

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA

Faculté des sciences de l'ingénieur

Département d'Aéronautique



PROJET DE FIN D'ETUDE

**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN
AERONAUTIQUE**

Filière : Construction et Maintenance en Aéronautique

Spécialité : Propulsion

THEME

**SIMULATION NUMERIQUE (ANSYS 11.0) DU
REFROIDISSEMENT D'UNE AUBE DE TURBINE
(TURBO REACTEUR CFM 56-5C)**

Présenté par :

Encadré par :

BAMMOUNE Touati Lamine

D'. ALLALI Abderrazak

BOUZIANE Hamza

Promotion : 2007-2008

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Résumé

Ce mémoire présente une étude numérique utilisant la méthode des volumes finis pour calculer le processus tridimensionnel du refroidissement par film. Ces travaux ont pour objectif le développement du modèle de prédiction de refroidissement turbine à gaz dans un moteur d'avion par l'utilisation du code de calcul ANSYS 11.0.

Un motoriste a un objectif principal: augmenter le rendement d'un moteur d'avion en accord avec les normes en vigueur. L'augmentation de la température des gaz d'échappement par la chambre de combustion ou par un post combustion est une réponse à cette contrainte.

Malheureusement, Les conditions ainsi imposées aux premiers étages de la turbine sont bien au-dessus des températures maximums admissibles par les matériaux de la machine, d'où la nécessité d'appliquer un refroidissement efficace sur les parties fortement sollicitées en température. Le bureau d'études doit concevoir des structures capables de résister à ces différentes sollicitations thermiques sur les turbines a gaz.

Dans cette étude, nous nous concentrons plus particulièrement sur le refroidissement par film d'air appelé **film cooling** en adoptant des orifices d'injection de forme cylindrique.

Mots-clés : efficacité turbine à gaz, refroidissement turbine, turboréacteur, film cooling, volume fini, interaction modale solide fluide, modélisation de la turbulence.

Abstract

This memory presents a numerical study using the method of volumes finished to calculate the three-dimensional process of cooling by film. This work aims at the development of the models of prediction of cooling gas turbine in an engine of plane by the use of the computer code ANSYS 11.0.

Indeed, in order to remain a competitive actor, a motor mechanic has a principal objective: to increase the output of an engine of plane in agreement with the standards in force. The increase in the temperature of exhaust fumes by the combustion chamber or a post combustion is an answer to this constraint.

Unfortunately, the conditions thus imposed on the first floors of the turbine are well above the acceptable temperatures maxima by materials of the machine, from where need for applying an effective cooling to the parts strongly requested in temperature. The office of ' studies must conceive structures able to resist these various requests thermal on gas turbine.

In this study, we concentrate more particularly on cooling by films air called film cooling by adopting openings of cylindrical injection of form.

Keywords: effectiveness gas turbine, cooling harnesses, turbojet, film cooling, volume finished, solid interaction modal fluid, modeling of turbulence.

هذه المذكرة تبين طريقة رقمية بطريقة الحجم المنتهية لأجل دراسة العملية الثلاثية الأبعاد للتبريد بواسطة هوائي.

هذه الأعمال تهدف إلى تطوير أحسن طريقة تنبأ تبريد التوربينات الغازية برنامج التشبيه (ANSYS.11.0)

- مهمة الرئيسية مهندس المحركات هي.

- زيادة مردود محرك الطائرة بالتناسب مع المقاييس المعمول بها زيادة درجة

و لكن الشروط المفروضة على الطبقات الأولى للتوربينات الغازية هي المسموح بها لمعادن المركبة للمحرك , مما يتطلب تبريد جيد و فعال للجهات الم

- على مكتب الدراسات أن يتصور بنيات قادرة على التصدي و تحمل التهيجات الحرارية على التوربينة غازية .

- في هذه الدراسة نركز بصد ,متبنيين فتحات قذف ذات شكل اسطواني. يد بواسطة غشاء هوائي يدعى " film cooling "

REMERCIEMENT

REMERCIEMENT

Avant tout on tient à remercier Dieu tout puissant de nous avoir donné la foi et la confiance en soi, ainsi que cette volonté et ce courage, pour pouvoir nous voir un jour devant un jury.

On souhaite également adresser nos remerciements à notre encadreur M^r ALLALI qui nous a accordé son soutien. Je remercie son attention, ses précieux conseils, ainsi que la confiance qu'il nous a toujours témoignée, sans oublier les nombres du jury qu'ils ont accepté d'évaluer notre modeste travail.

Nous remercions également tous ceux qui, tout au long de ces années d'études, nous ont encadré, observé, aidé, conseillé et même supporté et surtout à nos parents. Sans eux nous ne serions jamais arrivés à ce stade.

Nous remercions également l'Université d'Oran qui nous a ouvert ces portes et nous a permis l'obtention du code ANSYS11.0 ainsi que tout qui nous ont aidé à le manipuler.

Nos remerciements les plus sincère a tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin, par leurs encouragements leurs conseils et leurs critiques.

Enfin, Nous sommes également reconnaissants à tous nos amis que nous n'aurons pas besoin de les nommer et à préciser, car ils se reconnaîtront eux-mêmes.

Amine & Hamza



Dédicace

Je dédie ce modeste travail en premier à mon pays l'Algérie à qui j'ai l'honneur d'en être un de ces enfants et à tous ceux qui en met main et pied pour son développement et sa dignité.

A mes chère parents a qui je dois tout, et qui m'ont toujours supporté, et je suis très heureux qu'ils puissent voir les résultats de ce travail.

A mon frère Adem dont je regrette l'absence, et à sa femme qui nous manque beaucoup.

Aux deux uniques femmes qui me tiennent beaucoup au cœur, mon unique et adorable sœur et ma miraculeuse et chaleureuse femme.

A toute la famille et nssabi et amis qui se reconnaissent eux même.

Amine

Je dédie cet humble travail à ma patrie l'Algérie et à tout ce qui en font patri, plus spécialement mes parents, mes frères et sœurs, a tout ceux qui me connaissent et que j'ai l'honneur de connaître.

Hamza

Sommaire

Chapitre I : Technique de refroidissement des turbines a gaz.

I-1-Le turbo réacteur	1
I-2- Introduction.	7
I-3- Historique.	8
I-4- Etudes expérimentales.	8
I-5- Etudes numériques	9
I-6- Technique de refroidissement.	9
I-7. Injection d'un fluide dans un écoulement principal	26
I-8- Conclusion.	29

Chapitre II : Modélisation de la turbulence et méthode numérique.

II-1- Introduction	30
II-2- Effets pratique de la turbulence	30
II-3-Equation de transport	31
II-4- Modèles de la turbulence	33
II-5- Méthode numérique	36
II-6-Conclusion.	42

Chapitre III : Présentation du code ANSYS 11.0 et validation de la géométrie.

III-1- Introduction.	43
III-2- Codes de calcul CFD	43
III-3-Présentation de la géométrie	45
III-4-Conclusion	57

Chapitre IV : Résultat et interprétation

IV-1- Introduction.	59
IV-2- Interprétation des résultats.	59
IV-3- Conclusion	69

Conclusion et Perspective	70
--	-----------

Bibliographie	72
--------------------------------	-----------

Annexes	75
--------------------------	-----------

Liste des figures et tableaux

Figure 1 : Coupe d'un réacteur CFM56-5C.

Figure 2 : Evolution des technologies de refroidissement à partir des années 1960.

Figure I-1 : turbo réacteur CFM56-5C.

Tableau I-1 : Caractéristique du moteur CFM-56-5C.

Figure I-2 : Évolution des systèmes de refroidissement à partir des années 1960.

Figure I-3 : Exemple de profil d'aubage refroidi avec des tubes de refroidissement radiaux.

Figure I-4 : Exemple d'aubage refroidi par conduites avec inserts.

Figure I-5 : Flux secondaires dus aux effets de la rotation.

Figure I-5 : Exemple d'emploi d'aiguilles (« pin fin ») dans un aubage.

Figure I-7 : Exemple de « pin fin » décalées et en ligne.

Figure I-8 : Impact d'un jet.

Figure I-9 : Exemple de tuyère refroidie par jets impactant.

Figure I-10 : Exemple de tuyère refroidie par film cooling.

Figure I-11 : Dynamique des fluides du jet unique.

Figure I-12 : Paramètres caractéristiques du film cooling.

Figure I-13 : Disposition des orifices d'injection.

Figure I-14 : Refroidissement par effusion (Transpiration).

Figure I-15 : Comparaison des procédés de refroidissement par film et par transpiration.

Figure I-16.a : Interaction d'un jet avec l'écoulement principal.

Figure I-16.b : Développement du jet près de l'orifice d'injection.

Tableau II-1 : Constantes du model SST.

Figure II-1 : Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal.

Figure II-2 : Point d'intégration dans un volume de contrôle.

Figure II-3 : Détermination des positions de nœuds dans un élément hexaèdre.

Figure III-1 : Organigramme du code de calcul ANSYS CFX11.0.

Figure III-2 : Géométrie de l'aube VKI .

Tableau III-1 : dimension de la géométrie de l'aube.

Figure III-2 : Position des trous d'injection.

Figure III-3 : Domaine de calcul.

Figure III-3 : Création des points.

Figure III-4 : Génération des courbes.

Figure III-5 : Génération des surfaces.

Figure III-6 : Géométrie des trous du bord d'attaque.

Figure III-7 : Génération d'un maillage non structuré en forme tétraèdre.

Figure III-8 : Maillage au niveau du bord d'attaque.

Figure III-9 : Maillage au niveau du bord de fuite.

Organigramme-III-1- Etape de simulation.

Figure IV-1- champ de vitesse.

Figure IV-2- Champ de vitesse au niveau du l'intrados.

Fig IV-3- Champ de vitesse au niveau du bord de fuite

Figure IV-4- Champ de pression.

Figure IV-5- Efficacité de refroidissement.

Figure IV-6- Contour de température.

Figure IV-7- Agrandissement du Contour de température sur la zone trous plenum.

Figure IV.8a- Contour de température sur le plan($s/c=0$).

Figure-IV.8b- Contour de température sur le plan($s/c=0.031$).

Figure-IV.8c- Contour de température sur le plan($s/c= -0.031$).

Figure-IV-9- Coefficient de transfert de chaleur sur la surface de l'aube.

Nomenclature

Q (W) : Puissance thermique.

A (m²) : Surface d'échange thermique.

h (W · m⁻² · K⁻¹) : Coefficient d'échange thermique convectif.

T_{ad} et T_{aw} (K) : 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.

h_f : Le coefficient de transfert thermique local en présence du film refroidissant.

T_f : La température locale du film (mélange entre le jet et l'écoulement principal).

γ : Efficacité.

\vec{F} : Forces extérieures : (forces de volume).

$\frac{1}{\rho} \vec{\text{grad}} P$: Forces de Pression : (forces de surface).

...

$\rho \vec{X}$: Forces d'inertie.

$\mu \nabla^2 \vec{v}$: Forces de Viscosité.

U : Vitesse d'écoulement.

u : Vitesse d'écoulement suivant l'axe X.

v : Vitesse d'écoulement suivant l'axe Y.

w : vitesse d'écoulement suivant l'axe Z.

D : Le domaine.

F : Force de Coriolis.

P : Pression statique.

E : L'énergie interne par unité de masse (J/kg).

$\sum \frac{dQ}{dt}$: Puissance calorifique reçue par le domaine (D) par rayonnement et par conduction.

$\rho \frac{v^2}{2}$: Energie cinétique.

ρE : Mouvement d'agitation moléculaire.

l : Longueur de mélange, déterminée d'une façon empirique.

$...l \left(\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t_k} + \frac{\partial \langle u_k \rangle}{\partial t_i} \right)$: Échelle de vitesse de la turbulence.

(K, ν) : Modèle de turbulence.

K : L'énergie cinétique turbulente.

($k-\nu$) : Modèle de turbulence SST.

V : Le volume d'intégration de la grandeur .

Ip : L'indice du point d'intégration (intégration point.).

n_j : Est la surface d'intégration de la grandeur .

Δt : Est un intervalle de temps (time step).

N_i : Fonction de forme pour le nœud i .

μ_t : Viscosité de turbulence.

ϕ_{ip} : La solution de par le schéma avant (upwind).

$\nabla \phi$: Le gradient de la grandeur ϕ .

\vec{r}_n : Le vecteur de position pour le nœud n .

β : Est une constante qui dépend du schéma de discrétisation.

ϕ : La solution à atteindre.

b : Le terme de droite.

a : Est un coefficients de l'équation à résoudre.

ρ : La masse volumique.

I : Taux de quantité de mouvement.

J : Jacobien de la transformation.

M : Taux d'injection.

T : Température.

T : temps.

Tu : Intensité de turbulence.

Pr : Nombre de Prandtl laminaire.

N : North.

S : South.

W : West.

E : East.

T : Top.

B : Bottom.

Lettres grecques :

: Epaisseur de la couche limite.

: Taux de dissipation de l'énergie cinétique.

: Coefficient de diffusion.

Indices :

' ' : Condition à l'infini, à l'entrée de l'écoulement principal.

'C' : Condition à l'injection.

Introduction générale

Introduction générale :

La poussée d'un moteur d'avion obéit au principe action/réaction de Newton. Ceci est rendu possible grâce à la conception d'un turbo-réacteur (fig1), qui résulte de l'utilisation d'une turbomachine à des fins de propulsion. Il tire sa puissance de trois éléments, un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, qui font subir à l'air un cycle thermodynamique au cours duquel il acquiert de l'énergie [1].

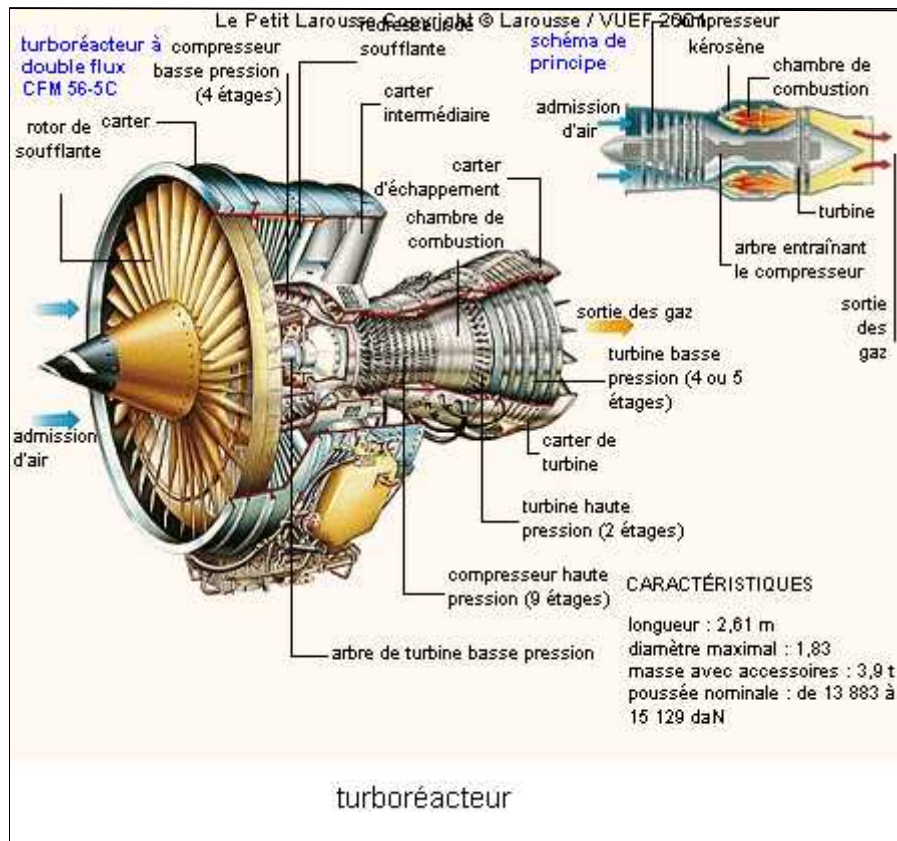


Figure 1 : Coupe d'un réacteur CFM56-5C.

Les performances des turbines à gaz et notamment leur efficacité thermique n'ont pas cessé de subir de spectaculaires progrès depuis la seconde guerre mondiale (fig 2). En aéronautique, les applications militaires ont vu augmenter le rapport puissance/poids alors que dans l'aviation civile, la consommation du combustible à sensiblement diminué. La technologie turbomachine est aussi importante dans les systèmes de production d'énergie, si bien que la dualité rendement des turbines/efficacité de refroidissement des aubes s'impose de la même manière qu'en aéronautique. En effet, les progrès enregistrés dans la conception des turbines à gaz sont liés directement à l'augmentation de la température maximale de

fonctionnement du cycle thermique de la machine. Néanmoins, en augmentant la température à l'entrée des turbines, les aubes de celle-ci (leur bord d'attaque en particulier) s'exposent à des charges thermiques pouvant les détériorer. Celles appartenant aux premiers étages (HP) sont exposées aux plus hautes températures en plus d'un champ thermique à caractère fortement non homogène. Ce dernier favorise l'apparition des points chauds et provoque la détérioration prématurée des aubes. Ces aubes de turbines doivent donc être protégées par un moyen qui n'affecterait (ou faiblement) ni le rendement de la turbine (en terme de pertes) ni ces autres caractéristiques (en terme de charges thermiques). On comprend alors pourquoi le choix du moyen de refroidissement des aubes est au cœur du processus de design.

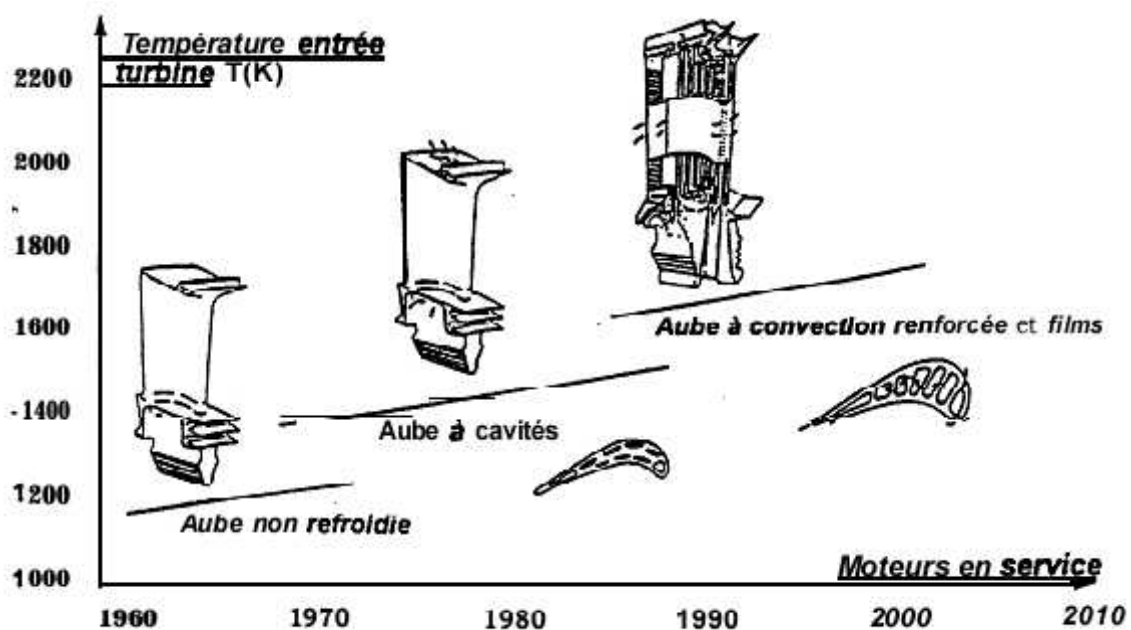


Figure 2: Evolution des technologies de refroidissement à partir des années 1960.

