le pouvoir comburivore du combustible se calcule par la loi des mélanges :

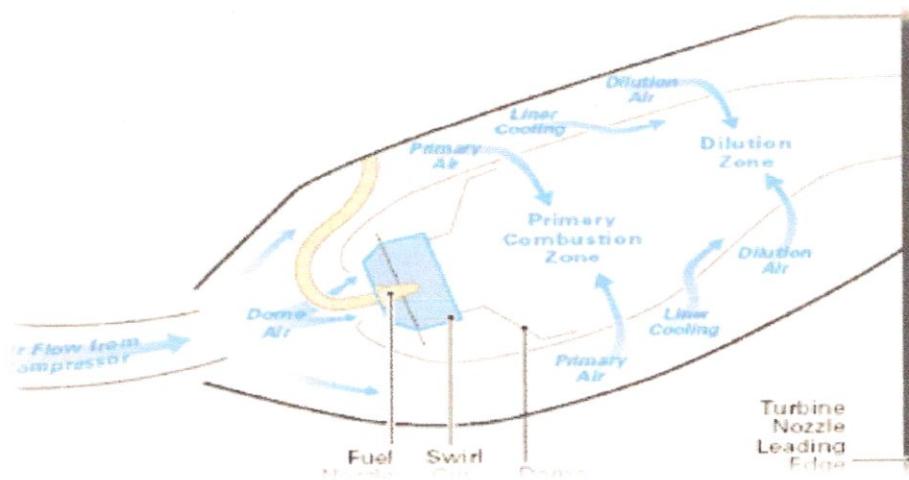
○  $P_a = 11,5 \times \frac{C\%}{100} + 34,5 \times \frac{H2\%}{100} + 4,32 \times \frac{S\%}{100} Kg_{air} \cdot Kg_{combustible}$  (14)

La température qu'on obtient sera cohérente si on la compare aux données constructeur alors en entrée du 1<sup>er</sup> étage de la turbine haute pression la température  $T_4$  égale à  $T_{fumées}$ .

**II.3.5. Calcul des vitesses d'écoulement**

□ **Vitesse des fumées**

La vitesse des fumées s'obtient par un bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion. Le flux primaire pénètre dans la chambre de combustion et réagit avec le combustible dans des proportions stœchiométriques. Le parcours du flux d'air supplémentaire (Figure 5) est injecté afin de garantir une combustion complète mais aussi dans le but de refroidir les gaz en amont du 1<sup>er</sup> étage de la turbine HP.



**Figure 4 : Acheminement du flux primaire. [7]**

On effectue un bilan énergétique entre un état dans la chambre de combustion à la température de flamme et la sortie de chambre à la température des fumées pour un écoulement permanent, unidimensionnel et non visqueux le long d'une ligne de courant. En négligeant les forces de volumes, on a :

$$\left[ h + \rho \frac{v_f^2}{2} \right]_{\text{combustible}}^{\text{fumées}} = \Delta P \quad (15)$$

- Pour l'état i,  $h_i$  est l'enthalpie massique, ( $J/kg$ )
- $\rho$  : est la masse volumique  $Kg/m^3$
- $V$  : est vitesse du fluide (m/s)
- $\Delta P$  : sont les pertes de charges (Pa).

En négligeant l'énergie cinétique à l'entrée de la chambre de combustion, on obtient :

$$V_f = \sqrt{\left[ \frac{2}{\rho_2} \Delta h - \Delta P \right]} \quad (16)$$

$$\text{Ou : } \Delta h = (h_{\text{combustible}} - h_{\text{fumées}}) = C_p(T_{\text{fumées}})T_{\text{fumées}} - C_p(T_{\text{comb}})T_{\text{comb}}. \quad (17)$$

- $\Delta P = 5\%P_2$
- $\rho_2 = \frac{P_2}{r.T_2}$

On retrouve à l'entrée de la turbine haute pression,  $V_f$  en m/s.

### II.3.6. Vitesse de l'air de refroidissement

Une analyse aérothermodynamique de l'air du 9<sup>ème</sup> étage au sein du système de refroidissement est nécessaire afin d'analyser les échanges internes de l'aubage avec l'air. A partir d'une modélisation simplifiée de l'écoulement au niveau des grilles d'aération, l'objectif est de calculer les vitesses d'écoulement de l'air circulant entre les grilles d'aération côté bord d'attaque et côté bord de fuite mais également au niveau du bord de fuite et du bord d'attaque.

Quelques hypothèses sont nécessaires pour modéliser l'écoulement au sein du système de refroidissement :

- 16 % du débit d'air primaire est utilisé pour le système de refroidissement.
- Les débits de fuite au niveau des joints d'étanchéité sont négligés.
- La conservation du débit de masse est appliquée :  $\dot{m} = \rho.v.S$

On considère le fluide à masse volumique, température et pression constante le long du parcours interne de l'aubage.

On suppose que le débit primaire est  $\dot{m}_m$ , réparti uniformément sur l'ensemble de la grille d'aubes, ce qui donne un débit d'air de refroidissement  $\dot{m}_{\text{ref}}$  par aube. Ce flux d'air, de températures  $T_2$ , de pression  $P_2$  et de masse volumique  $\rho_2$ , se scinde en deux vers les ouvertures côté bord d'attaque et bord de fuite comme représenté sur la figure ci dessous. Le premier permet de refroidir le bord d'attaque et de former le film pour le refroidissement

externe de l'aube, le second de refroidir le bord de fuite. Puisqu'on néglige les fuites, on a  $\dot{Q}_m = \dot{Q}_{bf} + \dot{Q}_{ba}$ . Il manque une seconde équation pour calculer les débits.

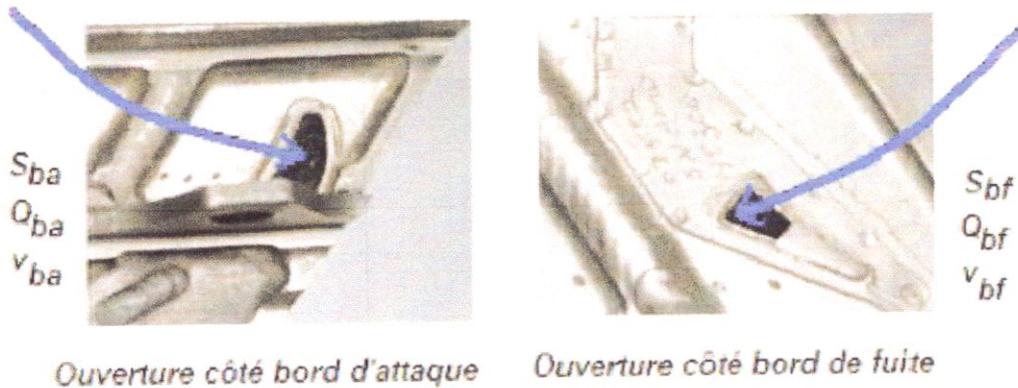


Figure 5 : Les ouvertures de refroidissement. [7]

Du fait de la présence d'une plaque couvercle au niveau du trou de passage de l'air vers la grille d'aération côté bord de fuite, on considère une relation de proportionnalité entre les surfaces d'entrée d'air et les débits d'écoulement, soit

$$\bullet \quad \dot{Q}_{ba}/S_{ba} = \dot{Q}_{bf}/S_{bf} \quad (18)$$

On mesurant les surfaces à l'aide d'un planimètre, ceci nous donne :

$$\bullet \quad \begin{aligned} & S_{ba}/S_{bf} \\ & \dot{Q}_{ba}/\dot{Q}_{bf} \\ & \dot{Q}_{bf} \text{ et } \dot{Q}_{ba} \end{aligned} \quad (19)$$

Le calcul des différentes surfaces de passage le long de l'écoulement permet d'obtenir les vitesses d'écoulement. Une mesure approximative des trous d'aération a permis de calculer les vitesses au niveau des grilles d'aération côté bord d'attaque, à la sortie du bord d'attaque, au niveau des grilles d'aération côté bord de fuite et enfin à la sortie du bord de fuite en appliquant la relation  $\dot{Q}_m = \rho.v.S$ .

#### II.4. CHOIX DU REFRIGERANT

Il y a deux façons de refroidir les aubes :

- **Refroidissement par liquide** : en utilisant l'eau et les métaux liquides. Cette méthode de refroidissement est actuellement abandonnée, elle présente l'inconvénient de nécessiter des aubes creuses et de plus le liquide de refroidissement « l'eau » possède une forte aptitude « chaleur latente » d'évaporation. Dans ce cas il est impossible d'éliminer la corrosion et la formation de dépôts et il est très difficile d'avoir une surface d'échange adéquate.

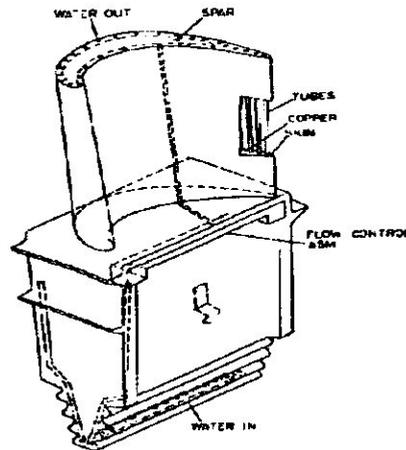


Figure 6 : Aube refroidie par l'eau. [8]

- **Refroidissement par gaz** : réalisé par le prélèvement d'air frais d'un ou plusieurs étages du compresseur haute pression et cheminé jusqu'aux aubes statoriques et rotoriques de la turbine. On distingue deux grands modes de refroidissement **interne et externe**.

## II.5. TECHNIQUE DE REFROIDISSEMENT DES AUBES TURBINE

### II.5.1. Transferts convectifs

Partant des paramètres d'écoulement en entrée du secteur d'aubes, l'objectif est de modéliser les échanges thermiques entre le secteur d'aubes et ses éléments d'environnement. Le modèle fluide étant découplé du modèle structure, on considère que l'air du 9<sup>ème</sup> étage HP compresseur ainsi que les gaz d'échappement sont deux sources à température constante. La détermination des coefficients d'échange par convection sur les profils extérieur et intérieur en écoulement turbulent est faite au moyen de corrélations empiriques faisant intervenir les nombres de *Reynolds*, *Prandtl* et *Nusselt*.

#### a. Transferts côté gaz

Ce mode d'échange concerne la surface de l'aube, du bord d'attaque jusqu'au bord de fuite et les facettes internes. Lorsque les gaz chauds pénètrent dans le 1<sup>er</sup> étage, on considère que :

l'écoulement est turbulent.

Les coefficients d'échange sont uniformes sur chaque surface.

L'écoulement par film est omis.

La valeur moyenne du coefficient d'échange  $h_g$  est donnée par la relation d'*Ainley*,

$$Nu_g = 318. \{Re_g / 2.10\}^{0.54} . \{T_g/T_p\}^{0.14} \quad \text{et} \quad Nu_g = h_g \cdot L/\lambda \quad (20)$$

- $\lambda$  : Conductivité du matériau.
- $L$  : Corde de profil (longueur caractéristique)

- $Re_g = \frac{U_m \cdot c}{\nu}$  : nombre de Reynolds.
- $T_g$  : Température à l'entrée du secteur d'aubes.

#### b. Transferts côté air de réfrigération

Ce mode s'applique au niveau des facettes externes ainsi que du squelette à l'intérieur de l'aubage. Le mode de transfert par jet, généré par le système de refroidissement, est réduit à un mode convectif pour un écoulement turbulent.

Les nombres de *Nusselt* seront calculés pour les corrélations de *Dittus-Boelter* et de *Petukhov*. Cette dernière sera prise comme référence.

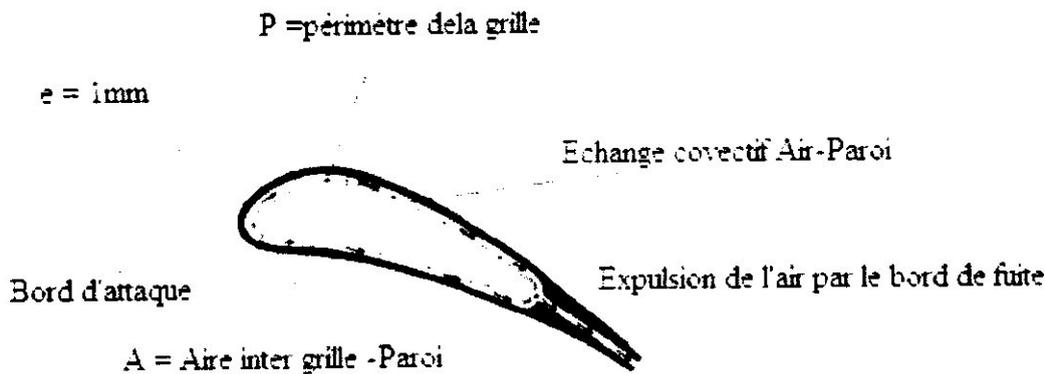


Figure 7 : Mode convectif interne. [20]

Pour l'approche simplifiée adoptée, on ne peut affirmer que les différences importantes de températures entre les gaz d'échappement et la température de l'air, impliquent des écarts importants entre les températures des parois et les gaz. Il convient donc de comparer le nombre de *Nusselt* pour les corrélations empiriques de *Dittus Boelter* et de *Petukhov*.

Pour la corrélation de *Dittus Boelter* ;  $Nu = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0.3}$  (21)

Pour la corrélation de *Petukhov* :  $Nu = \frac{(f/8)Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$  (22)

$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$  (23)

La relation entre le nombre de Nusselt et le coefficient d'échange est  $Nu_g = h_g \frac{D}{\lambda}$

#### II.5.2. Transferts radiatifs côté gaz

Outre le mode convectif, les transferts thermiques se font également par rayonnement. Le rayonnement du côté de l'air étant très faible, on peut le négliger vis-à-vis du mode convectif. Par contre, la présence de  $CO_2$  et de  $H_2O$  des fumées induiraient normalement des émissivités thermiques à prendre en considération.

On considère le mode radiatif le long du canal inter-aubes. Pour calculer les différents flux radiatifs des fumées, la méthode développée par *Hottel* considère que la vapeur d'eau et le dioxyde de carbone sont les seuls produits de combustion qui émettent de façon significative. Le flux émis par un gaz  $\phi_r$  porté à la température  $T_{fumée}$  est donné par la loi de *Stefan Boltzmann*.

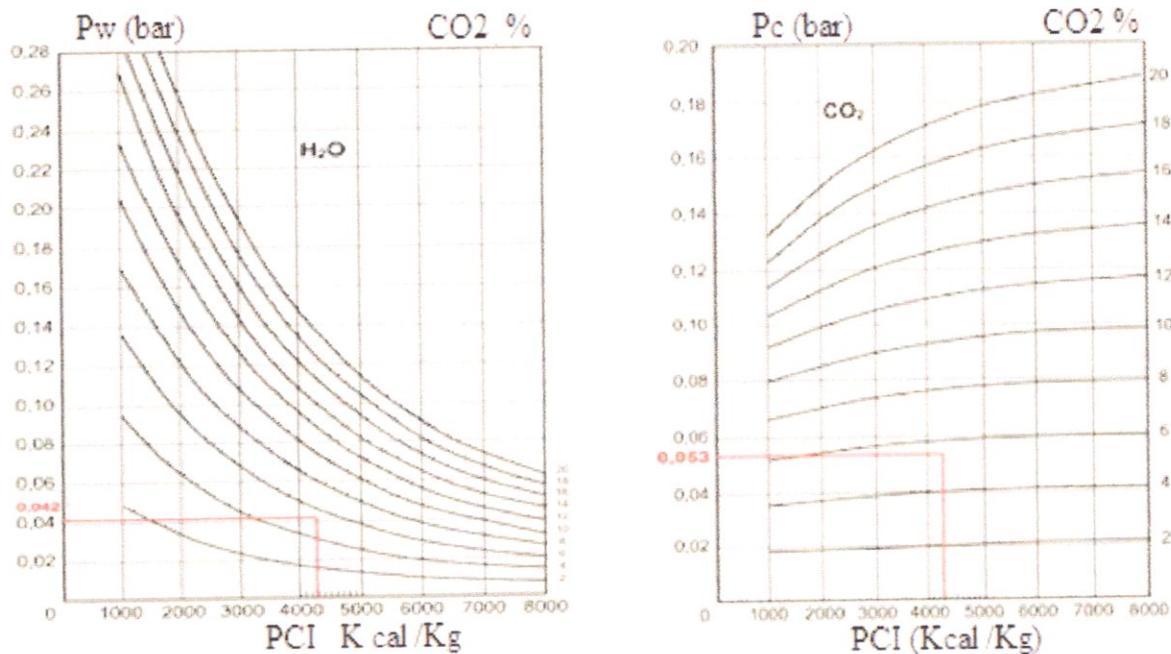
- En prenant en compte l'émissivité  $\epsilon_g$  de ce gaz ;  $\phi_r = \epsilon_g \sigma T_G^4$  (24)
- Ou la constante de *Stefan – Boltzman*  $\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}^4$

**a. L'émissivité des gaz**

L'émissivité de ces gaz dépend de la température des fumées, des pressions partielles, des espèces radiantes ( $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}_2$ ) et d'une longueur caractéristique L. Elle est exprimée par :  $\epsilon_g = \epsilon_w + \epsilon_c - \Delta\epsilon$ . (25)

Où  $\epsilon_w$ ,  $\epsilon_c$  désignent respectivement les émissivités de  $\text{H}_2\text{O}$  et du  $\text{CO}_2$  et  $\Delta\epsilon$  rend compte de la réduction de l'émissivité due à l'absorption mutuelle entre les deux espèces.

Les pressions partielles de  $\text{H}_2\text{O}$  et du  $\text{CO}_2$  respectivement  $P_w$  et  $P_c$  sont calculés en fonction du  $P_{CI}$  du combustible et de la teneur  $\alpha$  en  $\text{CO}_2$ . On obtient pour un  $P_{CI} = 42806 \text{ Kj/Kg}$  voir la figure 8 :



**Figure 8: Pressions partielles de  $\text{H}_2\text{O}$  et du  $\text{CO}_2$  en fonction du  $P_{CI}$  et de  $\alpha$ . [7]**

Les différentes émissivités voir la figure 9.

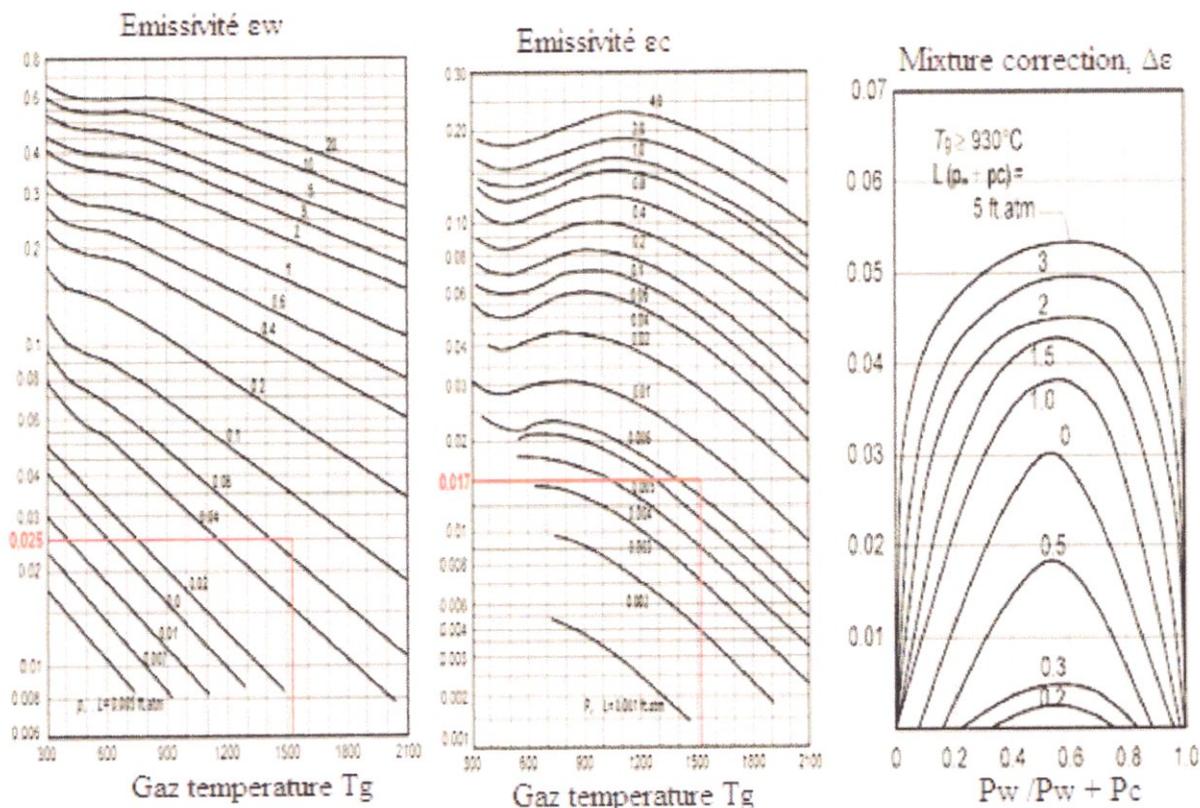


Figure 9 : Emissivités du mélange. [7]

Le flux net s'écrit :  $\phi^{net}_r = \sigma(\epsilon_g T_G^4 - \alpha T_p^4)$  (26)

Où l'absorptivité  $\alpha_g$  des gaz est corrélée à l'émissivité de chaque espèce radiante tel que :

➤  $\alpha_w = \epsilon_w (T_G T_p)^{0.45}$  pour la vapeur d'eau. (27)

➤  $\alpha_c = \epsilon_c (T_G T_p)^{0.65}$  Pour le dioxyde de carbone. (28)

Les deux espèces étant simultanément présentes dans un mélange comprenant d'autres espèces transparentes, l'absorptivité totale du gaz s'écrit :

$\alpha_g = \alpha_w + \alpha_c - \Delta\alpha$  avec  $\Delta\alpha = \Delta\epsilon$ . (29)

Pour obtenir une estimation des absorptivités, on considère arbitrairement

$T_p = (T_G + T_A) / 2$  (30)

Le flux net obtenu est :  $\phi^{net}_r = \sigma(\epsilon_g T_G^4 - \alpha T_p^4)$  (31)

**b. Coefficient d'échange équivalent**

Le flux net peut s'exprimer comme une condition de *Neumann* en introduisant un coefficient d'échange d'équivalent :

$$h_{Tg} \text{ (w/m. k)} = \sigma (\epsilon_g T_G^4 - \alpha_g T_p^4) \cdot (T_G - T_p) \text{ ou } T_G = T_\omega \tag{32}$$

**II.5.3. Refroidissement externe**

**II.5.3.1. Refroidissement de la paroi par film protecteur**

Le refroidissement par film est pratiquement la méthode la plus efficace employée dans le domaine du refroidissement des aubes turbines. Dans cette technique, l'air relativement froid est ramené à travers des rangées de trous judicieusement aménagés dans le corps des aubes à refroidir pour être injecté dans l'espace inter-aube. Le but de cette technique étant de créer une couche d'air protectrice entre les gaz chauds émanant de la chambre de combustion et la surface de l'aube à refroidir.

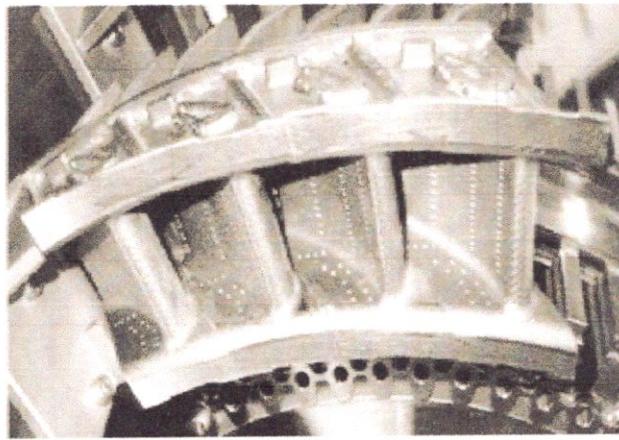


Figure 10 : Secteur d'aubes directrices refroidies par film protecteur. [18]

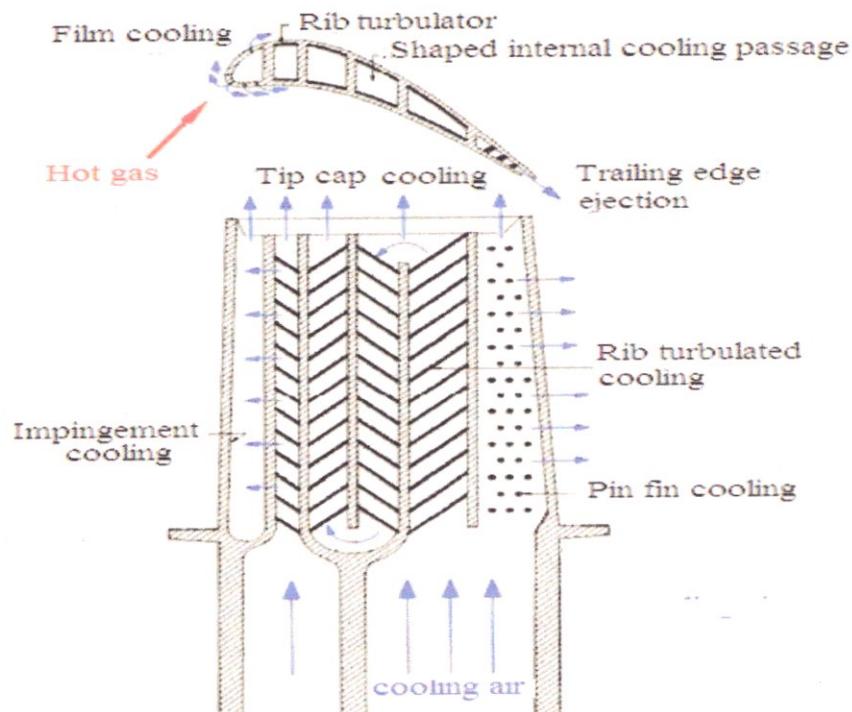
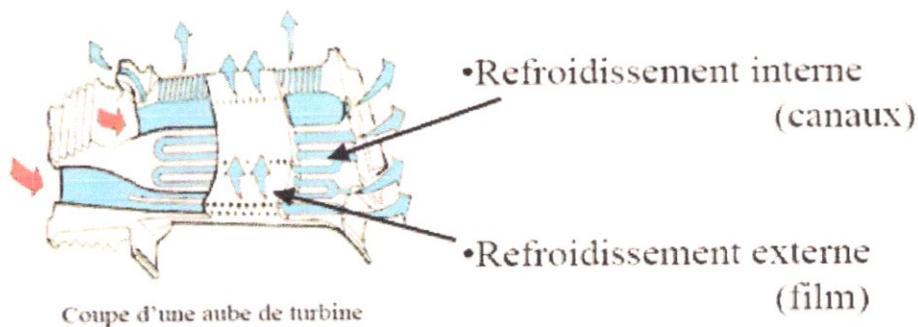


Figure 11 : Schéma d'une aube turbine avec les techniques de refroidissantes. [20]



**Figure 12 : Refroidissement (interne et externe) des aubes. [20]**

L'efficacité de refroidissement total  $\varphi$  donnée par la relation suivante ;

$$\varphi = \frac{\beta\eta_c + \eta_f(1 - \eta_c)}{1 + \eta_c(\beta - \eta_f)} \quad (33)$$

est une fonction des autres paramètres tel que :

1. l'efficacité de film protecteur  $\eta_f$ .
2. l'efficacité de convection  $\eta_c$ .
3.  $\beta$ : Energie de la chaleur (given heat load) : est donné par :

$$\beta = \frac{(mc_p)_{air\ froid}}{(h.A)_{gaz}} \quad (34)$$

❖ L'efficacité de film protecteur  $\eta_f$  est une fonction de :

- La géométrie des trous de refroidissement.
- Le diamètre des trous  $d_h$ .
- le degré d'inclinaison des trous.
- L'espacement  $x_n$  entre les trous.

$$\eta_f = \frac{1}{\frac{1}{Cov}} + C_1 \cdot \left(\frac{x}{MS}\right)^{C_2} \quad (35)$$

- Dont:  $S = \pi d_h^2 / 4x_n$ .
- M : Paramètre d'injection =  $(\rho v)_{écoulement} / (\rho v)_{gaz}$
- Cov (film coverage) =  $b/p$
- P: pas
- b: La distance qui séparent les deux perturbateurs de haut et d'en bas.
- $C_1$  et  $C_2$  sont des constants déterminés expérimentalement.

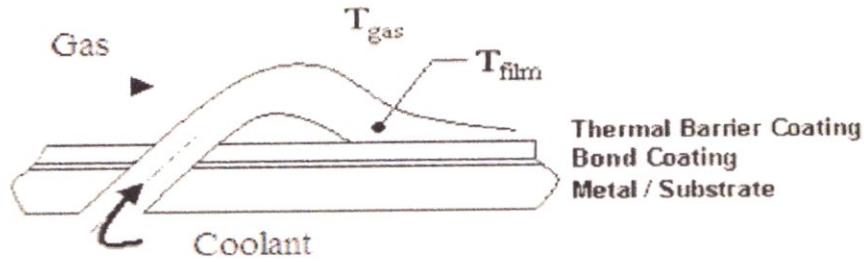


Figure 13 : Refroidissement par film protecteur. [17]

❖ Il reste l'efficacité de la convection  $\eta_c$  qui est donnée par :

$$\eta_c = 1 - e^{\frac{-h_c \cdot A_c}{m \cdot c_p}} \quad (36)$$

Dans cette expression, l'efficacité  $\eta_c$  est en rapport avec le coefficient de transfert de chaleur, le débit d'air et aussi la section.

#### II.5.3.1.1. Paramètres caractéristiques le refroidissement par film protecteur

L'efficacité de ce procédé est influencée par plusieurs paramètres :

- Le taux d'injection.
- les propriétés des fluides.
- Rapport (pas/diamètre) des trous.
- Nombre de trous.
- la forme des orifices d'injection et l'inclinaison des trous ( $\alpha_c$ ) à travers lesquels l'air est injecté.

Plus spécialement le bord d'attaque de l'aube avec sa forme arrondi présente la zone la plus fragile du processus. Ceci est dû principalement au point de stagnation exposé à la très haute température des gaz chauds.

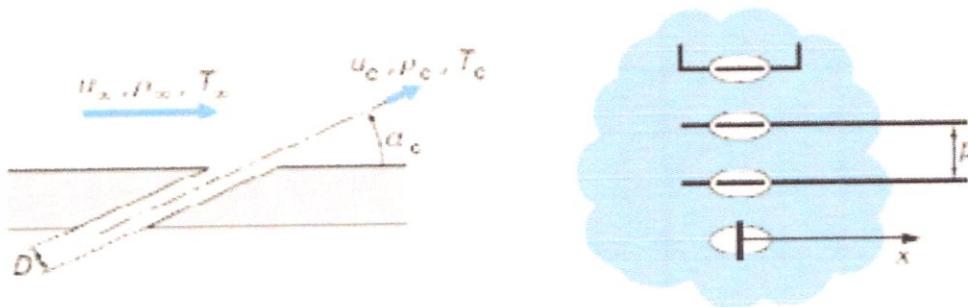


Figure 14 : Paramètres caractéristique du film protecteur. [8]

## II.6. LES PROMOTEURS DE TURBULENCE DANS LES CANAUX

Les promoteurs de turbulence sont fréquemment la plus méthode usagée pour améliorer et augmenter le transfert de chaleur dans les passages internes du refroidissement.

Ils se trouvent typiquement deux à deux sur le mur du passage de l'air refroidissant. La performance du transfert de chaleur dans les canaux dépend de leurs configurations et le nombre de Reynolds de l'écoulement. Beaucoup des études ont été faites pour comprendre l'écoulement à travers les perturbateurs d'un canal qui sont orientés d'un angle  $\alpha$  ( $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ..) opposés ou décalés. Ces études ont montré que ; l'écoulement traversant ces perturbateurs se sépare, ce qui crée une couche limite au mur de canal permettant d'augmenter le coefficient de transfert de chaleur. Figure 15.

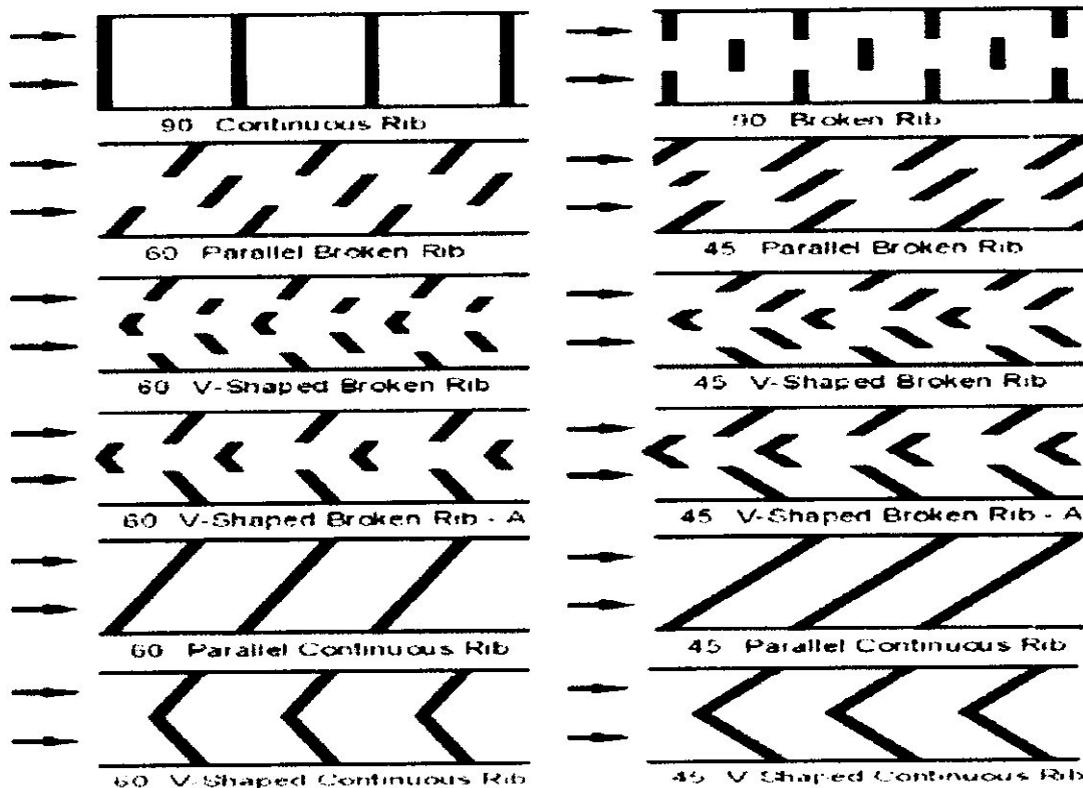


Figure 15 : Les différentes configurations des perturbateurs dans les canaux. [17]

Si les perturbateurs sont obliqués à la principale direction de l'écoulement (forme V), quatre tourbillons tournants vont se créer dans le but d'améliorer le transfert de chaleur (augmenter le coefficient de convection ou bien faciliter la dissipation de la chaleur dans le mur de canal).

Donné le nombre de Reynolds et la géométrie de perturbateur ( $e/D$ ,  $P/e$ ,  $W/H$ , et  $\alpha$ ), le facteur du frottement moyen ( $\bar{f}$ ) et le nombre de Stanton moyens ( $St_s$ ) peuvent être déterminé à partir les corrélations développées par Han et Parc dans le but d'améliorer le transfert de chaleur.

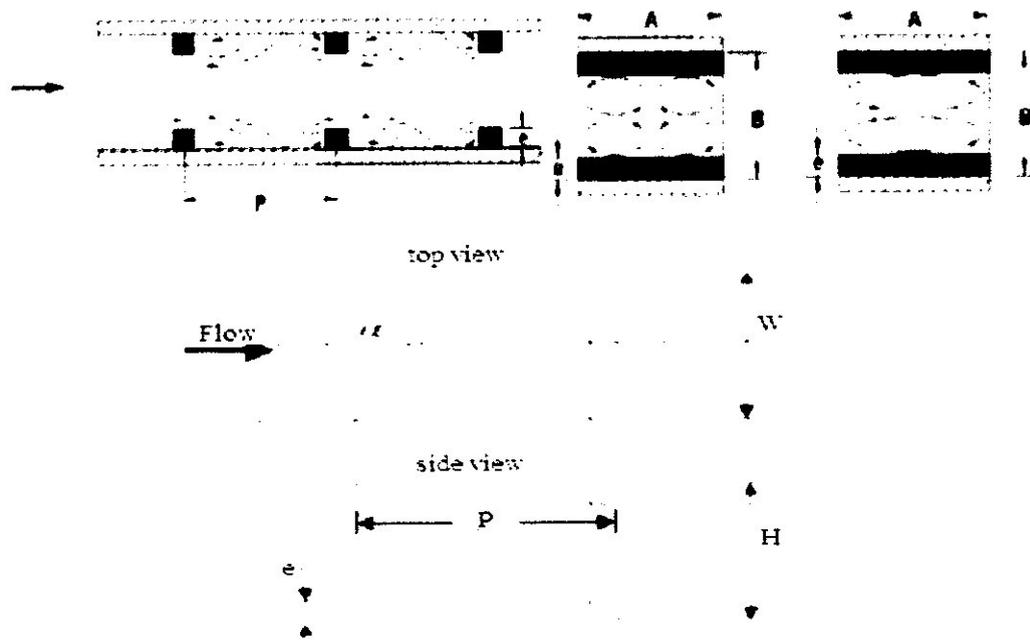


Figure 16 : La géométrie d'un canal de refroidissement. [17]

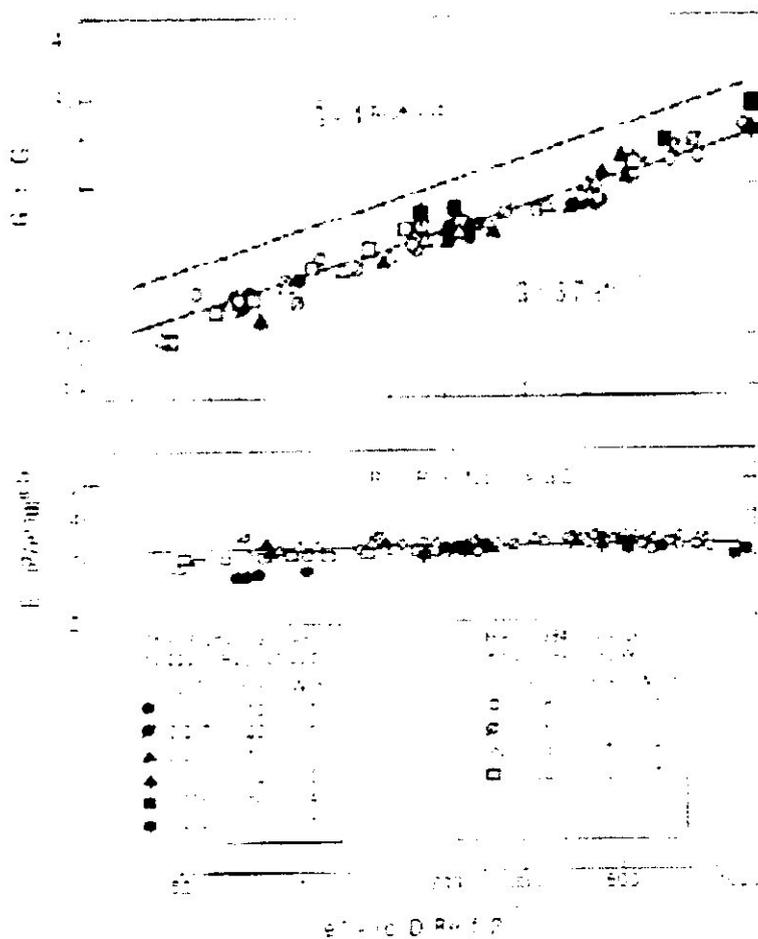


Figure 17 : Les corrélations de facteur du frottement et le coefficient du transfert de chaleur pour  $\alpha=90^\circ$ . [17]

$e+$  : Le nombre de Reynolds à surface rugueuse

La fonction de rugosité  $R$  (fonction *roughness*) : Pour les canaux rectangulaires, elle est définie comme :

$$R = \sqrt{\frac{2}{f}} + \frac{1}{\kappa} \ln \frac{2e}{d_h} + \frac{1}{\kappa} \quad (37)$$

- $e$  : La hauteur de perturbateur.
- $d_h$  : est le diamètre hydraulique de canal.
- $f$  : Le facteur de frottement sur les quatre parois de perturbateur.
- Le facteur du frottement moyen  $\bar{f}$  est calculé dans l'équation suivante :

$$f = \bar{f} + \left(\frac{H}{W}\right) [\bar{f} - f_s] \quad (38)$$

Le facteur de frottement pour les canaux à paroi lisse ( $f_s$ ), est déterminé par la corrélation de Blasius.

Le coefficient (facteur) de frottement et la fonction de rugosité pour les configurations (a-b-c-d) des perturbateurs tels que montre la figure ci-dessous sont donnés dans le tableau 2.

- a) Perturbateurs parallel.
- b) Perturbateurs parallel inclinés.
- c) Perturbateurs forme V.
- d) Perturbateurs inclinés entrecroisés.

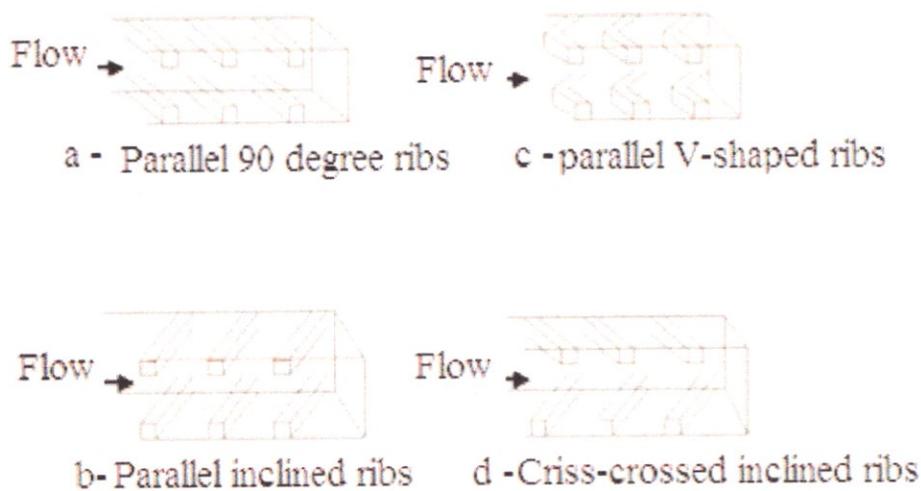


Figure 18 : Les différentes configurations des perturbateurs dans les canaux. [17]

<p>A</p> $f = \frac{W}{W+H} \left[ \frac{H}{W} f_s + \frac{2}{(R - 2.5 \ln(\frac{2e}{d_h}) - 2.5)^2} \right]$ <p><math>f_s</math> = Smooth friction factor = <math>0.046 Re^{-0.2}</math>  <math>W</math> = Channel width  <math>H</math> = Channel Height</p>	$R = 3.2 \left( \frac{Pe}{10} \right)^{0.35}$
<p>B</p> $f = 2 \left\{ R - [2.5 \ln(\frac{2e}{d_h}) + 2.5] \right\}^{-2}$ $e^+ = \frac{e}{d_h} Re \sqrt{f/2}$ <p><math>n = 0</math> for <math>\alpha = 45</math>  <math>n = 0.17</math> for <math>\alpha = 45</math></p>	$R = \left[ \left( \frac{Pe}{10} \right)^{0.35} (0.03 e^+)^n \right]$ $[15.6 - 31.6 \left( \frac{\alpha}{90} \right) + 21.1 \left( \frac{\alpha}{90} \right)^2]$
<p>C</p> $f = \frac{1}{2} f_s + \left\{ R - [2.5 \ln(\frac{2e}{d_h}) + 2.5] \right\}^{-2}$	$R = a e^+ b$ <p><math>a = 1.605</math> <math>b = 0.0015</math>  for <math>\alpha = 45</math> <math>Pe = 10</math></p> <p><math>a = 1.232</math> <math>b = 0.0454</math>  for <math>\alpha = 60</math> <math>Pe = 10</math></p> <p><math>a = 3.687</math> <math>b = -0.0571</math>  for <math>\alpha = 60</math> <math>Pe = 20</math></p> $e^+ = \frac{e}{d_h} Re \left( \frac{2f - f_s}{2} \right)^{1/2}$
<p>D</p> $f = \frac{1}{2} f_s + \left\{ R - [2.5 \ln(\frac{2e}{d_h}) + 2.5] \right\}^{-2}$	$R = 3.18$ $e^+ = \frac{e}{d_h} Re \left( \frac{2f - f_s}{2} \right)^{1/2}$

Tableau 2 : Le facteur du frottement et la fonction de rugosité. [17]

Webb et al ont démontré dans leurs corrélation que G: le facteur de rugosité thermique (*heat transfert roughness function*) est donné par :

$$G = R + \frac{(f/2 St_r) - 1}{(f/2)^{1/2}} \tag{39}$$

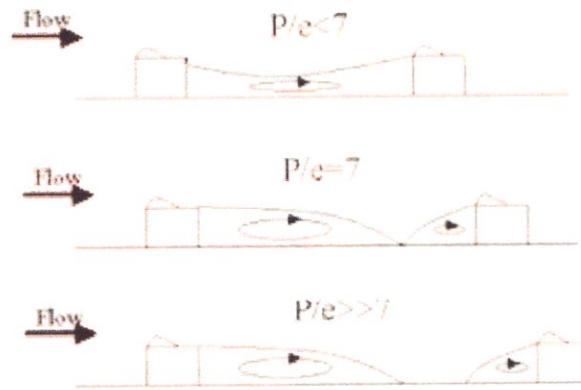
Les corrélations du transfert de chaleur correspondantes les géométries (a-b-c-d) de la figure 18 sont données dans le Tableau 3.

	Heat Transfer Correlations	Thermal Roughness Function
A	$St_r = \frac{f/2}{\sqrt{f/2} (G-R)+1}$	$G = 3.7 e^{+0.28}$
B	$St_r = \frac{f/2}{\sqrt{f/2} (G-R)+1}$	$G = \left(\frac{P/e}{10}\right)^{0.14} 2.83 \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0.3} e^{+0.28}$
C	$St_r = \frac{((2f - f_g) 2)^{1/2}}{G - (2.5 \ln(2e d_h) + 2.5)}$	$G = a e^{+b}$ <p>a = 1.819 b = 0.355 for a = 45 p e = 10</p> <p>a = 1.299 b = 0.399 for a = 60 p e = 10</p> <p>a = 1.685 b = 0.376 for a = 60 p e = 20</p>
D	$St_r = \frac{((2f - f_g) 2)^{1/2}}{G - (2.5 \ln(2e d_h) + 2.5)}$	$G = 1.82 e^{+0.41}$

**Tableau 3 : Le nombre de Stanton et le facteur de rugosité thermique. [17]**

Dans l'objectif d'augmenter le taux de transfert de chaleur dans les parois, cela est accompli par deux mécanismes distinctes ; en premier, le placement des perturbateurs dans les parois pour augmenter la turbulence et rehausser l'échange de fluide, cela augmente le transfert de chaleur et aussi le frottement qui résulte en plus des hautes pertes de pression. Le deuxième mécanisme du transfert de chaleur est actif si les perturbateurs sont inclinés, dans ce cas ils induisent des perturbations secondaires qui circulent le fluide du milieu vers les parois ce qui augmentent le transfert de chaleur.

L'écoulement dans un canal peut être divisé en un écoulement de milieu principal et un écoulement proche de la paroi « la structure ci dessous ». Cette structure varie en fonction de P/e Comme un exemple :



**Figure 19 : L'écoulement à travers les parois des perturbateurs. [17]**

- $P/e > 7$ , trois régions de courant (perturbations) séparées sont observées:
  - (1) : Devant le perturbateur, une zone de recirculation séparée existe.
  - (2) : Sur le sommet de chaque perturbateur une forme de bulle apparaît.
  - (3) : Une région de recirculation existe lequel peut étendre jusqu'à 7 fois la hauteur de perturbateur.
- $P/e < 7$ , les deux perturbations séparées se combinent. Sur chaque sommet il existe une bulle de perturbation.
- $P/e = 7$ , la couche limite entre les deux zones séparées ne se développe pas.

## II.7. LES DIFFERENTS MODES D'ENDOMMAGEMENT

L'endommagement des matériaux est principalement lié à la création de défauts, ceci se traduit par l'apparition de discontinuités surfaciques ou volumiques au sein de la matière (microfissures ou microvides) de l'ordre du micron à quelques dizaines de microns.

L'aube de turbine a pour finalité de récupérer l'énergie des gaz sortant de la chambre de combustion afin d'actionner le compresseur, tout en permettant aux gaz de se détendre correctement pour provoquer une forte poussée est subit de fortes sollicitations de différentes origines.

### ❖ Sollicitations subies par l'aube

#### 1. mécanique

- Forces aérodynamiques, dues au passage des gaz chauds à grande vitesse.
- Force centrifuge, due à une très grande vitesse de rotation de la turbine (on atteint, pour exemple, plus de 28000 *tr/min* sur certains moteurs militaires), et qui est à l'origine d'un effort de traction très important (accélération centrifuge 80000 g).

- Phénomènes vibratoires dont les conséquences sont très importantes pour l'endommagement des matériaux.

## 2. thermique

- Gradient longitudinal du pied (600C) vers l'extrémité de l'aube (600C -1100C)
- gradient de paroi, l'aube étant au contact des gaz chauds issus de la chambre de combustion et refroidis intérieurement par un flux d'air prélevé de compresseur HP.

## 3. chimique

- Phénomènes de corrosion.
- Phénomènes d'oxydation.

### II.7.1 Les mécanismes de rupture ductile et par clivage

Le clivage est un mode de rupture fragile, qui se produit sans déformation plastique appréciable, des liaisons atomiques dans les plans les plus denses et dans une direction perpendiculaire au plan de rupture. Les défauts du réseau cristallin qui engendrent des concentrations de contraintes locales, jouent un rôle essentiel dans l'amorçage du processus.

