

Résumé

Dans ce projet, on a étudié l'écoulement à travers une grille d'aubes d'une turbine (stator plus rotor) en utilisant des codes de calcul commerciaux. Pour cela, on a construit en premier lieu la géométrie à partir d'une série des coordonnées des points constituant les profils d'aubes du stator et du rotor en utilisant le code SOLIDWORKS, et puis on a généré le maillage en utilisant le code GAMBIT, et finalement on a étudié l'écoulement à travers les géométries construites en utilisant le code FLUENT.

Abstract

In this project, we studied the flow through a cascade of turbine blades (stator plus rotor) by using commercial computer codes. We first built the blades geometry in SOLIDWORKS using coordinates points then we generated meshes using GAMBIT and finally we studied the flow through these geometries using the FLUENT code.

ملخص

في هذا المشروع درسنا التدفق عبر شبكة الشفرات الدوارة في المحرك (الجزء الثابت و الجزء الدوار)

وذلك باستعمال المفاتيح الحاسوبية التجارية. إذ بدأنا بهندسة مقطع من هذه الشفرات باستعمال SOLIDWORKS

ثم تجزئة المقطع إلى أجزاء صغيرة باستعمال GAMBIT وأخيرا دراسة التدفق باستعمال مفتاح FLUENT

SOMMAIRE

Introduction.....	01
 CHAPITRE I : GENERALITEES SUR LES TURBINES REFROIDIES	
I.1 Introduction.....	02
I.2 Fonctionnement de la turbine.....	02
I.3 le système de refroidissement.....	04
I.3.1 Progrès de matériaux et protection thermique	06
I.3.2 Refroidissement par liquide.....	06
I.3.3. Refroidissement par gaz.....	06
I.4 Les techniques de refroidissements internes.....	07
I.4.1 Prélèvement de l'air de refroidissement.....	07
I.4.2 Refroidissement interne pour aubages des turbines.....	08
I.4.2.1 Convection interne forcée	08
A. Refroidissement par tubes	09
B. Conduites avec promoteurs de turbulence	10
C. Pin fin (aiguilles).....	12
I.4.2.2 Refroidissement par impact de jet	13
I.6 Techniques de refroidissements externes	16
I.6.1 Refroidissement par film (Film-cooling).....	16
I.6.1.1 Film refroidisseur bidimensionnel fentes sur surface plate	18
A. Analyse phénoménologique du jet unique	18
B. Remarques sur le principe de superposition des effets	19
I.6.1.2 Paramètres caractéristiques.....	19
I.6.1.3 Application.....	20
-Trous elliptiques à inclinaison latérale	20
-Trous évasés.....	21
-Influence de la turbulence sur l'efficacité du film refroidisseur.....	21
-Influence du gradient de pression sur le film refroidisseur.....	21
-Vitesse d'injection du fluide de refroidissement.....	22

-Échange thermique et efficacité du film refroidisseur.....	22
-Effet de la rugosité superficielle sur le film refroidisseur.....	23
-Effet de l'obstruction partielle des trous	23
I.6.2 Refroidissement par transpiration	24
I.6.2.1 Application industrielle de l'effusion	26

CHAPITRE II : MODELISATION DES ECOULEMENTS DANS LES TURBOMACHINES

II.1 Introduction	27
II.2 Le modèle SRF (repère de référence simple).....	27
II.3 Modèle MRF	28
II.3.1 Implications du modèle MRF.....	29
II.4 Modèle plan de mélange (MPM)	29
II.4.1 Limitations des plans de mélange.....	30
II.5 Modèle maillage coulissant (SMM)	30
II.5.1 Interfaces coulissantes.....	32
II.6 Les équations de Navier Stoks ; Formulation en maillage fixe.....	32
II.6.1 Formulation en vitesse relative (FVR).....	34
II.6.2 Formulation en vitesse absolue (AVF)	35
II.7 Equations de Navier Stocks, Formulation en maillage mobile	35
II.8 Schémas de discrétisation	37
II.8.1 Terme instationnaire	38
II.8.2 Terme convectif.....	39
II.8.3 Terme diffusif	39
II.8.4 Terme source.....	40
II.8.5 Résolution et convergence.....	40

CHAPITRE III : ETAPES DE SIMULATIONS

III .1 Introduction.....	41
III.2 Utilité et attentes de la CFD en ingénierie.....	41
III.2. 1 Outils de la mise en œuvre	41
III.2.1.1 Ressources humaines.....	42
III.2.1.2 Logiciels commerciaux.....	42
III.2.1.3 Ordinateurs	42
III.3 Étapes d’une simulation	42
III.3.1 Représentation d’une géométrie.....	43
III.3.2 Maillage	43
III.3.3 Nécessité des modèles.....	44
III.3.4 Conditions aux frontières.....	44
III.3.5. Solveur	45
III.3.6 Traitement des résultats	45
III.3.7 Validation expérimentale	45
III.4 solide Works	46
III.4.1.Définition.....	46
III.4.2 Cas étudié : Construction de la géométrie :.....	47
III.4.2.1 L’aube du stator	47
III.4.2.2 L’aube du rotor	50
III.4.2.3 Domaine de calcul stator	51
III.4.2.4 Domaine de calcul rotor	52
III.5 Logiciel GAMBIT.....	54
III.5.1 Définition	54
III.5.2 Choix du type de maillage	54
III.5.2.1 Maillage structuré (quadra/hexa).....	54
III.5.2.2 Eléments de maillage non structuré.....	55
III.5.2.3 Maillage hybride.....	55

III.5.3 Techniques générales de génération du maillage.....	56
III.5.4 Qualité d'un maillage	56
III.5.4.1 Distorsion	56
A. Calcul basé sur le volume équilatéral :	57
B. Calcul basé sur la déviation angulaire :.....	57
III.5.5 Génération des maillages par GAMBIT.....	58
III.5.5.1.Validation du maillage.....	62
A. stator.....	62
B. Rotor	65
III.6 Logiciel Fluent	65
III.6.1 Configuration SMM	66
III.6.1.1 Résolution des problèmes de SMM	67
III.6.2 Modèle de calcul aérodynamique d'un étage turbine.....	68

CHAPITRE IV : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

IV.1 Modèle de validation sur FLUENT.....	71
IV.1.1 Les conditions aux limites.....	72
IV.1.2 Les conditions initiales.....	73
IV.1.3 Cas stationnaire.....	73
IV.1.3.1 coefficient de portance.....	73
IV.1.3.2 contours de pression statique.....	74
IV.1.3.3 Contours du champ des vitesses.....	75
IV.1.3.4 Résultats du résiduel.....	76
IV.1.4 Cas instationnaire (rotor en mouvement).....	77
IV.1.4.1 Coefficient de portance.....	77
IV.1.4.2 Contours du champ des vitesses à $t=0.1s$	78
IV.1.4.3 Contours des pressions statiques à $t=0.1s$	79
IV.1.4.4 coefficient de pression a $t=0.1s$	80
IV.1.4.5 contours de pression statique à $t=0.107 s$	81
IV.1.4.6 Résultats du résiduel.....	82
IV.1.4.7 contour de la pression statique	84
IV.1.4.8 contour de nombre de Mach	85
IV.2 Cas d'un écoulement transsonique.....	86

IV.2.1 Présentation de contours de pression statique	86
IV.2.2 Présentation de contours de nombre de Mach.....	87
IV.3 Cas de transfert thermique.....	89
IV.3.1 Les conditions aux limites.....	89
IV.3.2 Cas stationnaire.....	92
IV.3.2.1 Résultats du résiduel	92
IV.3.2.2 Présentation de contours de pression statique	93
IV.3.2.3 Présentation de contours de nombre de Mach.....	93
IV.3.2.4 Présentation de contours de température totale.....	94
IV.3.3 Cas instationnaire.....	95
IV.3.3.1 Résultats du résiduel.....	95
IV.3.3.2 Présentation de contours de pression statique.....	95
IV.3.3.3 Présentation de contours de nombre de Mach.....	96
IV.3.3.4 Présentation de contours de température totale.....	97

CONCLUSION

ANNEXES

BIBLIOGRAPHIE

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : La turbine.....	02
Figure I.2: Une aube turbine.....	03
Figure I.3: Refroidissement par convection forcée interne.....	07
Figure I.4: Transfère de chaleur par convection.....	08
Figure I.5: Exemple de profil d'aubage refroidi avec des tubes [1].....	09
Figure I.6: Exemple d'aubage refroidi Conduites avec inserts	11
Figure I.7 : Flux secondaire aux effets de la rotation	11
Figure I.8: Exemple d'emploi d'aiguilles (pin fin).....	12
Figure I.9:(Pinfin) décalées enlignes dans un aubage.....	12
Figure I.10: Refroidissement par impact de jet.....	13
Figure I.11:Exemple d'une tuyère refroidie par jet d'impact.....	14
Figure I.12: Impact de jet.....	14
Figure I.13:Refroidissement par film.....	15
Figure I.14:Exemple d'une tuyère refroidie par film refroidisseur.....	17
Figure I.15:Paramètres caractéristiques du film (cooling refroidisseur).....	19
Figure I.16 : Exemple de trous partiellement obstrué.....	23
Figure I.17: Refroidissement par transpiration.....	24
Figure I.18: Comparaison des procédures de refroidissement par Film et par effusion Et transpiration	24
Figure I.19: Exemple de réalisation de refroidissement par effusion.....	25
Figure II.1 : L'illustration du modèle SRF.....	28
Figure II.2 : Implications du modèle MRF.....	29
Figure II.3: les interactions instationnaires	31
Figure II.4: modèle maillage coulissant (SMM).....	31
Figure II.5: Interfaces coulissantes.....	32
Figure II.6 : repère de référence rotative.....	33
Figure II.7 : Le triangle des vitesses.....	33

Figure II.8 : Illustration de maillage coulissant.....	36
Figure III.1 : Interface de Solidworks.....	47
Figure III.2 : Les splines.....	47
Figure III.3 : points formant le profil d'aube stator.....	48
Figure III.4 :profil d'aube stator.....	48
Figure III.5 : profil d'aube stator pour le faire pivoter autour de l'origine.....	49
Figure III.6 : Trous.....	49
Figure III.7 : Aube stator	50
Figure III.8 : profil rotor avec incidence.....	50
Figure III.9 : Domaine de calcul de l'aube du stator.....	51
Figure III.10 :La surface de lissage de l'aube de stator.....	51
Figure III.11 : Domaine de calcul rotor.....	52
Figure III.12 : La surface de lissage de l'aube de rotor.....	52
Figure III.13 : Domaine de calcul stator et rotor.....	53
Figure III.14 :La surface de lissage de l'étage.....	53
Figure III.15: Maillage structuré et non structuré.....	55
Figure II.16: La distorsion.....	57
Figure III.17: Déviation angulaire.....	57
Figure III.18: Indépendance de la solution du maillage.....	58
Figure III.19 : Interface de GAMBIT.....	59
Figure III.20 : maillage de la géométrie de stator.....	60
Figure III.21: Maillage au niveau du bord de fuite.....	60
Figure III.22 : Maillage au niveau des orifices des cavité.....	61
Figure III.23 : Maillage de la géométrie de rotor.....	61
Figure III.24: validation de maillage au niveau de face1(face bleu).....	62
Figure III.25:validation de maillage au niveau de face2(face bleu).....	63
Figure III.26: validation de maillage au niveau de face3(face bleu).....	63
Figure III.27:validation de maillage au niveau de face4(face bleu).....	64
Figure III.28 : validation de maillage au niveau de face5(face bleu).....	64
Figure III.29: validation de maillage au niveau de rotor.....	65
Figure III.30: Interface de FLUENT.....	66
Figure III.31 : Configuration de SMM.....	67
Figure III.32 : Résoudre les problèmes de SMM (Iterate).....	67
Figure III.33: étage rotor-stator.....	68

Figure III.34: Conditions aux limites d'un étage (stator-rotor).....	69
Figure IV.1 : modèle de validation.....	72
Figure IV.2 : coefficient de portance (FLUENT).....	73
Figure IV.3 : Coefficient de portance (nos résultats).....	74
Figure IV.4 : Contours des pressions statiques (FLUENT).....	74
Figure IV.5: Contours des pressions statiques (nos résultats).....	75
Figure IV.6 : champ des vitesses (FLUENT).....	75
Figure IV.7 : champ des vitesses (nos résultats).....	76
Figure IV.8 : Le Résiduel.....	77
Figure IV.9 : Coefficient de portance (FLUENT).....	77
Figure IV.10 : Coefficient de portance (nos résultats).....	78
Figure IV.11 : champ des vitesses (FLUENT).....	78
Figure IV.12 : champ des vitesses (nos résultats).....	79
Figure IV.13: Contours des pressions statiques (FLUENT).....	79
Figure IV.15 : Coefficient de pression (FLUENT).....	80
Figure IV.16 : Coefficient de pression (nos résultats).....	81
Figure IV.17 : Contours des pressions statiques (FLUENT).....	81
Figure IV.18 : Contours des pressions statiques (nos résultats).....	82
Figure IV.19 : Le Résiduel.....	83
Figure IV.20 : Contours de la pression statique.....	84
Figure IV.21 : Contours du nombre de Mach.....	85
Figure IV.22 : Contours de la pression statique.....	86
Figure IV.23 : Contours du nombre de Mach (cas stationnaire).....	87
Figure IV.24 : Contours du nombre de Mach (cas instationnaire).....	88
Figure IV.25 : Un étage (stator-rotor).....	89
Figure IV.26 : conditions aux limites d'un étage (stator-rotor).....	89
Figure IV.27 : Le Résiduel.....	92
Figure IV.28 : Contours de pression statique.....	93
Figure IV.29 : Contours de nombre de Mach.....	93
Figure IV.30: Contours de température totale.....	94
Figure IV.31 : Le Résiduel.....	95
Figure IV.32: Contours de pression statique.....	95
Figure IV.33 : Contours de nombre de Mach.....	96
Figure IV.34: Contours de température totale.....	97

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III. 1 .La qualité de maillage en fonction de F_d	58
Tableau III. 2 : Conditions aux limites.....	69
Tableau IV. 1 : Conditions aux limites.....	90

INTRODUCTION

Les calculs d'application générales et les simulations aérothermodynamiques réalisées à l'aide des outils informatiques (logiciels, station de travail, modélisation par éléments finis en 2D/3D, ...etc.) sont nécessaires et plus appropriées pour bien cerner et dégager les problématiques d'une étude et du développement d'un produit.

L'outil CFD (Computational Fluid Dynamics) devient de plus en plus intéressant surtout après le saut énorme dans le domaine informatique en terme de vitesse des processeurs et d'espace mémoire disponible. Ce qui rend la CAO (conception assistée par ordinateur) et la simulation numérique des phénomènes physiques plus économiques et plus rapides que les méthodes classiques.

La méthodologie générale d'un calcul qui consiste en la création des pièces et assemblages, générateur du maillage et définition des conditions aux limites, et en fin la résolution avec un solveur.

On a suivi la même stratégie ; on a construit les étages en deux dimensions et on a fixé la forme du domaine de calcul à l'aide de SOLIDWORKS en enregistrant les géométries construites sous format ACIS. Puis on a généré le maillage tétraédrique non structuré avec GAMBIT et qu'on a exporté vers le solveur FLUENT.

L'organisation de ce projet qui a un caractère purement numérique est comme suite :

- Généralité sur la turbine et les différents systèmes de refroidissement sont présentés au premier chapitre.
- Dans Le deuxième chapitre nous avons présente la modélisation des écoulements dans les turbomachines.
- Le troisième chapitre présente les étapes de simulation.(CFD).
- Dans le quatrième chapitre concerne les résultats et l'interprétation.
- En fin une conclusion générale.

I.1 Introduction

Les propulseurs qualifiés de directs sont ceux qui produisent directement une force appelée poussée.

Ces moteurs équipent la plupart des avions commerciaux et militaires dont le Mach d'utilisation est situé entre 0,8 et 2,5. L'évolution des moteurs à flux continu (turbine à gaz, turbo-réacteurs...) est orientée vers la recherche de l'amélioration du rendement thermique, et c'est pour cela que les motoristes cherchent toujours à : augmenter la température devant la turbine, augmenter le taux de compression, augmenter les rendements et diminuer les pertes de charges.

Les températures maximales des gaz de combustion peuvent alors dépasser sensiblement les températures admissibles des matériaux, et les aubes de turbine voient leur résistance mécanique compromise. L'augmentation du taux de compression entraîne quant à elle une élévation de la température de l'air de refroidissement. Ces éléments impliquent la conception de systèmes de refroidissement de plus en plus efficaces.

I.2 Fonctionnement de la turbine

La turbine est composée de différents étages. Chaque étage est constitué d'un disque mobile avec ses aubes (ROTOR) entraîné par la détente des gaz, d'un disque d'aube fixes (STATOR) redresseur.

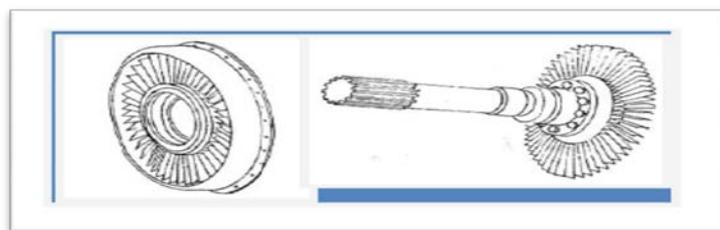


Figure I.1 : La turbine



Figure I.2: Une aube turbine

On peut atteindre des températures extrêmes qui sont supérieures à la température de la fusion de l'alliage des aubes.

La turbine transforme l'énergie cinétique et thermique des gaz en énergie mécanique.

La turbine est reliée au compresseur par un axe central. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappements qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de compresser de l'air.

Le principal rôle de la turbine est donc de faire tourner le compresseur. Il y a donc plusieurs turbines pour assurer la rotation des différents compresseurs.

La turbine et le compresseur sont reliés par un arbre de transmission toujours creux, dont le diamètre peut atteindre celui du disque de l'étage le plus aval du compresseur.

Dans le cas des réacteurs à double corps, les arbres qui relient turbine et compresseur basse et haute pression sont concentriques. Les aubes des turbines sont

exposées d'une part à la température extrême des gaz chauds, et d'autre part à une force centrifuge dues à la rotation.

I.3 le système de refroidissement

Il est connu que la puissance de la turbine dépend de la température des gaz à l'entrée de celle-ci. Ainsi pour augmenter la puissance les lois thermodynamiques ont conduit à rechercher une température entrée turbine la plus élevée possible.

Le niveau de température est cependant limité, à durée de vie donnée par la technologie disponible. Un volume important de travaux de recherche est donc à réaliser dans le but de repousser les barrières technologiques.

Les matériaux utilisés doivent supporter à la fois :

- Les températures élevées.
- Les contraintes (mécaniques, thermiques, chimiques).

Les alliages réfractaires très spécifiques et des procédés très pointus (métallurgie des poudres pour les disques, coulée microcristalline pour les aubes) sont ainsi mis au point.

L'efficacité des circuits de refroidissement doit être maximale car un prélèvement sur le cycle de l'air nécessaire s'accompagne d'une perte de rendement

global ; c'est là encore un domaine de prédilection pour l'aérodynamique et ses méthodes de simulation numérique.

Les parties du turboréacteur qui ont reçu un intérêt particulier par le refroidissement sont les aubes de turbines. Celles-ci peuvent être refroidies par différentes méthodes, chacune d'elle utilise un fluide de refroidissement qui passe à travers l'aube afin que celle-ci garde sa résistance.

Le refroidissement avec du liquide est plus efficace mais une installation de refroidissement de ce genre dans l'aviation est très complexe. Cependant le refroidissement par air est très souvent utilisé car il permet une efficacité appréciable.

L'air venant du compresseur est introduit dans les aubes de turbine par leurs racines. En entrant dans l'aube l'air refroidit aussi le bord du disque de la turbine, la grille d'entrée et l'enveloppe de la turbine sont aussi refroidies.

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur dans une conduite fermée. Par conséquent pour obtenir un grand échange de chaleur dans de tels systèmes il est nécessaire de satisfaire les deux exigences suivantes :

- Un écoulement du fluide de refroidissement bien étudié.
- Une grande surface de transfert.

I.3.1 Progrès de matériaux et protection thermique

Nous ne pouvons traiter du refroidissement des aubes de turboréacteurs sans évoquer l'évolution des matériaux qui permet notamment d'abaisser la température du Métal de l'aubage et incidemment de simplifier les systèmes de refroidissement.

Deux axes sont développés dans ce sens :

- Il s'agit de l'utilisation des céramiques, qui résistent à de plus fortes températures. Leurs caractéristiques mécaniques ne permettent pas pour l'instant une utilisation dans les parties mobiles de la turbine. Citons le développement en cours de composites à matrice céramique, plus prometteur.

- Le deuxième axe est la protection de l'alliage des aubes par un revêtement constituant une barrière thermique. Le matériau de revêtement est une céramique de zircone ZrO_2 , dont la tenue mécanique est assurée jusqu'à 1350 °C.

Auparavant existante pour d'autres parties du moteur, l'utilisation de ces protections a débuté au milieu des années 80 pour les turbines.

Cette technique permet soit d'augmenter la durée de vie des éléments pour une température de fonctionnement donnée, soit, pour une durée de vie similaire, d'augmenter la température des gaz supportable par les aubes et donc de simplifier le système de refroidissement.

I.3.2 Refroidissement par liquide

Cette méthode de refroidissement est actuellement abandonnée, elle présente l'inconvénient de nécessiter des aubes creuses et de plus le liquide de refroidissement qui est l'eau (l'eau possède une forte chaleur latente d'évaporation) doit être avionnée ce qui diminue la charge marchande. 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.

I.3.3. Refroidissement par gaz

Le refroidissement à gaz est exclusivement réalisé par air prélevé du cycle moteur au niveau du compresseur.

De l'air frais est prélevé d'un ou plusieurs étages du compresseur haute pression et acheminé jusqu'aux aubes stator et rotor de la turbine. On distingue quatre grands procédés :

- | | | |
|---------------------------------------|---|---------|
| 1- Refroidissement par convection. | } | Interne |
| 2- Refroidissement par impact de jet. | | |
| 3- Refroidissement par film | } | Externe |
| 4- Refroidissement par transpiration | | |

I. 4 Les techniques de refroidissements internes

I.4.1 Prélèvement de l'air de refroidissement

L'air est extrait soit en fond de chambre de combustion (juste avant le mélange avec le combustible), d'où il est emmené par une canalisation puis éjecté dans les parties à refroidir, soit directement dans un étage du compresseur depuis lequel une veine externe le conduit à destination.

Pour des raisons géométriques, une question de rendement (moins de conduite équivaut à moins de pertes de charge) et pour diminuer la masse du moteur (moins de conduite implique un gain de masse), le premier type de prélèvement sert à refroidir les premiers étages (Haute Pression).

Le prélèvement direct dans le compresseur est utilisé pour refroidir les étages suivants ; il permet de réguler le débit du fluide de refroidissement.

Parmi les différents modes de refroidissement, on distingue deux modes de refroidissement

I.4.2 Refroidissement interne pour aubages des turbines

I.4.2.1 Convection interne forcée

C'est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Il s'agit de faire circuler de l'air frais par des canaux à l'intérieur de l'aube (**figure I.3**).

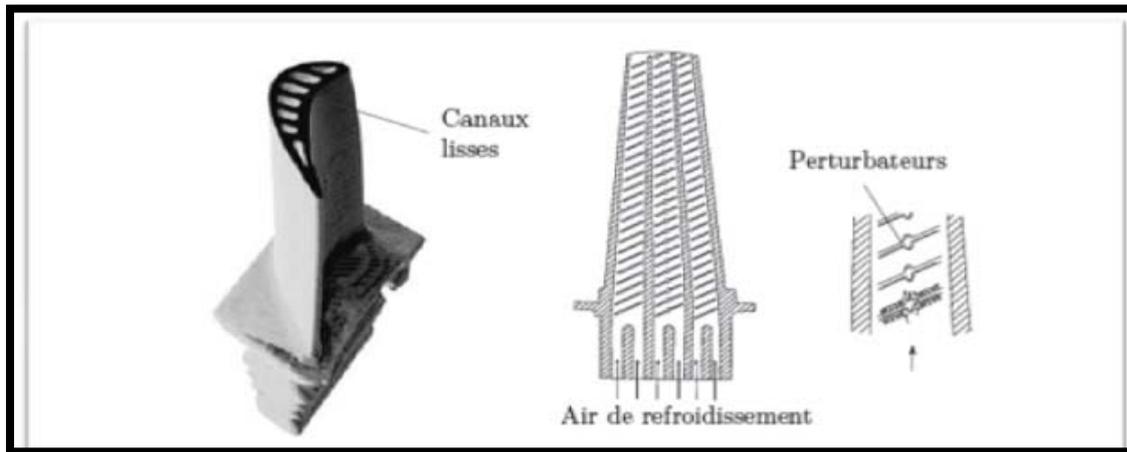


Figure I.3: Refroidissement par convection forcée interne

Cette technique a progressivement évolué vers des systèmes multi-passes, équipés de dispositifs comme des ailettes, des perturbateurs ou des picots dans le but d'engendrer un pompage thermique et d'améliorer les transferts par l'augmentation de la turbulence.

Dans les systèmes de refroidissement par convection interne, la quantité de chaleur extraite par unité de temps peut être calculée de la manière suivante :

$$Q = A h (T_g - T_s) \quad (\text{I.1})$$

Avec :

Q: puissance thermique en (watt).

h : coefficient d'échange thermique convectif en ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$).

A : surface d'échange thermique en (m^2)

T_g : Température de gaz réfrigérant en (K°)

T_s : Température de la paroi ou du solide en (K°)

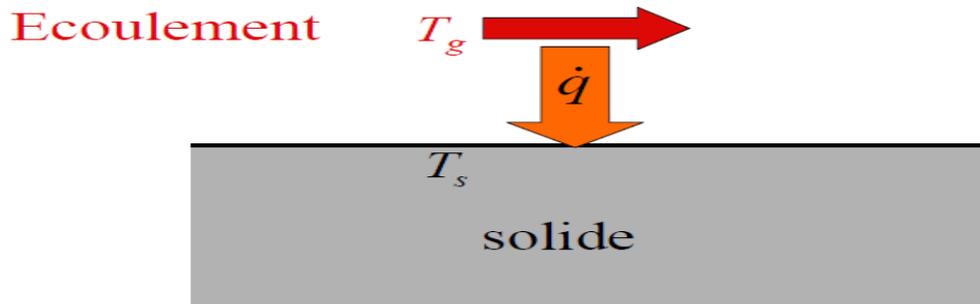


Figure I.4: Transfère de chaleur par convection.

$$\dot{q} = Q/A \quad (I.2)$$

Avec

\dot{q} : Puissance thermique par unité de surface.

A. Refroidissement par tubes

Les tubes sont le système de refroidissement le plus simple et le plus économique, du point de vue de l'étude, comme de la réalisation.ils peuvent être

disposés selon une direction radiale (par rapport à l'axe de rotation de la Machine) ou selon une direction axiale (sens de l'écoulement).

Dans le premier cas, le réfrigérant est évacué en tête de l'aubage (**figure I.5**) tandis que pour le second l'évacuation se fait par le bord de fuite, habituellement sur l'intrados du profil. La chaleur qui peut être extraite par les tubes n'est pas importante à cause de la faible valeur des coefficients d'échange thermique, même avec des débits d'air considérables.

La faible efficacité de refroidissement de cette solution n'en permet l'emploi que dans les étages d'entrée des corps basse pression où les températures sont réduites.

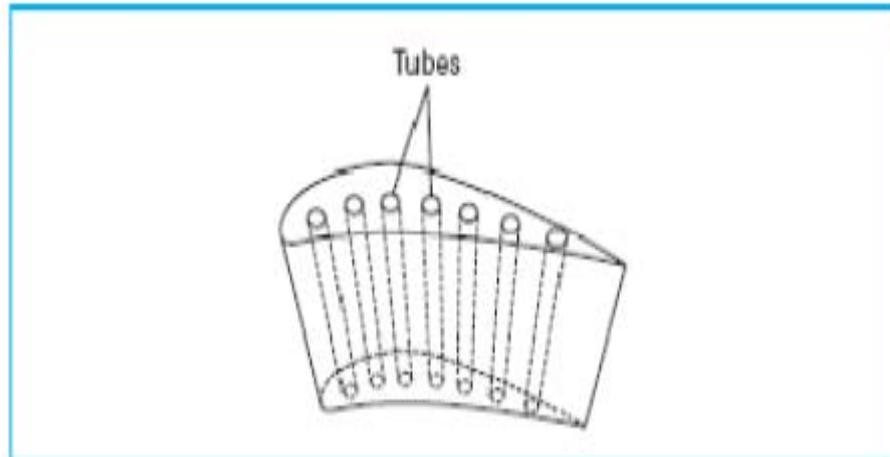


Figure I.5: Exemple de profil d'aube refroidi avec des tubes [1]

B. Conduites avec promoteurs de turbulence

Le refroidissement d'aubes et de tuyères de turbine avec conduites munies d'inserts promoteurs de turbulence (ou tabulateurs ou « **ribs** » en anglais) représente une évolution dans le domaine du refroidissement par tubes lisses.

L'introduction d'inserts génère une augmentation considérable du niveau de turbulence, ce qui augmente les pertes de charge, mais permet d'augmenter considérablement le coefficient d'échange thermique.

Ainsi, avec des débits de fluide de refroidissement relativement faibles, on améliore l'efficacité du refroidissement par rapport à la conduite lisse.

Il convient cependant de noter que la réalisation de conduites avec inserts est technologiquement plus complexe et donc plus coûteuse.

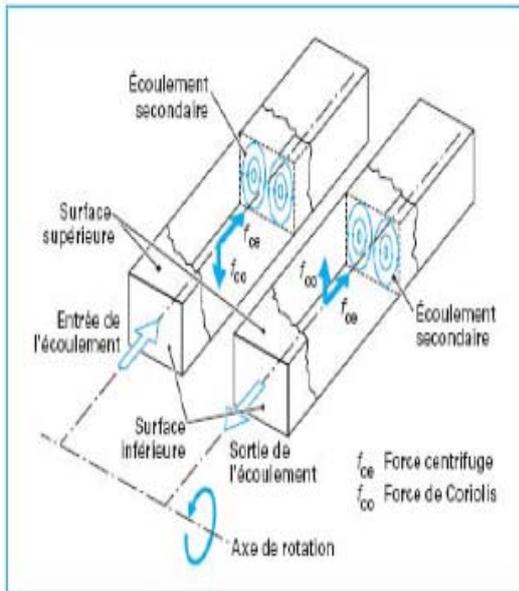
En général, les inserts sont employés dans le refroidissement des aubes utilisant les systèmes multi passes (**figure I.6**).

L'échangeur forme un serpentín constitué à partir d'une série de conduites à axe radial munies d'inserts, traversées par l'air de refroidissement alternativement dans le sens centrifuge, puis dans le sens centripète et connectées par des coudes, en général lisses.

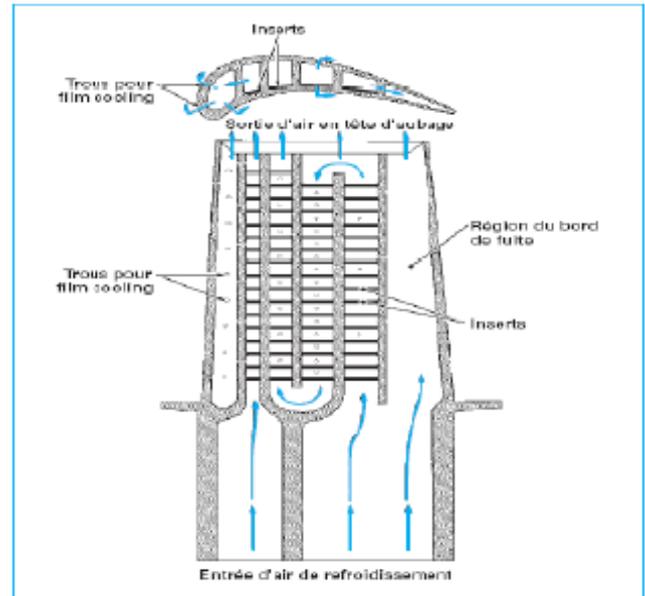
Les serpentins sont habituellement situés dans la partie centrale de l'aubage où les limitations. Sur l'épaisseur du profil ne sont pas restrictives et les sollicitations thermiques sont moins importantes que sur le bord d'attaque.

Les effets dus à la rotation influencent les mécanismes d'échange thermique dans le cas des serpentins multi passes. En particulier, la présence simultanée de conduites centrifuges et centripètes fait en sorte que la force de Coriolis augmente alternativement l'échange thermique sur la paroi de la conduite tournée vers le haut (sens de l'écoulement ou leading surface) et sur celle qui est tournée vers le bas (trailing surface) (**figure I.7**) tandis que la force de flottement peut avoir soit le même effet (écoulement centrifuge), soit un effet contraire (écoulement centripète).

Dans les conduites à section du type rectangulaire des serpentins multi passes, les inserts sont en général disposés sur les deux surfaces opposées. Les systèmes multi passes sont caractérisés par une grande efficacité de refroidissement alors ils soumis à une forte augmentation de température.



**Figure I.6: Exemple d'aubage refroidi
Conduites avec inserts**



**Figure I.7 : Flux secondaire
aux effets de la rotation**

C. Pin fin (aiguilles)

Dans les turbines à gaz modernes, avec aubages très chargés, les pertes aérodynamiques des profils dépendent surtout de l'épaisseur du bord de fuite de l'aubage qui doit être la plus faible possible.

Pour cette raison, dans la zone du bord de fuite on n'emploie pas le système multi passe pour éviter l'épaississement du profil.

En général, le bord de fuite est refroidi grâce à l'introduction de petits cylindres (ou aiguilles, ou pins fins en anglais) dans un étroit canal qui pénètre dans le pied de l'aubage (**figure I.8**).

Les aiguilles sont disposées orthogonalement à l'écoulement de telle sorte que la turbulence de l'écoulement augmente considérablement, ce qui augmente le coefficient d'échange thermique.

Dans le refroidissement des aubages et des tuyères de turbines à gaz, on n'utilise pas une seule file d'aiguilles, mais une série de petits cylindres en ligne ou décalés, disposés en général aux sommets d'un triangle équilatéral de manière à augmenter beaucoup le niveau de turbulence.

De l'écoulement et donc le coefficient d'échange thermique (**figure I.9**). On passe d'un coefficient d'échange thermique relativement faible pour le premier étage à un coefficient en augmentation progressive dans les couches successives à cause des sillages et de la turbulence générée par les aiguilles situées en amont à partir des quatrième ou cinquième couches, le phénomène a tendance à se stabiliser.

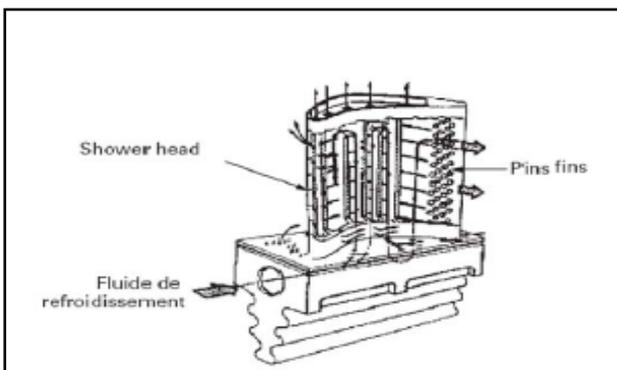


Figure I.8: Exemple d'emploi d'aiguilles (Pin fin) décalées en lignes

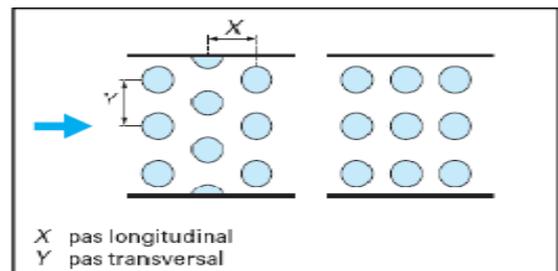


Figure I.9: Exemple de (pin fin) dans un aube

I.4.2.2 Refroidissement par impact de jet

La technique de l'impact de jet consiste à chemiser l'aube et à percer plusieurs orifices dans cette chemise.