Objectif de ce mémoire :

L'objectif de ce travail est de contribuer à la compréhension des phénomènes complexes qui accompagnent l'un des procédés les plus employés dans les turbines à gaz, à savoir le refroidissement par film (film cooling). L'étude est orientée vers la contribution au développement des méthodes de calcul relatives à ce sujet et de tester une nouvelle approche de modélisation de la turbulence, pour certaines configurations et pour certaines conditions d'écoulement. Les écoulements dans les turbomachines sont généralement fortement

turbulents. Ainsi Notre travail ce résume à simuler un écoulement tridimensionnel au tour d'un profil VKI edge_vijay (Von Karman Institut) afin de déterminer:

- Déterminer le coefficient de transfert thermique, et faire une comparaison avec les résultats expérimentaux
- Le contour de pression; vecteurs vitesse ; de détecter les zones de circulations ...etc.
- Déterminé la pression autour de profil (extrados et intrados), ainsi que l'efficacité.

Ce travail est simulé avec le logiciel du calcul ANSYS 11.0.

Ce logiciel contient un générateur de maillage ANSYS ICEM CFD 11.0, la structure est maillée en éléments tétraèdres non structurés. Il est raffiné aux prés des parois et aux orifices d'injection du flux froid.

Il contient aussi un code de calcul ANSYS CFX 11.0 utilisé pour la résolution des équations de Navier- Stokes et les équations de l'énergie et les équations de la turbulence. Les modèles de turbulence utilisés sont les modèles (K-).

L'étude expérimentale menée par Camci & Arts [2] et l'étude numérique menée par V.K.Garg [3] ayant servi à la validation de notre investigation numérique.

Organisation du mémoire :

Ainsi, nous avons consacré le premier chapitre à une étude théorique et une analyse bibliographique qui explicite d'une façon générale les différents modes de refroidissement puis une étude bibliographique spécifique pour expliquer les motivations et les aspects théoriques relatifs au refroidissement par film. Une description exhaustive des différents paramètres géométriques, hydromécaniques et thermodynamiques qui influencent directement l'efficacité de refroidissement est également présentée.

En ce qui concerne le deuxième chapitre. La description du modèle mathématique et plus spécialement des modèles de turbulence utilisés dans cette étude sont exposés avec détail ainsi que la représentation des méthodes numérique utilisé qui est les volumes finis.

Le troisième chapitre abord le code de calcul utilisé avec une brève description de sa structure et ces différentes stations de calcul puis la géométrie utilisée pour cette étude ainsi que sa validation dans notre code de calcul.

Au quatrième chapitre on représente les différents résultats obtenus avec leur interprétation et une brève comparaison avec les résultats expérimentaux.

L'étude est couronnée par une synthèse des conclusions les plus marquantes de ce travail, tout en proposant des axes de recherches pour l'avenir.

I-1-Le turbo réacteur :

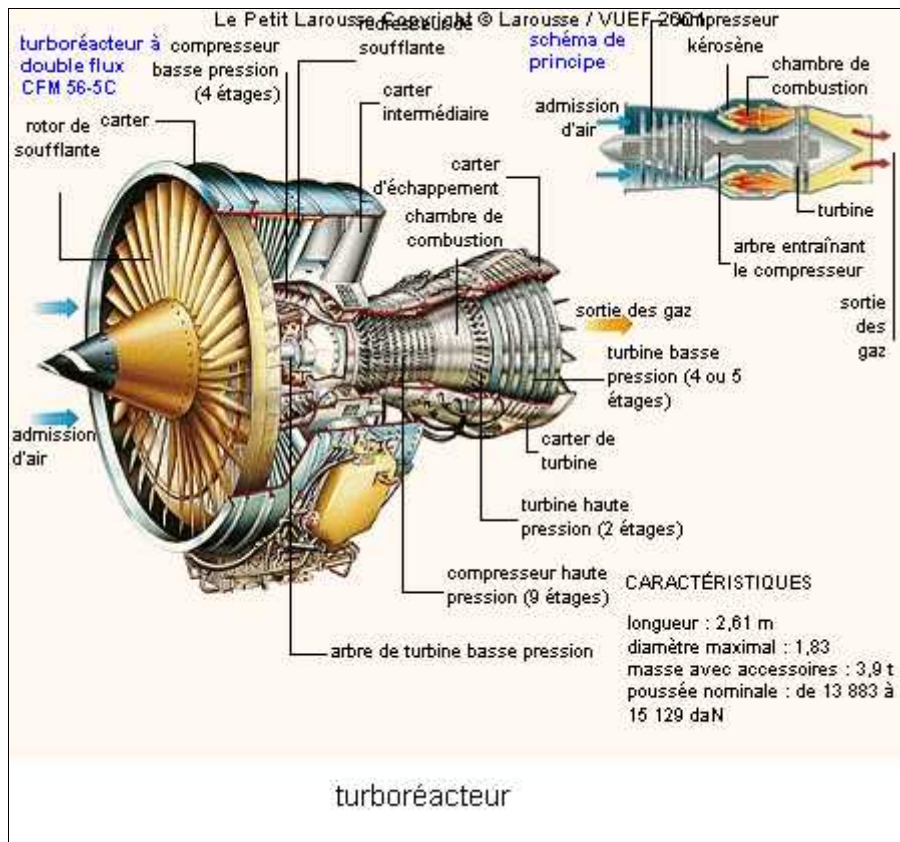


Figure I-1- Turbo réacteur CFM56-5C.

I-1-1. Définition d'un turbo réacteur:

Un turbo réacteur est un moteur à réaction produisant une énergie cinétique pour la propulsion d'un engin. En réalité un turbo réacteur n'est autre qu'une turbomachine comprenant un compresseur et une turbine montés sur un même arbre et une chambre de combustion où se réalise l'échange d'énergie de combustion avec le fluide moteur.

I-1-2- Technologie d'un turbo réacteur:

I-1-2-1. Entrée d'air :

L'entrée d'air a pour rôle d'assurer une alimentation continue d'air pour le moteur dans tous ses régimes. Généralement l'entrée est un conduit à section variable où se réalise une augmentation de la pression et une diminution de la vitesse, qui entrent au compresseur dans les conditions optimales.

I-1-2-2.Le compresseur :

Le compresseur a pour fonction d'augmenter la pression de l'air qui le traverse en augmentant l'énergie de pression. En comprimant l'air à une valeur élevée de pression permettra de délivrer à la chambre de combustion plus de quantité d'air ce qui permet de fournir plus d'enthalpie de l'air à la combustion donc récupérer plus de travail dans la turbine, autrement dit, en dépensant de l'énergie, pour faire tourner le compresseur d'avantage lors de la combustion.

Un compresseur est toujours composé d'une partie fixe, le stator à l'intérieure de laquelle tourne une partie mobile, le rotor. Il existe deux types de compresseurs, le centrifuge et l'axial. Le premier est composé d'une roue mobile souvent appelé « rouet » et d'un stator « diffuseur ».

L'admission de l'air se fait par la partie centrale du rotor et par conséquent, la surface frontale du moteur sera nettement supérieure à la section de l'entrée d'air. Il s'agit d'un inconvénient, pour ce type de compresseur, son taux de compression est généralement limité aux environs de 4.

Le second type est le compresseur axial constitué d'un rotor formé d'un empilage de disques à la périphérie sur lesquels sont fixées des aubes, et d'un stator qui loge le compresseur, (formant un étage de compresseur), à l'intérieur duquel sont fixées des rangées circulaires d'aubes profilées

Dans la pratique deux types de compresseurs axiaux sont utilisés le compresseur simple corps où le rotor est composé en un seul bloc, et le compresseur double en corps, là le rotor est composé en deux blocs, basse pression et haute pression, les deux corps tournent avec des vitesses différentes sur des arbres concentriques.

I-1-2-3.La chambre de combustion :

La chambre de combustion élève la température de l'air, par la combustion du carburant. Cette température obtenue par les gaz doit être compatible avec la bonne tenue mécanique des matériaux de la turbine. On rencontre beaucoup de problèmes causés par la combustion qui sont très complexes et il n'y a pas de théories complètement satisfaisantes pour les expliquer, alors l'expérimentation a une part prépondérante dans la mise au point d'une chambre de combustion.

I-1-2-3-1.Types de chambres de combustion :

a-Chambres individuelles ou tubulaires :

Ce type de chambre de combustion fut le premier à être adopté, vue la facilité de sa mise au point ainsi que son interchangeabilité. Elle est constituée de deux tubes concentriques, l'enveloppe interne et le tube à flamme.

Les chambres individuelles sont placées derrière le compresseur et réparties autour de l'axe longitudinal du réacteur. Elles sont reliées entre elles par une rampe d'intercommunication, qui permet au démarrage la propagation de la flamme à toutes les chambres à partir des deux chambres disposant de bougies d'allumage.

b-Chambres annulaires :

Ce type de chambres de combustion comme la précédente comporte deux enveloppes, interne et externe, qui sont généralement cylindriques concentriques et leur axe longitudinal est confondu avec l'axe du réacteur. Les injecteurs, chacun avec son tourbillonnaire, sont disposés sur la base du tube à flamme du côté du compresseur. Ce type de chambre à un meilleur rendement, mais d'une mise au point extrêmement délicate.

Il est retenu par les motoristes français, SNECMA, et TURBOMECA, ainsi que par General Electric pour le CF 6 et les CFM, aussi par Pratt et Withney pour le JT9 et le JT8

c-Chambre turbo-annulaire :

Cette disposition présente les avantages des deux types précédents (mise au pont plus facile, bonne utilisation du volume disponible).

I-1-2-4.La turbine :

Son rôle est d'entraîner le compresseur et les équipements par transformation d'une partie de l'énergie de pression en énergie cinétique, puis en énergie mécanique.

L'énergie restante à la sortie de la turbine produit la poussée du réacteur. Comme le compresseur, elle est constituée, d'une partie fixe (stator ou distributeur de la turbine), et d'une partie mobile (rotor ou roue de la turbine).

I-1-2-4-1.Types de turbines :

Comme les compresseurs il existe deux types de turbines, les turbines centrifètes où l'écoulement entre dans la turbine radialement et ressort axialement, et les turbines axiales où l'écoulement la traverse axialement de l'entrée à la sortie.

I-1-2-4-2.Limitations de fonctionnement :

La turbine est l'organe du turboréacteur qui travaille dans les conditions les plus sévères à savoir :

- Hautes température.
- Efforts centrifuges importants.
- Contraintes thermique élevées, notamment lors des allumages et extinctions de la chambre de combustion.
- Atmosphère oxydante.
- Vibrations lors des passages dans les régimes de résonance.

Il importe donc :

- De choisir judicieusement les matériaux constituant les aubes de distributeur et de la roue mobile.
- Avoir une température plus basse vers le sommet de l'aube pour protéger les parois extérieures, et au niveau du pied qui est très sollicité en fatigue.
- Eviter les sillages chauds par les aubes du distributeur.
- Refroidir les aubes de distributeur et les aubes de la roue mobile dont il est détaillé par la suite de ce mémoire.

I-1-2-5. La tuyère d'éjection) :

La tuyère convertit la pression des gaz en énergie cinétique. Le but du canal d'échappement est d'avoir la forme requise afin que la pression des gaz à la sortie du moteur soit la plus faible possible et que ces gaz évacuent l'engin le plus rapidement possible.

I-1-2-6. Quelques dispositifs spéciaux :**a- Inverseur de poussée :**

C'est un système, utilisé essentiellement sur les avions de transport, dont le but est de créer une poussée négative (sens inverse). Il permet de réduire considérablement les distances de freinage et de roulage au sol et soulage l'action des freins.

b- Circuit carburant :

La partie la plus compliquée de tout turboréacteur, est probablement le système carburant. Le système est sollicité pour démarrer et accélérer les moteurs, qui doivent être protégés contre les températures excessives des gaz d'échappement et les survitesses qui peuvent conduire aux fracassements du compresseur.

c- Circuit d'huile (graissage) :

Chaque moteur doit avoir un circuit d'huile indépendant, pouvant lui fournir une quantité d'huile adéquate à une température sécurisante pour une utilisation continue en plus :

- Les protéger contre la détérioration en cas de frottement, en maintenant un film d'huile entre elles.
- Assurer une protection contre la corrosion.
- Refroidir les pièces en frottement.
- Exploitation de la température récupérée pour réchauffer le fuel.
- Nettoyage des paliers et roulements.

Tableaux I-1 : Caractéristique du moteur CFM-56-5C :[21]

• Poussée max. au décollage (kN)	133,50/130,00
• Taux de dilution	5,50
• T° à poussée nominale maintenue (°C)	30
• Poussée max. en montée (kN) 35 000 ft – Mach 0,8 – ISA Moteur avionné	28,50
• Taux de compression général pour la montée max.	35,90
• Longueur (mm)	2 601
• Diamètre soufflante (mm)	1 735
• Applications	A321

I-2- Introduction :

Pour les aubages et les tuyères des premiers étages des turbines à gaz de dernières générations, on a mis au point des systèmes de refroidissement très sophistiqués et d'efficacité élevée, capables de maintenir le composant à une température compatible avec la tenue du matériau à une consommation réduite d'air de refroidissement. Souvent ces techniques de refroidissement diffèrent selon le constructeur ou la typologie de la machine. En outre, les systèmes de refroidissement sont spécifiques à un constructeur et ne sont donc pas de notoriété publique. En réalité des machines différentes, mais appartenant à la même classe technologique, adoptent des techniques de refroidissement qui se ressemblent beaucoup, même si elles sont réalisées par des constructeurs différents. En définitive, on assiste à une certaine standardisation de la technologie de refroidissement des aubages et des tuyères [3].

I-3- Historique :

Depuis les années 1960, l'évolution des techniques de refroidissement a été importante. Au début les aubes étaient refroidies grâce à des tuyaux radiaux. Dans les années 1970, on a mis au point des systèmes à alimentation multiple avec film cooling. Pour les turbines à gaz actuelles, les techniques de transferts thermiques externes par film cooling et par convection interne ont été nettement améliorées : canaux multi passes avec promoteurs de turbulence, ailettes fines du type aiguilles (ou pin fin, terme anglais qui sera employé dans la suite de ce texte), refroidissement par jets impactant. (Figure 2) , [4].

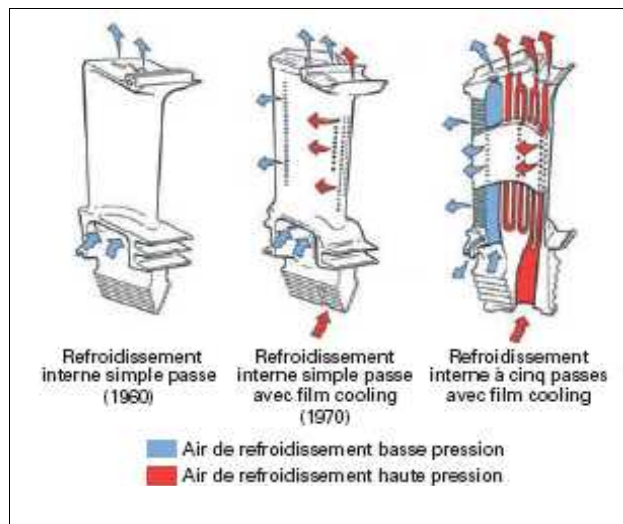


Figure I-2 : Évolution des systèmes de refroidissement à partir des années 1960.

I-4- Etudes expérimentales [1],[8],[11] :

Beaucoup d'études expérimentales ont été entreprises pour étudier l'influence des paramètres tels que le taux d'injection, l'intensité de turbulence de l'écoulement principal...etc, sur le refroidissement par film [1]. Cependant, pour concentrer l'étude sur l'interaction jet-écoulement principal, plusieurs de ces études ont été confinées à des géométries simples telles que les plaques planes modérément incurvées (avec une ou plusieurs rangées de trous de refroidissement) dans un écoulement stationnaire et incompressible [8].

Le bord d'attaque d'une aube symétrique a été simplement reproduit expérimentalement par un demi cylindre rallongé de part et d'autre par des plaques planes, l'efficacité de refroidissement et le coefficient de transfert thermique ont été mesurés [11].

I-5- Etudes Numériques :

D'après l'utilisation des méthodes statistiques du traitement de la turbulence; on a la dispersion latérale des jets de refroidissement qui a été étudiée [2],[3],[4],[5],[6],[7],[9],[10]. Plusieurs études ont été suivies en utilisant des modèles de turbulence proche de la paroi [21].

Diverses configurations spécifiques de refroidissement par film, tels que les schémas classiques des trous cylindriques, ont été étudiées numériquement et comparées entre elles [24].

Différents modèles de turbulence ont été étudiés. Parmi ces modèles on trouve le modèle $k-\epsilon$ et $k-\omega$, utilisé pour la résolution de la couche proche paroi d'une aube symétrique, et leurs résultats ont été obtenus avec succès [23].

I-6- Technique de refroidissement :

I-6-1. Technique de protection par convection interne : [4]

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

$$Q = Ah (T_b - T_{ad}, b) \quad (\text{I. 1})$$

Avec : Q (W) : Puissance thermique.

A (m^2) : Surface d'échange thermique.

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

T_b (K) : Température du flux principale.

T_{ad} (K) : Température de la proie.

Les diverses techniques de refroidissement par convection forcée, normalement les plus employées dans les aubages de turbine à gaz, sont décrites ci-après.

I-6-1-1. 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. En général, 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-3) tandis que pour le second l'évacuation se fait par le bord de fuite, habituellement sur l'intrados du profil.

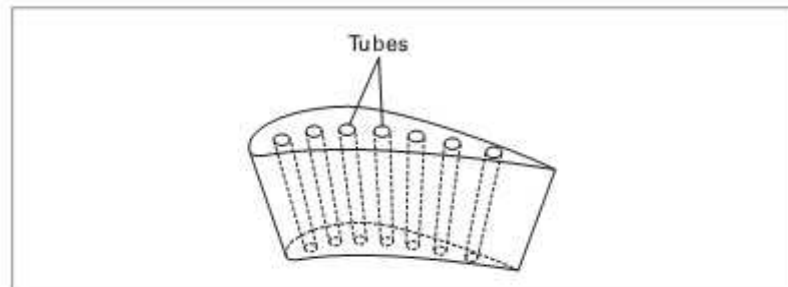


Figure I-3 : Exemple de profil d'aubage refroidi avec des tubes de refroidissement radiaux

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.