La rupture ductile à l'inverse, s'accompagne de déformations plastiques importantes. Un premier mécanisme est la croissance de cavités.

### II.7.2 L'endommagement par fatigue

La rupture par fatigue sous sollicitations cycliques peut se produire pour des valeurs de contraintes maximales inférieures à la résistance à rupture ou même à la limite d'élasticité du matériau.

#### II.7.2.1. Loi d'endommagement par fatigue

L'endommagement par fatigue correspond à la naissance et à la croissance de microfissures, généralement intracristallines dans les métaux, sous l'effet de sollicitations cycliques, jusqu'à l'amorçage d'une fissure macroscopique. Le nombre de cycles à amorçage en fatigue peut se faire par des règles semi-empiriques, faisant intervenir des relations paramétriques entre des quantités obtenues au cycle stabilisé :

- amplitude de contrainte ( $\Delta\sigma/2$ ) ou de déformation ( $\Delta\varepsilon/2$ ).
- Valeur moyenne (sur un cycle) de contrainte  $\sigma$  ou de déformation  $\varepsilon$ .
- Rapport de contrainte ou de déformation.

Dans le domaine de la fatigue à faible nombre de cycles, les déformations plastiques deviennent prépondérantes. L'effet du temps ou de la fréquence sont considérés en supposant que l'endommagement par cycle est fonction de l'amplitude de déformation plastique  $\Delta\varepsilon_p$  sous forme d'une fonction puissance.

$$\frac{\delta D}{\delta N} = f(\Delta\varepsilon_p) = \left(\frac{\Delta\varepsilon_p}{C_1}\right)^\gamma \quad (40)$$

L'intégration de celle-ci dans le cas d'un chargement périodique où le cycle est supposé stabilisé, donne la loi de **Manson-Coffin** (Manson, 1953), (Coffin, 1954).

$$N_f = \left(\frac{\Delta \varepsilon_p}{C_1}\right)^{-\gamma_1} \quad (41)$$

Les deux paramètres  $\gamma_1$  et  $C_1$  dépendent du matériau et de la température. Son domaine d'application est limité aux faibles variations d'amplitude de déformation et aux températures peu élevées (donc avec un faible endommagement en fluage) et ne présente pas d'effet de contrainte moyenne.

La loi de **Woehler - Miner**, adaptée à la fatigue sous sollicitations périodiques, représente une relation entre le nombre de cycles à rupture, la valeur maximale de la contrainte  $\sigma_M$  et la valeur moyenne  $\bar{\sigma}$  (ou le rapport de la contrainte maximale par rapport à la contrainte minimale).

$$\frac{\delta D_f}{\delta N} = f(\sigma_M, \bar{\sigma}) \quad (42)$$

Pour retrouver, après intégration, l'une des nombreuses formes proposées pour traduire les courbes de **Woehler** on pose :

$$\frac{\delta D_f}{\delta N} = \left\langle \frac{\sigma_M - \sigma_1}{\sigma_U - \sigma_M} \right\rangle \left( \frac{\sigma_M - \bar{\sigma}}{B_0(1-b\bar{\sigma})} \right)^\beta \quad (43)$$

- Où  $\sigma_U$  est la contrainte de rupture statique (ou contrainte ultime),
- $\sigma_1 = f(\bar{\sigma})$  la limite de fatigue.
- $B_0$ ,  $b$  et  $\beta$  les coefficients pour chaque matériau éventuellement fonction de la température.
- $\langle \dots \rangle$  représente la fonction d'Heaviside
- $\langle x \rangle = 0$  si  $x < 1$  et  $\langle x \rangle = 1$  si  $x > 1$

### II.7.3 L'endommagement par fluage

Ce mode d'endommagement intervient principalement à haute température et sous un chargement constant. Le matériau se déforme continûment et de façon permanente sous une contrainte faible qui ne provoquerait pas de déformation plastique au cours d'un essai conventionnel de traction ou de compression. Il existe deux mécanismes de fluage (Ashby et Jones, 1982) :

- Les atomes diffusent sous l'effet de la contrainte appliquée et libèrent les dislocations qui produisent le fluage : c'est le fluage dislocation,
- Le fluage par diffusion qui intervient à partir du tiers de la température absolue de fusion du métal.

Le superalliage monocristallin possède une excellente tenue en fluage jusqu'à des températures très élevées. Le mécanisme de fluage dislocation est freiné par une fraction volumique élevée en précipités durcissant qui empêchent le mouvement des dislocations. La

distance de diffusion mise en jeu lors du fluage diffusionnel est alors très grande et il en résulte une réduction considérable du taux de fluage diffusionnel.

L'endommagement de ces superalliages se caractérise par la formation et la croissance de microcavités (initiées sur des microretassures inhérentes au procédé de fabrication) au sein de la matière.

Les mécanismes mis en jeu à haute température étant largement dépendant du temps, on s'intéresse aux performances mécaniques à haute température, sous sollicitation constante sur des durées importantes. Dans de telles conditions, la déformation progressive du matériau est appelée fluage. A partir d'une haute température relative au matériau considéré, la dépendance en fonction du temps devient conséquente. Pour préciser la notion de haute ou de basse température, elle est rapportée à la température de fusion : on considère que le fluage prend une importance significative en ingénierie pour des températures supérieures à  $0,5.T_f$  où  $T_f$  correspond à la température absolue de fusion du matériau.

### II.7.3.1 Loi d'endommagement par fluage

La loi d'évolution de l'endommagement par fluage, représenté par la variable de dommage  $D_c$ , est issue de la proposition faite par (*Kachanov, 1958*) et (*Rabotnov, 1969*) :

$$dD_c = \left(\frac{\sigma}{A}\right)^r (1 - D)^{-k} dt \quad (44)$$

Où  $A$ ,  $k$  et  $r$  sont des coefficients matériaux, caractéristiques de l'endommagement de fluage, qui dépendent de la température. L'intégration de (44) entre zéro et un pour la variable  $D_c$  et entre zéro et  $t_c$  pour le temps donne le temps critique à rupture en "fluage pur" (temps  $t_c$  pour  $D_c = 1$ ).

$$t_c = \frac{1}{1+k} \left(\frac{\sigma}{A}\right)^{-r} \quad (45)$$

Si l'on désire connaître l'état d'endommagement à un instant  $t$ , on peut intégrer (44) entre zéro et un pour l'endommagement et entre zéro et  $t$  pour le temps. On obtient la valeur de l'endommagement en fonction de la fraction de durée de vie  $t/t_c$  :

$$D_c = 1 - \left(1 - \frac{t}{t_c}\right)^{1/(1+k)} \quad (46)$$

### II.7.4 Effet de l'environnement

Des comparaisons en termes de durée de vie sur des superalliages à base de Cobalt (*Rémy et Reuchet, 1983*; *Gabrielli, 1989*; *Chataigner et Rémy, 1995*), ont montré que l'environnement a un effet néfaste. La pièce, évoluant dans un milieu oxydant et corrosif, est le siège de réactions chimiques qui peuvent donner lieu à la formation de sous-couches, souvent protectrices, à la surface du métal. Ces couches, d'autant plus importantes que la température est élevée, peuvent se rompre sous l'action de sollicitations mécaniques. Ces

ruptures successives remettent le métal à nu ce qui a pour effet d'accélérer les cinétiques des réactions chimiques.

Ces effets d'environnement peuvent influencer les mécanismes d'endommagement et principalement l'endommagement en fatigue en raison de la localisation préférentielle des défauts en surface dans une région accessible aux agents agressifs.

Le tableau ci-dessous fait une comparaison entre les sollicitations subites par les avions et les engins marins.

Sollicitations	Oxydation	La corrosion	La fatigue thermique
Engins			
Avion	Sévère	modéré	Sévère
Les engins marins	modéré	Sévère	modéré

**Tableau 4 : Les sollicitations subites par les avions et les engins marins. [1]**

#### II.7.4.1. Effet de l'oxydation

Ces modèles sont basés sur des observations microscopiques et prennent en compte de façon explicite les effets néfastes du temps sur la durée de vie. Dans ce cas, le dommage dû au fluage ou celui dû à l'oxydation est supposé jouer un rôle dominant sur les mécanismes d'endommagement en fatigue.

Le modèle avec interaction fatigue-oxydation, proposé par (*Rémy et Reuchet, 1983*), considère que la ruine du matériau est essentiellement due à la propagation de fissure et néglige la phase d'amorçage. Ce modèle a été déterminé à partir d'observations sur un superalliage base Cobalt X40 sollicité en fatigue oligocyclique. Il suppose que la croissance de la fissure par cycle est la somme d'un terme lié à la fissuration du matériau par fatigue seulement et d'un terme décrivant la rupture d'un film d'oxyde en pointe de fissure :

$$\frac{da}{dN} = \left(\frac{da}{dN}\right)_{\text{fatigue}} + \left(\frac{da}{dN}\right)_{\text{oxydation}} \quad (47)$$

Les effets de l'oxydation sont traduits par une équation tenant compte de l'effet accélérateur de l'amplitude de déformation inélastique sur les cinétiques d'oxydation.

$$\left(\frac{da}{dN}\right)_{\text{ox}} = (1 - f_c) \alpha_M (1 + k_M \Delta \epsilon_p) \Delta \epsilon_i^{1/2} + f_c \alpha_c g(\Delta \epsilon_p) \Delta \epsilon_i^{1/4} \quad (48)$$

L'oxydation de la matrice en surface suit une loi parabolique en fonction du temps et l'oxydation préférentielle des carbures présents suit une loi en  $t^{1/4}$ .

Un autre modèle, utilisé pour la prévision de durée de vie du superalliage monocristallin en fatigue olygocyclique à faible fréquence (0.05Hz) et en fatigue thermomécanique, a été identifié par (*Chataigner et Rémy, 1995*). C'est l'oxydation qui provoque une avancée de fissure par cycle.

$$\left(\frac{da}{dN}\right)_{ox} = \alpha (\sigma_m a_x) \Delta_t^{1/4} \quad (49)$$

Où la vitesse d'oxydation  $\alpha$  dépend de la contrainte maximale appliquée.

Le terme d'oxydation est obtenu par intégration de la constante d'oxydation sur tout le cycle température-temps. La fatigue pure est quant à elle prise en compte en considérant la contrainte maximale atteinte au cours du cycle thermomécanique.

La croissance de l'oxyde en surface du matériau est déterminée par la cinétique des réactions chimiques et l'épaisseur d'oxyde évolue suivant une loi parabolique en fonction du temps. Dans une autre étude (*Gallerneau, 1995*) définit ainsi une variable globale de dommage dû à l'oxydation  $D_{ox}$  en faisant intervenir un paramètre de normalisation  $e_0(m)$  et la constante de vitesse  $k$  ( $ms^{-1/2}$ ).

$$D_{ox} = \frac{e}{e_0} = \frac{K}{e_0} \sqrt{t} \quad (50)$$

La constante de vitesse  $k$  est supposée suivre une loi d'Arrhénius avec la température

$$K = k_0 \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) \quad (51)$$

De plus, sous l'effet d'un chargement appliqué au matériau, il fait l'hypothèse que la constante de vitesse est augmentée au-delà d'un seuil de contrainte  $\sigma_{lox}$ . Cet effet intervient sous la forme d'une fonction puissance. De ce fait la vitesse de dommage d'oxydation sous chargement appliqué se met sous la forme suivante :

$$\frac{\delta D_{ox}}{\delta N} = \left(\frac{k_0}{e_0} \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) \left(1 + \frac{\langle \sigma - \sigma_{lox} \rangle}{B}\right)^m\right)^2 \quad (52)$$

## CONCLUSION

Ce chapitre a pour but de modéliser les échanges thermiques entre l'aube et ses éléments d'environnement en prenant les paramètres d'écoulement en entrée. La détermination des coefficients d'échange par convection sur les profils extérieur et intérieur est faite au moyen de corrélations empiriques faisant intervenir les nombres de Reynolds, *Prandtl* et *Nusselt*.

Pour que les aubes turbine supportent les contraintes thermiques dues à l'exposition aux gaz chauds, le constructeur a adopté, des superalliages et des revêtements des surfaces soumises aux gaz chauds combinée avec des techniques de refroidissement ; par film protecteur à l'extérieur et par convection à l'intérieur. Dans l'objectif d'augmenter le taux de transfert de chaleur (augmenter le coefficient de convection) dans les passages internes (cavités), les promoteurs de la turbulence sont fréquemment les plus usagés.

# *CHAPITRE III*

## *MODELISATION DES ECOULEMENTS INTERNE DANS LES TURBOMACHINES*

## INTRODUCTION

Des très importants progrès ont été accomplis dans le domaine de la conception des turbomachines ces dernières années et le choix des méthodes et des outils à la disposition du concepteur a subi un important développement. Les ingénieurs chargés de ces tâches doivent savoir choisir l'outil le mieux adapté à chaque étape du projet. La plupart des industries ont leurs propres schémas de conception, leurs codes ou leurs méthodes de calcul. Par exemple dans la série publiée par l'AGARD (Advisory Group for Aerospace Research and Development) en 1989, plusieurs auteurs ont décrit des méthodes pour le projet de divers types des turbomachines : compresseurs (Stow, Meauzé), turbines (Bry, Hourmouziadis), aubages bidimensionnels (Starken). Nojima montre une description similaire pour la conception des compresseurs centrifuges industriels. D'autre part, Howard présente une méthode pour la conception aérodynamique et thermique des turbines qui dépend de la géométrie et du domaine d'application.

Dans ce chapitre on a donné un aperçu générales sur les équations qui régissent les écoulements internes en turbomachines (turbine), les différents types de solutions et leurs hypothèses simplificatrices, aussi on a présenté les différentes méthodes spécifiquement adaptées à l'analyse de ces écoulements par ordre de complexité croissante: les méthodes unidimensionnelles, bidimensionnelles et tridimensionnelles.

### III.1.EQUATIONS GENERALES DE BASE

Les équations utilisées pour résoudre les écoulements dans les turbomachines dérivent généralement des équations de Navier-Stokes et sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la séparation des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante. En dehors du repère absolu, les équations peuvent aussi s'exprimer dans le repère relatif, en termes de la fonction de courant ou encore des variables exprimant sa courbure.

Nous présenterons ensuite l'ensemble des équations générales de la mécanique des fluides sur lesquelles sont basées les équations régissant l'écoulement dans les turbomachines.

#### III.1.1. Equation de continuité et équations dynamiques (Navier Stockes)

Les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence. Si le fluide considéré est newtonien et la pesanteur est la seule force de volume agissant sur le domaine considéré, les équations régissant l'écoulement peuvent être exprimées ainsi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho [(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t}] = -\vec{\nabla} p + \rho \mathbf{g} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left\{ \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right\} + \delta_{ij} \lambda \operatorname{div} \vec{V} \right] \quad (2)$$

$$(1) \quad (2) \quad (3) \quad (4) \quad (5) \quad (6) \quad (7)$$

Les termes 1, 2, et 3 de l'équation 2 représentent l'accélération totale, convective, et locale. Le terme 4 représente la force de pression, le terme 5 la force de la pesanteur, les termes 6 et 7 les effets visqueux, où normalement la viscosité de dilatation est considérée comme nulle (c'est-à-dire  $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$  d'après l'hypothèse de Stokes).

Pour les écoulements laminaires incompressibles, la densité et la viscosité sont supposées constantes dans les équations 1 et 2. Ces équations représentent un ensemble complet de quatre équations pour quatre inconnues, à savoir, la pression et les trois composantes de la vitesse. Pour des écoulements non visqueux, les deux derniers termes dans l'équation 2 sont nuls. Dans la plupart des écoulements internes, le cinquième terme de l'équation 2,  $\rho g$  est négligé.

L'équation de l'énergie est basée sur l'équation thermodynamique, elle s'utilise sous la forme:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \vec{\nabla} \cdot (k\vec{\nabla}T) + \Phi \quad (3)$$

Où  $\Phi$  est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse et les efforts de cisaillement :

$$\Phi = \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \tau_{ij} = \mu \left[ 2 \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 + \lambda \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right]$$

Le premier terme de gauche de l'équation 3 représente la variation d'enthalpie;  $\frac{Dp}{Dt}$  et  $\Phi$  sont les taux de travail des efforts de pression et de cisaillement.  $\vec{\nabla} \cdot (k\vec{\nabla}T)$  représente le transfert de chaleur par conduction dans le fluide où  $k$  est le coefficient de conductivité thermique.

Pour des écoulements compressibles, le transport et la génération d'énergie sont couplés à la dynamique du mouvement du fluide, et donc l'équation d'énergie (Eq.3) doit être résolue en même temps que les équations de continuité et de quantité de mouvement. En outre, une équation complémentaire associant la densité à la pression et à la température est nécessaire. Pour un gaz idéal, l'équation d'état est donnée par

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (4)$$

### III.1.2. Equations sous forme conservative

Dans beaucoup de cas (telle que la résolution numérique des équations de Navier-Stockes), les équations exprimées en termes de variables "conservatives" sont très utiles. Ces variables telles que  $\rho$ ,  $\rho u$ ,  $\rho v$ ,  $\rho w$ ,  $\rho h$ ,  $\rho e$ , qui incluent la masse volumique s'appellent variables conservatives. Quand des variables "conservatives" sont utilisées dans un schéma de différences finies, les équations discrétisées conservent d'une façon plus précise la masse, la quantité de mouvement et l'énergie.

Ceci peut être un avantage dans des écoulements hypersoniques, parce que les équations sous forme conservative satisfont les relations de *Rankine - Hugoniot* et produiront les conditions correctes de saut à travers les chocs. Un autre avantage est que la forme de différences finies de ces équations peut être interprétée en tant que lois intégrales sur le volume de contrôle des mailles de calcul.

Les équations de quantité de mouvement sous forme conservative peuvent être dérivées en combinant 1 et 2 pour donner, par exemple, l'équation de quantité de mouvement suivant l'abscisse x (supposant l'hypothèse de Stokes) :

$$\frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho(V_x)^2 + p) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_x V_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_x V_z) = \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left[ 2 \mu \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} V \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \right] \quad (5)$$

L'équation de l'énergie (3) peut également être exprimée en termes d'enthalpie totale et de variables conservatives. Une telle forme est extrêmement utile dans la dynamique des fluides et les turbomachines dans les situations où les changements d'enthalpie totale sont faibles. L'équation de quantité de mouvement peut être transformée en :

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} \cdot \vec{V} = -\vec{\nabla} p \cdot \vec{V} + \rho \mathbf{g} \cdot \vec{V} + (\vec{\nabla} \cdot \tau_{ij}) \cdot \vec{V}$$

En combinant cette équation avec 3 et 4, on obtient :

$$\rho \frac{D(H)}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \mathbf{g} \cdot \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij} \cdot \vec{V})$$

Avec  $H = h + u_i u_i / 2 = h + (u^2 + v^2 + w^2) / 2$ , cette équation peut être combinée avec l'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{V} H = \frac{d\rho}{dt} + \rho \mathbf{g} \cdot \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij} \cdot \vec{V})$$

Ainsi, les équations conservatives peuvent être écrites comme suit :

$$\frac{dq}{dt} + \frac{dE}{dx} + \frac{dF}{dy} + \frac{dG}{dz} = \frac{1}{R_e} \left[ \frac{dT}{dx} + \frac{dP}{dy} + \frac{dQ}{dz} \right] + S \quad (6)$$

Où q, E, F, G, T, P, Q et S sont données par :

$$q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho V_x \\ \rho V_y \\ \rho V_z \\ \rho e_0 \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho(V_x)^2 + P \\ \rho V_x V_y \\ \rho V_x V_z \\ \rho H V_x \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho V_y \\ \rho V_x V_y \\ \rho(V_y)^2 + P \\ \rho V_y V_z \\ \rho H V_y \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} \rho V_z \\ \rho V_x V_z \\ \rho V_y V_z \\ \rho(V_z)^2 + P \\ \rho H V_z \end{bmatrix}$$

$$T = \begin{bmatrix} 0 \\ 2\mu \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \\ -Q_z + \Phi_1 \end{bmatrix}$$

$$P = \begin{bmatrix} 0 \\ \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \\ 2\mu \frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \\ -Q_y + \Phi_2 \end{bmatrix}$$

$$Q = \begin{bmatrix} 0 \\ \mu \left( \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \\ 2\mu \frac{\partial v_z}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \\ -Q_z + \Phi_3 \end{bmatrix}$$

$$S = (0, \rho g_x, \rho g_y, \rho g_z, \rho g_x V_x, \rho g_y V_y, \rho g_z V_z)^T$$

Où  $Q_x$ ,  $Q_y$  et  $Q_z$  sont des taux de transfert de chaleur.

$\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$  sont les termes de dissipation visqueuse :

$$\Phi_1 = 2\mu V_x \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu V_x \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \mu V_y \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) + \mu V_z \left( \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)$$

$$\Phi_2 = 2\mu V_y \frac{\partial v_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu V_y \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \mu V_x \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) + \mu V_z \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)$$

$$\Phi_3 = 2\mu V_z \frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu V_z \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \mu V_x \left( \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) + \mu V_y \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)$$

$$\rho e_0 = \rho h - p = \rho h + \rho \frac{v^2}{2} - p$$

### III.1.3. Equations simplifiées du mouvement

Les équations qui régissent l'écoulement peuvent souvent être simplifiées pour fournir des formes plus appropriées pour le traitement analytique ou numérique. Certaines de ces simplifications seront décrites par la suite.

### III.1.3.1. Equation d'Euler

Pour les écoulements non visqueux ( $\mu=0$ ), l'équation 2 est connue comme l'équation d'Euler :

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = \rho \left[ (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \right] = -\nabla p + \rho \vec{F} \quad (7)$$

Où  $\vec{F}$  représentent les forces externes de volume, comme par exemple l'accélération de la pesanteur ou les forces d'aubages dans l'hypothèse de symétrie axiale dans les turbomachines.

Cette hypothèse est pleinement justifiée dans beaucoup de cas d'importance par la séparation des écoulements en deux zones : une zone dite visqueuse près des parois où les effets dus aux gradients de vitesses sont importants et une zone dite saine dont les effets visqueux sont négligeables (figure 1). Dans la zone visqueuse, ce sont les équations de Navier – Stokes qui régissent l'écoulement, souvent sous une forme simplifiée adaptée au rapport des échelles longitudinales et transversales qui caractérisent les couches limites. Dans la zone saine, on peut utiliser les équations d'Euler avec un important gain en simplicité et temps de calcul.

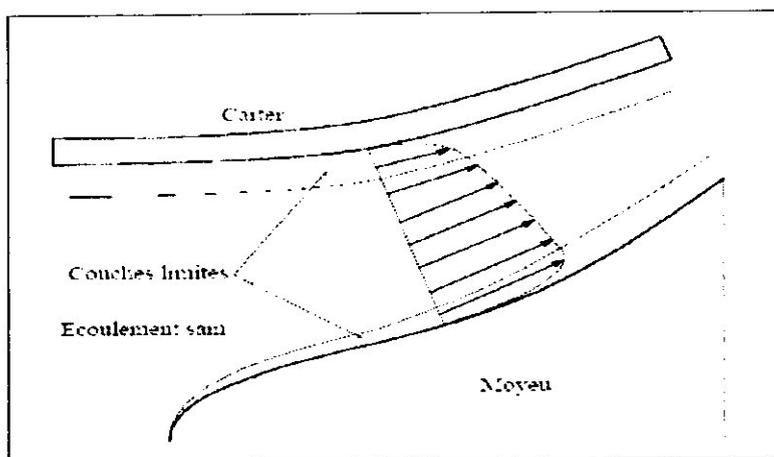


Figure 1: Modèle de l'écoulement en trois zones. [4]

### III.1.3.2. Equation de l'écoulement incompressible

Dans beaucoup d'écoulements, le fluide est incompressible et les gradients de viscosité sont faibles. Les termes visqueux des équations de quantité de mouvement peuvent alors être simplifiés et l'équation d'énergie n'est pas prise en compte. Dans ce dernier cas, l'équation de continuité est donnée par :

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (8)$$

Et l'équation de quantité de mouvement, négligeant les effets de la pesanteur par :

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (9)$$

### III.1.3.3. Equations liées aux écoulements potentiels

Un autre niveau d'approximation est constitué par le principe d'irrotationnalité,  $\vec{\omega} = \vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0$ . Pour le vecteur vitesse dont le rotationnel est nul, on démontre que la vitesse dérive d'un potentiel scalaire  $\phi$  :

$$\vec{V} = \vec{\nabla} \phi \quad (10)$$

En substituant cette équation dans l'équation de continuité et en éliminant  $\rho$  dans l'équation de quantité de mouvement, on obtient :

$$dp = -\rho d[(V_x^2 + V_y^2 + V_z^2)/2] \quad (11)$$

Qui mène à l'équation suivante dans un système cartésien (Anderson, 1982):

$$(1-M_x^2) \phi_{xx} + (1-M_y^2) \phi_{yy} + (1-M_z^2) \phi_{zz} - 2M_x M_y \phi_{xy} - 2M_x M_z \phi_{xz} - 2M_y M_z \phi_{yz} = 0 \quad (12)$$

$$\text{Ou: } M_x = \frac{V_x}{a}, \quad M_y = \frac{V_y}{a}, \quad M_z = \frac{V_z}{a}$$

$$\phi_x = V_x, \quad \phi_y = V_y, \quad \phi_z = V_z$$

Et  $a$  est la vitesse du son dans le milieu. Cette équation est hyperbolique pour les écoulements supersoniques et elliptiques pour des écoulements subsoniques, notamment si l'écoulement est incompressible, l'équation 11 se réduit à :

$$\phi_{xx} + \phi_{yy} + \phi_{zz} = 0 \quad (13)$$

L'écoulement représenté par ces équations a été, historiquement, le champ le plus largement exploré dans le domaine de la mécanique de fluides. Les solutions de l'écoulement autour d'une aile d'avion, dans une grille d'aubes et l'écoulement autour d'autres corps profilés ont pu être obtenues.

### III.1.3.4. Equations en termes de fonction de courant

Dans l'écoulement potentiel stationnaire et bidimensionnel, l'équation *d'Euler* peut être simplifiée en définissant une nouvelle fonction en liaison avec le champ de vitesses. La fonction de courant pour l'écoulement stationnaire et bidimensionnel peut être définie par :

$$\frac{\rho_0}{\rho} \frac{\partial \Psi}{\partial y} = \frac{\rho_0}{\rho} \Psi_y = V_x$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} \frac{\partial \Psi}{\partial x} = \frac{\rho_0}{\rho} \Psi_x = -V_y$$

En adoptant ces équations, on satisfait automatiquement l'équation de continuité, équation 1.

Si l'écoulement est incompressible, l'équation précédente peut être simplifiée pour donner :

$$\Psi_{xx} + \Psi_{yy} = 0 \quad (14)$$

Qui est l'équation de Laplace pouvant être résolue sur un domaine par diverses techniques standard. Dans un écoulement bidimensionnel, il est avantageux de résoudre une équation aux dérivées partielles comme 13 en  $\psi$  plutôt que de résoudre deux équations en  $V_x$  et  $V_y$ . Cette approche est donc largement répandue pour les écoulements bidimensionnels. L'approche fonction de courant peut également être utilisée dans l'analyse des écoulements visqueux. Les équations en fonction de courant sont largement répandues dans les domaines suivants :

- Les écoulements non visqueux et incompressibles bidimensionnels.
- Écoulements compressibles non visqueux et irrotationnels bidimensionnels ( $\omega=0$ ).
- Couches limites bidimensionnelles.

### III.2. EQUATIONS PARTICULIERES POUR LES TURBOMACHINES

D'une manière générale, les écoulements dans les turbomachines sont tridimensionnels, instationnaires, visqueux, turbulents et compressibles. Parmi les approches simplificatrices, on trouve l'hypothèse *d'Euler* supposant un nombre infini d'aubages. Cette hypothèse est équivalente à l'hypothèse de symétrie axiale de l'écoulement à condition d'être accompagnée d'un champ de forces d'aubages équivalent.

Depuis longtemps, les concepteurs ont traité l'écoulement tridimensionnel complexe dans les machines comme la superposition d'un certain nombre d'écoulements bidimensionnels. La première formalisation de cette idée a été proposée par *Wu* en 1952. Ceci a permis une démarche simplifiée du tracé des pales ou des techniques de sélection de profils. *Wu* a démontré qu'en combinant les différentes composantes des équations dynamiques qui régissent l'écoulement, on peut obtenir des systèmes d'équations pour les deux types de surfaces définies en figure 2. Cette décomposition est à l'origine de deux types d'écoulements : l'écoulement "méridien" et l'écoulement "aube à aube". C'est ainsi que ces deux types des surfaces  $S_1$  et  $S_2$  sont appelées, respectivement, surfaces aube à aube et surfaces méridiennes. On peut définir un nombre arbitraire de surfaces de chaque type, mais les méthodes les plus utilisées considèrent une seule surface méridienne moyenne. Cette simplification équivaut à négliger les différences induites par la proximité des pales sur les surfaces aube à aube (figure 3). Néanmoins, la méthode proposée par *Hirsch et Warzee* prend en compte ces différences par les moyennes azimutales des équations dynamiques.

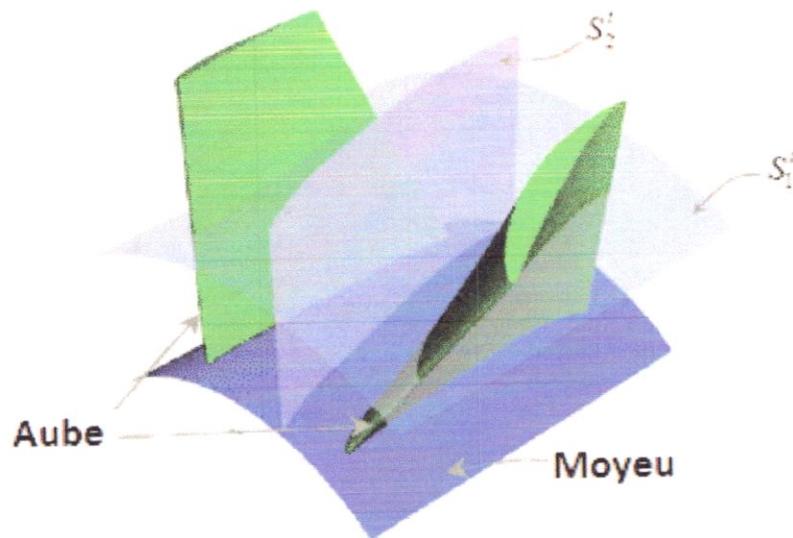


Figure 2 : Surfaces de courant au sein d'une turbomachine. [4]

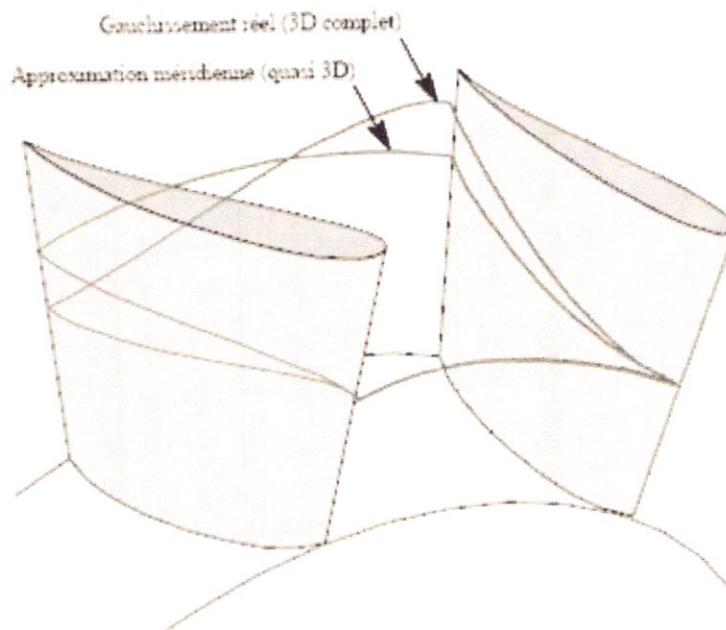


Figure 3 : Surfaces de courant 3D au sein d'une turbomachine. [4]

Dans la figure 4, on a représenté une de ces surfaces  $S_1$  sous l'hypothèse de symétrie axiale. On voit ici l'intersection de la surface avec les pales et les lignes de courant moyennes. En outre, on peut apprécier les vecteurs représentant la vitesse absolue d'une particule de fluide  $\vec{V}$  et ses composantes  $V_r$ ,  $V_\theta$  et  $V_z$  ; la vitesse relative (dans le repère relatif tournant avec la machine à vitesse angulaire  $\Omega$ )  $\vec{W}$  et ses composantes  $W_r$ ,  $W_\theta$  et  $W_z$  et la vitesse d'entraînement  $\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r}$ .

Un paramètre d'importance capitale apparaît sur cette figure est la vitesse méridienne

$$\vec{V}_m = \vec{V}_r + \vec{V}_z.$$

On peut ainsi écrire les relations suivantes :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \Rightarrow \begin{cases} V_z = W_z \\ V_r = W_r \\ V_\theta = W_\theta + \Omega r \end{cases} \quad (15)$$

$$\tan \alpha = \frac{V_\theta}{V_m} \quad (16)$$

$$\tan \beta = \frac{W_\theta}{W_m} \quad (17)$$

Où les angles  $\alpha$  et  $\beta$  représentent les directions absolues et relatives de la vitesse d'écoulement.

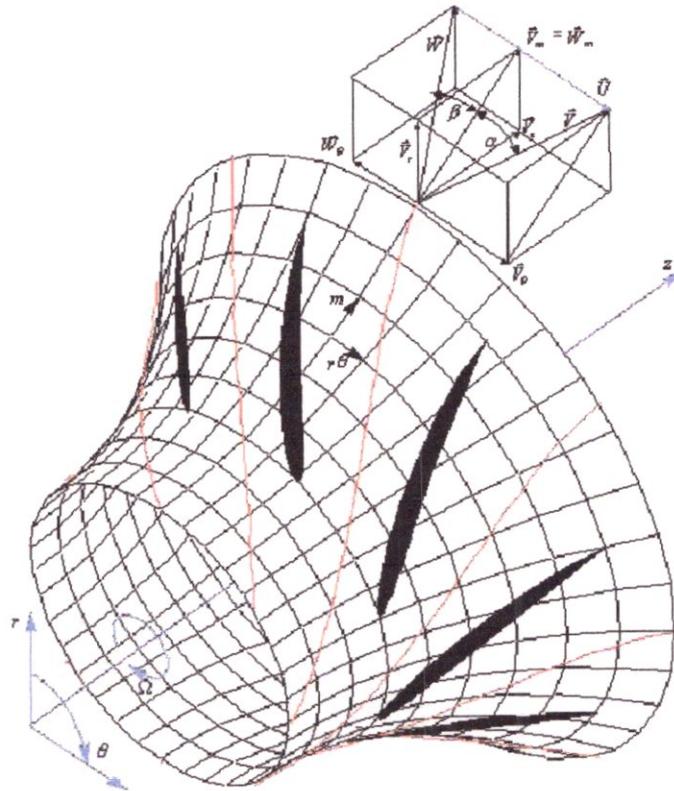


Figure 4 : Définition des paramètres de l'écoulement dans une turbomachine. [4]

Chaque surface de courant interceptera la grille en formant une grille circulaire de profils. L'écoulement qui se développe sur chaque surface  $S1$  peut être étudié à l'aide de la transformation ci-dessous en écrivant :

$$\eta = \frac{t N_a}{2\pi} \int \frac{dm}{r} \quad (18)$$

$$\xi = \frac{t N_a}{2\pi} \theta \quad (19)$$

Qui transforme le système de coordonnées  $(m, r, \theta)$  en  $(\xi, \eta)$  et qui permet de ramener la grille circulaire de la figure 4 à la grille plane de la figure 5.

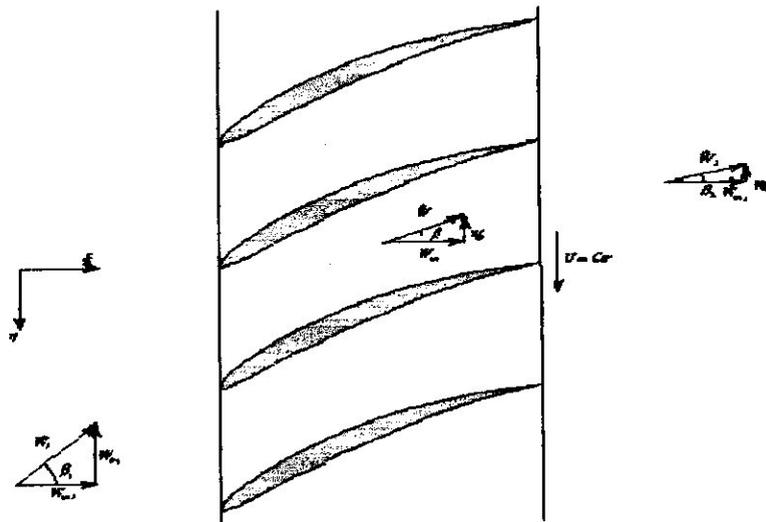


Figure 5 : Définition des paramètres de l'écoulement dans le plan aube à aube transformé. [4]

L'écoulement tridimensionnel complet peut donc être modélisé par une série de grilles planes bidimensionnelles, chacune correspondant à une surface  $S1$  axisymétrique, plus ou moins régulièrement distribuées dans l'espace annulaire. Normalement, six à dix sections seront suffisantes pour représenter correctement l'écoulement dans une machine classique.

L'avantage de cette approche simplifiée réside dans le fait que l'équation d'Euler peut être appliquée à chaque section de façon indépendante pour déterminer les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de chaque section. La tâche du concepteur consiste à sélectionner la forme du profil pour obtenir la déflexion requise entre l'angle  $\beta_1$  à l'entrée et l'angle  $\beta_2$  à la sortie tout en limitant les pertes d'énergie par frottement.

Dans la figure 6, on montre le plan méridien permettant de définir le rayon de courbure des lignes de courant méridiennes  $r_m$  et son angle de conicité  $\delta$ . D'autre part, on introduit, sur la même figure, l'épaisseur relative des tubes de courant  $b$  qui avec la relation  $\rho_0 b_0 r_0 V_{m0} = \rho b r V_m = Cte$ , issue de l'équation de continuité (le premier terme correspond aux valeurs à l'infinie amont), permet de compléter les calculs impliqués par la transformation conforme.

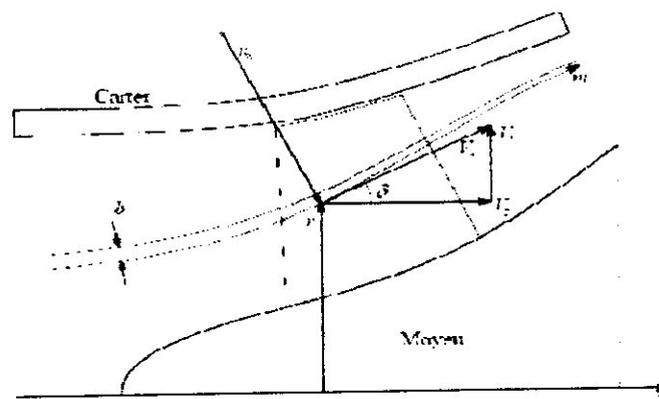


Figure 6 : Définition des paramètres de l'écoulement dans le plan méridien. [4]

Les équations du mouvement régissant les écoulements turbulents en turbomachines sont fortement non linéaires et la plupart des solutions analytiques disponibles sont pour des écoulements très simples. La résolution implique plusieurs hypothèses selon le type de machine, la géométrie des aubages et les conditions d'écoulement. Les premières tentatives pour résoudre numériquement ces équations sont apparues vers la fin des années 60 (Cooper et Bosch, 1966; Marsh, 1968). L'analyse tridimensionnelle classique est basée sur une résolution itérative des équations axisymétriques de l'écoulement méridien et des formulations aube à aube (solution en grilles d'aubes). Les techniques suivantes peuvent être classées comme des solutions axisymétriques :

- L'équilibre radial simplifié.
- Théorie des disques actuateurs.
- Equations moyennées et leurs solutions.

Les solutions non axisymétriques sont généralement classées ainsi :

- Méthode des lignes et surfaces de portance.
- Méthodes quasi-tridimensionnelles.
- Solutions numériques des équations tridimensionnelles (Euler et Navier Stockes).

Les solutions axisymétriques sont employées pour prédire globalement les variations radiales des propriétés de l'écoulement. Ces solutions sont strictement valables loin en amont et en aval des pales, mais certaines hypothèses, comme celle d'*Euler*, permettent de les utiliser à l'intérieur de la zone aubée. Une fois que les valeurs locales des paramètres de l'écoulement sont connues, les modèles aube à aube peuvent être utilisées pour prévoir les variations azimutales de la vitesse et de la pression. Cette technique de combiner les théories axisymétriques avec la théorie des grilles d'aubes est limitée normalement aux turbomachines axiales.

### III.2.1. Equations dans le repère relatif

Il est souvent plus utile, pour ce qui concerne l'étude des turbomachines, d'exprimer les équations régissant l'écoulement en termes de la vitesse relative  $\vec{W}$  et ses composantes  $W_r$ ,  $W_\theta$  et  $W_z$ , ce qui revient à les exprimer dans le repère relatif.

En mouvement relatif, l'équation de continuité devient :

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{W}) = 0 \quad (20)$$

En introduisant la vitesse relative dans l'équation d'*Euler* (7), et après un certain nombre de manipulations, on obtient :

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} - \vec{W} \times \vec{\nabla} \times \vec{W} + 2\vec{\Omega} \times \vec{W} = -\vec{\nabla}I + T\vec{\nabla}S + \frac{\vec{F}}{\rho} \quad (21)$$

Où  $T$  et  $S$  représentent respectivement la température et l'entropie pour les écoulements compressibles, et la quantité :

$I = h + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2}$  est appelée rothalpie. Il s'avère qu'elle est approximativement constante le long des lignes de courant.

Il convient aussi de rappeler la relation définissant l'enthalpie :  $h = \int \frac{dp}{\rho} + \int T ds$

Le terme  $\vec{\nabla} S$ , généralement négligé en fluide incompressible, est associé aux pertes génératrices d'entropie et aux échanges de chaleur avec l'extérieur.

En négligeant la pesanteur, le terme de forces de volume peut être séparé en forces d'aubages et forces de dissipation :

$$\vec{F} = \vec{F}_b + \vec{F}_d \quad (22)$$

En l'absence de décollements ou de régimes fortement désadaptés aux pales, les forces d'aubage sont perpendiculaires à la vitesse relative :

$$\vec{F}_b \cdot \vec{W} = 0 \quad (23)$$

D'autre part, les forces de dissipation sont souvent modélisées par des corrélations impliquant sa proportionnalité au carré de la vitesse relative et de sens opposé :

$$\vec{F}_d = -f_d \vec{W} |\vec{W}| = 0 \quad (24)$$

La projection de l'équation dynamique (21) dans un repère cylindrique  $(r, \theta, z)$  ainsi que celle de continuité peuvent être aussi écrites sous forme conservative (Fan et Lakshminarayana 1991) :

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rE)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rF)}{\partial \theta} + \frac{\partial G}{\partial z} = \frac{L}{r} + M \quad (25)$$

$$\text{Avec } Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho W_r \\ \rho W_\theta \\ \rho W_z \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} \rho W_r \\ p + \rho W_r^2 \\ \rho W_r W_\theta \\ \rho W_r W_z \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} \rho W_\theta \\ \rho W_r W_\theta \\ p + \rho W_\theta^2 \\ \rho W_\theta W_z \end{bmatrix},$$

$$G = \begin{bmatrix} \rho W_z \\ \rho W_r W_z \\ \rho W_z W_\theta \\ p + \rho W_z^2 \end{bmatrix}, \quad L = \begin{bmatrix} 0 \\ p + \rho(\Omega r + W_\theta)^2 \\ -\rho W_r(W_\theta + 2\Omega)^2 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad M = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho[F_r - F_d \cos \beta \sin \delta] \\ \rho[F_\theta - F_d \sin \delta] \\ \rho[F_z - F_d \cos \beta \sin \delta] \end{bmatrix}$$

La première ligne de ces vecteurs correspond à l'équation de continuité, les trois lignes suivantes sont les projections de l'équation dynamique dans l'ordre  $z, r$  et  $\theta$ .

### III.2.2 Écoulement aube à aube

Bien qu'il s'agisse de solutions proprement bidimensionnelles, elles sont citées ici car elles constituent une des bases fondamentales pour les solutions quasi-tridimensionnelles.

Nous avons vu que lorsque l'écoulement est incompressible et irrotationnel, l'écoulement aube à aube est régi par les équations suivantes qui correspondent à l'écoulement potentiel :

$$\Psi_{xx} + \Psi_{yy} = 0$$

$$\phi_{xx} + \phi_{yy} = 0$$

Les conditions aux limites à satisfaire par ces équations sont la vitesse et la pression à l'infini amont correspondent aux valeurs de l'écoulement libre non perturbé (par conséquent,  $\psi_x$ ,  $\psi_y$  ou  $\phi_x$ ,  $\phi_y$  sont spécifiés en amont) et que les surfaces des pales sont des lignes de courant.

Les méthodes disponibles pour résoudre l'écoulement potentiel traversant une grille d'aubes ou pour concevoir une grille d'aubes capable de satisfaire une distribution donnée de pression, peuvent être brièvement classées comme suit :

- 1. Méthode de la transformation conforme :** Dans cette méthode, l'écoulement autour d'une grille d'aubes est obtenu par transformation de l'écoulement autour d'un cylindre, écoulement parfaitement connu.
- 2. Méthode des singularités :** C'est une méthode d'approche où la pale est remplacée par un ensemble de singularités comme des sources, des puits ou des tourbillons.
- 3. Méthode Numérique :** Dans cette méthode, les équations sont résolues numériquement sur un maillage en utilisant un schéma de relaxation. La technique des différences, volume finies ou la méthode des éléments finis sont utilisées.
- 4. Méthode de l'hodographe :** Dans cette méthode, on ramène l'écoulement en grille d'aubes à une fraction de l'écoulement potentiel source – puits. C'est une des rares méthodes inverses qui contrôle le champ de vitesses en tout point d'un écoulement bidimensionnel incompressible : écoulement inter – aubages ou entre parois solides. Son handicap majeur est qu'elle est inopérante dans les zones à forts gradients proches du bord d'attaque et du bord de fuite.

Une bonne description des deux premières méthodes appliquées aux écoulements autour des corps isolés (aile, cylindre, etc.) est donnée par Robertson (1965).

Les méthodes décrites ci-dessus peuvent être utilisées pour la conception d'un profil ou pour l'analyse de l'écoulement autour d'un profil donné (problème direct). La méthode de singularités est l'une des techniques les plus largement répandues en raison de sa précision et de la facilité avec laquelle elle peut être programmée dans les ordinateurs actuels.

### III.2.3. La solution tridimensionnelle

La simulation numérique des écoulements a stimulé une approche unifiée allant de l'analyse à la conception des turbomachines. Les équations qui les régissent sont les mêmes pour toutes les turbomachines, avec en plus des équations de comportement supplémentaires utilisées pour manipuler les cas spéciaux (par exemple, écoulements bi phasiques). Les conditions aux limites rencontrées dans les turbomachines sont parmi les plus complexes concernant le domaine de la simulation numérique des écoulements. L'apparition de la

simulation numérique des écoulements dans les années 70 a fourni une impulsion importante pour résoudre les équations *d'Euler* et de *Navier – Stokes* régissant les écoulements externes et internes.

Le progrès principal a été ultérieurement accompli dans le développement des techniques numériques, de la génération de maillage, de la modélisation de la turbulence, de l'application des conditions aux limites. La plupart des techniques utilisées pour la résolution des équations de *Navier – Stokes* peuvent être classées en différences finies, surfaces ou volumes finis, éléments finis et méthodes spectrales. Seulement les deux premières techniques sont largement répandues dans le domaine des turbomachines. Les techniques de calcul numérique fournissent une méthode efficace pour l'analyse et la conception de turbomachines. L'utilisation de la CFD par les constructeurs de turbomachines a augmenté sensiblement pendant la décennie passée, elle fournit un outil complémentaire pour la simulation, la conception, l'optimisation et, d'une manière primordiale, l'analyse des écoulements tridimensionnels complexes.

Dans beaucoup de cas, la simulation numérique des écoulements fournit le seul moyen pour accéder aux informations détaillées du champ étudié, car les essais réels des turbomachines, avec des mesures détaillées sont difficiles, coûteux et, dans beaucoup de cas, impossibles.

Les éléments essentiels pour une résolution précise et efficace de l'écoulement peuvent être résumés comme suit:

1. Équations régissant l'écoulement, y compris les équations de transport de turbulence.
2. Application des conditions aux limites appropriées.
3. Résolution et orthogonalité adéquate du maillage.
4. Modélisation de la turbulence.
5. Développement efficace des algorithmes.
6. Évaluation des techniques de calcul par étalonnage et validation expérimentale.

### III.3. LA TURBULENCE

Au siècle dernier, les œuvres de *L. Euler*, *Navier LMH*, *GG Stokes*, *O. Reynolds*, ont donné la base d'un domaine de recherche qui est encore ouvert aujourd'hui. Même si les équations qui régissent le comportement turbulent sont bien connues, la compréhension globale de la question fait encore défaut.

La turbulence est une propriété d'un écoulement, non du fluide utilisé, on la caractérise par ses propriétés, elle apparaît lorsque la source d'énergie qui met le fluide en mouvement est suffisamment intense devant les effets visqueux que le fluide oppose pour se déplacer. Une possibilité consiste à qualifier un écoulement turbulent dès que le champ de vitesse présente un caractère chaotique (absence de toute périodicité) dans l'espace ou le temps. Mais il existe des écoulements qui présentent des caractères chaotiques, comme ceux dans les turbomachines. Un écoulement turbulent est nécessairement rotationnel, le nombre de

Reynolds est grand, les grandeurs physiques (vitesse, pression) varient de façon rapide et aléatoire.

### III.3.1. Propriétés essentielles

- Phénomènes instationnaires : les écoulements turbulents sont fortement irréguliers ; température, vitesse, pression, et parfois masse volumique sont instationnaires.
- Phénomènes tridimensionnels et rotationnels : L'écoulement moyen peut être bidimensionnel, mais il apparaît des fluctuations de vitesse selon les trois directions. De plus, le champ de vitesse est rotationnel.
- Phénomènes diffusifs : les écoulements turbulents ont des propriétés de diffusion qui assure le mélange de quantité de mouvement, de chaleur et de masse au sein du fluide. Particularité intéressante pour la dispersion et le mélange des composants (chimie, combustion).
- Phénomènes liés à la nature de l'écoulement : La turbulence est un phénomène lié à la nature de l'écoulement et non celle du fluide. Ainsi les écoulements turbulents se rencontrent bien dans les gaz.