La chemise est alimentée en air frais et des jets d'air se forment ainsi à la sortie des orifices et viennent refroidir la paroi interne des aubes de turbine.

Les coefficients d'échange obtenus avec cette méthode sont très élevés ce qui la rend très efficace.

C'est pour cela qu'elle est notamment utilisée sur le bord d'attaque des aubes, en impact dit **concentrer**, car cette partie est particulièrement exposée au flux de chaleur extérieur.

Un impact réparti (matrice de jets) est souvent introduit également sur la partie amont de l'intrados et de l'extrados de l'aube.

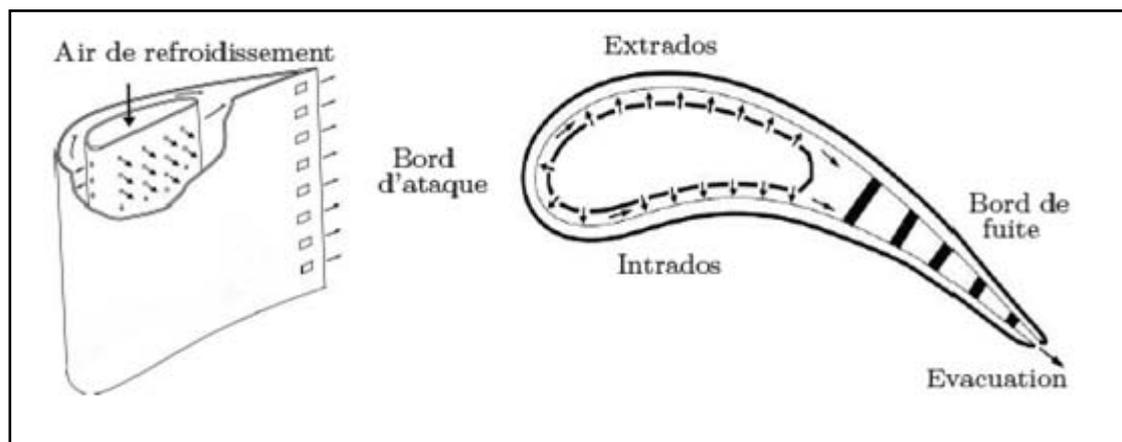


Figure I.10: Refroidissement par impact de jet

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir (**figure I.10**).

Cette solution est sans aucun doute la plus efficace et permet d'atteindre localement les coefficients d'échange thermique les plus élevés.

La réalisation est simple et demande seulement un plénum qui alimente une série de trous ou tuyères, dessinés et distribués de manière optimale, qui est séparé de la surface qui doit être refroidie par un espace.

L'application des jets impactant comporte inévitablement un affaiblissement structural du composant. Il est donc employé surtout en présence de charges thermiques élevées.

Dans les aubages, par exemple, il trouve son application seulement au bord d'attaque où le coefficient d'échange thermique externe est très élevé et les dimensions du profil sont telles qu'elles permettent la réalisation du plénum.

Dans ce cas, les jets sont alimentés par un canal radial situé en arrière du bord d'attaque. Cette solution est appelée **cold bridge**.

Dans les tuyères, au contraire, en l'absence de forces centrifuges et étant données les faibles sollicitations auxquelles elles sont soumises, la solution des jets impactant est employée même pour refroidir la partie centrale du profil (**figure I.11**).

Notons enfin que cette solution est aussi utilisée dans le refroidissement de la double peau des chambres de combustion.

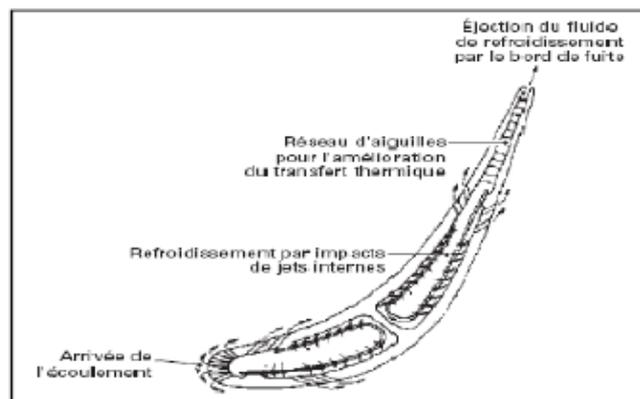


Figure I.11: Exemple d'une tuyère refroidie par jet d'impact

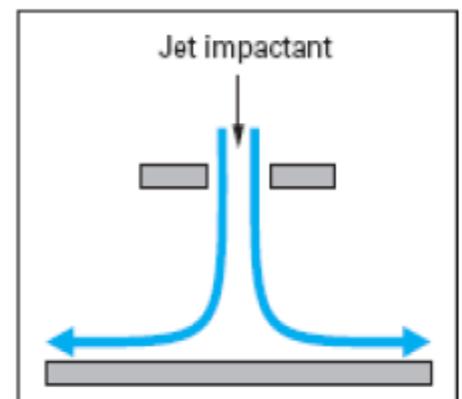


Figure I.12: Impact de jet

I.6 Techniques de refroidissements externes

I.6.1 Refroidissement par film (Film-cooling)

Cela consiste à créer un film d'air frais protégeant la paroi externe de l'aube. La création de ce film est généralement réalisée par injection de l'air au travers de plusieurs Rangées d'orifices de petit diamètre et inclinés dans le sens de l'écoulement (**figure I.13**).

On rencontre aussi des films créés par transpiration à travers des matériaux poreux et par effusion à travers plusieurs couches de paroi multi perforées.

L'inconvénient majeur du film refroidisseur est qu'il est fortement dégradé par le dépôt des particules de suies et de résidus de combustion qui viennent obstruer les perforations et compromettre l'efficacité du refroidissement.

Cette technique, bien qu'offrant une bonne protection thermique, est pénalisante en terme de Rendement aérodynamique car elle vient fortement perturber l'écoulement externe autour des aubes et reste l'objet de nombreuses études.

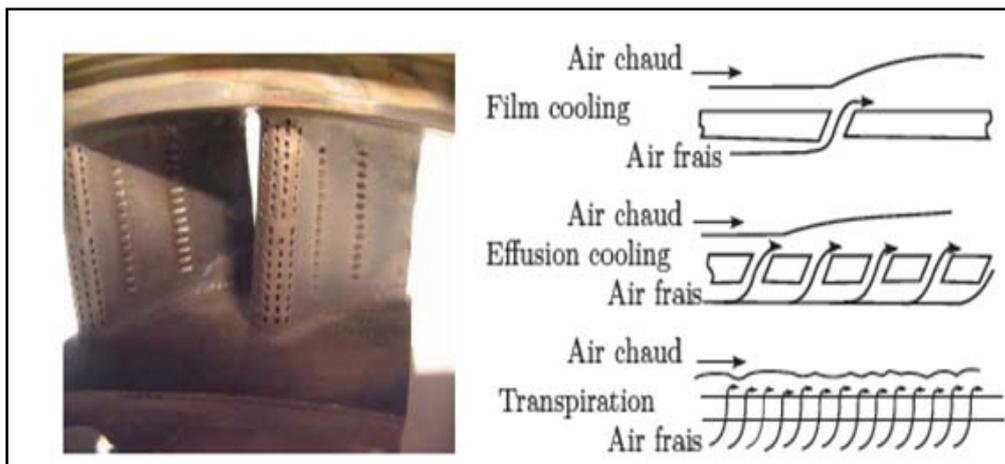


Figure I.13:Refroidissement par film

Le film, par rapport aux systèmes de refroidissement par convection, protège directement la paroi externe en formant une couche limite qui réduit le flux thermique en direction de la paroi. En outre, son passage à l'intérieur du trou d'injection, extrait de la chaleur de la paroi par convection. Le mécanisme de protection externe du profil induit une diminution de la température adiabatique de paroi par rapport au cas sans injection. Comme pour l'impact de jets, la présence d'écoulements à températures différentes conduit à introduire un paramètre d'efficacité par rapport à la température adiabatique:

$$\eta = \frac{T_c - T_{aw}}{T_\infty - T_c} \quad (\text{I.3})$$

Avec :

T_{aw} : Température adiabatique de parois,

T_c (K) : température du fluide de refroidissement à la sortie du trou d'injection,

T_∞ (K) : température de l'écoulement principal.

La valeur du coefficient d'échange thermique peut être considérée, en première approximation, égale à celle relative au cas sans injection tandis que la température adiabatique de paroi peut considérablement varier.

Le film protecteur peut-être obtenu par trois méthodes:

- 1-Injection discrète de l'air dans divers endroits le long de la surface d'aspiration.
- 2- Injection uniforme (champ d'action total du film) sur la surface de l'aube.
- 3-Refroidissement par transpiration.

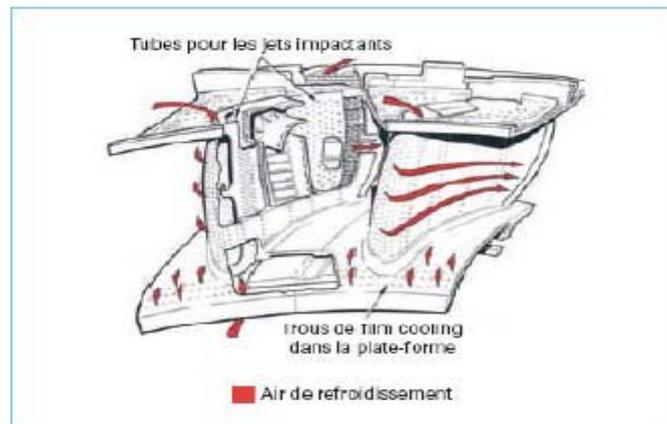


Figure I.14: Exemple d'une tuyère refroidie par film refroidisseur

I.6.1.1 Film refroidisseur bidimensionnel fentes sur surface plate

Dans les aubages de turbine à gaz, le film refroidisseur, habituellement réalisé au moyen de plusieurs étages de trous discrets pour ne pas affaiblir le composant et limiter la consommation d'air de refroidissement, a des caractéristiques vraiment tridimensionnelles.

Malgré cela, il est intéressant de simplifier l'analyse du film refroidisseur en considérant un écoulement bidimensionnel produit par une fente sur une surface plane, voire sur l'extrados de l'aubage.

A. Analyse phénoménologique du jet unique

Le film refroidisseur dans les aubages et tuyères de turbines à gaz est réalisé au moyen des séries de trous discrets. Cette solution produit, en aval de la zone d'injection des champs de flux massiques et thermiques complexes aux caractéristiques nettement tridimensionnelles.

Pour la compréhension de ces phénomènes, il est utile de considérer le cas de base du jet unique disposé perpendiculairement à la couche limite de la plaque plane. L'interaction entre jet et écoulement transversal décrite ci-dessus produit une série d'écoulements secondaires nettement tridimensionnels et in stationnaires dont la compréhension est fondamentale pour une évaluation correcte des performances du système de refroidissement par film refroidisseur. Plusieurs chercheurs ont contribué

à décrire correctement la phénoménologie complexe de l'écoulement produit par le film refroidisseur.

Le but de ce document n'étant pas de permettre un développement immédiat des recherches dans ce domaine, on renvoie à la littérature scientifique pour tout approfondissement.

B. Remarques sur le principe de superposition des effets

Pour évaluer l'efficacité de plusieurs rangées de fentes, on peut utiliser le principe de superposition des effets. Dans le cas de deux fentes, il peut être exprimé de la manière suivante :

$$\eta_2 = \dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2(1 - \dot{\eta}_1) \quad (\text{I.4})$$

Avec :

$\dot{\eta}_1$: Efficacité de la première fente seulement.

$\dot{\eta}_2$: Efficacité de la seconde fente seulement.

Et :

$$\eta = \frac{T_c - T_{aw}}{T_\infty - T_c} \quad (\text{I.3})$$

Les équations (I.4) et (I.3) utilisent l'hypothèse que la température adiabatique de paroi relative à la première fente coïncide avec celle de l'écoulement transversal en correspondance avec la seconde.

La méthode de superposition des effets a tendance à prédire des efficacités trop élevées si les étages de trous sont très voisins l'un l'autre, car cette approche de calcul ne tient pas compte des dispersions des jets dues à l'interaction avec les jets voisins.

I.6.1.2 Paramètres caractéristiques

Les paramètres du film refroidisseur, auxquels on fait appel pour l'évaluation de l'efficacité, sont les suivants (c en indice se réfère au fluide de refroidissement, tandis que le symbole ∞ est relatif à l'écoulement transversal) (**figure I.15**) :

- nombre de Reynolds et de Mach du flux transversal et du jet ;
- rapport des masses volumiques : ρ_c / ρ_∞ ;
- rapport des vitesses massiques ou taux d'injection ou blowing ratio :

$$M = u_c \rho_c / u_\infty \rho_\infty$$

- propriétés des fluides ;
- grandeurs géométriques ;
- rapport pas/diamètre des trous p/D ,
- nombre de trous,
- inclinaison des trous α_c

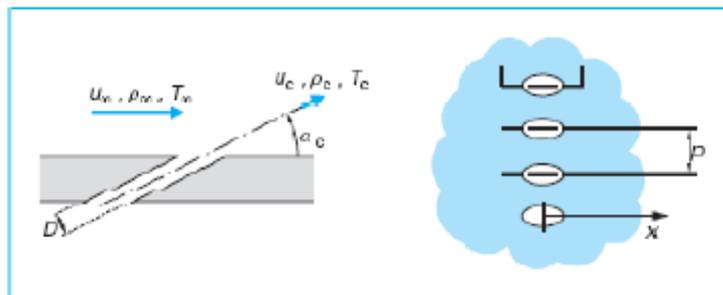


Figure I.15: Paramètres caractéristiques du film refroidisseur (cooling)

I.6.1.3 Applications

L'application du film refroidisseur aux profils réels des turbines à gaz comporte une série d'arrangements et d'applications spécifiques qui diffèrent de la configuration standard, basée sur des étages de trous cylindriques avec projection de l'axe sur le profil qui coïncide avec la direction axiale. Malheureusement, à côté de très nombreuses études et données spécifiques fournies dans la littérature, on ne dispose d'aucune approche corrélative systématique qui tienne compte des situations variées rencontrées en pratique.

-Trous elliptiques à inclinaison latérale

L'emploi de trous elliptiques à inclinaisons latérales (Compound Angle (CA) Holes) augmente considérablement l'efficacité du film refroidisseur avec des taux d'injection M élevés. L'inclinaison latérale génère une grande interaction entre jet et

écoulement transversal ce qui permet de conserver une certaine adhérence du fluide de refroidissement sur la paroi. Cette interaction est aussi responsable d'une augmentation du coefficient d'échange thermique local par rapport au cas du trou circulaire.

-Trous évasés

Les trous évasés (Shaped Holes) permettent d'obtenir une distribution du fluide de refroidissement modifiée par rapport aux trous circulaires traditionnels. En effet, la diffusion latérale du fluide injecté augmente l'efficacité du film refroidisseur et homogénéise la distribution du coefficient d'échange thermique local, particulièrement sur l'extrados de l'aubage. La diffusion dans la direction axiale réduit l'influence de M et uniformise d'avantage la distribution du fluide de refroidissement.

Enfin, l'évasement du trou peut être combiné avec l'inclinaison latérale du trou. Avec cette dernière configuration, le pic d'efficacité est réduit et à une évolution plus uniforme. Corrélativement, on note souvent une diminution du nombre de rangées.

-Influence de la turbulence sur l'efficacité du film refroidisseur

Une forte turbulence de l'écoulement externe produit une plus grande homogénéisation du film, donc de la protection. On note une augmentation de l'efficacité dans la zone comprise entre les trous qui peut aller jusqu'à 50 à 100 % et corrélativement une réduction jusqu'à 70 % sur la ligne médiane, juste en aval du trou. Cela est dû au détachement du jet de la surface et à sa plus grande dispersion. Ces effets sont en partie corrigés par une rugosité superficielle élevée.

-Influence du gradient de pression sur le film refroidisseur

Un gradient de pression direct, par exemple sur l'extrados de l'aubage, implique les effets suivants:

- réduction du pic d'efficacité ;
- augmentation de la diffusion du jet à l'aplomb du trou ;
- évolution de la position du pic d'efficacité.

Dans tous les cas, ces effets sont plutôt limités. En général, lors d'une étude, on peut considérer que la stabilisation du film sur l'extrados est favorisée par un faible niveau de pression, notamment en présence de plusieurs étages de trous. Au contraire, sur l'intrados la stabilité est moindre car le film a tendance à s'éloigner de la paroi. Dans ce cas, on note même que le recours à la superposition de plusieurs étages de trous donne des effets inférieurs aux attentes.

-Vitesse d'injection du fluide de refroidissement

Actuellement, on étudie le film refroidisseur à haute vitesse où le fluide de refroidissement est injecté dans l'écoulement transversal en conditions supersoniques.

Les résultats préliminaires obtenus expérimentalement avec une rangée linéaire sur des aubages cylindriques sont prometteurs pour ce qui concerne l'efficacité du film refroidisseur qui se rapproche de l'unité sur presque toute la surface de l'aubage.

Cependant, cette typologie de film refroidisseur a besoin d'études complémentaires pour sa mise au point définitive. En effet, la forte consommation de fluide de refroidissement représente un grand obstacle à son application définitive.

-Échange thermique et efficacité du film refroidisseur

Les études faites sur les rangées d'aubages dans une turbine confirment les résultats de la recherche de base avec des valeurs du coefficient d'échange thermique qui augmentent légèrement sur l'extrados comme sur l'intrados.

En général, l'effet de l'augmentation du coefficient d'échange thermique est limité aux zones très proches des trous, et la réduction de l'échange thermique due à l'efficacité du film est toujours plus importante.

Cependant, quelques études montrent la dépendance du coefficient d'échange thermique vis-à-vis des températures de l'écoulement externe du fluide de

refroidissement. Quelques études expérimentales peuvent être très utiles pour l'approfondissement détaillé de ce problème.

-Effet de la rugosité superficielle sur le film refroidisseur

En général la rugosité superficielle est responsable d'une détérioration des performances globales du film refroidisseur à cause de l'augmentation du coefficient d'échange thermique par rapport à la paroi lisse.

En effet, même si elle altère le profil de l'efficacité à cause d'une plus grande diffusion latérale du fluide de refroidissement, elle ne modifie pas sa valeur moyenne par rapport à la surface lisse correspondante.

En outre, l'augmentation locale du coefficient d'échange thermique introduit par le film refroidisseur, en proportion, est la même que celle qu'on enregistre dans le cas d'une surface lisse.

-Effet de l'obstruction partielle des trous

Un aspect fondamental pour l'emploi du film refroidisseur dans les applications sur turbine à gaz est l'évaluation de son comportement en présence d'une obstruction partielle des trous d'injection. Celle-ci est due à des phénomènes d'oxydation et de dépôt d'impuretés présentes dans l'écoulement principal ou dans le combustible.

Les impuretés, entraînées par les gaz chauds, en contact avec les parois relativement froides des aubages se déposent en se solidifiant. Ce phénomène se retrouve dans toutes les turbines à gaz, surtout au niveau du premier étage (**La figure 1.16**) montre la section longitudinale d'un trou d'injection d'un aubage de moteur réel l'accumulation de matériau sur la partie postérieure du trou, non seulement altère la géométrie de la section, mais en modifie également le niveau de rugosité.

D'autres facteurs qui peuvent altérer les trous d'injection du film refroidisseur sont la corrosion, l'érosion et plus généralement tous les dommages produits par des corpuscules entraînés par l'écoulement principal. En outre, les revêtements de

protection en céramique peuvent provoquer une obstruction partielle des trous s'ils ne sont pas convenablement appliqués dans la phase de production de l'aubage comme pendant les réparations. Des études expérimentales sur la détérioration des performances du film refroidisseur à cause de l'altération des sections de sortie des trous ont été conduites par des chercheurs, dans le cas de trous circulaires, standards comme évasés. Dans le premier cas, il y a une nette réduction des performances du film refroidisseur pour $x/D < 100$, due à la déflexion du jet causée par l'obstruction et à l'augmentation de vitesse d'injection pour une valeur de M donnée. En revanche, les trous évasés sont moins sensibles. À proximité des trous, on a remarqué une réduction de l'efficacité de **30 %** environ tandis que, à partir de $x/D = 40$, ce paramètre reste sensiblement identique à celui que l'on a dans le cas du trou non obstrué.

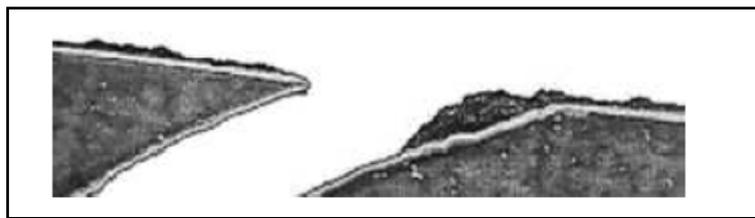


Figure I.16 : Exemple de trous partiellement obstrué

I.6.2 Refroidissement par transpiration

L'effusion et la transpiration (transpiration cooling) sont des systèmes de refroidissement dans lesquels le fluide de refroidissement maintient à basse température la paroi qu'il traverse, en absorbant directement une partie de l'énergie interne et, en même temps, forme en sortie une couche de protection fluide. Il y a plusieurs solutions pour la réalisation pratique de ces systèmes (**figure I.17, 18**).

Rappelons que l'effet protecteur dominant du film refroidisseur par rangées multiples de trous réside dans la réalisation d'une couche de protection fluide plus que dans l'effet de refroidissement direct du matériau. La transpiration est une situation extrême dans laquelle les trous deviennent extrêmement nombreux puisqu'ils correspondent aux pores d'un matériau poreux. Dans ce cas, le fluide de refroidissement traverse une paroi selon un parcours de géométrie complexe. Les pores dans la paroi génèrent une multitude de petits passages avec des pertes de

charge considérables et des surfaces d'échange thermique élevées. Cette configuration permet de supposer que le fluide de refroidissement est constamment en équilibre thermique avec la paroi traversée et, en particulier, que la température de sortie coïncide avec la température externe de la paroi. En outre, comme les pores sont uniformément distribués sur la surface extérieure, les jets minuscules de sortie se mélangent immédiatement et forment une couche unique continue. L'écoulement en sortie est souvent considéré laminaire.

Les corrélations d'échange thermique utilisables sont celles des transferts en milieu poreux. L'effusion est un procédé intermédiaire entre le film refroidisseur et la transpiration. Il s'agit d'un film refroidisseur réalisé avec des canaux plus longs et minces extrêmement serrés à tel point que l'ensemble se rapproche d'un milieu poreux artificiel que quelques-uns appellent full coverage holes film cooling. En général, on suppose que les considérations faites pour les milieux poreux sont valables tant que la vitesse de sortie des jets reste suffisamment faible pour négliger la pénétration du jet dans l'écoulement chaud. Les aspects les plus délicats de l'effusion sont liés à la faisabilité technologique de trous aux diamètres très fins et au risque d'occlusion de ceux-ci.

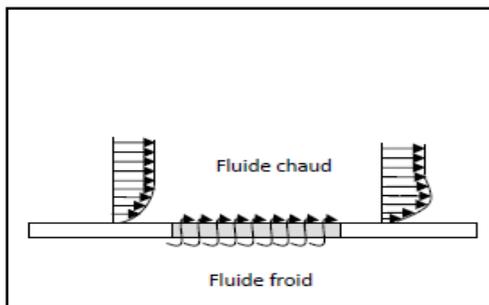


Figure I.17: Refroidissement par transpiration

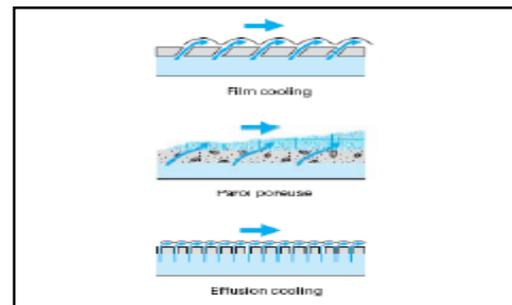


Figure I.18: Comparaison des procédures de refroidissement par Film et par effusion Et transpiration

I.6.2.1 Application industrielle de l'effusion

Les deux applications industrielles les plus connues de systèmes dits à semi transpiration remontent aux années 1970. Il s'agissait d'exploiter en partie les avantages de l'effusion pour le refroidissement des parois des chambres de combustion. Le système Rolls Royce est breveté sous le nom de *Transply*, tandis que le système Allison de General Motors est appelé *Lamilloy* (figure I.19). Les deux systèmes utilisant un assemblage de tôles en alliage à résistance mécanique élevée, brasées ensemble et convenablement trouées de façon à créer plusieurs passages d'interconnexion. Dans les années 1990.

L'effusion apparaît aujourd'hui comme étant la technique la plus appropriée pour améliorer les possibilités offertes par le film refroidisseur, grâce aux progrès de la technologie mécanique qui permet de construire des parois avec des trous de diamètre allant jusqu'à **[0,05 – 0,01] mm**. Les nombres de Reynolds réduits à l'intérieur des canaux conduisent à des valeurs élevées pour le nombre de Stanton (soit pour le coefficient d'échange thermique), ce qui justifie une étude soignée de la convection.

Les performances de l'effusion peuvent être comparées à celles d'autres systèmes de refroidissement quant au débit de fluide de refroidissement et à l'efficacité de refroidissement η .

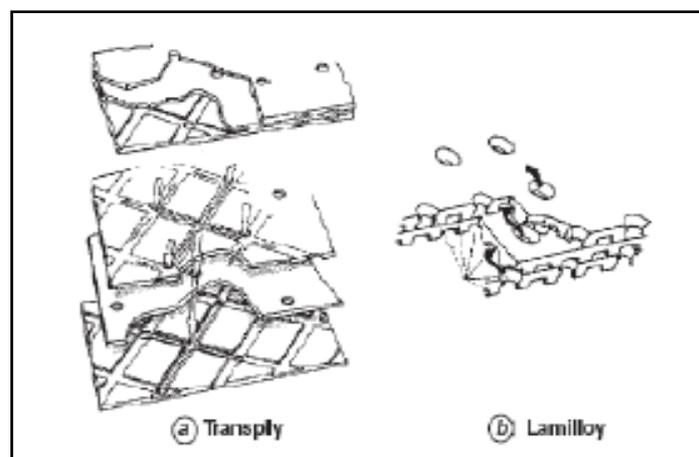


Figure I.19: Exemple de réalisation de refroidissement par effusion

Souvent ces méthodes sont couplées pour optimiser le refroidissement des aubes de turbines. Cela rend complexe la conception de ces éléments et de nombreux paramètres géométriques et aérodynamiques entrent alors en ligne de compte. Les ingénieurs chargés de la conception de ces éléments doivent donc trouver le meilleur compromis entre coût de fabrication, protection thermique, rendement aérodynamique, Résistance mécanique et durée de vie.

II.1 Introduction

Beaucoup de problèmes d'ingénierie impliquent des flux à travers les domaines qui contiennent la translation ou la rotation des composants. Par exemples pour le mouvement de translation on a le train en marche dans un tunnel, ballonnement longitudinale de fluide dans un réservoir. Et pour le mouvement de rotation il ya le débit a travers les hélices, les pales de turbine axiale, turbines de pompe radiale, etc.

La base de la mise en œuvre suppose que les mouvements sont stables (vitesse linéaire constante ou vitesse de rotation). Les repères référentiels d'accélération peuvent être modélisés avec les termes sources.

Le fluent propose quatre modèles d'approches pour les zones en mouvement.

II.2 Le modèle SRF (repère de référence simple)

Tout le domaine de calcul est renvoyé à un repère de référence en mouvement, il suppose un domaine fluide unique qui tourne avec une vitesse constante par rapport à un axe spécifié. L'utilisation de la référentielle en rotation à pour but de référer par un repère fixe l'écoulement instationnaire à un écoulement stationnaire, en plus la résolution d'état d'équilibre est plus faciles c'est à dire:

- Conditions de limites simples.
- Temps de calcul moindre.
- Plus facile à analyser.

Les zones des limites doivent être conformes aux exigences suivantes:

- Les limites qui se déplacent avec le domaine fluide peuvent prendre n'importe quelle forme.
- Les limites stationnaires (par rapport au repère stationnaire) doivent être surfaces de révolution.

En plus on peut employer les limites périodiques rotationnelles pour l'efficacité (taille du domaine réduit).

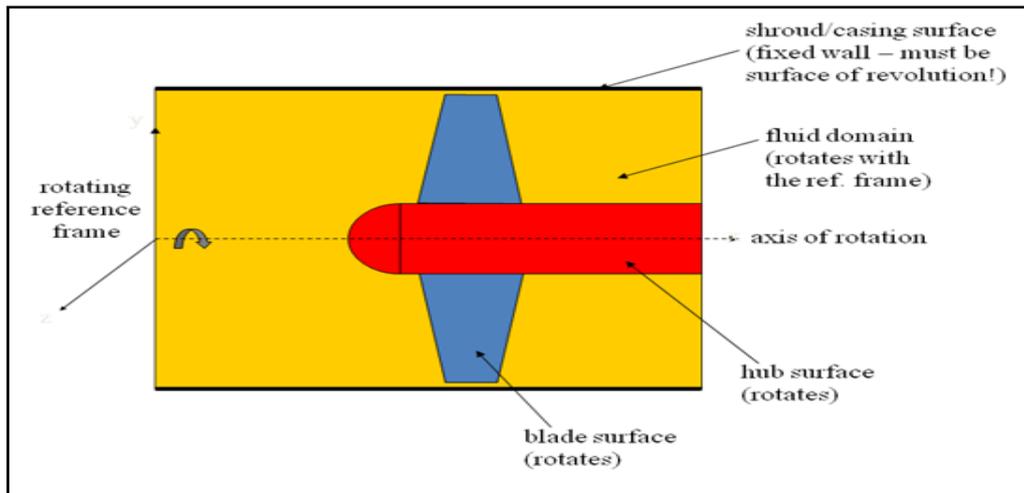


Figure II.1 : L'illustration du modèle SRF

II.3 Modèle MRF

Les régions sélectionnées du domaine sont appelés des repères de référence en mouvement et les effets d'interaction sont ignorés → état stable.

Le domaine est subdivisé en zones de fluide stationnaire et instationnaire.

- Plus d'une zone de rotation est permise.
- Les zones peuvent tourner à des vitesses différentes.

Équations sont résolues dans chaque zone fluide.

- Équations SRF utilisés dans les zones de rotation.
- A l'interface entre les zones en rotation et les zones stationnaires, transformations de vecteur vitesse et de gradients de vitesse appropriées sont effectués pour calculer les flux de masse, l'énergie, et d'autres scalaires.
- Le débit est supposé être stationnaire dans chaque zone.

MRF ignore les mouvements relatifs des zones on respectant tout les autres zones.

- Ne tient pas compte de l'interaction dynamique des fluides entre les composantes fixes et tournantes.
 - Pour cette raison MRF est souvent désigner comme le «rotor figés».
- Idéalement, le flux aux interfaces MRF doit être relativement uniforme ou mixte.

II.3.1 Implications du modèle MRF

Les parois qui sont contenues dans les interfaces zone fluide en rotation sont supposés être en mouvement avec les zones fluides et peut prendre n'importe quelle forme.

L'interface entre une zone de rotation et la zone adjacente stationnaire doit être une surface de révolution par rapport à l'axe de rotation de zone de rotation.

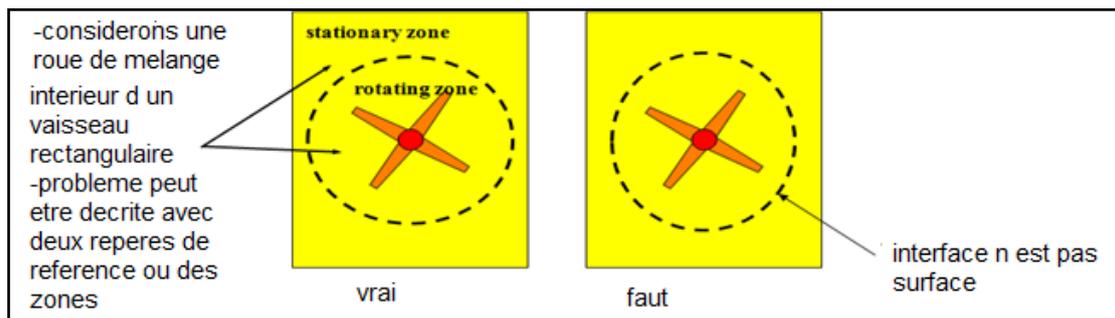


Figure II.2 : Implications du modèle MRF

II.4 Modèle plan de mélange (MPM)

L'influence des régions voisines ont représenté grâce à l'utilisation d'un modèle de plan de mélange au interfaces de domaine tournant / stationnaire sachant que les circonférentielles non-uniformités dans la circulation sont ignorées → état stable.

Typiquement, le domaine est divisé en zones rotationnelles et stationnaires qui correspondent à des rotors et des stators.

-Plusieurs rotor / stator «étages» sont autorisés.

Équations sont résolues dans chaque domaine.

-Le flux est supposé stationnaire dans chaque domaine.

- Les interfaces entre les domaines sont appelés les plans de mélange.

- les moyennes des Profils circonférentielle sont calculées sur les plans de mélange.

- Les profils sont utilisés comme conditions aux limites aux domaines adjacents.

- Comme solution convergente, les conditions limites de plans de mélange va s'adapter à des conditions d'écoulement dominant.

II.4.1 Limitations des plans de mélange

Les processus d'interpolation peuvent introduire des erreurs dans l'interface plane mélange.

Le plan de mélange peut gérer certains refoulements, mais vous devriez éviter d'utiliser le plan de mélange, si une grande quantité de reflux est présent.
- température totale de refoulement, les scalaires seront calculés à partir des profils en aval.

Les effets de sillage, les interactions d'onde de choc ne seront pas prévus donc la modélisation de ces effets nécessite MMS.

Les erreurs dans le modèle de plan de mélange augmentent comme la diminution d'espacement entre étages (une interaction plus forte).

II.5 Modèle maillage coulissant (SMM)

Le mouvement relatif des composantes fixes et tournantes dans une turbomachine donnera lieu à des interactions instables. Ces interactions sont généralement classées comme suit:

- Les interactions potentielles (interactions ondes de pressions).
- Interactions de sillage
- Interactions des ondes choc.

Les deux MRF et d'interaction MPM négligent les interactions instationnaire et sont donc limitées à des flux où ces effets sont faibles.

Si l'interaction instable ne peut être négligée, nous pouvons utiliser le modèle MMS pour tenir compte des mouvements relatifs des éléments fixes et tournants.

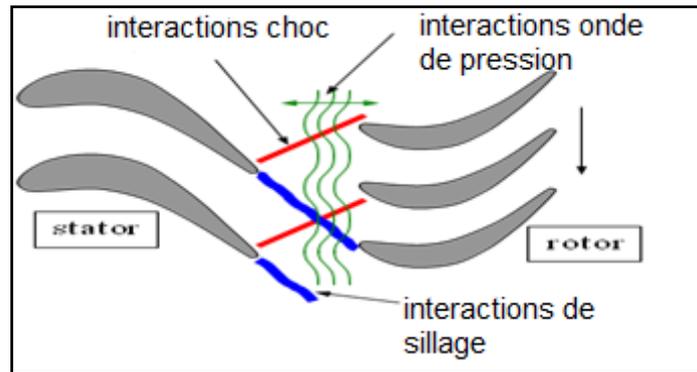


Figure II.3: les interactions instationnaires

Les mouvements de régions spécifiques sont représentés par un algorithme de mouvement maillés. Le flux interpolé se varie à travers une interface glissé.

Comme le modèle MRF, le domaine est divisé en sous-domaines mobiles et stationnaires. Contrairement MRF, le maillage dans chaque sous-domaine se déplace par rapport à un autre, et donc le problème mathématique est intrinsèquement instable.

Les équations qui régissent sont résolus dans un repère de référence inertielle pour des quantités absolues.

-Pour chaque pas de temps, les mailles sont déplacées et les flux aux interfaces coulissantes sont recalculés.

-Formulation de la vitesse relative ne s'applique pas.