I-6-1-2. Conduites avec promoteurs de turbulence :

Le refroidissement d'aubages 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. 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 (sans tabulateurs). Il convient cependant de noter que la réalisation de conduites avec inserts est technologiquement plus complexe et donc plus coûteuse.

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 (figure I-4). 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.

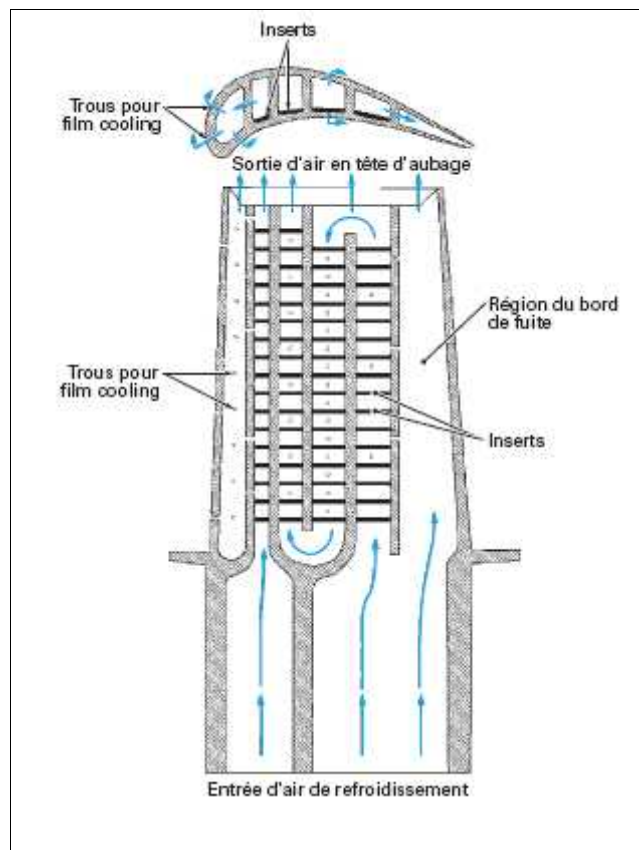


Figure I-4 : Exemple d'aubage refroidi par conduites avec inserts.

I-6-1-3. Pin fin :

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-5). 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.

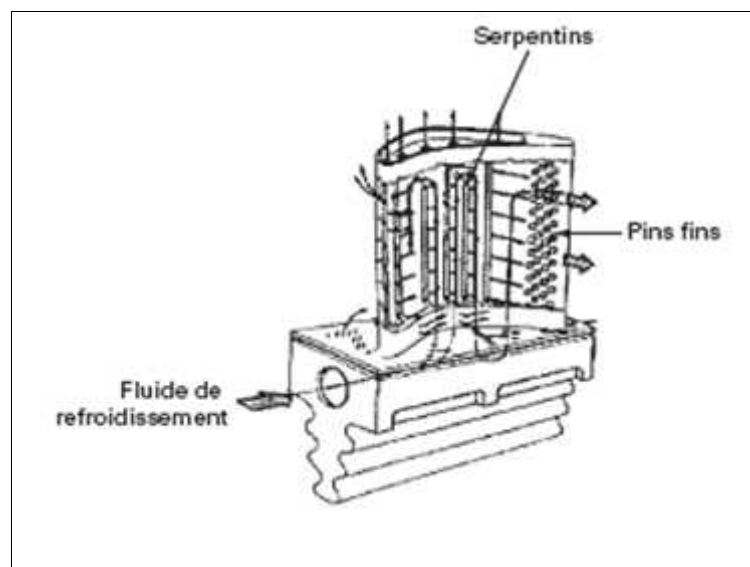


Figure I-5 : Exemple d'emploi d'aiguilles (pin fin) dans un aubage.

En pratique, les aiguilles ont un rapport entre hauteur (b) et diamètre (d) dans l'intervalle suivant : $0,5 < b/d < 4$. Dans le cas où $b/d < 2$ (aiguilles courtes), la chaleur est échangée, surtout par la surface latérale de l'aubage et la présence des aiguilles, réduit la surface totale d'échange.

En général, 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-6). On passe d'un coefficient d'échange thermique relativement faible pour le premier étage à un coefficient en augmentation progressive dans les nappes successives à cause des sillages et de la turbulence générée par les aiguilles situées en amont. À partir des quatrième ou cinquième nappes, le phénomène a tendance à se stabiliser.

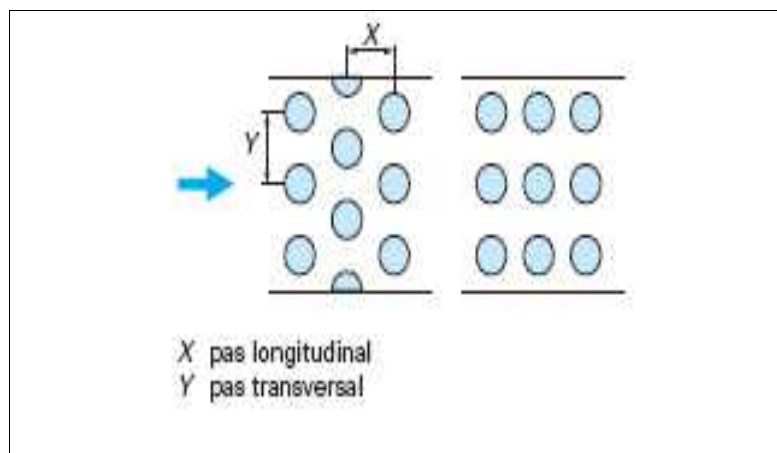


Figure I-6 : Exemple de « pin fin » décalées et en ligne.

I-6-1-4. Par Jets impactant :

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir (figure I- 7). 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.

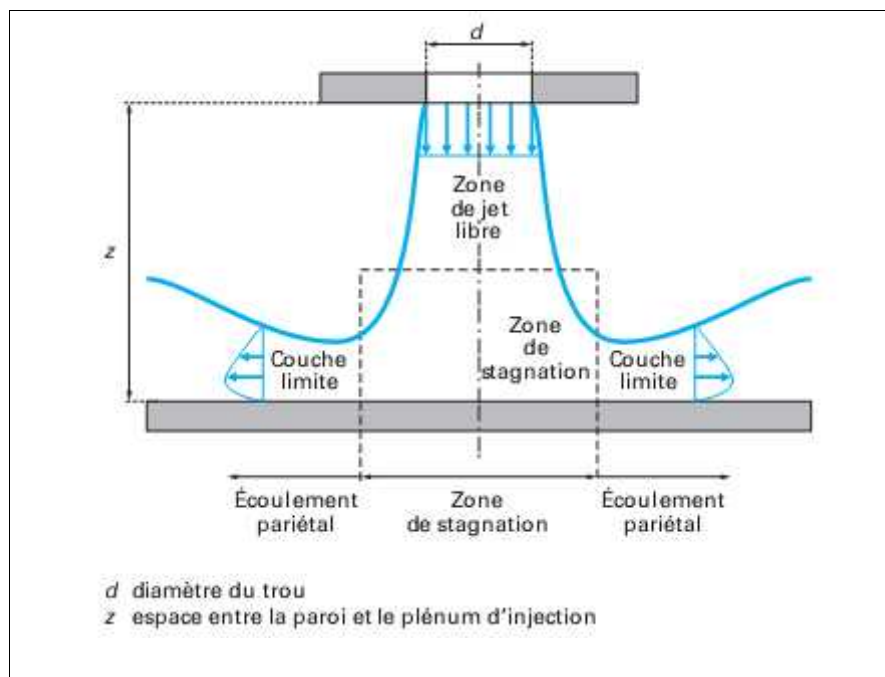


Figure I-7 : Impact d'un jet.

Étaler

Étant données ces caractéristiques techniques, 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-8). Notons enfin que cette solution est aussi utilisée dans le refroidissement de la double peau des chambres de combustion.

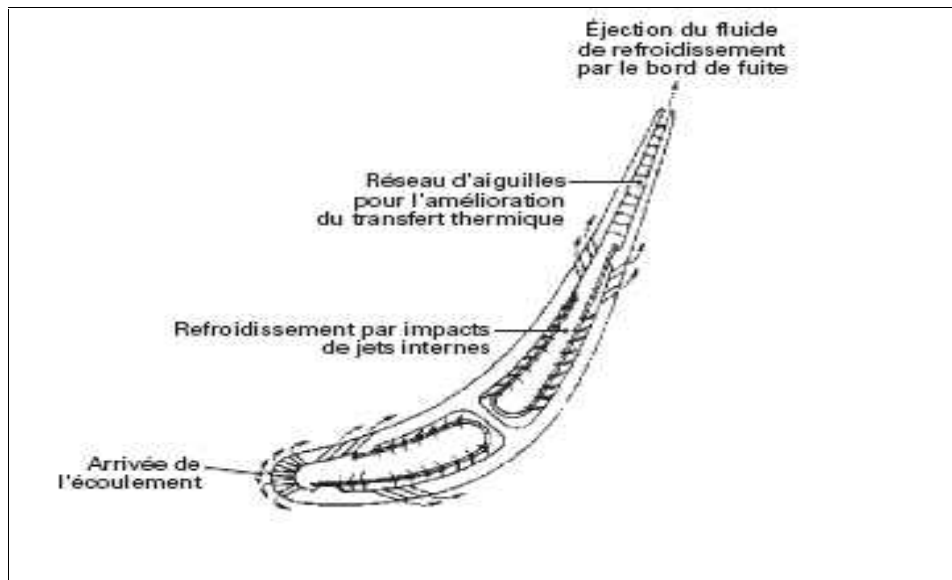


Figure I-8 : Exemple de tuyère refroidie par jets impactant.

I-6-2. Technique de protection externe : [4]

I-6-2-1. Par film d'air froid :

Le film cooling est l'introduction d'un fluide secondaire (en général de refroidissement) en un ou plusieurs points d'une surface exposée à une haute température, pour protéger la surface elle-même non seulement près du point d'injection, mais aussi en aval de ce dernier.

Les aubages et les tuyères, notamment sur leurs bords d'attaque, l'intrados et l'extrados, ainsi que les parois des chambres de combustion sont habituellement protégés, plutôt que refroidis, grâce à cette technique. La figure (I-9) montre une application typique de film cooling à une tuyère de la dernière génération : on peut voir les nombreux trous d'injection aménagés sur les parois d'extrémité et sur le profil de l'aubage et alimentés par l'air puisé au compresseur et qui a déjà servi dans le refroidissement par convection interne.

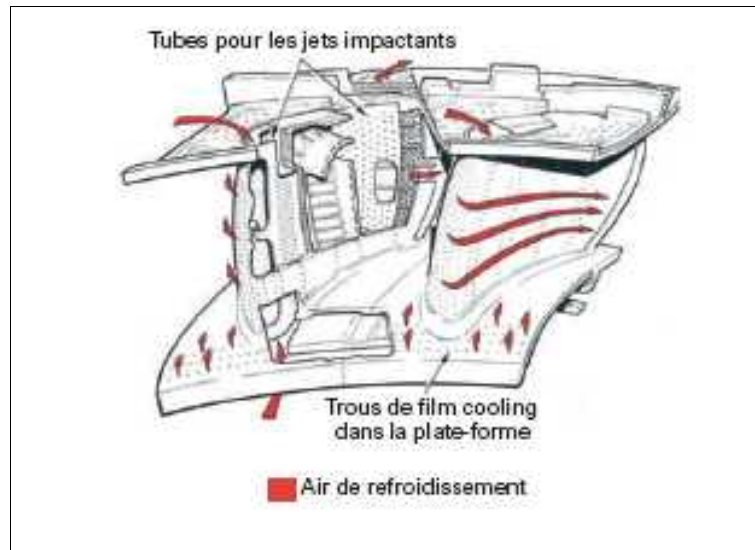


Figure I-9 : Exemple de tuyère refroidie par film cooling.

Le film cooling, 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.

La présence d'écoulements à températures différentes conduit à introduire un paramètre d'efficacité par rapport à la température adiabatique :

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_c} \quad (I-2)$$

Avec : T_{aw} (K) 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.

I-6-2-1-1. Analyse phénoménologique du jet unique :

Comme cela a été mentionné, le film cooling 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. Sur la figure (I-10), sont représentés les effets Fluidodynamique de l'injection du jet dans un écoulement libre pour deux rapports différents des vitesses d'éjections du fluide de refroidissement (U_c) /écoulement principal (U) :

$$u_c/u = 0,5 \text{ et } u_c/u = 2,0.$$

(U) est suivant l'axe X.

(U_c) est suivant l'axe Y.

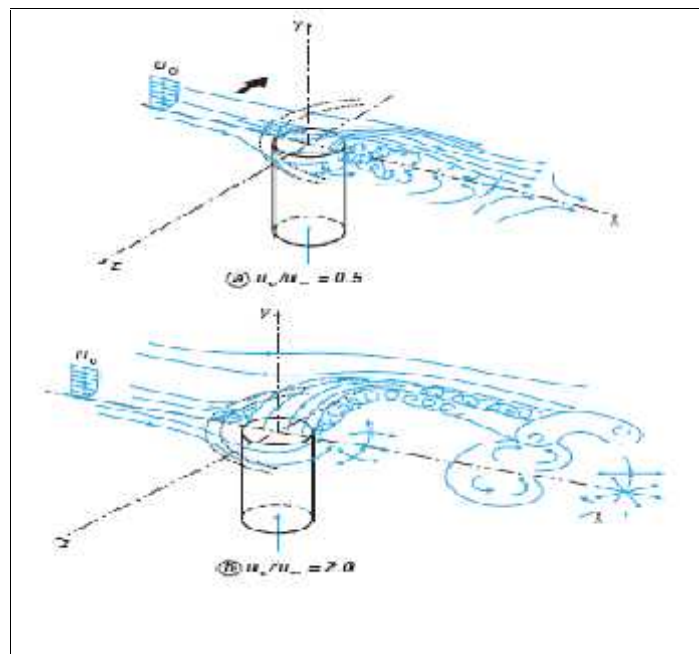


Figure I-10 : Dynamique des fluides du jet unique.

Pour les deux rapports de vitesses, les déflexions mutuelles subies par le jet et l'écoulement transversal sont évidentes, même si les effets fluidodynamiques de l'injection sont différents dans ces deux cas. Pour les faibles rapports de vitesse ($u_c/u = 0,5$), l'écoulement libre a tendance à dévier le jet dès sa sortie du trou et même avant : en effet, les lignes de courant du fluide injecté sont repoussées vers la partie postérieure du trou lui-même. Aussitôt injecté dans le courant principal, le jet est écrasé sur la paroi dans la direction de l'écoulement libre qui, à son tour, est légèrement soulevé par la présence du fluide injecté. Dans le cas de rapports de vitesse plus élevés ($u_c/u = 2,0$), le jet est seulement faiblement dévié à la verticale de la sortie du trou ; il reste cohérent en pénétrant dans l'écoulement libre avant d'être franchement dévié. 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 cooling. Plusieurs chercheurs ont contribué à décrire correctement la phénoménologie complexe de l'écoulement produit par le film cooling.

I-6-2-1-2. Paramètres influençant sur le processus de refroidissement par film : [4], [9], [12]

On trouve dans la littérature spécialisée [26] une revue exhaustive des différents paramètres qui agissent sur le processus du refroidissement par film. Ces paramètres peuvent être classés en deux grandes catégories : les paramètres thermo- et hydrodynamiques de l'écoulement principal et du jet, ainsi que les paramètres géométriques des orifices d'injection (diamètre, angles d'inclinaisons, nombre de rangées, etc), C en indice se réfère au fluide de refroidissement, tandis que le symbole u_c est relatif à l'écoulement transversal.

I-6-2-1-2.1. Les paramètres thermo- et hydrodynamique :

a- Influence du taux d'injection : [5], [6], [18], [19], [27]

Le rapport $M = u_c / u$, est appelé taux d'injection, alors que $I = u_c^2 / u^2$, représente le taux de la quantité de mouvement. On a trouvé que l'efficacité du refroidissement augmente avec l'accroissement du taux d'injection jusqu'à une certaine limite au-delà de laquelle elle diminue. Ce phénomène appelé "Blow-off" est expliqué par le fait qu'à faible taux d'injection, le jet est pratiquement plaqué contre la surface à protéger et remplit donc son rôle de

façon correcte alors qu'à fort taux d'injection, le jet pénètre profondément dans l'écoulement principal en se décollant de la surface. Cette dernière est alors directement exposée aux gaz chauds d'où une mauvaise protection. Pour une configuration à une seule rangée de trous inclinés à 35° et un rapport de masse volumique avoisinant l'unité, la valeur optimale du taux d'injection est de l'ordre de 0.4 à 0.5 [18],[19]. Pour les configurations de refroidissement bi-dimensionnelles et dans le cas où le jet resterait attaché à la surface, l'efficacité dépend du taux d'injection [28]. Cependant, dans le cas où le jet se détacherait de la surface, le paramètre influençant l'efficacité devient le taux de la quantité de mouvement [29]. Ce taux est donc directement responsable de la trajectoire que prendra le jet.

b- Influence du nombre de Reynolds :

Les études rapportées s'accordent sur le fait qu'il n'y a qu'une très faible influence du nombre de Reynolds ($Re_D = U D / \nu$) sur l'efficacité du refroidissement par film. Néanmoins, l'étude menée récemment [7], a montré que l'augmentation du nombre de Reynolds permet de maintenir le corps du jet plus proche de la surface à refroidir, ce qui se traduit directement par une augmentation de l'efficacité de refroidissement.

c- Influence du rapport des masses volumiques :

L'influence de ce paramètre est très importante, puisqu'il conditionne le taux de quantité de mouvement I qui est directement responsable de la trajectoire du jet et par conséquent sur son décollement ou son attachement à la paroi. En pratique, l'air injecté est plus dense que l'écoulement principal, le rapport est de l'ordre de 2. Dans de telles conditions, la valeur optimale du taux d'injection est supérieure à 0.5 (valeur pour $\rho_c / \rho = 1$) d'où une meilleure efficacité de refroidissement [8]. Pour le même taux d'injection, un gaz plus dense a un faible taux de quantité de mouvement, donc sa pénétration est plus faible et son efficacité de refroidissement est meilleure.

d- Influence du gradient de pression longitudinal :

L'influence du gradient de pression longitudinal sur l'efficacité du refroidissement par film a été explorée expérimentalement [30].