### III.3.2. Quantification expérimentale de la turbulence

Expérimentalement, quand on dit qu'un écoulement est turbulent à 4%, cela signifie simplement que l'écart type des fluctuations de vitesse est de 4% de la vitesse moyenne.

### III.3.3. Outils statistiques

#### ➤ Moyenne d'ensemble

- On réalise  $N$  expériences indépendantes portant sur le même écoulement.
- on enregistre à la  $i^{\text{ème}}$  expérience la valeur d'une même quantité à la même position au bout du même temps (à partir d'un événement déterminé, démarrage de la soufflerie par exemple).

Soit  $f^{(i)}(\vec{x}, t)$  ; La moyenne d'ensemble de la quantité  $f$  à la position  $\vec{x}$  et à l'instant  $t$  est définie par :

$$\overline{f(\vec{x}, t)} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N f^{(i)}(\vec{x}, t) \quad (26)$$

La moyenne d'ensemble est généralement appelée moyenne de Reynolds.

Les moyennes d'ensemble vérifient les relations suivantes :

$$(27) \quad \left\{ \begin{array}{l} \overline{f + g} = \overline{f} + \overline{g} \\ \overline{\alpha f} = \alpha \overline{f} \text{ avec } \alpha = cte \\ \overline{\overline{f}} = \overline{f} \\ \overline{f \cdot g} = \overline{f} \cdot \overline{g} \\ \frac{\partial \overline{f}}{\partial t} = \overline{\frac{\partial f}{\partial t}} \text{ et } \frac{\partial \overline{f}}{\partial x_i} = \overline{\frac{\partial f}{\partial x_i}} \end{array} \right.$$

➤ **La décomposition de Reynolds**

La quantité  $f(\bar{x}, t)$  est décomposée en deux parties distinctes :

$$\left\{ \begin{array}{l} f = \overline{f} + \hat{f} \\ \overline{f} \text{ est la partie moyenne} \\ \hat{f} \text{ est la partie fluctuante} \end{array} \right.$$

➤ **Remarque :** La moyenne d'ensemble d'un produit peut se décomposer en deux termes :

$$\overline{f \cdot g} = \overline{f} \cdot \overline{g} + \overline{f \cdot \hat{g}}$$

➤ **Définition**

- Ecart quadratique moyen ou amplitude RMS (Root Means Square) :  $\sigma = \sqrt{\overline{\hat{f}^2}}$
- Energie cinétique turbulente :  $k = \frac{1}{2} (\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2})$

**III.3.4. Rappel des équations instantanées**

Equations principales

**A. En incompressible**

Incompressibilité  $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$  (28)

➤ **Navier – Stokes**

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j}$$
 (29)

- { le premier terme instationnaire  $\Rightarrow$  force d'inertie
- { le deuxième terme convectif  $\Rightarrow$  force d'inertie
- { le troisième terme pression  $\Rightarrow$  force appliquées
- { le quatrième terme visqueux  $\Rightarrow$  force appliquées

**Remarque :** le terme visqueux peut s'écrire comme la divergence du tenseur des contraintes visqueuses  $\tau_{ij}$  dont l'expression est simplifiée en utilisant la condition d'incompressibilité, soit :

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \text{ et } \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j}$$

➤ **Equation de l'énergie**

$$\frac{\partial(C_p T)}{\partial t} + u_i \frac{\partial(C_p T)}{\partial x_j} = \frac{\nu}{2} C_p \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\lambda}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) \quad (30)$$

{ les deux premiers termes : variation de l'enthalpie  
 le troisième terme : dissipation  
 le quatrième terme : diffusion moléculaire

**Equations de Poisson**

En appliquant l'opérateur divergence à l'équation de *Navier – Stocks*, on obtient :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_j} = -\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (31)$$

**Equations du tourbillon**

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial w_i}{\partial x_j} = w_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (32)$$

{ premier terme instationnaire  
 deuxième terme convectif  
 le quatrième terme visqueux

**Equation de l'énergie cinétique**

L'équation de l'énergie cinétique s'obtient en multipliant l'équation de *Navier – stocks* par la vitesse :

$$\frac{1}{2} \frac{\partial u_i u_i}{\partial t} + u_i \frac{1}{2} \frac{\partial u_i u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (33)$$

Elle s'écrit également sous une forme différente en utilisant l'équation d'incompressibilité (28) :

$$\frac{1}{2} \frac{\partial u_i u_i}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ u_i \left( \frac{p}{\rho} + \frac{u_i u_i}{2} \right) \right\} + \nu \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ u_j \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} - \nu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left\{ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right\} \quad (34)$$

- 1: variation locale d'énergie cinétique.
- 2: variation du transport convectif par le travail de la pression.
- 3: travail des forces visqueuses.
- 4: dissipation.

**III.3.5. Les équations du mouvement moyen**

Les équations moyennées s'obtiennent en introduisant la décomposition de Reynolds dans les équations instantanées puis en prenant la moyenne.

**a. Incompressibilité du champ moyen**

En introduisant la décomposition de Reynolds dans l'équation de continuité (28), on obtient :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial \dot{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (35)$$

La partie moyenne et la partie fluctuante vérifient tous les deux la condition de continuité.

### b. Navier – Stocks moyennés

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{\dot{u}'_j \frac{\partial \dot{u}'_i}{\partial x_j}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (36)$$

**Remarque :** la dérivée temporelle de la valeur moyenne de la vitesse n'est pas forcément nulle (moyenne d'ensemble  $\neq$  moyenne temporelle). De même, la moyenne d'un produit des valeurs fluctuantes n'est pas nulle :

$$\left. \begin{array}{l} \overline{\dot{u}'_i} = 0 \\ \overline{\dot{u}'_j} = 0 \end{array} \right\} \text{et } \overline{\dot{u}'_i \dot{u}'_j} \neq 0$$

La condition d'incompressibilité implique  $\overline{\dot{u}'_j \frac{\partial \dot{u}'_i}{\partial x_j}} = \overline{\frac{\partial \dot{u}'_i \dot{u}'_j}{\partial x_j}}$ .

On définit alors le tenseur de Reynolds :  $R_{ij} = -\rho \overline{\dot{u}'_i \dot{u}'_j}$

L'équation de *Navier – Stocks* moyenné s'écrit finalement :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\tau}_{ij} + R_{ij}) \quad (37)$$

Les composantes  $R_{ij}$  sont appelées **contraintes de Reynolds**.

Le tenseur de Reynolds est symétrique :

$$R_{ij} = \rho \begin{bmatrix} \overline{u\dot{u}} & \overline{u\dot{v}} & \overline{u\dot{w}} \\ \overline{u\dot{v}} & \overline{v\dot{v}} & \overline{v\dot{w}} \\ \overline{u\dot{w}} & \overline{v\dot{w}} & \overline{w\dot{w}} \end{bmatrix} \quad (38)$$

### c. Equation de l'énergie

La décomposition de Reynolds peut s'appliquer à l'équation de l'énergie (30).

$$\begin{array}{ccccccccc} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} & + & U_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} & + & \frac{\partial \overline{u'_j \bar{T}}}{\partial x_j} & = & \frac{\nu}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 & + & \frac{\nu}{2} \left( \frac{\partial \dot{u}'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \dot{u}'_j}{\partial x_i} \right)^2 & + & \alpha \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_i \partial x_j} & + \\ 1 & & 2 & & 3 & & 4 & & 5 & & & & \\ \frac{1}{\rho C_p} \left( \frac{\partial P}{\partial t} + U_j \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{\dot{u}'_j P}}{\partial x_j} \right) & & & & & & & & & & & & \\ & & 6 & & 7 & & & & & & & & \end{array} \quad (39)$$

1: variation totale de l'enthalpie.

2: analogie à la tension de Reynolds.

3: dissipation moyenne .

4: dissipation turbulente.

5: diffusion moléculaire

6: variation de la pression moyenne.

7: corrélation entre les fluctuations de pression et de vitesse.

**Remarque :** Les fluctuations de vitesse sont couplées à celles de la température. Les problèmes "dynamique et thermique" ne peuvent pas être résolus séparément sauf dans le cas d'un écoulement incompressible (comme c'est le cas en régime laminaire).

#### d. Equation du tourbillon moyen

L'équation du tourbillon (32) devient :

$$\frac{\partial \Omega_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial \Omega_i}{\partial x_j} = \Omega_i \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 \Omega_i}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \overline{w'_j u'_i} - \overline{w'_i u'_j} \right\} \quad (40)$$

#### e. Equation de l'énergie cinétique moyenne

Soit  $K = \frac{U_i U_i}{2}$  l'énergie cinétique moyenne. L'équation de l'énergie cinétique (33)

$$\frac{\partial K}{\partial t} + U_i \frac{\partial K}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} U_i \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \overline{u'_i u'_j} U_i \right\} + \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 K}{\partial x_i \partial x_j} + \nu \left\{ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right\} \quad (41)$$

### III.4. MODELES DE TURBULENCE

Les différences entre les modèles de turbulence résident dans leurs capacités à reproduire fidèlement le comportement des écoulements turbulents sur différentes configurations, dont les difficultés liées à leur implémentation et leur résolution dans les codes de calcul. Le choix du modèle de turbulence est donc fonction des applications visées ainsi que de la capacité des méthodes numériques à le supporter.

Nous présenterons ensuite les modèles les plus souvent utilisés et les limites de leur application.

#### III.4.1. Modèles de « longueur de mélange » ou modèles à zéro équation

Dans cette catégorie de modèles, on utilise une analogie entre le transport diffusif et le transport turbulent.

$$\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_t \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} \right) \text{ ou } \mu_t = \rho u_t l_t \quad (42)$$

Avec  $\mu_t$  la viscosité turbulente.

Par analogie avec la théorie cinétique des gaz, on peut alors faire l'hypothèse que la viscosité turbulente est proportionnelle au produit d'une vitesse turbulente et d'une échelle spatiale de turbulence. Cette viscosité est une propriété de l'écoulement et non pas du fluide. Souvent on utilise le modèle de **Prandtl** qui permet d'écrire :

$$u_t = l_t \frac{\partial \overline{u}}{\partial y}$$

Et donc la viscosité turbulente pour le modèle de longueur de mélange :

$$\mu_t = \rho l_t^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$$

Le modèle est fermé si on connaît l'expression de la longueur de mélange. Ce genre de modèle est très utilisé pour les simulations des écoulements autour d'une aile d'avion, car la physique des écoulements est alors très bien connue. Ces modèles ont l'avantage d'être très simples à utiliser et peu coûteux numériquement. Leur utilité est pourtant très limitée car il est souvent difficile d'atteindre l'expression de  $l_t$  dans le cas de géométries complexes. De plus, ils ne prennent pas en compte le transport de la turbulence.

#### III.4.2. Modèle k-ε

Pour éviter les problèmes du modèle de « longueur de mélange », on peut retenir l'idée d'une viscosité turbulente, mais utiliser un moyen plus sophistiqué pour obtenir l'expression des échelles de vitesse et de longueur. Ce modèle est basé sur les deux équations de conservation de l'énergie cinétique turbulente  $k$  et du taux de dissipation de l'énergie cinétique  $\varepsilon$ . on écrit :

$$u_t = \sqrt{k}, \quad l_t = k^{2/3} / \varepsilon \quad \text{et} \quad u_t = \rho c_\mu k^2 / \varepsilon \quad \text{Ou} \quad c_\mu = 0.09$$

Le modèle k-ε est adapté aux écoulements où la turbulence est bien développée, c'est-à-dire où le nombre de Reynolds est élevé. On l'utilise avec une fonction de parois qui permet de faire l'hypothèse que, dans la zone proche des parois, le profil des vitesses peut être modélisé par une loi logarithmique. Il est donc important de s'assurer que le premier nœud du maillage ne se situe pas dans la sous-couche laminaire. Certains codes permettent de vérifier ce critère automatiquement, d'autres font l'hypothèse que les parois sont situées à la limite de la sous couche laminaire. Une variante du modèle, appelée modèle k-ω à bas nombre de Reynolds, peut être utilisée pour capturer les détails de l'écoulement à proximité des parois, mais il nécessite un maillage extrêmement fin et les équations à résoudre sont très raides, la convergence est donc difficile.

#### III.4.3. Modèle k-ω

Ce modèle résout les équations relatives à  $k$  et à la fréquence de turbulence  $\omega$ . Il fonctionne jusqu'à la paroi et il est meilleur que le modèle k-ε dans cette zone. Mais, dans les zones loin des parois sa sensibilité extrême à la valeur de la turbulence dans l'écoulement n'est pas physique. Le plus souvent, on utilise une combinaison des modèles k-ε et k-ω, avec une fonction qui permute entre le modèle k-ω proche des parois et le modèle k-ε loin des parois. Ce modèle, est appelé le modèle k-ω baseline qui, est très efficace pour la simulation du transfert de chaleur si le maillage est assez fin proche de la paroi.

#### III.4.4. Modèle SST

Le modèle k-ε a tendance à surestimer la viscosité turbulente, ce qui induit une difficulté à prédire des phénomènes de séparation ou de ségrégation. Si on ajoute une fonction qui limite les valeurs de la viscosité turbulente au modèle k-ω baseline, on obtient le modèle de transport de contrainte de cisaillement (Shear Stress Transport SST) qui est maintenant bien validé et de plus en plus utilisé.

### III.4.5. Modèle à contrainte de Reynolds (Reynolds Stress Model: RSM)

Ce modèle est encore plus sophistiqué. Il évite de faire l'hypothèse d'isotropie de la viscosité turbulente, car il résout les équations pour les six composantes des contraintes de Reynolds et pour  $\epsilon$ . Ce modèle est donc très lourd numériquement et la convergence est souvent difficile. Il existe de nombreuses variantes de ce modèle, qui concernent en particulier la façon de modéliser la corrélation de la fluctuation de la pression et la déformation. Ce modèle est préconisé dans le cas des écoulements fortement tourbillonnaires, comme par exemple dans le cas d'un injecteur dans une chaudière à combustion.

### III.4.6. Large Eddy Simulation (LES)

Dans l'approche LES, toutes les échelles de la turbulence sont résolues sauf celle relative à la dissipation, qui est modélisée. Il faut donc utiliser un maillage très fin et opter pour une solution instationnaire dans la résolution des équations. Après un temps de calcul assez long, la solution peut reproduire toutes les échelles de la turbulence. Ce modèle est très puissant dans le cas où les écoulements ne sont pas dominés par la présence des parois parce qu'il faut alors un maillage très fin ou l'utilisation d'une fonction de parois dans cette région. Ce modèle permet d'accéder à un niveau tel de détails qu'il peut être utilisé pour la prédiction du bruit. Avec l'augmentation de la puissance des ordinateurs, ce modèle est devenu plus intéressant, mais il faut éviter de l'utiliser avec un maillage trop grossier, ou pour des simulations en deux dimensions parce que le modèle s'appuie sur des phénomènes tridimensionnels.

### III.4.7. Simulation directe ou Direct Numerical Simulation (DNS)

DNS est théoriquement l'approche la plus puissante car elle fait appel à un maillage très fin et à un pas de temps très petit pour résoudre les équations de *Navier-Stokes* sans aucun modèle. Mais avec les plus puissants ordinateurs, on ne peut aujourd'hui étudier que les écoulements simples (par exemple un écoulement dans un tuyau avec un nombre de *Reynolds* d'environ 10 000 a demandé 250 heures sur un Cray XMP). Donc, cette approche n'a encore aucune utilité industrielle. Elle reste réservée aux chercheurs qui travaillent sur la construction de modèles.

## CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a présenté les différents types de modélisations utilisées et cela dans la perspective de simuler l'écoulement dans un stator d'une turbine. Donc, le développement des équations de mouvement et de conservation ainsi que l'écoulement (laminaire, turbulent) et d'autres paramètres sont nécessaires pour bien choisir la géométrie, le maillage, les conditions aux limites.

*CHAPITRE IV*

*ETAPES DE SIMULATION*

#### ⚡ 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.
2. **Les éléments de maillage non structuré** 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.

#### ⚡ 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.

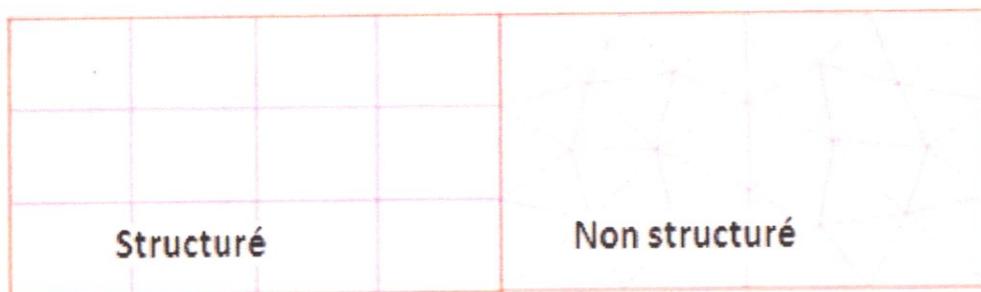


Figure 2 : Maillage structuré et non structuré. [5]

### 3. Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D, il combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré.

## IV.3. 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 :

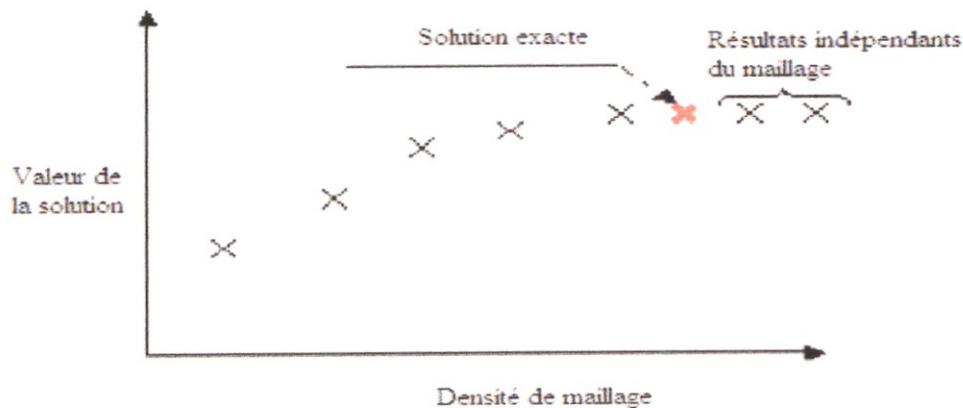
- Maintenir une bonne qualité des éléments.
- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient.
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier.
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable).

Ce tableau illustre la variation de la qualité des éléments de maillage en fonction de la valeur du coefficient de distorsion  $F_d$  :

$F_d$	0 - 0,25	0,25 - 0,50	0,50 - 0,80	0,8 - 0,95	0,95 - 0,99	0,99 - 1,00
qualité	excellent	Bon	acceptable	Pauvre	Très pauvre	mauvais

**Tableau 1 : La qualité de maillage en fonction de  $F_d$ . [5]**

La valeur maximale du skewness tolérée pour un maillage volumique doit être inférieure à 0.90. La valeur maximale du skewness tolérée pour un maillage surfacique structuré ou non, hexaédrique ou tétraédrique doit être inférieure à 0.75



**Figure 5: Indépendance de la solution du maillage. [5]**

Le raffinement du maillage peut se faire aussi sous Fluent en utilisant la fonction « ADAPT », cette fonction adapte la grille de maillage à l'écoulement en intervenant particulièrement sur :

- 1- Les zones à fort gradient.
- 2- Les zones définissant les frontières des volumes fluides.
- 3- A l'intérieur de certaines zones.

Le but de raffinement du maillage sous un code mailleur (ICEM CFD, Gambit), est d'obtenir une solution indépendante de la résolution et de la qualité du maillage, cela revient à dire que les paramètres de la solution deviennent insensibles au bout d'un certain nombre d'éléments.

#### IV.5. SCHEMAS DE DISCRETISATION

Toutes les équations qui doivent être résolues peuvent être écrites sous la forme d'équation de transport :

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} + \nabla(\rho \varphi \cdot U) - \nabla((\mu / \sigma_{\varphi} + \mu_t / \sigma_{\varphi t}) \nabla \varphi) = s_{\varphi} \quad (1)$$

Où les quatre termes représentent physiquement dans l'ordre :

#### IV.5.1. Le terme instationnaire

Le terme instationnaire n'est vraiment important que dans les simulations qui traitent des écoulements instationnaire, dans ce cas on a souvent le choix entre des schémas d'ordre un, deux ou trois (ce qui signifie que l'erreur d'approximation tombe avec le pas de temps à la puissance un, deux ou trois). Le schéma de premier ordre est très dissipatif, et les instabilités dans l'écoulement ont tendance à disparaître. Les schémas d'ordre deux ou trois évitent ce problème mais coûtent plus chers en temps de calcul. Un schéma au minimum du deuxième ordre est donc nécessaire pour simuler un écoulement instationnaire.

#### IV.5.2. Le terme convectif

Le terme convectif est celui qui a le plus de poids sur la précision du schéma. Il est difficile à construire car le flux doit être connu sur les faces de chaque volume alors que les valeurs sont calculées au centre du volume. Le plus simple est bien sûr de moyenner les valeurs situées de chaque côté de la face. Ce schéma s'appelle à différences centrées, ou central differencing. Il a une précision du deuxième ordre, mais instable pour un nombre de Péclet, basé sur la taille du maillage, de valeur absolue supérieur à 2.

Une autre solution très simple consiste à prendre la valeur de la variable du côté d'où vient l'écoulement, une pratique intitulée schéma amont ou upwind ou upstream differencing. Ce schéma est toujours stable, mais n'a une précision que du premier ordre, et a donc tendance à produire des solutions trop diffusives.

Si on combine les schémas à différences centrées et amont, selon la valeur du nombre de Péclet, on arrive au schéma dit hybride, qui est souvent proposé par défaut dans les logiciels.

Il faut souligner néanmoins que les solutions avec les schémas amont ou hybrides convergent plus facilement, car ils génèrent des matrices à inverser qui ont une large dominance diagonale. Mais souvent ils sont si diffusifs que des caractéristiques de l'écoulement sont perdues. Donc, on peut les utiliser pour la mise en place d'une simulation, mais il faut rester prudent quant à la validité des résultats.

#### IV.5.3. Le terme diffusif

En général, ce terme est traité par défaut dans les codes par un schéma du deuxième ordre. L'utilisateur y touche rarement. La seule alternative consiste éventuellement à choisir la façon de moyenner les coefficients de diffusion aux interfaces des volumes. Dans le fluide, on utilise une méthode linéaire, et dans les régions solides une méthode harmonique pour

mieux représenter par exemple des conductivités thermiques différentes entre deux solides de nature différente.

#### IV.5.4. Le terme source

Ce terme est utilisé si des modèles supplémentaires ou de la physique doivent être ajoutés à un modèle existant. Il faut vérifier que ce nouveau terme ne change pas la stabilité du schéma. Cela peut arriver si, par exemple, on ajoute une source de matière très importante ou si un terme de perte est ajouté de façon explicite.

Si la variable  $\varphi = 1$ , l'équation (1) représente la conservation de la masse. Pour des valeurs de  $\varphi$ , de  $u$ ,  $v$  ou  $w$ , l'équation représente la conservation de quantité de mouvement et pour  $\varphi = h$  ou  $c$ , l'équation (1) représente la conservation de l'enthalpie ou de la concentration.

La quantité  $(\mu/\sigma_\varphi + \mu_t/\sigma_{\varphi t})$  représente le coefficient de transport diffusif, qui comprend une partie laminaire et une partie turbulente.

La modélisation des termes de l'équation (1) est très importante pour la stabilité et la précision des résultats. Malheureusement, plus la précision d'un schéma est importante, moins la procédure de résolution est stable.

#### IV.6. RESOLUTION ET CONVERGENCE

La méthode de résolution la plus utilisée s'appuie sur l'algorithme SIMPLE, les équations de conservation de la matière et de la quantité de mouvement sont résolues de façon itérative. L'algorithme démarre de valeurs supposées des vitesses et de la pression, puis les utilise dans les équations de conservation de la quantité de mouvement pour arriver à une nouvelle estimation des vitesses. Mais les vitesses calculées ne vérifient pas forcément l'équation de conservation de la matière. L'erreur obtenue permet de réévaluer les valeurs de la pression, avant de démarrer une nouvelle itération.

Pour assurer une bonne convergence, il est souvent utile de sous-relaxer les nouvelles valeurs des vitesses et des pressions calculées à chaque itération. Cette étape, qui était très difficile il y a dix ans, devient donc de plus en plus facile. En cas de difficultés, une bonne stratégie est de commencer avec un modèle facile. Par exemple, la vitesse de fluide à l'entrée peut être réduite, et la simulation peut être faite en supposant un régime laminaire. C'est une approche très efficace pour détecter les zones de mauvais maillage ou les erreurs de construction du modèle. De la même façon, pour les simulations de systèmes diphasiques, il est préférable de commencer par simuler le système monophasique, puis d'ajouter la deuxième phase après avoir obtenu une première convergence.

L'utilisateur peut intervenir dans le processus de convergence en changeant les facteurs de relaxation ou le pas de temps. Une valeur inférieure à un du facteur de relaxation permet de ralentir l'évolution de la valeur des variables d'une itération à l'autre. Le pas de temps intervient comme un outil de convergence : les équations écrites pour un régime

transitoire sont utilisées pour atteindre le régime stationnaire. Ces paramètres ne doivent pas pour autant prendre des valeurs trop faibles car la solution risque alors d'être « gelée » et la convergence ne sera jamais atteinte.

A la fin de la simulation, il faut s'assurer que les résidus locaux sont très faibles et que les bilans globaux de masse, d'enthalpie, de quantité de mouvement, etc., sont corrects. Il convient alors d'examiner les résultats plus localement du point de vue de la physique. La température maximale est-elle réaliste ? Le profil de vitesse du fluide en sortie est-il acceptable ?

Cette phase de critique des résultats est le domaine de l'ingénieur, du physicien ou du chimiste.

#### IV.7. PRISE EN COMPTE DE LA TURBULENCE

La plupart des écoulements simulés dans des applications industrielles sont turbulents. La turbulence se caractérise par le développement dans l'écoulement de tourbillons de différentes tailles et de différentes durées de vie. Les plus grands tourbillons, qui ont la plus longue durée de vie, peuvent transporter la chaleur, la quantité de mouvement, les espèces, alors que les plus petits qui ont une durée de vie plus courte assurent la conversion de l'énergie cinétique en chaleur par frottements visqueux. Il n'est pas réaliste aujourd'hui de tenir compte de toutes ces échelles dans une simulation numérique : les échelles de pas de temps et de maillage nécessaires seraient trop petites. En outre, l'ingénieur est essentiellement intéressé par la connaissance du comportement de l'installation moyenné dans le temps.

Afin de prendre en compte la turbulence, chaque variable est décomposée en deux termes, un terme moyen et un terme fluctuant. Par exemple, une composante de la vitesse, la pression et la température s'écrivent à un instant donné sous la forme suivante (décomposition des variables en composantes moyenne et fluctuante) :

$$U = \bar{U} + \hat{U}, \quad p = \bar{p} + \hat{p}, \quad T = \bar{T} + \hat{T}$$

#### IV.8. MODELES DE TURBULENCE

Nous présenterons les modèles les plus souvent utilisés :

##### IV.8.1. Modèle k-ε.

##### IV.8. 2. Modèle k-ω.

##### IV.8.3. Modèle à contrainte de Reynolds (Reynolds Stress Model: RSM).

#### IV.9. GAMBIT

##### Définition

Lien puissant entre la CAO et l'analyse numérique, il offre des outils géométriques, il permet de générer des maillages quadriques, tétraédriques, (structurés ou non-structurés) et de spécifier des conditions aux limites.

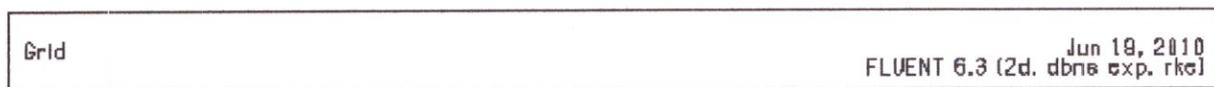
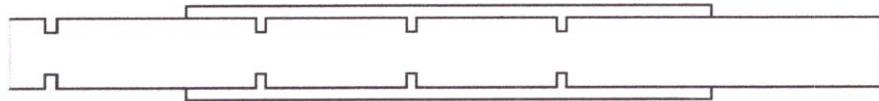
Gambit offre des interfaces directes (notamment CATIA, SolidWorks...) permettant un transfert de la géométrie de l'un à l'autre des systèmes CAO. Il comprend plusieurs interfaces d'exportation du maillage vers les principaux codes CFD (CATIA, FLUENT...).

#### IV.9.1. Génération de maillage par Gambit

##### a) Importation de la géométrie

###### 1) Les canaux de refroidissement

- Les deux géométries ci-dessous représentent deux canaux de refroidissement en 2D dont la turbulence est créée par la présence des promoteurs (perturbateur) qui sont en opposition ou décalés tel que montrent les figures 6 et 7.



**Figure 6 : Ecoulement critique dans un canal de refroidissement type A.**

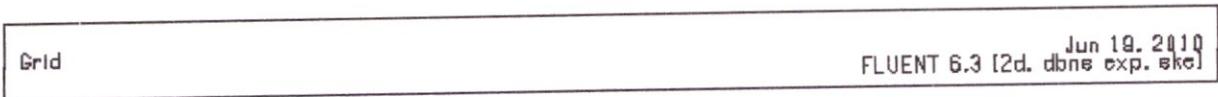
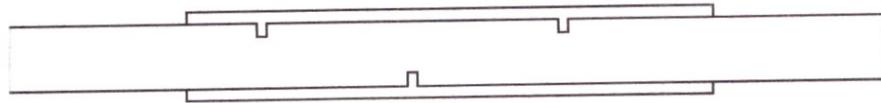


Figure 7 : Ecoulement critique dans un canal de refroidissement type B.

2) Aube stator en 2D

La géométrie de l'aube construite en SolidWorks est montrée dans la figure ci-dessous :

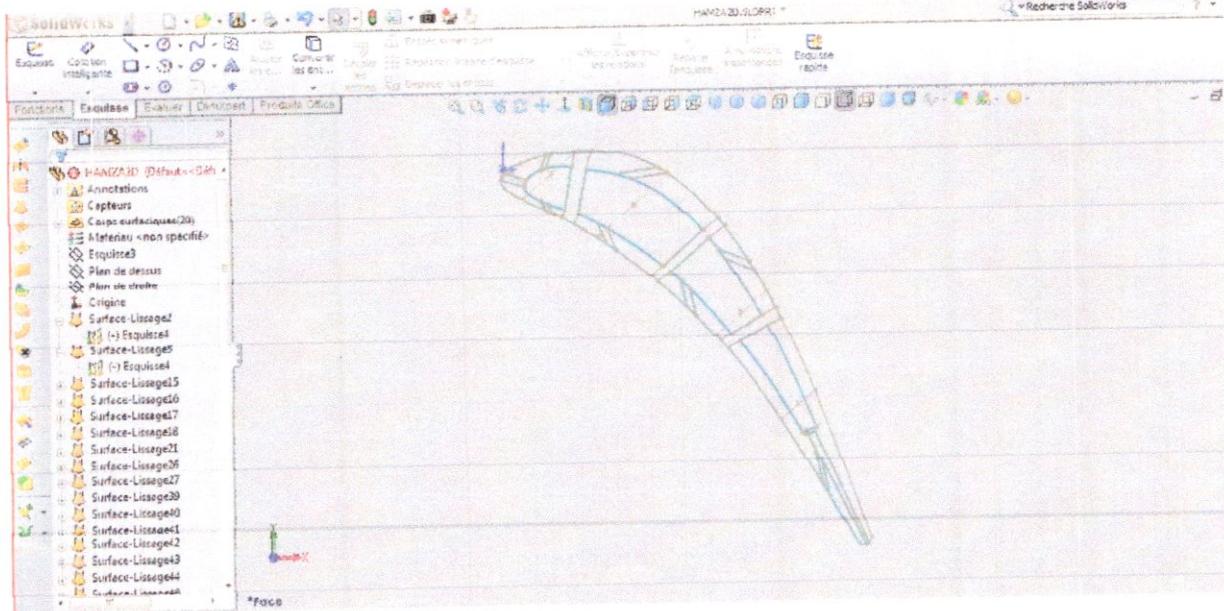


Figure 8 : Aube stator en 2D.

Ensuite on construit le domaine extérieur de calcul en utilisant les données de la section précédente.

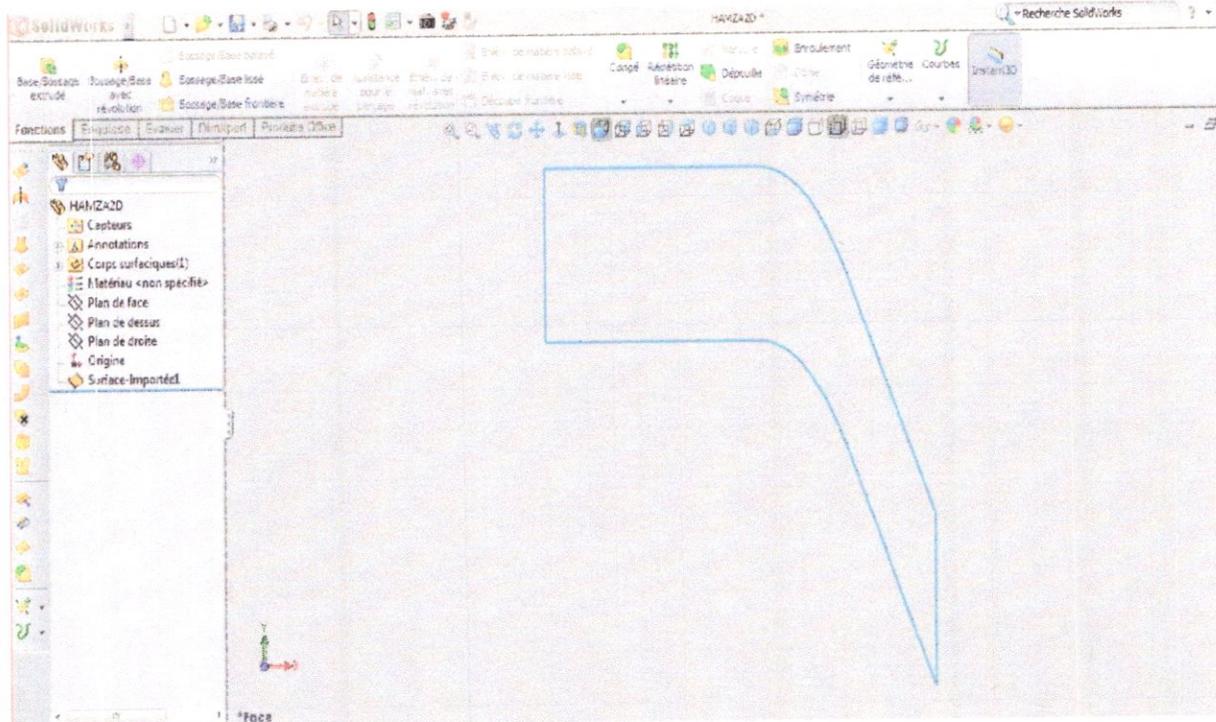


Figure 9 : Le domaine de calcul.

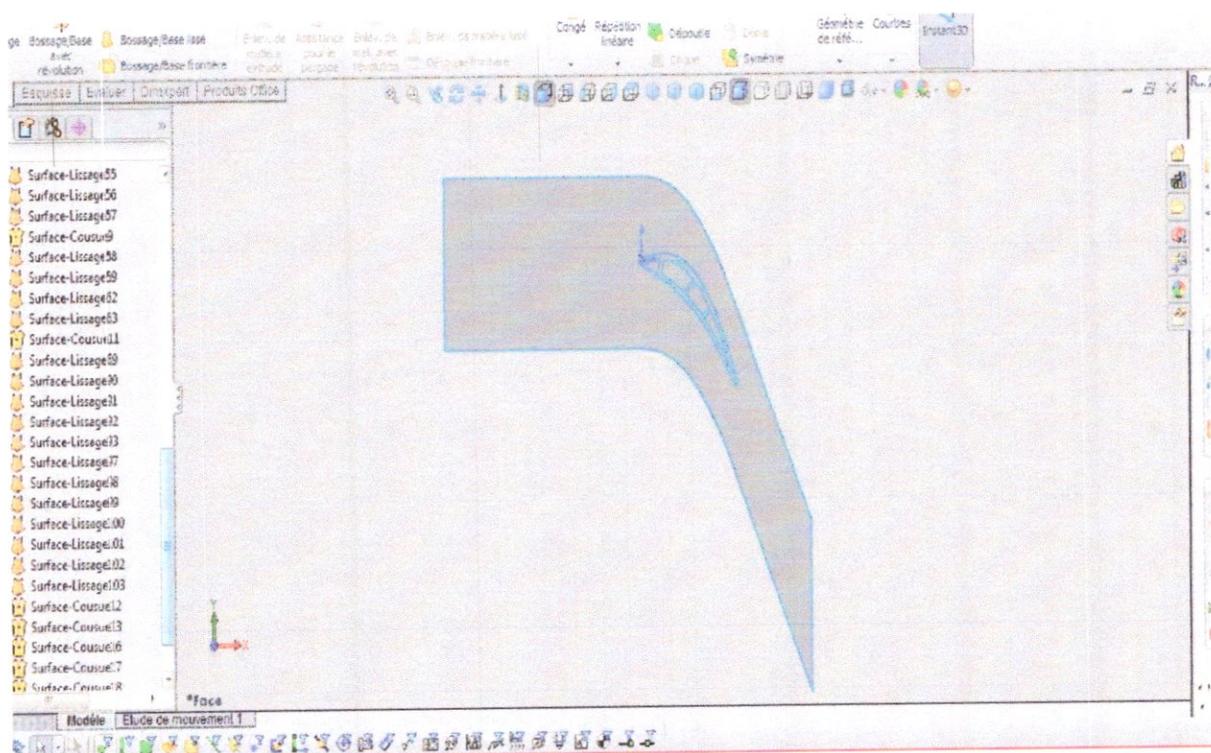


Figure 10 : L'ensemble aube\_domaine.

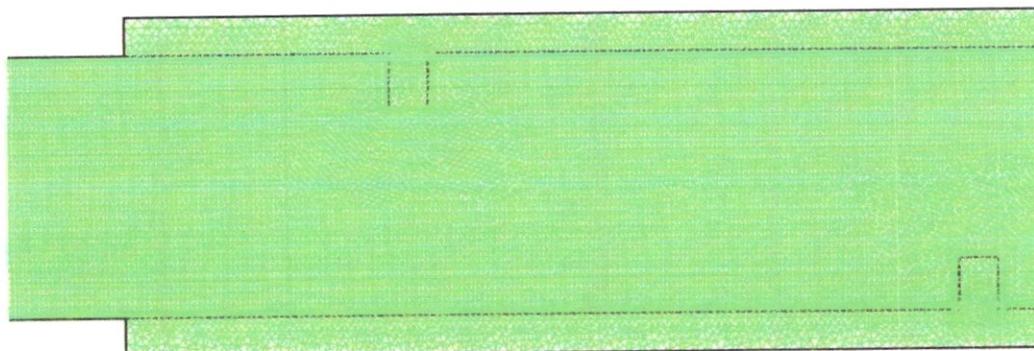
La géométrie aube\_domaine de calcul est enregistrée sous format ACIS pour être importer par GAMBIT telle que montre la figure ci-dessous.

Le maillage 2D montré sur la figure 12 se compose de :

Type	Meshing Element
Fluid	498692
Solid1	50000
Solid2	50000

Tableau 2 : Données maillage du canal type A.

b) Canal type B



Grid	FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke) Jun 18, 2010
------	---

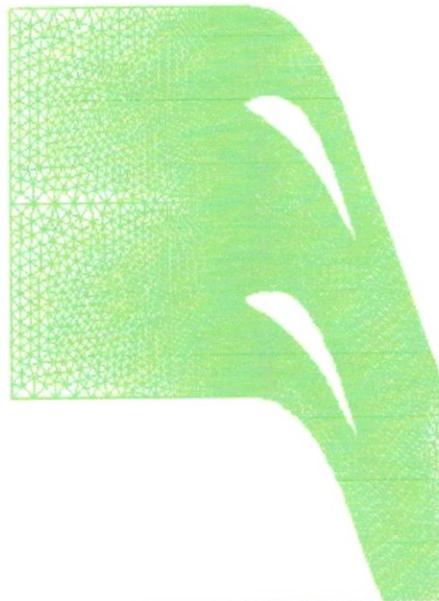
Figure 13 : Maillage du canal de refroidissement type B.

Le maillage montré sur la figure 13 se compose de :

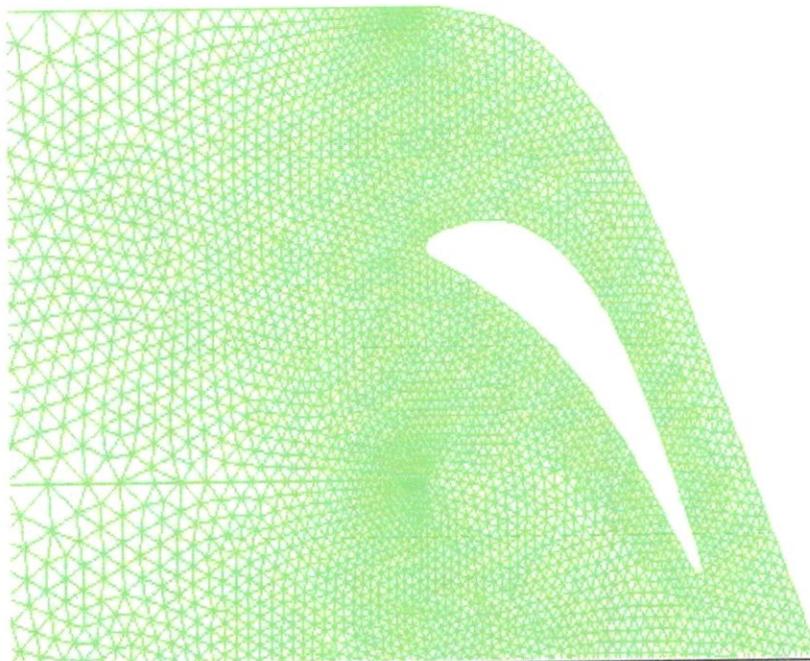
Type	Meshing elements
Fluid	4 39450
Solid1	40496
Solid2	41546

Tableau 3 : Données maillage du canal type B.

- 2. Aube stator en 2D
  - a. Cas aérodynamique
    - Periodic 1



Grid Jun 19, 2010  
FLUENT 6.3 (2d. dbns exp. ske)



Grid Jun 19, 2010  
FLUENT 6.3 (2d. dbns exp. ske)

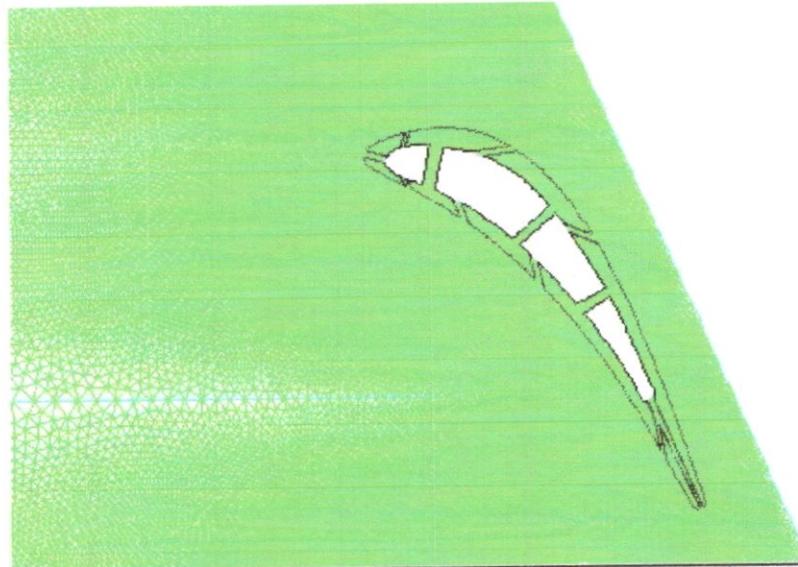
Figure 14 : Maillage de l'aube stator.

Le maillage montré sur la figure 15 se compose de :

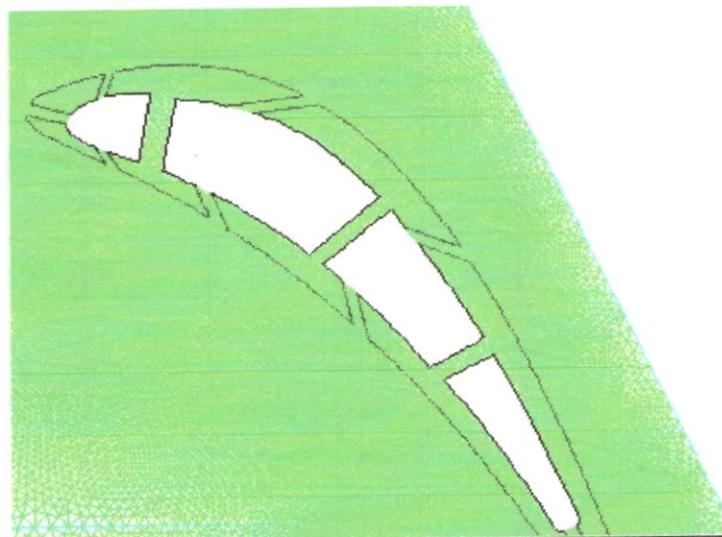
Type	Element de maillage
Fluid	69815

Tableau 5 : Données maillage de l'aube stator.

b. Cas de transfert thermique



Grid Jun 25, 2010  
FLUENT 6.3 (2d. dbns exp. rke)



Grid Jun 21, 2010  
FLUENT 6.3 (2d. dbns exp. rke)

Figure 16 : Maillage de l'aube stator.

Le maillage montré sur la figure 16 se compose de :

Type	Meshing elements
Fluid_E	33523
Fluid_I	33492

Tableau 6 : Données maillage de l'aube stator.

#### IV.10. ICEM CFD 4.2

##### ○ Définition

Le logiciel ICEM CFD est un meilleur 2D/3D, il permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics) et de générer des fichiers \*.msh pour Fluent, il regroupe trois fonctions :

- définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO).
- le maillage et sa vérification.
- la définition des frontières (Types de conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

##### IV.10.1. Construction de la géométrie

ICEM CFD 4.2 permet d'établir la géométrie du système étudié. La géométrie est construite à partir des points, des courbes, des surfaces et des volumes. La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

##### IV.10.2. Génération de maillage par ICEM CFD

###### A. Import de la géométrie

Souvent la géométrie est conçue par des logiciels de la CAO (SolidWorks, CATIA...). Dans le cas des turbomachines, elle peut être aussi conçue par des logiciels de dimensionnement (problème inverse) comme BladeGen+ et Turbo Gen. Dans ce cas, on a recours à l'importation de la géométrie. Il est conseillé d'importer des fichiers sous format TETIN (\*.tin).

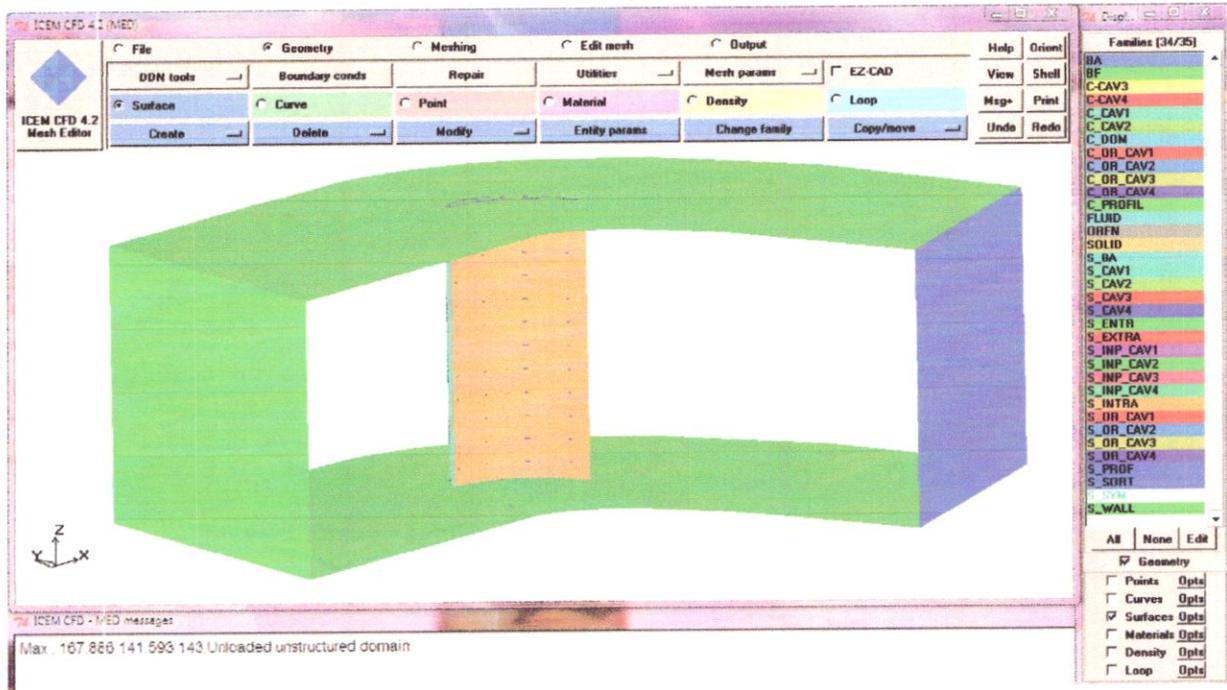


Figure 17 : Importation de la géométrie.

**B. Le maillage**

L'étape du maillage est une étape clé pour s'assurer de la validité des simulations, c'est l'étape de découpage du volume étudié en petits volumes élémentaires.