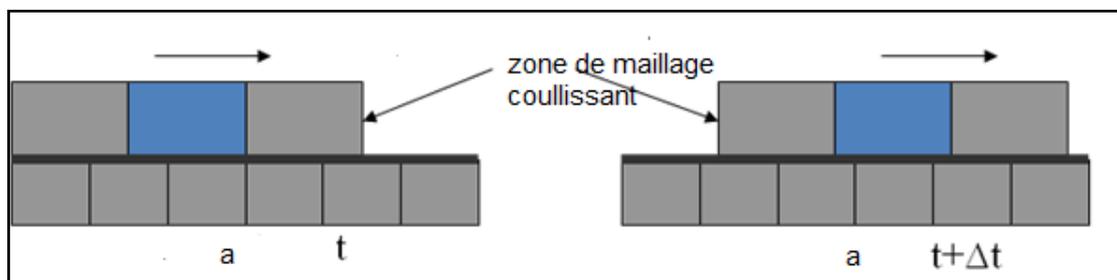


Figure II.4: modèle maillage coulissant (SMM)

II.5.1 Interfaces coulissantes

Interfaces coulissantes doivent suivre les mêmes règles que les problèmes de MRF et doivent être définies comme non-conforme:

-L'interface entre un sous-domaine en rotation et les eaux adjacentes stationnaires / sous-domaine de rotation doit être une surface de révolution par rapport à l'axe de rotation du sous-domaine en rotation.

-De nombreux échecs des modèles de maillage coulissantes peuvent être attribués aux interfaces géométries qui ne sont pas des surfaces de révolution!

-Toute translation de l'interface ne peut pas être normale par rapport à elle même.

Les zones sont exposées comme résultat de maillage coulissant. Peut-être soit:

-périodique. C' est à dire des zones de limites doit également être périodiques

-WALL.

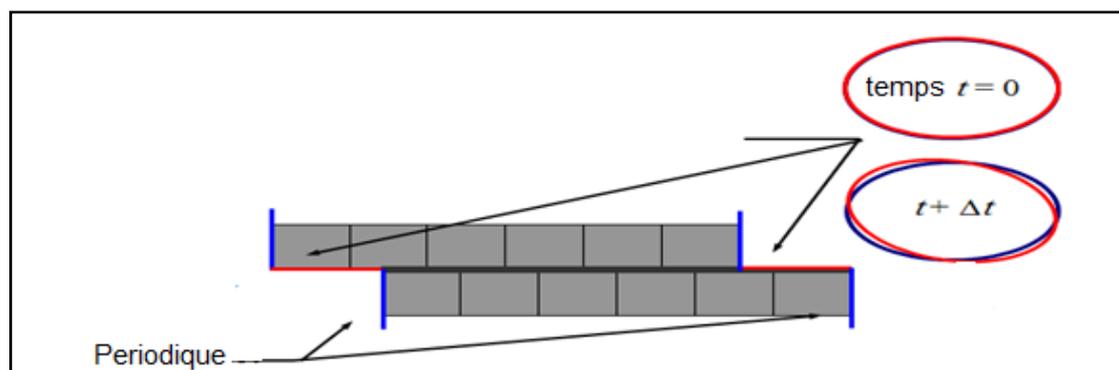


Figure II.5: Interfaces coulissantes

II.6 Les équations de Navier Stoks ; Formulation en maillage fixe

Les équations peuvent être résolues dans le repère absolu ou en repère relative (référence rotationnelle).

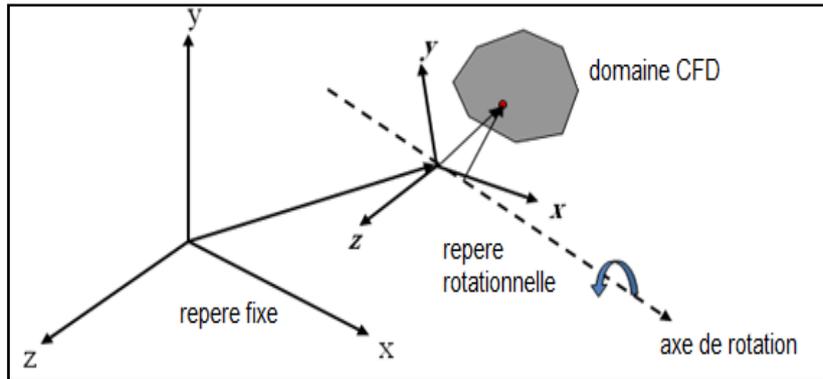


Figure II.6 : repère de référence rotative

La relation entre les vitesses absolue et relative est donnée par :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \dots\dots\dots \text{II.1}$$

$$\vec{U} \equiv \vec{\omega} \times \vec{r} \dots\dots\dots \text{II.2}$$

Dans les turbomachines, cette relation peut être illustrée en utilisant les lois de l'addition vectorielle. Ceci est connu comme le triangle des vitesses.

\vec{V} = vitesse absolu

\vec{W} = vitesse relative

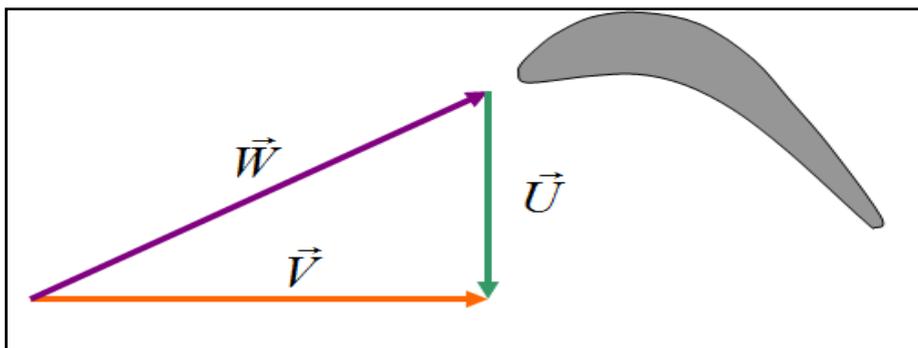


Figure II.7 : Le triangle des vitesses

II.6.1 Formulation en vitesse relative (FVR)

Elle est obtenue en transformant les équations de N S du repère stationnaire à un référentiel tournant en utilisant la vitesse relative et l'énergie interne totale relative comme variables dépendantes.

$$\left[\begin{array}{l}
 \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} = 0 \quad \text{(continuité)} \\
 \frac{\partial \rho w_x}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} w_x = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot \vec{\tau}_{vrx} + B_x \quad \text{(x dynamique)} \\
 \frac{\partial \rho w_y}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} w_y = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot \vec{\tau}_{vry} + B_y \quad \text{(y dynamique)} \\
 \frac{\partial \rho w_z}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} w_z = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot \vec{\tau}_{vz} + B_z \quad \text{(z dynamique)} \\
 \frac{\partial \rho e_{tr}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} \left(e_{tr} + \frac{p}{\rho} \right) = \nabla \cdot (\vec{\tau}_{vrx} w_x + \vec{\tau}_{vry} w_y + \vec{\tau}_{vz} w_z - \vec{q}) \quad \text{(énergie)} \quad \dots\dots\dots \text{II.3}
 \end{array} \right.$$

Avec :

$$\left[\begin{array}{l}
 \vec{W} = w_x \hat{i} + w_y \hat{j} + w_z \hat{k} \quad \text{vecteur de vitesse relative} \\
 e_{tr} = e + \frac{1}{2} (W^2 - \omega^2 R^2) \quad \text{énergie relative interne totale} \\
 \vec{q} = -\kappa \nabla T \quad \text{lois de fourier} \\
 \left. \begin{array}{l}
 \vec{\tau}_{vrx} = \mu \left[\frac{\partial \vec{W}}{\partial x} + \nabla w_x - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{W}) \hat{i} \right] \\
 \vec{\tau}_{vry} = \mu \left[\frac{\partial \vec{W}}{\partial y} + \nabla w_y - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{W}) \hat{j} \right] \\
 \vec{\tau}_{vz} = \mu \left[\frac{\partial \vec{W}}{\partial z} + \nabla w_z - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{W}) \hat{k} \right]
 \end{array} \right\} \quad \text{termes de viscosité} \quad \dots\dots\dots \text{II.4}
 \end{array} \right.$$

Les termes d'accélération due au référentiel tournant.

$$\begin{aligned} \vec{B} &= B_x \hat{i} + B_y \hat{j} + B_z \hat{k} \\ &= -\rho (\underbrace{2\vec{\omega} \times \vec{W}}_{\text{accélération de Coriolis}} + \underbrace{\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}}_{\text{accélération centrifuge}}) \end{aligned} \quad \text{.....II.5}$$

II.6.2 Formulation en vitesse absolue (AVF)

Elle est dérivée de la vitesse relative en utilisant la vitesse absolue et l'énergie interne totale comme variables dépendantes.

$$\left[\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} &= 0 \\ \frac{\partial \rho v_x}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} v_x &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot \vec{\tau}_x + B_x \\ \frac{\partial \rho v_y}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} v_y &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot \vec{\tau}_y + B_y \\ \frac{\partial \rho v_z}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} v_z &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot \vec{\tau}_z + B_z \\ \frac{\partial \rho e_t}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} \left(e_t + \frac{p}{\rho} \right) &= \nabla \cdot (\vec{\tau}_x v_x + \vec{\tau}_y v_y + \vec{\tau}_z v_z - \vec{q}) \end{aligned} \right. \quad \text{.....II.6}$$

Les termes d'accélération due au référentiel tournant.

$$\begin{aligned} \vec{B} &= B_x \hat{i} + B_y \hat{j} + B_z \hat{k} \\ &= -\rho \vec{\omega} \times \vec{V} \end{aligned} \quad \text{.....II.7}$$

II.7 Equations de Navier Stocks, Formulation en maillage mobile

La formulation de maillage coulissant suppose que le domaine de calcul se déplace par rapport au repère stationnaire.

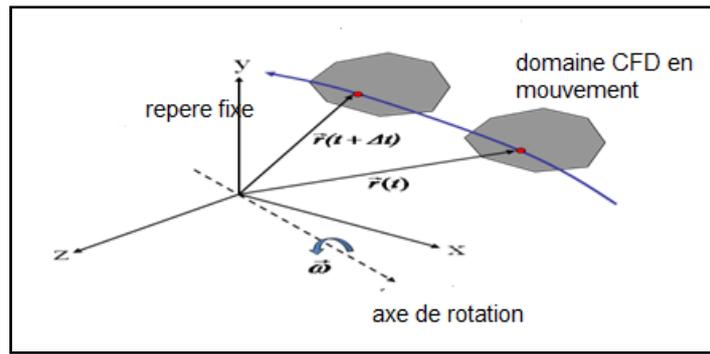


Figure II.8 : Illustration de maillage coulissant

Le mouvement de n'importe quel point dans le domaine est donné par un taux de variation du vecteur de position (r), également connue comme la vitesse de la grille. Pour une rotation du corps rigide à vitesse constante,

$$\dot{\vec{r}} = \vec{\omega} \times \vec{r} = \vec{U} \quad \text{.....II.8}$$

Les équations seront présentées sous forme intégrale comme suit ;

$$\left[\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho(\vec{V} - \vec{U}) \cdot \vec{n} dS &= 0 \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho v_x dV + \int_S [\rho(\vec{V} - \vec{U})v_x + p\hat{i}] \cdot \vec{n} dS &= \int_S \tau_{wx} dS \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho v_y dV + \int_S [\rho(\vec{V} - \vec{U})v_y + p\hat{j}] \cdot \vec{n} dS &= \int_S \tau_{wy} dS \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho v_z dV + \int_S [\rho(\vec{V} - \vec{U})v_z + p\hat{k}] \cdot \vec{n} dS &= \int_S \tau_{wz} dS \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{e}_i + \int_S \rho(\vec{V} - \vec{U}) \left(\vec{e}_i + \frac{p}{\rho} \right) \cdot \vec{n} dS &= \int_S (\tau_{wx}v_x + \tau_{wy}v_y + \tau_{wz}v_z - \vec{q}) \cdot \vec{n} dS \quad \text{.....II.9} \end{aligned} \right.$$

Dans les équations précédentes, V et S sont le volume et la surface limite du volume de contrôle, respectivement

- V : reste constant tant que le maillage n'est pas déformer.
- S= S(t), Puisque les vecteurs surfaces changent d'orientations avec le mouvement de volume de contrôle.

La dérivée temporelle (d/dt) représente la différentielle par rapport au temps suivant le domaine déplaçant. La vitesse de convection est à nouveau la vitesse relative. Toutes les dérivées spatiales calculées par rapport au repère stationnaire.

II.8 Schémas de discrétisation

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

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{V} - \vec{U}) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad \text{.....II.10}$$

Où les quatre termes représentent physiquement dans l'ordre :

- ρ densité de fluide
- V le vecteur vitesse de l'écoulement.
- U vitesse de déplacement de maillage.
- Γ coefficient de diffusion.
- S_ϕ les termes « sources ».

$(\partial V)_j$ est utilisé pour représenter la limite de volume de contrôle V . La dérivée du temps dans l'équation II.10 peut être obtenue par utilisation de premier ordre de formule différentielle.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{(\rho \phi V)^{n+1} - (\rho \phi V)^n}{\Delta t} \quad \text{.....II.11}$$

Où n et $n+1$ définissent respectivement la quantité dans le présent et le prochain temps à $n+1$ le volume V^{n+1} est calculé à partir de :

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \quad \text{.....II.12}$$

Où (dV/dt) est la dérivé de volume de control par apport de temps pour satisfait la loi de conservation de maillage, la dérivé de volume par apport le temps est calculé à partir de :

$$\frac{dV}{dt} = \int_{\partial V} \vec{U} \cdot d\vec{A} = \sum_j^{n_f} \vec{U}_j \cdot \vec{A}_j \quad \dots\dots\dots \text{II.13}$$

Où (n_f) la valeur des faces sur le volume de control et (A_j) est j vecteur de surface de face. Le produit " $U_j.A_j$ " sur chaque face de volume de control est calculé à partir de :

$$\vec{U}_j \cdot \vec{A}_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \quad \dots\dots\dots \text{II.14}$$

Où (δV_j) est le volume obtenu par la face de volume de control j pendant la variation de temps Δt . Dans la case de maillage coulissant, le mouvement des zones de déplacements est lié par le repère fixe. Donc, pas de mouvement des repères de référence qui sont lié avec le domaine de calcule, simplifié les transferts de flux à travers les interfaces. Dans la formulation de maillage coulissant, le volume de control reste constant, donc à partir de l'équation(II.12) $(dv/dt = 0)$ et $(V^{n+1} = V^n)$, alors l'équation (II.11) s'exprime comme suit :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{[(\rho \phi)^{n+1} - (\rho \phi)^n] V}{\Delta t} \quad \dots\dots\dots \text{II.15}$$

II.8.1 Terme instationnaire

Le terme instationnaire n'est vraiment important que dans les simulations qui traitent de cas instationnaires. Mais ce terme est souvent maintenu pour résoudre des problèmes stationnaires, utilisé en quelque sorte comme un moteur de convergence.

Dans ce cas, la façon dont ce terme est traité n'est pas très importante, car il finit par être nul lorsque la convergence est obtenue.

Dans les cas d'un écoulement physiquement instationnaire, 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.

II.8.2 Terme convectif

Le terme convectif est celui qui a le plus de poids sur la précision du schéma. Ce schéma peut être à différences centrées, (ou central différentiel). Avec une précision du deuxième ordre, mais conditionnellement stable. 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 différentiel. 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, 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 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.

II.8.3 Terme diffusif

En général, ce terme est traité par défaut dans les codes par un schéma du deuxième ordre.

II.8.4 Terme source

Ce terme est utilisé si des modèles supplémentaires doivent être ajoutés à un modèle existant. Il faut vérifier que ce nouveau terme ne change pas la stabilité du schéma.

II.8.5 Résolution et convergence

La méthode de résolution la plus utilisée s'appuie sur l'algorithme SIMPLE ou sur une de ses variantes (SIMPLER, SIMPLEC, SIMPLEX, PISO). 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.

Une autre approche est le solveur couplé. Dans ce cas, les équations qui permettent d'estimer les vitesses et la pression sont résolues simultanément. Cette méthode évite de devoir sous-relaxer les équations aussi fortement que dans le cas des méthodes non couplées, car les vitesses satisfont automatiquement l'équation de conservation de la matière. Cet algorithme présente une très grande stabilité et permet de converger en un nombre d'itérations limité. Il est par contre légèrement plus coûteux en termes d'utilisation de mémoire. Une bonne stratégie est de commencer avec un modèle facile. Par exemple 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.

À 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.

Après avoir présenté les quatre méthodes approches on a choisi une seule qui s'appelle le maillage coulissant pour étudier notre projet car il a beaucoup d'avantage par rapport au autres parmi les quelles les effets de sillage, les interactions onde de choc ne serons pas prévus.

III .1 Introduction

Choisir un logiciel de calcul en mécanique des fluides reste une tâche ardue et spécifique aux applications que l'on souhaite modéliser.

Les logiciels de mécanique des fluides peuvent être classés en deux catégories : d'un côté, les codes mono-dimensionnel traitant essentiellement des phénomènes d'écoulement dans des tubulures et utilisés pour traiter les problèmes hydrauliques comme l'injection ou de remplissage moteur.

De l'autre, les codes tridimensionnels, plus généralistes, et pouvant bénéficier de sous modèles physiques spécifiques comme la modélisation de parois mobiles, de milieux poreux, la résolution de l'équation de la chaleur ou encore le traitement de problèmes chimiques et le transport de gouttes ou particules.

Dans ce chapitre, on présentera une description des codes utilisés pour la réalisation de ce travail, soient SOLIDWORKS pour la construction et la modélisation de la géométrie, le code GAMBIT pour la génération du maillage et enfin le code FLUENT pour l'obtention de la solution.

III.2 Utilité et attentes de la CFD en ingénierie

La CFD (Computation Fluid Dynamics) est simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique de fluides. Cela consiste à résoudre sur une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique.

III.2. 1 Outils de la mise en œuvre

La CFD requiert de bons outils, et un utilisateur possédant une bonne expérience et compétence scientifique.

III.2.1.1 Ressources humaines

La convivialité toujours plus grande des logiciels proposés sur le marché ne doit jamais faire oublier que la personne qui mène une simulation doit posséder avant tout une excellente connaissance de la physique et de la chimie du système étudié.

III.2.1.2 Logiciels commerciaux

Un grand choix de logiciels pour la CFD est désormais proposé à l'utilisateur. Les sociétés qui les commercialisent annoncent en général qu'ils peuvent traiter tous les problèmes de mécanique des fluides. Il est donc toujours prudent de demander avant l'achat un essai du logiciel sur un problème de même type que celui qui devra être traité. Parmi les logiciels de CFD, PHOENICS de CHAM, UK, a été le premier logiciel CFD commercial, dans les années 1970. Les grandes marques aujourd'hui sont ANSYS CFX, FLUENT et STAR-CD. Bien que fondés sur les mêmes principes et proposant globalement les mêmes services, ils ont chacun leurs points forts (par exemple les modèles physiques proposés).

III.2.1.3 Ordinateurs

Les codes précités offrent des versions implantables sur PC. Un ordinateur de bureau de 2 GHz et 2 GB de mémoire suffit pour répondre à des besoins classiques.

III.3 Étapes d'une simulation

Nous nous intéressons ici à la méthode des volumes finis, qui consiste à discrétiser le volume étudié sous la forme de petits blocs (volumes) ou on cherche à satisfaire les équations de conservation (voir chapitre II). C'est la méthode la plus utilisée par les codes commerciaux.

III.3.1 Représentation d'une géométrie

La première tâche est de borner le domaine de la simulation. Lorsque le système est fermé, cela ne pose pas de problème. Sur les systèmes ouverts, cela peut être plus difficile (dispersion d'un gaz dans l'atmosphère par exemple). Il faut s'assurer soit que l'on est capable d'imposer correctement les conditions de frontière aux bornes du système, soit que les frontières sont suffisamment éloignées pour que le système soit peu sensible aux conditions imposées. Plusieurs essais sont parfois nécessaires. Si les outils numériques permettent aujourd'hui de prendre en compte toute la complexité géométrique du système, il faut enlever les détails mineurs pour éviter la complexité et la grosseur des maillages dans l'étape suivante.

III.3.2 Maillage

L'étape de la génération du maillage est une étape clef pour s'assurer de la validité des simulations. C'est l'étape de découpage du volume étudié en petits volumes élémentaires. Le maillage en général n'est pas régulier : les éléments du maillage doivent être plus petits (maillage fin) dans les zones où les gradients (de vitesse, de température ou de concentration) vont être les plus importants. Si ces zones ne peuvent pas être prédites, il convient de faire quelques essais itératifs avec ajustement du maillage. Dans le cas d'une étude des frottements ou du transfert thermique en paroi, il faut résoudre les équations dans la couche limite près de la paroi ; en général, les codes de calculs proposent des moyens spécifiques pour mailler cette zone. Une étude de sensibilité au maillage doit toujours être faite. Cela consiste à faire des simulations avec un maillage différent (par exemple 30 % de plus) : si le résultat de la simulation dépend du maillage, il convient de resserrer celui-ci jusqu'à obtenir une indépendance entre maillage et solution. Si le maillage n'est pas assez dense, certains phénomènes locaux ne seront pas capturés (recirculations, décrochage de l'écoulement, points chauds, etc.).

III.3.3 Nécessité des modèles

Il est rare que les simulations concernent l'écoulement laminaire d'un fluide newtonien, seul cas qui ne nécessite pas l'utilisation de modèles physiques en supplément des équations de physique fondamentales. Dans tous les autres cas, il faudra faire appel à un ou plusieurs modèles pour représenter la turbulence, le caractère non newtonien du fluide, la coexistence de plusieurs phases et les interactions entre elles, les réactions chimiques, la porosité du milieu, etc. Il faut donc avoir une bonne connaissance de la physique et de la chimie de l'opération pour faire le bon choix.

III.3.4 Conditions aux frontières

Au niveau des frontières du domaine simulé, certaines variables doivent être fixées. Par exemple s'il y a une entrée de fluide, on fixera sur le plan d'entrée le profil des vitesses, le niveau de turbulence, éventuellement la concentration en espèces et la température. Sur le plan de sortie, on pourra se contenter de fixer la valeur de la pression. Au niveau des parois, on spécifie les conditions de glissement ou d'adhérence du fluide et, éventuellement, la température de paroi ou le flux de chaleur. La plupart des codes de calcul proposent également deux types de conditions de frontière particulières : le plan de symétrie et le plan de conditions cycliques. Le premier permet de réduire la taille du système simulé s'il existe un plan de symétrie dans la géométrie, mais il existe un risque qui est de ne pas mettre en évidence l'existence de phénomènes instationnaires. Le second permet, par exemple, de ne modéliser qu'une aube dans une grille ou dans une machine tournante ou de définir un domaine qui comporte une entrée et une sortie, et d'imposer que les conditions de frontière sur l'entrée soient systématiquement égales aux conditions calculées sur le plan de sortie.

III.3.5. Solveur

Le solveur est le domaine du numéricien. C'est la partie du code de calcul consacrée à la résolution proprement dite du système d'équations discrétisées couplées aux modèles choisis. Plus le solveur est puissant, moins l'utilisateur a besoin d'intervenir. Mais il est encore souvent utile d'agir sur le solveur manuellement pour modifier le facteur de sous relaxation ou le pas de temps afin d'assurer la convergence de la simulation. Cette convergence est censée mener l'utilisateur vers la solution physique (accord avec les résultats expérimentaux). Le suivi de la convergence est assuré par le calcul des résidus (une mesure, souvent normalisée, des erreurs locales). Lorsque les résidus passent au-dessous du seuil choisi, il convient de vérifier, à partir des résultats proposés, que les bilans globaux sont corrects (matière, enthalpie...). Si les résidus n'arrivent pas à diminuer suffisamment, il faut revenir aux étapes précédentes (choix des modèles, conditions de frontière, maillage). Si tout semble correct, il faut reprendre le problème en le simplifiant. Il faut également envisager que l'écoulement puisse être instationnaire alors que l'on cherche à atteindre une solution stationnaire.

III.3.6 Traitement des résultats

Les codes de calcul proposent en général un logiciel de post-traitement, qui permet de visualiser facilement les champs de vecteurs, de température, les surfaces d'iso-valeur, etc. L'information est abondante, et l'ingénieur doit alors souvent exploiter les valeurs obtenues localement pour revenir à des valeurs globales qui vont caractériser l'opération (bilans, calculs de débits, de pertes de charge, de dissipation énergétique, de forces, etc.). Il peut s'appuyer sur des menus prédéfinis dans le code pour des calculs simples, ou développer lui-même des sous-programmes de traitement des résultats.

III.3.7 Validation expérimentale

L'étape ultime consiste à valider les résultats de simulation. Cette étape demeure d'autant plus indispensable qu'un certain nombre de choix ont dû être faits

par l'utilisateur, particulièrement concernant les modèles. La validation ne peut pas concerner l'ensemble des résultats, la somme d'informations résultant d'une simulation étant toujours extrêmement importante. Elle ne peut donc être que partielle. Dans la majorité des cas, l'ingénieur ne peut se permettre qu'une validation par des valeurs globales, de type perte de charge ou consommation énergétique ou une force par exemple. La concordance ne garantit pas l'exactitude des résultats locaux, mais rassure l'utilisateur. Il est préférable de pouvoir accéder à des valeurs expérimentales locales (champs de vitesse ou de pression par exemple) pour valider la simulation. Dans certains cas complexes, il peut être utile de s'appuyer sur un laboratoire de recherche disposant de ces facilités expérimentales.

III.4 solide Works

III.4.1.Définition

Solidworks est un outil de Conception Assistée par Ordinateur (CAO) qui permet de construire des géométries de pièces et assemblage en 3D mémé en 2D. Il permet de construire des surfaces et des volumes à partir d'une série de points définissant la géométrie de base. On peut également utiliser des fonctions prédéfinies qui construisent quelques géométries élémentaires telles que des cylindres, des sphères et des cubes .

Une fois la géométrie construite, elle peut être exportée en différents formats, comme le format ACIS, IGES, et peut donc être importée dans le générateur de maillage GAMBIT.

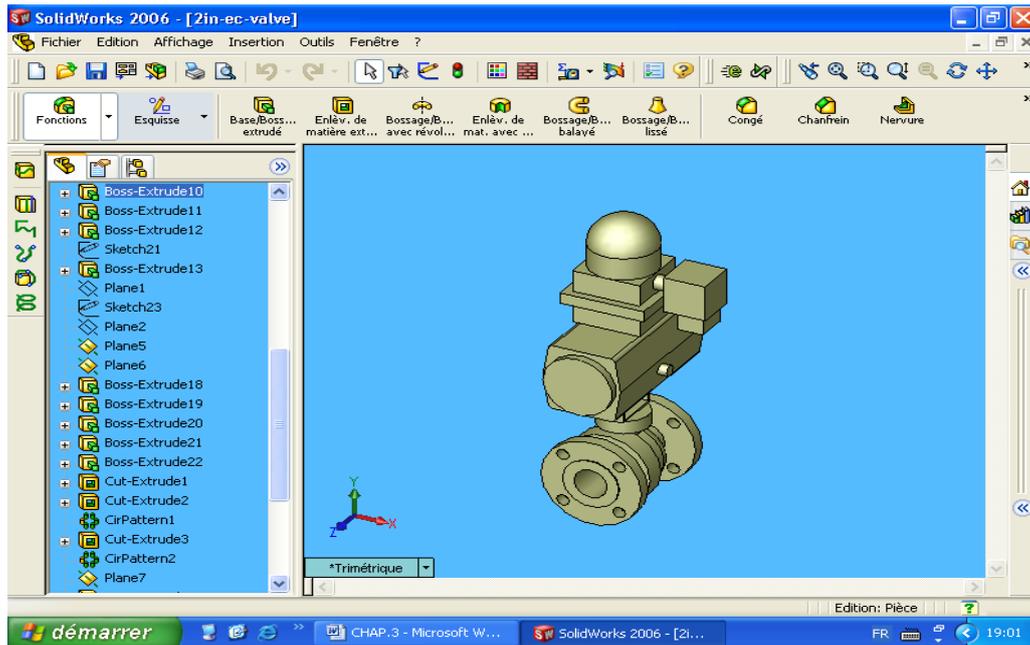
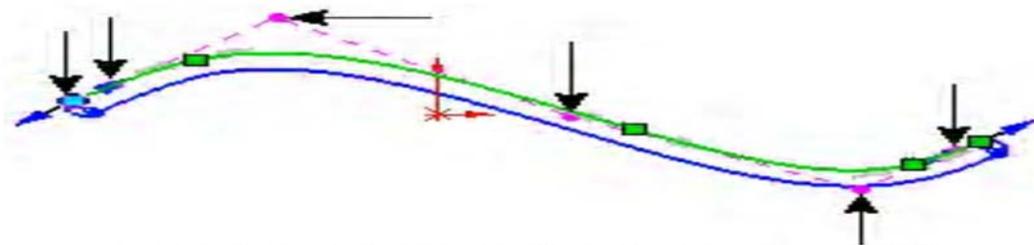


Figure III.1 : Interface de Solidworks

Ce module permet de créer une courbe à partir d'une série de points de degré égale au nombre de points :



Les points de contrôle sur le polygone de contrôle de la spline sont indiqués par des flèches

Figure III.2 : Les splines

III.4.2 Cas étudié : Construction de la géométrie :

III.4.2.1 L'aube du stator

On saisit les coordonnées des points formant le profil de l'aube stator (annexe A.1) dans un fichier Solidworks pour avoir l'esquisse suivante :

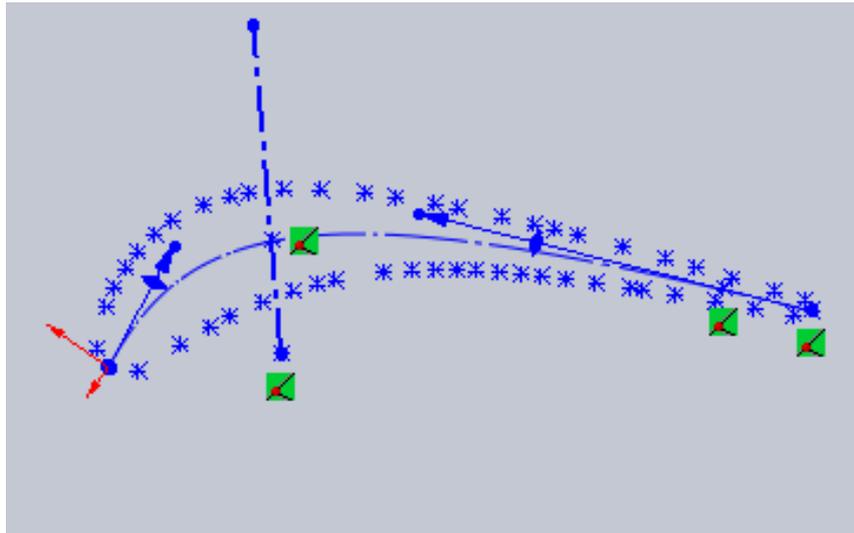


Figure III.3 : points formant le profil d'aube stator.

Puis en utilisant la fonction Spline, qui donne une courbe de degré égal au nombre de points sélectionnés et en sélectionnant les points de l'esquisse ci-dessus pour avoir la forme du profil suivante :

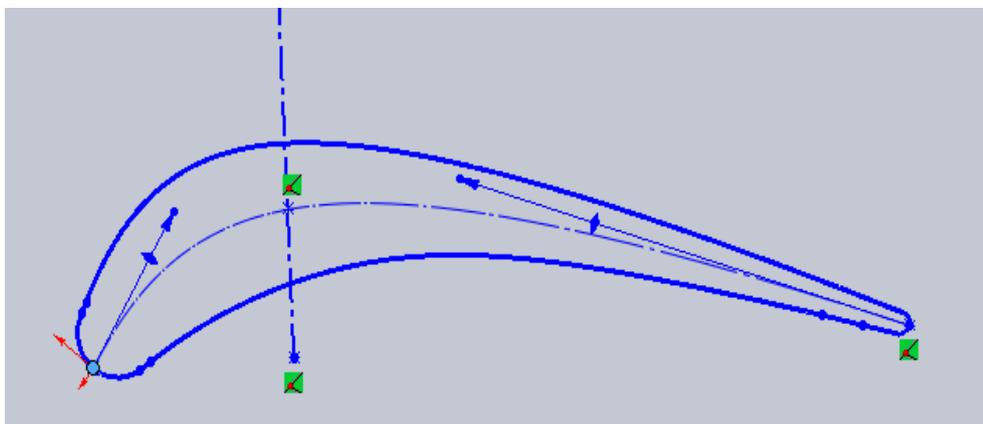


Figure III.4 :profil d'aube stator

On déplace le profil pour pouvoir le faire pivoter autour de l'origine tel que montrée à la figure (II.5) pour assurer les conditions aux limites d'entrée :

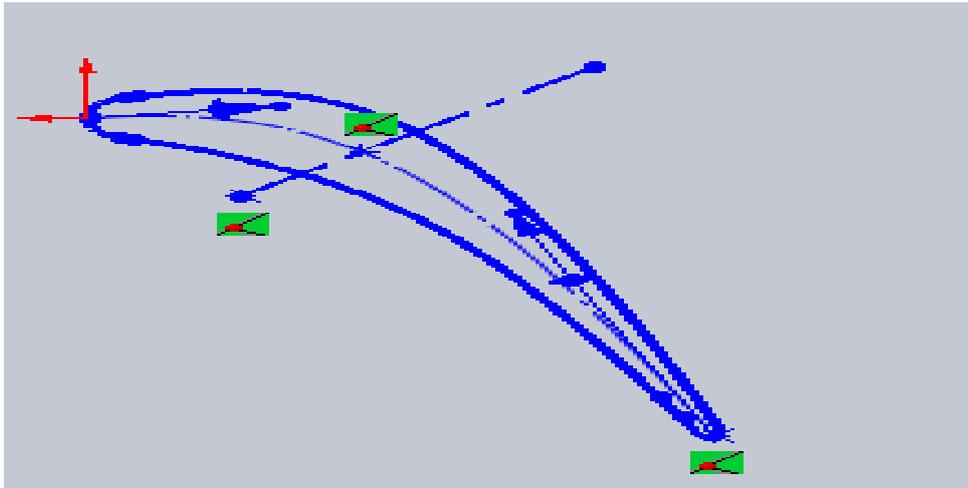


Figure III.5 : profil d'aube stator pour le faire pivoter autour de l'origine

Après avoir tracé le profil on commence à compléter la géométrie de notre aube étudiée par le traçage des cavités et les trous des films de refroidissement comme montre la figure ci-dessous

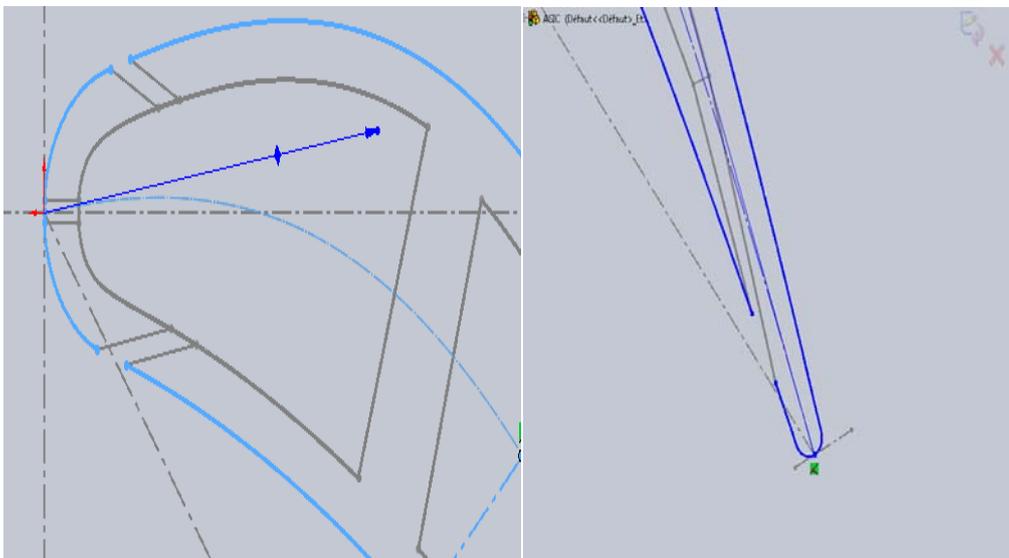


Figure III.6 : Trous

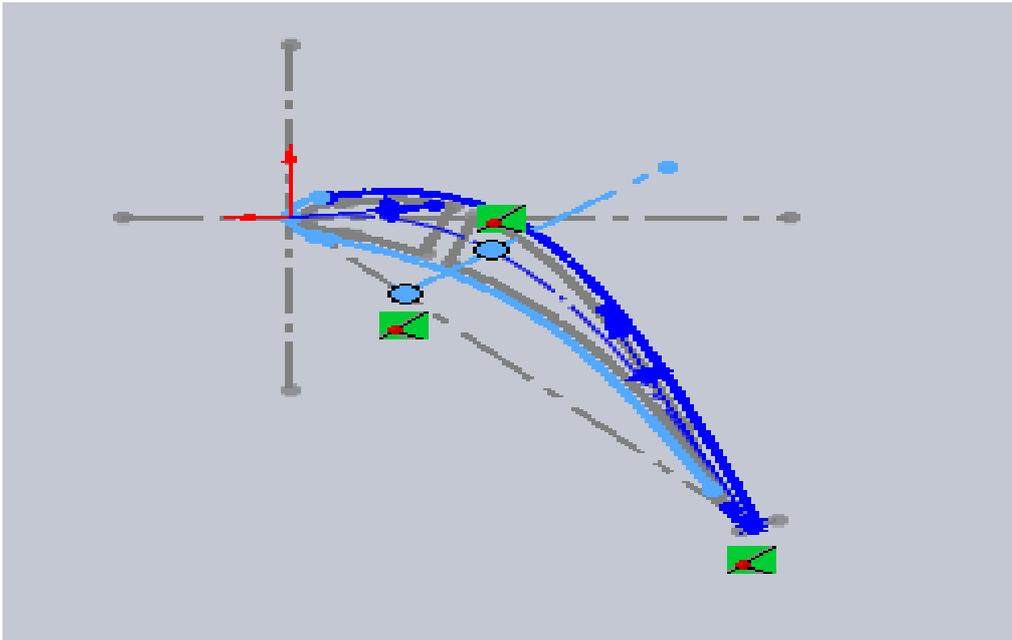


Figure III.7 : Aube stator

III.4.2.2 L'aube du rotor

La même procédure est utilisée pour construire la forme de l'aube du rotor dans SOLIDWORKS. La figure (III.8) montre la forme du profil de l'aube. Dans les annexes B.1 B.2 il y a toute la démarche pour reproduire les aubes dans SOLIDWORKS.