L'étude de l'influence de ce paramètre est très importante puisque dans l'espace inter-aube, il existe un gradient de pression favorable sur une première partie du canal, suivi par un gradient inverse sur la dernière partie. Certains chercheurs ont détecté une augmentation de l'efficacité pour un gradient de pression favorable, alors que d'autres ont exprimé l'effet inverse. Il nous semble que d'autres paramètres interviennent dans le processus en parallèle avec le gradient de pression, de telle sorte que ce dernier influe différemment suivant leurs importances. En effet, il a été montré que le gradient de pression influe différemment sur l'efficacité du refroidissement suivant que le taux d'injection est faible ou important. Pour les faibles taux d'injection, un faible gradient de pression favorable diminuerait la protection de la surface, alors qu'un gradient de pression inverse augmenterait l'efficacité latérale moyenne [9]. Le phénomène inverse est observé pour le cas des grandes valeurs du taux d'injection.

e- Influence de l'intensité de turbulence :

Plusieurs études qui ont été faites sur ce paramètre, montrent qu'une augmentation de l'intensité de turbulence peut provoquer une légère diminution de l'efficacité. Cette conclusion a été confirmée par [31], [10], et elle peut être expliquée par le fait qu'une augmentation du mélange entre le jet froid et les gaz chauds participe à la dilution graduelle du jet et par conséquent diminue l'effet protecteur du jet sur la surface jusqu'à son décollement.

f- Influence de l'épaisseur de la couche limite :

L'augmentation de l'épaisseur de la couche limite turbulente a pour effet de diminuer la distribution de l'efficacité du refroidissement sur la ligne centrale qui passe par le centre du trou d'injection. Ceci est expliqué par le fait que l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite diminue le module de la vitesse près de la paroi ce qui augmente l'épaisseur moyenne de la couche limite thermique. Par conséquent, la valeur de l'efficacité sur la ligne centrale diminue. Par contre, l'efficacité augmente sur la ligne médiane entre deux trous d'une même rangée, puisqu'une couche limite plus épaisse permet une meilleure dispersion latérale du jet. La compensation entre ces deux effets fait que l'efficacité moyenne latérale est finalement peu influencée par ce paramètre [9].

I-6-2-1-2.2.les paramètres géométriques :[4], [7], [9], [11], [12], [13], [14], [27]

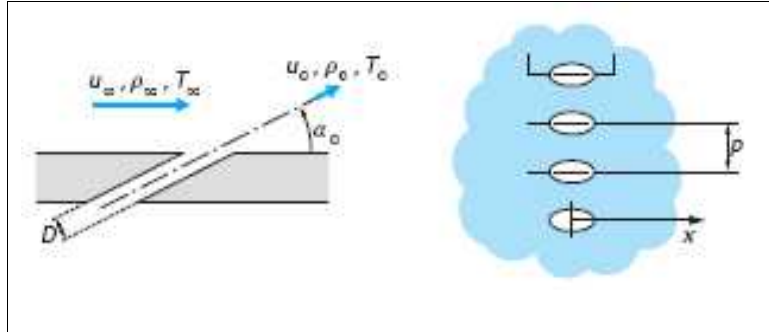


Figure 1-11 : Paramètres géométrique caractéristiques du film cooling.

a- Influence de l'angle d'injection:[4], [11], [27]

Plusieurs investigations récentes ont montré qu'une injection inclinée latéralement produit une meilleure efficacité de refroidissement par rapport à une injection perpendiculairement à la paroi. Pour cela différents angles d'injections latérales ont été testés allant de 5° à 25° . Il a été constaté que l'angle d'injection latérale de 25° - 30° produit une meilleure efficacité de refroidissement [11].

b- Influence de la distance latérale entre les orifices d'injection :[4], [7]

Dans le cas d'injection du fluide par une rangée de jets, l'espacement entre les axes des orifices (p) affecte fortement la pénétration des jets dans l'écoulement externe et par conséquent le refroidissement de la paroi. Pour des petites valeurs de l'entraxe (p), les jets se rejoignent et couvre complètement la surface à refroidir. Pour de grandes valeurs de l'entraxe (figure I-11), les jets s'éloignent plus de la paroi et réagissent comme des jets uniques. Le recouvrement de la paroi n'est alors pas total.

Dans le cas d'un petit entraxe, les interactions entre les jets adjacents sont plus fortes. Les jets s'agglomèrent en une nappe unique qui est plaquée par l'écoulement externe à la paroi. L'efficacité de refroidissement augmente donc avec la diminution de l'entraxe [7].

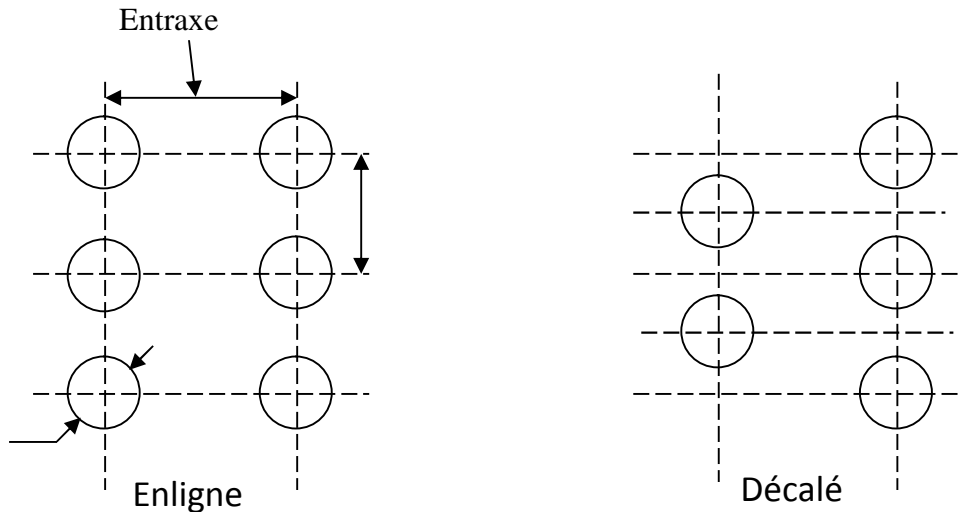


Figure I-12 : Disposition des orifices d'injection.

c- Influence de la forme de la paroi d'injection :[13]

L'influence de la courbure de la paroi à refroidir sur l'efficacité du refroidissement est très importante. Ce problème se rencontre dans le refroidissement des aubes d'une turbine. Les jets sortant de l'intrados de l'aube sont éloignés de la paroi par le tourbillon de passage et le gradient de pression statique. Le mélange entre les jets et l'écoulement est rapide. Ainsi, l'efficacité du refroidissement diminue. Sur l'extrados, au contraire, les jets sont poussés contre la paroi et gardent plus longtemps leurs cohérences, ce qui augmente l'efficacité du refroidissement [13].

d-Influence de la forme des orifices d'injection :[4], [14]

Le refroidissement d'une paroi exposée au flux chaud peut être réalisé soit par injection d'un fluide froid à travers des fentes continues soit à travers des orifices d'injection circulaires. Pour un même rapport de masse par unité de longueur, le fluide injecté par des orifices circulaires pénètre dans l'écoulement extérieur plus qu'une injection par les fentes continues. Mais l'injection à l'aide des orifices circulaires est préférable pour la tenue mécanique de la paroi. De plus l'efficacité thermique est maximum pour un rapport de masse $M=0.5$ dans le cas de jet discret, contre $M=1$ pour une fente continue, ce qui est intéressant pour des raisons d'économie [14].

Et en ce concentrant plus sur les orifices circulaires, les fabricants ont joué sur la géométrie des trous circulaires et ils ont favorisés :

- les orifices elliptiques à inclinaison latérale.
- Trous évasés.

I-6-2-1-3. Etude thermique du refroidissement par film : [4]

Le flux de chaleur par convection échangé entre la paroi plane et le fluide s'écrit sous la forme :

$$q_0 = A * h_0 (T_\infty - T_w) . \quad (I-3)$$

Où:

h_0 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) : le coefficient de transfert thermique local sans le jet secondaire.

$T_w(k)$: la température locale de la paroi.

T (k): la température du fluide chaud à l'infini.

A (m^2): surface d'échange thermique.

En présence du film refroidissant, la densité locale du flux thermique s'écrit:

$$q_f = A * h_f (T_f - T_w) \quad (I-4)$$

Où :

h_f ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) : le coefficient de transfert thermique local en présence du film refroidissant.

$T_f(k)$: la température locale du film (mélange entre le jet et l'écoulement principal).

Dans ce qui précède, la température du film résultant du mélange entre le jet froid et les gaz chauds de l'écoulement principal est difficilement déterminée. Le problème est détourné en définissant une température adimensionnelle, appelée aussi l'efficacité adiabatique du refroidissement par film, qui s'exprime comme suit:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_f}{T_{\infty} - T_c} \quad (\text{I-5})$$

Où :

$T_c(k)$: la température du jet froid au point d'injection.

Remarque :

Pour les faibles nombre de Mach et pour une paroi adiabatique, la température de la paroi en l'absence du film refroidissant vérifie l'égalité suivante :

$$T_{aw} = T \quad (\text{I-6})$$

Où :

$T_{aw}(k)$: la température adiabatique de la paroi.

En remplaçant T_f par T_{aw} , on définit une température adimensionnelle appelée efficacité adiabatique du refroidissement par film. Elle est exprimée par la relation :

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_c} \quad (\text{I-2})$$

Notons aussi que, les conditions aux limites peuvent être vérifiées par l'efficacité η , c'est à dire : $\eta = 0$ en l'absence de refroidissement $T_{aw} = T$, et $\eta = 1$, près du point d'injection $T_{aw} = T_c$.

I-6-2-2. 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.12 et I.13).

Rappelons que l'effet protecteur dominant du film cooling 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 cooling et la transpiration [9]. Il s'agit d'un film cooling 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. 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.

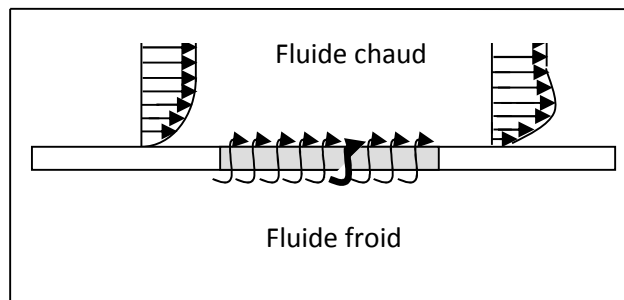


Figure I.13 : Refroidissement par effusion (Transpiration).

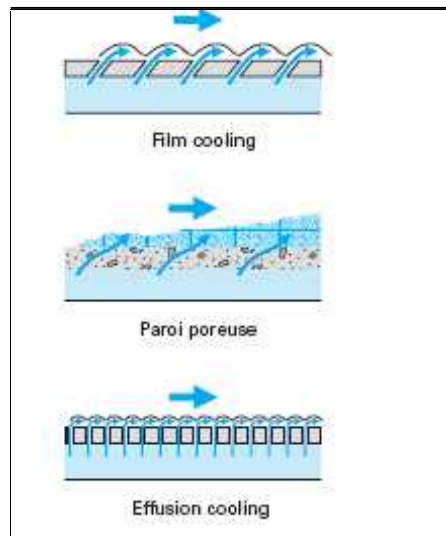


Figure I.14: Comparaison des procédés de refroidissement par film cooling et par effusion et transpiration.

I-7. Injection d'un fluide dans un écoulement principal:[9]

La protection d'une paroi soumise aux effets thermiques est le plus souvent réalisée par injection d'un fluide froid au niveau de la surface exposée à ces effets. La procédure d'injection du fluide dans un écoulement externe à partir d'une paroi se fait de différentes manières, comme nous l'avons déjà décrit.

Dans notre étude le choix a porté sur des jets introduits à partir des orifices, Plusieurs paramètres intervenant dans le problème d'injection d'un fluide sont à considérer. Parmi ces paramètres, certains sont liés à l'écoulement externe (principal), d'autres à l'écoulement des jets eux même et en fin à la géométrie des trous d'injection.

Avant de procéder à une analyse de différents paramètres qui influencent le comportement des jets dans un écoulement externe, il est utile de donner une disposition physique du développement d'un jet introduit dans un écoulement externe.

I-7.1. Développement d'un jet dans un écoulement externe :[15]

Un jet rond, discret, introduit dans un écoulement bi ou tridimensionnel extérieur avec un certain angle, se caractérise par l'apparition de quatre structures dans des zones différentes (figure I-16a,16b) [15] :

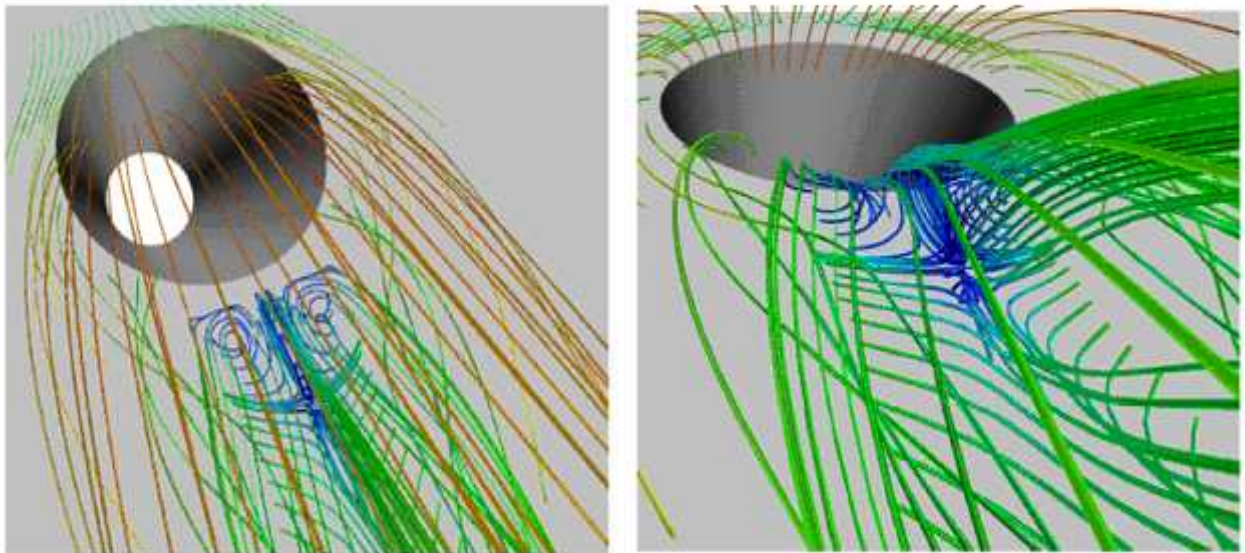


Figure I-15.a: Interaction d'un jet avec l'écoulement principal

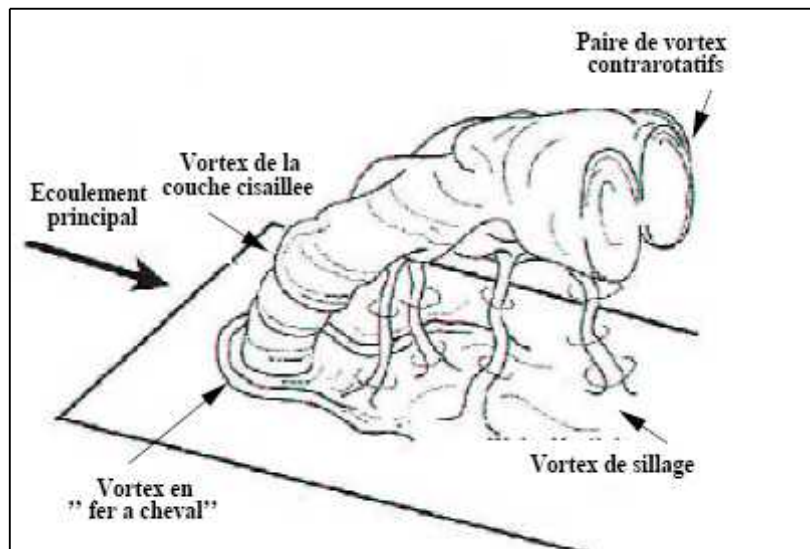


Figure I-15.b : Développement du jet près de l'orifice d'injection

- Les vortex de la couche cisailée sont dus à une instabilité entre le jet et l'écoulement principal.
- Le vortex en « fer à cheval » est le résultat d'un décollement de la couche limite de l'écoulement principal : un tourbillon se forme et s'enroule autour du jet.
- Les structures de sillage apparaissent derrière le jet et sont convectées dans la direction de l'écoulement principal. Ce sont des structures instationnaires et tridimensionnelles complexes.
- La paire de vortex contrarotatifs est la structure dominante qui se développe dans le champ lointain (10 à 30 diamètres) où la vitesse moyenne dans le jet s'uniformise avec celle de l'écoulement extérieur.

I-8- Conclusion :

La complexité du phénomène du refroidissement par film vient des aspects suivants [9]:

- La température, la densité et la vitesse du fluide de refroidissement sont différentes de celles de l'écoulement principal.
- L'interaction des jets avec l'écoulement principal influe directement sur la distribution des propriétés turbulentes, en augmentant considérablement la production et la dissipation de l'énergie cinétique turbulente près du point d'injection.
- La configuration géométrique est assez complexe, incluant la forme de l'aube et la rugosité de la surface qui intervient directement sur la distribution de la pression et la nature visqueuse de l'écoulement.
- Le nombre de rangées ainsi que l'espacement entre les axes des trous, l'angle d'inclinaison des trous d'injection et leurs positions relatives.
- Dans beaucoup de situation, le caractère non stationnaire de l'écoulement principal ainsi que l'effet des forces de Coriolis augmentent la complexité du processus étudié.

I-1-Le turbo réacteur :

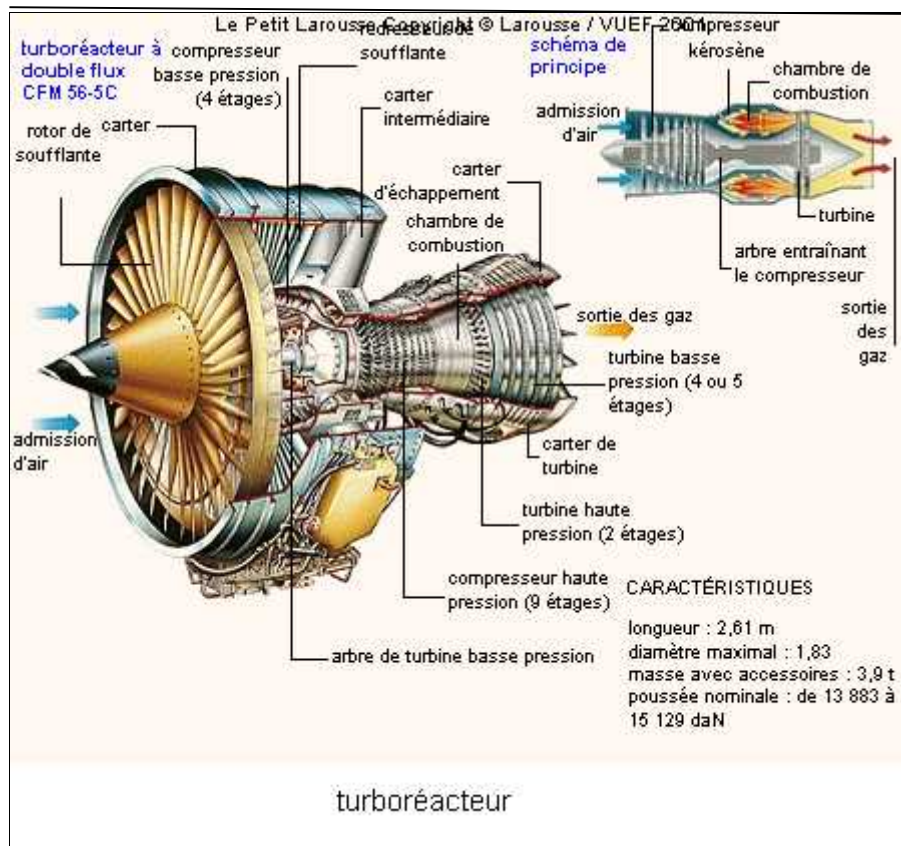


Figure I-1- Turbo réacteur CFM56-5C.