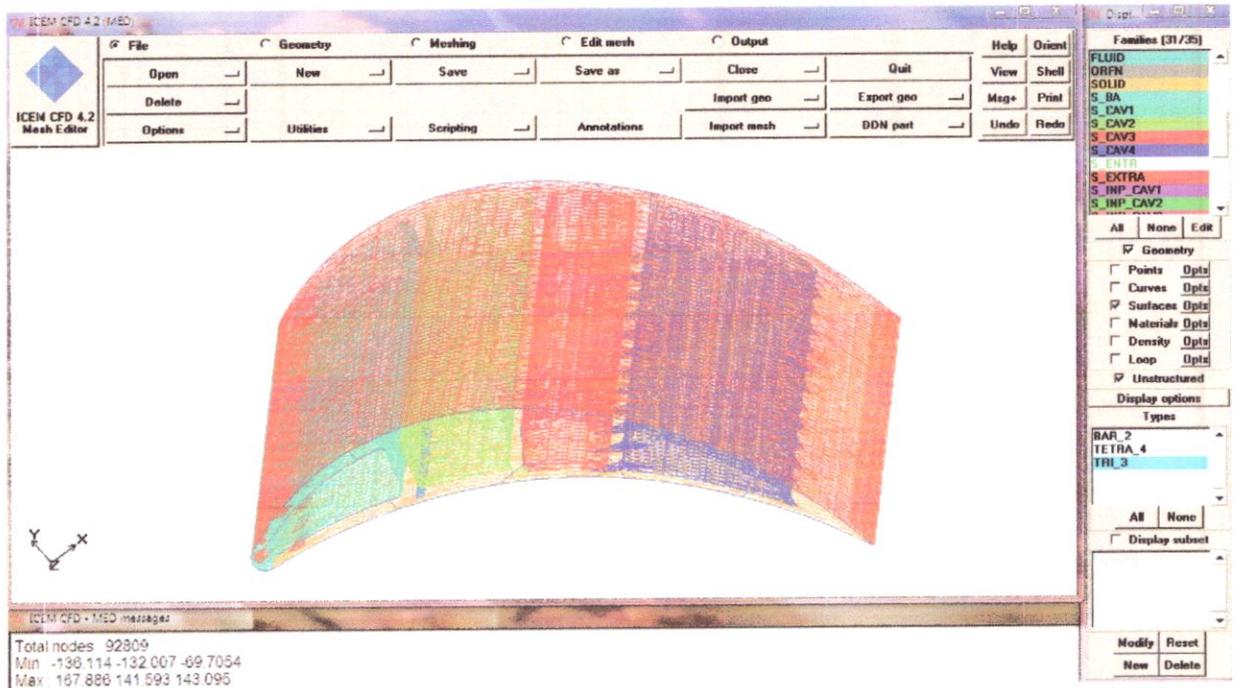


Figure 18 : Maillage de l'aube stator.

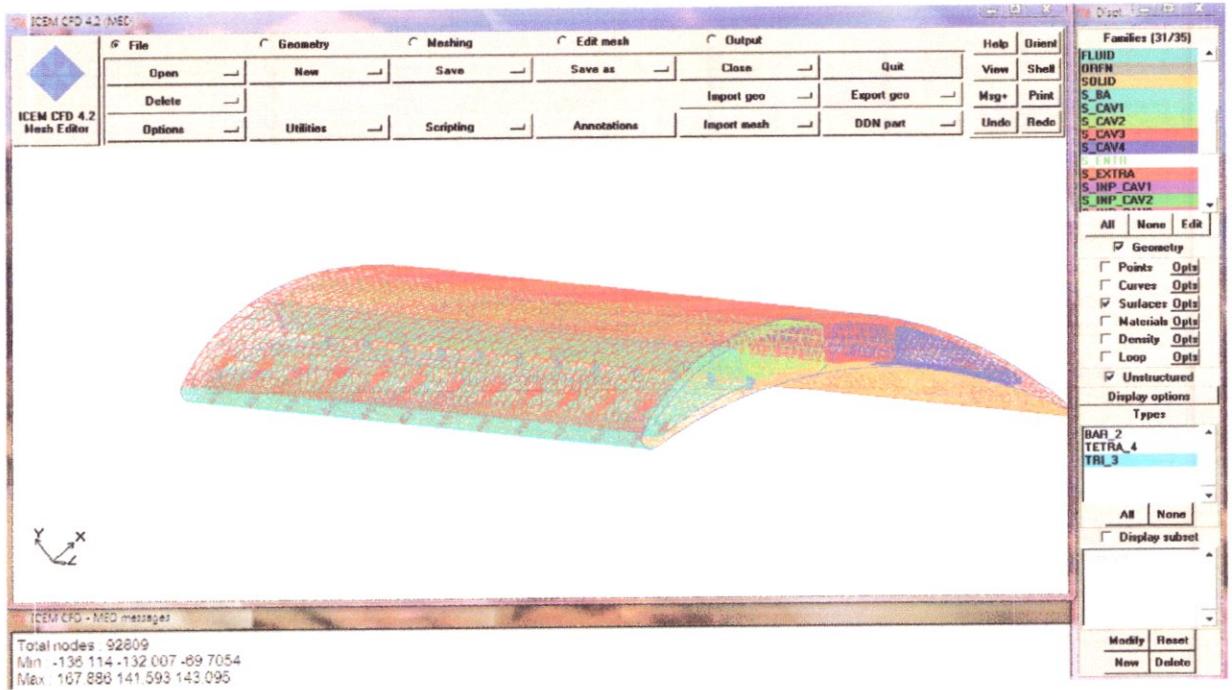


Figure 19 : Maillage de l'aube stator.

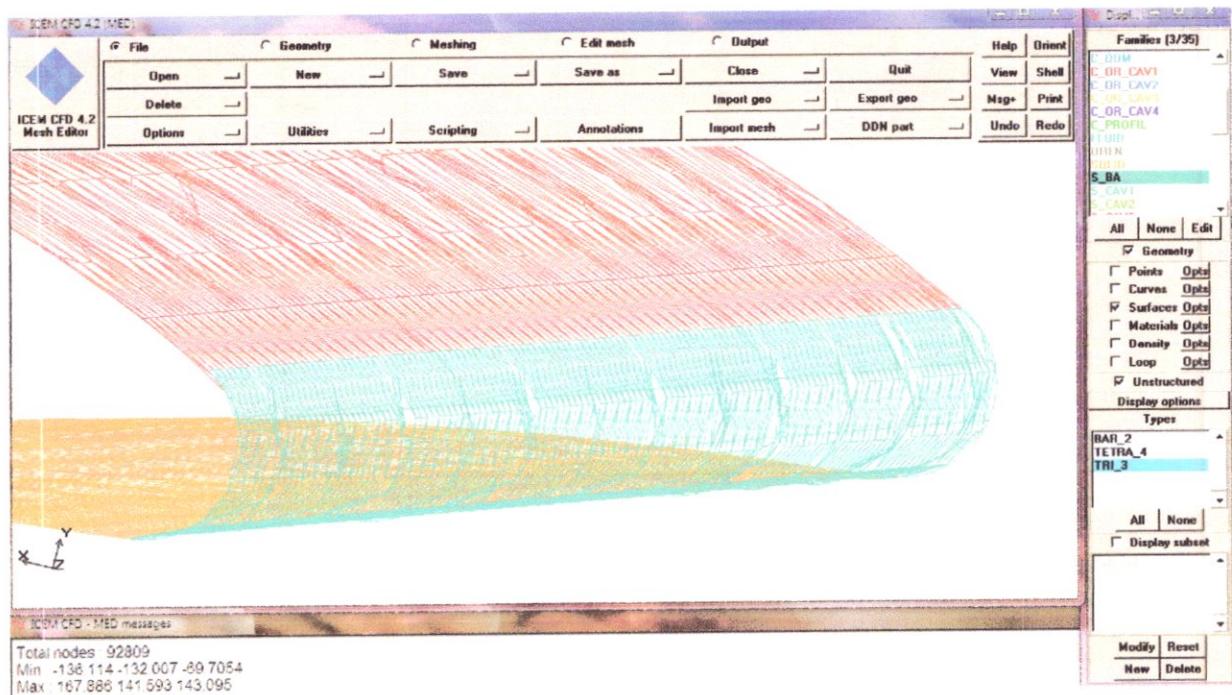


Figure 20 : Maillage de bord d'attaque.

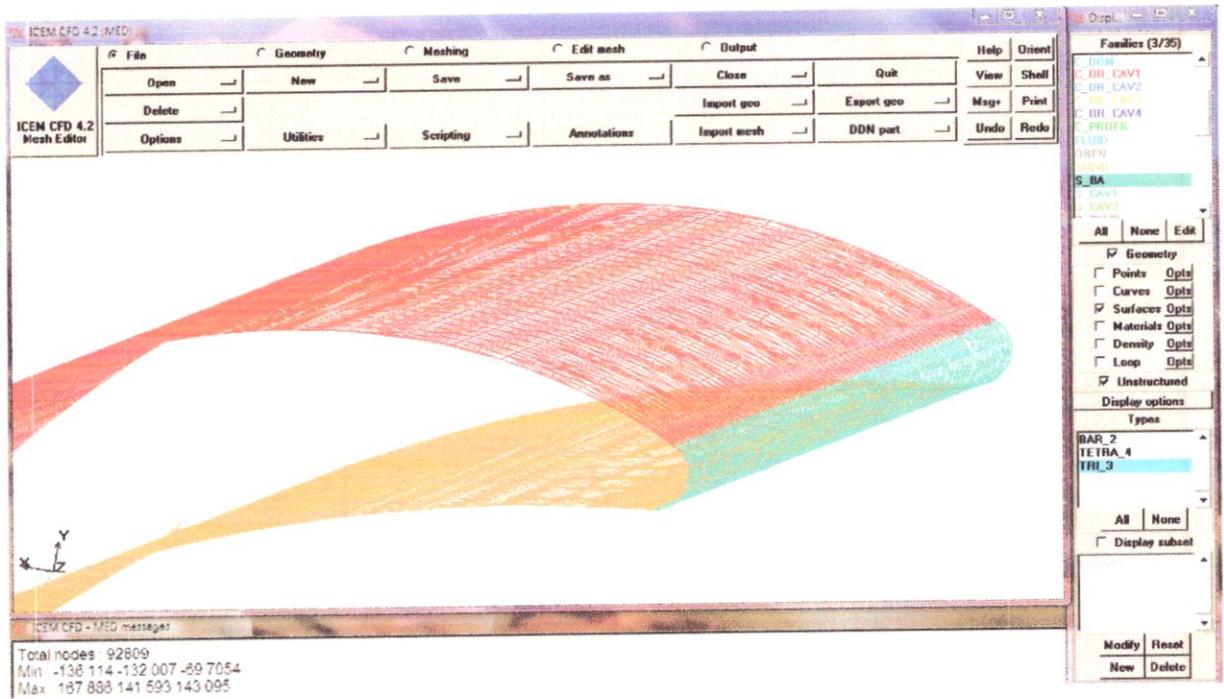


Figure 21 : Maillage de bord d'attaque.

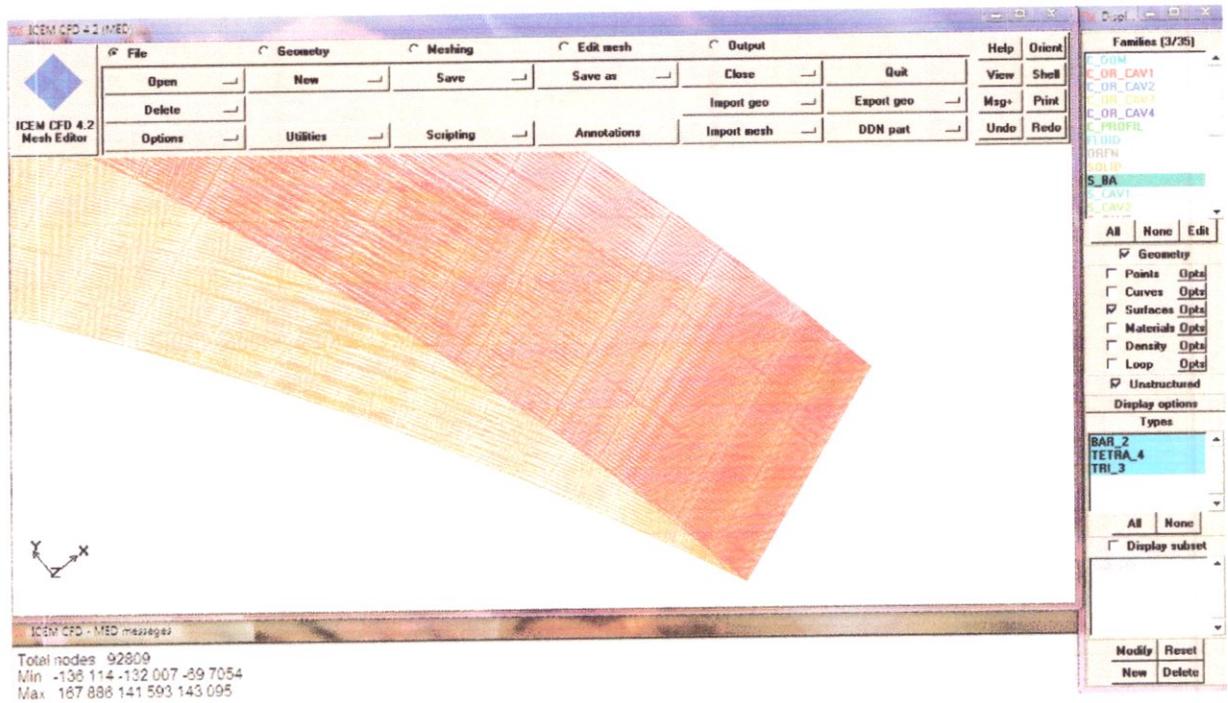


Figure 22 : Maillage de bord de fuite.

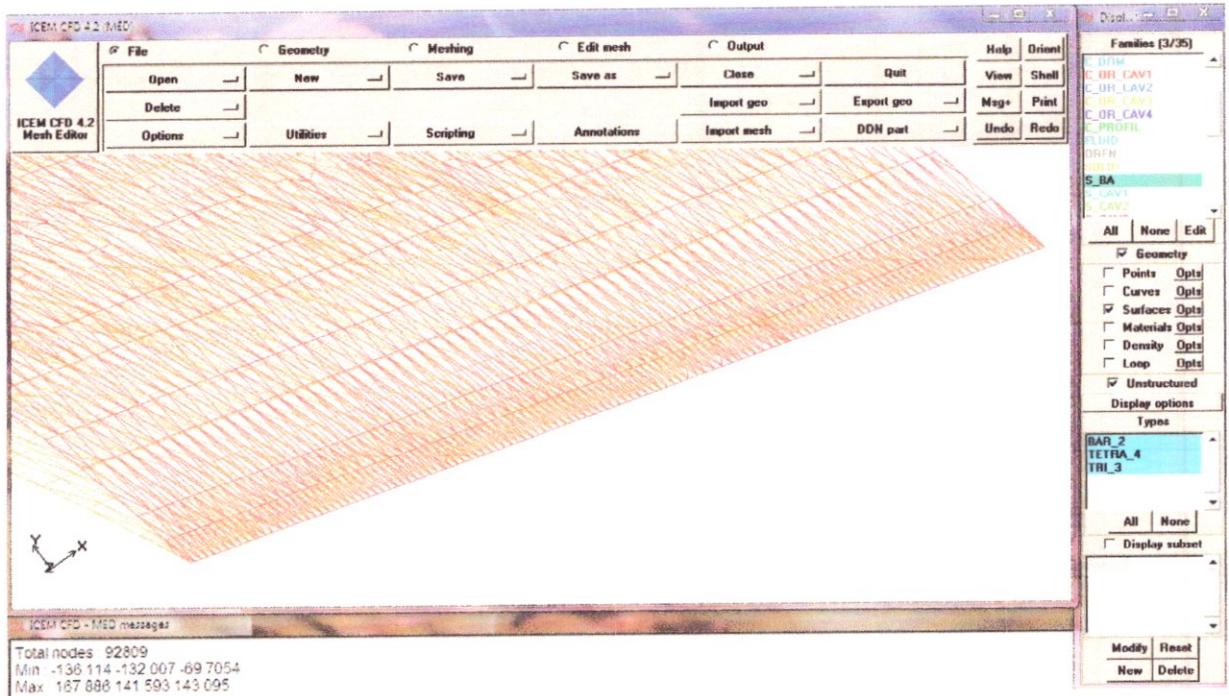


Figure 23 : Maillage de bord de fuite.

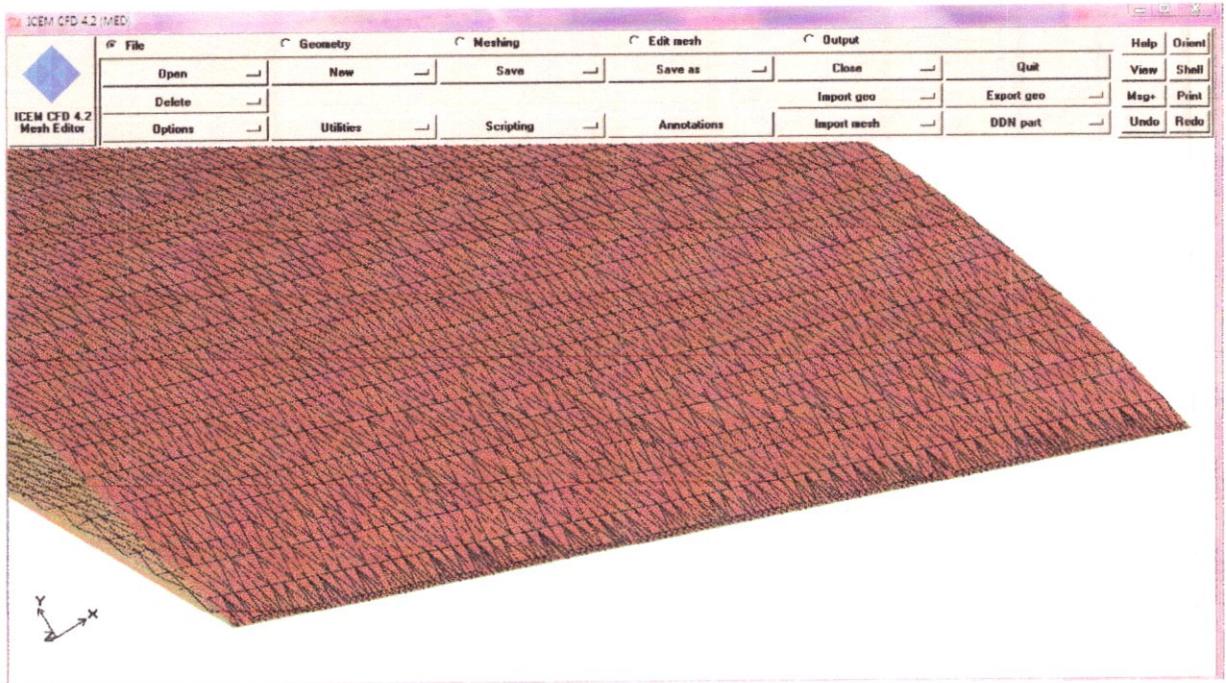


Figure 24 : Maillage de bord de fuite.

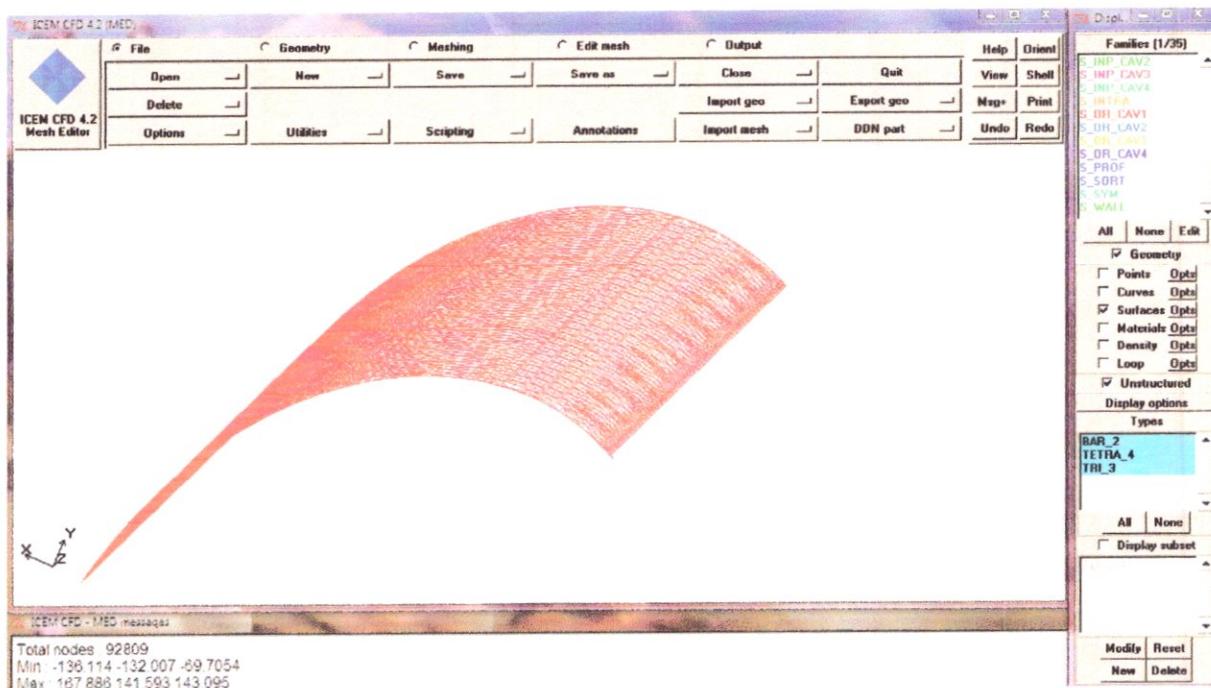


Figure 25 : Maillage de l'extrados.



Figure 26 : Maillage de l'extrados.



Figure 27 : Maillage de l'intrados.

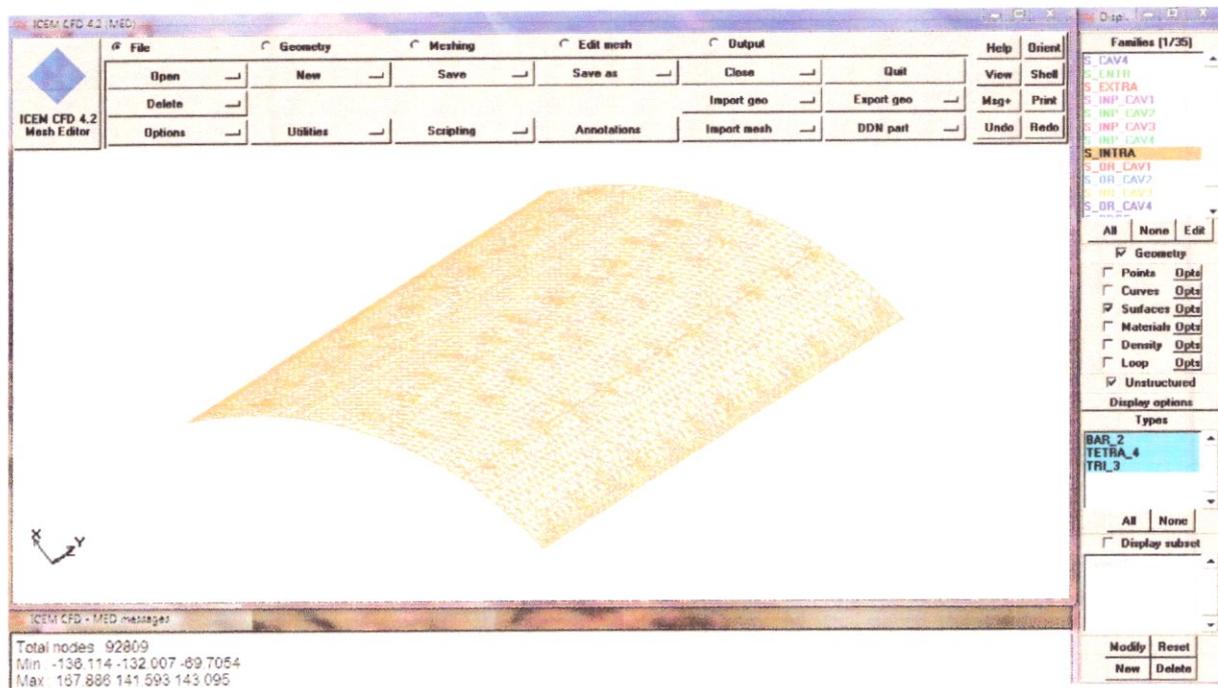


Figure 28 : Maillage de l'intrados.

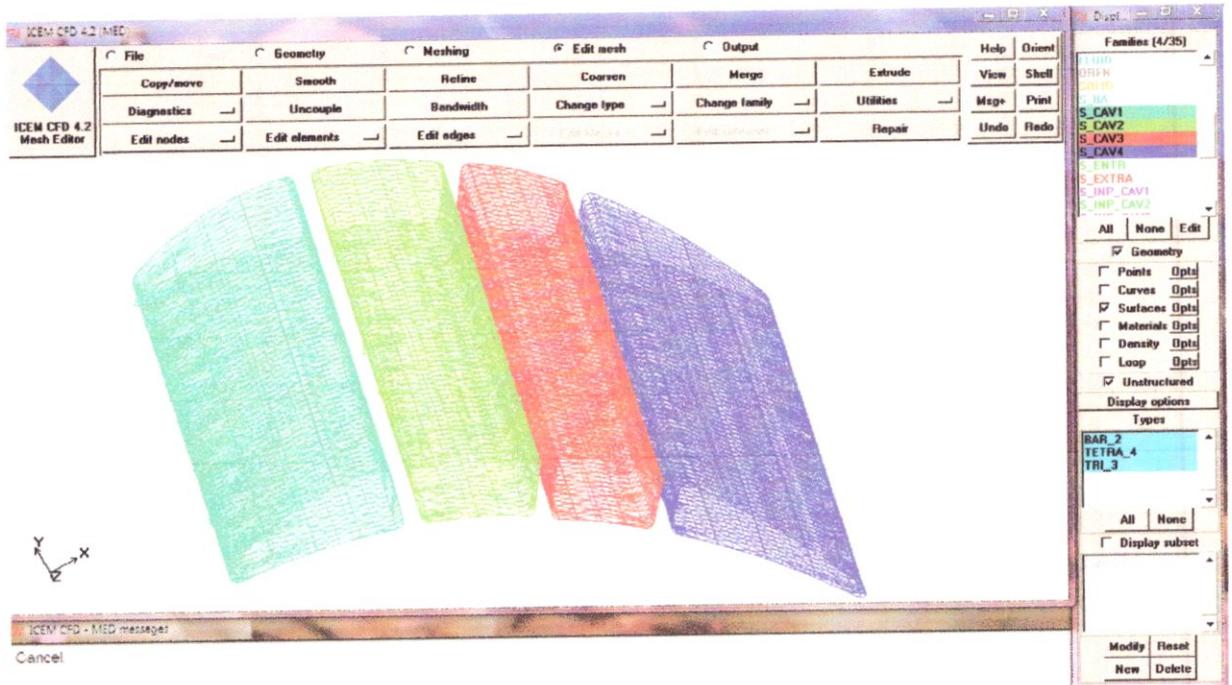


Figure 29 : Maillage des cavités.

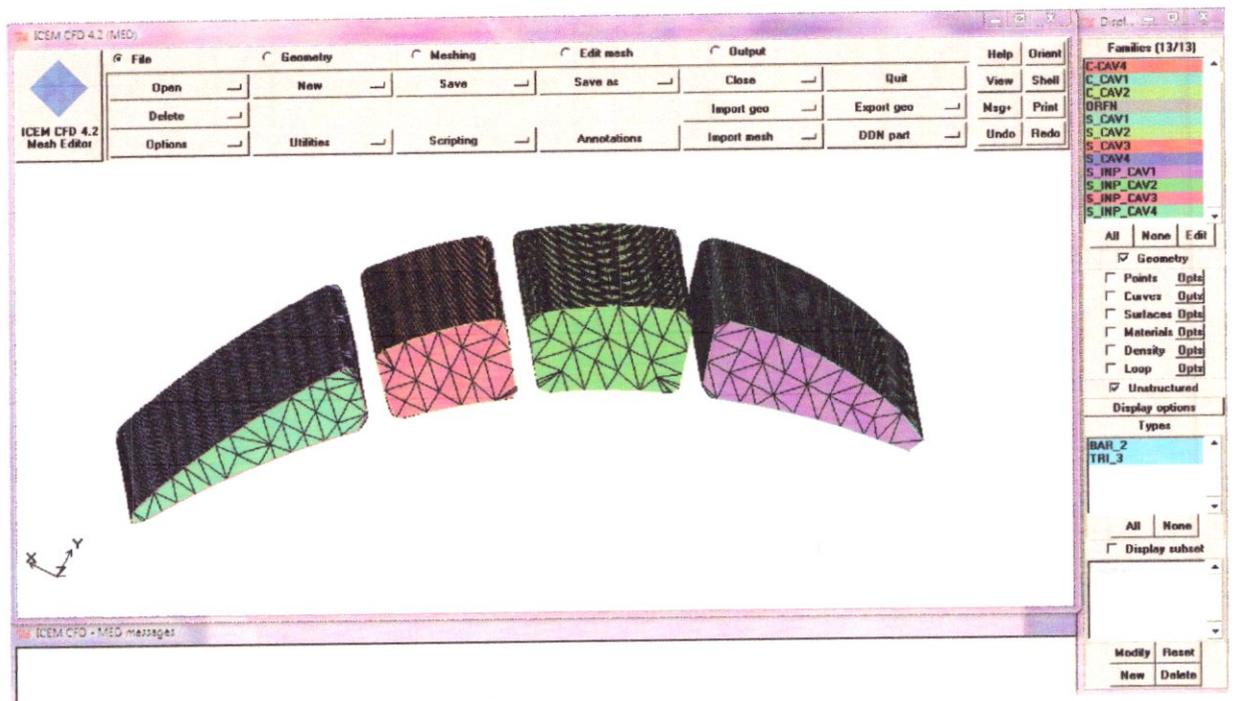


Figure 30 : Maillage des entrées cavités.

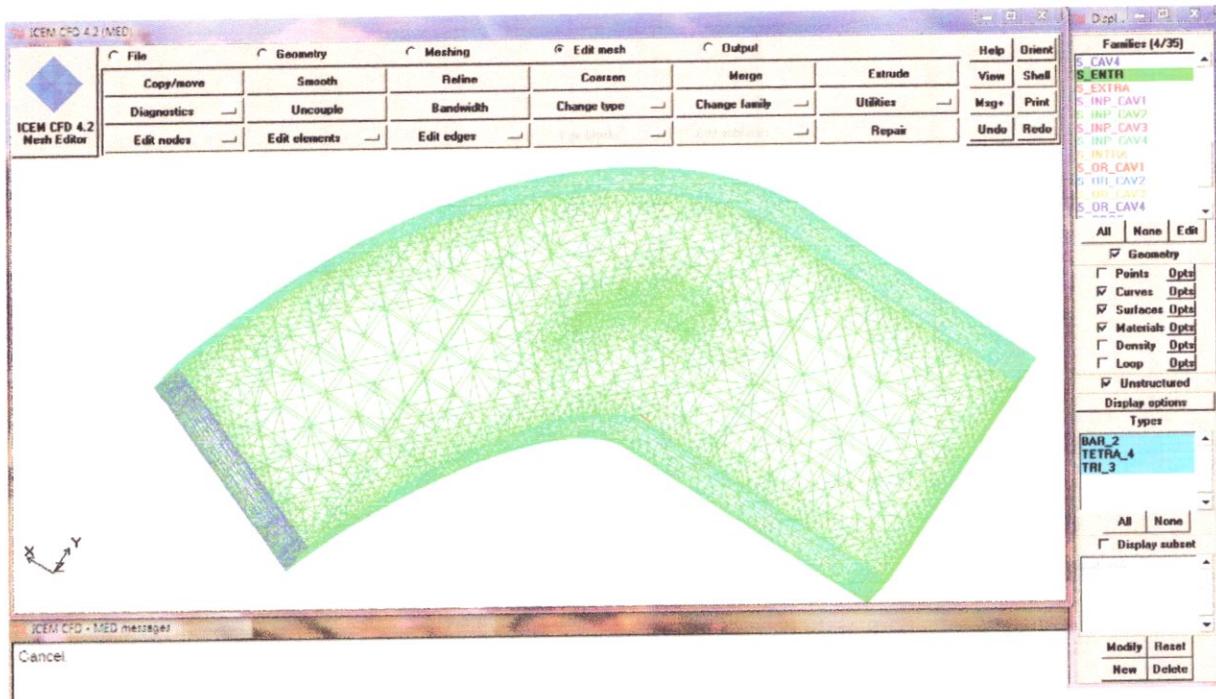


Figure 31 : Maillage du domaine de calcul.

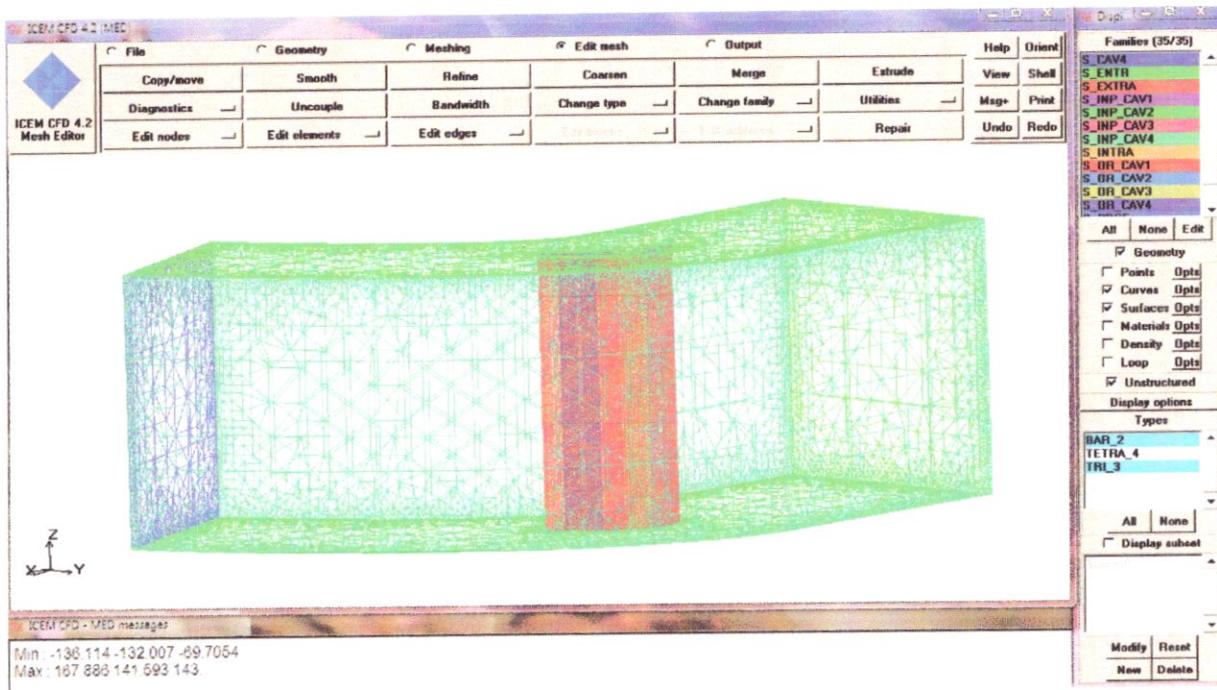


Figure 32 : Maillage de l'ensemble aube\_domaine du calcul.

Le maillage 3D montrée sur la figure 32 se compose de :

Les éléments	Nombres des mailles
extrados	15210
Intrados	12835
Cav1	3923
Cav2	7464
Cav3	6211
Cav4	9288
Input cav	1634
Bord d'attaque	71
Bord de fuite	61
Orifice	2121
Solide	204575
Wall	11541
Input	1608
Output	1473
Symetry	11313
Fluide	171707
Le nombre total des éléments maillés	575387
Le nombre total des nœuds	49869

**Tableau 7 : Données maillage de l'aube stator en 3D.**

## CONCLUSION

Ce chapitre a pour but de générer un maillage autour des géométries en 2D et 3D par Gambit et ICEM CFD afin de les exporter sous forme fichier maillage (msh) vers le Fluent, ce dernier est un solveur pour le calcul et la simulation des fluides (transfert thermique, les écoulements et la combustion ...etc) pour obtenir les champs des différents paramètres aérothermodynamiques.

# *CHAPITRE V*

## *RESULTATS ET INTERPRETATION*

## INTRODUCTION

Fluent est un solveur qui utilise un maillage non-structurés 2D ou 3D (avec la méthode de volume finis). Ces maillages sont : soit des maillages triangulaires (tétraédriques en 3D), soit des maillages structurés interprétés en format non-structurés comme des rectangles (hexaèdres), pour une simulation de tous les écoulements compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques... sur les géométries industrielles.

L'analyse en 2D ou 3D montre la capacité de FLUENT à simuler les caractéristiques de l'écoulement autour des aubes turbines d'une turbomachine. Ce problème est résolu en utilisant les équations d'Euler et de Navier-Stokes.

### V.1. SIMULATION PAR FLUENT

Cette phase est la plus importante, par ce qu'on doit savoir le type de condition qui convient à chaque zone. Il existe plusieurs types de conditions aux limites dans Fluent ; parmi lesquels, on cite :

- **Condition 'pressure inlet'** : La pression totale et la température totale et la pression relative sont données à l'entrée du domaine.
- **Condition 'pressure outlet'** : La pression relative et la température totale sont données à la sortie du domaine.
- **Condition 'symetry'** : Les gradients normaux de la vitesse, la pression, la température au plan de symétrie sont nuls.
- **Condition periodic** : Les paramètres de l'écoulement sont periodic.
- **Condition 'Wall'** : Condition de paroi solide.

#### V.1.1. Canaux de refroidissement type A (perturbateurs opposés)

On a fait un calcul visqueux en 2D en utilisant le modèle de turbulence **K-ε**.

##### V.1.1.1. Modèle

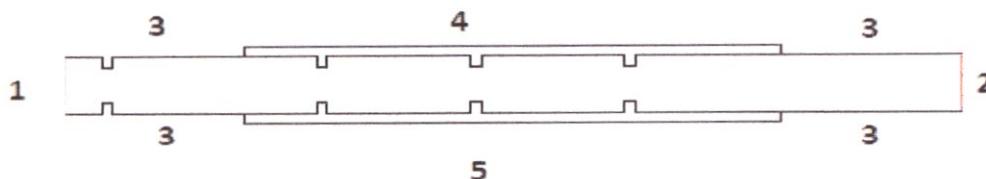


Figure 1 : Géométrie du canal de refroidissement type A.

V.1.1.2. Conditions aux limites

Numéro de la zone	Nom	Type
(1)	Input domain	Pressure inlet
(2)	Output domain	Pressure outlet
(3)	Adiabatic (extrados – intrados)	Wall
(4)	Extrados	Wall (Convection)
(5)	Intrados	Wall (Convection)

Tableau 1 : Conditions aux limites

Les tableaux 2 et 3 donnent les conditions aux limites à l’entrée et à la sortie.

Input	$P_t=1.05 \text{ atm}$
	$T_{tr}=700 \text{ K}$
Adiabatic (Extrados –Intrados)	$q^o=0 \text{ w/m}^2$
Extrados	$h=1000 \text{ w/m}^2.k$
	$T_t=1500K$
Intrados	$h=1000W/m^2.k$
	$T_t=1500K$

Tableau 2 : Conditions aux limites à l’entrée.

Output	$P_s=1 \text{ Atm}$
	$T_{tr}=700\text{K}$
Intensité de la turbulence	0.1

**Tableau 3 : Conditions aux limites à la sortie.**

Le tableau 4 donne les propriétés du fluide utilisé pour la simulation à 700 K°.

Densité, $\rho$	Loi des gaz idéals
Viscosité, $\mu$	$3.9 \cdot 10^{-5} \text{ Kg /m.s}$
Conductivité, $k$	$0.0628 \text{ W/m}^2.\text{K}$
Chaleur spécifique, $c_p$	$1121.2 \text{ J/kg.K}$

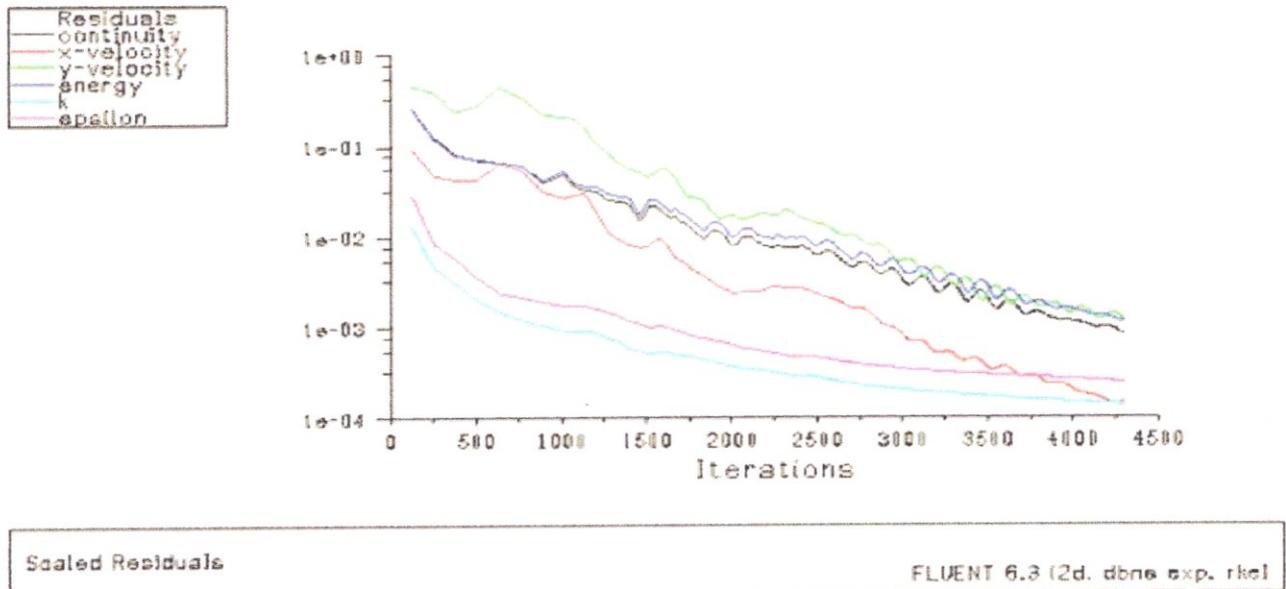
**Tableau 4 : Les propriétés du fluide.**

**V.1.1.3.Résultats**

Il s'agit de présenter l'histoire de convergence ; les contours des pressions statique, des nombres de Mach et des températures statique.

**a) Résultats du résiduel**

La convergence est obtenue en 4500 itérations.



**Figure 2 : Résiduels (Euler).**

b) Résultats de la pression statique

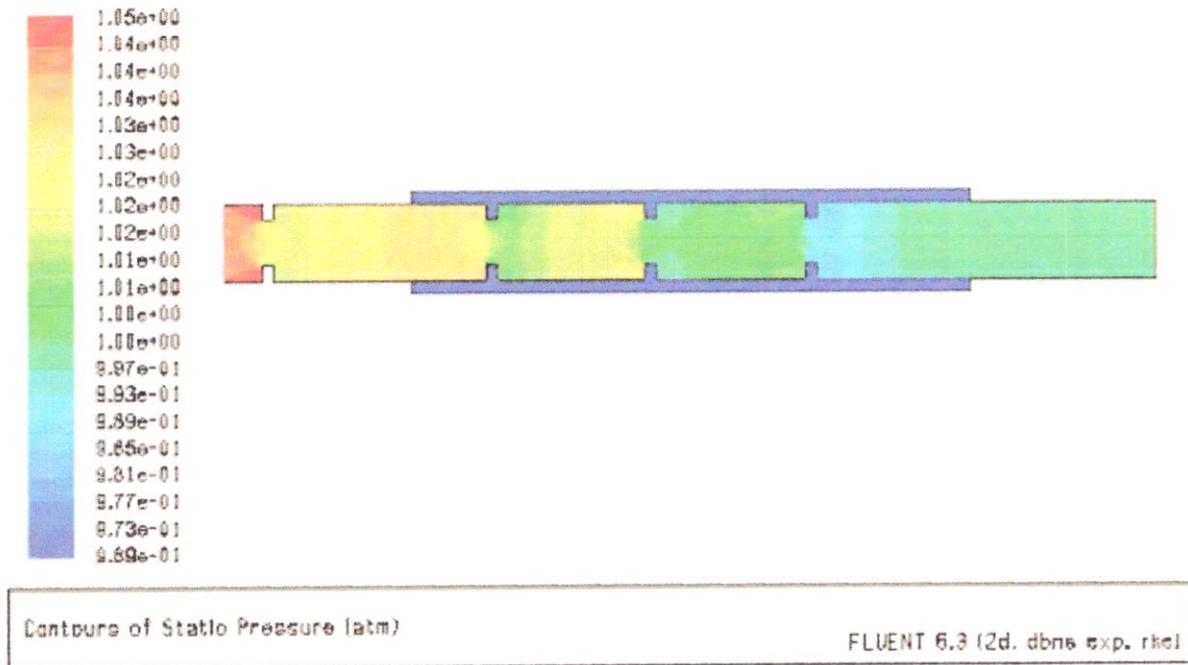


Figure 3 : Contours de la pression statique.

c) Résultats de la température statique

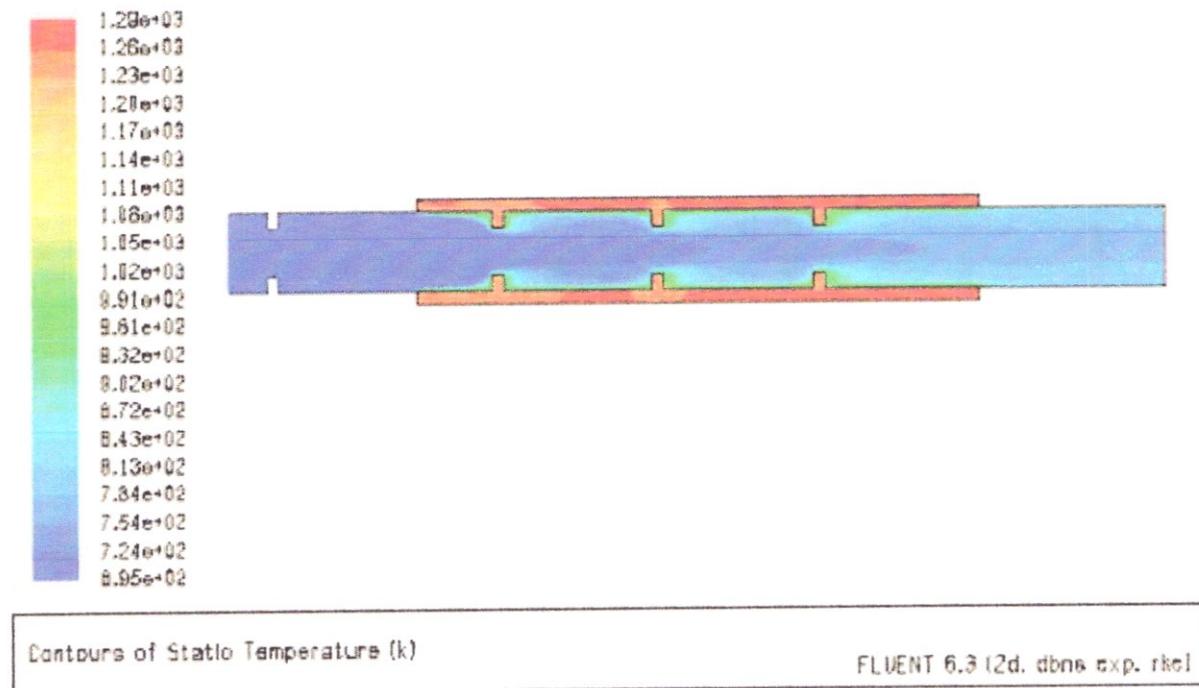
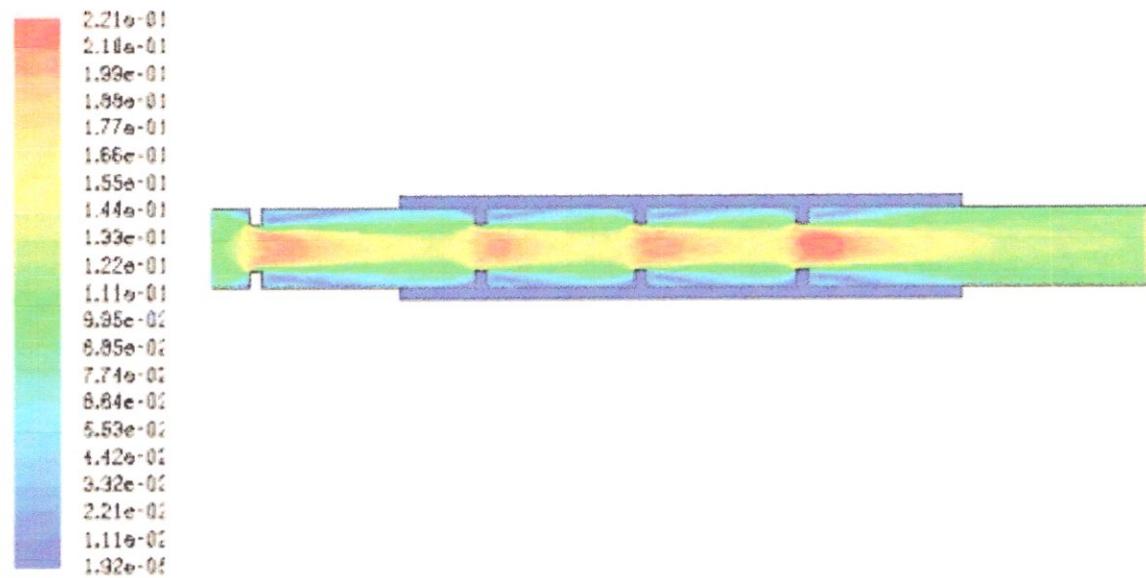


Figure 4 : Contours de la température statique.

d) Résultats du nombre de Mach

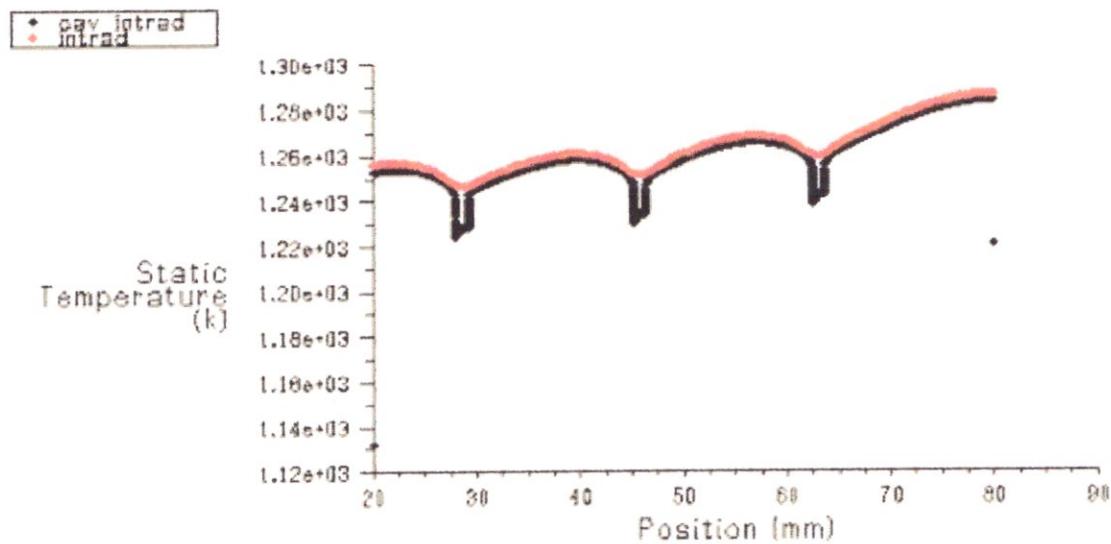


Contours of Mach Number

FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke)

Figure 5 : Contours du nombre de Mach.

e) Résultats de la température statique sur l'intrados et la cavité intrados



Static Temperature

FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke)

Figure 6 : Contours de la température statique sur l'intrados et la cavité intrados.