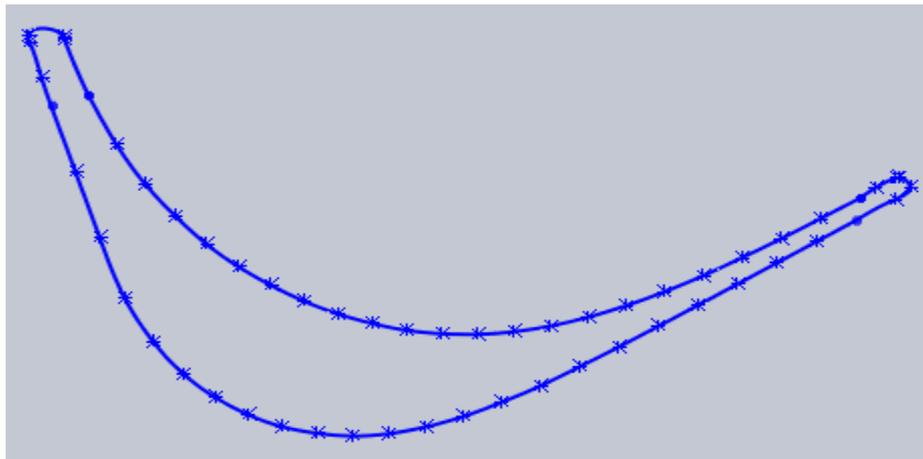


Figure III.8 : profil rotor avec incidence

III.4.2.3 Domaine de calcul stator

Le but de cette étape est de faire sortir les coordonnées des points limitant le domaine de calcul d'une aube, pour éviter le chevauchement de deux domaines adjacents.

La figure (II.9) montre la construction du domaine de calcul :

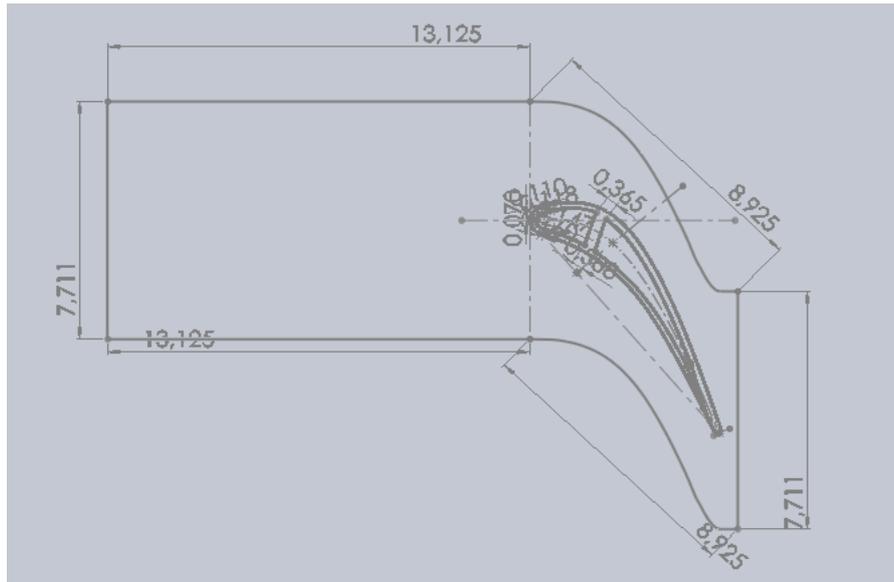


Figure III.9 : Domaine de calcul de l'aube du stator

On utilise ensuite de la fonction LISSAGE SURFACE, pour donner à l'aube sa forme finale en deux dimensions :

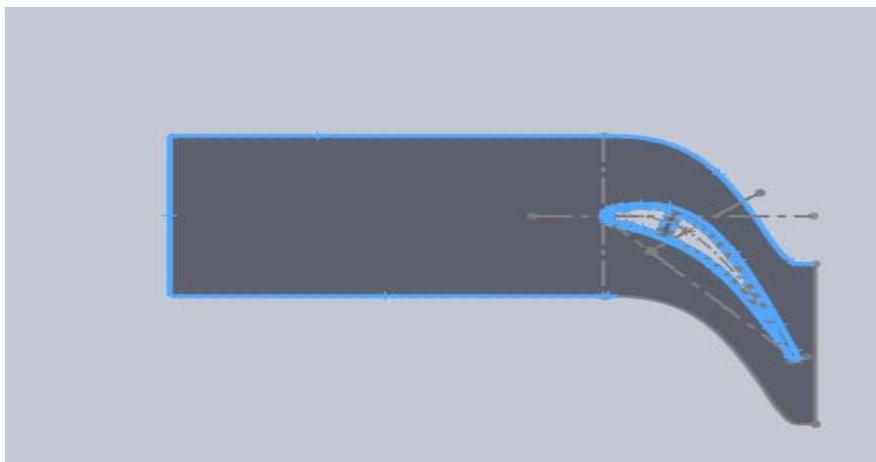


Figure III.10 : La surface de lissage de l'aube de stator

III.4.2.4 Domaine de calcul rotor

En suivant les mêmes étapes que pour le stator (section précédente), on obtient les dimensions suivantes montrées à la figure (II.11)

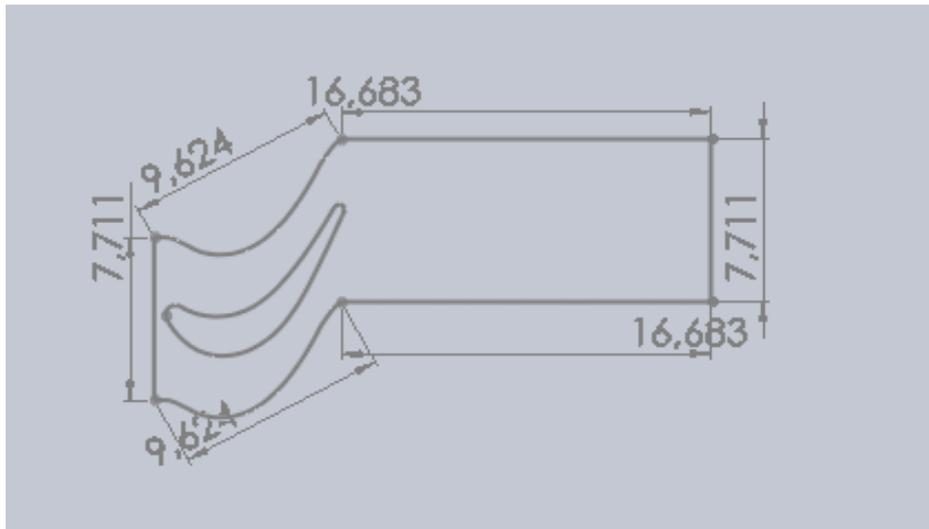


Figure III.11 : Domaine de calcul rotor

On utilise ensuite de la fonction LISSAGE SURFACE, pour donner à l'aube sa forme finale en deux dimensions :



Figure III.12 : La surface de lissage de l'aube de rotor

Le domaine final est :

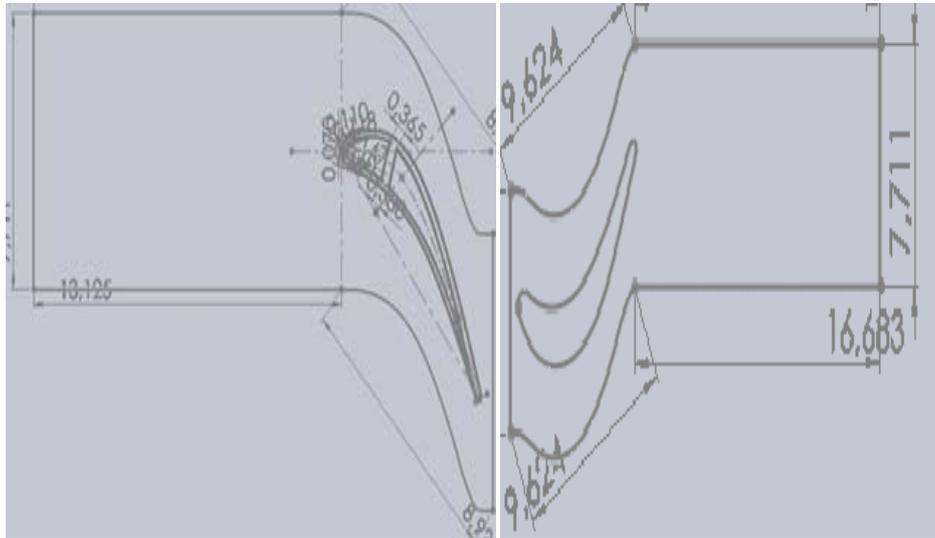


Figure III.13 : Domaine de calcul stator et rotor

On utilise ensuite de la fonction LISSAGE SURFACE, pour donner à l'étage sa forme finale en deux dimensions :

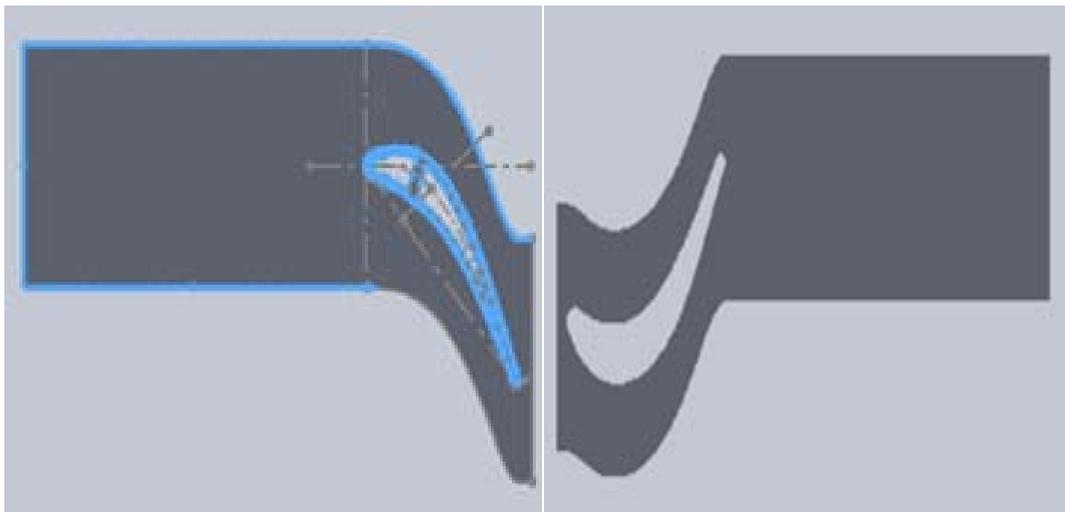


Figure III.14 : La surface de lissage de l'étage

III.5 Logiciel GAMBIT

III.5.1 Définition

L'étape de la génération du maillage est une étape clef pour s'assurer de la validité des simulations. C'est l'étape de découpage du volume étudié en petits volumes élémentaires. Le maillage en général n'est pas régulier : les éléments du maillage doivent être plus petits (maillage fin) dans les zones où les gradients (de vitesse, de température ou de concentration) vont être les plus importants. Si ces zones ne peuvent pas être prédites, il convient de faire quelques essais itératifs avec ajustement du maillage. Dans le cas d'une étude des frottements ou du transfert thermique en paroi, il faut résoudre les équations dans la couche limite près de la paroi ; en général, les codes de calculs proposent des moyens spécifiques pour mailler cette zone. Une étude de sensibilité au maillage doit toujours être faite. Cela consiste à faire des simulations avec un maillage différent (par exemple 30 % de plus) : si les résultats de la simulation dépendent du maillage, il convient de resserrer celui-ci jusqu'à obtenir une indépendance entre maillage et solution. Si le maillage n'est pas assez dense, certains phénomènes locaux ne seront pas capturés (recirculations, décrochage de l'écoulement, points chauds, etc.).

III.5.2 Choix du type de maillage

III.5.2.1 Maillage structuré (quadra/hexa)

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

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

Cependant il présente les inconvénients suivantes

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

III.5.2.2 Eléments de maillage non structuré

Ils 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.

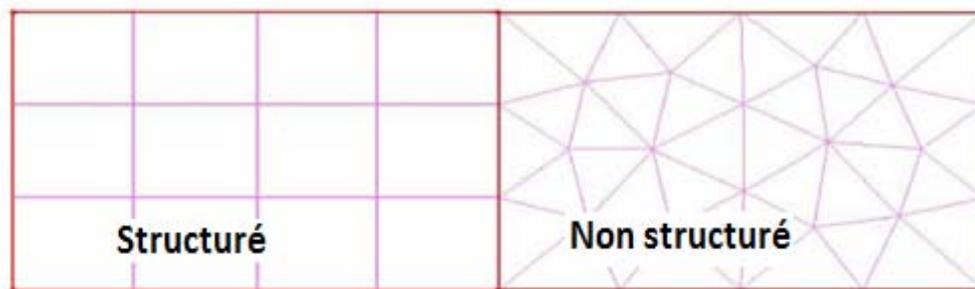


Figure III.15: Maillage structuré et non structuré.

III.5.2.3 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.

III.5.3 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).

III.5.4 Qualité d'un maillage

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et significatif. Une bonne qualité de maillage repose sur les éléments suivants :

- Minimisation des éléments présentant des distorsions (skewness)
- Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc ...etc.)

Enfin, la qualité de maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

III.5.4.1 Distorsion

Une bonne qualité de maillage est synonyme d'absence de grandes distorsions d'éléments (Bon skewness). Le facteur de distorsion (skewness) se calcule de deux façons différentes :

A. Calcul basé sur le volume équilatéral :

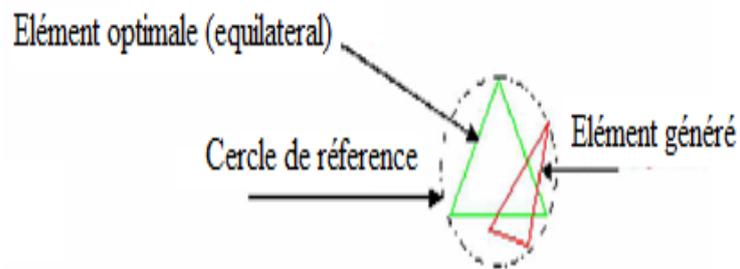


Figure II.16: La distorsion.

Applicable uniquement pour les éléments triangulaires ou tétraédriques.

B. Calcul basé sur la déviation angulaire :

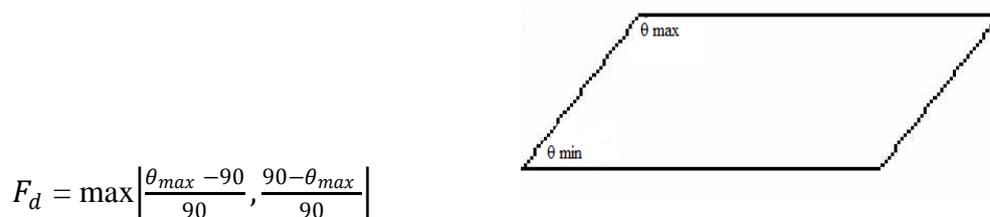


Figure III.17: Déviation angulaire.

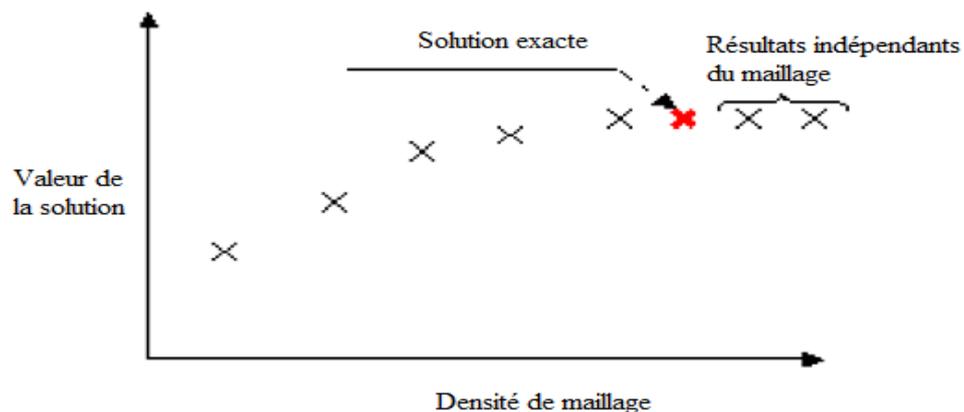
Applicable pour tout type d'élément. Notons que les grandes valeurs du facteur de distorsion induisent des erreurs de calcul et ralentissent considérablement le processus de convergence. Quelques distorsions peuvent être tolérées si elles sont situées dans des régions à faible gradient.

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

Tableau III. 1 .La qualité de maillage en fonction de 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

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 III.18: Indépendance de la solution du maillage.**

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.

III.5.5 Génération des maillages par GAMBIT

La géométrie construite dans SOLIDWORKS est exportée sous format ACIS pour être importer dans GAMBIT telle que montre la figure (III.5):

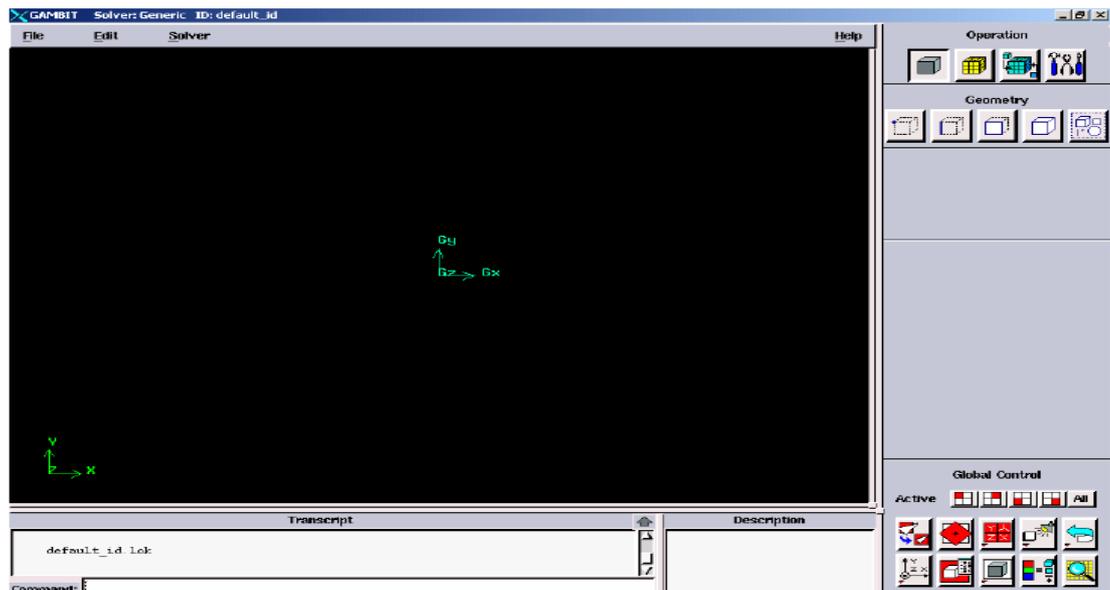


Figure III.19 : Interface de GAMBIT

Dans le cadre de notre travail, nous avons utilisé un maillage surfacique par lissage de forme d'éléments « TRI ». Le maillage doit respecter plusieurs conditions. Il doit par exemple être raffiné dans les zones où la variable calculée présente de forts gradients. Par exemple, pour une couche limite sur une paroi. Les figures ci-dessous montrent le maillage de la géométrie.

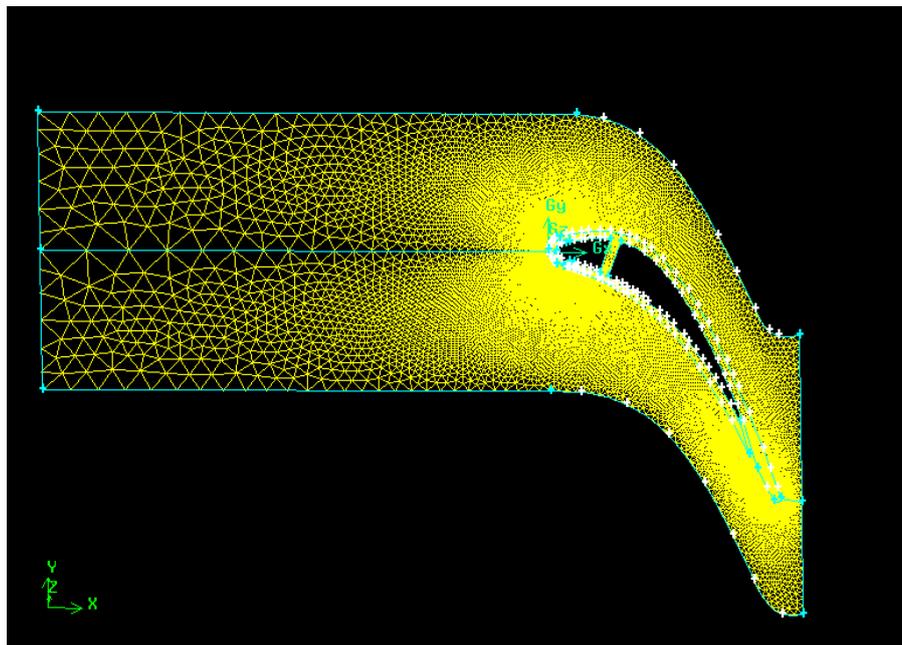


Figure III.20 : maillage de la géométrie de stator

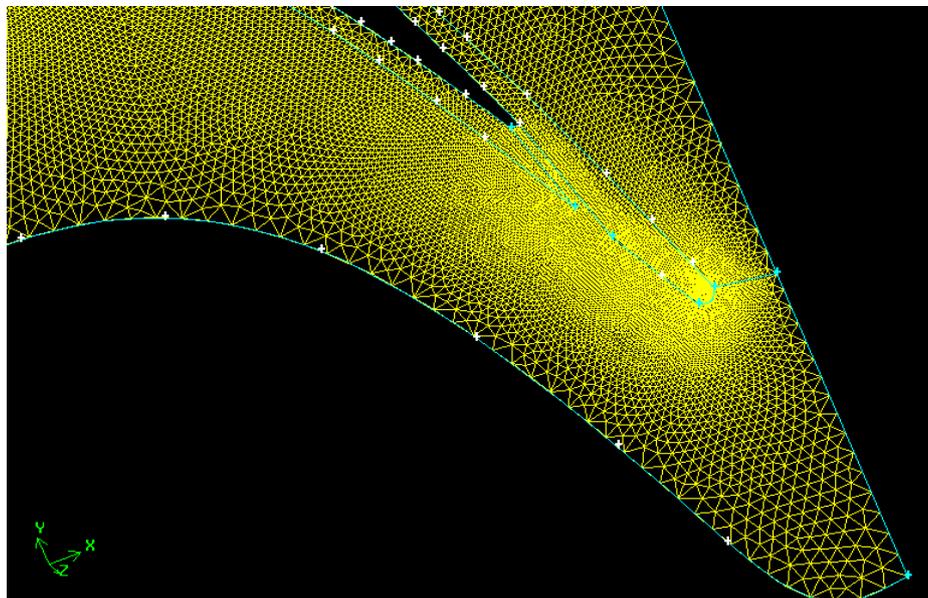


Figure III.21: Maillage au niveau du bord de fuite

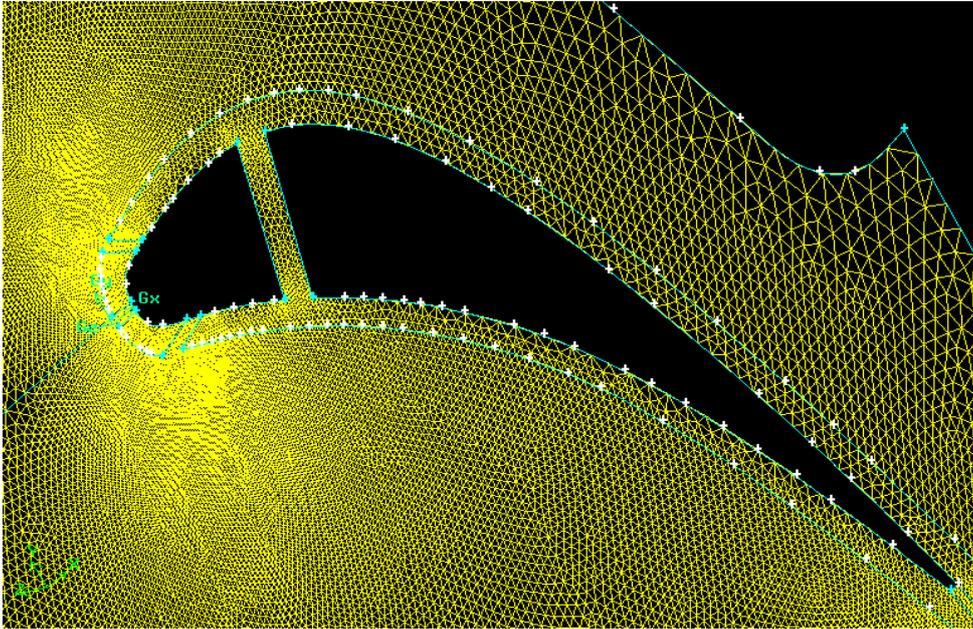


Figure III.22 : Maillage au niveau des orifices des cavité

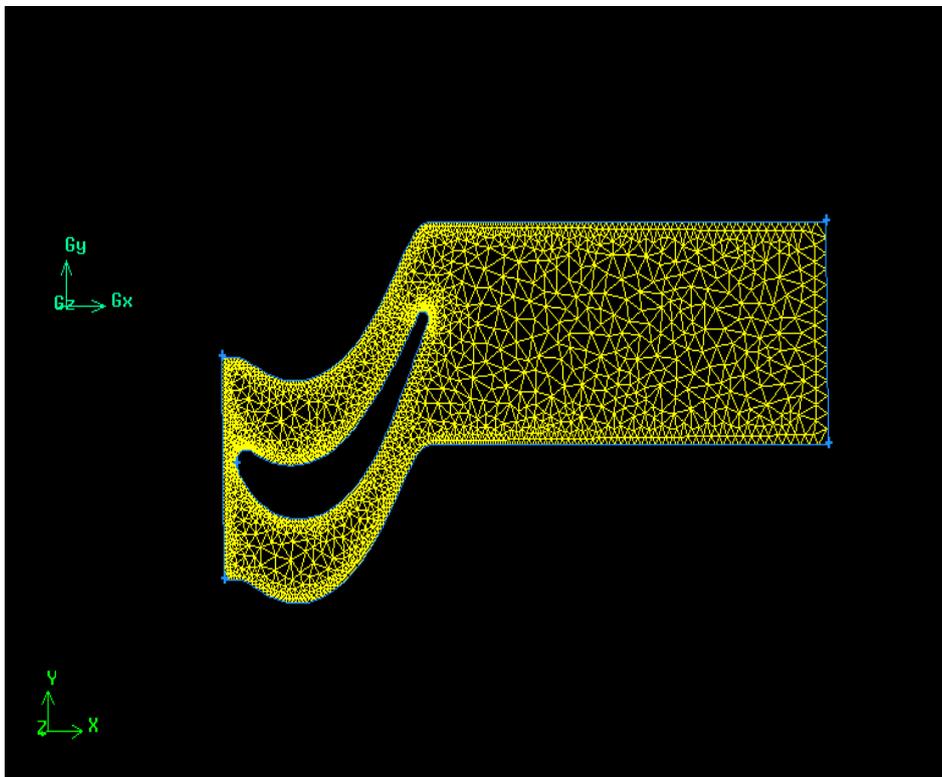


Figure III.23 : Maillage de la géométrie de rotor.

III.5.5.1. Validation du maillage

L'analyse de la qualité du maillage ainsi que son influence sur les résultats est un point fondamental qui mérite une attention particulière. Théoriquement, les erreurs liées au maillage doivent disparaître pour des mailles de plus en plus fines tout en respectant les moyens de calcul disponibles.

A.stator

Le nombre d'éléments formant le maillage :

Face1 :

- Nombre de nœuds: **28309**
- Nombre d'éléments: **14462**

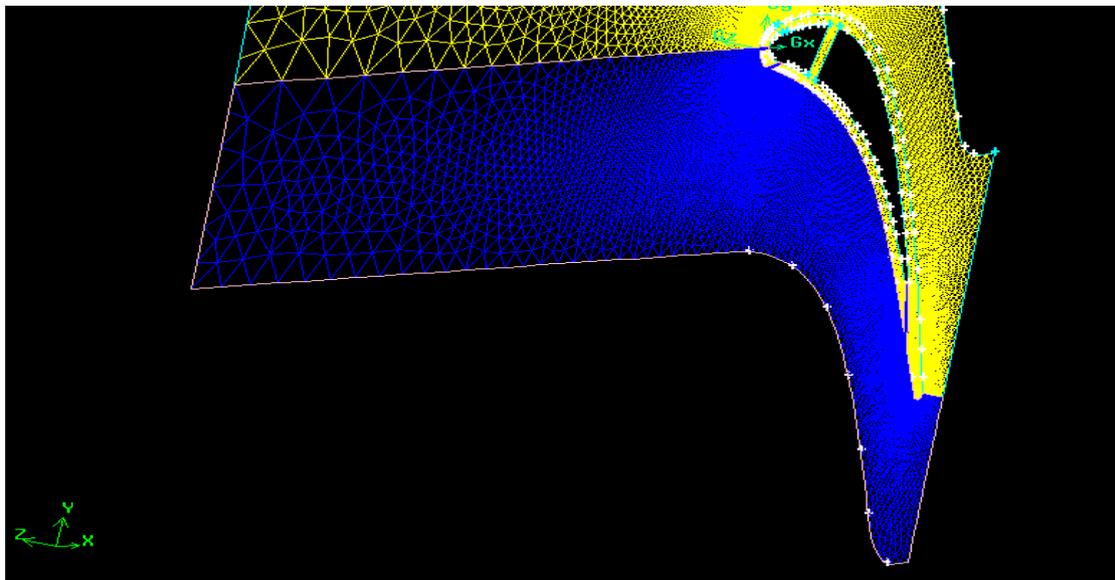


Figure III.24: validation de maillage au niveau de face1(face bleu)

Face2

- Nombre de nœuds : **16834**
- Nombre d'éléments: **8644**

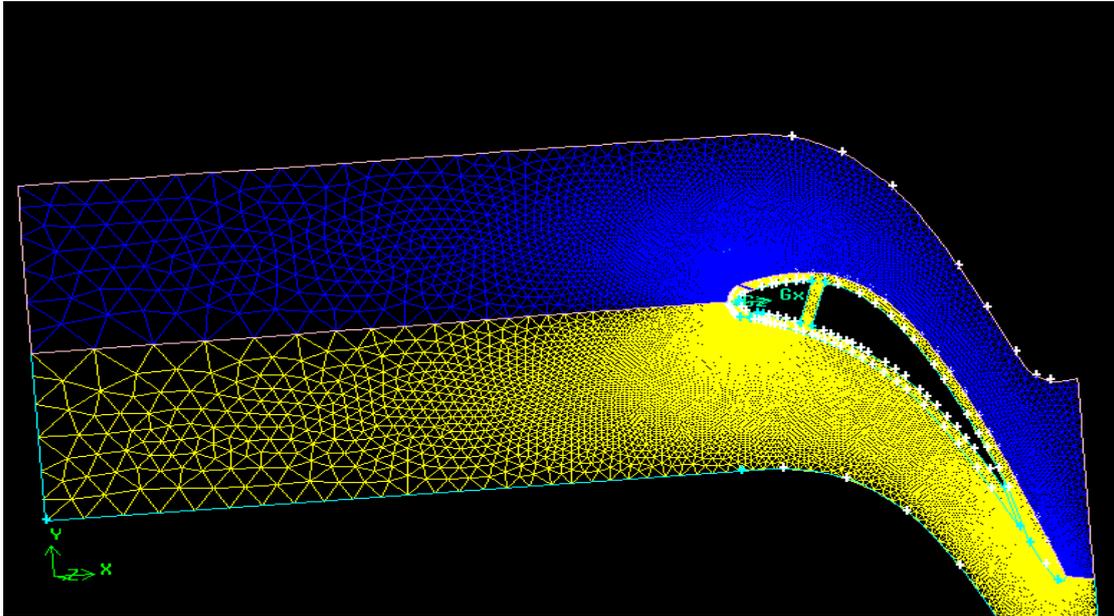


Figure III.25: validation de maillage au niveau de face2(face bleu)

Face3

- Nombre de nœuds : **5273**
- Nombre d'éléments: **3030**

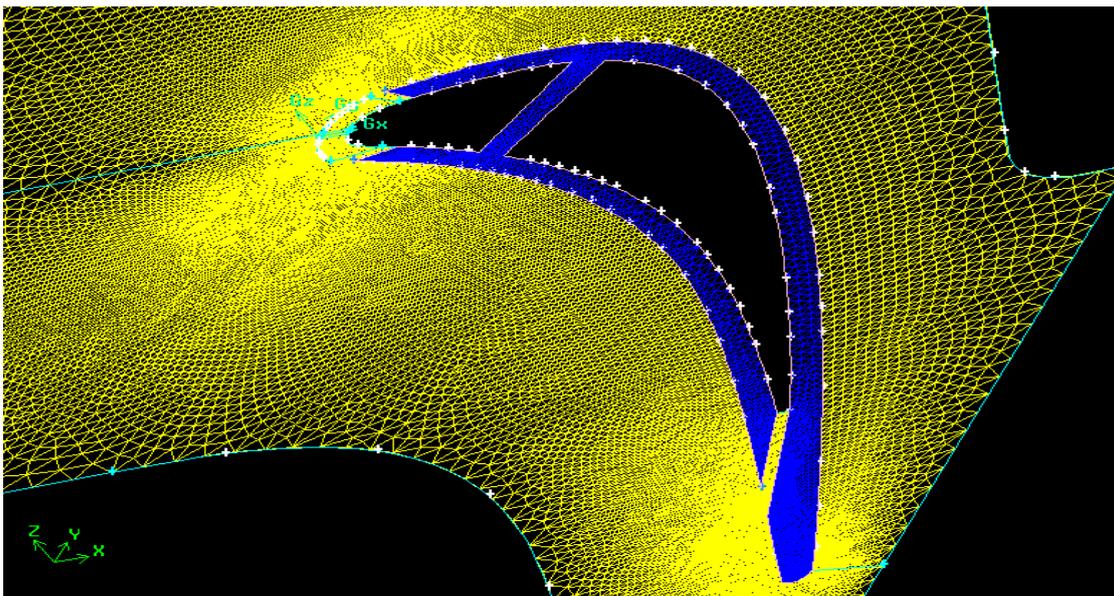


Figure III.26: validation de maillage au niveau de face3(face bleu)