I-1-1. Définition d'un turbo réacteur:

Un turbo réacteur est un moteur à réaction produisant une énergie cinétique pour la propulsion d'un engin. En réalité un turbo réacteur n'est autre qu'une turbomachine comprenant un compresseur et une turbine montés sur un même arbre et une chambre de combustion où se réalise l'échange d'énergie de combustion avec le fluide moteur.

I-1-2- Technologie d'un turbo réacteur:

I-1-2-1. Entrée d'air :

L'entrée d'air a pour rôle d'assurer une alimentation continue d'air pour le moteur dans tous ses régimes. Généralement l'entrée est un conduit à section variable où se réalise une augmentation de la pression et une diminution de la vitesse, qui entrent au compresseur dans les conditions optimales.

I-1-2-2.Le compresseur :

Le compresseur a pour fonction d'augmenter la pression de l'air qui le traverse en augmentant l'énergie de pression. En comprimant l'air à une valeur élevée de pression permettra de délivrer à la chambre de combustion plus de quantité d'air ce qui permet de fournir plus d'enthalpie de l'air à la combustion donc récupérer plus de travail dans la turbine, autrement dit, en dépensant de l'énergie, pour faire tourner le compresseur d'avantage lors de la combustion.

Un compresseur est toujours composé d'une partie fixe, le stator à l'intérieure de laquelle tourne une partie mobile, le rotor. Il existe deux types de compresseurs, le centrifuge et l'axial. Le premier est composé d'une roue mobile souvent appelé « rouet » et d'un stator « diffuseur ».

L'admission de l'air se fait par la partie centrale du rotor et par conséquent, la surface frontale du moteur sera nettement supérieure à la section de l'entrée d'air. Il s'agit d'un inconvénient, pour ce type de compresseur, son taux de compression est généralement limité aux environs de 4.

Le second type est le compresseur axial constitué d'un rotor formé d'un empilage de disques à la périphérie sur lesquels sont fixées des aubes, et d'un stator qui loge le compresseur, (formant un étage de compresseur), à l'intérieur duquel sont fixées des rangées circulaires d'aubes profilées

Dans la pratique deux types de compresseurs axiaux sont utilisés le compresseur simple corps où le rotor est composé en un seul bloc, et le compresseur double en corps, là le rotor est composé en deux blocs, basse pression et haute pression, les deux corps tournent avec des vitesses différentes sur des arbres concentriques.

I-1-2-3.La chambre de combustion :

La chambre de combustion élève la température de l'air, par la combustion du carburant. Cette température obtenue par les gaz doit être compatible avec la bonne tenue mécanique des matériaux de la turbine. On rencontre beaucoup de problèmes causés par la combustion qui sont très complexes et il n'y a pas de théories complètement satisfaisantes pour les expliquer, alors l'expérimentation a une part prépondérante dans la mise au point d'une chambre de combustion.

I-1-2-3-1.Types de chambres de combustion :

a-Chambres individuelles ou tubulaires :

Ce type de chambre de combustion fut le premier à être adopté, vue la facilité de sa mise au point ainsi que son interchangeabilité. Elle est constituée de deux tubes concentriques, l'enveloppe interne et le tube à flamme.

Les chambres individuelles sont placées derrière le compresseur et réparties autour de l'axe longitudinal du réacteur. Elles sont reliées entre elles par une rampe d'intercommunication, qui permet au démarrage la propagation de la flamme à toutes les chambres à partir des deux chambres disposant de bougies d'allumage.

b-Chambres annulaires :

Ce type de chambres de combustion comme la précédente comporte deux enveloppes, interne et externe, qui sont généralement cylindriques concentriques et leur axe longitudinal est confondu avec l'axe du réacteur. Les injecteurs, chacun avec son tourbillonnaire, sont disposés sur la base du tube à flamme du côté du compresseur. Ce type de chambre à un meilleur rendement, mais d'une mise au point extrêmement délicate.

Il est retenu par les motoristes français, SNECMA, et TURBOMECA, ainsi que par General Electric pour le CF 6 et les CFM, aussi par Pratt et Withney pour le JT9 et le JT8

c-Chambre turbo-annulaire :

Cette disposition présente les avantages des deux types précédents (mise au pont plus facile, bonne utilisation du volume disponible).

I-1-2-4.La turbine :

Son rôle est d'entraîner le compresseur et les équipements par transformation d'une partie de l'énergie de pression en énergie cinétique, puis en énergie mécanique.

L'énergie restante à la sortie de la turbine produit la poussée du réacteur. Comme le compresseur, elle est constituée, d'une partie fixe (stator ou distributeur de la turbine), et d'une partie mobile (rotor ou roue de la turbine).

I-1-2-4-1.Types de turbines :

Comme les compresseurs il existe deux types de turbines, les turbines centripètes où l'écoulement entre dans la turbine radialement et ressort axialement, et les turbines axiales où l'écoulement la traverse axialement de l'entrée à la sortie.

I-1-2-4-2.Limitations de fonctionnement :

La turbine est l'organe du turboréacteur qui travaille dans les conditions les plus sévères à savoir :

- Hautes température.
- Efforts centrifuges importants.
- Contraintes thermique élevées, notamment lors des allumages et extinctions de la chambre de combustion.
- Atmosphère oxydante.
- Vibrations lors des passages dans les régimes de résonance.

Il importe donc :

- De choisir judicieusement les matériaux constituant les aubes de distributeur et de la roue mobile.
- Avoir une température plus basse vers le sommet de l'aube pour protéger les parois extérieures, et au niveau du pied qui est très sollicité en fatigue.
- Eviter les sillages chauds par les aubes du distributeur.
- Refroidir les aubes de distributeur et les aubes de la roue mobile dont il est détaillé par la suite de ce mémoire.

I-1-2-5.La tuyère d'éjection) :

La tuyère convertit la pression des gaz en énergie cinétique. Le but du canal d'échappement est d'avoir la forme requise afin que la pression des gaz à la sortie du moteur soit la plus faible possible et que ces gaz évacuent l'engin le plus rapidement possible.

I-1-2-6.Quelque dispositifs spéciaux :**a-Inverseur de poussée :**

C'est un système, utilisé essentiellement sur les avions de transport, dont le but est de créer une poussée négative (sens inverse). Il permet de réduire considérablement les distances de freinage et de roulage au sol et soulage l'action des freins.

b- Circuit carburant :

La partie la plus compliquée de tout turboréacteur, est probablement le système carburant. Le système est sollicité pour démarrer et accélérer les moteurs, qui doivent être protégé contre les températures excessives des gaz d'échappement et les survitesses qui peuvent conduire aux fracassements du compresseur.

c-Circuit d'huile (graissage) :

Chaque moteur doit avoir un circuit d'huile indépendant, pouvant lui fournir une quantité d'huile adéquate à une température sécurisante pour une utilisation continue en plus :

- Les protéger contre la détérioration en cas de frottement, en maintenant un film d'huile entre elles.
- Assurer une protection contre la corrosion.
- Refroidir les pièces en frottement.
- Exploitation de la température récupérée pour réchauffer le fuel.
- Nettoyage des paliers et roulements.

Tableaux I-1 : Caractéristique du moteur CFM-56-5C :[21]

• Poussée max. au décollage (kN)	133,50/130,00
• Taux de dilution	5,50
• T° à poussée nominale maintenue (°C)	30
• Poussée max. en montée (kN) 35 000 ft – Mach 0,8 – ISA Moteur avionné	28,50
• Taux de compression général pour la montée max.	35,90
• Longueur (mm)	2 601
• Diamètre soufflante (mm)	1 735
• Applications	A321

I-2- Introduction :

Pour les aubages et les tuyères des premiers étages des turbines à gaz de dernières générations, on a mis au point des systèmes de refroidissement très sophistiqués et d'efficacité élevée, capables de maintenir le composant à une température compatible avec la tenue du matériau à une consommation réduite d'air de refroidissement. Souvent ces techniques de refroidissement diffèrent selon le constructeur ou la typologie de la machine. En outre, les systèmes de refroidissement sont spécifiques à un constructeur et ne sont donc pas de notoriété publique. En réalité des machines différentes, mais appartenant à la même classe technologique, adoptent des techniques de refroidissement qui se ressemblent beaucoup, même si elles sont réalisées par des constructeurs différents. En définitive, on assiste à une certaine standardisation de la technologie de refroidissement des aubages et des tuyères [3].

I-3- Historique :

Depuis les années 1960, l'évolution des techniques de refroidissement a été importante. Au début les aubes étaient refroidies grâce à des tuyaux radiaux. Dans les années 1970, on a mis au point des systèmes à alimentation multiple avec film cooling. Pour les turbines à gaz actuelles, les techniques de transferts thermiques externes par film cooling et par convection interne ont été nettement améliorées : canaux multi passes avec promoteurs de turbulence, ailettes fines du type aiguilles (ou pin fin, terme anglais qui sera employé dans la suite de ce texte), refroidissement par jets impactant. (Figure 2) , [4].

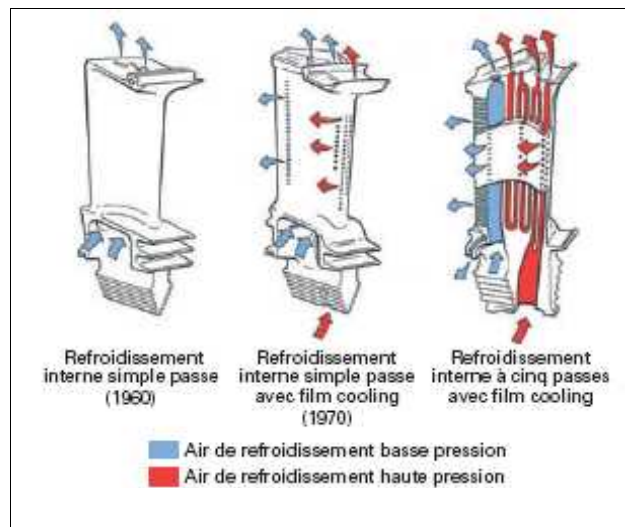


Figure I-2 : Évolution des systèmes de refroidissement à partir des années 1960.

I-4- Etudes expérimentales [1],[8],[11] :

Beaucoup d'études expérimentales ont été entreprises pour étudier l'influence des paramètres tels que le taux d'injection, l'intensité de turbulence de l'écoulement principal...etc, sur le refroidissement par film [1]. Cependant, pour concentrer l'étude sur l'interaction jet-écoulement principal, plusieurs de ces études ont été confinées à des géométries simples telles que les plaques planes modérément incurvées (avec une ou plusieurs rangées de trous de refroidissement) dans un écoulement stationnaire et incompressible [8].

Le bord d'attaque d'une aube symétrique a été simplement reproduit expérimentalement par un demi cylindre rallongé de part et d'autre par des plaques planes, l'efficacité de refroidissement et le coefficient de transfert thermique ont été mesurés [11].

I-5- Etudes Numériques :

D'après l'utilisation des méthodes statistiques du traitement de la turbulence; on a la dispersion latérale des jets de refroidissement qui a été étudiée [2],[3],[4],[5],[6],[7],[9],[10]. Plusieurs études ont été suivies en utilisant des modèles de turbulence proche de la paroi [21].

Diverses configurations spécifiques de refroidissement par film, tels que les schémas classiques des trous cylindriques, ont été étudiées numériquement et comparées entre elles [22].

Différents modèles de turbulence ont été étudiés. Parmi ces modèles on trouve le modèle $k-\epsilon$ et $k-\omega$, utilisé pour la résolution de la couche proche paroi d'une aube symétrique, et leurs résultats ont été obtenus avec succès [22].

I-6- Technique de refroidissement :

I-6-1. Technique de protection par convection interne :

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

$$Q = Ah (T_b - T_{ad}, b) \quad (\text{I. 1})$$

Avec : Q (W) puissance thermique.

A (m^2) surface d'échange thermique.

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

Les diverses techniques de refroidissement par convection forcée, normalement les plus employées dans les aubages de turbine à gaz, sont décrites ci-après.

I-6-1-1. 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. En général, on les obtient par électroérosion et 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 3) tandis que pour le second l'évacuation se fait par le bord de fuite (TE), habituellement sur l'intrados du profil (PS).

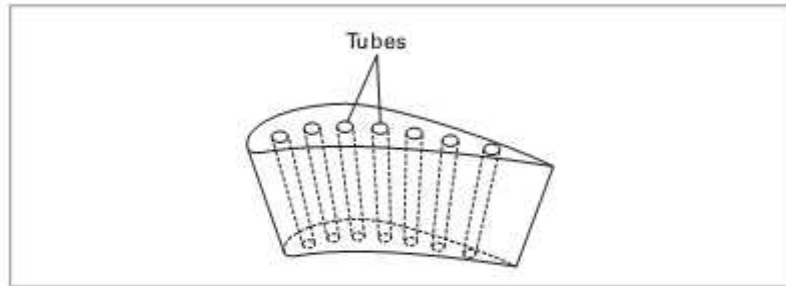


Figure I-3 : Exemple de profil d'aubage refroidi avec des tubes de refroidissement radiaux

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.

I-6-1-2. Conduites avec promoteurs de turbulence :

Le refroidissement d'aubages 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 aubages utilisant les systèmes multi passes (figure 4). L'échangeur forme un serpentin 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.

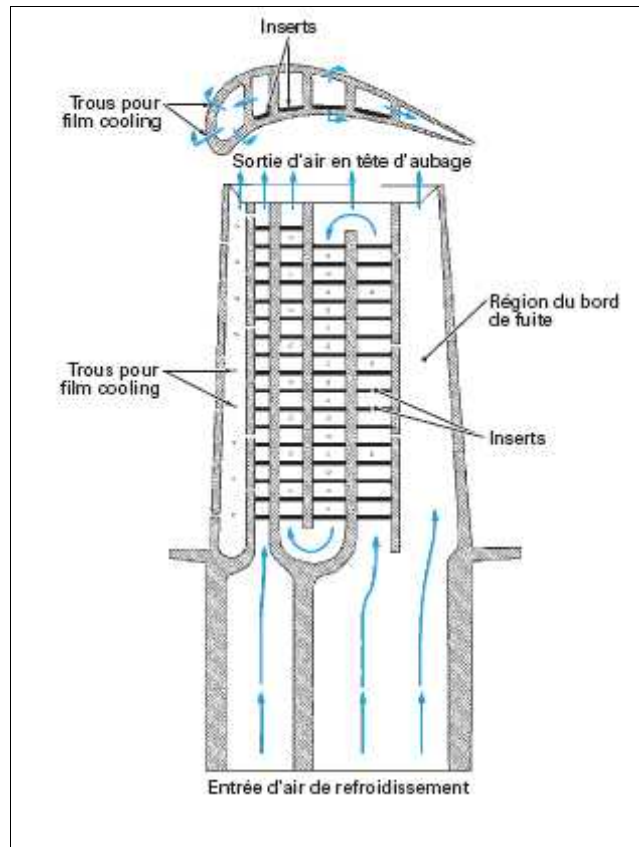


Figure I-4 : Exemple d'aubage refroidi par conduites avec inserts, d'après

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 5) tandis que la force de flottement peut avoir soit le même effet (écoulement centrifuge), soit un effet contraire (écoulement centripète).

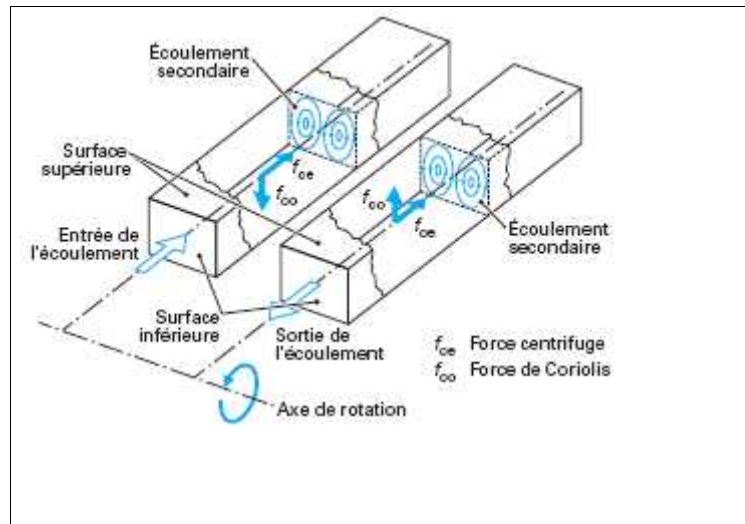


Figure I-5 : Flux secondaires dus aux effets de la rotation

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 ainsi réalisés sont caractérisés par une grande efficacité de refroidissement et le FDR est alors soumis à une forte augmentation de température.

I-6-1-3. Pin fin :

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 6). 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.

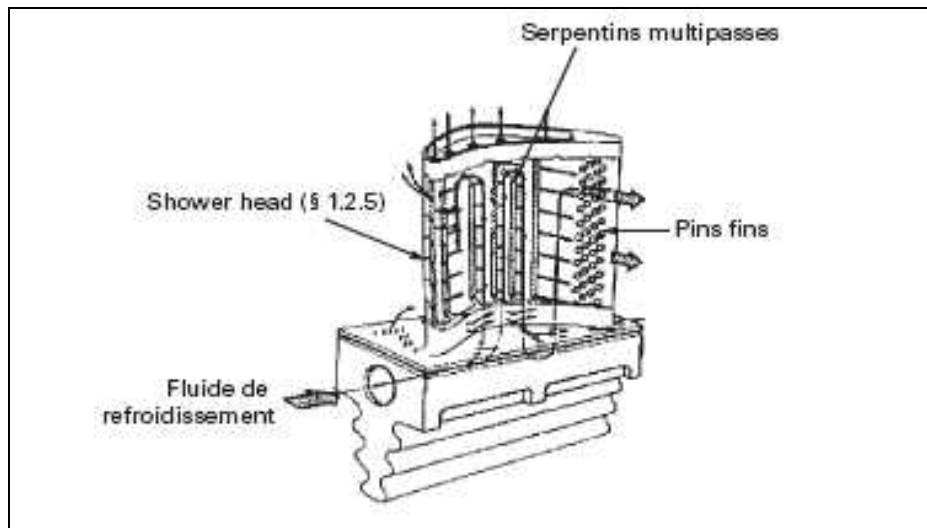


Figure I-6 : Exemple d'emploi d'aiguilles (« pin fin ») dans un aubage

En pratique, les aiguilles ont un rapport $0,5 < b/d < 4$. Dans le cas où $b/d < 2$ (aiguilles courtes), la chaleur est échangée, surtout par la surface latérale de l'aubage et la présence des aiguilles, réduit la surface totale d'échange.