## f) Résultats de la température statique sur l'extrados et la cavité extrados

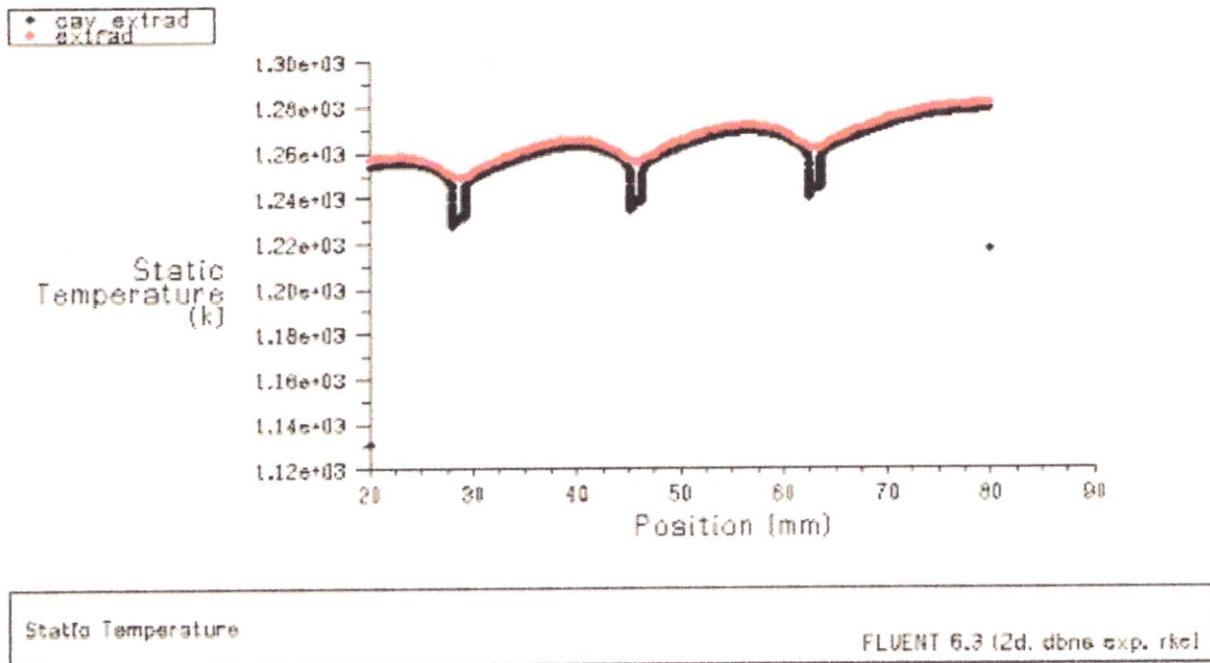


Figure 7 : Contours de la température statique sur l'extrados et la cavité extrados.

## V.1.1.4. Interprétation des résultats

## a) Pression statique

- Une faible pression sur les deux parois de canal (pas d'écoulement).
- A la sortie de canal, la pression est presque égale à 1atm parce que l'air est libre et aussi loin des obstacles (écoulement libre).
- L'écoulement entrant dans le canal est laminaire, à cause des perturbateurs on aura la turbulence (sillage) juste dans la zone après (la zone morte)  $\Leftrightarrow$  la P et aussi la vitesse diminuent.
- On peut assimiler :
  - Loi du conservation de la masse :  $\rho_1 \cdot V_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot S_2 = \text{Cst.}$
- La pression qui traverse la section convergente (entre deux perturbateurs) diminue, puis elle augmente dès que la section de passage augmente.

## b) La température : « l'évolution de la température du fluide frigorigène »

- L'air venant du compresseur HP rentre dans le canal avec une basse température  $T=895\text{K}$ , elle augmente progressivement (chaleur acquit par convection entre le fluide intérieure et la paroi pendant le passage) jusqu'à atteindre  $932\text{K}$  à la sortie.

La température des parois externes (en contact avec le gaz chaud) plus importante (1290K) que celle en contact avec l'air froid.

L'écoulement laminaire qui circule dans le canal traverse les perturbateurs alors la température au voisinage de ces derniers est un peu élevée par rapport les autres zones à cause de la turbulence (la vitesse et la pression diminuent), cela permet d'avoir un temps de contact important entre le fluide froid à l'intérieur et les gaz chaud externe. Puisque l'écart de température est très important le transfert de chaleur est bon.

### b) Le nombre de Mach

La vitesse est très très faible aux parois (l'écoulement est modélisé juste à l'intérieur).

Au voisinage des perturbateurs (la zone morte) la vitesse de fluide est faible (freinage causé par la turbulence).

La vitesse de l'écoulement à la sortie de canal devient proche de celle à l'entrée.

Une petite poche rouge (vitesse élevée) causée par le changement brutal des sections (détente).

La détente exprime une accélération de l'écoulement dans le passage entre perturbateurs (section convergente), et elle diminue juste après (section divergente).

Le nombre de perturbateur augmente  $\Rightarrow$  la vitesse augmente progressivement.

Le pas entre deux perturbateurs diminue  $\Rightarrow$  la vitesse augmente.

### V.1.2. Canaux de refroidissement type B (perturbateurs décalés)

On a fait un calcul visqueux en 2D en utilisant le modèle de turbulence K- $\epsilon$ .

#### V.1.2.1. Modèle

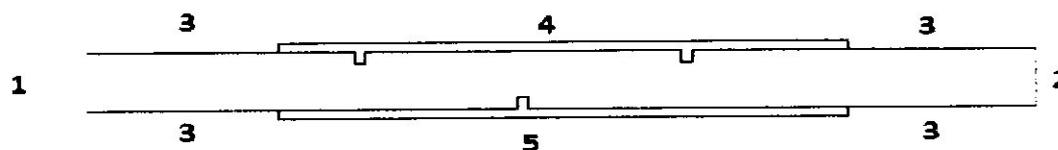


Figure 8 : Géométrie du canal de refroidissement type B.

### V.1.2.2. Conditions aux limites

Numéro de la zone	Nom	Type
(1)	Input domain	Pressure inlet
(2)	Output domain	Pressure outlet
(3)	Adiabatic (extrados – intrados)	Wall
(4)	Extrados	Wall (Convection)
(5)	Intrados	Wall (Convection)

**Tableau 1 : Conditions aux limites.**

Input	$P_t = 1.1 \text{ atm}$
	$T_{tr} = 800 \text{ K}$
Adiabatic (Extrados – Intrados)	$q^{\circ} = 0 \text{ W/m}^2$
Extrados	$h = 1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
	$T_t = 1500 \text{ K}$
Intrados	$h = 1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
	$T_t = 1500 \text{ K}$

**Tableau 2 : Conditions aux limites à l'entrée**

Pression relative	$P_s = 1 \text{ atm}$
Température de refroidissement	$T_{tr} = 850 \text{ K}$

**Tableau 3 : Conditions aux limites à la sortie**

### V.1.2.3. Résultats

#### a) Résultats du résiduel

La convergence est obtenue en 4500 itérations.

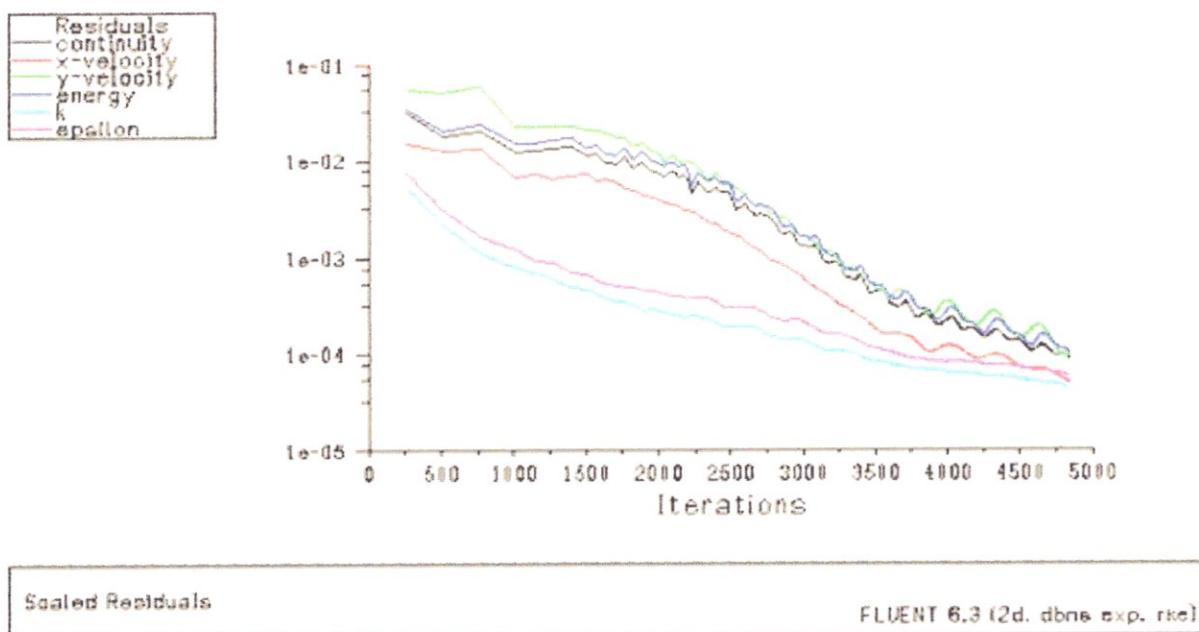


Figure 9 : Résiduels (Euler).

b) Résultats de la pression statique

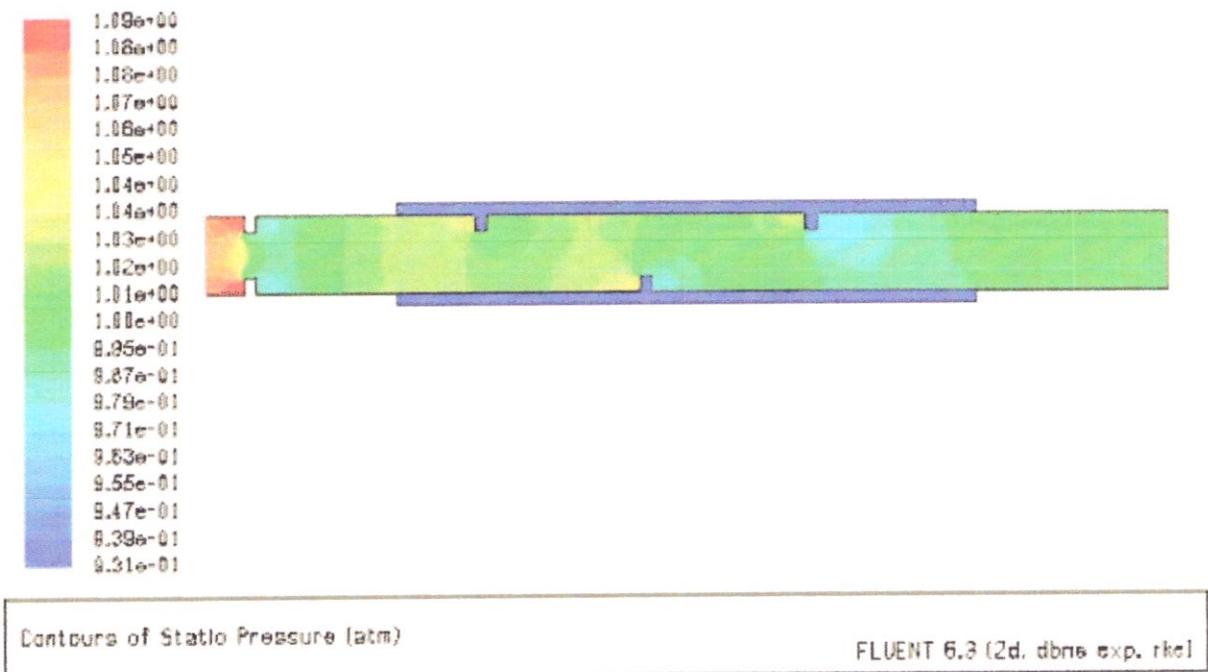
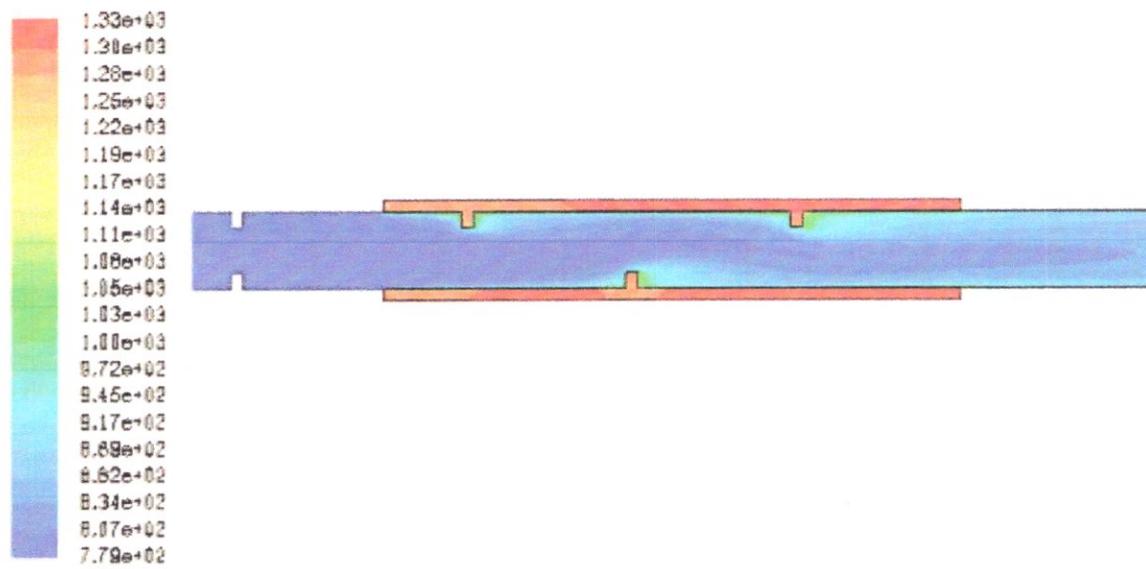


Figure 10 : Contours de la pression statique.

c) Résultats de la température statique

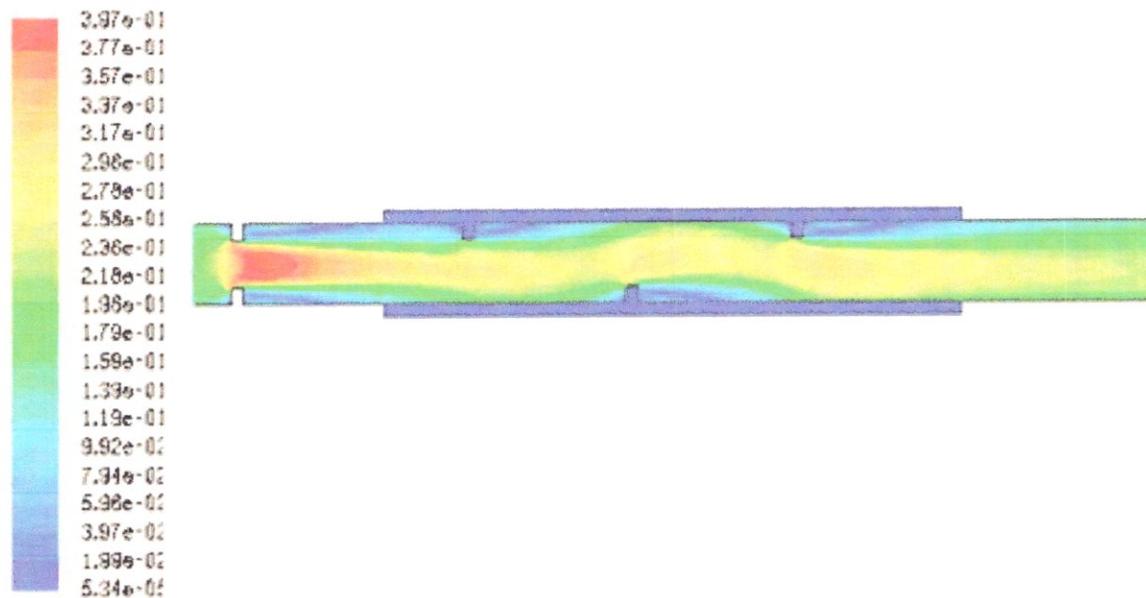


Contours of Static Temperature (k)

FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke)

Figure 11 : Contours de la température statique.

d) Résultats du nombre de Mach

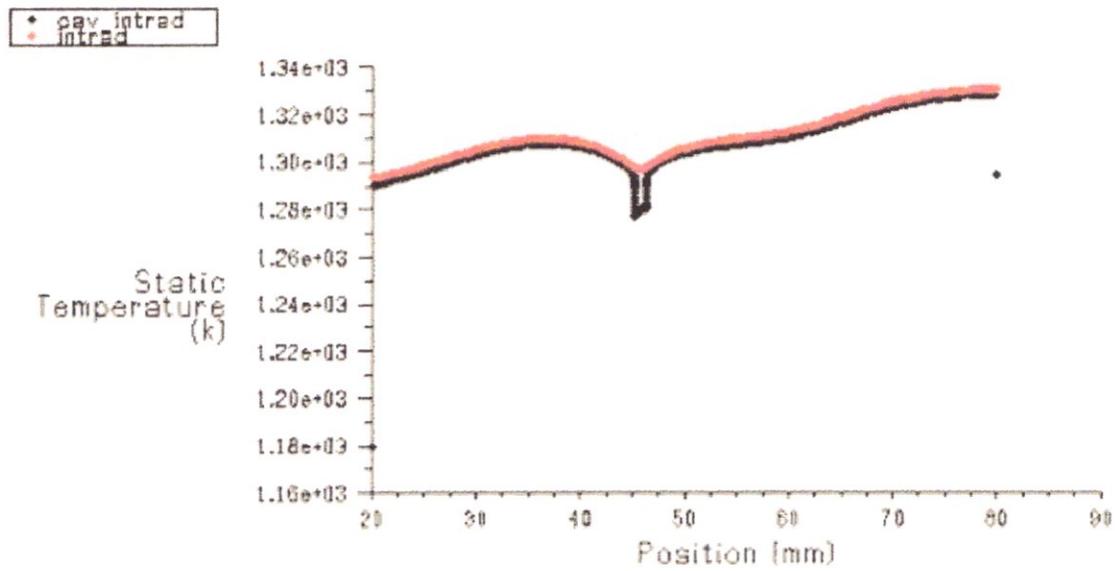


Contours of Mach Number

FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke)

Figure 12 : Contours du nombre de Mach.

e) Résultats de la température statique sur l'intrados et la cavité intrados

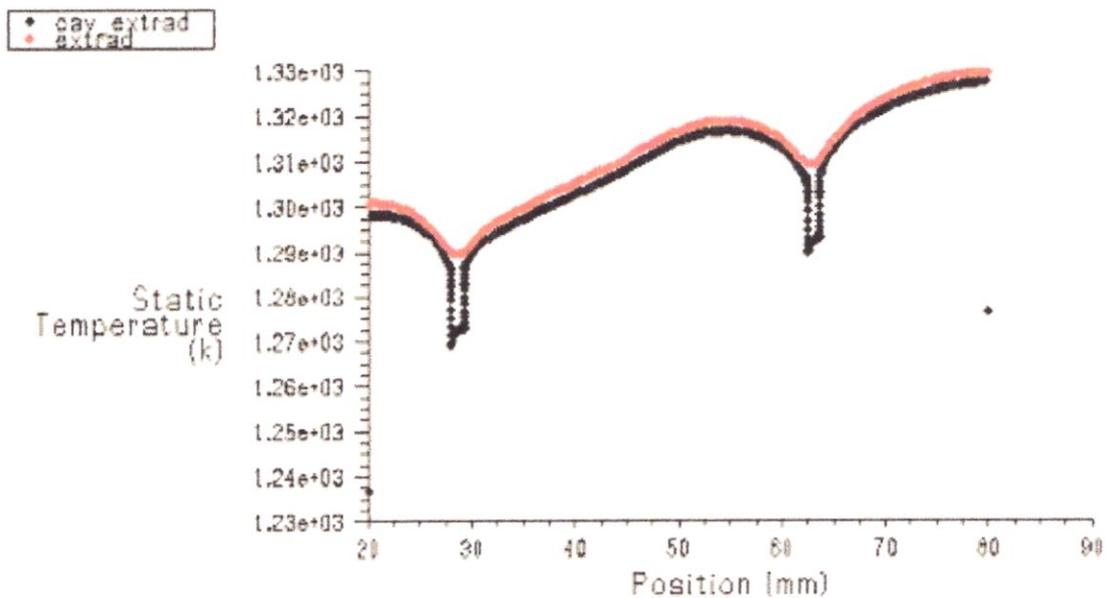


Static Temperature

FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke)

Figure 13 : Contours de la température statique sur l'intrados et la cavité intrados.

f) Résultats de la température statique sur l'extrados et la cavité extrados



Static Temperature

FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke)

Figure 14 : Contours de la température statique sur l'extrados et la cavité extrados.

#### V.1.2.4. Interprétation des résultats

##### a) Pression statique

- Une faible pression sur les deux parois de canal (pas d'écoulement).
- A la sortie de canal, la pression est presque égale à 1atm parce que l'air est libre et aussi loin des obstacles (écoulement libre).
- L'écoulement entrant dans le canal est laminaire, à cause des perturbateurs on aura la turbulence (sillage) juste dans la zone après (la zone morte)  $\Rightarrow$  la P et aussi la vitesse diminuent.
- La pression qui traverse la section convergente (entre le perturbateur et la paroi) diminue, puis elle augmente dès que la section de passage augmente.
- Une poche rouge à l'entrée de canal (une grande pression de l'ordre de 1.1 atm) est celle qu'on a imposé.

##### b) La température

- L'air venant du compresseur HP rentre dans le canal avec une basse température  $T=779K$ , elle augmente progressivement (chaleur acquit par convection entre le fluide intérieure et la paroi pendant le passage) jusqu'à atteindre 945K à la sortie.
- La température des parois externes (en contact avec le gaz chaud) plus importante (1330K) que celle en contact avec l'air froid.
- L'écoulement laminaire qui circule dans le canal traverse les perturbateurs alors la température au voisinage de ces derniers est un peu élevé par rapport les autres zones à cause de la turbulence (la vitesse et la pression diminuent), cela permet d'avoir un temps de contact important entre le fluide froid à l'intérieur et les gaz chaud externe. Puisque l'écart de température est très important le transfert de chaleur est bon.

##### c) Le nombre de Mach

- La vitesse est très très faible aux parois (l'écoulement est modélisé juste à l'intérieur de canal).
- Au voisinage des perturbateurs (la zone morte) la vitesse de fluide est faible (freinage causé par la turbulence).
- La vitesse de l'écoulement à la sortie de canal devient proche de celle à l'entrée.
- Une petite poche rouge à l'entrée représente une vitesse importante (détente) causée par le changement brutal de la section.
- une accélération de l'écoulement dans le passage entre perturbateur et paroi (section convergente), et elle diminue juste après (section divergente).

### V.1.3. Cas aérodynamique de l'aube stator en 2D

La géométrie du domaine de calcul est représentée dans la figure 15. L'entrée et la sortie sont localisées approximativement à 2S du bord d'attaque et du bord de fuite, respectivement. Elles sont localisées telles que leur présence ne perturbe pas l'écoulement autour de l'aube.

#### V.1.3.1. Modèle

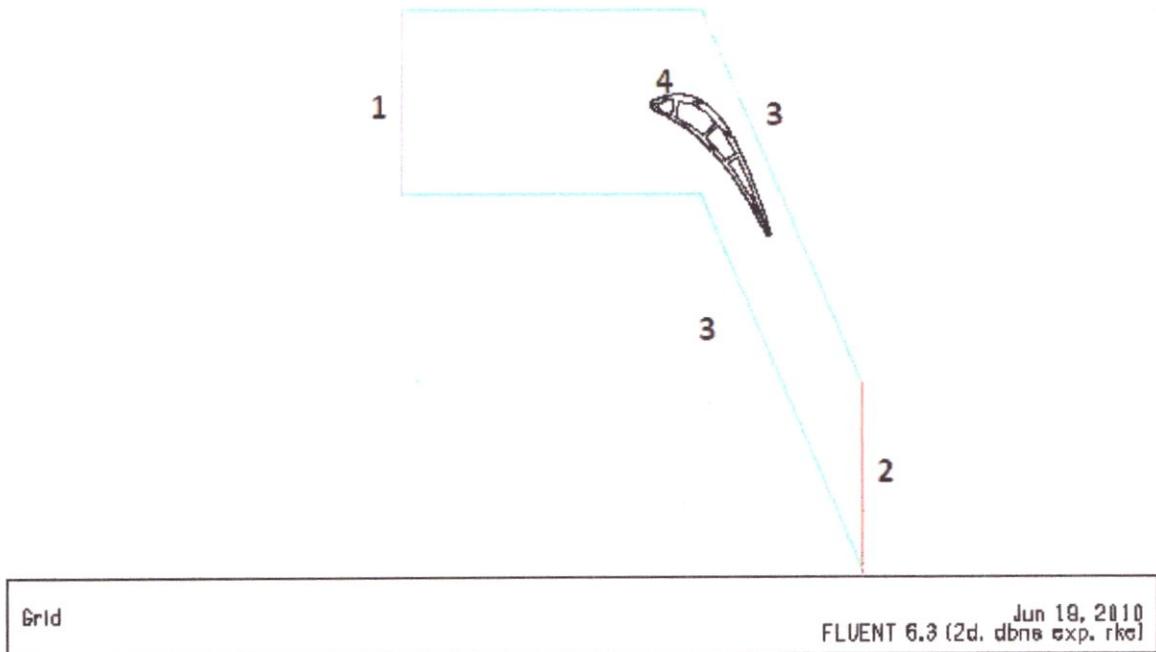


Figure 15 : Géométrie de l'aube stator en 2D.

#### V.1.3.2. Conditions aux limites

On a fait un calcul visqueux en 2D en utilisant le modèle de turbulence  $K-\epsilon$ .

Numéro de la zone	Nom	Type
(1)	Input domain	Pressure inlet
(2)	Output domain	Pressure outlet
(3)	Up-Down	periodic
(4)	Blade	Wall

Tableau 1 : Conditions aux limites.

Les tableaux 2 et 3 donnent les conditions aux limites à l'entrée et à la sortie. L'écoulement au-dessus et en dessous de l'aube est soumis à la condition periodic.

Input	$P_t=1.5 \text{ atm}$
	$T_t=1600\text{K}$
Energie cinétique turbulente K	$10 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Taux de dissipation turbulente	$10 \text{ m}^2/\text{s}^3$

Tableau 2 : Conditions aux limites à l'entrée

Output	$P_s=1 \text{ atm}$
	$T_t=1600\text{K}$
Intensité de la turbulence	0.1
Energie cinétique turbulente K	$10 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Taux de dissipation turbulente	$10 \text{ m}^2/\text{s}^3$

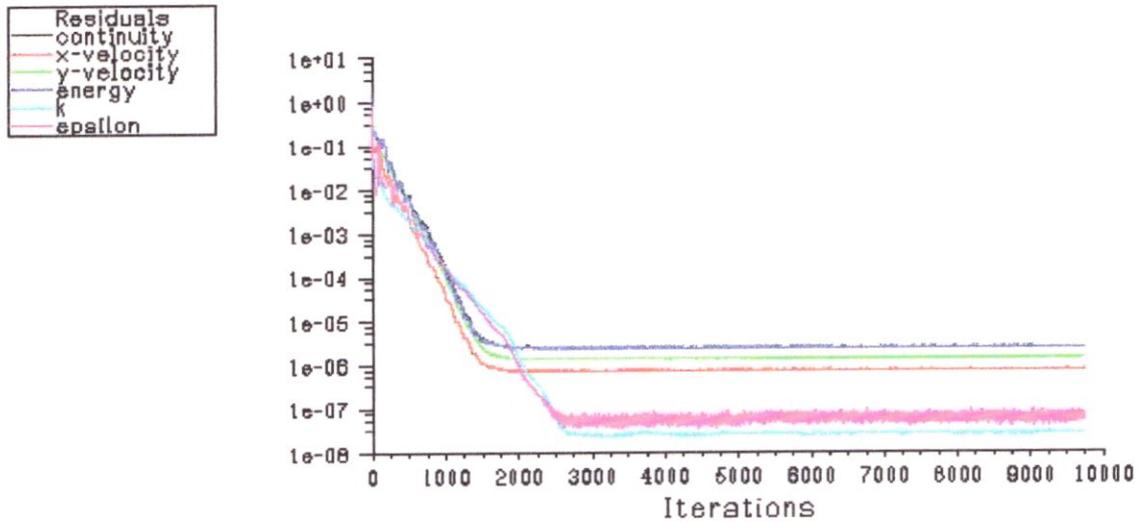
Tableau 3 : Conditions aux limites à la sortie.

V.1.3.3. Résultats

▪ Periodic 1

a) Résultats du résiduel

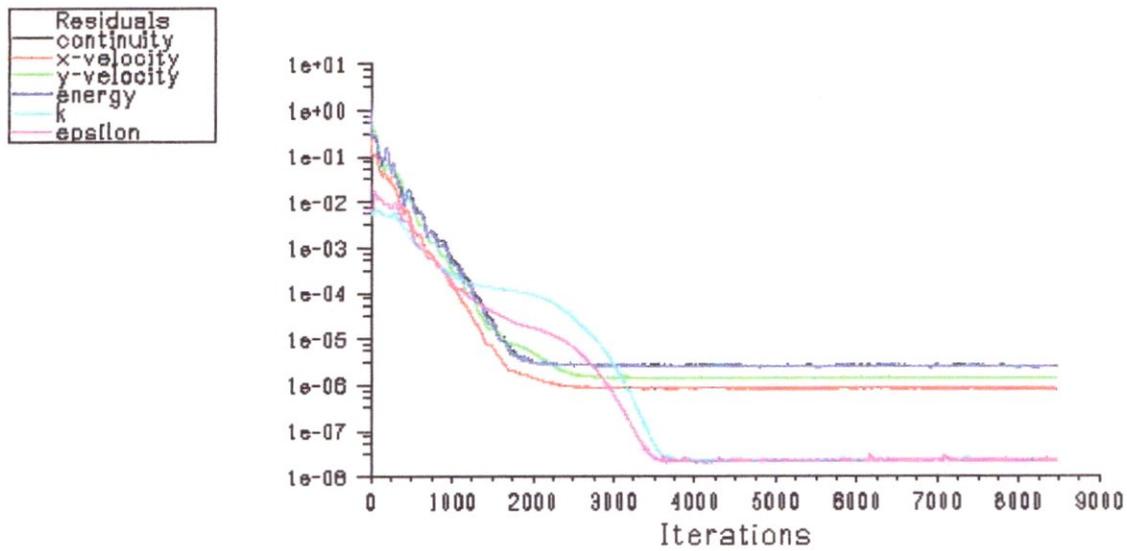
La convergence est obtenue en 1500 itérations pour les deux cas.



Scaled Residuals FLUENT 6.3 [2d. dbns exp. eke]

Figure 16 : Résiduels (Euler).

▪ **Periodic 2**



Scaled Residuals

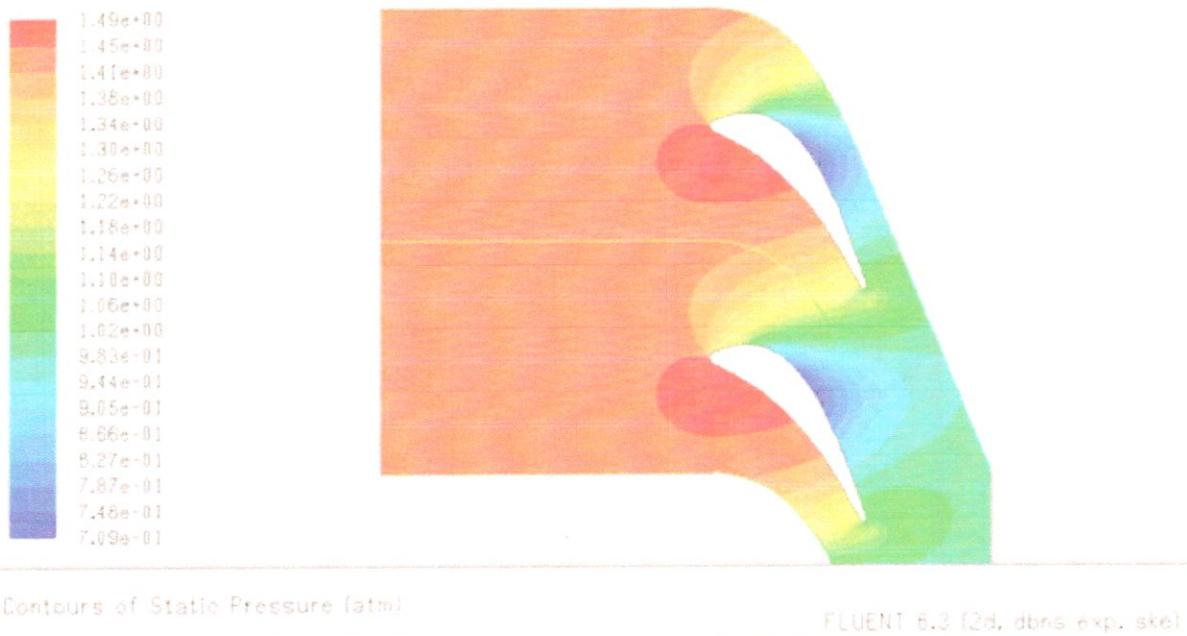
FLUENT 6.3 [2d, dbns exp. ske]

**Figure 17 : Résiduels (Euler).**

**b) Résultats du contour de la pression statique**

▪ **Periodic 1**

Les contours de la pression statique calculés en utilisant les équations d'Euler et de Navier-Stokes sont montrés dans les figures 18 et 19 et semblent similaires.

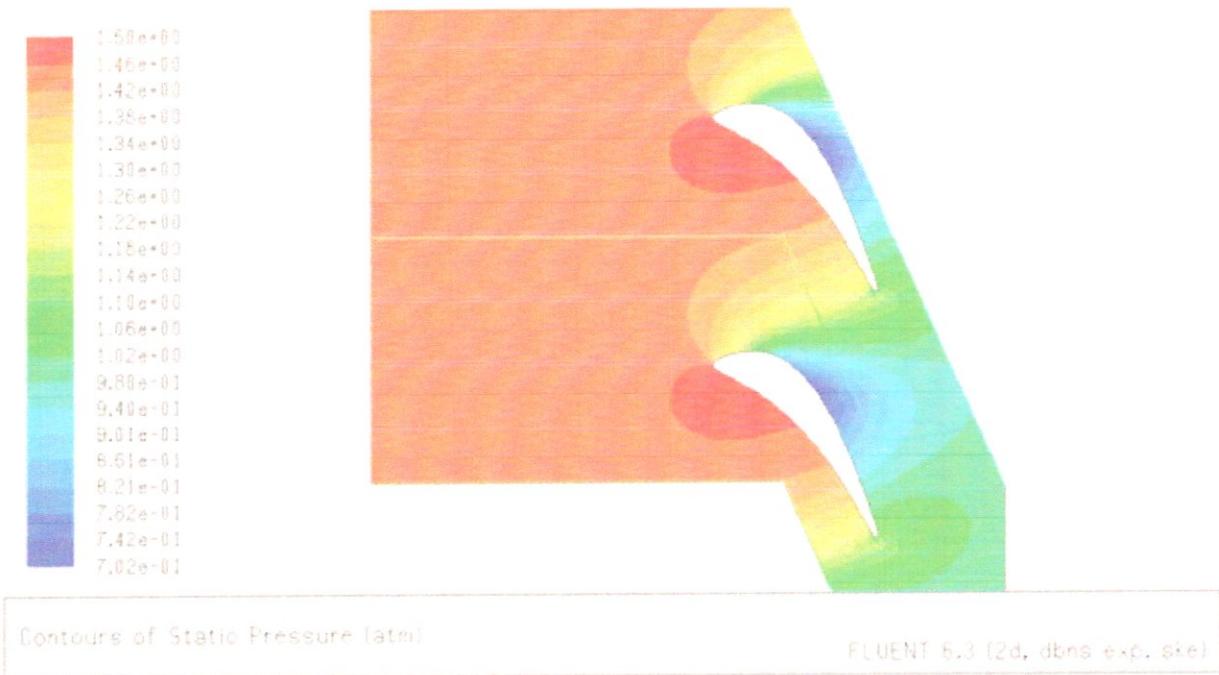


Contours of Static Pressure (atm)

FLUENT 6.3 [2d, dbns exp. ske]

**Figure 18 : Contours de la pression statique.**

▪ **Periodic 2**

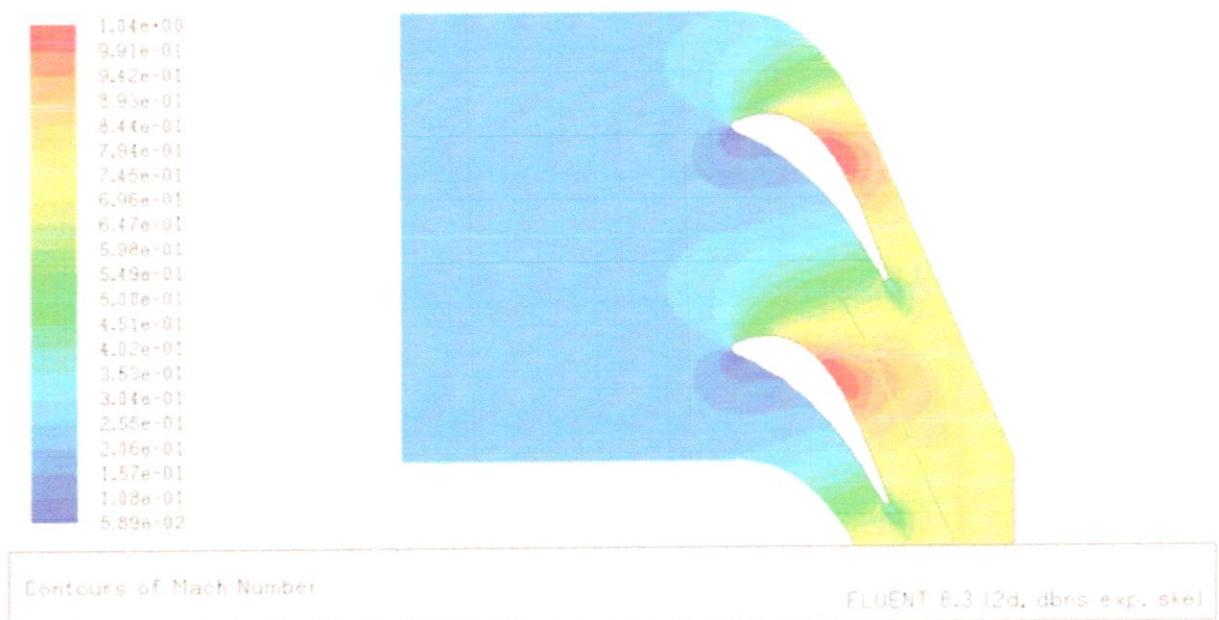


**Figure 19 : Contours de la pression statique.**

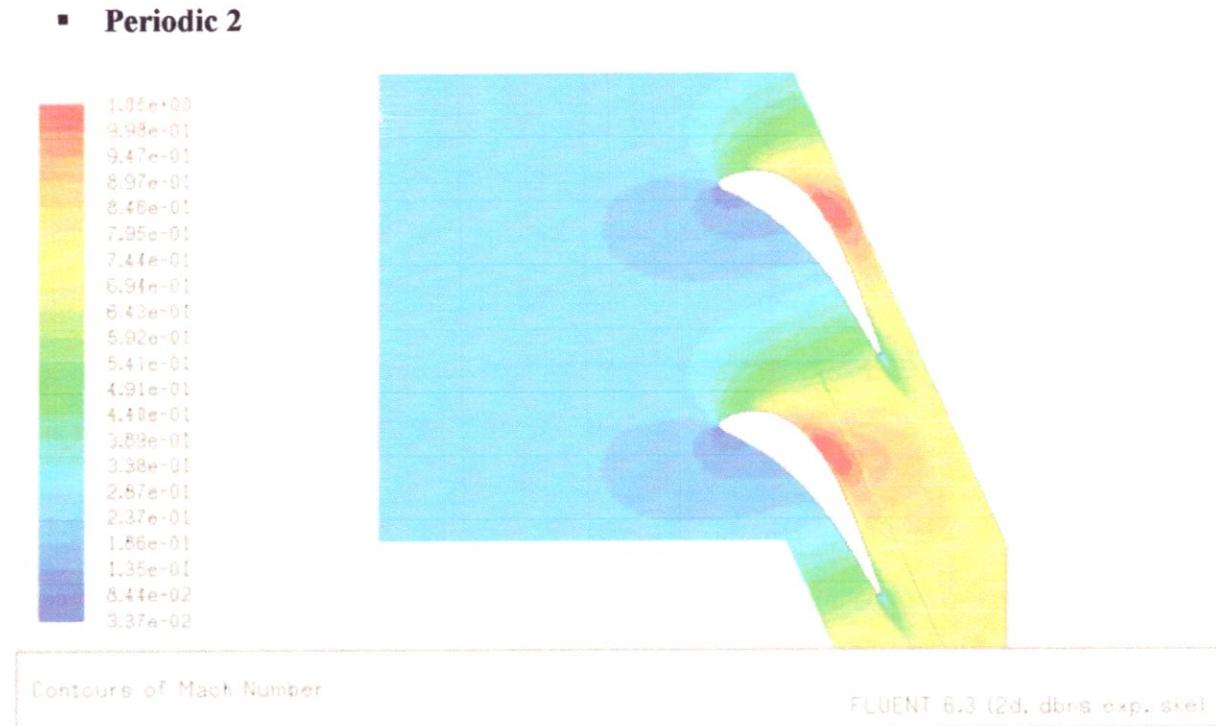
c) **Résultats du nombre de Mach**

Les contours du nombre de Mach sont montrés dans les figures 20 et 21 et semblent similaires.

▪ **Periodic 1**



**Figure 20 : Contours du nombre de Mach.**



**Figure 21 : Contours du nombre de Mach.**

#### V.1.3.4. Interprétation des résultats

On a utilisé l'option de périodicité pour reproduire les résultats sur une cascade de deux aubes.

##### a) La pression

- Une dépression sur l'extrados et surpression sur l'intrados.
- Une poche rouge au niveau du bord d'attaque montre une grande pression, au bord de fuite on a une détente à cause du canal d'éjection (pression moins élevée).
- La déviation brutale de la surface s'accompagne par une détente locale de l'écoulement (chute de pression), cette situation est rencontrée sur l'extrados.

##### b) Le nombre de Mach

- On observe toujours au niveau du bord d'attaque un point d'arrêt de l'écoulement (une pression de stagnation correspondante au Mach faible) suivi par une région de recirculation à faible vitesse sur l'intrados et au bord de fuite.
- Une petite poche supersonique sur l'extrados due au changement de surface suivie par une détente locale.
- La détente de l'écoulement exprime une accélération dans le passage entre aubes (convergent).
- Augmentation des champs de vitesse sur l'extrados et diminution sur l'intrados.

### V.1.4. Cas de transfert thermique de l'aube stator en 2D

On a fait un calcul visqueux en 2D en utilisant le modèle de turbulence **K-ε** et **K-ω**.

#### V.1.4.1. Conditions aux limites

Nom	Type
Inlet	Pressure inlet
Outlet	Pressure outlet
Up-Down	Periodic
Inlet BA	Pressure inlet
Inlet BF	Pressure inlet
Extrados - Intrados	Wall (coupled)
Les canaux	Wall (coupled)
Inlet_cent_1	Pressure inlet
Passe BA	Wall (convection)
Passe BF	Wall (convection)
Passe_cent_1	Wall (convection)
Passe_cent_2	Wall (convection)

**Tableau 1 : Conditions aux limites**

Inlet	$P_t = 1.5 \text{ atm}$
	$T_t = 1600 \text{ K}$
Inlet BA	$P_t = 1.5$
	$T_{tr} = 800$
Inlet BF	$P_t = 1.4$
	$T_{tr} = 700$
Extrados - Intrados	coupled
Les canaux	coupled
Inlet_cent_1	$P_t = 1.5 \text{ atm}$
	$T_{tr} = 750 \text{ K}$
Passe BA	$h = 400 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$
	$T_{tr} = 800 \text{ K}$
Passe BF	$h = 400 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$
	$T_{tr} = 700 \text{ K}$

Passe_cent_1	$h=300\text{W/m}^2.\text{k}$
	$T_{tr}=750\text{K}$
Passe_cent_2	$h=300\text{W/m}^2.\text{k}$
	$T_{tr}=700\text{K}$
Outlet	$P_s=1.4\text{ atm}$
	$T_t=1600\text{K}$

Tableau 2 : Conditions aux limites à l'entrée et à la sortie.

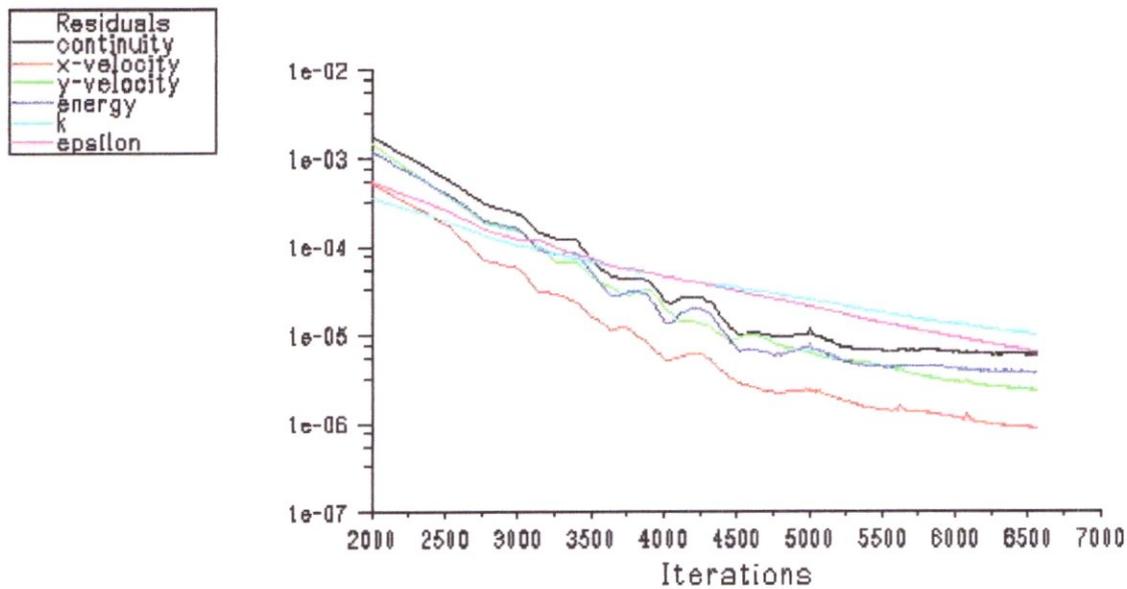
La conductivité du matériau est  $K=90\text{W/m.K}$ .

V.1.4.2. Résultats

1) Modèle de turbulence k-epsilon

a) Résultats du résiduel

Pour le cas visqueux la convergence est obtenue en 6000 itérations.