Face4

- Nombre de nœuds : **711**
- Nombre d'éléments: **398**

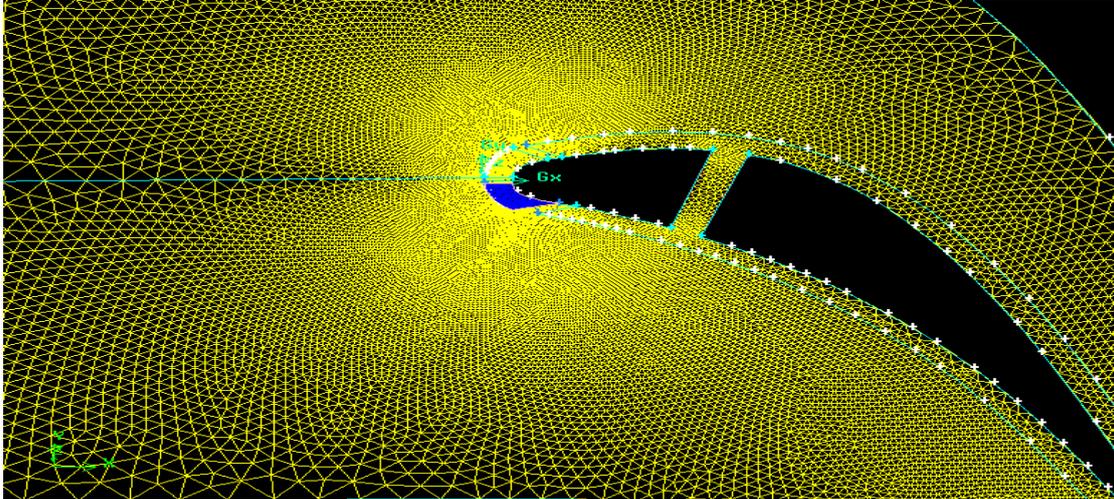


Figure III.27: validation de maillage au niveau de face4(face bleu)

Face5

- Nombre de nœuds: **702**
- Nombre d'éléments: **391**

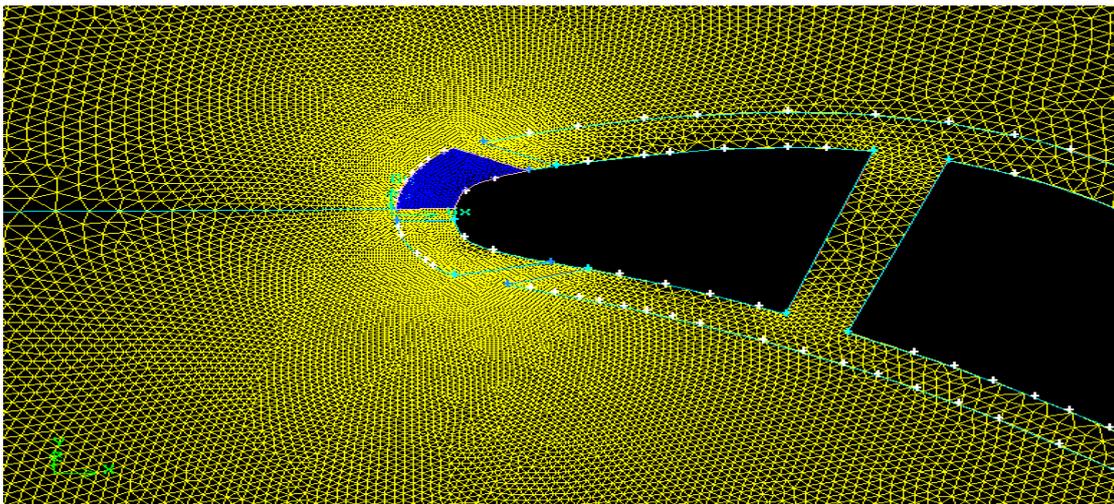


Figure III.28 : validation de maillage au niveau de face5(face bleu)

B.Rotor

Le nombre d'éléments formant le maillage :

- Nombre de nœuds : **11069**
- Nombre d'éléments: **5790**

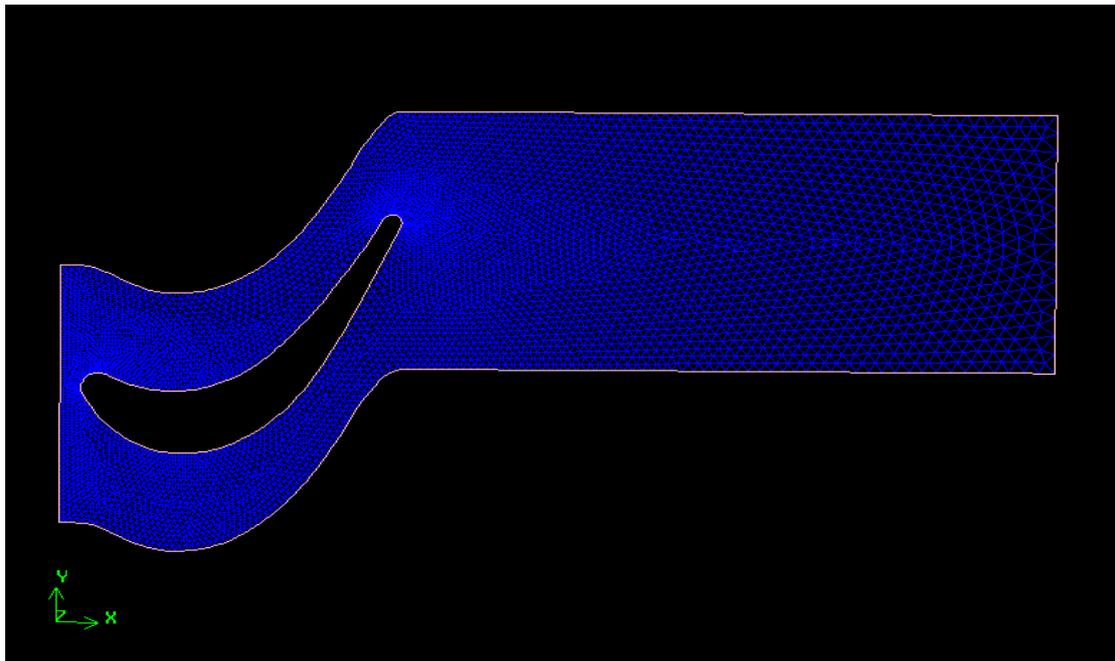


Figure III.29: validation de maillage au niveau de rotor

III.6 Logiciel Fluent

Fluent dispose d'une large palette de solutions de CFD. Fluent est un solveur par volumes finis non structuré ; logiciel de CFD généraliste pour la simulation de tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques... et ce sur les géométries complexes industrielles. Ce produit inclut également un véritable environnement CAO et un manilleur paramétrique de dernière génération, permettant de mettre en place rapidement les modèles numériques ou de s'intégrer aux outils de conception déjà existants (Catia, I-deas, Pro/E...).

Le maillage est lu dans fluent comme un nouveau cas et il est possible de l'améliorer par lissage (**grid smoothing**) ou permutation des arêtes (**grid swapping**).

Pour débiter une simulation, il faut passer dans chaque menu déroulant de Fluent (en commençant par la gauche) pour initialiser les différents paramètres de la simulation (modèle de turbulence, condition aux limites, etc.).

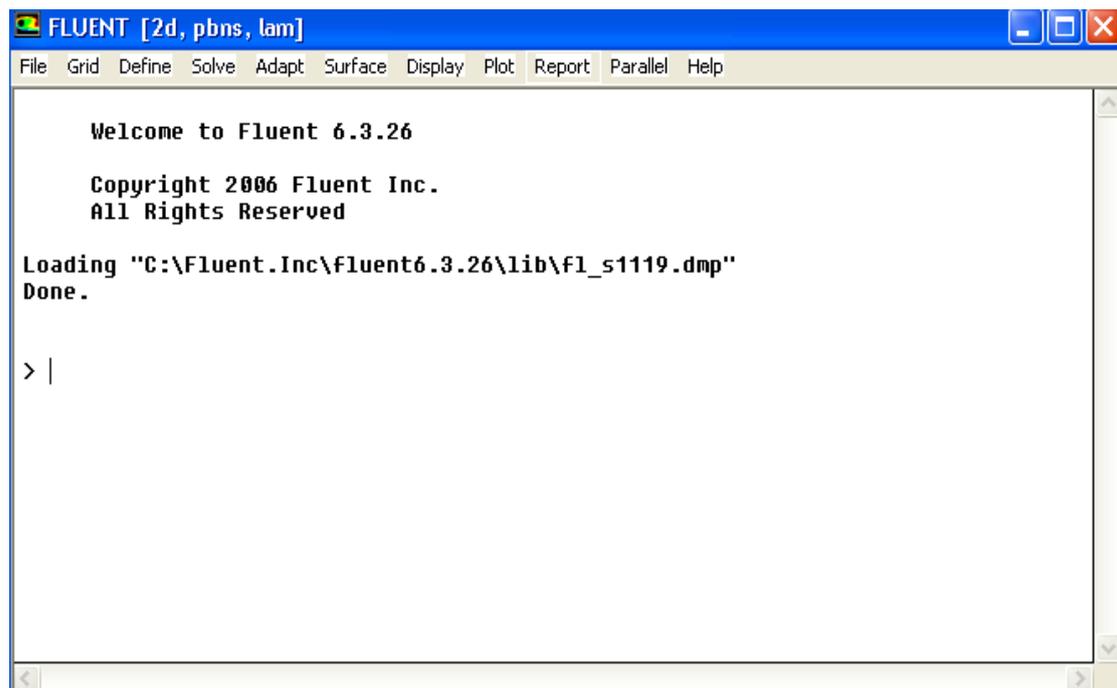


Figure III.30: Interface de FLUENT

III.6.1 Configuration SMM

- Activer solveur instationnaires.
- Définir les zones qui se chevauchent comme interface.
- Pour les zones en mouvement, sélectionnez Moving Mesh comme type de mouvement dans le panneau de BC Fluide.
 - Par défaut, la vitesse des parois est de zéro relatif à la requête du filet adjacente.
- Pour chaque couple de zone d'interface, créer une interface non-conforme.

- Activer l'option périodique si couissant / mouvement de rotation est périodique.
- Activer couplées pour le transfert de chaleur conjugué.
- Autres BCs sont les mêmes que SRF, MRF modèles.

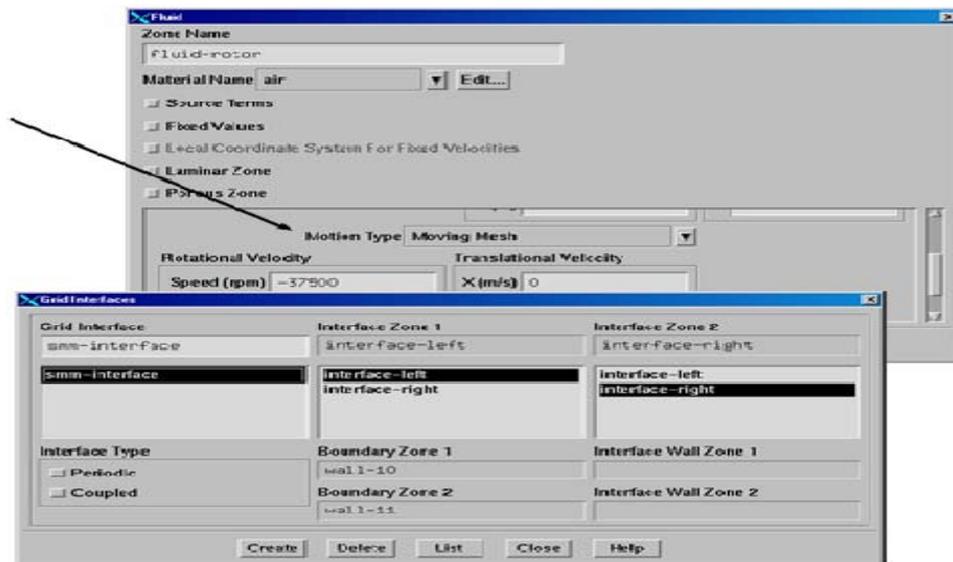


Figure III.31 : Configuration de SMM

II.6.1.1 Résolution des problèmes de SMM

- Choisissez pas de temps appropriés et le pas de temps d'itérations max pour assurer une bonne convergence avec chaque pas de temps.

- Le Pas de temps ne devrait pas être plus grand que le temps qu'il faut pour une cellule en mouvement à l'avance devant un point fixe.

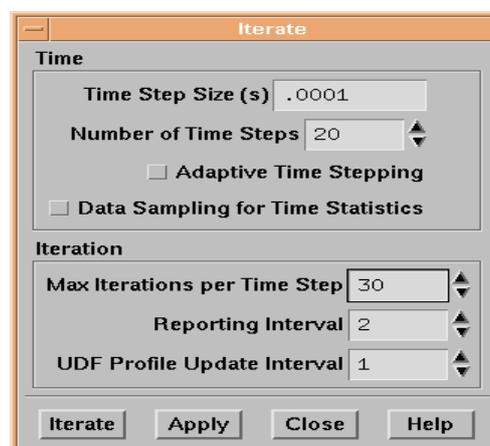


Figure III.32 : Résoudre les problèmes de SMM (Iterate)

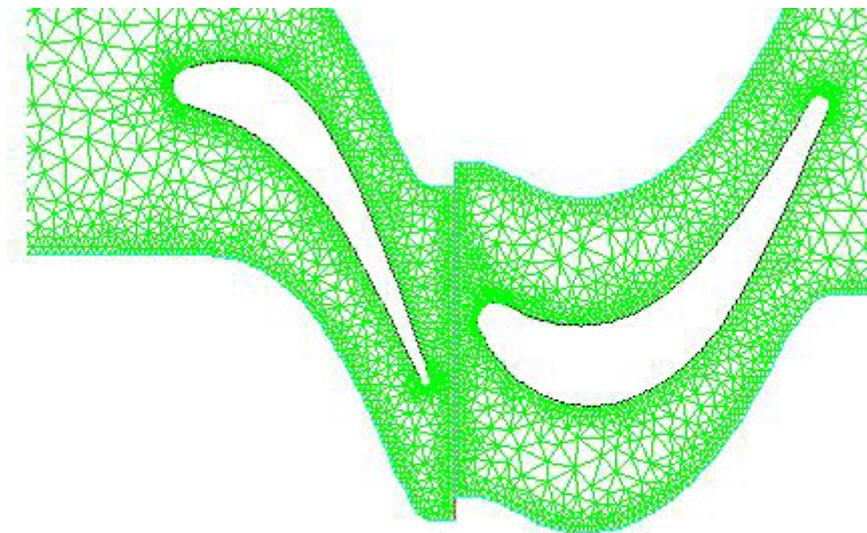
- Faire progresser la solution jusqu'à ce que l'écoulement devient périodique (pressions, vitesses, etc. oscillent avec une variation du temps répété).

-La nécessité de plusieurs tours de la grille.

-De bonnes conditions initiales peuvent réduire le temps nécessaire pour atteindre le temps de périodicité.

III.6.2 Modèle de calcul aérodynamique d'un étage turbine

La géométrie du domaine de calcul est représentée dans la figure III.33.



Grid

Sep 23, 2011
FLUENT 6.3 (2d, pbns, lam)

Figure III.33: etage rotor-stator

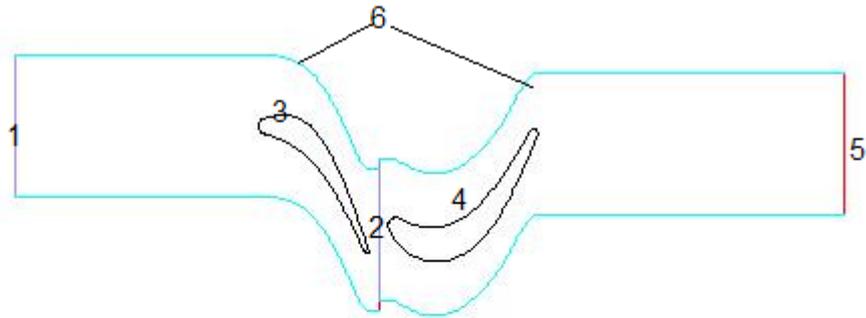


Figure III.34: Conditions aux limites d'un étage(stator-rotor)

Tableau III. 2 : Conditions aux limites

Numéro de la zone	Nom	Type
(1)	Input domain	Pressure inlet
(2)	Output stator-Input rotor	Interface
(3)	Aube stator	Wall
(4)	Aube rotor	wall
(5)	Outlet domain	Pressure outlet
(6)	Up-Down	periodic
	Blade	Wall

Remarque

Les conditions initiales qui représentent l'état de base du modèle à l'instant où on commence la simulation sont définies comme suit :

- la nature du fluide est un gaz parfait.
- Le modèle de turbulence utilisé est le modèle : « $k-\epsilon$ ».

Ce chapitre présente les étapes de simulation dont la création de la géométrie par solidworks et son maillage par GAMBIT à pour but d'avoir un fichier mesh « .msh » et l'exporter au FLUENT et en fin faire l'étude et la simulation de notre cas à étudié et avoir les champs des différents paramètres aérothermodynamique.

IV.1 Modèle de validation sur FLUENT

L'étape ultime consiste à valider les résultats de simulation. Cette étape demeure d'autant plus indispensable qu'un certain nombre de choix ont dû être faits par l'utilisateur, particulièrement concernant les modèles.

La validation ne peut pas concerner l'ensemble des résultats, la somme d'informations résultant d'une simulation étant toujours extrêmement importante ; elle ne peut donc être que partielle.

La concordance ne garantit pas l'exactitude des résultats locaux, mais rassure l'utilisateur. Il est préférable de pouvoir accéder à des valeurs expérimentales locales (champs de vitesse ou de pression par exemple) pour valider la simulation. Dans certains cas complexes, il peut être utile de s'appuyer sur un laboratoire de recherche disposant de ces facilités expérimentales.

Cet exemple de validation consiste en une simulation d'un écoulement instationnaire autour d'un étage de turbine telles que les conditions initiales et aux limites utilisées sont les suivantes.

Dans le cas de notre géométrie, les conditions aux limites sont saisies au niveau du logiciel FLUENT.

IV.1.1 Les conditions aux limites

Pour toutes les simulations, les conditions aux limites sont les suivantes :

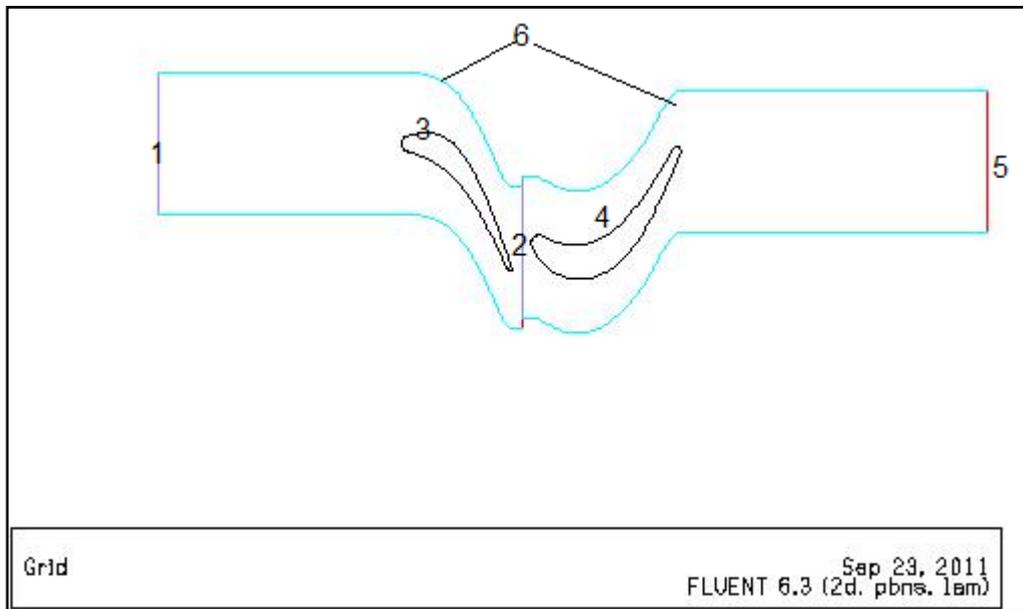


Figure IV.1 : modèle de validation

-**Condition pressure inlet** : La pression totale et la température totale et la pression relatives 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 periodic** : les paramètres de l'écoulement sont périodiques.

-**Condition Wall** : condition de paroi solide.

-**Condition interface** : zone de glissement du maillage rotor par rapport à celui du stator

-ENTREE DOMAINE : Température totale $T_t = 300$ K.

Pression totale $P_t = 101325$ pa

Pression statique $P = 100978.2$ pa

Intensité de la turbulence =5%

Diamètre hydraulique =0.1959 m

-SORTIE DOMAINE : Pression statique $P = 97576$ pa

Température totale $T_t = 300$ K.

Intensité de la turbulence =5%

Diamètre hydraulique =0.1959 m

IV.1.2 Les conditions initiales

Les conditions initiales sont les résultats de calcul du cas stationnaire tout en considérant que le rotor est fixe (l'interface est une zone continue).

IV.1.3 Cas stationnaire

La première figure correspond à celle du FLUENT comparée avec celle exposée juste au- dessous qui représente notre résultat .

IV.1.3.1 coefficient de portance

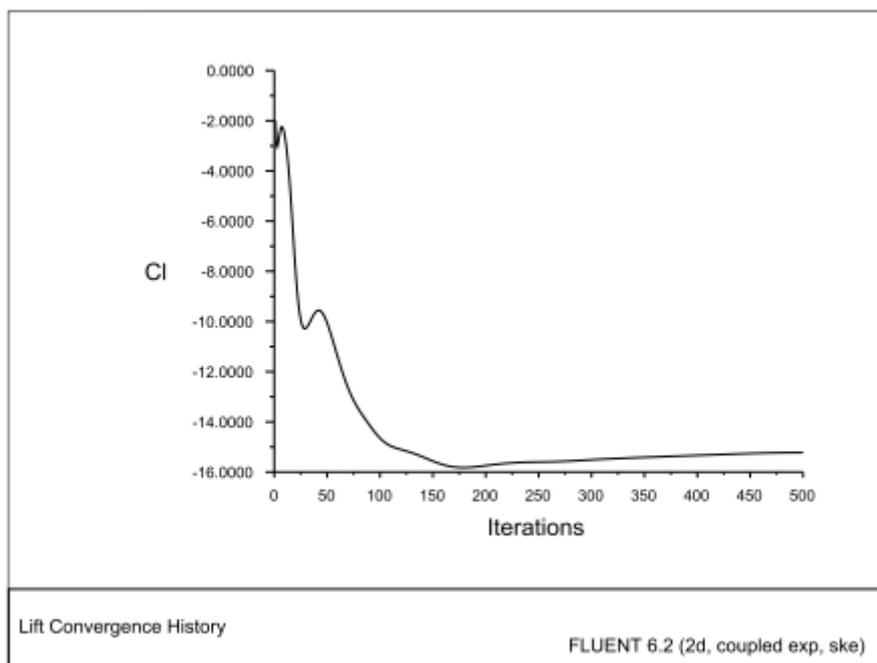


Figure IV.2 : coefficient de portance (FLUENT)

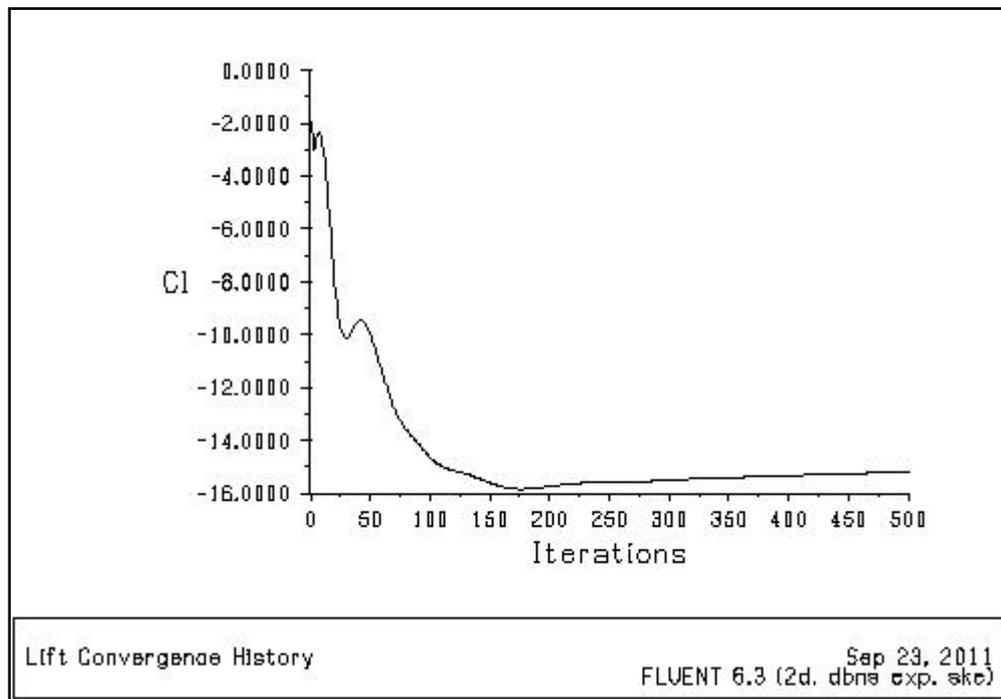


Figure IV.3 : Coefficient de portance (nos résultats)

IV.1.3.2 contours de pression statique

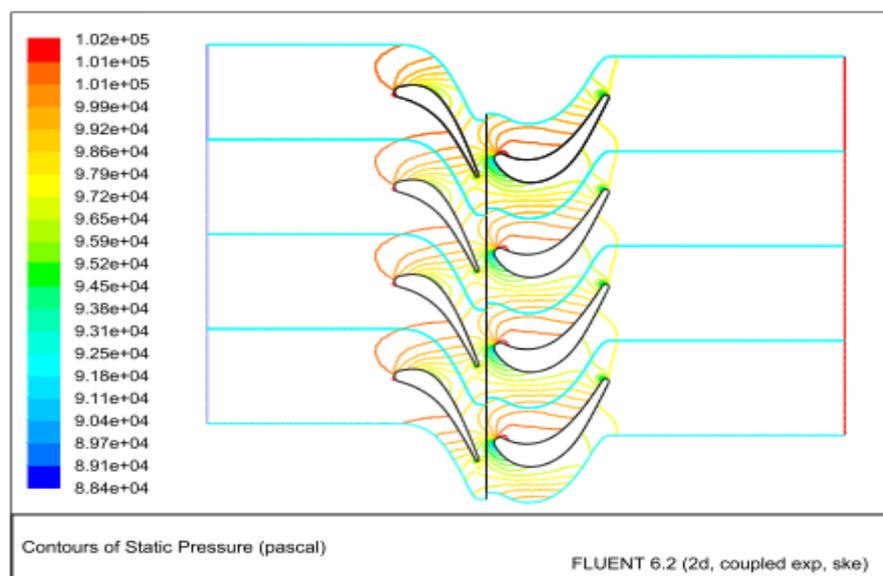


Figure IV.4 : Contours des pressions statiques (FLUENT)

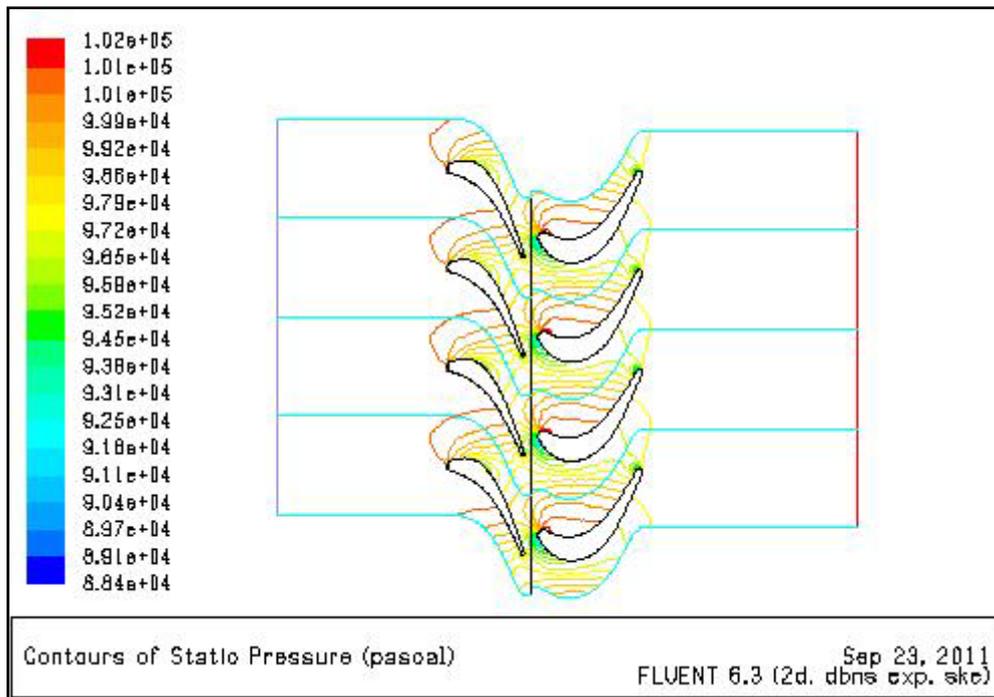


Figure IV.5: Contours des pressions statiques (nos résultats)

IV.1.3.3 Contours du champ des vitesses

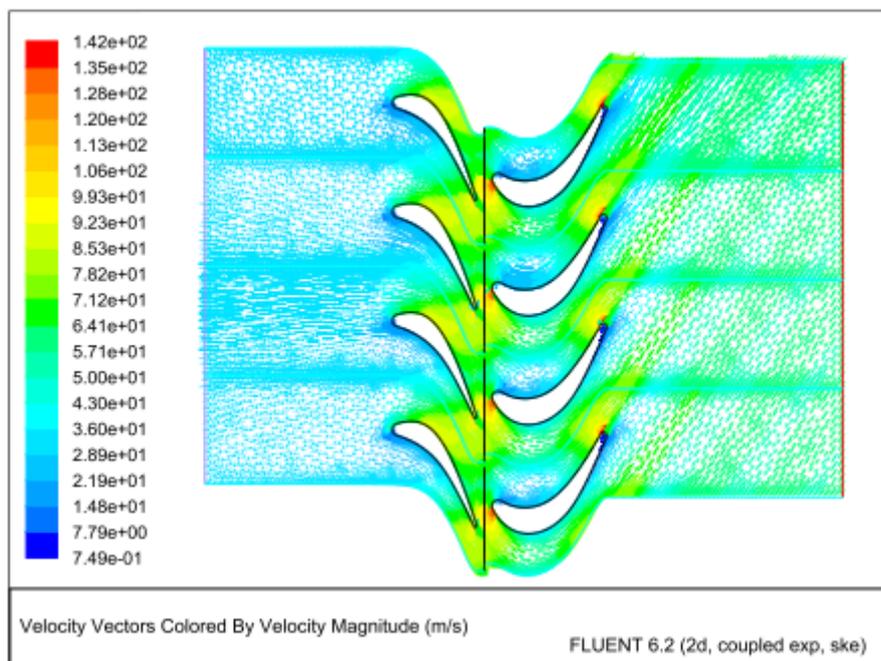


Figure IV.6 : champ des vitesses(FLUENT)

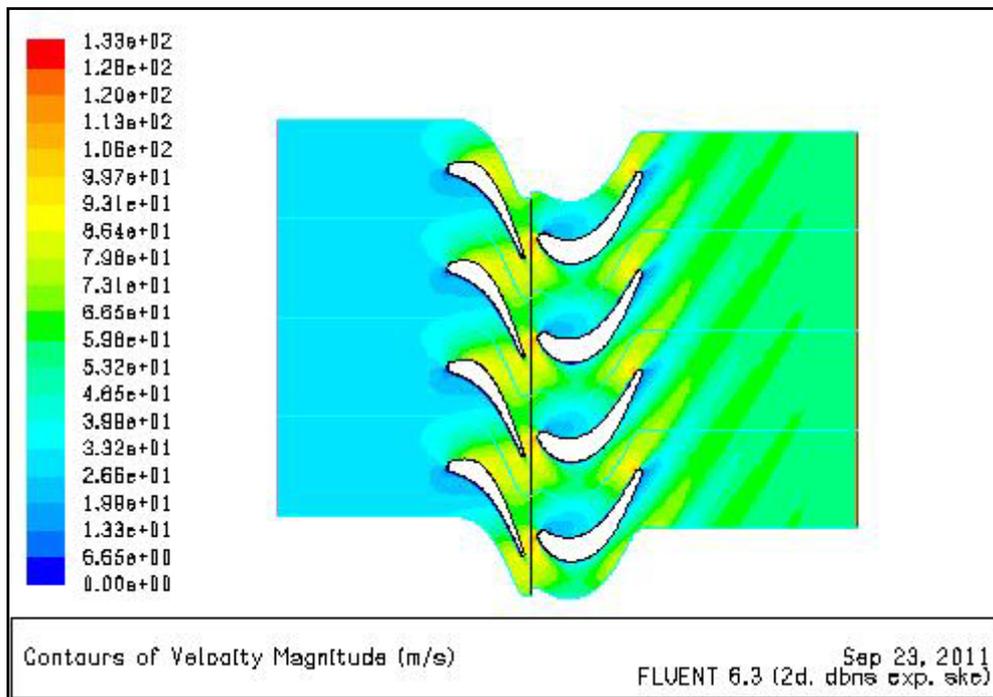


Figure IV.7 : champ des vitesses (nos résultats)

IV.1.3.4 Résultats du résiduel

La figure(IV.8) présente le résiduel tel que le nombre d'itérations attendent les 500 et la convergence arrive jusqu'à $10e^{-4}$.