En général, 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 7). On passe d'un coefficient d'échange thermique relativement faible pour le premier étage à un coefficient en augmentation progressive dans les nappes successives à cause des sillages et de la turbulence générée par les aiguilles situées en amont. À partir des quatrième ou cinquième nappes, le phénomène a tendance à se stabiliser.

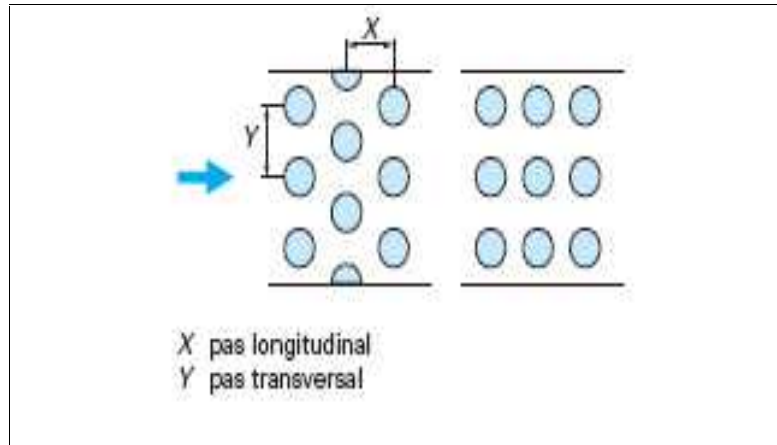


Figure I-7 : Exemple de « pin fin » décalées et en ligne

I-6-1-4. Par Jets impactant :

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir (figure 8). 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.

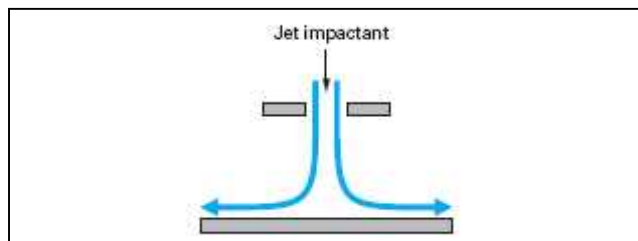


Figure I-8 : Impact d'un jet

Étant données ces caractéristiques techniques, 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 9). Notons enfin que cette solution est aussi utilisée dans le refroidissement de la double peau des chambres de combustion.

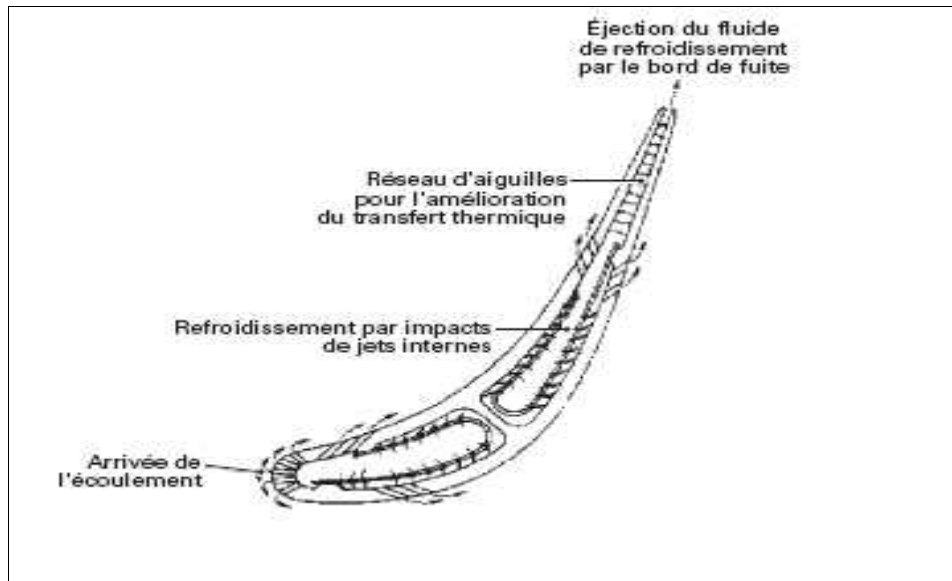


Figure I-9 : Exemple de tuyère refroidie par jets impactant

I-6-2. Technique de protection par convection externe :

I-6-2-1. Par film :

Le film cooling est l'introduction d'un fluide secondaire (en général de refroidissement) en un ou plusieurs points d'une surface exposée à une haute température, pour protéger la surface elle-même non seulement près du point d'injection, mais aussi en aval de ce dernier .

Les aubages et les tuyères, notamment sur leurs bords d'attaque, l'intrados et l'extrados, ainsi que les parois des chambres de combustion sont habituellement protégés, plutôt que refroidis, grâce à cette technique. La figure 10 montre une application typique de film cooling à une tuyère de la dernière génération : on peut voir les nombreux trous d'injection aménagés sur les parois d'extrémité et sur le profil de l'aubage et alimentés par l'air puisé au compresseur et qui a déjà servi dans le refroidissement par convection interne.

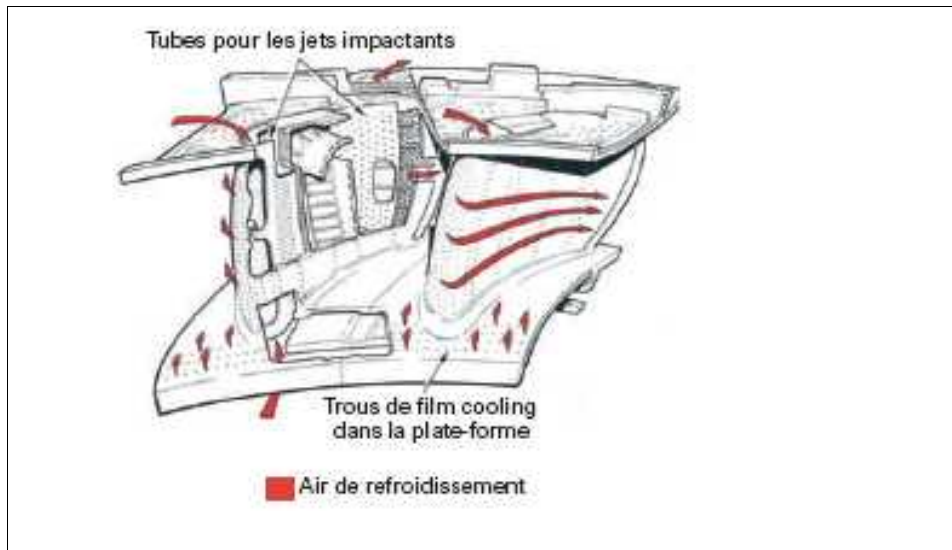


Figure I-10 : Exemple de tuyère refroidie par film cooling,

Le film cooling, 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 :

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_c} \quad (\text{I-2})$$

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.

I-6-2-1-1. Analyse phénoménologique du jet unique :

Comme cela a été mentionné dans l'introduction du paragraphe B-1, le film cooling dans les aubes 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. Sur la figure 11, sont représentés les effets Fluidodynamique de l'injection du jet dans un écoulement libre pour deux rapports différents des vitesses jet /écoulement libre $u_c/u_\infty = 0,5$ et $u_c/u_\infty = 2,0$.

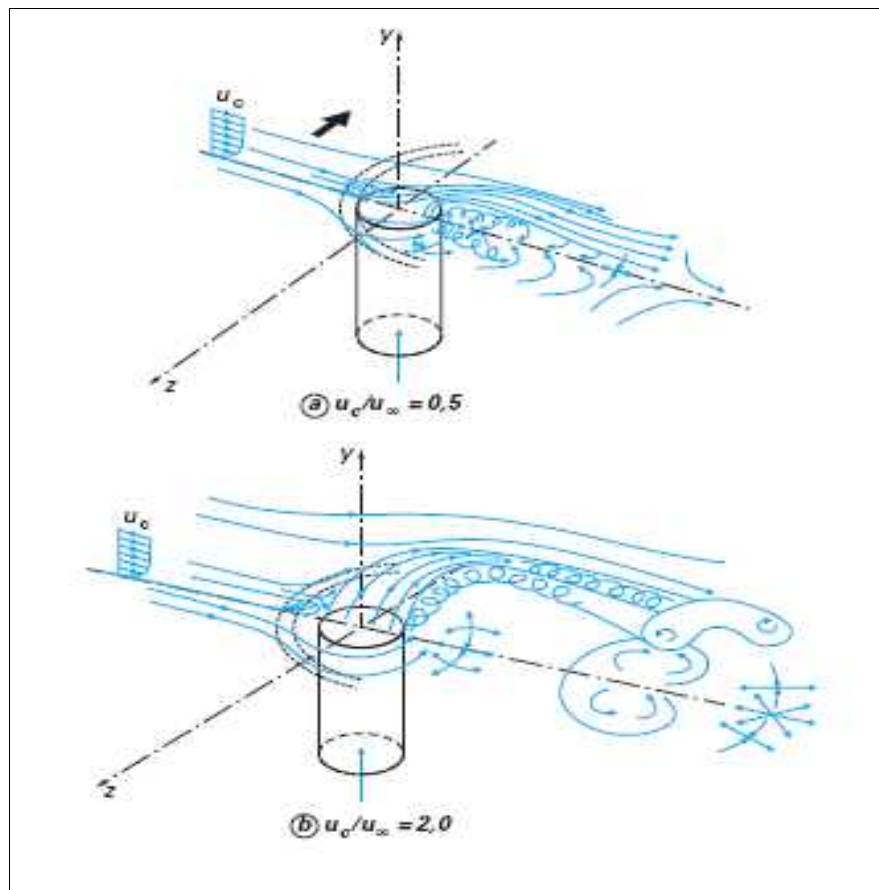


Figure I-11 : Dynamique des fluides du jet unique

Pour les deux rapports de vitesses, les déflexions mutuelles subies par le jet et l'écoulement transversal sont évidentes, même si les effets fluidodynamiques de l'injection sont différents dans ces deux cas. Pour les faibles rapports de vitesse ($u_c/u_\infty = 0,5$), l'écoulement libre a tendance à dévier le jet dès sa sortie du trou et même avant : en effet, les lignes de courant du fluide injecté sont repoussées vers la partie postérieure du trou lui-même. Aussitôt injecté dans le courant principal, le jet est écrasé sur la paroi dans la direction de l'écoulement libre qui, à son tour, est légèrement soulevé par la présence du fluide injecté. Dans le cas de rapports de vitesse plus élevés ($u_c/u_\infty = 2,0$), le jet est seulement faiblement dévié à la verticale de la sortie du trou ; il reste cohérent en pénétrant dans l'écoulement libre avant d'être franchement dévié. 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 cooling. Plusieurs chercheurs ont contribué à décrire correctement la phénoménologie complexe de l'écoulement produit par le film cooling.

I-6-2-1-2. Paramètres influençant sur le processus de refroidissement par film :

On trouve dans la littérature spécialisée (Lakshminarayana, 1996, et Hartnett, 1985), une revue exhaustive des différents paramètres qui agissent sur le processus du refroidissement par film. Ces paramètres peuvent être classés en deux grandes catégories : les paramètres thermo- et hydrodynamiques de l'écoulement principal et du jet, ainsi que les paramètres géométriques des orifices d'injection (diamètre, angles d'inclinaisons, nombre de rangées, etc...), c en indice se réfère au fluide de refroidissement, tandis que le symbole ∞ est relatif à l'écoulement transversal.

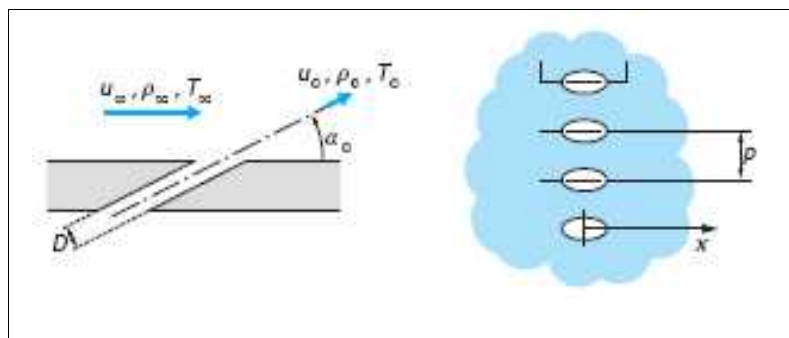


Figure 1-12 : Paramètres géométriques caractéristiques du film cooling

I-6-2-1-2.1. les paramètres thermo- et hydrodynamique :

a- Influence du taux d'injection :

L'écoulement principal est caractérisé par l'indice "u", alors que celui du fluide refroidissant par l'indice "c". Le rapport $M = u_c / u$, est appelé taux d'injection, alors que $I = u_c^2 / u^2$, représente le taux de la quantité de mouvement. Des chercheurs comme Ligrani et al. (1992, 1994a, 1994b, 1995, 1996a, 1996b, 1997a et 1997b), Jubran et al. (1997 et 1999) ont pu montrer que l'efficacité du refroidissement augmente avec l'accroissement du taux d'injection jusqu'à une certaine limite au-delà de laquelle elle diminue [5], [6]. Ce phénomène appelé "Blow-off" est expliqué par le fait qu'à faible taux d'injection, le jet est pratiquement plaqué contre la surface à protéger et remplit donc son rôle de façon correcte alors qu'à fort taux d'injection, le jet pénètre profondément dans l'écoulement principal en se décollant de la surface. Cette dernière est alors directement exposée aux gaz chauds d'où une mauvaise protection. Pour une configuration à une seule rangée de trous inclinés à 35° et un rapport de masse volumique avoisinant l'unité, la valeur optimale du taux d'injection est de l'ordre de 0.4 à 0.5, (Ligrani et al., 1992, 1994a & 1994b). Pour les configurations de refroidissement bi-dimensionnelles et dans le cas où le jet resterait attaché à la surface, l'efficacité dépend du taux d'injection (Demuren et al., 1986a). Cependant, dans le cas où le jet se détacherait de la surface, le paramètre influençant l'efficacité devient le taux de la quantité de mouvement (Sinha et al., 1991a). Ce taux est donc directement responsable de la trajectoire que prendra le jet. Ce résultat a été confirmé par plusieurs études aussi bien expérimentales que numériques (Ligrani et al., 1992, 1994a, 1994b, 1995, 1996a, 1996b, 1997a et 1997b), (Jubran et al., 1997 et 1999), (Lakehal et al., 1998) et (Theodoridis et al., 2001).

b- Influence du nombre de Reynolds :

Les études rapportées par Hartnett (1985) s'accordent sur le fait qu'il n'y a qu'une très faible influence du nombre de Reynolds ($Re_D = U D / \nu$) sur l'efficacité du refroidissement par film [7]. Néanmoins, l'étude menée récemment par Haslinger (1997), a montré que l'augmentation du nombre de Reynolds permet de maintenir le corps du jet plus proche de la surface à refroidir, ce qui se traduit directement par une augmentation de l'efficacité de refroidissement.

c- Influence du rapport des masses volumiques :

L'influence de ce paramètre est très importante, puisqu'il conditionne le taux de quantité de mouvement I qui est directement responsable de la trajectoire du jet et par conséquent sur son décollement ou son attachement à la paroi. En pratique, l'air injecté est plus dense que l'écoulement principal, le rapport est de l'ordre de 2. Dans de telles conditions, la valeur optimale du taux d'injection est supérieure à 0.5 (valeur pour $c/\rho = 1$) d'où une meilleure efficacité de refroidissement [8]. Pour le même taux d'injection, un gaz plus dense a un faible taux de quantité de mouvement, donc sa pénétration est plus faible et son efficacité de refroidissement est meilleure.

d- Influence du gradient de pression longitudinal :

L'influence du gradient de pression longitudinal sur l'efficacité du refroidissement par film a été explorée expérimentalement par chercheurs cités par Hartnett (1985).

L'étude de l'influence de ce paramètre est très importante puisque dans l'espace inter-aube, il existe un gradient de pression favorable sur une première partie du canal, suivi par un gradient inverse sur la dernière partie. Hartnett (1985) rapporte que certains chercheurs ont détecté une augmentation de l'efficacité pour un gradient de pression favorable, alors que d'autres ont exprimé l'effet inverse. Il nous semble que d'autres paramètres interviennent dans le processus en parallèle avec le gradient de pression, de telle sorte que ce dernier influe différemment suivant leurs importances. En effet, dans l'étude expérimentale présentée par Maiteh et Jubran (1999), il ressort que le gradient de pression influe différemment sur l'efficacité du refroidissement suivant que le taux d'injection est faible ou important. Pour les faibles taux d'injection, un faible gradient de pression favorable diminuerait la protection de la surface, alors qu'un gradient de pression inverse augmenterait l'efficacité latérale moyenne [9]. Le phénomène inverse est observé pour le cas des grandes valeurs du taux d'injection.

e- Influence de l'intensité de turbulence :

Plusieurs études qui ont été faites sur ce paramètre, montrent qu'une augmentation de l'intensité de turbulence peut provoquer une légère diminution de l'efficacité. Cette conclusion a été confirmée par Hartnett et Maiteh et al [10], et elle peut être expliquée par le fait qu'une augmentation du mélange entre le jet froid et les gaz chauds participe à la dilution graduelle du jet et par conséquent diminue l'effet protecteur du jet sur la surface.

f- Influence de l'épaisseur de la couche limite :

L'augmentation de l'épaisseur de la couche limite turbulente a pour effet de diminuer la distribution de l'efficacité du refroidissement sur la ligne centrale qui passe par le centre du trou d'injection. Ceci est expliqué par le fait que l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite diminue le module de la vitesse près de la paroi ce qui augmente l'épaisseur moyenne de la couche limite thermique. Par conséquent, la valeur de l'efficacité sur la ligne centrale diminue. Par contre, l'efficacité augmente sur la ligne médiane entre deux trous d'une même rangée, puisqu'une couche limite plus épaisse permet une meilleure dispersion latérale du jet. La compensation entre ces deux effets fait que l'efficacité moyenne latérale est finalement peu influencée par ce paramètre [9].

I-6-2-1-2.2.les paramètres géométriques :**a- Influence de l'angle d'injection:**

Plusieurs investigations récentes Kaszeta, Lakehal et al.[12]et , *Lin et al.*, *Azzi et al.* ont montré qu'une injection inclinée latéralement produit une meilleure efficacité de refroidissement par rapport à une injection perpendiculairement à la paroi. Pour cela différents angles d'injections latérales ont été testés allant de 25° à 5°. Il a été constaté que l'angle d'injection latérale de 25°-30° produit une meilleure efficacité de refroidissement [11].

b- Influence de la distance latérale entre les orifices d'injection :

Dans le cas d'injection du fluide par une rangée de jets, l'espacement entre les axes des orifices (p) affecte fortement la pénétration des jets dans l'écoulement externe et par conséquent le refroidissement de la paroi. Pour des petites valeurs de l'entraxe (p), les jets se rejoignent et couvrent complètement la surface à refroidir. Pour de grandes valeurs de l'entraxe (figure I-13), les jets s'éloignent plus de la paroi et réagissent comme des jets uniques. Le recouvrement de la paroi n'est alors pas total.