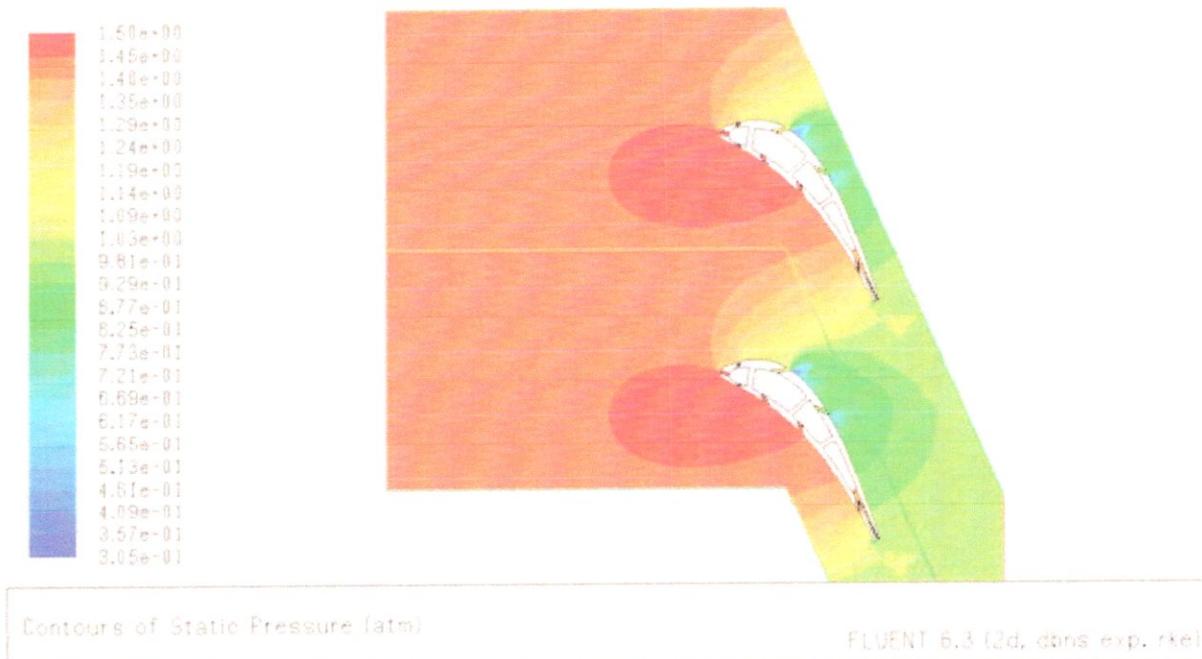
Scaled Residuals

FLUENT 6.3 (2d, dbns exp, rke)

Figure 22 : Résiduels (Euler).

**b) Résultats du contour de la pression statique**

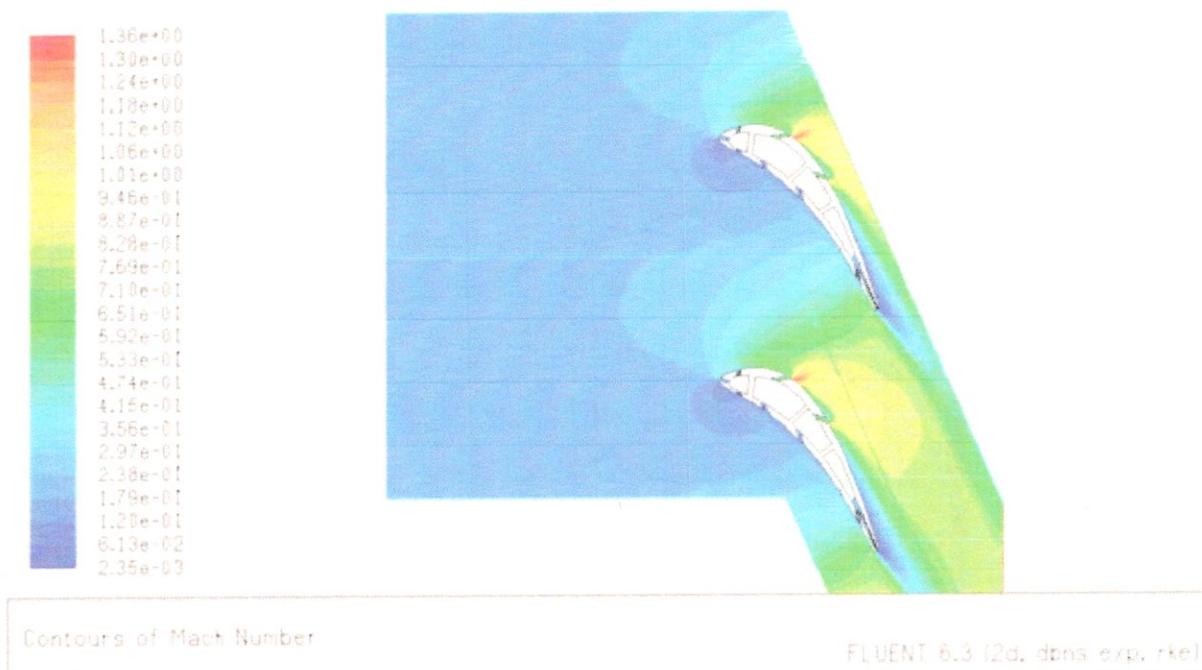
Le contour de la pression statique est montré ci-dessous.



**Figure 23 : Contours de la pression statique.**

**c) Résultats du nombre de Mach**

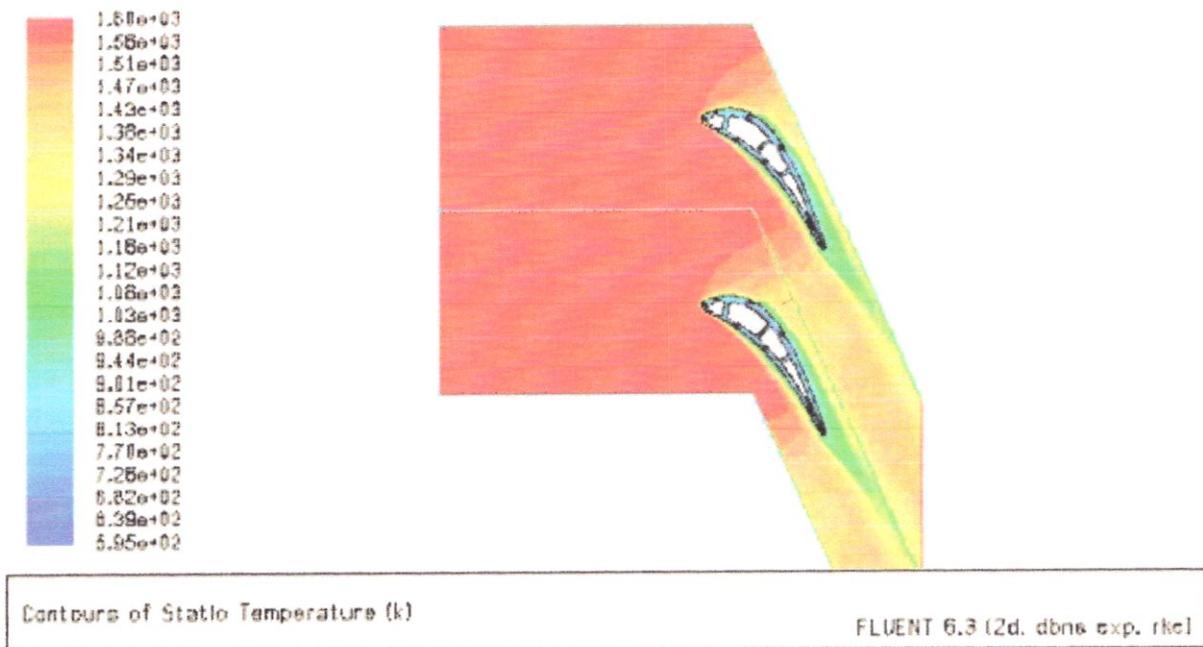
Le contour du nombre de Mach est montré dans la figure 24.



**Figure 24 : Contours du nombre de Mach.**

**d) Résultats de la température statique**

Le contour de la température statique calculé est montré dans la figure 25.

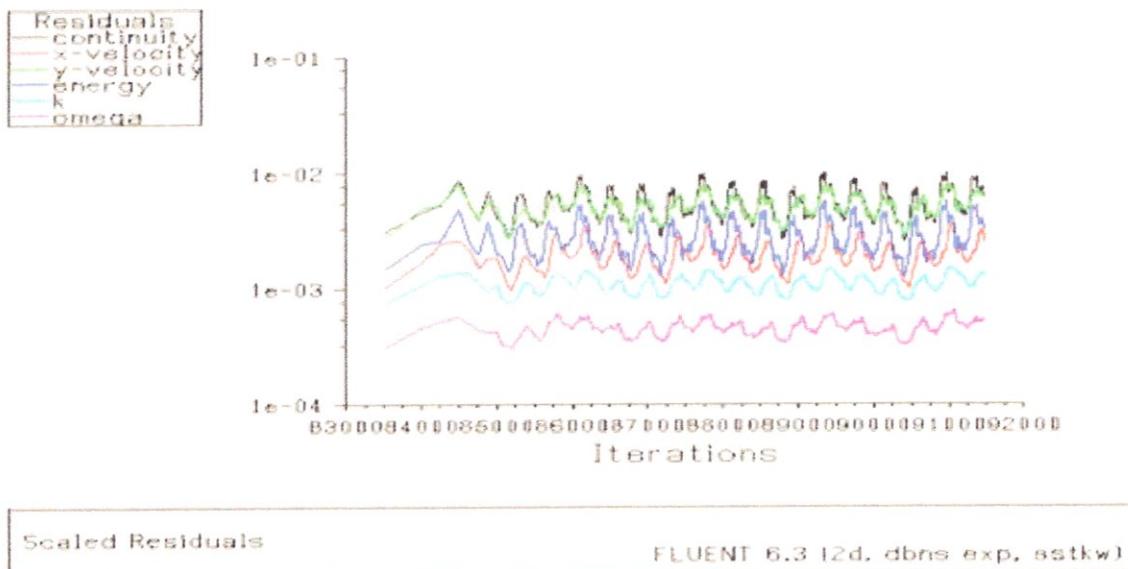


**Figure 25 : Contours de la température statique.**

**2) Modèle de turbulence k-Omega**

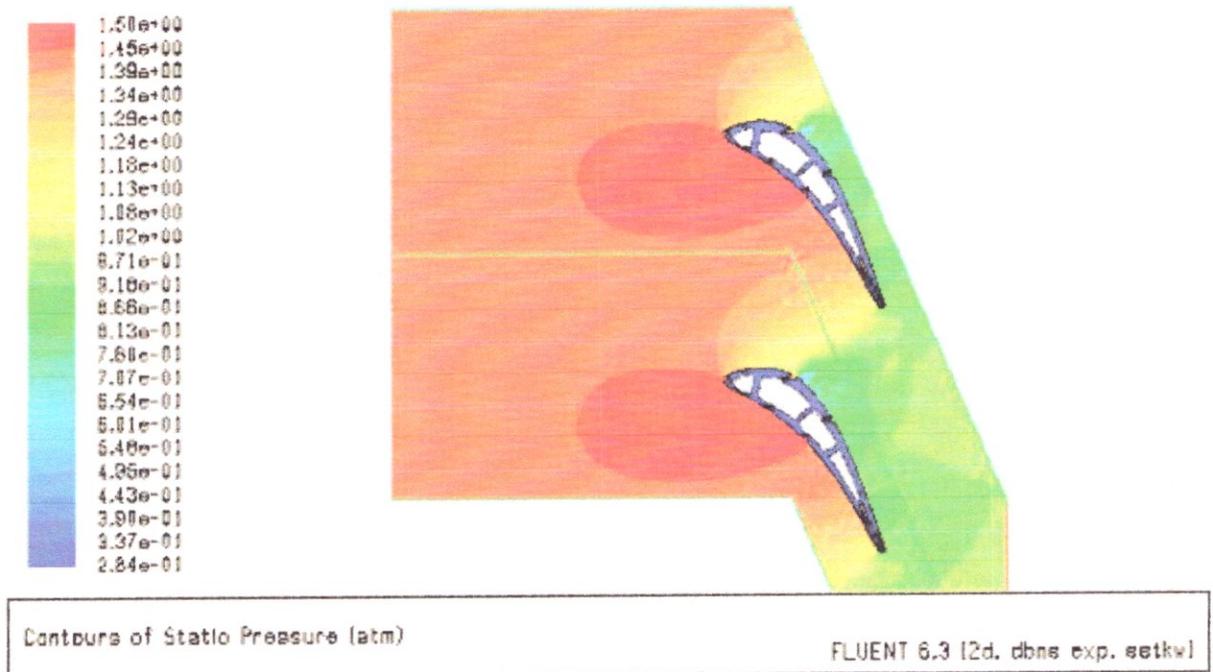
**a) Résultats du résiduel**

La convergence est obtenue en 30000 itérations.



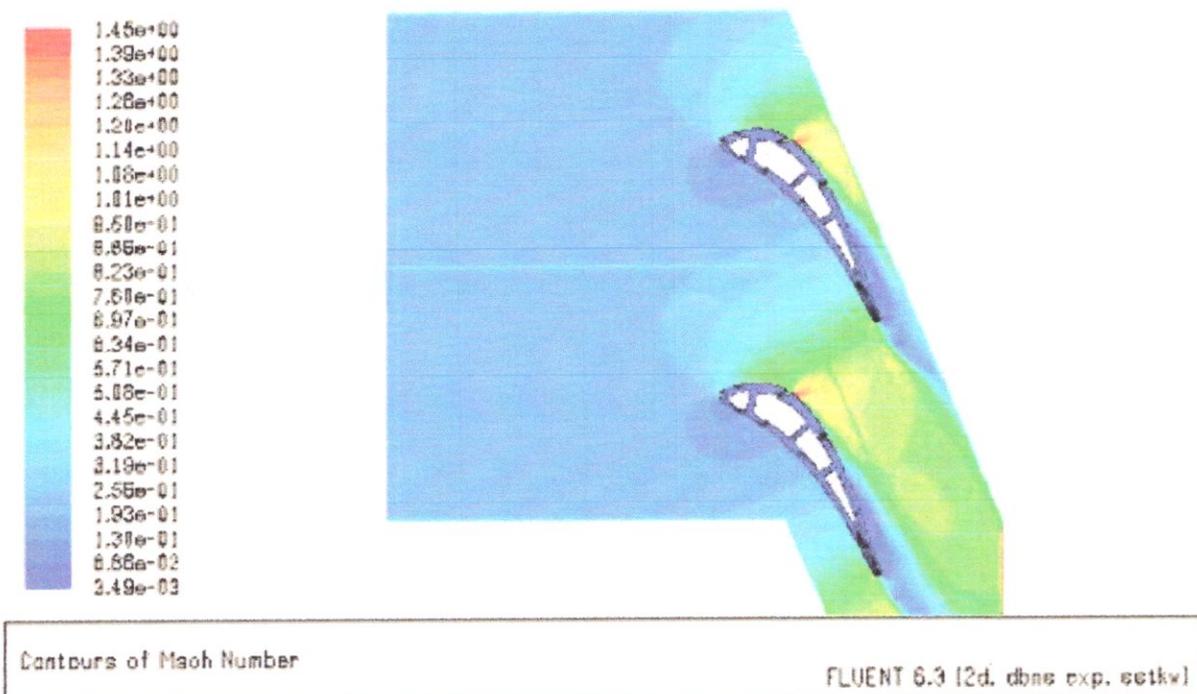
**Figure 26 : Résiduels (Euler).**

**b) Résultats du contour de la pression statique**



**Figure 27 : Contours de la pression statique.**

**c) Résultats du nombre de Mach**



**Figure 28 : Contours du nombre de Mach.**

#### d) Résultats de la température statique

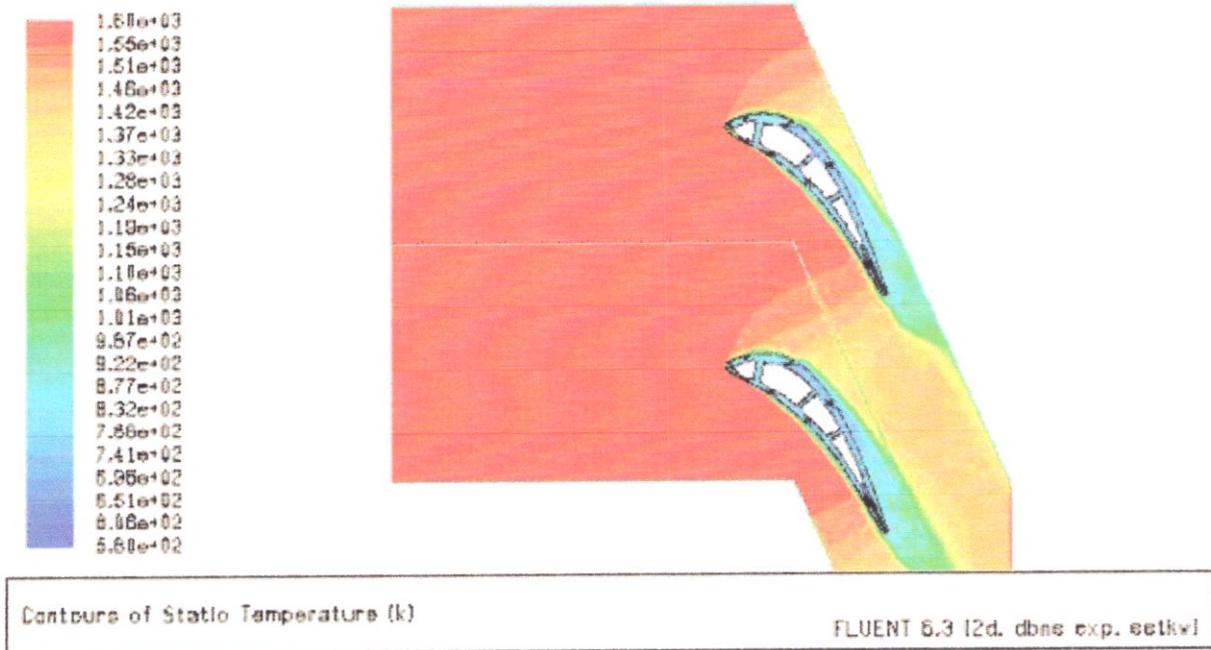


Figure 29 : Contours de la température statique.

#### V.1.4.3. Interprétation des résultats

##### a) La pression

- La dépression sur l'extrados et la surpression sur l'intrados.
- Une poche rouge au bord d'attaque montre une grande pression, au bord de fuite il y a une détente à cause du canal d'éjection (pression moins élevée).
- Les champs de pression diminuent sur l'extrados.

##### b) Le nombre de Mach

- On observe toujours au bord d'attaque un point d'arrêt de l'écoulement (des pressions de stagnation correspondantes aux mach faibles) suivi par une région de recirculation à faible vitesse sur l'intrados et au bord de fuite.
- Une petite poche supersonique sur l'extrados est causée par la détente de fluide froid sortant dans la cavité vue le changement brutal de la surface (grande déviation).
- La détente de l'écoulement exprime une accélération dans le passage entre aubes (section convergente).

##### c) La température

- Le bord d'attaque est soumis à une grande température qui est de l'ordre de 1600K, elle diminue progressivement jusqu'à avoir 800k au bord de fuite.

- L'écoulement à l'intérieur des cavités est alimenté par une pression relativement élevée permettant l'injection d'un débit d'air sous forme d'un film protecteur protégeant l'extrados, l'intrados et aussi le bord d'attaque et le bord de fuite.
- La température du solide diminue d'autant plus au voisinage du fluide refroidisseur.
- En raison du nombre de Reynolds élevé de l'écoulement froid dans le canal d'éjection par rapport à celui à l'intérieur de la cavité, le refroidissement est donc plus efficace à l'intérieur du canal d'éjection, ce phénomène est poursuivi jusqu'au bord de fuite ce qui nous donne un bon transfert de chaleur.

#### V.1.4.4. Comparaison entre les deux modèles de turbulence k-Epsilon et k-Omega

- ❖ Pour les deux cas du modèle de turbulence, on remarque que les contours de la pression statique, le nombre de Mach et la température statique semblent similaires (figures 23-24-25-27-28-29).
- ❖ La convergence pour le modèle de turbulence k-Epsilon est obtenue en 6000 itérations (figure 22) par contre celle de k-Omega est obtenue en 86000 itérations (figure 26).
- ❖ Le temps de calcul est raisonnable pour le premier modèle ce qui offre un grand avantage pour la suite de la simulation par rapport au 2<sup>ème</sup> modèle.
- ❖ La réduction du temps est un critère de bonne maîtrise de l'utilisation des outils CFD.

#### V.1.5. Cas aérodynamique de l'aube stator en 3D

##### V.1.5.1. Modèle

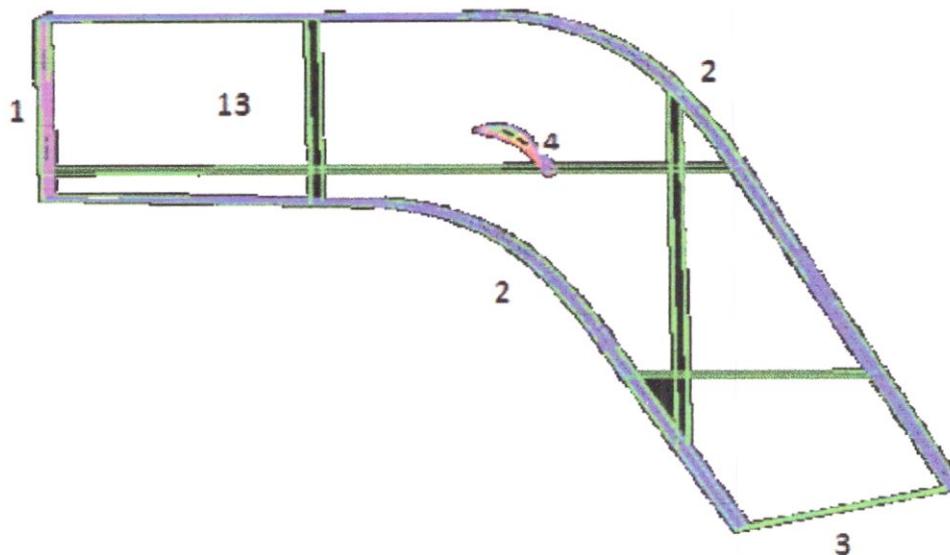


Figure 30 : Géométrie de l'aube stator en 3D.

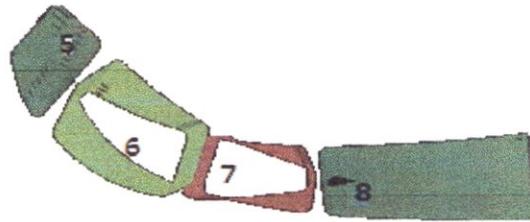


Figure 31 : Les cavités de l'aube stator.

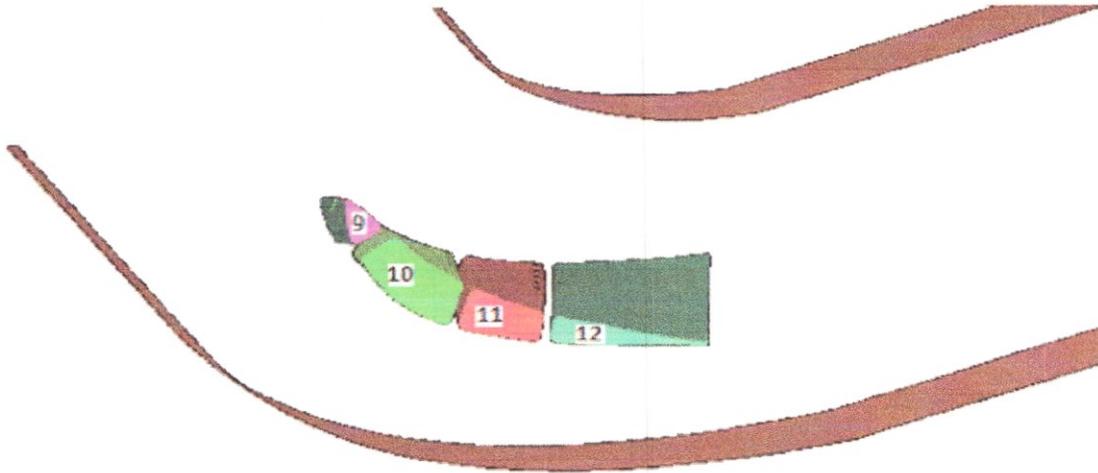


Figure 32 : Les entrées des cavités de l'aube stator.

V.1.5.2. Conditions aux limites

Numéro de la zone	Nom	Type
(1)	Input domain	Pressure inlet
(2)	Up-Down	Symmetry
(3)	Output domain	Pressure outlet
(4)	Aube	Wall
(5)	Cav1	Wall
(6)	Cav2	Wall
(7)	Cav3	Wall
(8)	Cav4	Wall
(9)	Input cav1	Wall
(10)	Input cav2	Wall
(11)	Input cav3	Wall
(12)	Input cav4	Wall
(13)	Wall	Wall

Tableau 1. Conditions aux limites.

Les tableaux 2 et 3 donnent les conditions aux limites à l'entrée et à la sortie. L'écoulement au-dessus et en dessous de l'aube est soumis à la condition de symétrie.

Input	$P_t=20 \text{ atm}$
	$T_t=1600 \text{ K}^\circ$
Energie cinétique turbulente K	$10 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Taux de dissipation turbulente	$10 \text{ m}^2/\text{s}^3$
Wall	$q^\circ=0 \text{ w/m}^2$

**Tableau 2 : Conditions aux limites à l'entrée.**

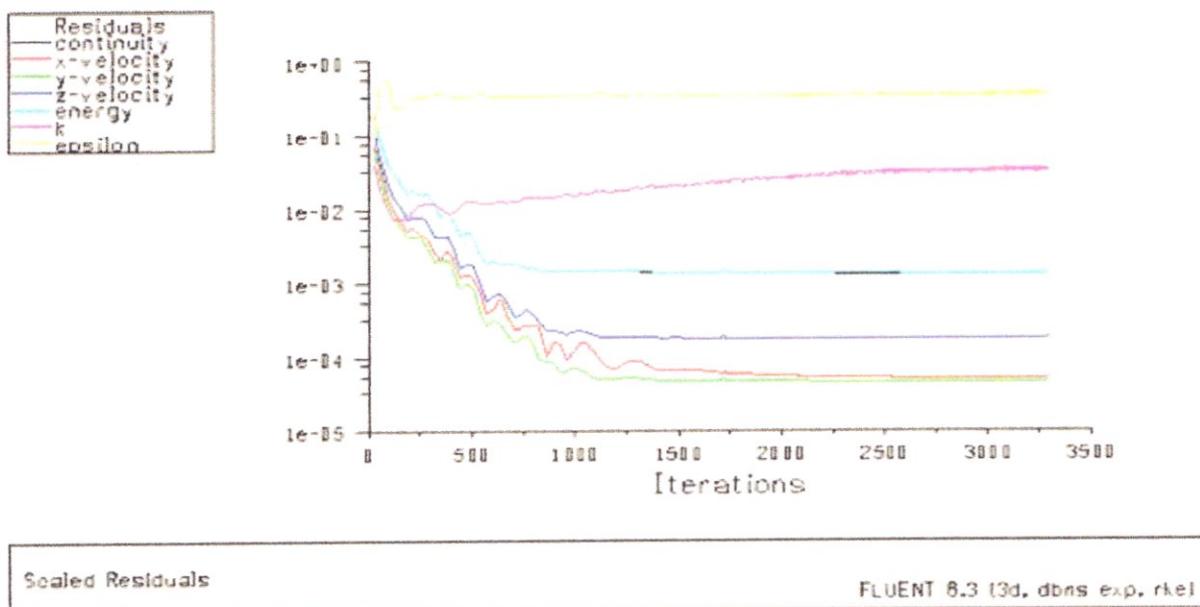
Output	$P_s=16.8604 \text{ atm}$
	$T_t=1600\text{K}$

**Tableau 3 : Conditions aux limites à la sortie.**

**V.1.5.3.Résultats**

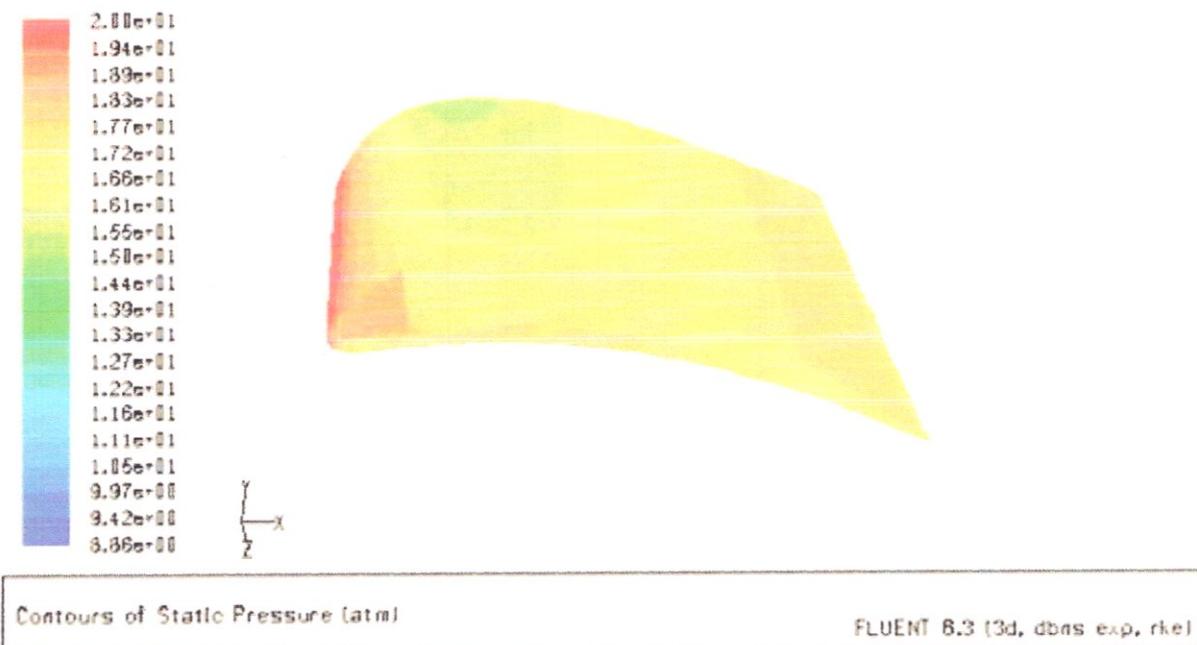
**a) Résultats du résiduel**

La convergence est obtenue en 3500 itérations.



**Figure 33 : Résiduels (Euler).**

**b) Résultats de la pression statique sur l'extrados**



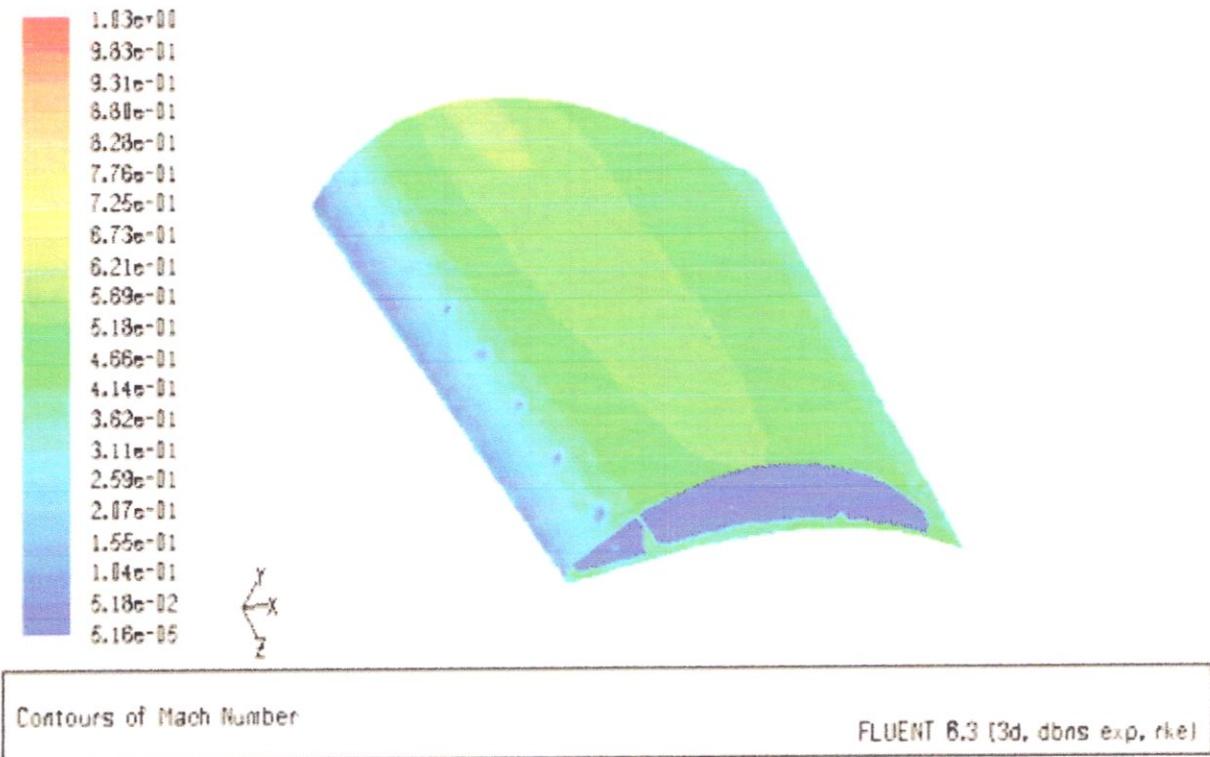
**Figure 34 : Contours de la pression statique sur l'extrados.**

**c) Résultats de la pression statique sur l'intrados**



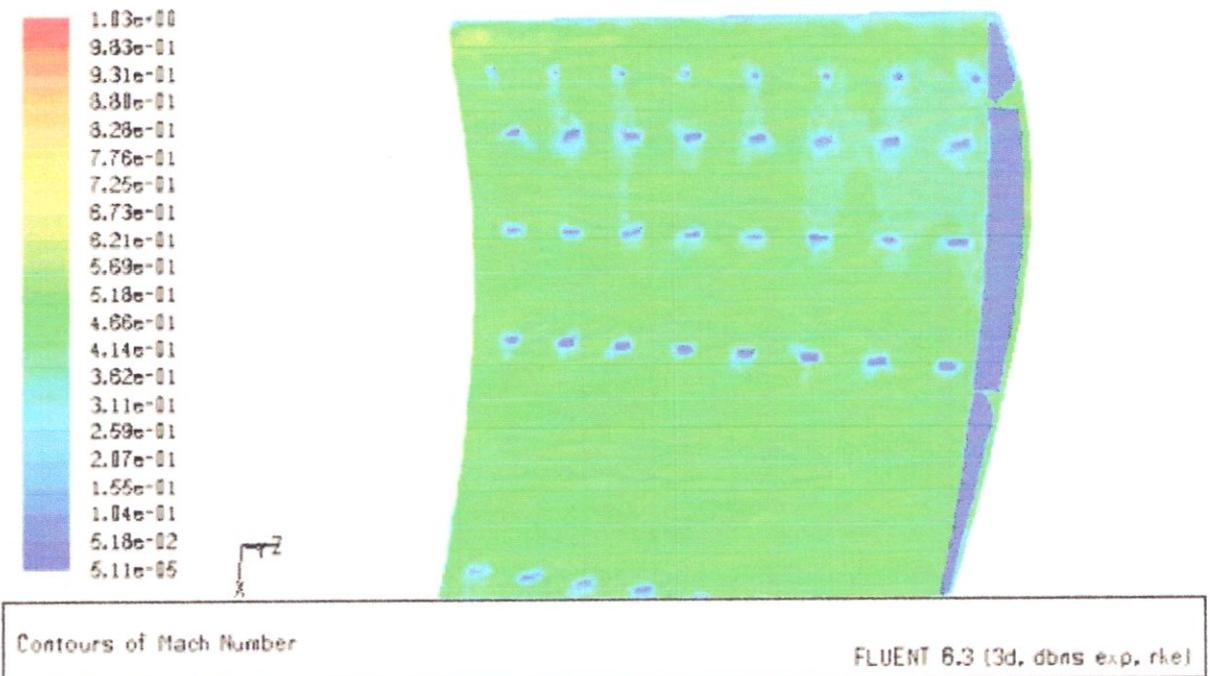
**Figure 35 : Contours de la pression statique sur l'intrados.**

**d) Résultats du nombre de Mach sur l'extrados**



**Figure 36 : Contours du nombre de Mach sur l'extrados.**

**e) Résultats du nombre de Mach sur l'intrados**



**Figure 37 : Contours du nombre de Mach sur l'intrados.**

### V.1.5.4. Interprétation des résultats

#### a) La pression

- Une dépression sur l'extrados et surpression sur l'intrados.
- Une poche rouge au bord d'attaque montre une grande pression, au bord de fuite la pression est moins élevée (détente).
- La déviation brutale de la surface s'accompagne par une détente locale de l'écoulement, cette situation est rencontrée sur l'extrados.

#### b) Le nombre de Mach

- On observe toujours au niveau du bord d'attaque un point d'arrêt de l'écoulement suivi par une région de recirculation à faible vitesse sur l'intrados et au bord de fuite et à grande vitesse sur l'extrados.
- Le point d'arrêt nous permet d'avoir des pressions de stagnation correspondantes aux Mach faibles.

### V.1.6. Cas de transfert thermique de l'aube stator en 3D

#### V.1.6. 1. Conditions aux limites

Numéro de la zone	Nom	Type
(1)	Input domain	Pressure inlet
(2)	Up-Down	Symmetry
(3)	Output domain	Pressure outlet
(4)	Aube	Wall
(5)	Cav1	Wall (coupled)
(6)	Cav2	Wall (coupled)
(7)	Cav3	Wall (coupled)
(8)	Cav4	Wall (coupled)
(9)	Input cav1	Mass flow inlet
(10)	Input cav2	Mass flow inlet
(11)	Input cav3	Mass flow inlet
(12)	Input cav4	Mass flow inlet
(13)	Wall	Wall

**Tableau 1. Conditions aux limites.**

Input	$P_t=20 \text{ atm}$
	$T_t=1600 \text{ K}^\circ$
Wall	$q^\circ=0 \text{ w/m}^2$
Wall (coupled)	$q^\circ=0 \text{ w/m}^2$
Mass flow inlet	$m^\circ=0.05 \text{ Kg/s}$
	$P_t=16.8604 \text{ atm}$
	$T_{tr}=800\text{K}$

**Tableau 2 : Conditions aux limites à l'entrée.**

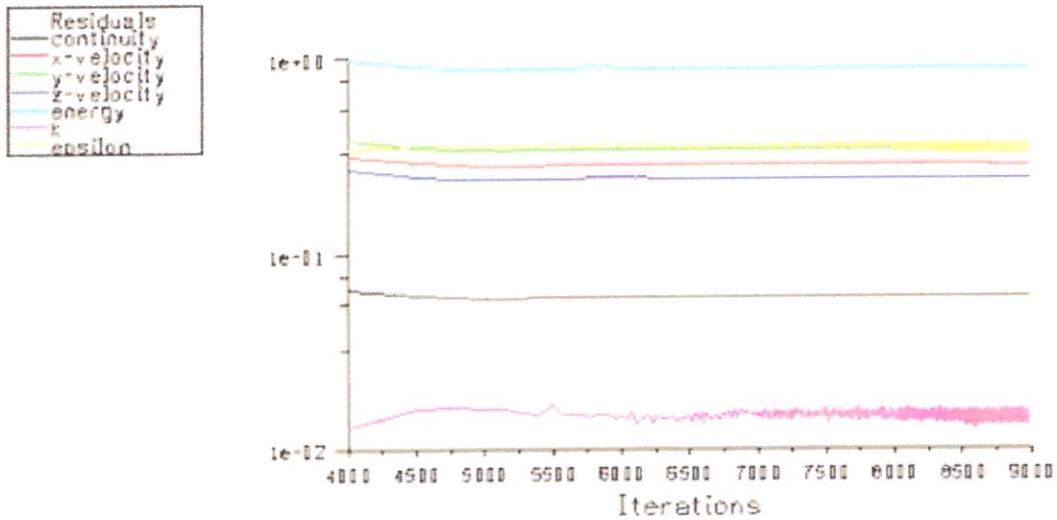
Output	$P_t=16.8604 \text{ atm}$
	$T_t=1600\text{K}$

**Tableau 3 : Conditions aux limites à la sortie.**

**V.1.6.2. Résultats**

**a) Résultats du résiduel**

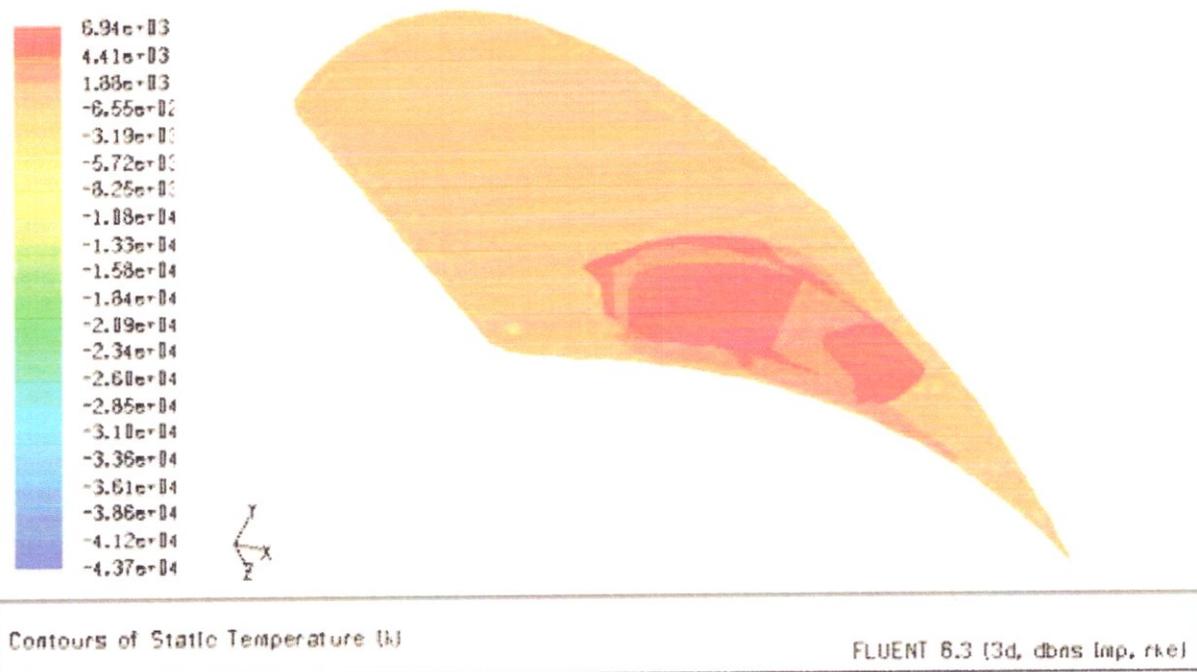
La convergence est obtenue en 4000 itérations.



Scaled Residuals FLUENT 6.3 (3d, dbns, imp, rke)

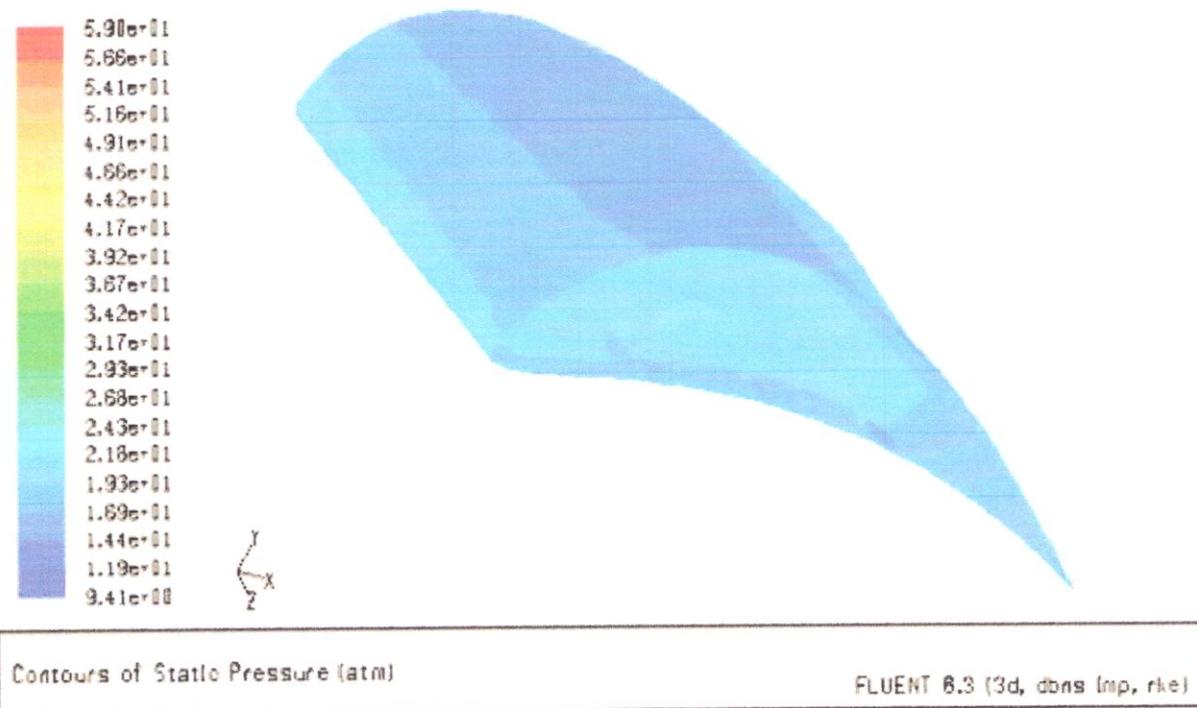
**Figure 38 : Résiduels (Euler).**

**b) Résultats de la température statique**



**Figure 39 : Contours de la température statique.**

**c) Résultats de la pression statique**



**Figure 40 : Contours de la pression statique.**

## d) Résultats du nombre de Mach

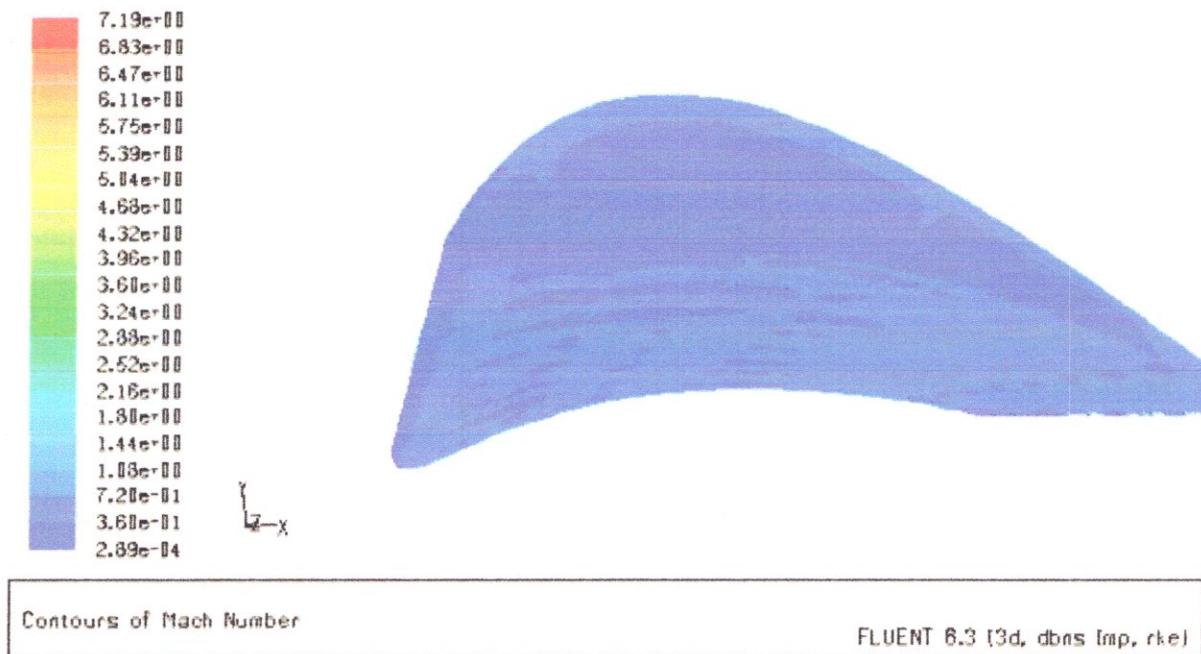


Figure 41 : Contours du nombre de Mach.

## V.1.6.2. Interprétation des résultats

Dans le cas de transfert de chaleur couplé dans les aubes turbines refroidies en 3D, on remarque que la convergence est obtenue en 4000 itérations et le résiduel n'a pas atteint  $10^{-3}$ , cela revient aux problèmes rencontrés au maillage à cause des trous de refroidissement et Fluent lorsqu'on lui exporte les fichiers msh contenant ces trous, alors les résultats obtenus (les contours de la pression statique, la température statique et le nombre de Mach) n'ont pas convergés.

On espère que ce travail soit bénéfique pour les étudiants aéronautiques et ainsi que pour toutes personnes intéressées par le domaine de transfert de chaleur dans les aubes turbines en 3D.

## CONCLUSION

Dans cette étude on a fait un calcul visqueux, compressible en 2D et 3D, la turbulence est prise en compte à l'aide des modèles de turbulence ( $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ ).

Le solveur FLUENT a été utilisé pour prédire la distribution de la température, la pression statique et le nombre de mach pour le cas aérodynamique et transfert thermique d'une aube turbine et leurs canaux de refroidissement. Le transfert de chaleur couplé (interaction fluide – solide) est très compliqué du point de vue calcul, dont le schéma numérique au niveau du solveur nécessite un nombre d'itérations relativement élevé.

# *Conclusion générale*

## **Conclusion générale**

L'étude des caractéristiques aérodynamiques et thermiques de l'écoulement « champs de vitesses, pression et température » est importante pour la performance de nombreux systèmes industriels tel que les ailes d'avions, les hélices propulsives, les aubages de turbomachines...

L'étude (la recherche) présentée s'intéresse à la simulation numérique des écoulements turbulents avec transfert de chaleur autour d'une aube stator d'une turbine haute pression.

Les géométries étudiées sont en 2D et 3D dont la qualité des résultats obtenus; champ de pression, nombre du Mach sont acceptable et notamment la distribution de température sur le solide est relativement acceptable pour le cas 2D.

la convergence de calcul dans le domaine de transfert de chaleur conjugué nécessite un nombre d'itérations relativement élevé, car nous disposons de deux milieux différents (fluide et solide) d'une part et d'un écart de température entre fluide froid et fluide chaud beaucoup élevé d'autre part.