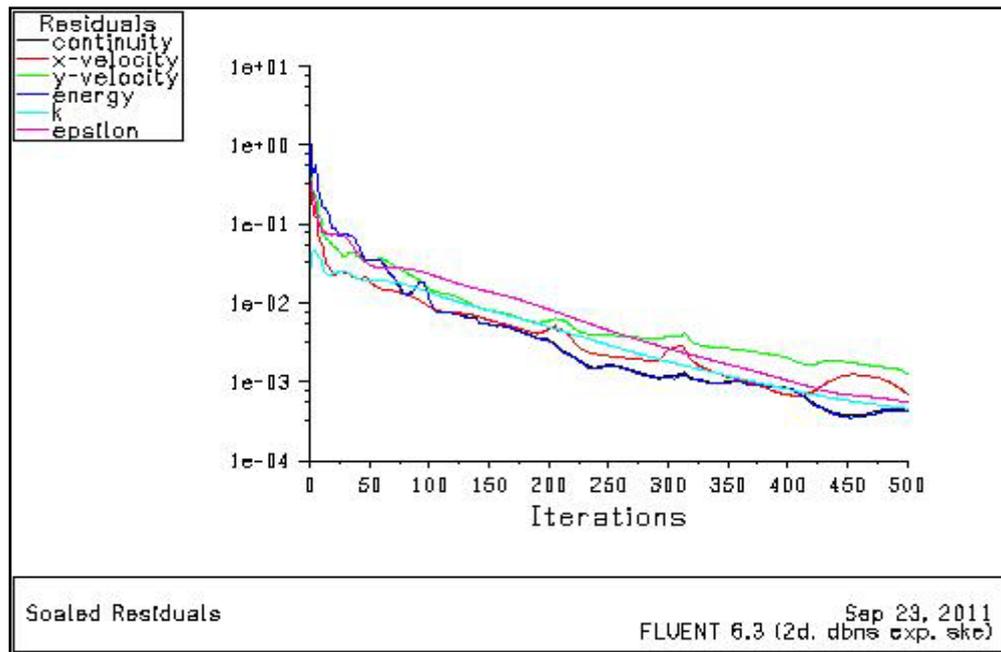


Figure IV.8 : Le Résiduel

IV.1.4 Cas instationnaire (rotor en mouvement)

IV.1.4.1 Coefficient de portance

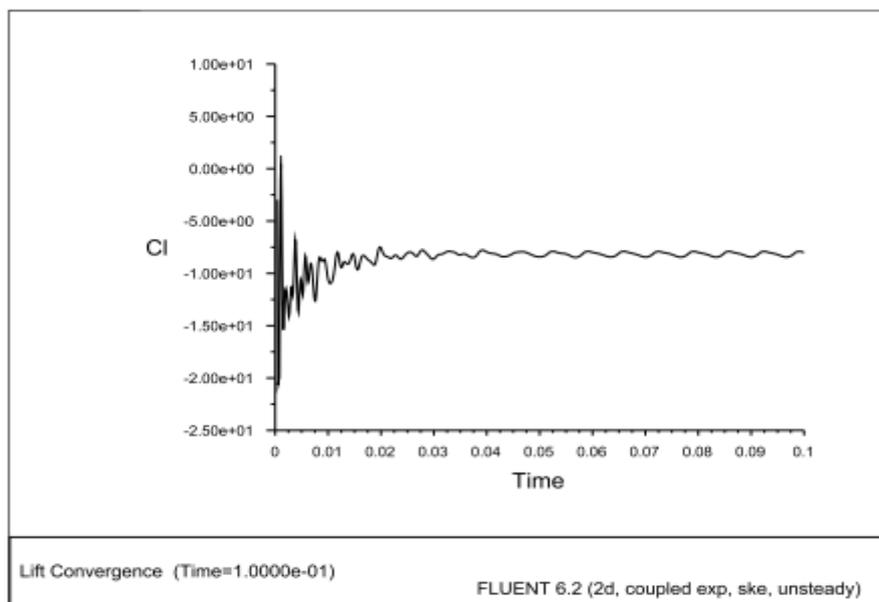


Figure IV.9 : Coefficient de portance (FLUENT)

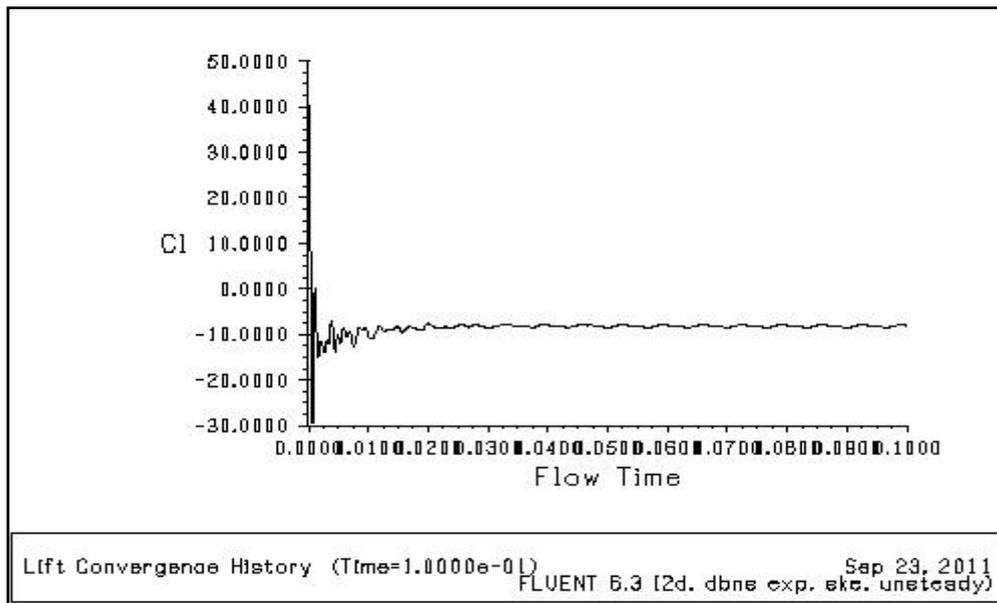


Figure IV.10 : Coefficient de portance (nos résultats)

IV.1.4.2 Contours du champ des vitesses à $t=0.1s$

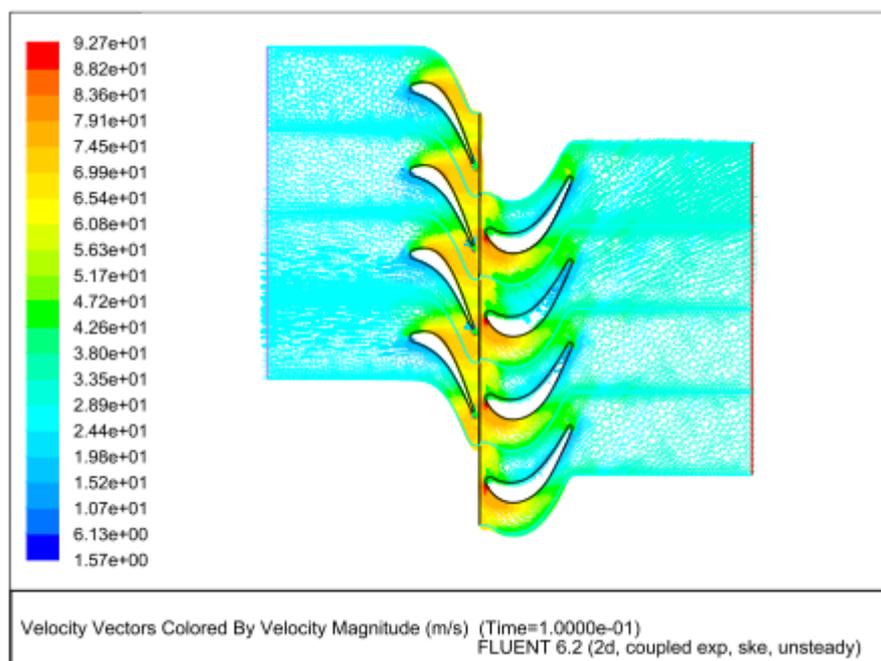


Figure IV.11 : champ des vitesses (FLUENT)

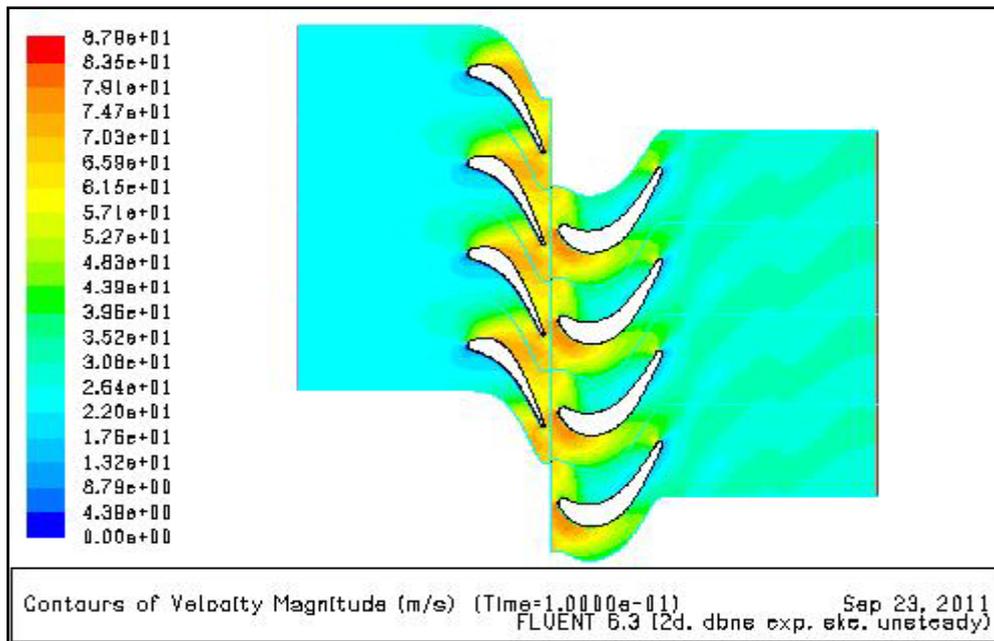


Figure IV.12 : champ des vitesses (nos résultats)

IV.1.4.3 Contours des pressions statiques à $t=0.1s$

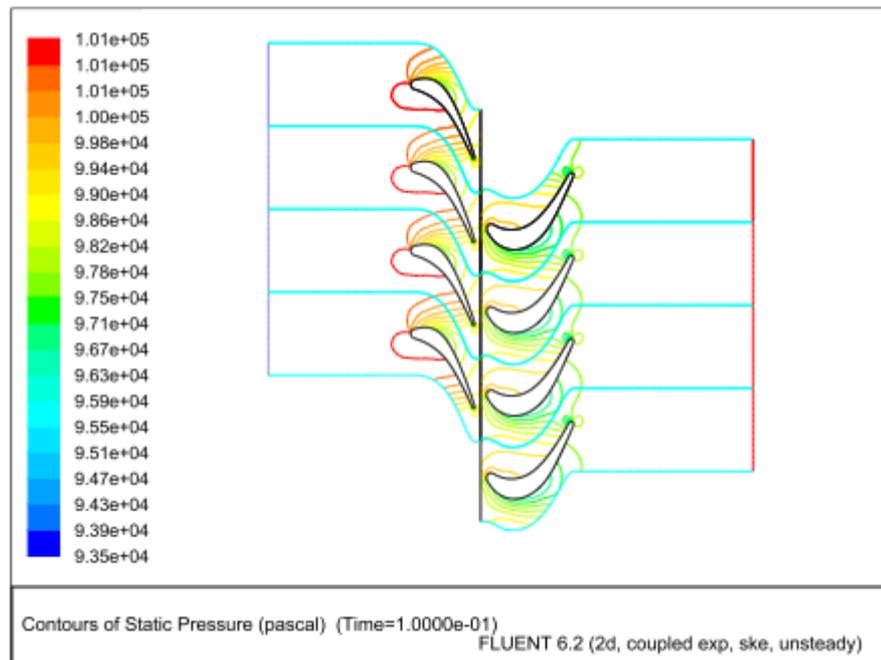


Figure IV.13: Contours des pressions statiques (FLUENT)

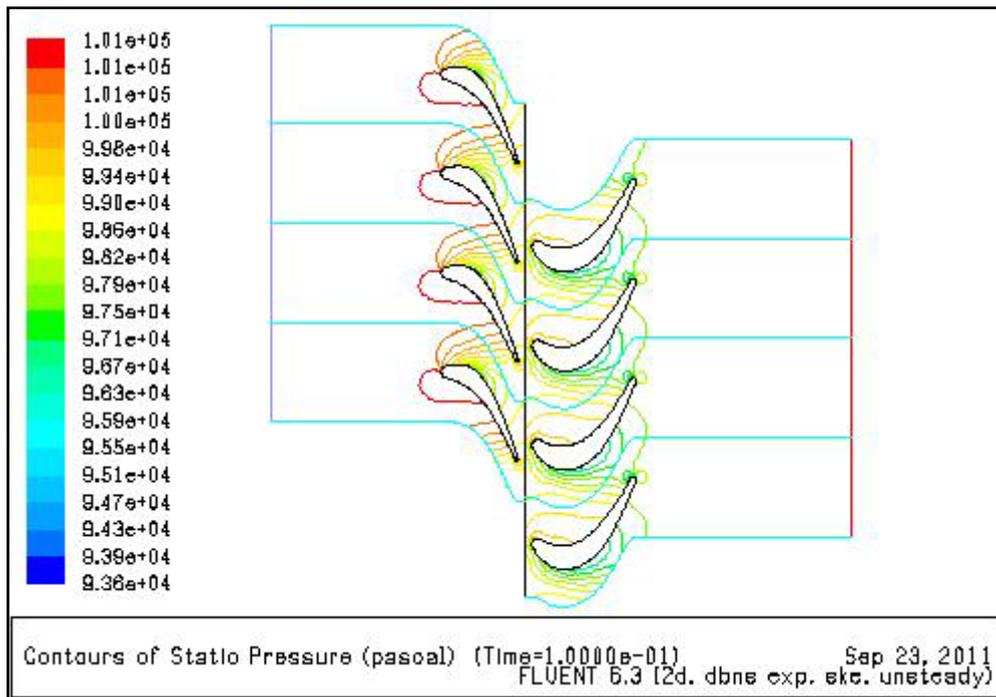


Figure IV.14 : Contours des pressions statiques (nos résultats)

IV.1.4.4 coefficient de pression a $t \approx 0.1s$

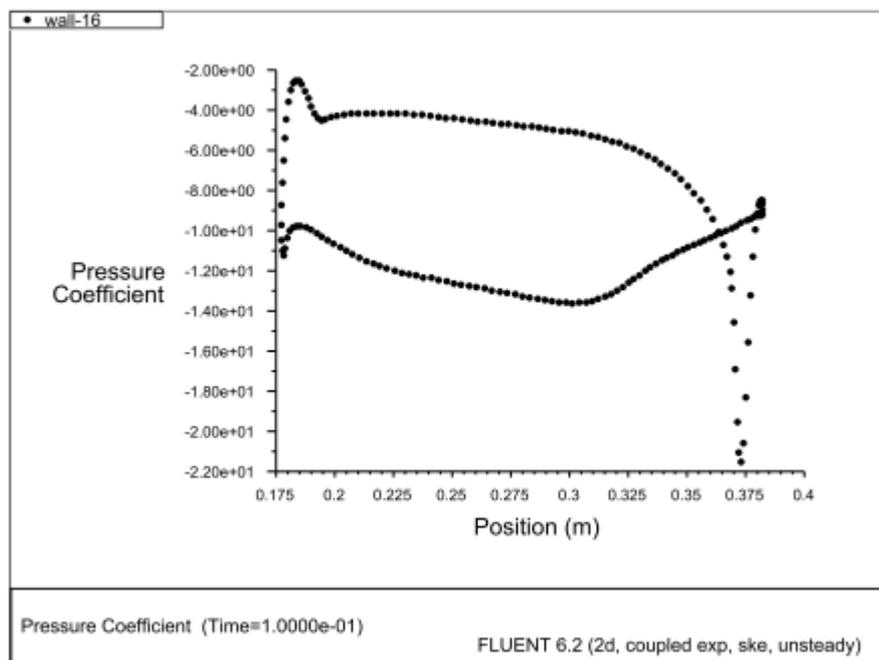


Figure IV.15 : Coefficient de pression (FLUENT)

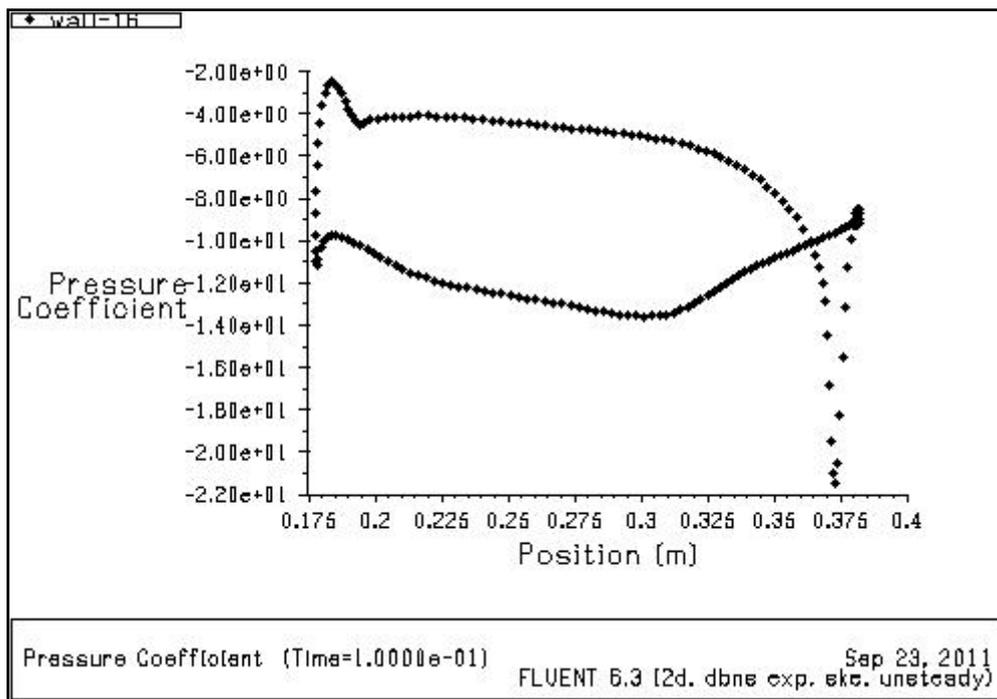


Figure IV.16 : Coefficient de pression (nos résultats)

IV.1.4.5 contours de pression statique à $t=0.107$ s

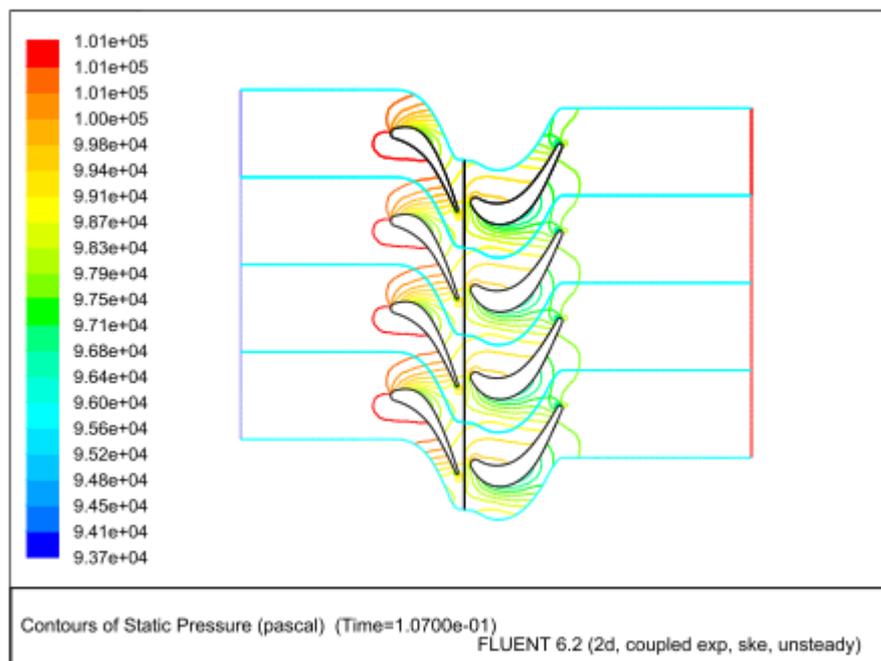


Figure IV.17 : Contours des pressions statiques (FLUENT

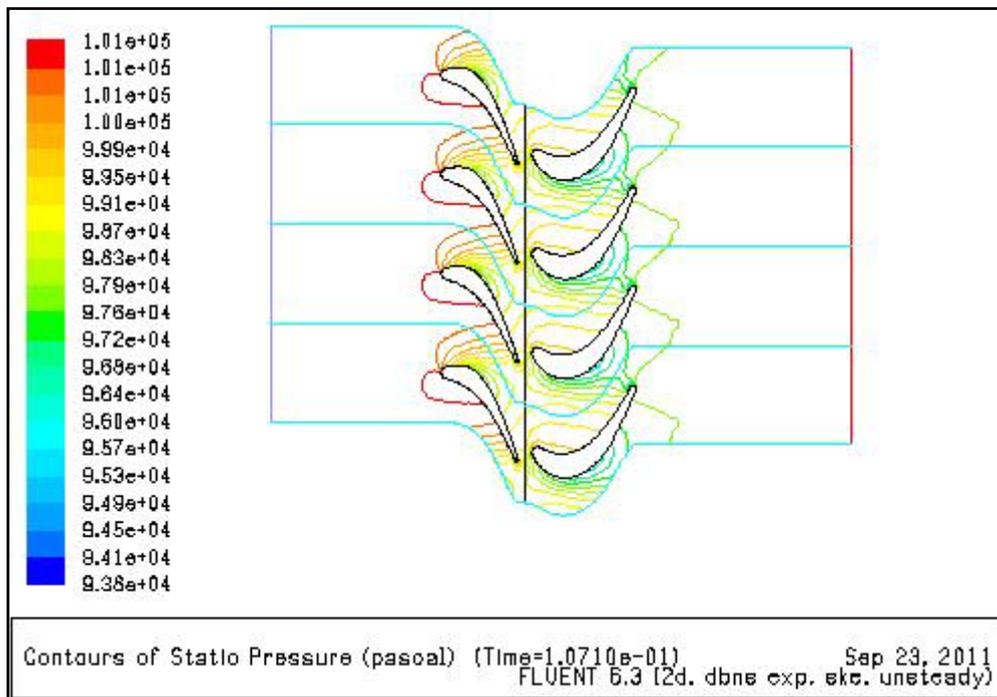


Figure IV.18 : Contours des pressions statiques (nos résultats)

IV.1.4.6 Résultats du résiduel

La figure(IV.19). Présente le résiduel tel que le nombre d'itérations attendent les **1000** et la convergence arrive jusqu'à **$10e^{-4}$** .

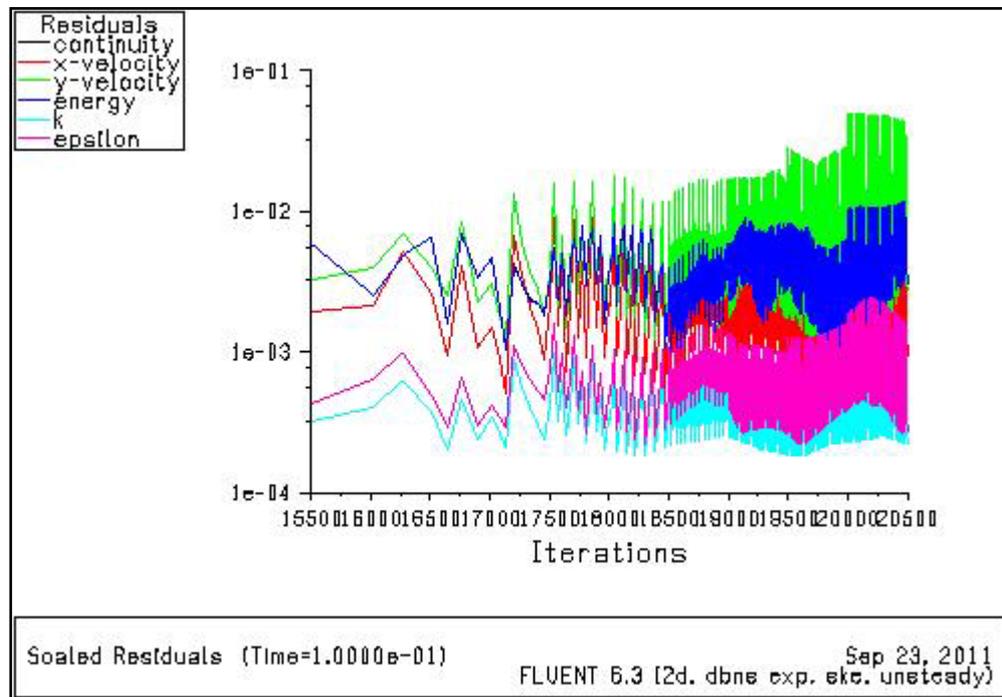


Figure IV.19 : Le Résiduel

Une comparaison des prédictions des contours de pression et des nombres de Mach sur l'étage avec les données FLUENT. Il y a une bonne concordance entre les résultats de FLUENT et les données du tutorial.

IV.1.4.7 contour de la pression statique

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

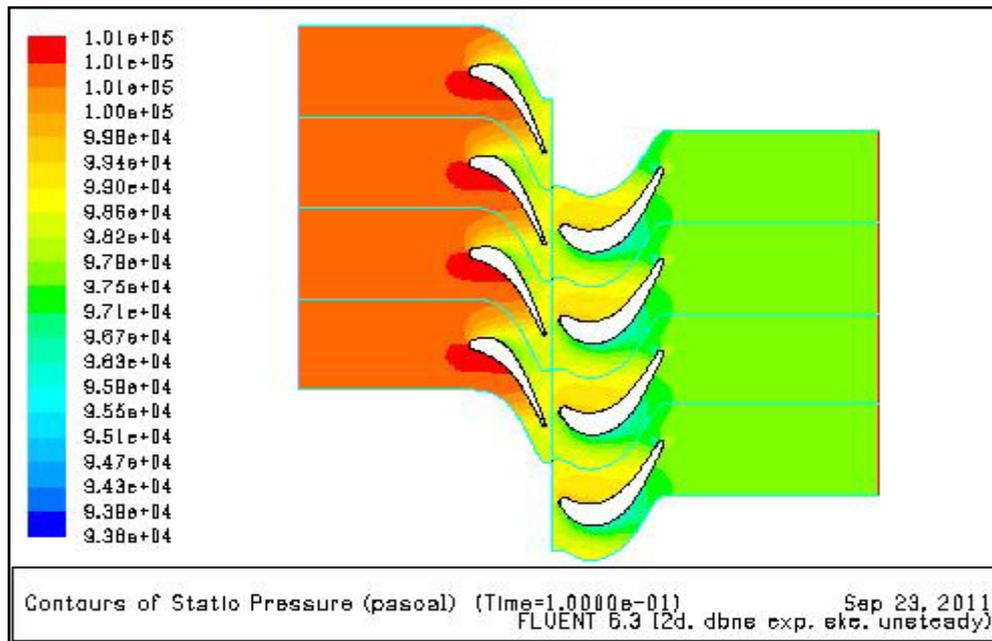


Figure IV.20 : Contours de la pression statique.

- Une dépression sur l'extrados et surpression sur l'intrados.
- Une poche rouge au niveau du bord d'attaque de stator montre une grande pression, au bord de fuite du rotor on a une détente (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.

IV.1.4.8 contour de nombre de Mach

Le contour du nombre de Mach est montré dans la figure 21.

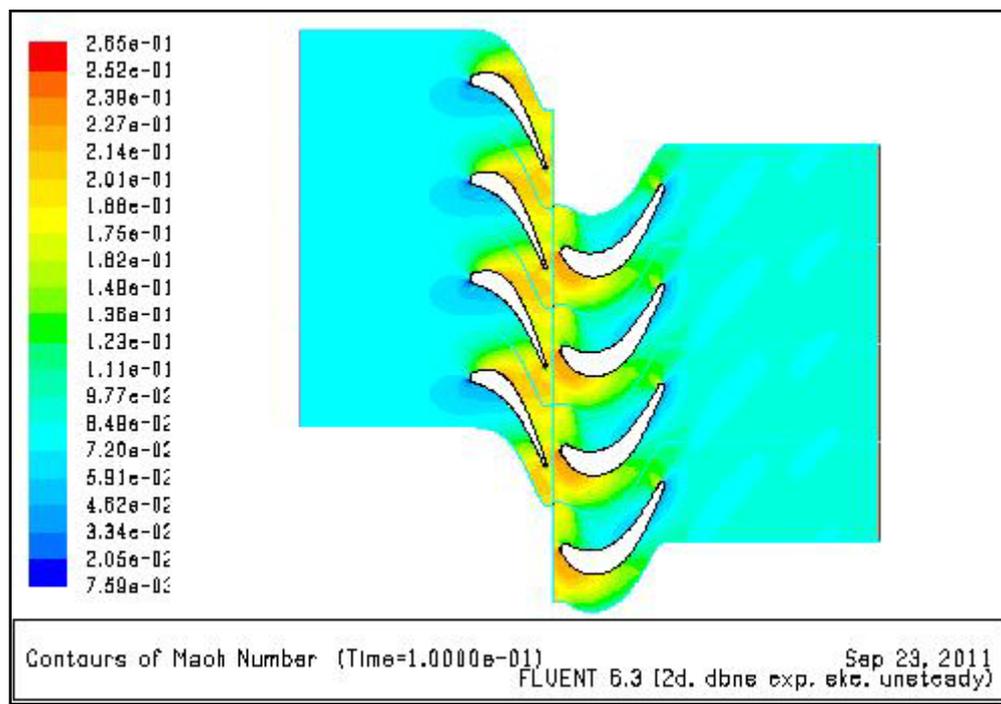


Figure IV.21 : Contours du nombre de Mach.

On observe toujours au niveau du bord d'attaque de stator 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.

-Une petite poche supersonique sur l'extrados du rotor due au changement de surface suivie par une détente locale.

-Augmentation des champs de vitesse sur la zone Interface stator-rotor.

IV.2 Cas d'un écoulement transsonique

On a choisi ce cas la pour le but d'envisager l'importance du modèle "maillage coulissant", donc on a augmenté la valeur de la pression totale à l'entrée de l'étage à 15000pa.

IV.2.1 Présentation de contours de pression statique

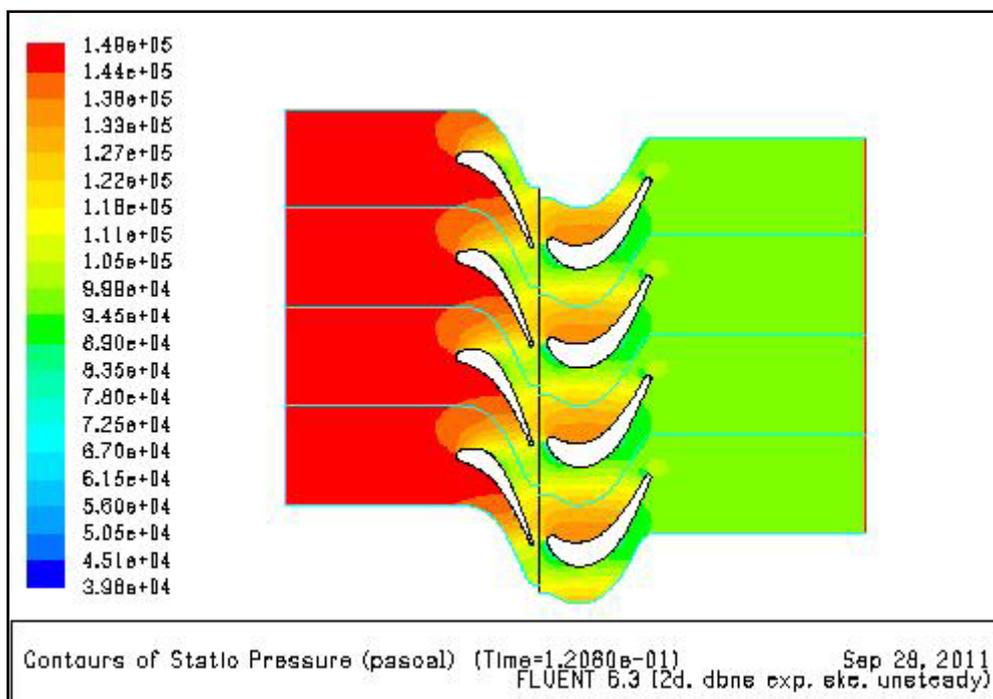


Figure IV.22 : Contours de la pression statique.

IV.2.2 Présentation de contours de nombre de Mach

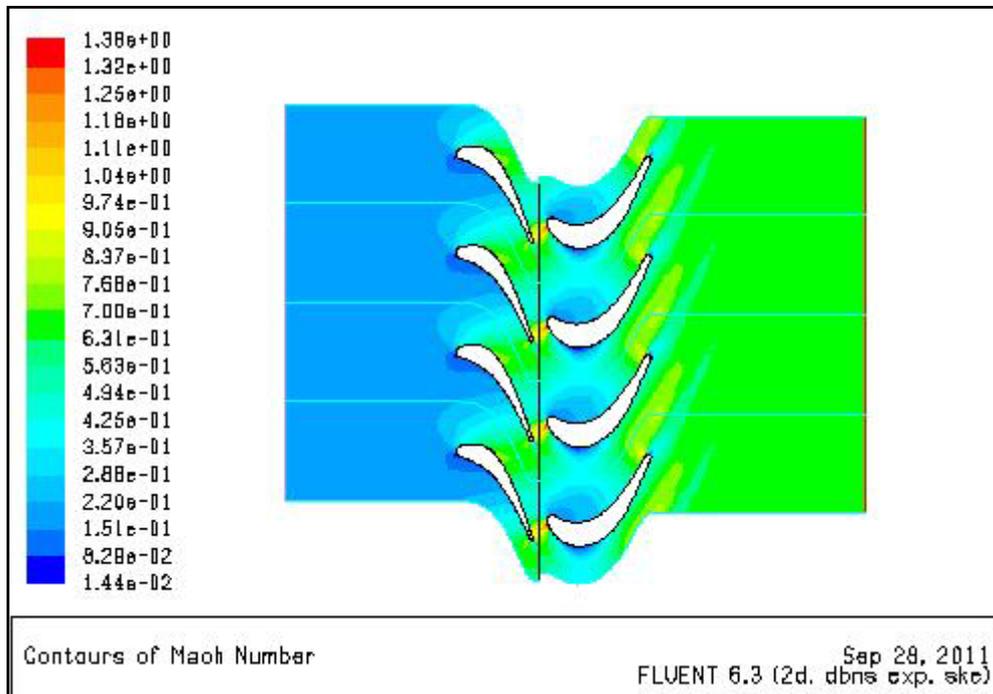


Figure IV.23 : Contours du nombre de Mach (cas stationnaire).

L'écoulement est transsonique au niveau de la zone d'interface alors on a obtenu ce qu'on appelle une onde de choc.

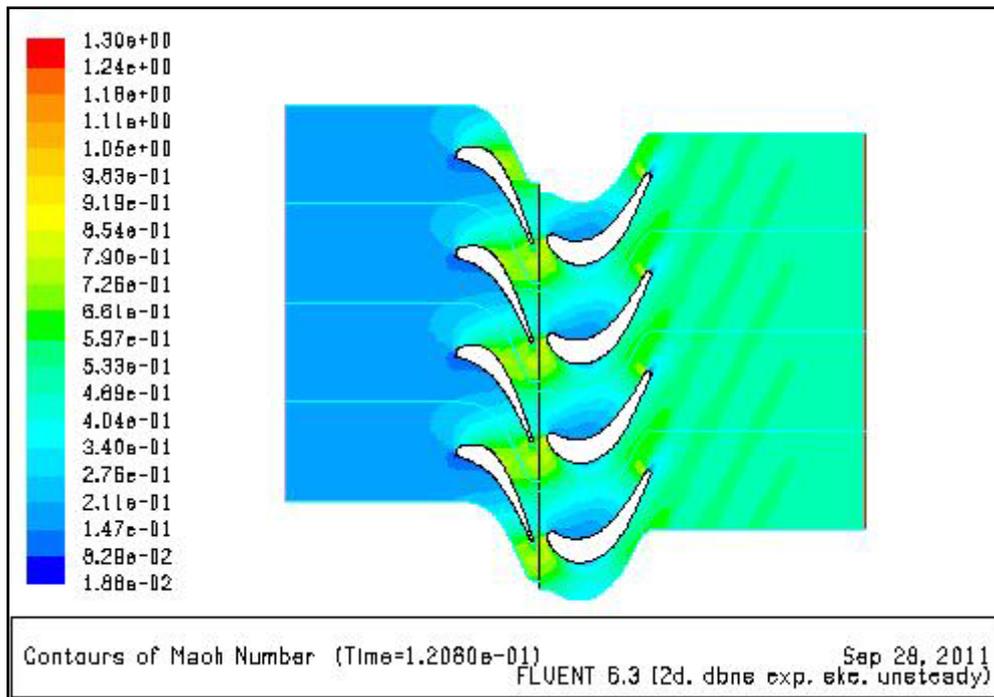


Figure IV.24 : Contours du nombre de Mach(cas instationnaire).

Après le maillage coulissant la construction d'onde de choc a eu lieu au bord de fuite rotor.