Dans le cas d'un petit entraxe, les interactions entre les jets adjacents sont plus fortes. Les jets s'agglomèrent en une nappe unique qui est plaquée par l'écoulement externe à la paroi. L'efficacité de refroidissement augmente donc avec la diminution de l'entraxe [7].

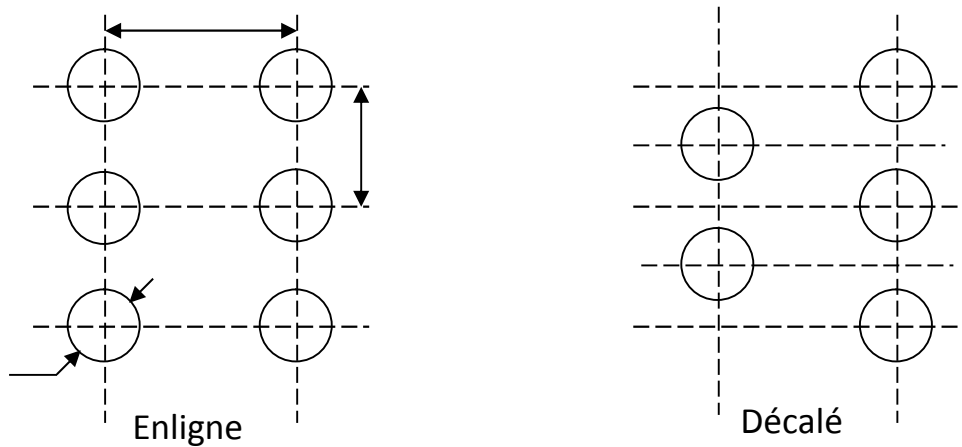


Figure I-13 : Disposition des orifices d'injection.

c- Influence de la forme de la paroi d'injection :

L'influence de la courbure de la paroi à refroidir sur l'efficacité du refroidissement est très importante. Ce problème se rencontre dans le refroidissement des aubes d'une turbine. Les jets sortant de l'intrados de l'aube sont éloignés de la paroi par le tourbillon de passage et le gradient de pression statique. Le mélange entre les jets et l'écoulement est rapide. Ainsi, l'efficacité du refroidissement diminue. Sur l'extrados, au contraire, les jets sont poussés contre la paroi et gardent plus longtemps leurs cohérences, ce qui augmente l'efficacité du refroidissement [13].

d-Influence de la forme des orifices d'injection :

Le refroidissement d'une paroi exposée au flux chaud peut être réalisé soit par injection d'un fluide froid à travers des fentes continues soit à travers des orifices d'injection circulaires. Pour un même rapport de masse par unité de longueur, le fluide injecté par des orifices circulaires pénètre dans l'écoulement extérieur plus qu'une injection par les fentes continues. Mais l'injection à l'aide des orifices circulaires est préférable pour la tenue mécanique de la paroi. De plus l'efficacité thermique est maximum pour un rapport de masse $M=0.5$ dans le cas de jet discret, contre $M=1$ pour une fente continue, ce qui est intéressant pour des raisons d'économie [14].

Et en ce concentrant En plus sur les orifices circulaires, les fabricants on jouer sur la géométrie des trous circulaires et ils ont favorisés :

- les orifices elliptiques à inclinaison latérale
- Trous évasés

I-6-2-1-3. Etude thermique du refroidissement par film :

Le flux de chaleur par convection échangé entre la paroi plane et le fluide s'écrit sous la forme :

$$q_0 = h_0(T_\infty - T_w) \quad (I-3)$$

Où:

h_0 : le coefficient de transfert thermique local sans le jet secondaire.

T_w : la température locale de la paroi.

T : la température du fluide chaud à l'infini.

En présence du film refroidissant, la densité locale du flux thermique s'écrit:

$$q_f = h_f(T_f - T_w) \quad (I-4)$$

Où :

h_f : le coefficient de transfert thermique local en présence du film refroidissant.

T_f : la température locale du film (mélange entre le jet et l'écoulement principal).

Dans ce qui précède, la température du film résultant du mélange entre le jet froid et les gaz chauds de l'écoulement principal est difficilement déterminée. Le problème est détourné en définissant une température adimensionnelle, appelée aussi l'efficacité adiabatique du refroidissement par film, qui s'exprime comme suit:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_f}{T_{\infty} - T_c} \quad (\text{I-5})$$

Où :

T_c : la température du jet froid au point d'injection.

Remarque :

Pour les faibles nombre de Mach et pour une paroi adiabatique, la température de la paroi en l'absence du film refroidissant vérifie l'égalité suivante :

$$T_{aw} = T \quad (\text{I-6})$$

Où :

T_{aw} : la température adiabatique de la paroi.

En remplaçant T_f par T_{aw} , on définit une température adimensionnelle appelée efficacité adiabatique du refroidissement par film. Elle est exprimée par la relation :

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_c} \quad (\text{I-7})$$

Notons aussi que, les conditions aux limites peuvent être vérifiées par l'efficacité η , c'est à dire : $\eta = 0$ en l'absence de refroidissement $T_{aw} = T$, et $\eta = 1$, près du point d'injection $T_{aw} = T_c$.

I-6-2-2. 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.14, 15).

Rappelons que l'effet protecteur dominant du film cooling 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 cooling et la transpiration [9]. Il s'agit d'un film cooling 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.

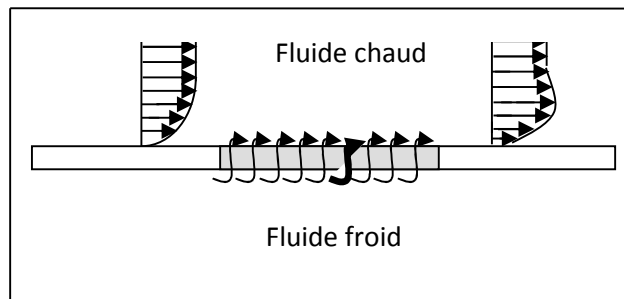


Figure I.14 : Refroidissement par effusion (Transpiration)

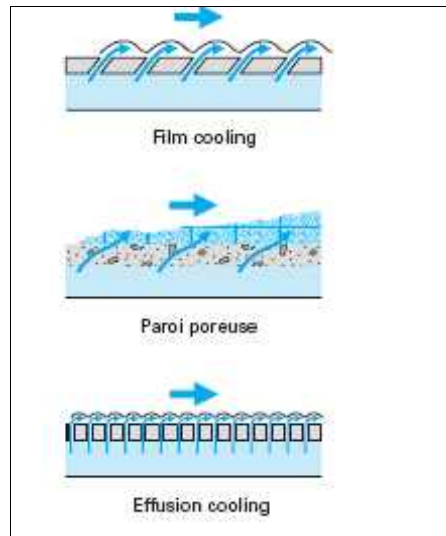


Figure I.15: Comparaison des procédés de refroidissement par film cooling et par effusion et transpiration

I-7. Injection d'un fluide dans un écoulement principal:

La protection d'une paroi soumise aux effets thermiques est le plus souvent réalisée par injection d'un fluide froid au niveau de la surface exposée à ces effets. La procédure d'injection du fluide dans un écoulement externe à partir d'une paroi se fait de différentes manières, comme nous l'avons déjà décrit.

Dans notre étude le choix a porté sur des jets introduits à partir des orifices, Plusieurs paramètres intervenant dans le problème d'injection d'un fluide sont à considérer. Parmi ces paramètres, certains sont liés à l'écoulement externe (principal), d'autres à l'écoulement des jets eux même et en fin à la géométrie des trous d'injection.

Avant de procéder à une analyse de différents paramètres qui influencent le comportement des jets dans un écoulement externe, il est utile de donner une disposition physique du développement d'un jet introduit dans un écoulement externe.

I-7.1. Développement d'un jet dans un écoulement externe :

Un jet rond, discret, introduit dans un écoulement bi ou tridimensionnel extérieur avec un certain angle, se caractérise par l'apparition de quatre structures dans des zones différentes (figure I-16a,16b) [15] :

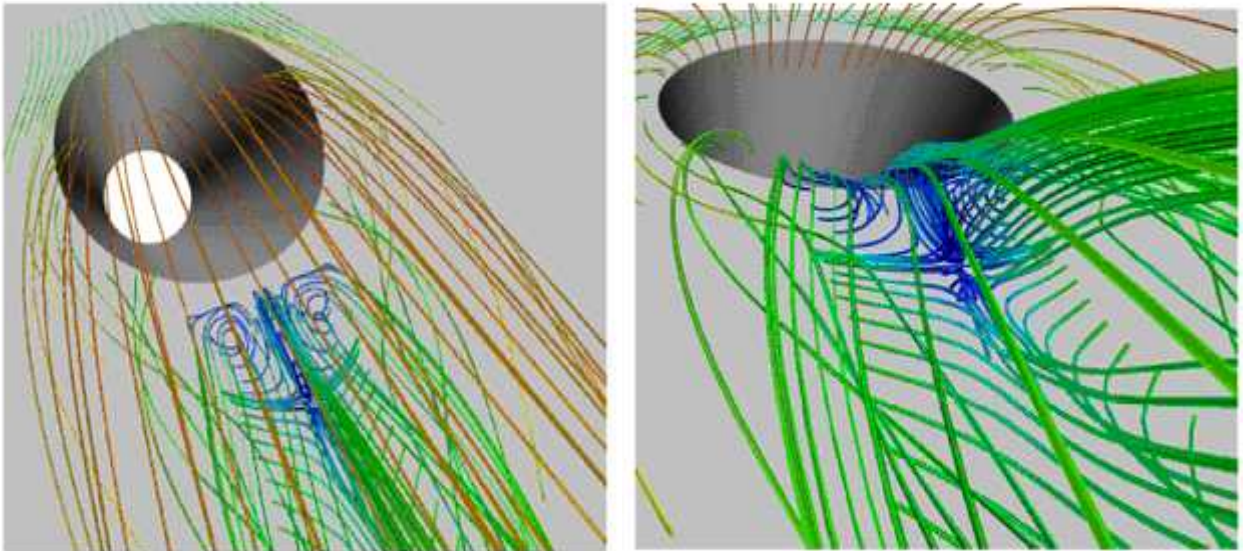


Figure I-16.a: Interaction d'un jet avec l'écoulement principal

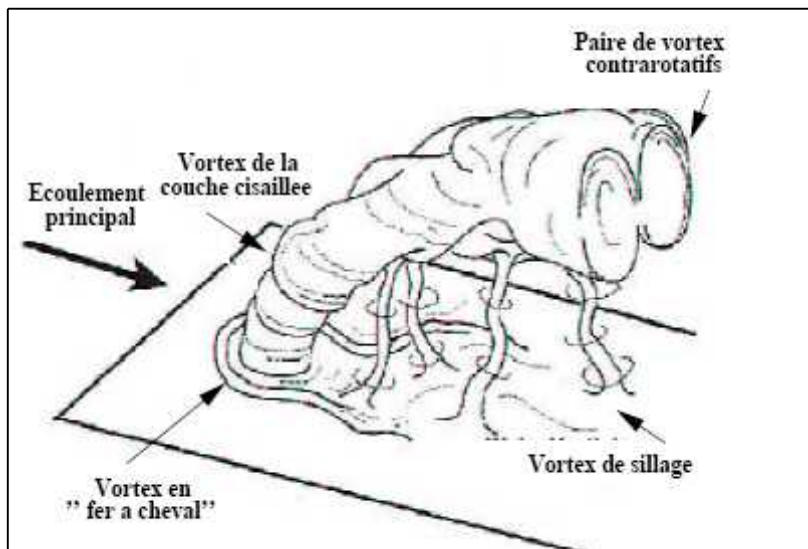


Figure I-16.b : Développement du jet près de l'orifice d'injection

- Les vortex de la couche cisailée sont dus à une instabilité entre le jet et l'écoulement principal.
- Le vortex en « fer à cheval » est le résultat d'un décollement de la couche limite de l'écoulement principal : un tourbillon se forme et s'enroule autour du jet.
- Les structures de sillage apparaissent derrière le jet et sont convectées dans la direction de l'écoulement principal. Ce sont des structures instationnaires et tridimensionnelles complexes.
- La paire de vortex contrarotatifs est la structure dominante qui se développe dans le champ lointain (10 à 30 diamètre) où la vitesse moyenne dans le jet s'uniformise avec celle de l'écoulement extérieur.

I-8- Conclusion :

La complexité du phénomène du refroidissement par film vient des aspects suivants [9]:

- La température, la densité et la vitesse du fluide de refroidissement sont différentes de celles de l'écoulement principal.
- L'interaction des jets avec l'écoulement principal influe directement sur la distribution des propriétés turbulentes, en augmentant considérablement la production et la dissipation de l'énergie cinétique turbulente près du point d'injection.
- La configuration géométrique est assez complexe, incluant la forme de l'aube et la rugosité de la surface qui intervient directement sur la distribution de la pression et la nature visqueuse de l'écoulement.
- Le nombre de rangées ainsi que l'espacement entre les axes des trous, l'angle d'inclinaison des trous d'injection et leurs positions relatives.
- Dans beaucoup de situation, le caractère non stationnaire de l'écoulement principal ainsi que l'effet des forces de Coriolis augmentent la complexité du processus étudié.

Chapitre II

Modélisation de la turbulence et méthode numérique

Sommaire.

II-1- Introduction	30
II-2- Effets pratique de la turbulence	30
II-3- Equation de transport.	31
II-3-1. Principe de conservation de la masse.	31
II-3-2. Principe de conservation de la quantité de mouvement.	31
II-3-3. Conservation de l'énergie.	33
II-4- Modèles de la turbulence	33
II-4-1. Les modèles de viscosité turbulente.	34
II-4-2. Le modèle k - SST (Shear Stress Transport).	34
II-5- Méthode numérique	36
II-5-1. Introduction	36
II-5-2. Définition de la méthode des volumes finis	37
II-5-2.1. Génération du maillage.	37
II-5-2.2. Discrétisation des équations gouvernantes.	38
II-6- Conclusion.	42

II-1- Introduction :

La plupart des écoulements des fluides rencontrés dans la nature et qui sont d'un intérêt pratique, en ingénierie sont turbulents, très complexes et instables à partir d'un certain nombre de Reynolds.

Au faibles nombre de Reynolds, l'écoulement est laminaire tandis qu'à des nombres de Reynolds élevés, devient turbulent. En régime laminaire, les écoulements sont complètement décrits par les équations de continuité, de Navier Stokes, d'énergie et d'état du fluide. Dans certains cas de configurations géométriques simples, ces équations peuvent être résolues analytiquement. Dans des cas plus complexes, ces écoulements sont traités numériquement à l'aide de techniques de CFD (computational fluid dynamics) comme la méthode des volumes finis par exemple.

Cependant, la plupart si non la totalité des écoulements dans les applications pratiques sont turbulents et de ce fait l'étude de l'écoulement turbulent n'est pas uniquement d'ordre théorique. En ingénierie, il est donc indispensable de disposer de méthodes et modèles permettant de tenir compte des effets de la turbulence.

II-2- Effets pratique de la turbulence :

Elles à des effets qui, selon les applications peuvent se révéler soient favorables, soit défavorables :

- La turbulence réduit les inhomogénéités cinématiques, thermiques, massiques au sein de l'écoulement, tout en augmentant les transferts pariétaux.
- La turbulence augmente la traînée de frottement visqueux, mais peut diminuer sensiblement la traînée de forme, en retardant d'éventuel décollement.

Dans notre cas étudié, on prend en compte les équations fondamentales de la mécanique des fluides visqueux et incompressibles.

II-3-Equation de transport :

Donc trois principes généraux apparaissent, tirés de la mécanique et de la physique, qui conduisent à écrire ces équations :

II-3-1. Principe de conservation de la masse :

C'est un principe de physique, qui permet d'établir une relation entre certaines caractéristiques du fluide et ses mouvements, indépendamment des causes qui le provoquent.

{ Quelque soit le volume V du fluide que l'on suit dans son mouvement, sa masse m reste constante (Fluide Conservatif) }.

Il se traduit par l'équation de continuité, sous sa forme générale :

$$\frac{\partial \dots}{\partial t} + \text{div} \dots \vec{U} = 0 \quad (\text{II-1})$$

Dans le cas d'un fluide permanent (stationnaire), et incompressible, où la masse volumique est invariable, l'équation de continuité se réduit à :

$$\text{div} \vec{U} = 0 \Rightarrow \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II-2})$$

II-3-2. Principe de conservation de la quantité de mouvement : [9]

C'est un principe de mécanique qui permet d'établir des relations entre les caractéristiques du fluide, celles de ces mouvements et les causes qui les produisent (Forces).

{ Quelque soit le domaine D du fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivée par rapport au temps du tenseur $\left[\dots \vec{U} \right]_D$ des quantités du mouvement est égale au tenseur des forces extérieures appliquées au domaine D (Forces de volume et Forces de Surface) }

Ce principe se traduit par les équations de NAVIER- STOKES, qui ont été établies en 1822 par ces derniers.

Les équations de Navier Stokes sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides , et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de

fluides. La paternité de ces équations est partagée par Claude Navier (1785-1836) et George Stokes (1819-1903). Dans l'approximation incompressible (i.e. a densité constante),

On les obtient en écrivant l'équilibre du système de forces s'exerçant sur un parallélépipède élémentaire dx, dy, dz :

- Forces extérieures : \vec{F} (forces de volume).

. Forces de Pression : $\frac{1}{\dots} \vec{\text{grad}}P$ (forces de surface).

. Forces d'inertie : $\vec{\chi}$.

- Forces de Viscosité: $\vec{u}\Delta v$.

Pour un fluide incompressible, on a :

$$\frac{1}{\dots} \vec{\text{grad}}P = \vec{F} - \vec{\chi} + \vec{u}\Delta v \quad (\text{II-3})$$

Et sous forme cartésiennes, par projections sur les trois axes :

$$\frac{1}{\dots} \frac{\partial p}{\partial x} = F_x - \frac{du}{dt} + v\Delta u \quad (\text{II-4})$$

$$\frac{1}{\dots} \frac{\partial p}{\partial y} = F_y - \frac{dv}{dt} + v\Delta v \quad (\text{II-5})$$

$$\frac{1}{\dots} \frac{\partial p}{\partial z} = F_z - \frac{dw}{dt} + v\Delta w \quad (\text{II-6})$$

D'une manière générale, il suffit d'ajouter à chacune des équations d'EULER les composantes de viscosité par unité de masse.