La simulation numérique de l'écoulement avec transfert de chaleur est réalisée via les logiciels ICEM CFD, GAMBIT et FLUENT à partir des équations de Navier Stokes. La turbulence est prise en compte à l'aide des modèles de turbulence ( $k-\omega$ ,  $k-\epsilon$ ). La méthode numérique utilisée est celle des volumes finis, le maillage non structuré de type tétraédral a été adopté.

Malgré les difficultés que nous avons rencontrées durant notre travail en ce qui concerne les valeurs expérimentales et la géométrie d'une aube turbine en 3D et aussi le maillage à cause des trous de refroidissement et la simulation par Fluent lorsqu'on lui exporte les fichiers msh contenant ces trous, cette partie n'a pas influencée sur notre objectif qui est de maîtriser et de connaître les différentes étapes d'une simulation CFD, ainsi qu'une connaissance des problèmes des écoulements et du transfert de chaleur turbulents dans les aubes turbine et la notion d'efficacité du refroidissement, ce qui est un avantage en plus.

Enfin nous souhaitons que le travail effectué permettra d'encourager beaucoup plus nos étudiants et leurs donner la volonté de bien vouloir s'investir dans cette voie de simulation en utilisant les codes de calcul commerciaux.

# *BIBLIOGRAPHIE*

# BIBLIOGRAPHIE

## ❖ THESES DOCTORAT

- Identification expérimentale et simulation numérique de l'endommagement en dynamique rapide : application aux aubes turbines.
  - Institut national polytechnique de Toulouse spécialité : Génie mécanique.
  - soutenue par ionel nistor le 17 novembre 2005.
  
- Comportement et durée de vie des pièces multiperforées : application aux aubes de turbine HP.
  - Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris Spécialité Sciences et Génie des Matériaux.
  - Soutenue par Jean-Marc CARDONA le 20 Décembre 2000.
  
- Simulation de la combustion étagée dans les turboréacteurs double flux et son interaction stabilité - polluants – thermique.
  - L'institut National Polytechnique De Toulouse.
  - Soutenue par M. Patrick Schmitt le 29 Juin 2005.

## ❖ THESES MAGISTER

- Simulation numérique d'un écoulement transsonique à travers un stator d'une turbine axiale.
  - Département Génie Mécanique Université M'Hamed Bougara – Boumerdès
  - Soutenu le 28/06/2008.

## ❖ THESES D'INGENIEURAT

- Simulation numérique de l'écoulement dans une grille d'aube.
  - Département d'AERONAUTIQUE.
  - soutenue en 2006-2007.

- Simulation numérique de la fissuration par fatigue dans les monocristaux de superalliages pour les aubes de turbines.
  - Polytechnique de Toulouse.
  - Soutenue le 04 Octobre 2006 par Guillaume Dufour.
- Modélisation thermomécanique d'une aube directrice du 1<sup>er</sup> étage de la turbine à haute pression d'un turboréacteur à double flux.
  - Département Génie Mécanique de l'Ecole Nationale d'ingénieurs de Tunis.
  - Soutenue le 22 September 2008.
- Simulation numérique d'une grille d'aube.
  - Département d'AERONAUTIQUE
  - soutenue en 2008-2009

#### ❖ THESES DEUA

- Etude de maintenance de compresseur basse pression équipant le CFM56-7B
  - Département d'AERONAUTIQUE
  - Soutenue en 2006- 2007
- Etude descriptive de l'avion Boeing 737-800 et maintenance de la turbine haute pression
  - Département d'AERONAUTIQUE
  - soutenue en 2006-2007

#### ❖ DOCUMENT

- Cour de transfert de chaleur
  - Ecole polytechnique Toulouse.
- Solving Transonic Flow over a Turbine Blade.
- Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth Edition.
  - DE WITT, BERGMAN, LAVINE.

- Fluid structure interaction makes for cool gas turbine blades.
  - By Michel Arnal, Christian Precht and Thomas Sprunk.
  - Wood Group Heavy Industrial Turbines AG, Switzerland.
- Etude des interactions fluide/structure par l'intermédiaire d'un couplage thermique.
  - P. Errera, F. Feyel, G. Chaineray, M. Lachi.
  - Université de Reims le 4 décembre 2003.
- Aerodynamic and Thermal Design of Turbines.
  - Institut of Mechanical Engineers, London.
- Enhanced internal cooling of turbine blades and vanes.
  - Department of Mechanical Engineering at Texas University.
- Heat transfer analysis
  - Pratt and Whitney,
- Component identification publié par CFMI.
  - CFM56-7B Training manuel.
- Cours De La Turbulence.
  - Ecole supérieure de LYON.

❖ **LES SITES WEB**

- Encyclopédie Wikipédia.

**ANNEXEX**

*ANNEXE I*

*GENERALITES SUR LE MOTEUR CFM56-7B*

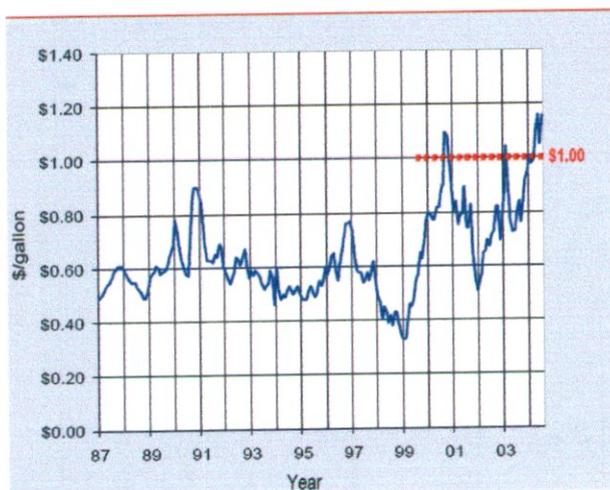
I.1. Généralités

I.1.1. La famille BOEING



Figure 1 : Les séries de BOEING 737.

I.1.2. Le coût du carburant



Airplane type	Fuel savings* gal/year/airplane	Fuel savings* \$/year/airplane
777	70,000 → 90,000	\$70,000 → 90,000
767	30,000 → 40,000	\$30,000 → 40,000
757	25,000 → 35,000	\$25,000 → 35,000
747	100,000 → 135,000	\$100,000 → 135,000
737	15,000 → 25,000	\$15,000 → 25,000
727	30,000 → 40,000	\$30,000 → 40,000

Tableau 1 : Le coût du carburant.

## I.2. Le rôle des capotages moteurs

En plus de leur rôle évident de protection et de carénage extérieur des moteurs, les capots assurent les fonctions suivantes :

- ❖ Ils forment le canal d'écoulement du flux secondaire et sa tuyère.
- ❖ Ils comportent les dispositifs d'inversion de poussée par retournement du flux secondaire.
- ❖ Entre les carters du moteur et leurs parois internes, ils forment des compartiments isolés pour contenir puis évacuer les vapeurs des écoulements de carburant, d'huile, de fluide hydraulique qui pourraient s'accumuler dans la nacelle en cas de fuite.
- ❖ Ils sont capables de contenir « empêcher » un incendie éventuel pendant 15 minutes.
- ❖ En plus les capots comportent de nombreuses portes de visite pour faciliter les opérations d'entretiens courantes.

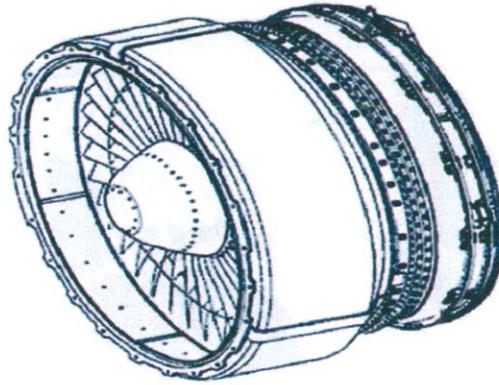
## I.3 Les différents modules du moteur

### I.3.1. Le Module Fan

Le module Fan se compose d'une soufflante et de (03) étages de compresseur basse pression le flux secondaire délivre la poussée principale du moteur qui est de 80% de la poussée totale et accélère aussi les filets d'air du flux primaire pour augmenter sa pression dynamique. Cet attelage est entraîné par une turbine basse pression. Les filets d'air sont précipités vers l'attelage haute pression avec une pression dynamique plus élevée.

Les principaux composants du module Fan sont :

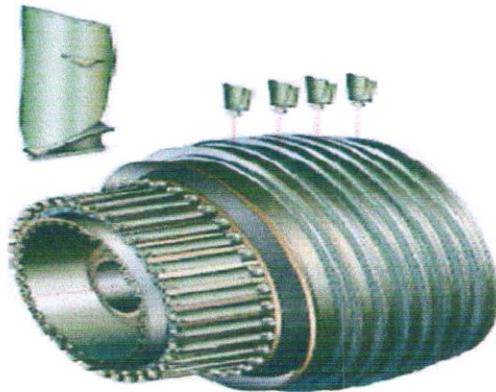
- Châssis du Fan (Fan frame).
- Carter avant et arrière Fan.
- Cône réacteur (Fan Spinner Cône)
- Ailettes du Fan.
- Tubulure du roulement
- Ailettes de guidage de la sortie du compresseur.



**Figure 2 : Module FAN**

Le module FAN est une succession d'étage Rotor/Stator

**a. Fan Rotor**



**Figure 3 : Fan -Rotor.**

Le Fan rotor se constitue des éléments suivants :

- ❖ **La soufflante** : elle sert à augmenter la vitesse de l'air. Elle est composée d'un seul étage, la partie tournante se compose de 24 aubes.

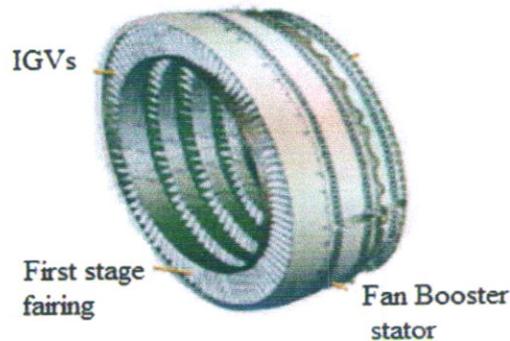


**Figure 4 : La soufflante.**

### ❖ Le compresseur basse pression (Booster)

Il est Situé à l'arrière de la soufflante, le CBP est de type axial, il a seulement (03) étages, les aubes sont en Titane. Il est entraîné par la turbine BP (LPT).

#### b. Fan Stator



**Figure 5 : Fan - stator.**

Il se constitue des éléments suivants :

- Carter arrière du stator fan.
- Fan frame.

Le Fan frame et le châssis du stator fan assurent les fonctions suivantes :

- ✦ Guidage du flux primaire vers le module Core.
- ✦ Support des charges du carter avant de la soufflante, du stator du compresseur basse pression et des inverseurs de poussée.
- ✦ Le soutien des accessoires de prélèvement du mouvement des axes.
- ✦ Logements des cavités de lubrification des roulements et de la Gear box et le nettoyage du palier avant.
- ✦ Soutient des OGV (Outlet guide Vane) et des panneaux antibruit.
- ✦ Support de la structure de la partie avant du moteur.

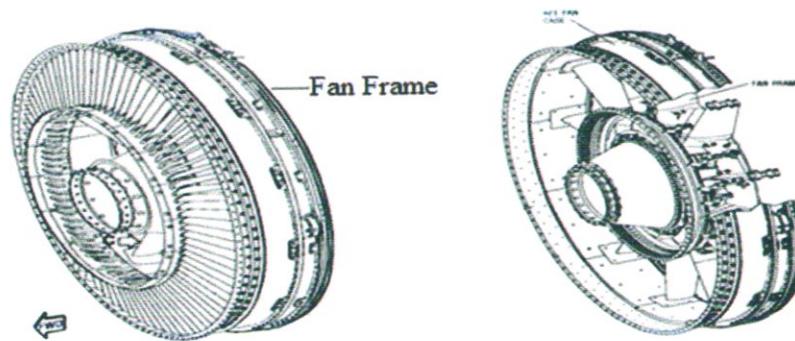


Figure 6 : Le Fan-frame.

### I.3.2. Le Module Core

Le module Core se compose des éléments suivants :

- ✓ Compresseur haute pression (HPC).
- ✓ Chambre de combustion.
- ✓ Un diffuseur de la turbine haute pression.

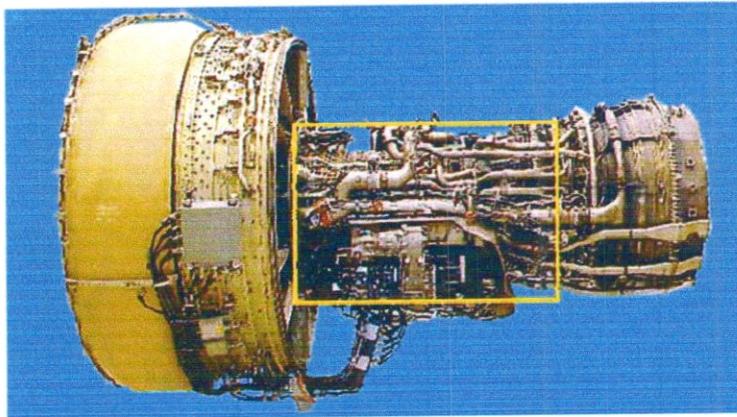


Figure 7 : Le module Core.

#### a. Le compresseur haute pression

C'est un compresseur axial constitué de neuf (09) étages, il est entraîné par l'étage turbine haute pression, il sert à augmenter la pression de l'air provenant du compresseur basse pression et l'envoi vers la chambre de combustion. Les composants principaux du compresseur sont les rotors, un redresseur et le compresseur rear frame.

Dans le module Core six (06) trous de boroscopie sont réalisés dans le carter pour l'inspection boroscopique des aubes du compresseur haute pression. Le passage

du flux primaire à travers ce dernier augmente sa pression statique et sa température le ramenant à des conditions adéquates à la combustion.

Les (IGV) (inlet guide vane) et les stators du premières étage du compresseur, « trois pour le moteur CFM56-7B » changent leurs positions angulaires en fonction de la température d'admission du compresseur et corrigent la vitesse du turboréacteur. Le but de cette variation d'angle d'incidence du flux d'air est d'optimiser la température et la pression de l'air et sa quantité afin d'avoir un mélange combustible contrôlé et pour une combustion efficace.

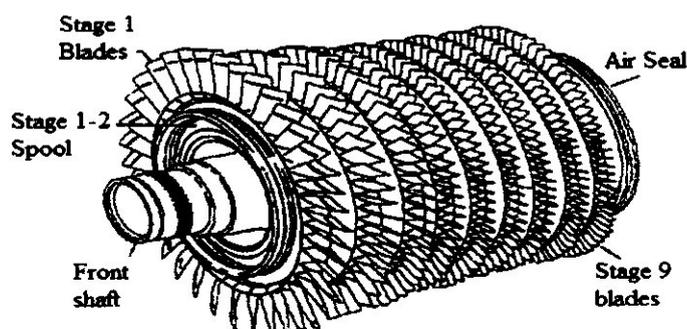


Figure 8 : Compresseur haute pression.

### b. La chambre de combustion

La chambre de combustion est de type annulaire située dans la partie arrière du CRF (compressor rear frame), contenant une zone de combustion et une deuxième qui permet le contrôle du mélange air carburant. L'air provenant du HPC est admis avec du carburant pulvérisé par l'intermédiaire des injecteurs. Ce mélange fut brûlé et génère des gaz chauds qui se dirige vers la turbine haute pression (HPT). La chambre de combustion (CC) est constituée des différents éléments :

- L'ensemble capotage (cowl assembly) : Ils forment un bord qui admet l'air à la chambre de combustion.
- Couche internes et externes (inner and outer liners) : Contenant des trous qui permettent d'optimiser le refroidissement et d'augmenter les performances de la combustion.
- Un dôme (The dôme) : Permet de stabiliser la flamme.

Le moteur CFM 56-7B ne dispose que de (20) injecteurs seulement et de deux (02) bougies d'allumage disposés dans les positions 1H00 et 11H00.

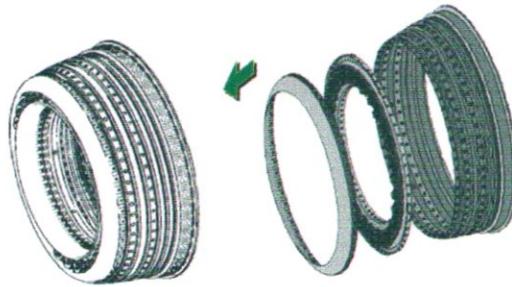


Figure 9 : La chambre de combustion.

### I.3.3. Le module turbine haute pression (HPT)

La turbine haute pression est une turbine à un seul étage. L'ensemble rotor est lié au compresseur haute pression. Le 1er étage diffuseur « stator » est boulonné à la partie intérieure du CRF et soutenue au diamètre extérieur avant par la structure de la couche extérieure de la chambre de combustion. La turbine haute pression est composée des éléments suivants :

#### ❖ 1er étage diffuseur (stator) de la turbine haute pression

Il permet de diriger les gaz chauds sortant de la chambre de combustion vers les aubes du rotor de la turbine haute pression THP.

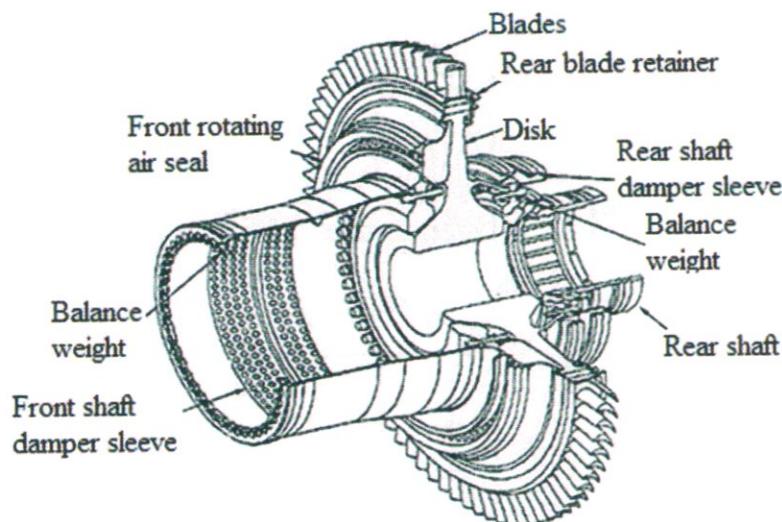


Figure 10 : Turbine haute pression.

### I.3.4. Le module turbine basse pression (LPT)

La turbine BP se constitue de (04) étages. Elle entraîne le Fan et le CBP. Les stators constituent un seul bloc, ainsi que le carter turbine qui est en seul corps. Le

carter sert de carénage d'intercommunication entre le support des stators de la turbine HP et l'arrière de la turbine, il retient aussi les stators de la turbine d'en haut.

Le premier étage des stators est refroidi par cavité, l'air de refroidissement est transmis au joint d'équilibre de pression. Il passe à travers une tuyauterie positionnée sur la périphérie du carter, il est ensuite éjecté à travers les cavités pour le contrôle de la température. Les stators du dernier étage sont doublés. Les deux couches sont soudées et unies entre elles avec un assemblage en nid d'abeille, cet assemblage est utilisé pour augmenter la rigidité des stators. Des ouvertures sont réalisées sur le carter pour la fixation des thermocouples ainsi que des trous de boroscopie usinés sur le carter pour l'inspection des étages de la turbine. Une tubulure de contrôle du jeu de la turbine fait une décharge d'air sur le carter de la turbine c'est à travers des trous positionnés sur le carter que l'air est éjecté pour diminuer la dilatation du carter et ainsi minimiser le jeu entre le carter et les aubes du rotors de la turbine afin de diminuer la consommation du carburant et augmenter le rendement de la turbine.

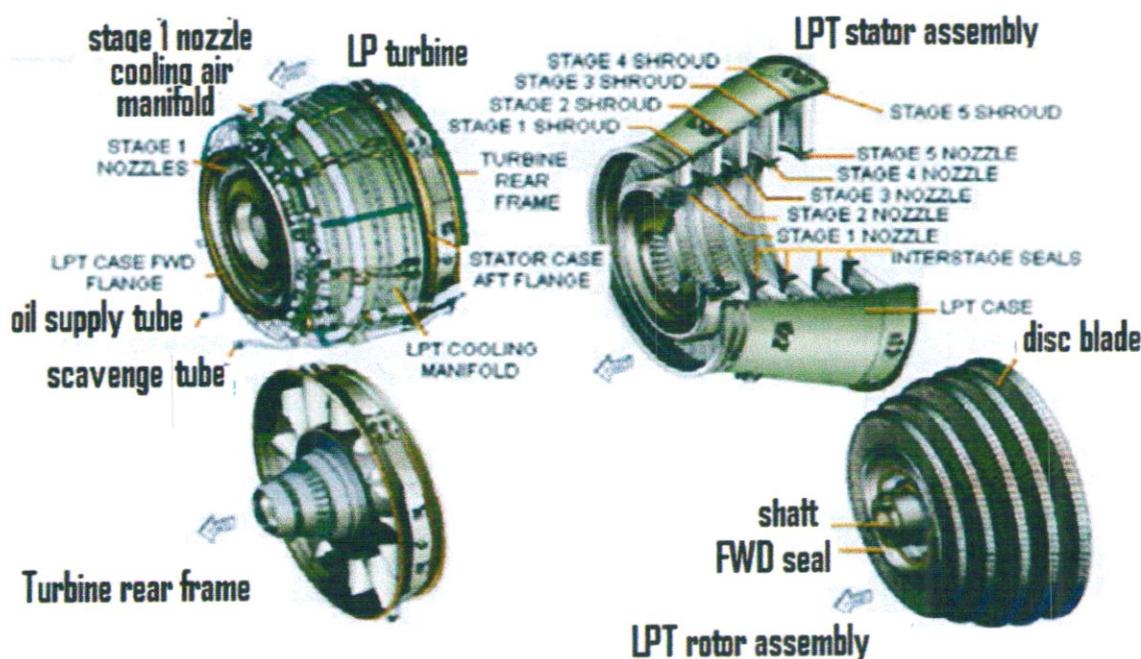


Figure 11 : Turbine basse pression.

#### ★ Les différents modules du moteur

Nomenclature	étages	Nombre des aubes
Fan et Booster	1	24
	2	74
	3	78

	4	74
<b>HPC</b>	1	38
	2	53
	3	60
	4	68
	5	75
	6	82
	7	82
	8	80
	9	76
<b>HPT</b>	1	80
<b>LPT</b>	1	162
	2	150
	3	150
	4	134

**Tableau 2 : Les différents modules du moteur.**

### I.3.5. Le Module Gear box

L'énergie mécanique nécessaire pour le fonctionnement des accessoires de l'avion et du moteur est soutirée à travers un système de Gear box qui prélève le mouvement de l'attelage haute pression N<sub>2</sub> puis la RDS (radial drive shaft) assure la transmission radial du mouvement, ce dernier sera transformé en mouvement axial par la TGB (transfert gear box). Par la suite la HDS (horizontal drive shaft) le transmet vers la AGB qui sert à entrainer les accessoires du moteur.

La AGB permet d'entrainer les accessoires suivants :

- ❖ Ceux qui se trouvent dans la partie avant on a :
  - Alternateur EEC « Unité de contrôle électrique ».
  - Démarreur d'air du moteur « Pneumatique ».
  - Pompe hydraulique.
  - Alternateur à entrainement intégré (IDG).

- ❖ Ceux qui se trouvent dans la partie arrière on trouve :
  - L'unité hydromécanique.
  - Pompe carburant.
  - Unité de lubrification(LBU).
  - Echangeur principal huile/carburant.
  - Servo-réchauffeur carburant.

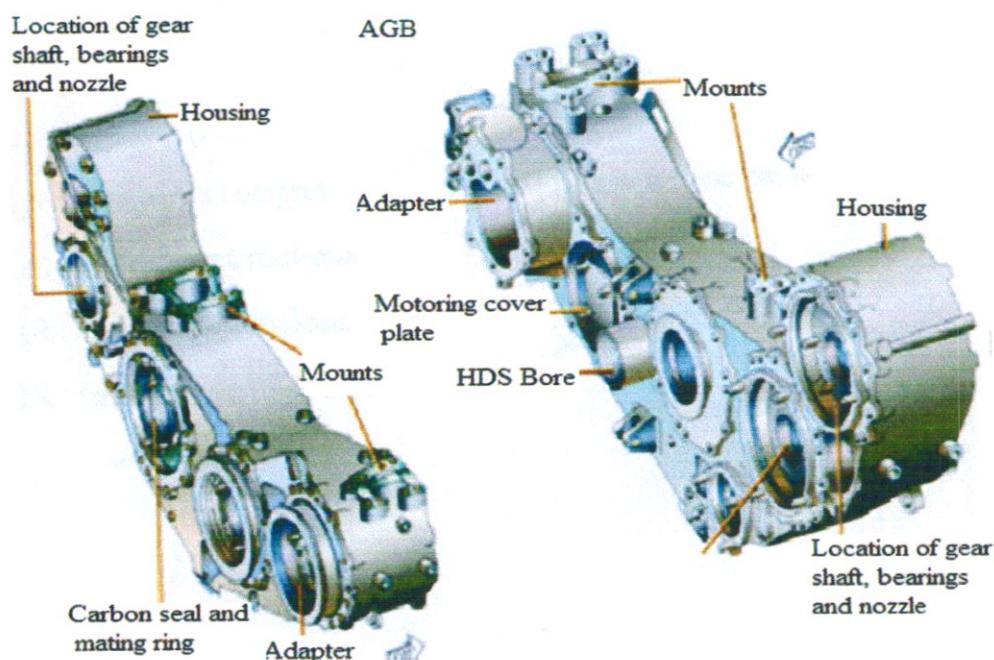


Figure 12 : L'AGB.

#### I.4. Paliers et roulement moteur

Les rotors du moteur sont supportés par des roulements positionnés dans les cavités du carter. Le palier est un ensemble de roulements, le moteur comporte deux paliers; avant et arrière.

Cinq (05) roulements « Deux (02) à bille et trois à galet sont continus dans le palier avant (Roulement 1B, 2B et 2R) et palier arrière (Roulement 4R et 5R)

Les roulements à billes absorbent les charges axiales et radiales de l'arbre. Les roulements à galets absorbent seulement les charges radiales. La lubrification des roulements est très importante pour garder les caractéristiques des systèmes, car elle refroidit les paliers et diminue les frottements ce qui implique une diminution d'usure.

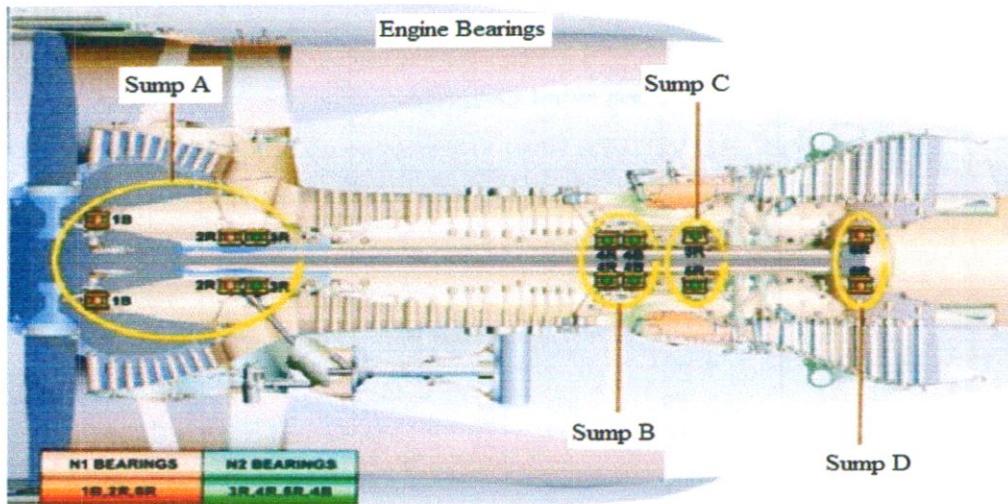


Figure 13 : Paliers et roulements moteur.

### I.5. Les stations aérodynamiques

Pour l'étude des performances du turboréacteur et le bon fonctionnement de ce dernier, le moteur a été réparti en plusieurs stations aérodynamiques, dans chacune des stations des capteurs et des sondes sont placés pour la détermination des températures et des pressions en chaque station et en temps réel.

- La station 0 : Atmosphère ambiante (température et pression ambiantes).
- La station 1.2 : Entrée d'air.

#### ✚ Les stations du flux primaire

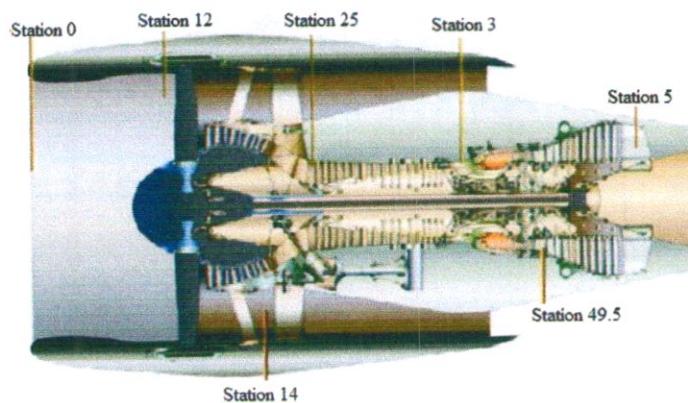
- Station 2 : Entrée LPC.
- Station 2.5 : Entrée HPC.
- Station 3 : Sortie HPC.
- Station 4 : Entrée HPT.
- Station 49.5 : Entrée LPT.

#### ✚ Les stations du flux secondaire

- Station 1.2 : Entrée fan.
- Station 1.4 : Sortie stator fan.

🚩 Si le moteur est équipé du Kit surveillance

- Station 13 : Décharge Fan.
- Station 25 : Entré HPC.
- Station 50 : Décharge LPT.



**Figure 14 : Les stations aérodynamiques.**

# ETUDE DE TRANSFERT DE CHALEUR

## II.1. Le superalliage Cobalt X40, matériau constituant l'aube

On désigne par superalliages une catégorie de matériaux réfractaires présentant un ensemble de propriétés mécaniques et physiques à haute température les rendant aptes à la fabrication des pièces de turbomoteur, d'engins spéciaux et même des avions supersoniques. Le domaine de température d'utilisation de ces alliages commence vers 600°C. Plusieurs classes de superalliages existent de nos jours, cependant la classe la plus utilisée et la plus importante à priori dans la construction des turbomachines est celle à base de nickel ou le cobalt.

En effet le cobalt est comme élément de base présente un intérêt particulier puisqu'il présente d'excellentes propriétés de plasticité et de résistance à chaud. On fait employer seul le cobalt n'est pas satisfaisant parce qu'il ne possède pas les propriétés requises pour un superalliage par conséquent il est toujours additionné à d'autres éléments d'addition qui permettent donc d'acquérir ces propriétés :

- Une bonne résistance au fluage.
- Une bonne résistance à la corrosion.
- Une bonne résistance à l'oxydation.
- Une bonne résistance à la fatigue thermique.
- Une bonne résistance aux chocs thermiques.
- Une absence de fragilité excessive.
- Une densité relativement faible.

### ❖ Composition chimique

Le X40 est un alliage composé de :

- 54% de CO
- 25,5% de Cr
- 7,5% de W
- 10,5 % de Ni
- 0,5 % de C
- 1,5 % de Fe

### ❖ Propriétés physiques

	100	200	400	600	800	1000	1200	1500
Chrome	159	111	90,9	80,7	71,3	65,4	61,9	57,2
Cobalt	167	122	85,4	67,4	58,2	52,1	49,3	42,5
Nickel	164	107	80,2	65,6	67,6	71,8	76,8	82,6
Tungstène	208	186	159	137	125	118	113	107
Alliage	163,5	119,4	89,64	74,14	66,08	61,2	58,946	54,23

**Tableau 1 : Conductivité (W/(m.K) ) en fonction de la température (°K).**

	100	200	400	600	800	1000	1200	1500
Chrome	192	384	484	542	581	616	682	779
Cobalt	236	379	450	503	550	628	733	674
Nickel	232	383	485	592	530	562	594	626
Tungstène	87	122	137	142	145	148	152	157
Alliage	207,3	351,9	427,6	482,6	511,7	566,3	643,5	640,1

**Tableau 2 : Cp (J/(Kg.K)) en fonction de la température (°K).**

## II.2. Le pouvoir calorifique massique

Le pouvoir calorifique massique représente la quantité d'énergie dégagée par unité de masse de carburant lors de la réaction chimique de combustion complète conduisant à la formation de CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O. Le carburant est généralement pris à l'état liquide et à une température de référence, généralement 25 °C. L'air et les produits de combustion sont considérés à cette même température. On fait la distinction entre le pouvoir calorifique supérieur (P<sub>CS</sub>) et le pouvoir calorifique inférieur (P<sub>CI</sub>) selon que l'eau obtenue par combustion se trouve à l'état liquide ou à l'état gazeux. La seule grandeur véritablement utile en pratique est le P<sub>CI</sub>, puisque, dans les produits de combustion des moteurs et des brûleurs, l'eau est rejetée sous forme de vapeur.

## II.3. Les corrélations empiriques du coefficient d'échange thermique

### ❖ Définition du nombre de Prandtl et du nombre de Reynolds

- $\rho$ : masse volumique à la température du fluide considéré ( $kg.m^{-3}$ ).
- $u_m$ : vitesse moyenne dans le parcours considéré ( $m.s^{-1}$ ).
- $D$ : Diamètre du parcours considéré ( $m$ ).

- $\mu$ : viscosité dynamique à la température du fluide ( $N.s.m^{-2}$ )
- $\mu_s$ : viscosité dynamique à la température de la paroi ( $N.s.m^{-2}$ )
- $\nu$  : viscosité cinématique à la température du fluide.

On a:

- $R_e = \frac{\rho U_m D}{\mu} = \frac{U_m D}{\nu}$  Nombre de Reynolds
- $P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda}$  Nombre de Prandtl

**Remarque** : Généralement, D est appelé Diamètre hydraulique et vaut  $D = \frac{4A}{P}$

- Selon l'écoulement laminaire ou turbulent, plusieurs corrélations sont utilisées.

❖ **Pour un écoulement laminaire ;  $R_e < 2300$**

Le nombre de *Nusselt* moyen traduisant le gradient de température sans dimension en surface, est donné par la corrélation de *Sieder* et *Tate* :

- $\overline{Nu} = 1,86 \left\{ \frac{R_e P_r}{L/D} \right\}^{\frac{1}{3}} \left\{ \frac{\mu}{\mu_s} \right\} = \overline{h_c} \frac{D}{\lambda}$

❖ **Pour un écoulement turbulent**

Pour des écarts modérés entre les températures des parois et du milieu fluide et selon que le milieu fluide est refroidis ou chauffé, le nombre de *Nusselt* moyen est donné par la corrélation de *Dittus – Boelter*.

- $\overline{Nu} = 0,023 R_e^{\frac{4}{5}} P_r^n \quad 0,7 \leq P_r \leq 160 \quad R_e \geq 10000 \quad L/D \geq 10$

Où  $n = 0,4$  pour le chauffage et  $n = 0,3$  pour le refroidissement des gaz et toutes les propriétés sont évaluées à la température des gaz.

Pour des écarts importants entre les températures des parois et du milieu fluide, le nombre de *Nusselt* moyen est donné par la corrélation de *Petukhov* :

- $\overline{Nu} = \frac{(f/8) R_e P_r}{1,07 + 12,7 (f/8)^{\frac{1}{2}} (P_r^{\frac{2}{3}} - 1)}$  Pour  $0,5 \leq P_r \leq 2000$  et  $10^4 < R_e < 5 \times 10^6$

Où le coefficient de frottement :

$$\checkmark f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2}$$

$$\checkmark 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

#### II.4. La corrélation d'Ainley

La corrélation d'Ainley a été utilisée dans le calcul du coefficient d'échange au niveau de l'intrados et de l'extrados d'un secteur d'aubes directrices d'une turbine. La relation sera donc utilisée pour donner une valeur moyenne du coefficient  $h_g$  le long de la corde et de la hauteur de l'aubage, soit :

$$\bar{Nu}_g = \bar{Nu}_g^* \cdot \left\{ \frac{Re_g}{2.10^5} \right\}^x \cdot \left\{ \frac{T_g}{T_p} \right\}^{0,14}$$

$\bar{Nu}_g^*$  est Le nombre de *Nusselt* moyen en fonction des angles d'entrée et de sortie de l'aubage  $\alpha_0, \alpha_1$ .

La grandeur géométrique retenue dans le calcul de  $\bar{Nu}_g$  et  $Re_g$  est la corde du profil aérodynamique  $L$ . La vitesse des gaz considéré est la vitesse moyenne à l'entrée du canal inter-aubes. On a :

$$\bar{Nu}_g = \bar{h}_g \frac{L}{\lambda} \quad \text{et} \quad Re_g = \frac{\rho U_m L}{\mu}$$

Puisque l'écoulement à l'entrée est supposé normal au plan de la roue du distributeur, on a  $\alpha_0 = 90^\circ$ . A partir les courbes ci-dessous on tire les valeurs de  $\bar{Nu}_g^*$  et  $x$ .

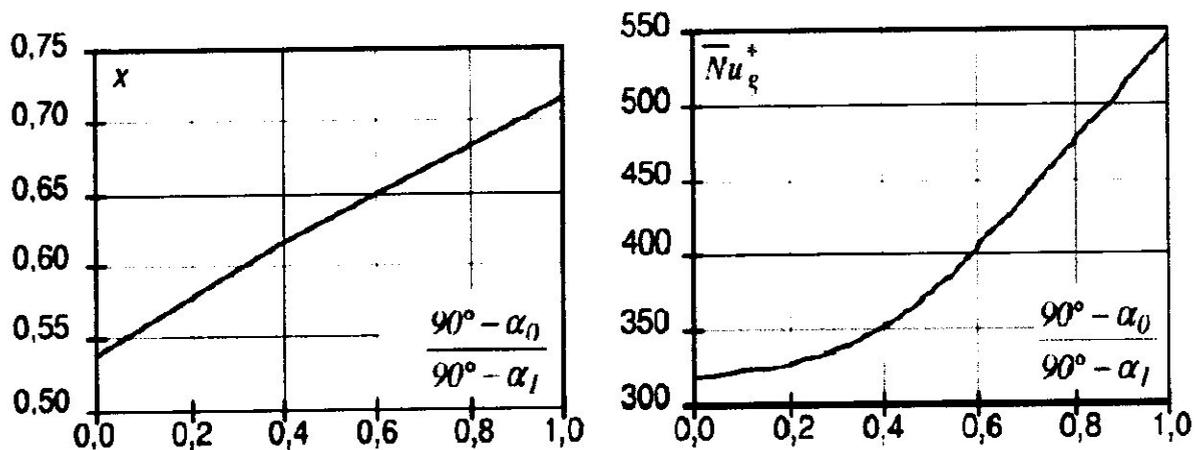


Figure 1: Coefficient géométrique et nombre de *Nusselt* de référence.

## II.5. Propriétés thermo - physiques de l'air à la pression atmosphérique

$T$ (k)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg.k)	$\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$\kappa$ (w/m.k)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.995	1.009	208.2	20.92	30	29.9	0.700
400	0.995	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.69
450	0.8711	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.774	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6964	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.69
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	1.726	955	841	486	1570	0.536

Tableau 3 : Propriétés thermo - physiques de l'air à la pression atmosphérique

# CONCEPTION D'UNE AUBE TURBINE 3D EN SOLIDWORKS

## Définition

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, il a été acheté le 24 juin 1997 par la société **Dassault** Systèmes. Parmi les plus grandes entreprises qui les utilisent, on peut citer **Michelin**, **Patek Philippe**, **Mega Bloks**, **Axiome**, **ME2C**, **SACMO**, le **Boulch Robert Renaud**. SolidWorks est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan.

Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés. Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks.

### III.1. Présentation de SolidWorks

La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Comme de nombreux logiciels conviviaux, SolidWorks permet d'aboutir à un même résultat apparent par des voies souvent différentes. C'est lors de la retouche de ces fichiers ou de leur exploitation qu'on appréciera la bonne méthode.

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait)... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise.

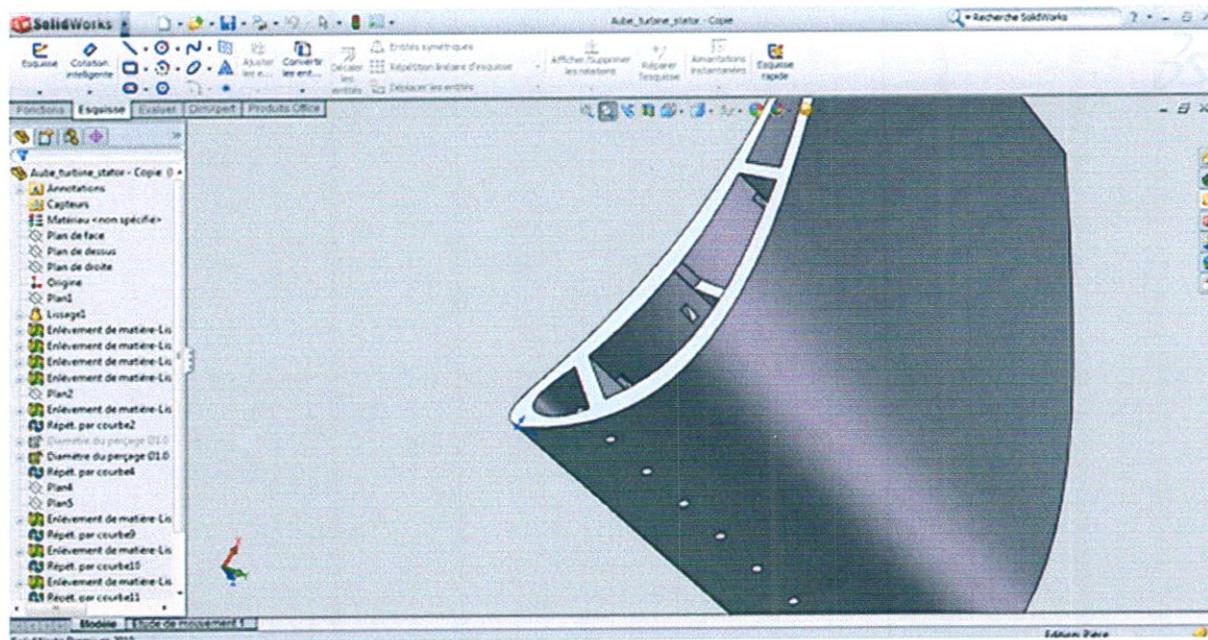


Figure 1 : Interface de SolidWorks.

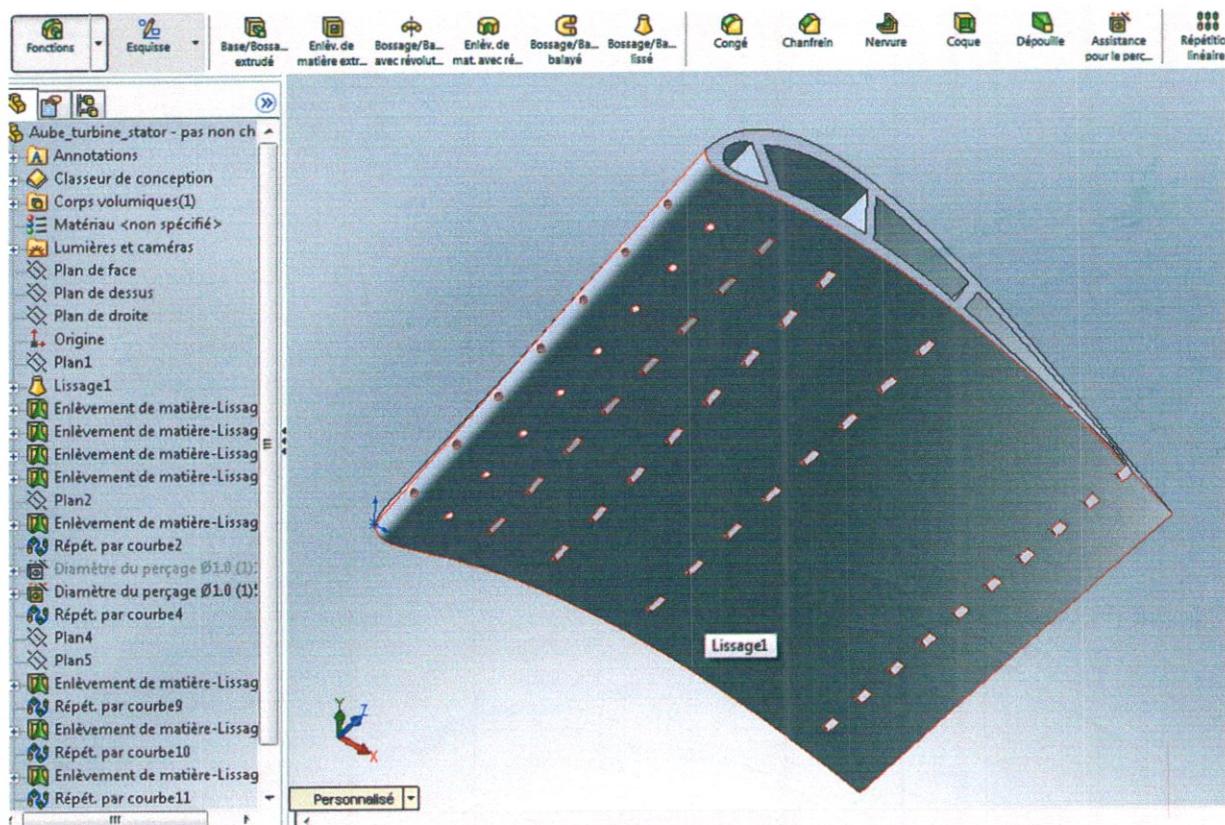


Figure 2: Aube turbine stator.

### III.2. Les fonctions générées par SolidWorks

1. l'extrusion
2. la révolution
3. le balayage
4. Congés et chanfreins
5. nervure
6. dépouille
7. coque (permettant d'évider un objet en lui conférant une épaisseur constante),
8. trous normalisés (perçages, mortaises...), Plis de tôle...

### III.3. Les extensions des fichiers

Chaque type de fichier possède une extension qui lui est propre. On retrouve :

- sldprt, pour les fichiers pièce.
- sldasm, pour les fichiers assemblage.
- slddrw, pour les fichiers plans.
- slddrt, pour les fichiers de fond de plan.

Certains formats proposés par le logiciel permettent d'envisager une sauvegarde à long terme.

### III.4. Objectifs

- Créer un objet volumique à partir de sections.
- Utiliser les fonctions élémentaires de création d'un objet mais aussi spline, base bossage lissé, enlèvement de matière par révolution, congé de face, ...

### III.5. Etapes de construction

Dans une première étape, on réalisera l'aubage à partir de 6 sections, chacune étant définie par 9 points, fermée par une spline et transformée en surface plane. Le volume sera ensuite engendré par la fonction de bossage lissé.

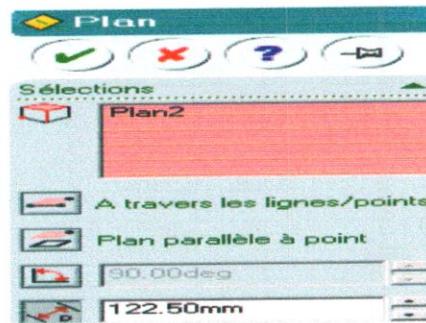
**Remarque :** En effet, dans la réalité le nombre de points définissant une section est très supérieur et il existe des conditions de second ordre (courbure), de même le nombre de sections nécessaires à la définition de l'aubage est beaucoup plus important.

#### A. Mise en place des plans de section

Le plan 2 est réservé pour la section 0.

- a) Dans l'arbre de création, on sélectionne Plan2, puis on clique .

- b) Faire Entrer la valeur 122.5.
- c) Nommez le plan PlanSect1.
- d) Recommencez pour les autres sections.
  - PlanSect2 : valeur 190
  - PlanSect3 : valeur 320
  - PlanSect4 : valeur 442.5
  - PlanSect5 : valeur 456.5



## B. Création des sections

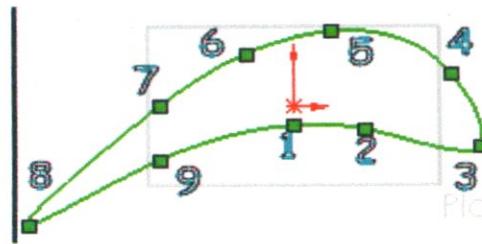
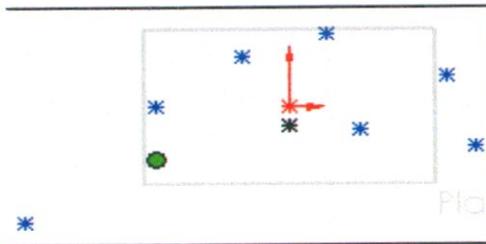
On commence par la section 0.

1. Dans l'arbre de création, on sélectionne Plan2, puis on clique 
2. On Clique sur  , 
3. On Crée les 9 points suivants.

Pt	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0	40	104	88	21.5	-26	-74.5	-147	-74.5
Y	-12	-14.5	-25	20	47	33	0	74	-34

**Tableau 1: Les coordonnées du profil d'aube.**

4. On Clique sur  puis on trace la ligne en respectant l'ordre des points. On va avoir :



5. On Clique sur . Validez.

6. L'esquisse actuelle est transformée en surface plane.

7. Nommez-la : section0

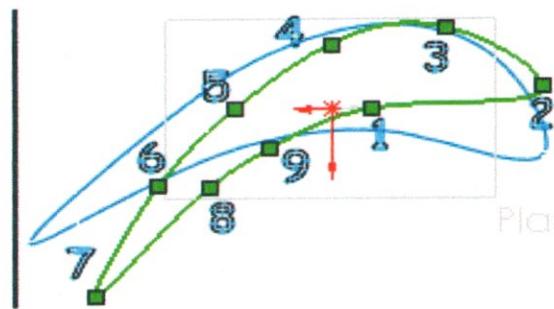
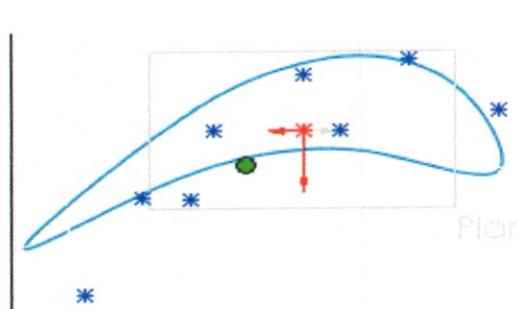
On refait les mêmes étapes pour le reste des profils.