IV.3 Cas de transfert thermique

IV.3.1 Les conditions aux limites

La géométrie du domaine de calcul est représentée dans la figure IV.26

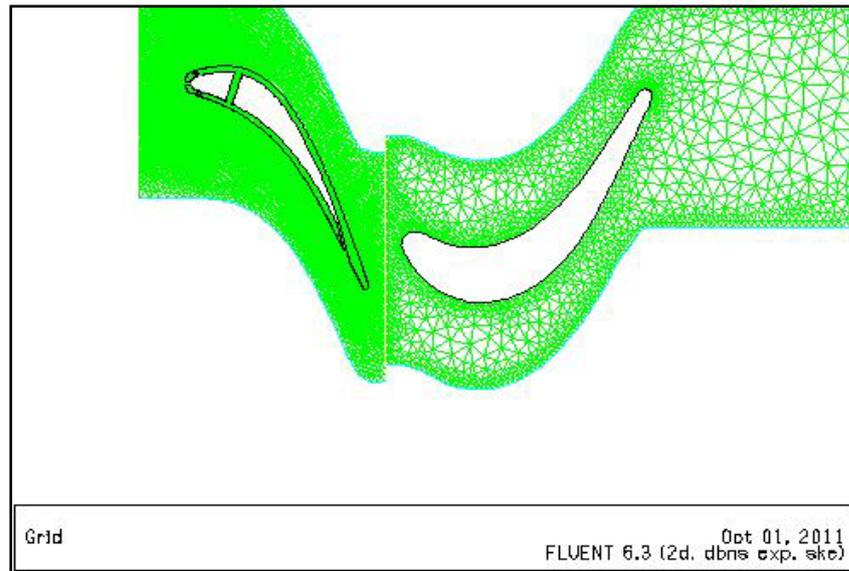


Figure IV.25 : Un étage (stator-rotor)

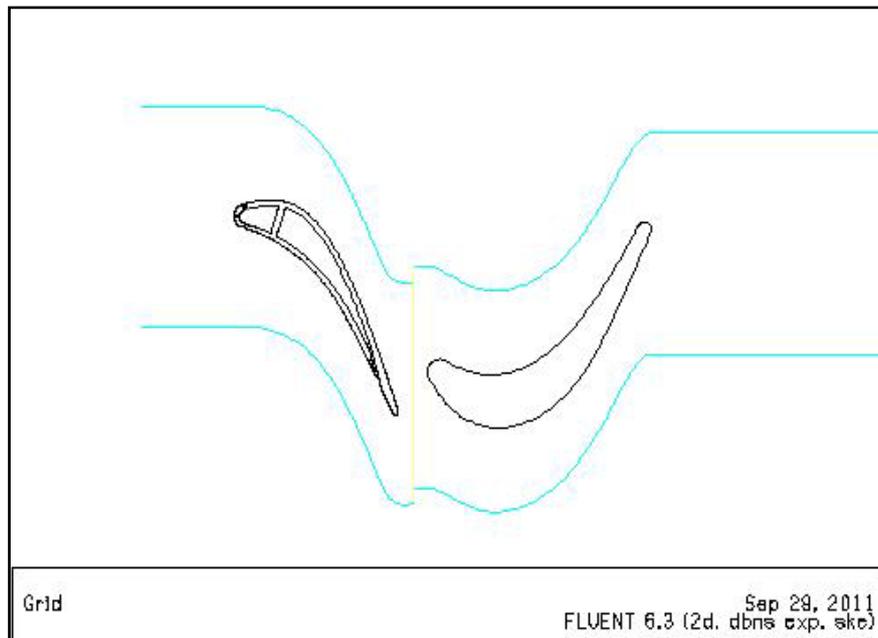


Figure IV.26 : conditions aux limites d'un étage (stator-rotor)

Tableau IV. 1 : Conditions aux limites

Nom	type
Inlet	Pressure inlet
Outlet	Pressure outlet
Up-Down	Periodic
Input trou (1)	Pressure inlet
Input trou (2)	Pressure inlet
Input trou (3)	Pressure inlet
Input trou (4)	Pressure inlet
trou(1)	Wall
trou (2)	Wall
trou (3)	Wall
trou (4)	Wall
cavité (1)	Wall
cavite (2)	wall
output stator	interface
input rotor	interface
aube rotor	wall
aube stator	wall

-ENTREE DOMAINE : Température totale $T_t = 1000$ K.

Pression totale $P_t = 101325$ Pa

Pression statique $P = 100978.2$ Pa

Intensité de la turbulence =5%

Diamètre hydraulique =0.1959 m

-SORTIE DOMAINE : Pression statique $P = 97576$ pa

Température totale $T_t = 300$ K.

Intensité de la turbulence =5%

Diamètre hydraulique =0.195

-ENTREE TROU : Température totale $T_t = 500$ K.

Pression totale $P_t = 101325$ pa

Pression statique $P = 90000$ pa

Energie cinétique de la turbulence $= 1 \text{ m}^2/\text{s}^2$

-CAVITE : Coefficient de transfert de chaleur $= 300 \text{ w/ m}^2\text{-k}$

-MATERIAUX : Steel

Densité $= 8030 \text{ kg/m}^3$

$C_p = 502.48 \text{ j/kg-k}$

Conductivité de température $= 16.27 \text{ w/m-k}$

IV.3.2 Cas stationnaire

IV.3.2.1 Résultats du résiduel

La figure(IV.27) Présente le résiduel tel que le nombre d'itérations attendent les **1000** et la convergence arrive jusqu'à **$10e^{-5}$** .

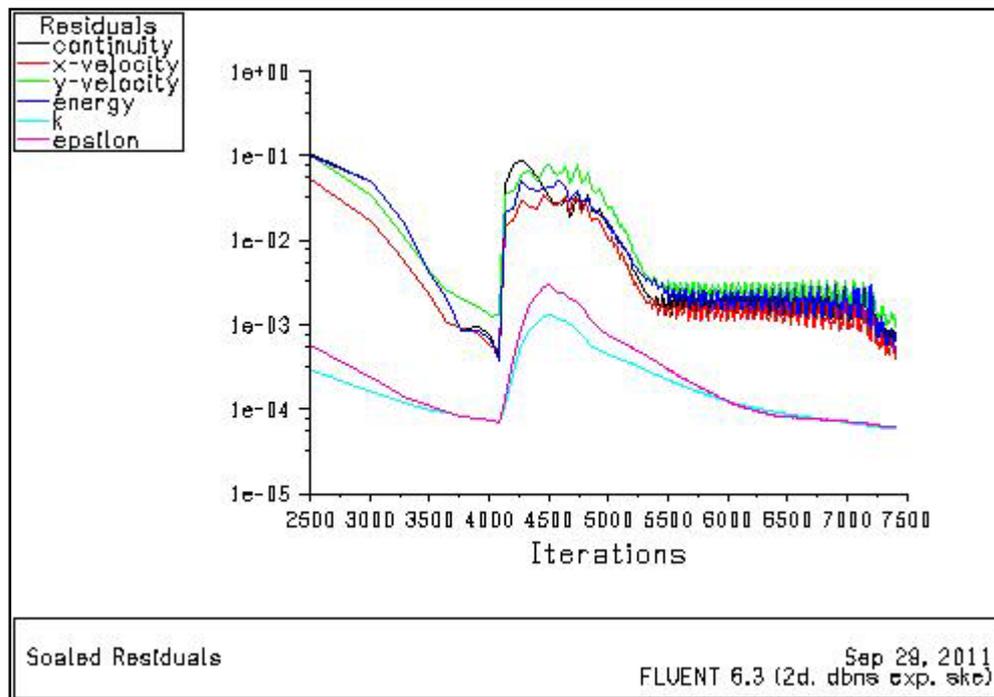


Figure IV.27 : Le Résiduel

IV.3.2.2 Présentation de contours de pression statique

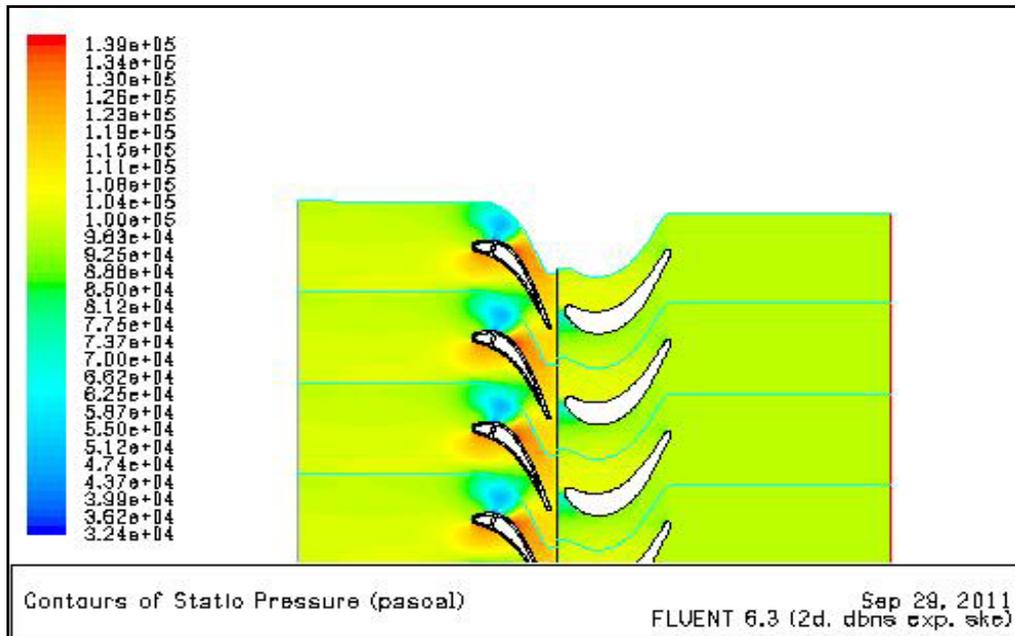


Figure IV.28 : Contours de pression statique.

IV.3.2.3 Présentation de contours de nombre de Mach

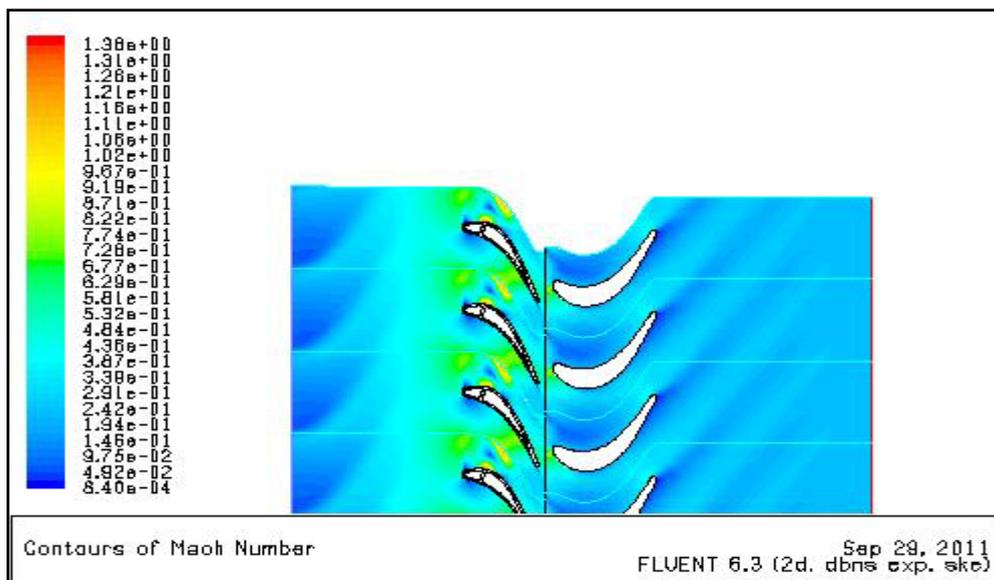


Figure IV.29 : Contours de nombre de Mach.

IV.3.2.4 Présentation de contours de température statique

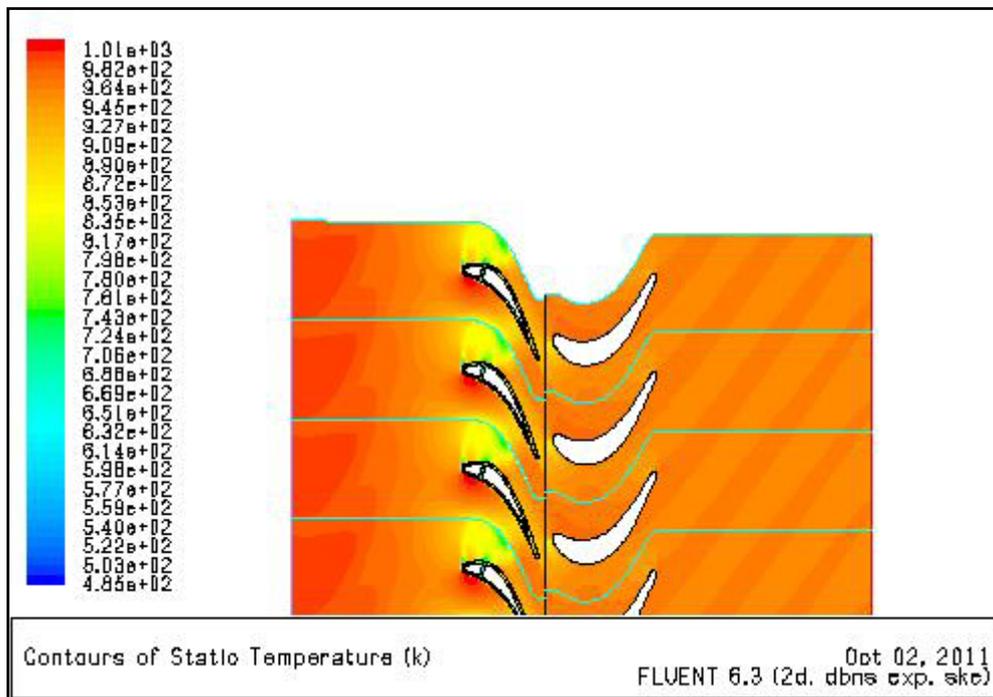


Figure IV.30: Contours de température statique.

IV.3.3 Cas instationnaire

IV.3.3.1 Résultats du résiduel

La figure(IV.19). Présente le résiduel tel que le nombre d'itérations attendent les 10000 et la convergence arrive jusqu'à $10e^{-5}$.

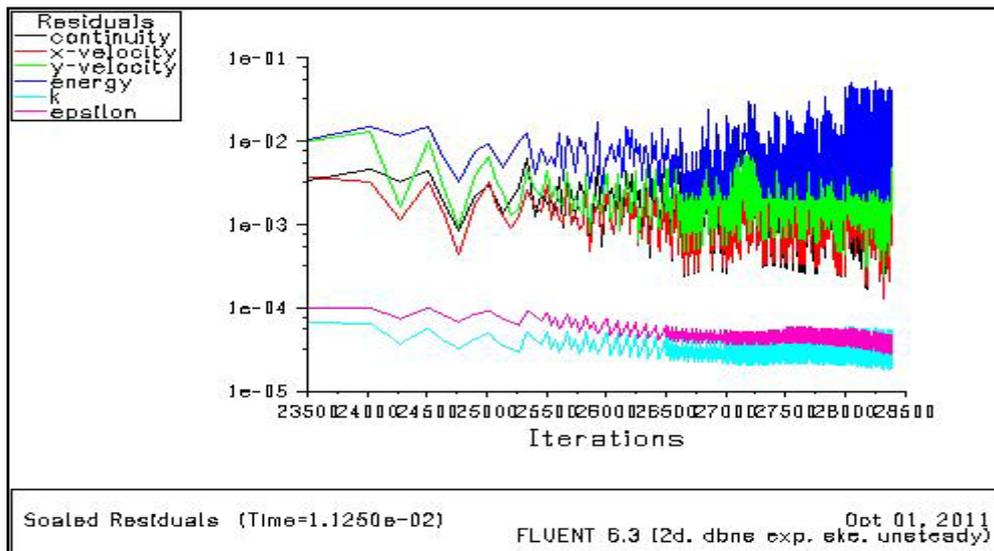


Figure IV.31 : Le Résiduel

IV.3.3.2 Présentation de contours de pression statique

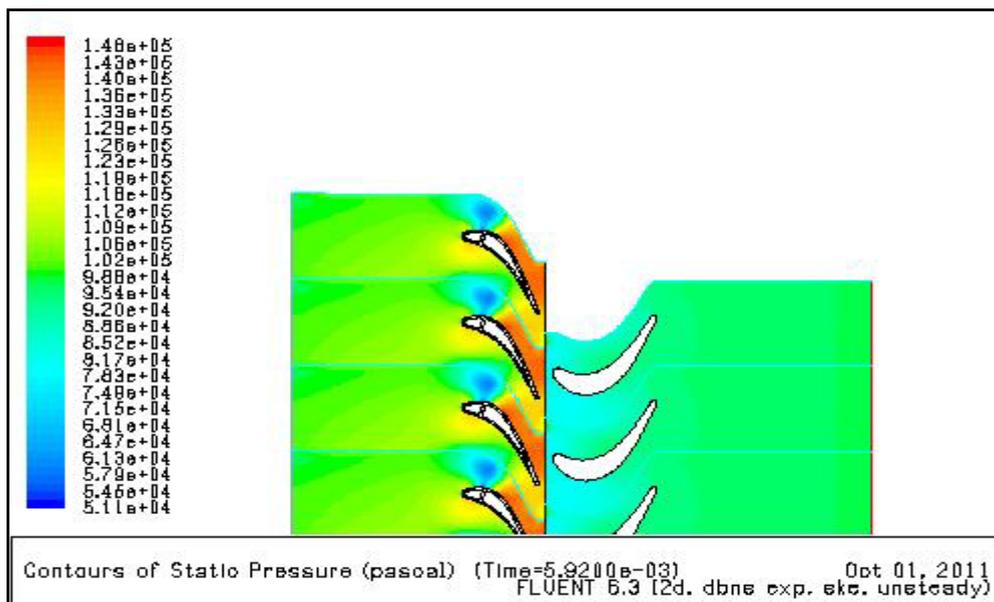


Figure IV.32: Contours de pression statique.

IV.3.3.3 Présentation de contours de nombre de Mach

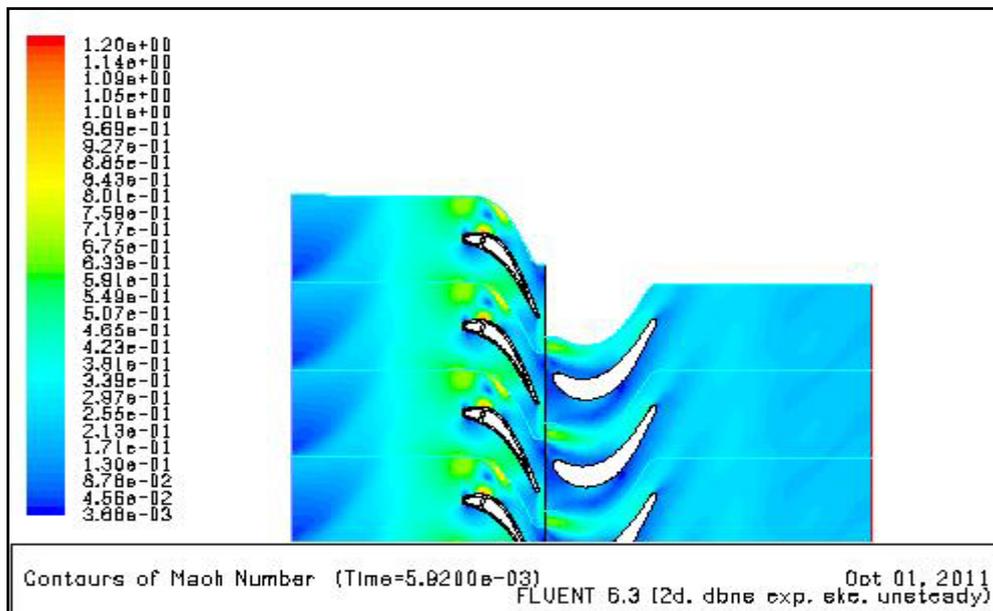


Figure IV.33 : Contours de nombre de Mach.

-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 étages (section convergente).

IV.3.3.4 Présentation de contours de température statique

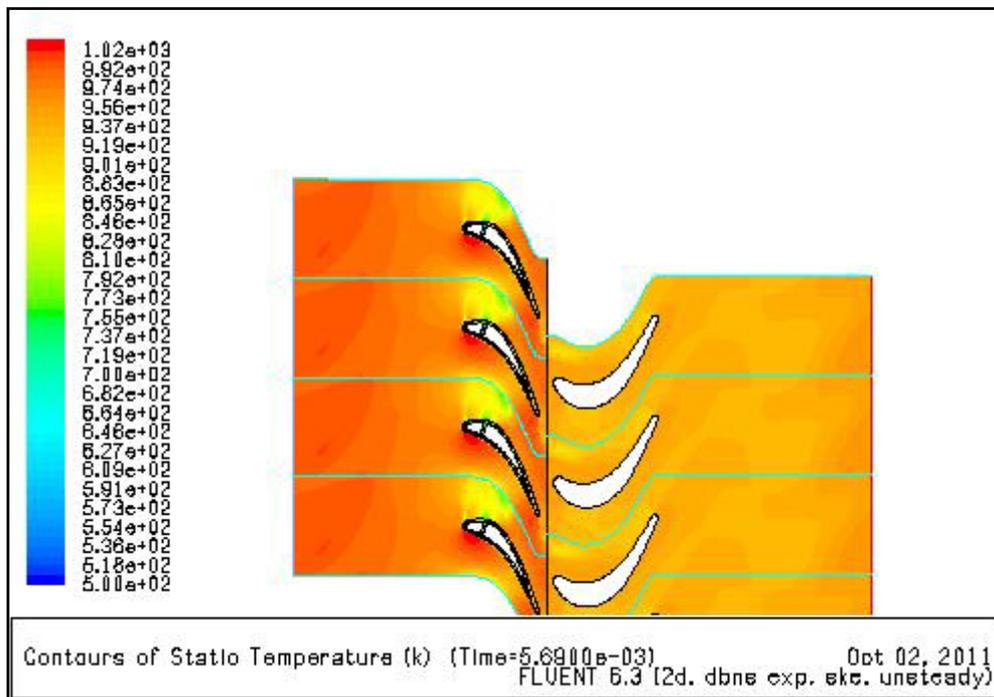


Figure IV.34: Contours de température statique.

-Le bord d'attaque est soumis à une grande température qui est de l'ordre de 1000K, elle diminue progressivement jusqu'à avoir 950 k 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.

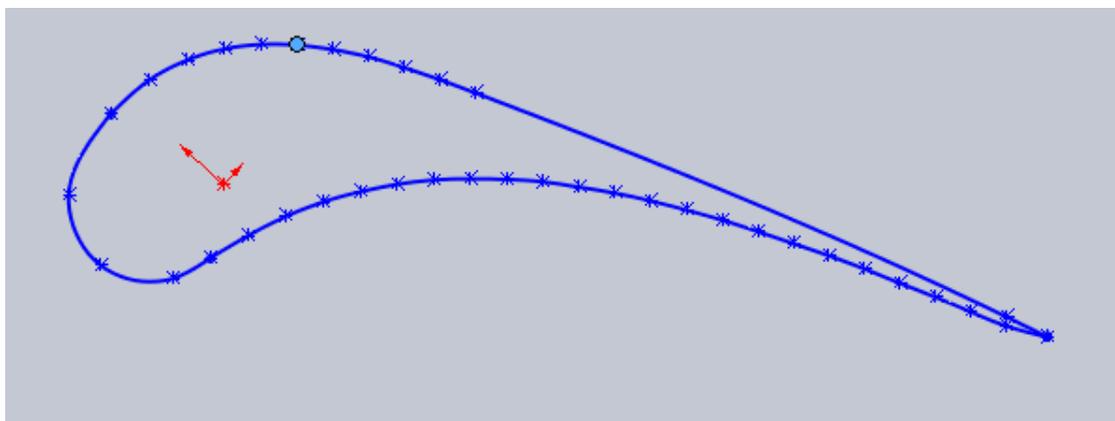
-En raison du nombre de Reynolds élevé de l'écoulement froid dans le canal d'éjection par rapport à celui à l'intérieur de la cavité, le refroidissement est donc plus efficace à l'intérieur du canal d'éjection, ce phénomène est poursuivi jusqu'au bord de fuite ce qui nous donne un bon transfert de chaleur.

Des résultats présentés ci-dessus, on peut conclure que les prédictions de FLUENT de la distribution de pression et de nombre de Mach de l'étage sont proches des résultats donnés par documentation de FLUENT.

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

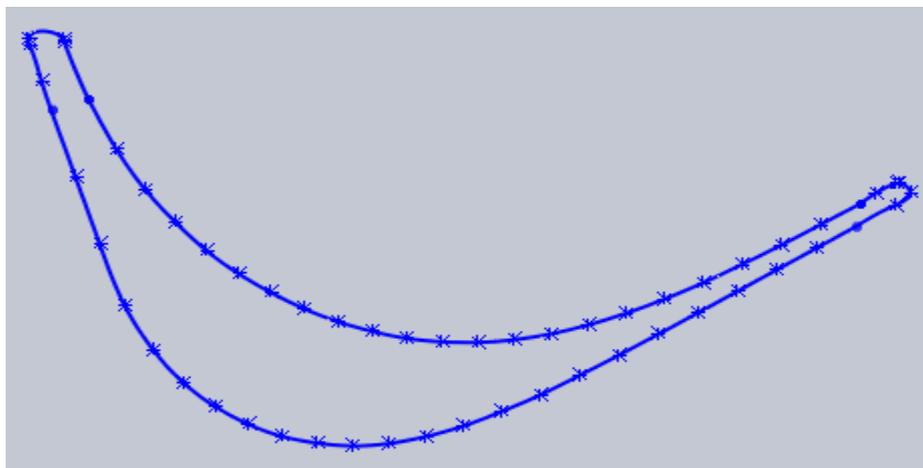
Annexe B.1 Stator

X	Y_P	Y_s
Cm	Cm	Cm
0	0.1143	0.1143
0.0508	0.0193	0.2322
0.1524	0.0071	0.3150
0.2032	0.0391	0.3343
0.2540	0.0742	0.3439
0.3048	0.1046	0.3465
0.3556	0.1285	0.3434
0.4064	0.1463	0.3363
0.4572	0.1600	0.3246
0.5080	0.1697	0.3109
0.5588	0.1748	0.2957
0.6096	0.1773	
0.6604	0.1773	
0.7112	0.1732	
0.7620	0.1681	
0.8128	0.1605	
0.8636	0.1509	
0.9144	0.1402	
0.9652	0.1275	
1.0160	0.1138	
1.0668	0.1001	
1.1176	0.0849	
1.1684	0.0681	
1.2192	0.0518	
1.2700	0.0345	
1.3208	0.0178	0.0305
1.3792	0.0063	0.0064



Annexe B.2 Rotor

X	Yp	Ys
Cm	Cm	Cm
0	0.0127	0.0127
0.0254	0.0086	0.0584
0.0508	0.0467	0.1011
0.0762	0.0767	0.1440
0.1016	0.1008	0.1831
0.1270	0.1194	0.2096
0.1524	0.1349	0.2283
0.1778	0.1466	0.2405
0.2032	0.1554	0.2484
0.2286	0.1623	0.2525
0.2540	0.1669	0.2527
0.2794	0.1692	0.2502
0.3048	0.1697	0.2441
0.3302	0.1676	0.2347
0.3556	0.1636	0.2228
0.3810	0.1572	0.2080
0.4064	0.1486	0.1918
0.4318	0.1377	0.1735
0.4572	0.1250	0.1547
0.4826	0.1105	0.1354
0.5080	0.0945	0.1158
0.5334	0.0770	0.0960
0.5588	0.0589	0.0762
0.5842	0.0399	0.0564
0.6096	0.0206	0.0366
0.6350	0.0010	0.0168
0.6444	0.0063	0.0063



Annexe A.1 Stator

Ouvrir un nouveau document Solidworks (pièce)

Esquisse – plane de face

Point (les coordonnées : annexe B.1)

Spline (joindre les points)

Point (-2,0.5)

Outils / outils d'esquisse / déplacer

Entités à déplacer : points + spline

Point de départ : bord d'attaque

Jusqu'au point (-2,0.5)

Outils / outils d'esquisse / faire pivoter

Entités à déplacer : points + spline

Centre de rotation : bord d'attaque

Angle de rotation : -51.12°

-dans l'esquisse du profil on trace la cavité bord d'attaque à partir d'une SPLINE

-de même pour la deuxième cavité et aussi pour les trous.

Fonctions / extrusion

De : plan d'esquisse

Direction1 : plan milieu, 20 mm

Fichier / enregistrer sous

Nom du fichier : STATOR

Type : ACIS (*.SAT)

Annexe A.2 Rotor

Ouvrir un nouveau document Solidworks (pièce)

Esquisse – plane de face

Point (les coordonnées : annexe B.2)

Spline (joindre les points)

Ligne de construction (horizontale $y > y_{\max}$ de l'aube)

Entités /

Entités à symétriser : points + spline

Décocher : copier

Symétrie par rapport à : ligne de construction

Point (-2,2)

Outils / outils d'esquisse / déplacer

Entités à déplacer : points + spline

Point de départ : bord d'attaque

Jusqu'au point (-2,2)

Outils / outils d'esquisse / faire pivoter

Entités à faire pivoter : points + spline

Centre de rotation : bord d'attaque

Angle de rotation : -10.12°

Fonctions / extrusion

De : plan d'esquisse

Direction1 : plan milieu, 20 mm

Fichier / enregistrer sous

Nom du fichier : ROTOR

Type : ACIS (*.SAT)

Annexe A.3 stator domaine

Solidworks / ouvrir : STATOR

Esquisse / ligne de construction (verticale + coïncidence avec le bord d'attaque)

Point (-2,-7.48)

Outils / outils d'esquisse / copier

Entités à copier : points + spline

Point de départ : bord d'attaque

Jusqu'au point (-2,-7.48)

Point (-7,4.49), (-7,-3.49), (1,4.49), (1,-3.49), (6.23783041, -5.90592857),

(6.23783041, -13.9120654), (7.23783041, -5.9320654),

(7.23783041, -9.9220654)

-Après avoir tracé le profil + le domaine on fait :

-Surface /lissage avec des courbes de guidage

-Surface cousues : pour coudre les surfaces voisines.

Fichier / enregistrer sous

Nom du fichier : STATOR

Annexe A.4 rotor domaine

Solidworks / ouvrir : ROTOR

Esquisse / ligne de construction (verticale + coïncidence avec le bord d'attaque)

Point (-2,4.47)

Outils / outils d'esquisse / copier

Entités à copier : points + spline

Point de départ : bord d'attaque

Jusqu'au point (-2,4.47)

Point (-3,3.285), (-3,0.715), (-2, 3.285), (-2, 0.715), (-0.5,1), (-0.5, -1.57),
(4.3549891, 2.21572665), (4.3549891, -0.35427335),
(5.3549891, 2.21572665), (5.3549891, -0.35427335)

- Après avoir tracé le profil + le domaine on fait :
- Surface /lissage avec des courbes de guidage
- Surface cousues : pour coudre les surfaces voisines

Fichier / enregistrer sous

Nom du fichier : ROTOR

Annexe C aube 2D par GAMBIT

-Ouvrir GAMBIT

-File/import/ACIS.

Après avoir la géométrie on commence à déterminer les différents family, comme suit :

-Operation /Zones/specify boundary type.

Puis on passe à définir les états de la matière (SOLIDE/FLUIDE) tel que :

-Operation /Zones/specify continuum types /SOLID (SHIFT+la face qui correspond au solide)

-De mémés pour le FLUID (SHIFT+la face du fluide).

La dernière étape c'est de faire le maillage de la géométrie dont le GAMBIT exécute le maillage avec lissage ; on commence toujours par le maillage des cotes puis on termine par le maillage des faces en choisissant l'élément TRI du maillage. Les étapes sont comme suit :

-Operation /mesh/edge (on click sur les cotes à mailler+SHIFT) et on la taille des mailles pour chaque edge sous l'icône SPACING.puis on click sur Apply

- Operation /mesh/face (pour se dernier on fait le maillage du solide et du fluide)/Apply.

Specify Continuum Types

FLUENT 5/6

Action:

◆ Add ◇ Modify
 ◇ Delete ◇ Delete all

Name	Type
FLUID	FLUID
SOLID	SOLID

Show labels Show colors

Name:

Type:

Entity:

Label	Type

a) Pour les faces

Specify Boundary Types

FLUENT 5/6

Action:

◆ Add ◇ Modify
 ◇ Delete ◇ Delete all

Name	Type
PERIODIC1	PERIODIC
PERIODIC2	PERIODIC
PERIODIC3	PERIODIC
INLET_DOM	PRESSURE_INL
OUTLET_DOM	PRESSURE_OU

Show labels Show colors

Name:

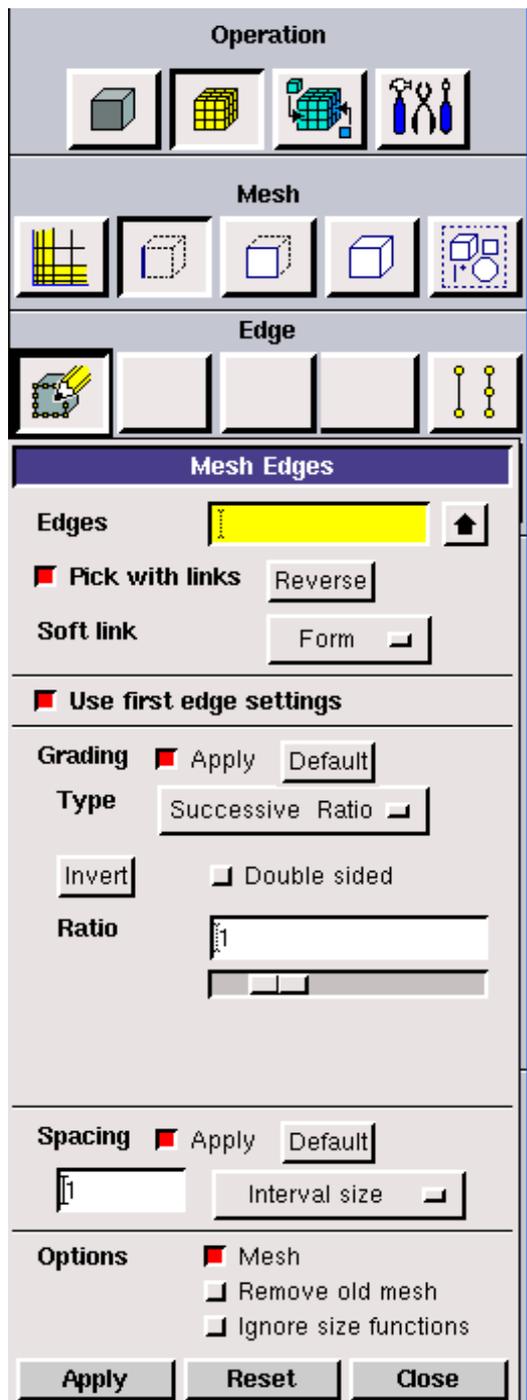
Type:

Entity:

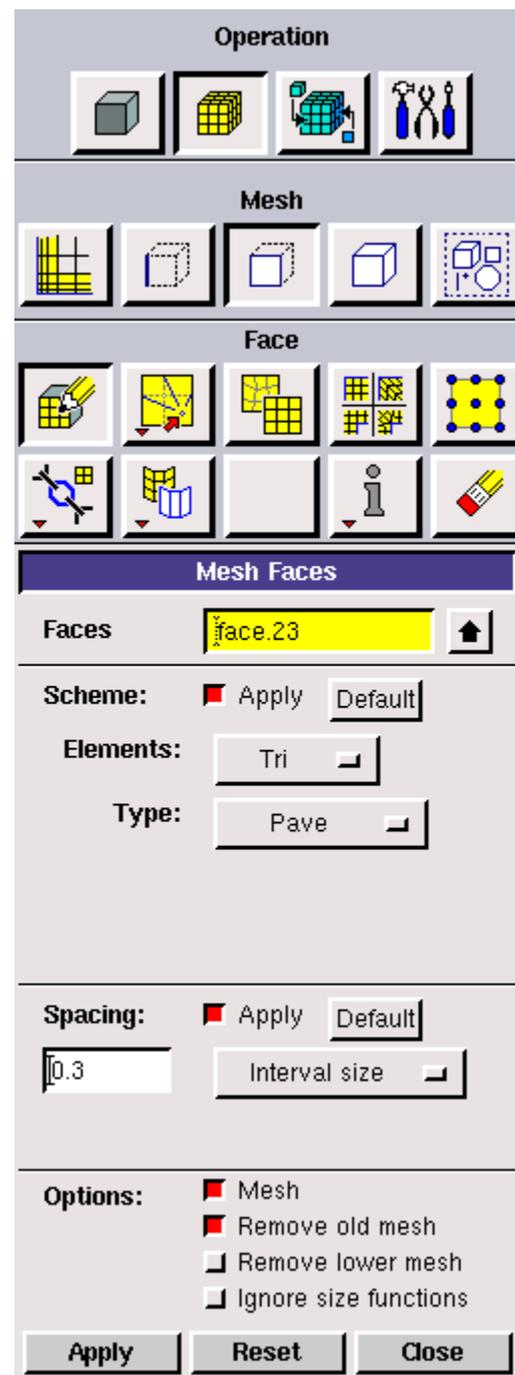
Label	Type

b) Pour les edges

Détermination des family



a) Maillage des edge



b) Maillage des faces

Les étapes du maillage

Donc après avoir faire un bon maillage on l'exporte sous fichier « .msh » tel que :

-Solver /FLUENT5/6.

-File / Export / Mesh.

Maintenant on peut passer à la résolution du problème étudié dans le code FLUENT.

Ce qui est détaillé dans l'annexe suivant (Annexe D).

CONCLUSION

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...

Cette étude nous a permis en premier lieu de connaître les différentes étapes d'une simulation CFD. Elle nous a aussi permis une assez bonne familiarisation avec les logiciels utilisés (SOLIDWORKS, GAMBIT, et FLUENT), ainsi qu'une connaissance des problèmes des écoulements et du transfert de chaleur turbulents dans les étages des turbines et la notion d'efficacité du refroidissement, ce qui est un avantage en plus.

Des difficultés et des blocages ont été rencontrés durant notre travail surtout en ce qui concerne les valeurs expérimentales et les géométries d'une turbine vraie. On a également eu des difficultés à obtenir la convergence dans le cas de transfert thermique. Cette partie n'a pas influencé sur notre objectif qui est de maîtriser et de connaître les différentes étapes d'une simulation CFD.

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

Mémoires d'Ingénieurs

1. Simulation numérique de l'écoulement dans une grille d'aube.

- Département d'AERONAUTIQUE.
- soutenue en 2006-2007.

2. Etude aérothermique dans les aubes turbines a canaux multipasses

- Département d'AERONAUTIQUE.
- soutenue en 2009-20010.

3. Simulation numérique du refroidissement par l'impact d'un jet dans une grille d'aubes

- Département d'AERONAUTIQUE.
- soutenue en 2009-20010.

Documents

- Turbomachinery simulation support in OpenFOAM
- Fluent user service center(moving zones) introductory FLUENT Note Feb2003
- Tutoriel 10 using sliding Meshes

Cites d'internet

- Sliding-mesh.zip
- Fluent 6.3 Tutoriel
- www.fluentusers.com

Etape 1 la fusion des fichiers de maillage

-Démarrer "tmerge" en tapant l'utilité "tmerge-2d" à l'invite du système.

Append 2D grid files.

tmerge2D Fluent Inc, Version 2.1.11

Enter name of grid file (ENTER to continue) :

c:\users\afak\desktop\etage1\rotor.msh

x,y scaling factor, eg. 1 1 : 1 1

x,y translation, eg. 0 1 : 0 0

rotation angle (deg), eg. 45 : 0

Enter name of grid file (ENTER to continue) :

c:\users\afak\desktop\etage1\statorn.msh

x,y scaling factor, eg. 1 1 : 1 1

x,y translation, eg. 0 1 : 0 0

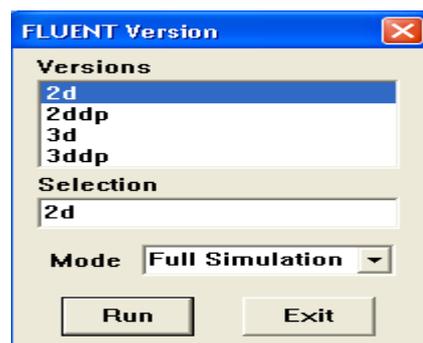
rotation angle (deg), eg. 45 : 0

Enter name of grid file (ENTER to continue) : <ENTER>

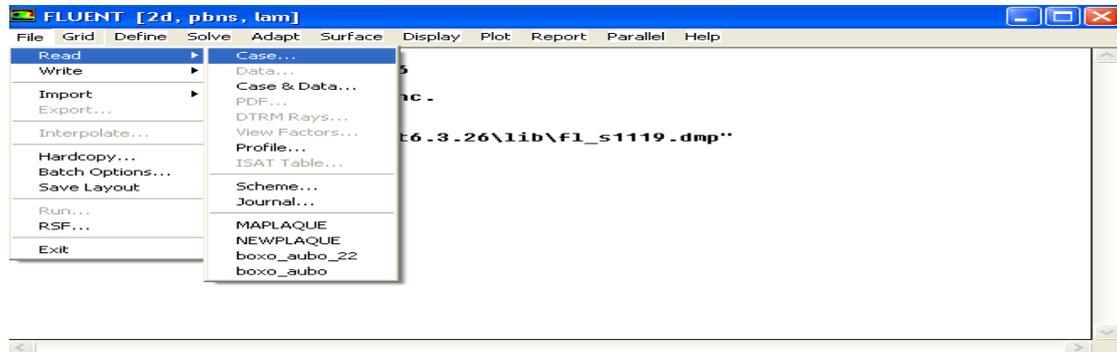
Enter name of output file :etage.msh

Etape 2 Grid

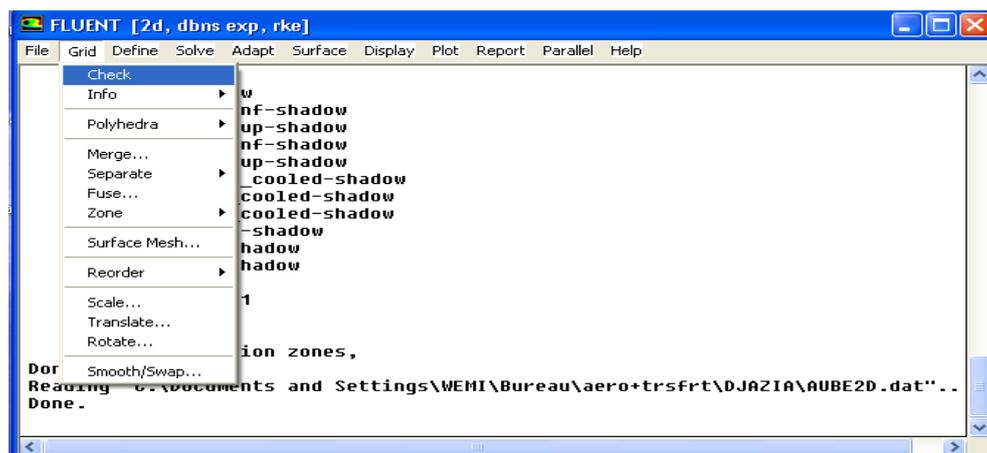
-Tous d'abord on ouvre le FLUENT, on choisit le domaine (2D) puis "Run".



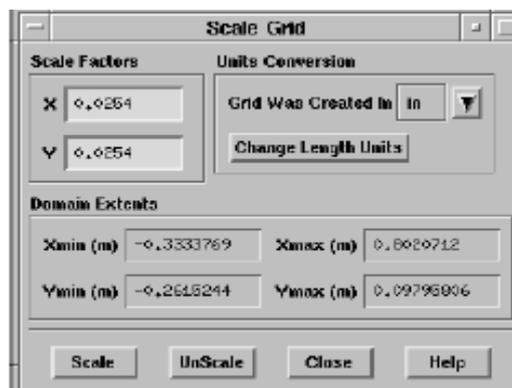
-On import le fichier mesh (.msh) exporté par le GAMBIT comme suit : File / Read / case.



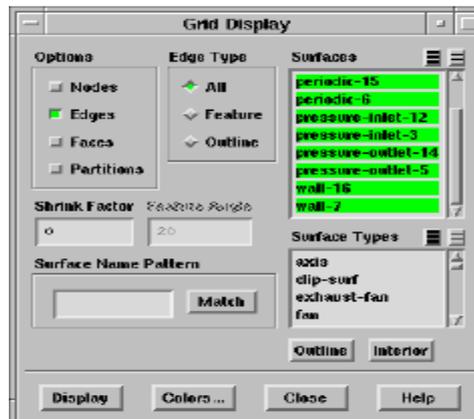
-Après avoir tiré le fichier de son emplacement on fait rentrer le "grid" tel que :
Grid /Check.



- Échelle de la grille : Grid /Scale.

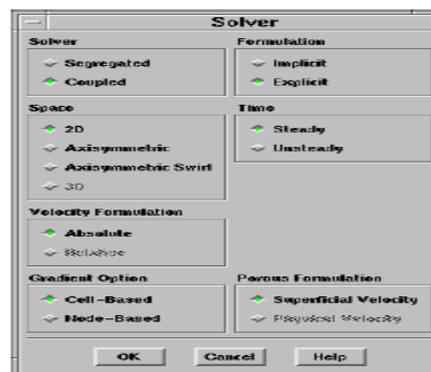


-Afficher la grille : Display /Grid...

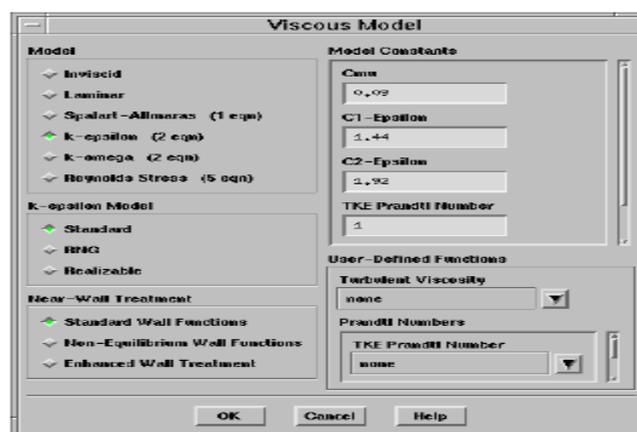


Etape 3 Modèles

-Sélectionnez le solveur couplé explicite : Define / Models /Solver...

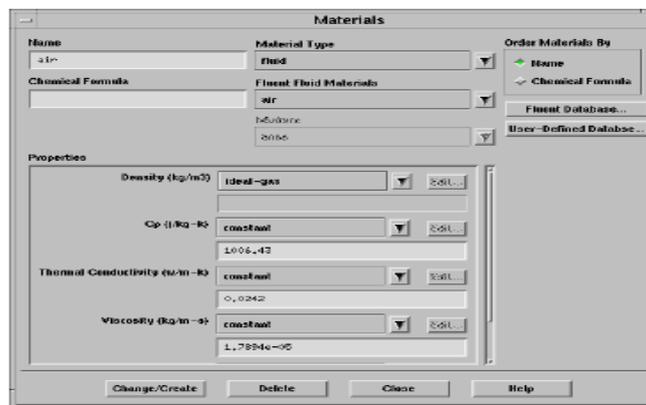


-Activer le modèle standard de turbulence (k- ϵ) : Define / Models /Viscous...



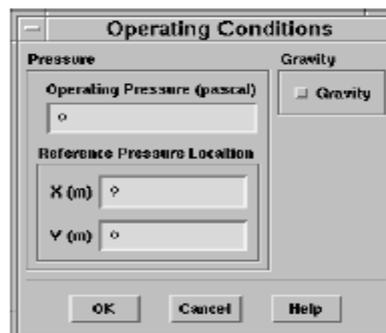
Étape 4 Matériaux

Sélectionnez l'air (le matériau par défaut) comme matériau fluide, et utiliser la loi de gaz idéale pour calculer la densité. Conserver les valeurs par défaut pour toutes les autres propriétés : Define/Materials...



Étape 5 Conditions de fonctionnement

-Régler la pression de fonctionnement à (0 Pa) : Define /Operating Conditions.

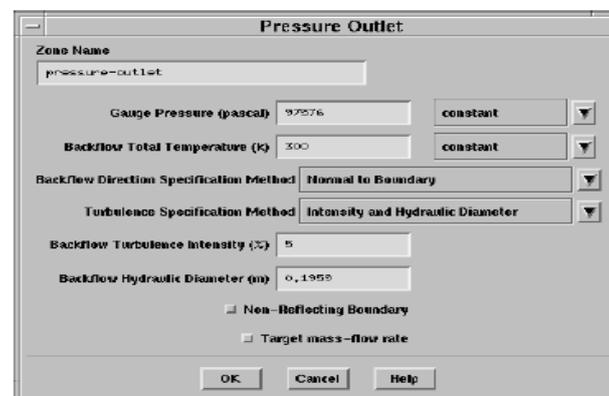


Étape 6

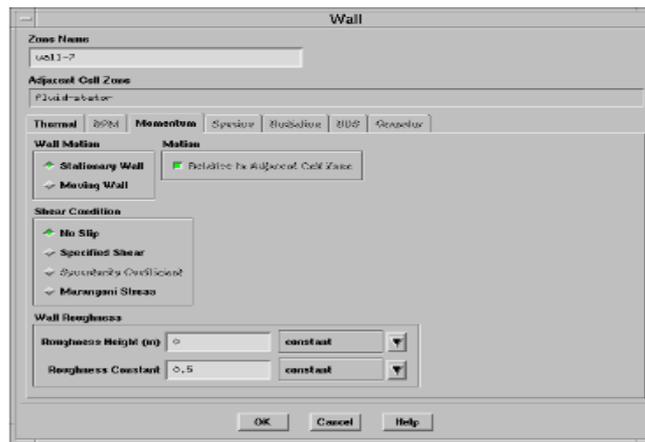
- Définir/Conditions aux limites.
- Régler les conditions de la limite amont (pression d'entrée-3).



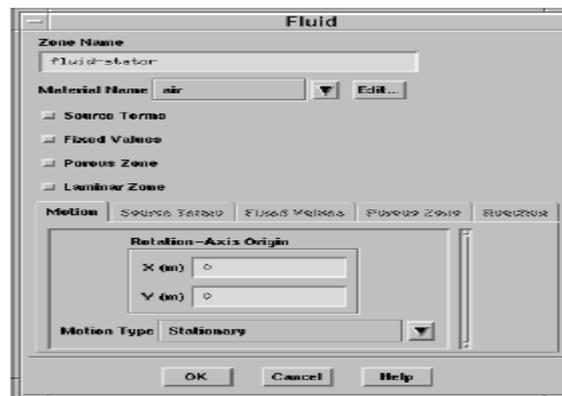
- Définissez les conditions de la limite plane de sortie (pression de sortie-14).



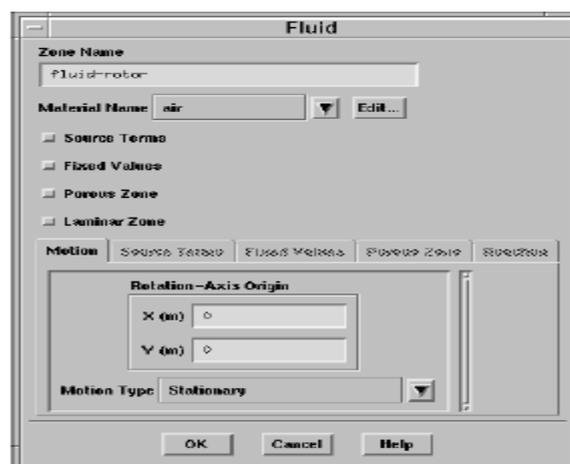
- Gardez les conditions aux limites de défaut du Moment pour les aubes de stator (wall-7) et les aubes du rotor (wall-16).



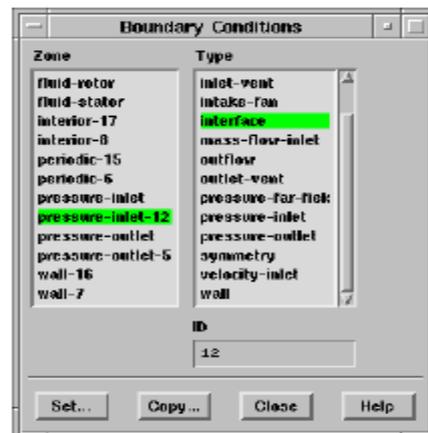
-Définissez les conditions a la sortie de stator pour le fluide (fluide-9).



-Définissez les conditions à côté pour le fluide du rotor (fluide-18).

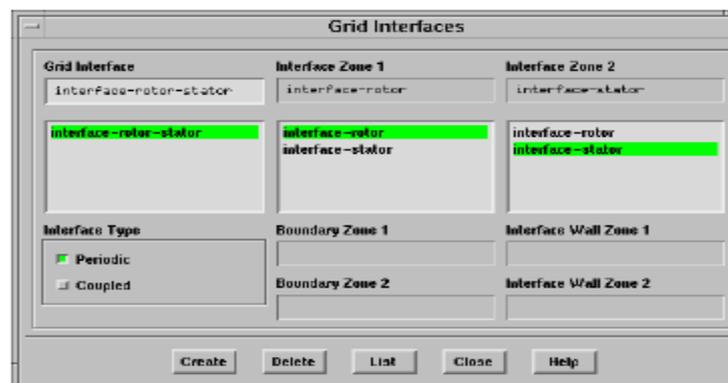


-Définissez les zones de limites coulissantes en tant que zones d'interface.



Etape 7 Grille Interfaces

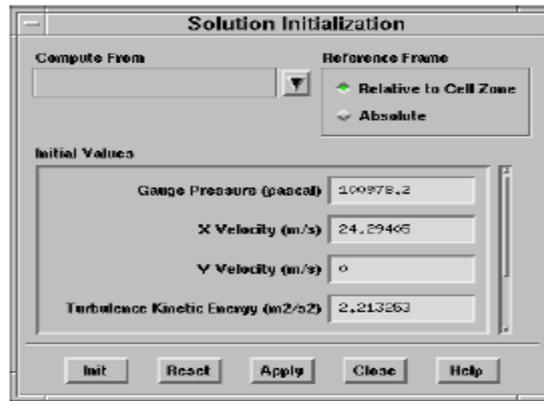
-Define /Grid Interfaces...



Etape 8 Solution: flux constant avec le rotor fixe (pas de mouvement)

-Initialiser la solution pour le flux stationnaire : Solve / Initialize /Initialize.

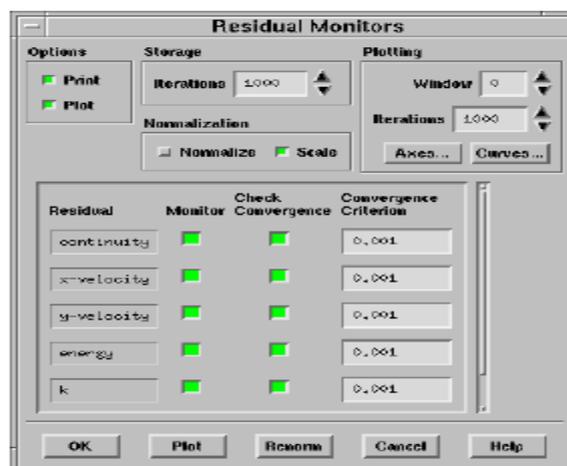
Condi



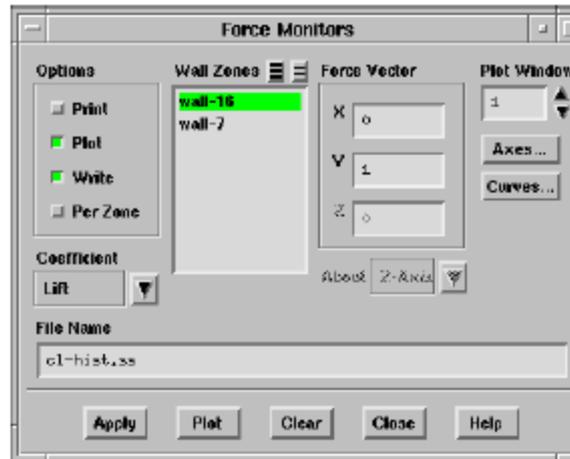
-Définissez les paramètres de solution: Solve / Control /Solution...



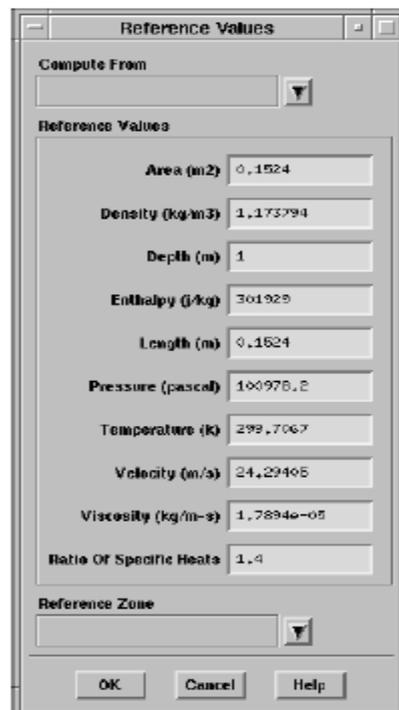
- Activer le traçage des résidus: Solve / Monitors /Residual...



-Activer le suivi de la force de portance sur les aubes du rotor (Wall-16) :
Solve / Monitors /Force.



-Définissez les valeurs de référence utilisées dans le calcul de coefficient de portance:
Report /Reference Values...

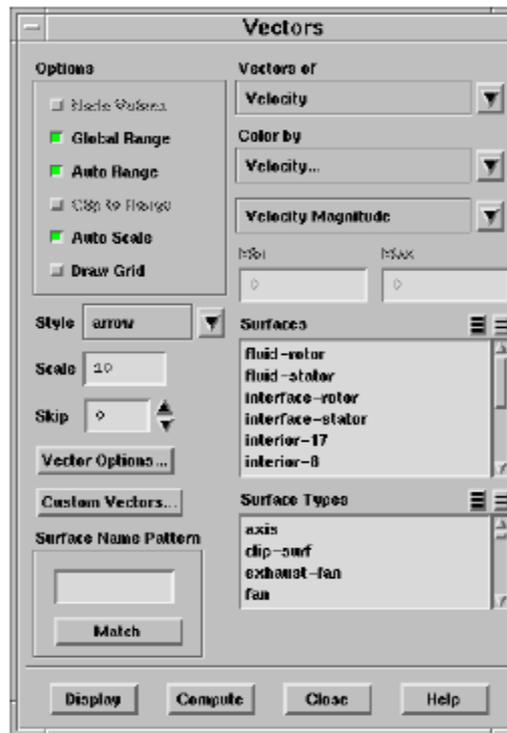


-Enregistrez le flux stationnaire de cas (slide-ss.cas) : File /Write /Case...
- Lancer le calcul en demandant 500 itérations: Solve /Iterate...

-Enregistrez le cas et les données (slide-ss.cas et slide-ss.dat):

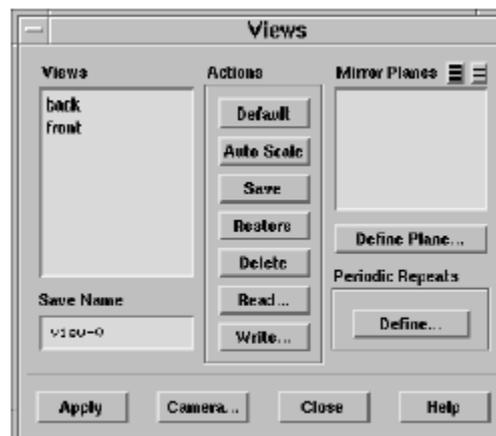
File / Write /Case & Data...

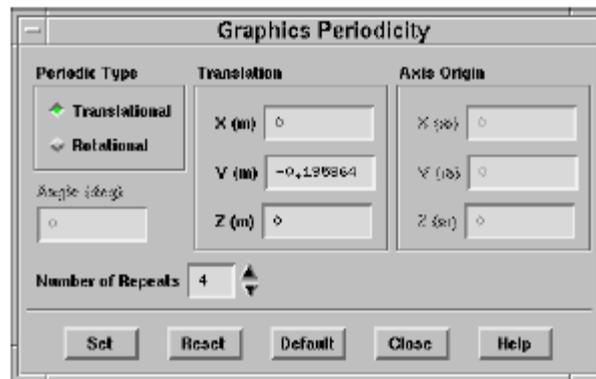
- Afficher les vecteurs de vitesse du flux stationnaire : Display /Vectors.



- Activer l'affichage de trois répétitions périodiques du domaine de solution:

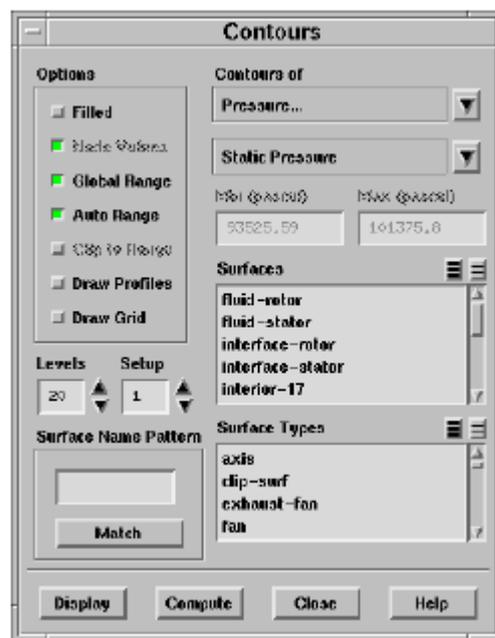
Display /Views...





-Afficher les contours de flux régulier de la pression statique :

Display /Contours...

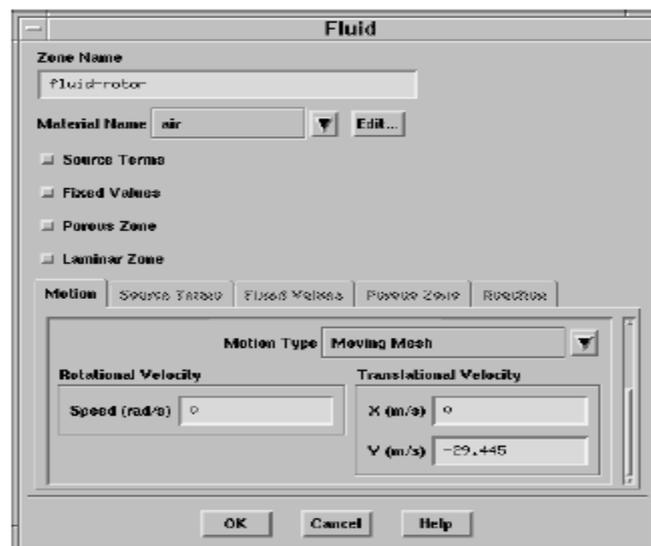


Etape 9 Activer la dépendance du temps et de mouvement du rotor coulissant

- Activer un calcul de flux dépendant du temps: Define/ Models /Solver...



-Définissez le coulisement de la zone fluide côté du rotor (fluid-rotor) :
Define /Boundary Conditions...



-Enregistrez le cas et les données (slide-un.cas et slide-un.dat) :

File/Write / Case & Data...

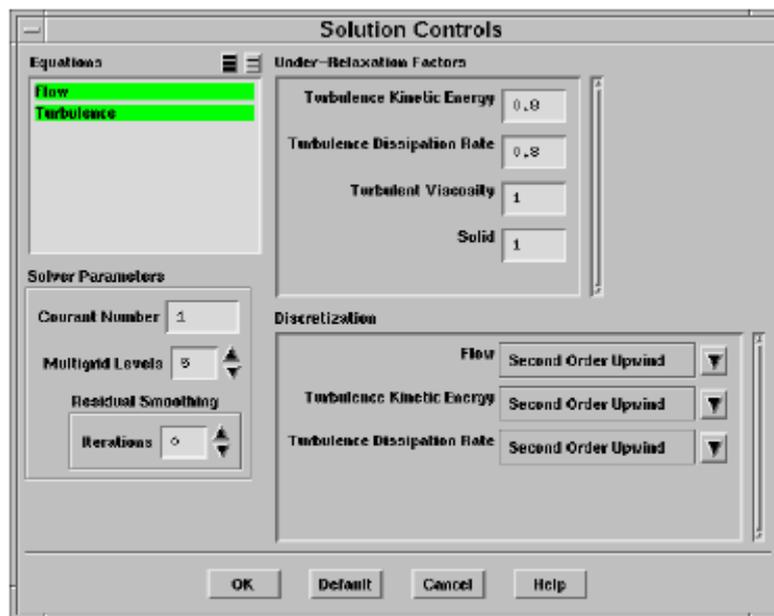
-Aperçu du mouvement de glissement de la zone fluide côté rotor : Solve/Mesh motion.



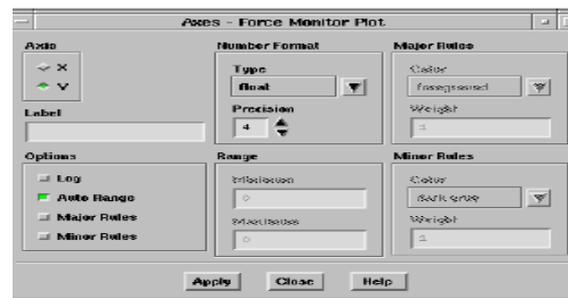
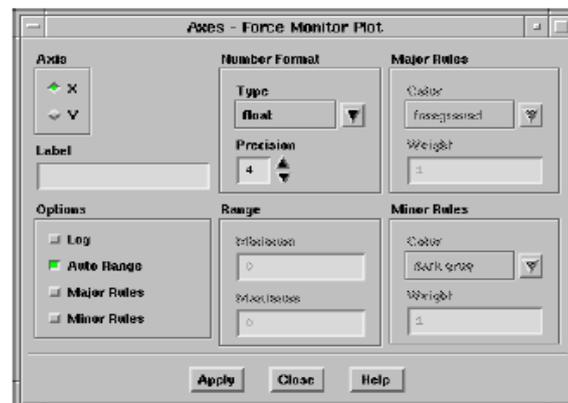
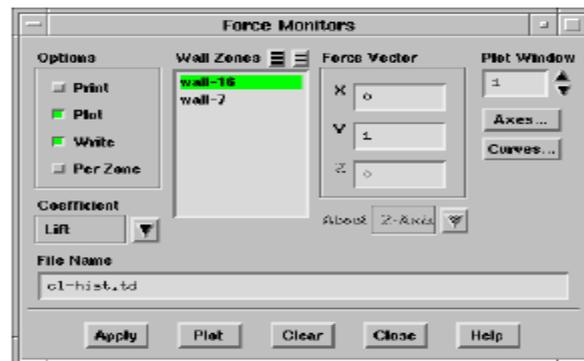
-Lire le dossier et les données de nouveau dans les FLUENT (slide-un.cas et slide-un.dat).

Etape 10 Solution écoulement instationnaire avec rotor en mouvement

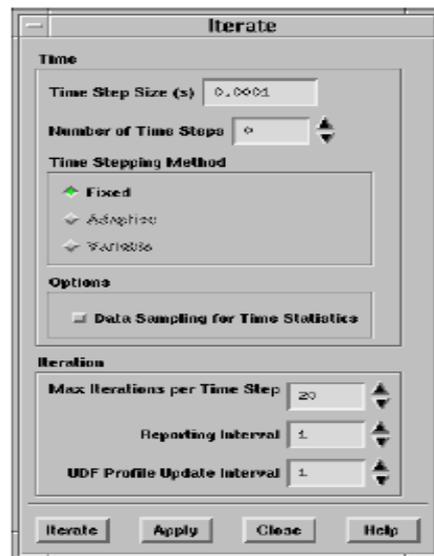
-Changer le nombre de Courant à 1 pour le calcul transitoire : **Solve** / Controls /Solution...



-Réinitialisez le moniteur force de portance: Solve / Monitors /Force...



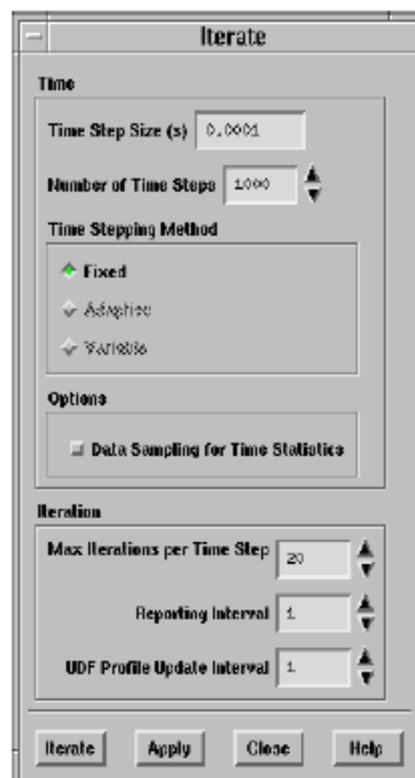
-Définissez les paramètres de pas de temps: Solve /Iterate.



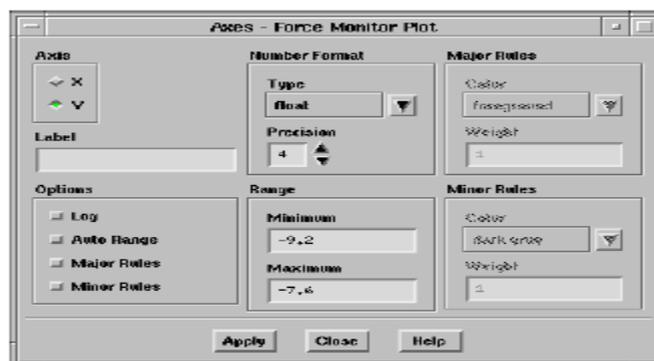
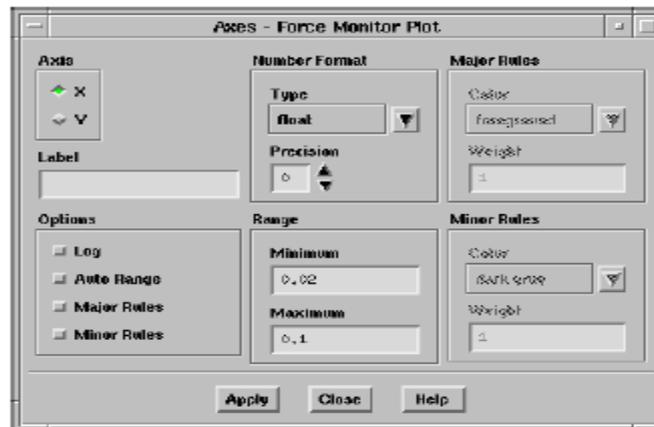
- Enregistrer le transitoire de coulissantes mesh dans cas (slide-td.cas) :

File / Write /Case

-Lancer le calcul transitoire en demandant 1000 pas de temps.



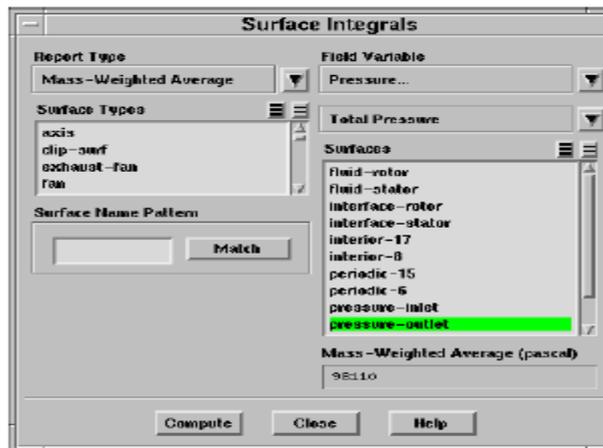
- Réinitialiser la gamme historique de levage coefficient de se concentrer sur la périodicité: Solve / Monitors /Force



- Enregistrez le cas et les données à l'instant($t = 0h01$ seconde) (slide01.cas et slide01.dat): File / Write /Case & Data...

Etape 11 Post-traitement à l'instant $t = 0,1$ seconde

- Afficher les vecteurs de vitesse à l'instant ($t = 0.1s$): Display /Vectors.
- Afficher les contours de pression statique à l'instant ($t = 0.1s$): Display /Contours.
- Déterminer la perte de pression instantanée total à travers le système :
Report /Surface Integrals...



-Tracer le coefficient de pression instantané sur les pales du rotor à ($t= 0.1s$) :
Plot /XY Plot...