❖ Créez les 9 points suivants :

Pt	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x	-20	-104	-56.2	0	47	84.5	115	60	30
y	0	-12	-45	-36	0	42.6	104	44	22

**Tableau 1 : Les coordonnées du profil d'aube.**

Cliquez . Tracez la ligne en respectant l'ordre des points. Vous devez avoir :



Cliquez . Validez.

Nommez-la : section1

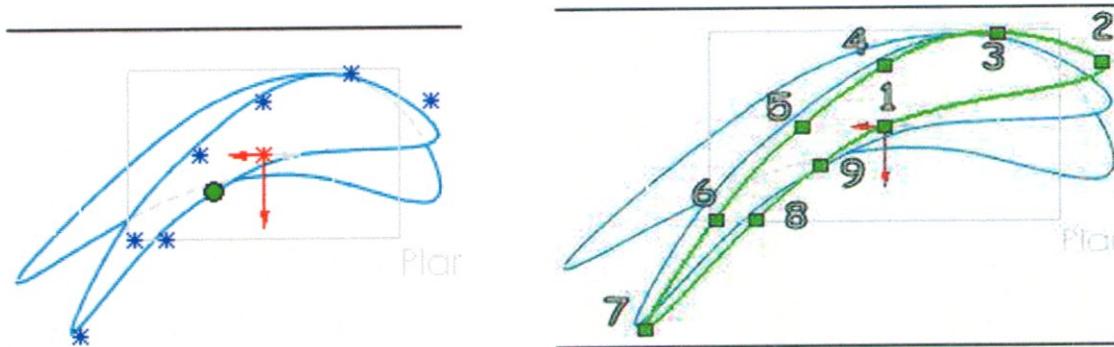
❖ Créez les 9 points suivants :

Pt	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0	-100	-52	0	38	78	110	59	30

Y	0	-32	-48	-31	0	49	106	49	21
---	---	-----	-----	-----	---	----	-----	----	----

Tableau 1: Les coordonnées du profil d'aube.

On obtient :

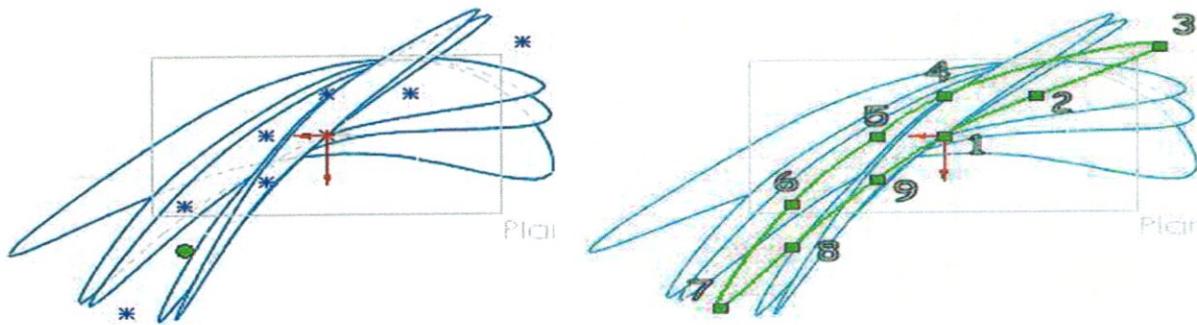


❖ Créez les 9 points suivants :

Pt	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x	0	-39	-90	0	28	63	93	63	28
y	0	-26	-58	-26	0	44	111	72	28.5

Tableau 1: Les coordonnées du profil d'aube.

On obtient :

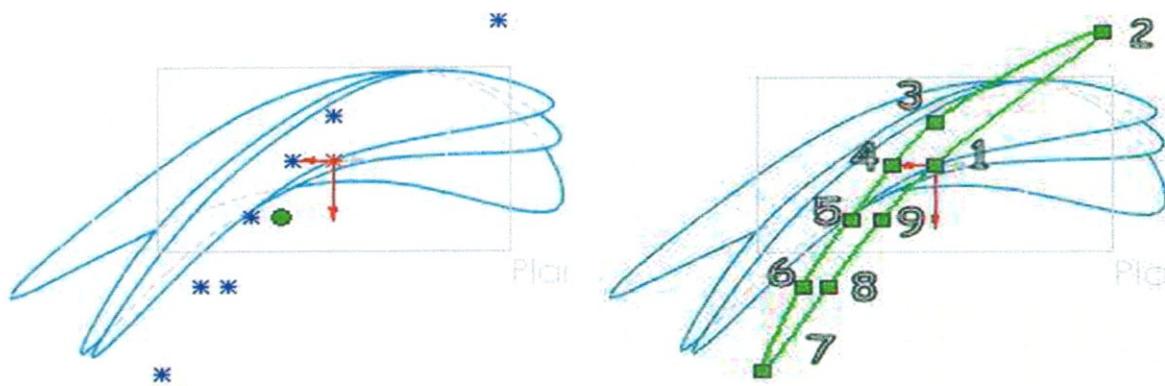


❖ Créez les 9 points suivants :

Pt	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0	-76	0	19	38.5	60	78	48	24
Y	0	-75	-24	0	31	69	116	69	31

Tableau 1: Les coordonnées du profil d'aube.

On obtient :

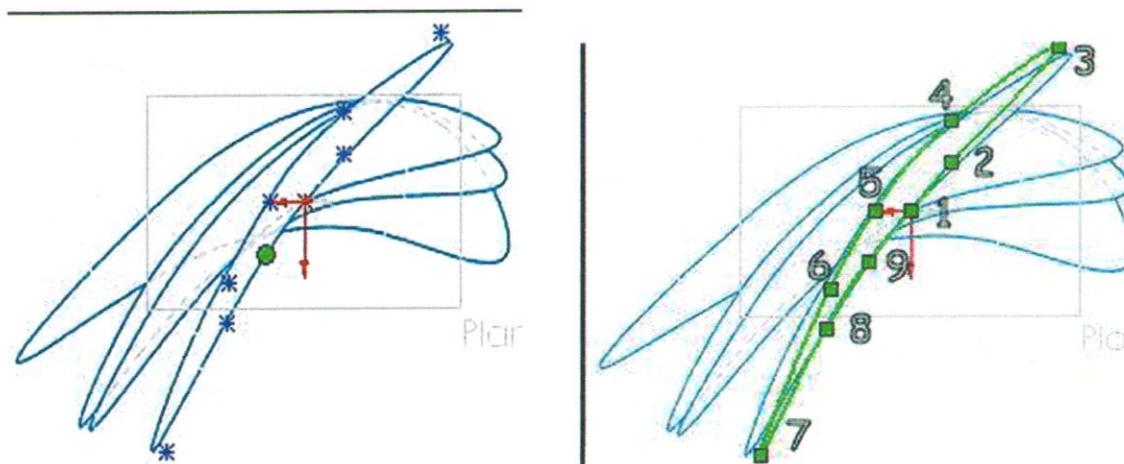


❖ Créez les 9 points suivants :

Pt	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0	-20	-70	-20	17	38	40	20	70.5
Y	0	-23	-78	-43	0	37	56	24	116

Tableau 1: Les coordonnées du profil d'aube.

On obtient :



### C. Création du profil d'aube

Plaçons-nous en perspective isométrique en cliquant sur 

On clique ensuite sur



Sélectionnez le point extrême gauche de chaque profil en partant du bas vers le haut (section 0 ... 5)

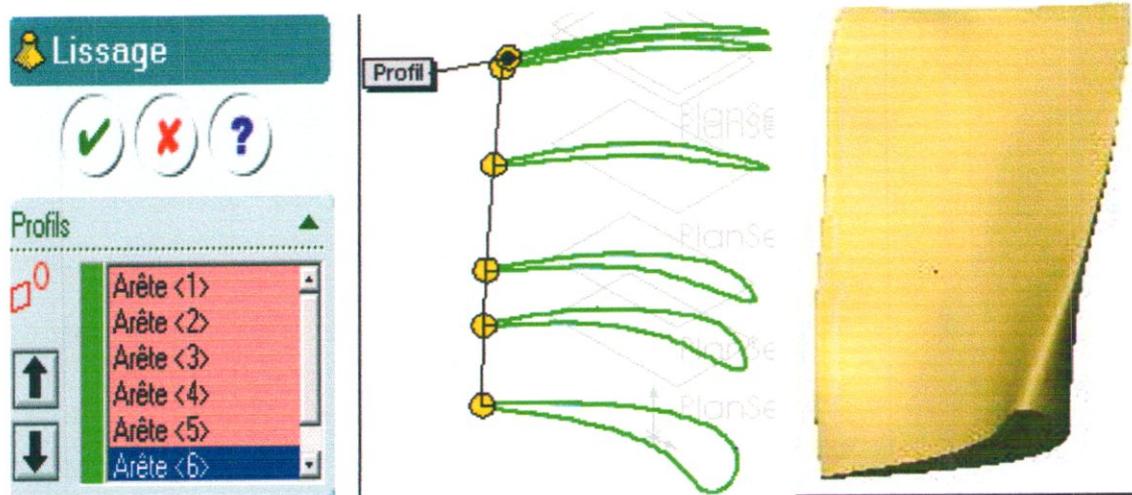


Figure 3 : Profil d'aube.

### III.6. Domaine du calcul d'une aube stator

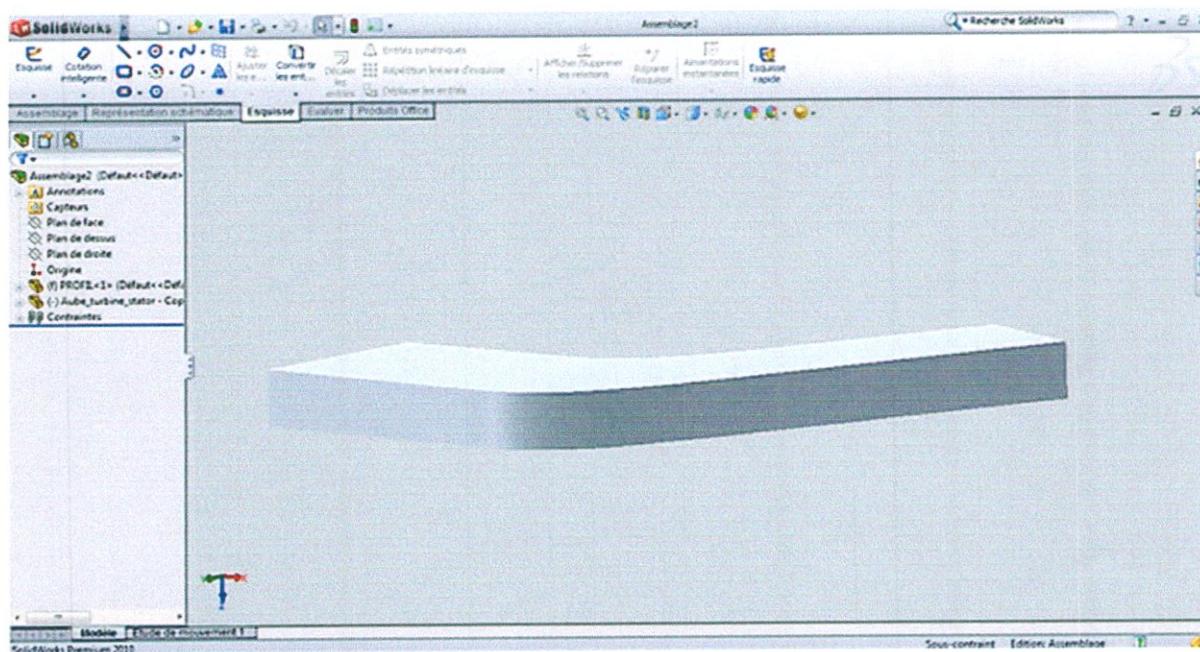


Figure 4 : Domaine de calcul de l'aube stator en 3D.

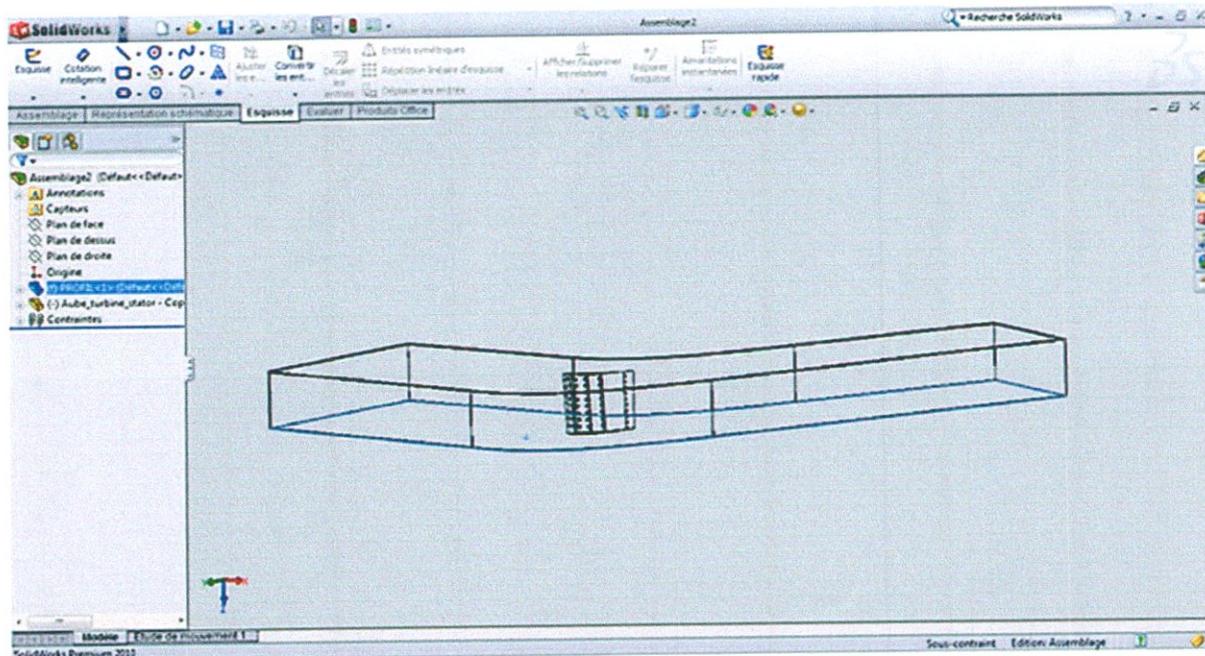


Figure 5 : Domaine de calcul de l'aube stator en 3D.

# LES ETAPES DE SIMULATION PAR FLUENT

## I.1. Principales étapes de la simulation sous Fluent

Cette partie fournit une introduction au Fluent, une explication de ses aptitudes, et des instructions pour paramétrer le solveur. Il explicite les étapes nécessaires pour réussir une simulation d'un problème en mécanique des fluides.

- **Importation du fichier (\*.msh)**

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (\*.msh) généré sous ICEM CFD ou bien GAMBIT.

➤ **File → Read → Case...**

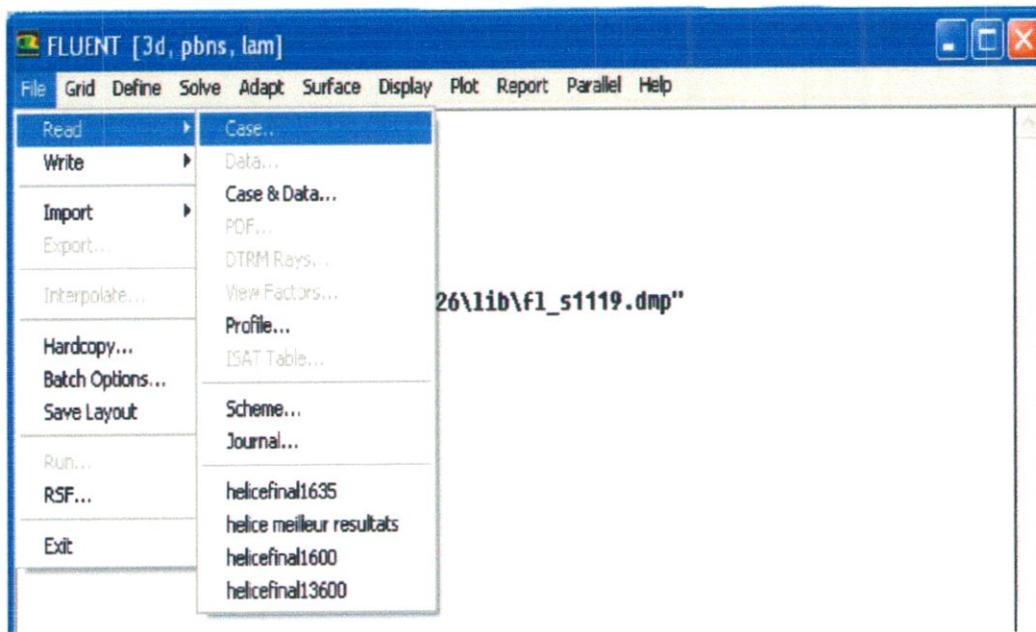
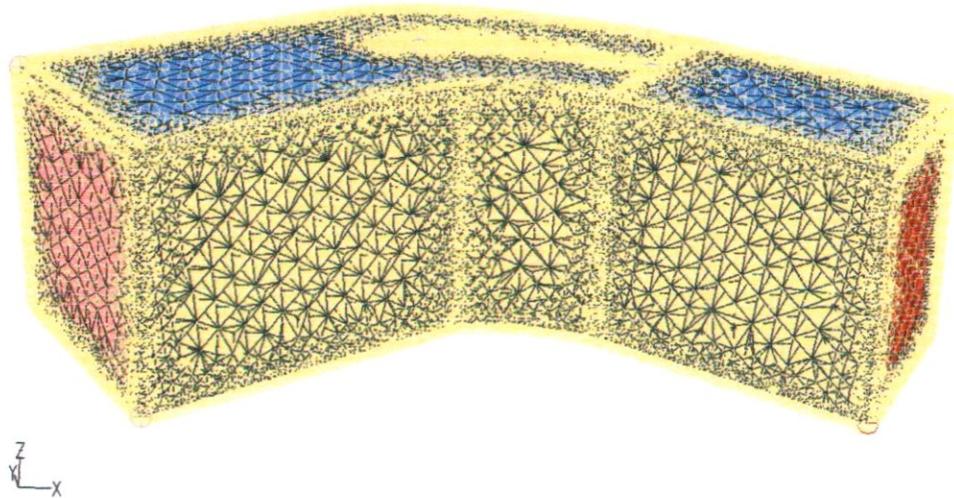


Figure 1: Importation du fichier msh.

- **Affichage de la grille**

➤ **Display → Grid**

Vous pouvez afficher le maillage et il est très judicieux de vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans ICEM CFD ou bien dans GAMBIT.



Grid

 Jun 12, 2010  
 FLUENT 6.3 (3d, dbns exp, rke)

Figure 2 : Affichage de l'aube et vérification des conditions.

- Vérification du maillage importé

➤ **Grid → Check**

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

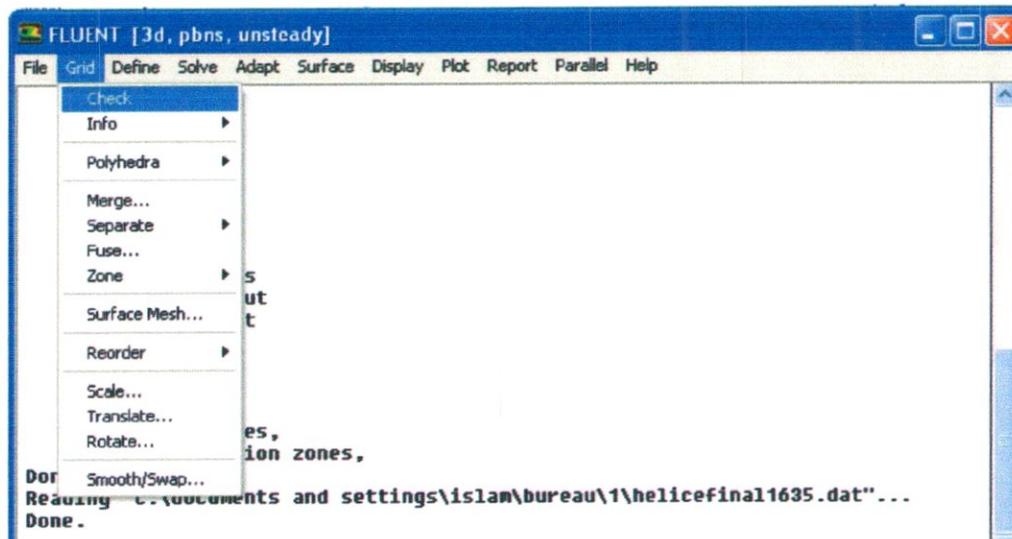


Figure 3 : Vérification du maillage sous Fluent.

- Lissage du maillage (smooth and swap the grid)

- Grid → Smooth/Swap...

Pour s'assurer de la qualité du maillage, il est pratique de lisser le maillage, cliquez sur le bouton Smooth puis sur le bouton Swap. Répétez jusqu'à ce que Fluent affiche que zéro faces sont swapped.

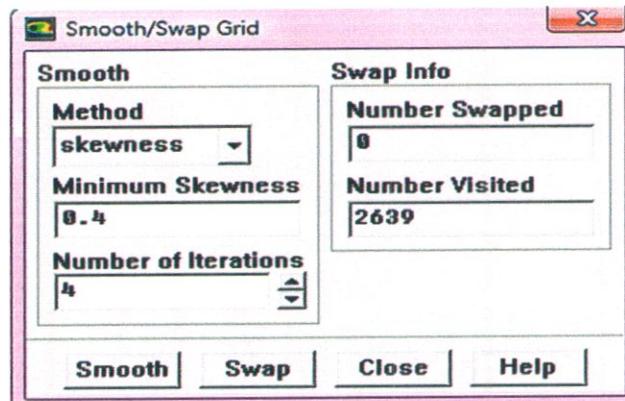


Figure 4 : Lissage du maillage.

- Vérification de l'échelle

- Grid → Scale

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

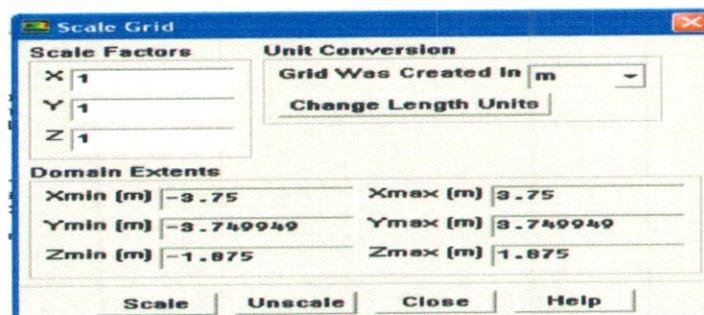


Figure 5 : Vérification des unités

- Choix Du Solveur

- Define → Models → Solver...

- Pressure based Solver : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (ventilateurs, pompes...)

- Density based Solver, les solveurs « coupled implicit » et « coupled explicit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse. C'est là aussi qu'on choisit le régime d'écoulement ; permanent ou instationnaire.

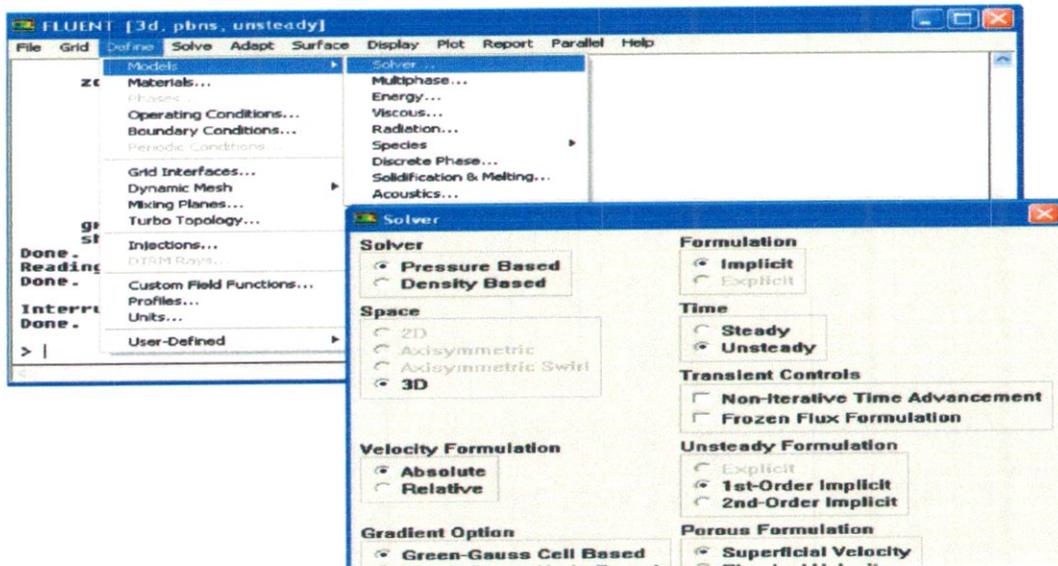


Figure 6 : Choix du solveur sous Fluent.

- Define → Models → Energy...

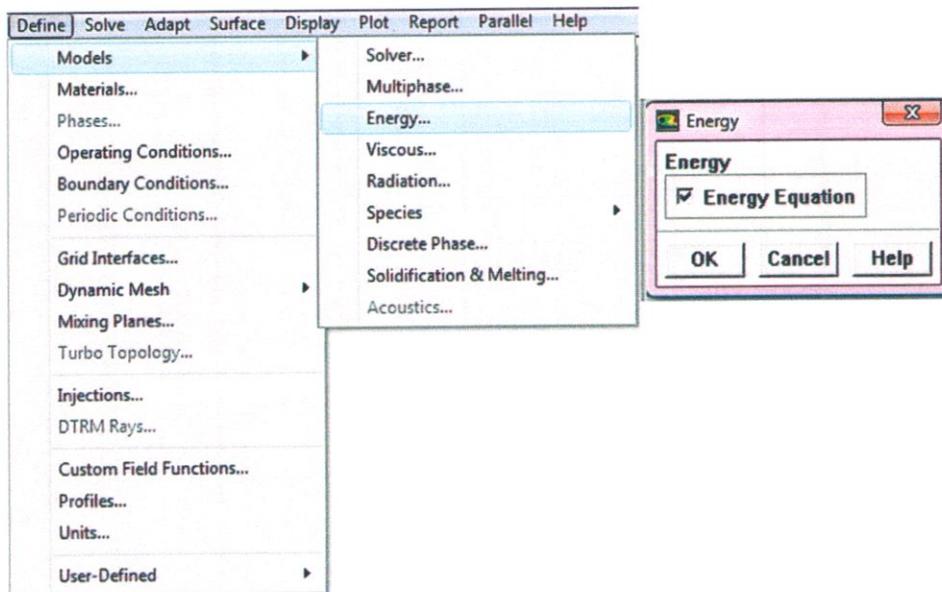


Figure7 : Choix du solveur sous Fluent.

- Choix du modèle de turbulence

- Define → Models → Viscous

Fluent propose différentes modélisations de l'écoulement turbulent. Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc.

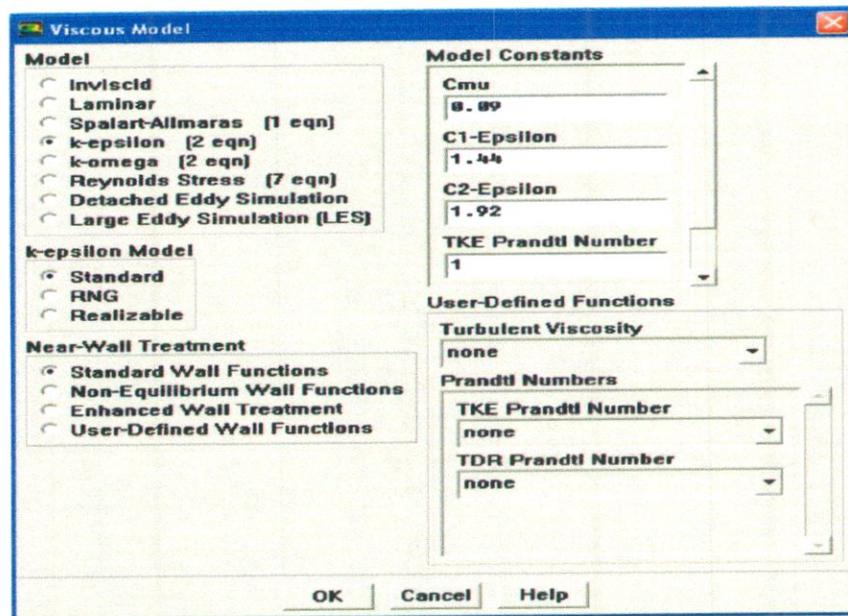


Figure 8 : Choix du modèle de turbulence.

- Définition des caractéristiques du fluide

- Define → Materials

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

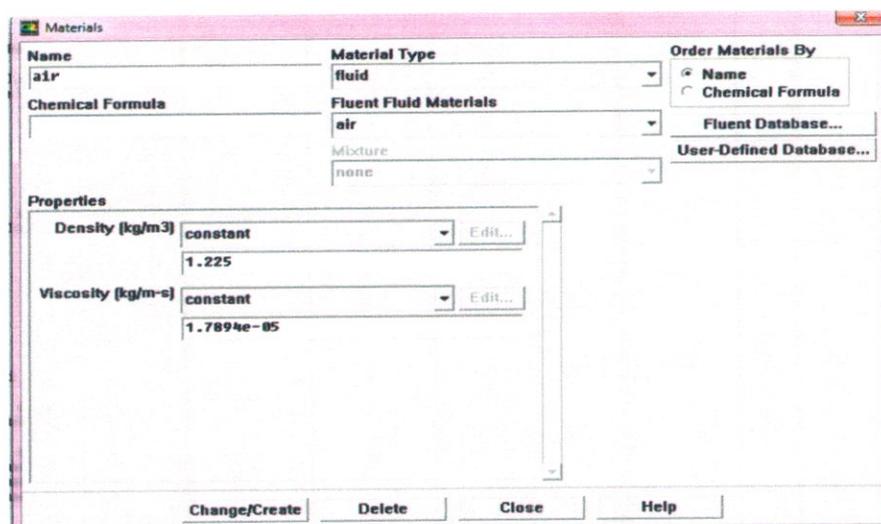


Figure 9 : Définition des caractéristiques du fluide.

- Operating conditions

- Define → Operating conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence « operating conditions ».

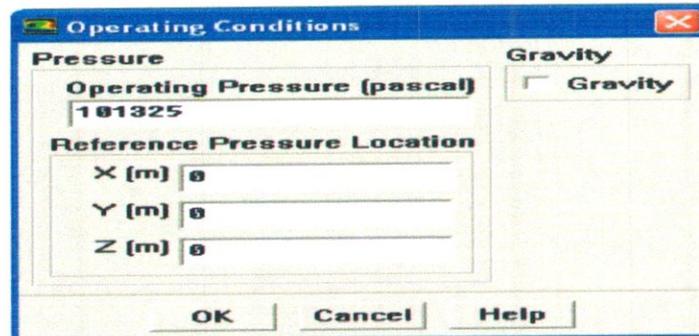


Figure 10 : Choix de la pression de référence.

En effet, Fluent effectue tous les calculs, avec une pression appelée gauge pressure et afin d'éviter les erreurs d'ordre numérique lors du calcul pour des écoulements à faible nombre de mach, la relation liant la pression absolue à la « gauge pressure » est donnée par :  $P_{abs} = P_{op} + P_{gauge}$ . Fluent prend par défaut la valeur de la pression atmosphérique comme operating pressure. Ensuite, il faut choisir les conditions aux limites.

- Conditions aux limites usuelles

- Define → Boundary Conditions

Il faut fixer les valeurs des conditions aux limites :

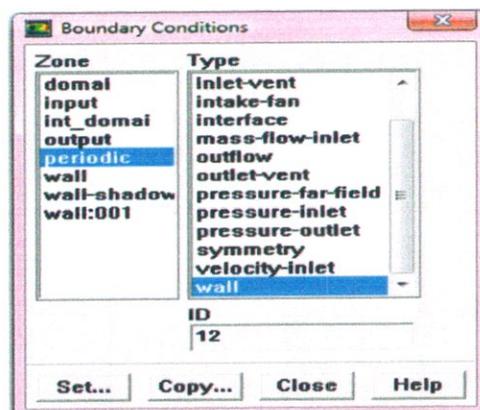


Figure 11 : Les valeurs des conditions aux limites

**Velocity inlet** : utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.

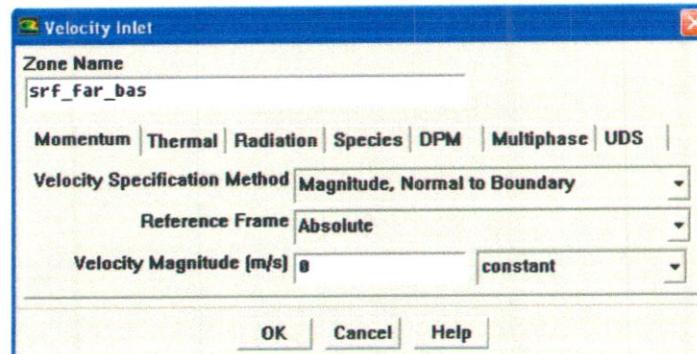


Figure 12 : Velocity inlet.

**Pressure inlet** : utilisée pour les écoulements compressibles et incompressibles.

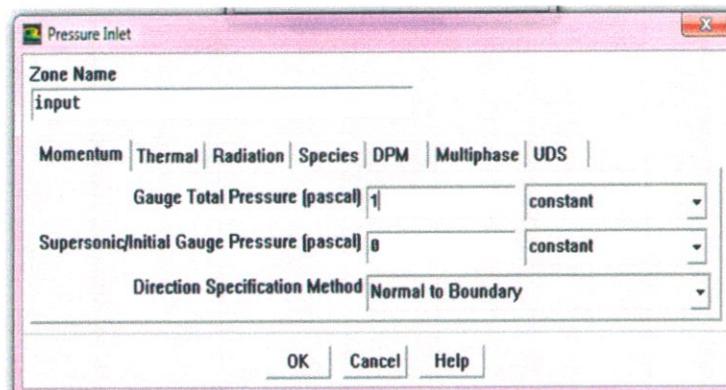


Figure 13 : Pressure inlet.

- Définition de la pression totale

$P_t = p + \rho V^2$  En écoulement incompressible

$P_t = P \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$  En écoulement compressible.

- Mass flow inlet

On impose un débit massique connu à l'entrée, il n'est pas nécessaire d'utiliser **mass flow inlet** en écoulement incompressible.

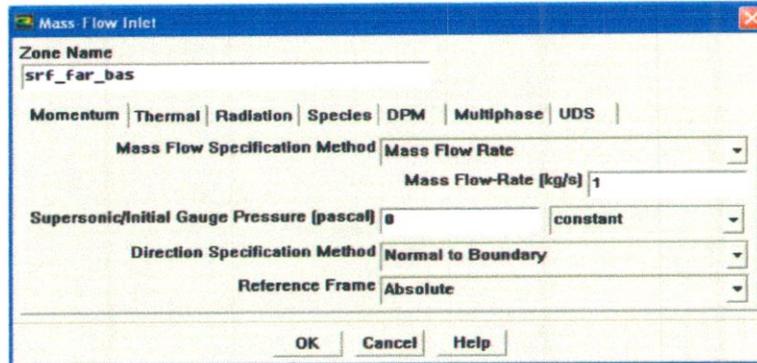


Figure 14 : Mass flow inlet.

- Pressure outlet

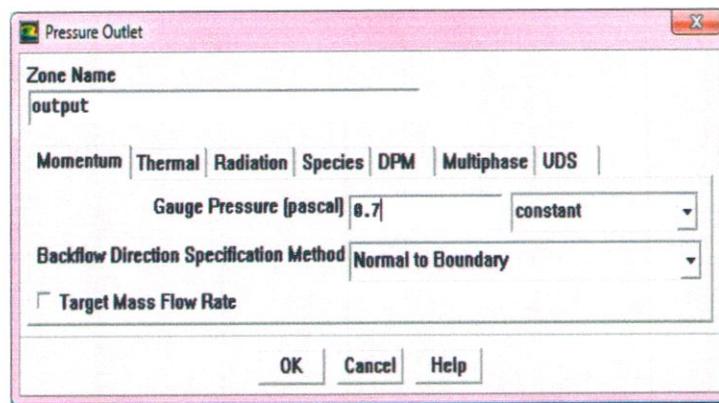


Figure 15 : Pressure outlet.

- ❖ Spécifie la pression statique de sortie.
- L'utilisation de **pressure outlet** sert à définir la pression statique à la sortie.
- L'utilisation de la condition **pressure outlet** au lieu d'**outflow** a souvent comme conséquence une meilleure convergence.
- ❖ Note : Problèmes de retour de débit (Reversed flow)

**Reversed flow** : apparaît lorsque la pression statique dans une maille voisine à la maille qui est sur la frontière est inférieure à la pression imposée en conditions aux limites. Il faut essayer d'éliminer le **Backflow** en éloignant la sortie (en allongeant la sortie).

### Out flow

L'**Out flow** est utilisée pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît a priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie. Il n'est pas approprié pour les calculs suivants :

- Si le problème possède une condition de **pressure inlet**.
- Si vous modélisez un écoulement compressible.
- Si vous modélisez un écoulement instationnaire avec variation de la densité.

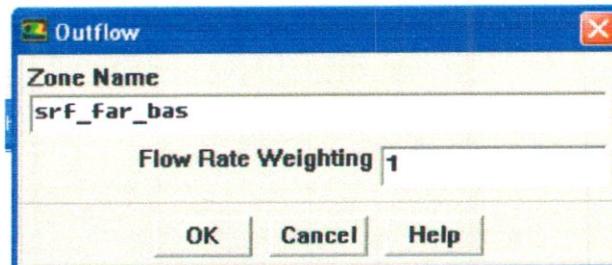


Figure 16 : Out flow.

**Wall** : est utilisé pour délimiter les régions solides des régions fluides. En général on utilise les propriétés d'une paroi lisse c.à.d **Roughness height = 0** et **Roughness constant = 0.5**.

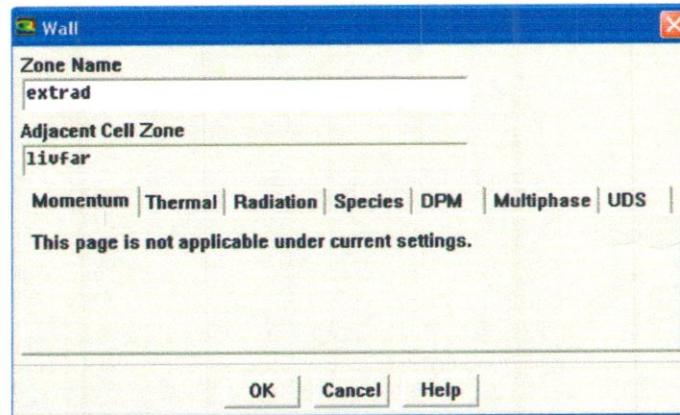


Figure 17 : Wall.

- **Choix des critères de convergence**
- **Solve → Monitors → Residual...**

Il s'agit ici de choisir les critères qui doivent être vérifiés pour que les calculs de la simulation s'arrêtent.

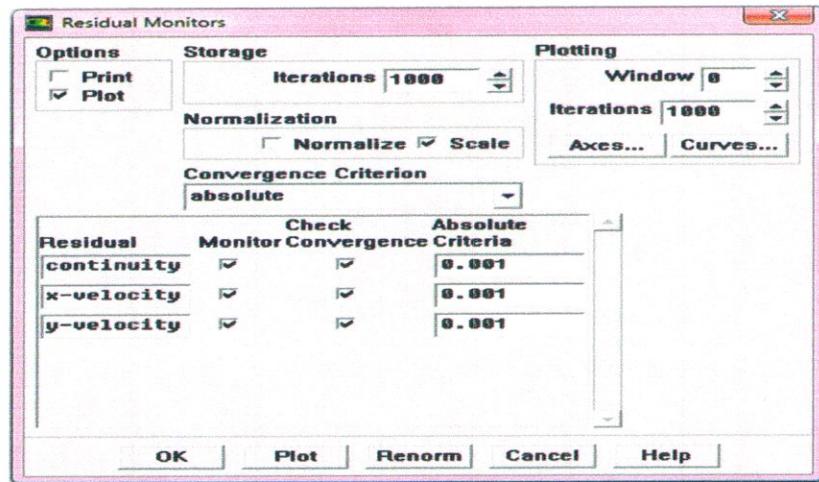


Figure 18 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence.

Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer l'option **Plot**. Il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

#### □ Remarque importante

Les résidus sont calculés à partir des corrections dans les variables ; « pression, vitesse, température... » du problème entre la présente itération et l'itération précédente.

Dans la plupart des cas, le critère de convergence par défaut dans Fluent (residual) est suffisant. La solution converge quand les résidus atteignent  $10E-3$ . Toutefois, dans certains cas il faut pousser les calculs à  $10E-4$  jusqu'à  $10E-6$ . Il n'y a pas de règle universelle.

#### • Initialisation Des Calculs

Il est conseillé dans nombreux cas d'initialiser les calculs aux conditions de l'entrée. Toutefois s'il y a un calcul qui a déjà convergé et que vous désirez changer juste un paramètre (exp. Vitesse d'entrée), il est préférable d'initialiser au calcul précédent déjà convergé.

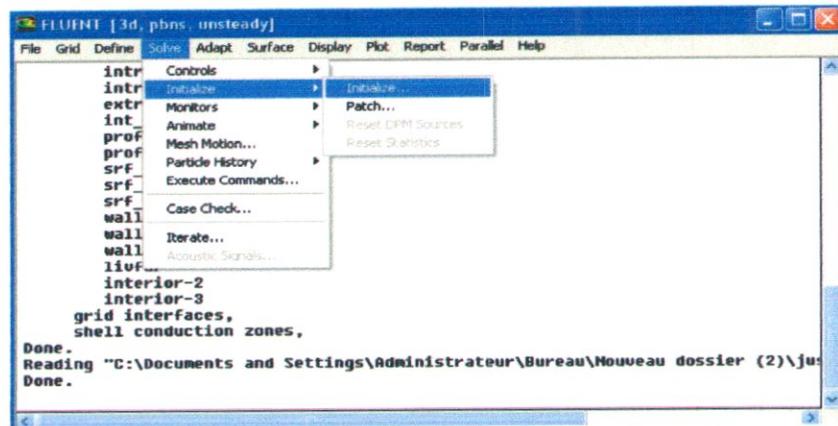


Figure 19 : Initialisation des calculs

- Sauvegarde du fichier \*.cas

- File → Write → Case

Il est conseillé qu'une fois le paramétrage est effectué, de sauvegarder le fichier en format \*.cas. S'il y a un bug (défaut) durant les calculs, il suffit de charger le fichier \*.msh, on n'aura pas à refaire le paramétrage.

- Lancement de la simulation

- Solve → iterate

Le paramétrage étant effectué, il ne reste plus qu'à choisir le nombre d'itérations que Fluent devra réaliser.

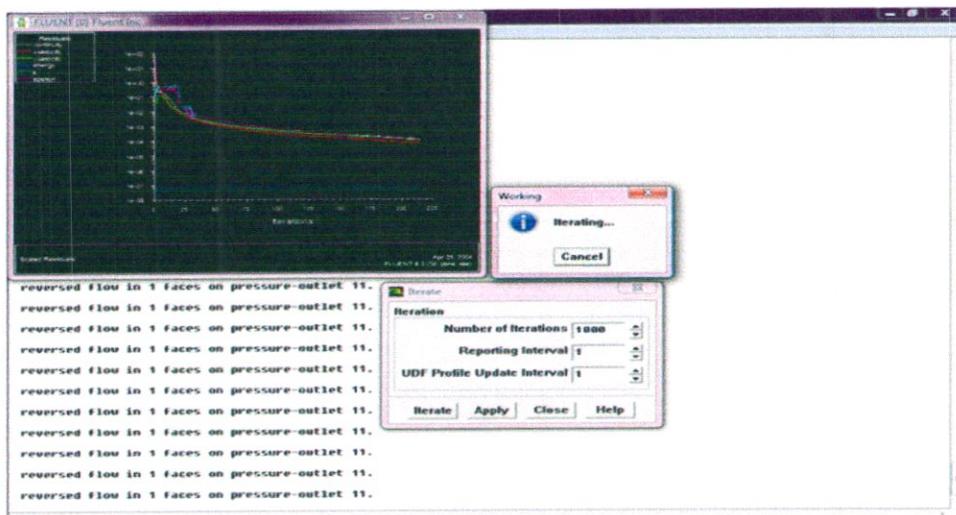
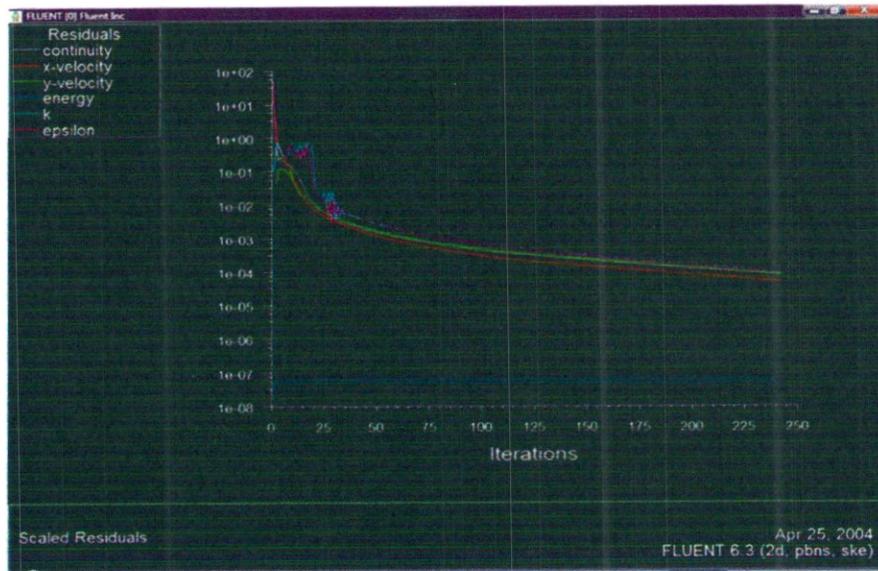
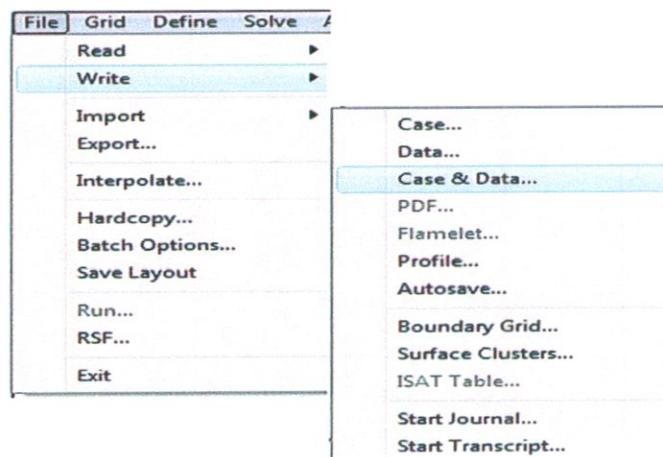


Figure 20 : Lancement de la simulation



**Figure 21 : Lancement de la simulation**



**Figure 22 : Enregistrement des résultats.**

- Post traitement numérique de la solution

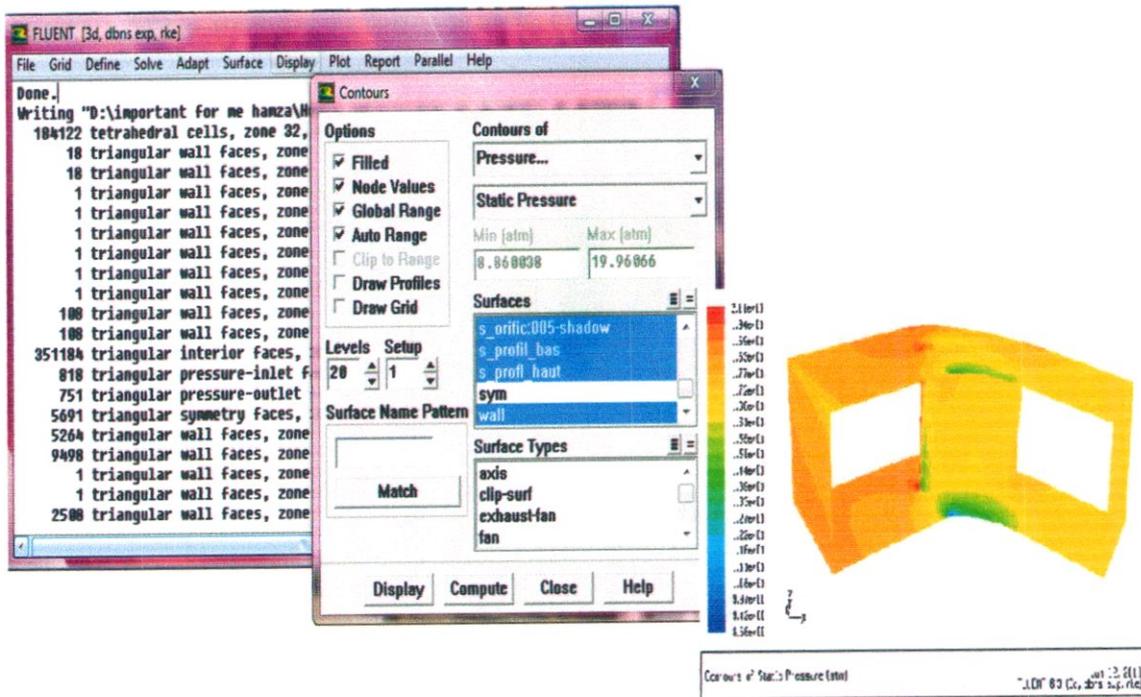


Figure 23 : visualisation des résultats.