Les équations de NAVIER- STOKES sont très complexes, des solutions Analytiques ne peuvent être obtenues que par certaines configurations simples. On peut dire que si on sait les intégrer, on pourrait résoudre analytiquement les problèmes d'hydrodynamique.

II-3-3. Conservation de l'énergie :[9]

Quand notre élément de fluide reçoit de la chaleur et du travail, celle-ci s'exprime par l'accroissement de l'énergie interne et de l'énergie cinétique soit:

$$\frac{d}{dt} \iiint_D \left(E + \frac{v^2}{2} \right) dw = \iiint_D (\overline{F} \cdot \vec{V}) dw + \iint_S \vec{T} \cdot \vec{V} \cdot ds + \sum \frac{dQ}{dt} \quad (\text{II.7})$$

E : L'énergie interne par unité de masse (J/kg).

$\sum \frac{dQ}{dt}$: Puissance calorifique reçue par le domaine (D) par rayonnement et par conduction.

$\rho \frac{v^2}{2}$: Energie cinétique.

ρE : Mouvement d'agitation moléculaire.

II-4- Modèles de turbulence :

Par définition, un modèle de turbulence est un système additionnel d'équations algébriques ou aux dérivées partielles, régissant le mouvement moyen permettant le calcul des paramètres liés à la turbulence, ou une façon de progresser vers un schéma consistant à déduire des valeurs (par exemple la viscosité turbulente) d'une ou plusieurs fonctions transportables telles que :

- Les contraintes de turbulence.
- L'énergie cinétique de turbulence k .
- Le taux de dissipation de l'énergie cinétique ε .

II-4-1. Les Modèles de viscosité turbulente :

qui sont constitués en plusieurs modèles :

- Modèle à zéro équation.
- Modèle à une équation.
- Modèle à deux équations :
 - Modèle $k-\nu$.
 - Modèle de RNG $k-\nu$ Renormalisation Group.
 - Modèle $k-S$.
 - Modèle de BSL $k-S$ Bseline model.
 - Formulation à bas nombre de Reynolds.

Remarque : dans ce mémoire on a utilisé le modèle $k-\omega$ qui est favorable à la modélisation de la turbulence au voisinage de la paroi.

II-4-2. Le modèle $k-SST$ (Shear Stress Transport) : [5]

Ce modèle a l'avantage de coupler un schéma $k-\epsilon$ et $k-\omega$. Il utilise près de la paroi $k-\omega$ et $k-\epsilon$ dans la zone d'écoulement principal [16]. Le passage est automatique ; il est basé sur le résultat et sur la distance par rapport à la paroi, ainsi que sur la limite de transport des contraintes de cisaillement. Le modèle est très performant pour simuler les écoulements dans les couches limites.

Les fonctions F1 et F2 permettent d'utiliser l'un ou l'autre modèle pour la résolution de l'écoulement à l'intérieur de la couche limite.

Le modèle $k-\omega$ SST utilise les équations de transports suivants

$$u \frac{\partial K}{\partial x} + v \frac{\partial K}{\partial y} + w \frac{\partial K}{\partial z} = \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial z} \right] + \tilde{P}_k - S^* K \tilde{\epsilon}$$

$$\begin{aligned}
u \frac{\partial \tilde{S}}{\partial x} + v \frac{\partial \tilde{S}}{\partial y} + w \frac{\partial \tilde{S}}{\partial z} = \frac{\kappa}{r_t} p_k - s \dots \tilde{S}^2 + \frac{\partial}{\partial x} \left(v + \frac{v_t}{\dagger_w} \right) \frac{\partial \tilde{S}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(v + \frac{v_t}{\dagger_w} \right) \frac{\partial \tilde{S}}{\partial y} + \\
\frac{\partial}{\partial z} \left(v + \frac{v_t}{\dagger_w} \right) \frac{\partial \tilde{S}}{\partial z} + (1 - F_1) 2 \dots \tilde{S}^2 \frac{1}{\tilde{S}} \left(\frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \tilde{S}}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \tilde{S}}{\partial y} + \frac{\partial k}{\partial z} \frac{\partial \tilde{S}}{\partial z} \right)
\end{aligned} \quad (\text{II-8})$$

$$\tilde{P}_k = \min(p_k, c_1 v), \quad c_1 = 10$$

$$r_t = \frac{K}{\tilde{S}}$$

Les coefficients se calculent comme suit :

$$\xi = F_1 \xi_1 + (1 - F_1) \xi_2 \quad (\text{II-9})$$

Exemple :

$$\dagger_k = F_1 \dagger_{k1} + (1 - F_1) \dagger_{k2} \quad (\text{II-10})$$

$$F_1 = \tanh(a_1^4) \quad (\text{II-11})$$

$$a_1 = \min \left[\max \left[\frac{\sqrt{K}}{s^r \tilde{S}_y}; \frac{500}{y^2 \tilde{S}} \right]; \frac{4 \dots \dagger_{s2} K}{r_{ks} y^2} \right] \quad (\text{II-12})$$

$$r_{ks} = \max \left[2 \dots \dagger_{w2} \frac{1}{\tilde{S}} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \tilde{S}}{\partial x_j}; 0 \right] \quad (\text{II-13})$$

$$F_2 = \tanh[a_2^2] \quad (\text{II-14})$$

$$a_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{s^r \tilde{S}_y}; \frac{500r}{y^2 \tilde{S}} \right] \quad (\text{II-15})$$

Y est la distance à la paroi

$$\tilde{\tau}_t = \dots \frac{b_1 K}{\max(a_1 \tilde{S}; \sqrt{2S} F_2)}; b_1 = 0,31 \quad (\text{III-16})$$

$$S = \sqrt{S_{ij} S_{ij}}; \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II-17})$$

Tableau II-1 : Constantes du model SST

\dagger_{k1}	\dagger_{s1}	χ_1	S_1	S_2^*	\dagger_{k2}	\dagger_{s2}	χ_2	S_2
2.0	2.0	0.5532	0.075	0.09	1.0	1.168	0.4403	0.0828

II-5- Méthode numérique :

II-5-1. Introduction :

L'étude scientifique d'un phénomène physique passe par la formulation d'une ou plusieurs lois sous forme d'équations mathématiques reliant les différentes variables intervenant dans le déroulement du phénomène en question.

Une fois le problème bien formulé, il faut générer une grille de calcul enveloppant tout le domaine à étudier en espace et en temps. La nature de la grille de calcul dépend de la nature de la méthode numérique utilisée. Actuellement on a le choix entre trois méthodes numériques différentes: la méthode aux différences finies (Annexe 1), la méthode aux éléments finis (Annexe 2) et la méthode aux volumes finis (Annexe 3).

Dans ce mémoire on a opté pour la méthode aux volumes finis, cette dernière est utilisée depuis de nombreuses années (depuis 1960) par les ingénieurs pour résoudre numériquement sur des maillages structurés des problèmes de la mécanique des fluides formalisés par des équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

Un grand nombre de codes industriels dans le cadre de l'ingénierie assistée par ordinateur (IAO) utilisent actuellement la méthode des volumes finis :

PHOENICS (Transofi International), PORFLOW, ANSWER (ACRI), FLUENT.

Dans notre cas c'est le code CFX 11.0.

II-5-2. Définition de la méthode des volumes finis :

Parmi les méthodes numériques qui existent, on se concentre dans notre étude à la méthode des volumes finis, qui est utilisée depuis environ quatre décennies (1960). Elle doit son nom à son principe même dont la première étape est d'intégrer les équations sur un volume élémentaire.

Le fondement de cette méthode repose sur les principes de l'analyse vectorielle, et à pour base l'intégration des équations de la mécanique des fluides pour un fluide donné. Il faut savoir que cette méthode est utilisée par un grand nombre de code industriel assisté par ordinateur.

La méthode des volumes finis peut être trouvée dans la littérature sous différentes appellations tel que :

- Méthode de différences finies intègres.
- Nodal point integration (NPI).

C'est une méthode de formulation intégrale des équations au plan local sur chacun des volumes jointifs, appelés volumes de contrôle, entourant chaque noeud d'évaluation; ces volumes de contrôle peuvent être construits de différentes manières.

Une prise en compte correcte des flux transférés à travers chacun des volumes de contrôle assure bien les principes de conservation. Sous certaines conditions cette méthode est conservative au plan local.

II-5-2.1. Génération du maillage :

Le domaine de calcul de la grille d'aube est subdivisée en un ensemble de volumes de contrôle en utilisant des formes de maillage (maillage structuré ou non structuré). Dans cette étude, le maillage utilisé est un maillage arbitraire (non structuré).

Ces volumes de contrôle enveloppent tout le domaine de calcul sans chevauchement, de telle façon que la somme de leurs volumes soit égale exactement au volume du domaine de calcul. Un point est positionné au centre de chaque volume et est appelé centre du volume de contrôle, il sera noté P , figure (II-1). Les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions N, S, W, E, T et B (North, South, West, East, Top et Bottom respectivement).

La Figure ci-dessous (II-1) montre les différentes notations utilisées pour chacun des volumes de contrôles:

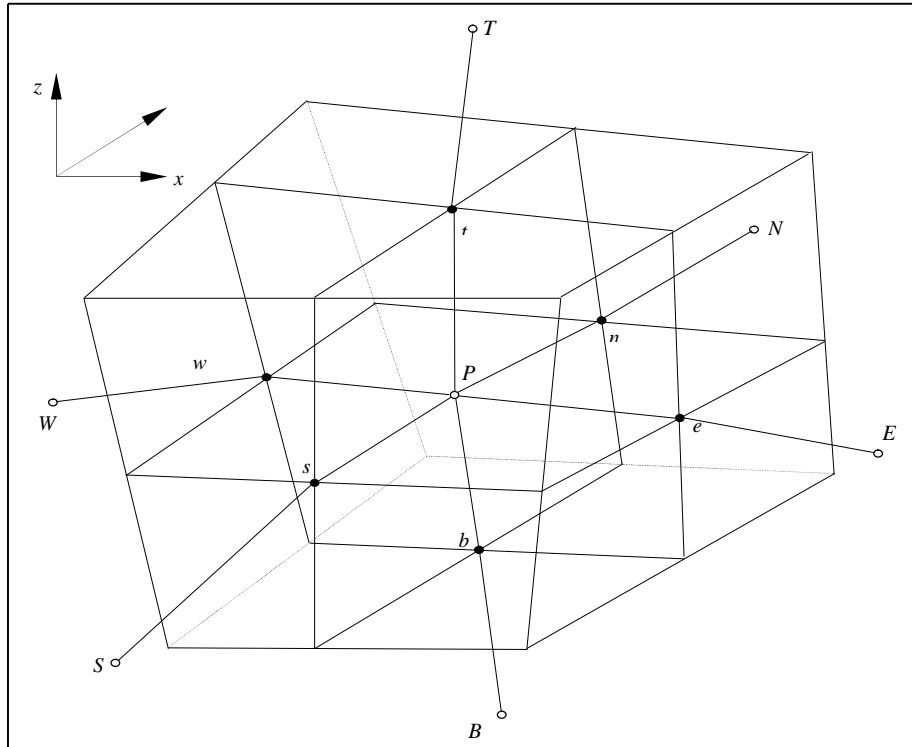


Figure II-1 : Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal.

II-5-2.2. Discrétisation des équations gouvernantes :

L'étape principale de la méthode des volumes finis est l'intégration des équations régissant pour chaque volume de contrôle. Les équations algébriques déduites de cette intégration rendent la résolution des équations de transports plus simple.

Chaque nœud est entouré par un ensemble de surfaces qui comporte un élément de volume. Toutes les variables du problème et les propriétés du fluide sont stockées aux nœuds de cet élément.

Les équations régissant l'écoulement, sont présentées sous leurs formes moyennées dans un repère cartésien (x, y, z) :

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_j) = 0 \quad (\text{II-18})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (\text{II-19})$$

I (1 à 3) : coorespond au la variable sur les trois axes X , Y , Z

J (1 à 3) : correspond au trois axes X, Y, Z

Notons que toute équation régissant le transfert de chaleur et de masse peut être écrite sous la forme générale suivante (équation de transport de la variable) :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi)}_{(1)} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi)}_{(2)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right)}_{(3)} + \underbrace{S_\phi}_{(4)} \quad (\text{II-20})$$

Où :

Γ : Est le coefficient de diffusion.

S : Est le terme source.

Sachant que :

Terme 1 : Terme instationnaire.

Terme 2 : Terme convectif.

Terme 3 : Terme diffusif.

Terme 4 : Terme source.

Les équations (II-18) peuvent être intégrées dans un volume de contrôle, en utilisant le théorème de la divergence de Gauss pour convertir les intégrales de volume en intégrales de surface comme suit :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \, dv + \int_S U_j \, dn_j = 0 \quad (\text{II-21})$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i \, dv + \int_S \rho U_j U_i \, dn_j = - \int_S P \, dn_j + \int_S \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{u_i} \, dv \quad (\text{II-22})$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi \, dv + \int_S \rho U_j \phi \, dn_j = - \int_S \Gamma_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi \, dv$$

L'étape suivante consiste à discrétiser les inconnues du problème ainsi que les opérateurs différentiels de cette équation. Toutes ces opérations mathématiques conduiront à l'obtention, sur chaque volume de contrôle, d'une équation discrétisée qui reliera les variables d'une cellule à celles des cellules voisines. L'ensemble de ces équations discrétisées formera finalement un système matriciel.

Considérant maintenant un élément d'une maille isolée tel que celui montré ci-dessous dans la figure (II-2) :

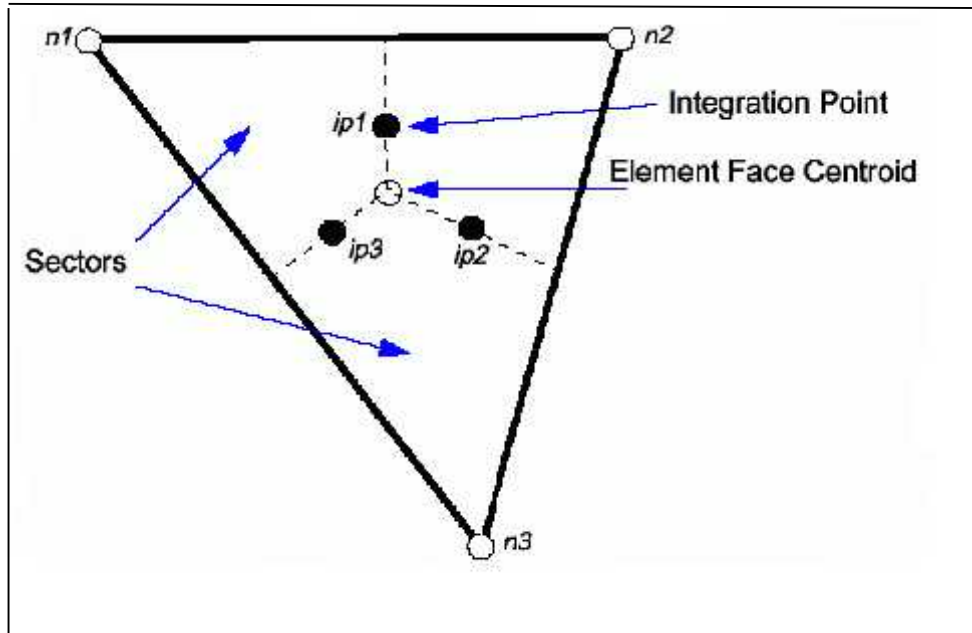


Figure II-2 : Point d'intégration dans un volume de contrôle

Après la discrétisation et le réarrangement des équations (II-21) et (II-22) on obtient les formes suivantes :

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (\text{II-23})$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V$$

$$V \left(\frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (\text{II-24})$$

Sachant que :

V : Est le volume d'intégration de la grandeur .

ip : Est l'indice du point d'intégration (intégration point.).

n_j : Est la surface d'intégration de la grandeur .

t : Est un intervalle de temps (time step).

L'indice supérieur 0 se rapporte au niveau de temps précédant.

II-6-Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons eu l'occasion de comprendre la nécessité d'introduire la turbulence dans notre écoulement par le fait de son existence inévitable dans la nature et la modélisé par des équations mathématique qui son introduites avec les équations qui régisse notre mouvement.

De plus, on a fait un rappel bref sur la méthode des volumes finis qui est utilisé par notre code de calcule pour résoudre les équations de mouvement.

Chapitre III

Présentation du code ANSYS 11.0 et validation de la géométrie

Sommaire.

III-1- Introduction	43
III-2- Codes de calcul CFD	43
III-2-1.définition	43
III-2-2. Description du code ANSYS CFX 11.0.	43
III-2-3. Etapes de simulation	44
III-3-Présentation de la géométrie.	45
III-3-1. Domaine de calcul	48
III-3-2. Création de la géométrie.	49
III-3-3. Génération du maillage	53
III-3-4.Conditions initiales et aux limites	56
III-4-Conclusion	57

III-1- Introduction

Actuellement, la simulation numérique des écoulements de fluide (CFD Computational Fluid dynamic) est reconnue comme l'un des outils incontournables lors de la conception et elle est largement utilisée dans le domaine de l'industrie.

III-2- Codes de calcul CFD :

III-2-1.définition :

Les codes de calcul CFD résolvent les équations régissant le mouvement d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier Stokes), ainsi que la conservation de l'énergie.

Pour résoudre notre problème, nous aurons recours au code de calcul qui a pour intitulé ANSYS CFX 11.0.

III-2-2. Description du code ANSYS CFX 11.0 :

Le logiciel CFX, plus connu sous son ancienne appellation TASCFLOW et commercialisé par AEA technologie, modélise par la méthode des volumes finis, des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Dans ce qui suit, nous nous contentant d'énumérer et expliquer la différente station dont il se compose pour résoudre un problème tel que le notre. Pour des renseignements plus approfondis sur ces capacités ainsi que sur son algorithme de modélisation, il est conseillé de se référer à la documentation du logiciel (ANSYS CFX Documentation Structure).

C'est un code commercial de calcul des écoulements et du transfert de chaleur basé sur la méthode hybride éléments volumes finis. Permet de donner des résultats numériques de hautes qualités et dans un intervalle de temps très réduit. Il appartient une série de logiciel ANSYS comportant plusieurs modules.

Le logiciel propose de nombreux modèles physiques et schémas numériques avec lesquels l'utilisateur est normalement en mesure de modéliser la quasi-totalité des problèmes de base de la mécanique des fluides. Toutefois, il existe dans la nature une multitude de comportements physiques différents et il est impossible pour un logiciel de tout les prendre en compte. C'est pourquoi, l'un des avantages du CFX réside dans la possibilité de créer des sous-programmes en Fortran dans le but de spécifier des options trop compliquées pour être prévues

par le logiciel. Sur le plan physique, elles permettent par exemple de spécifier des conditions initiales et aux limites, d'ajouter des termes sources à certaines équations, de modifier des lois de comportement au niveau des parois. Sur le plan numérique, elles rendent également possible la spécification d'une grille variant avec le temps, la modification des schémas de résolution, le contrôle et l'optimisation de la convergence au cours des itérations.

Ainsi ce logiciel est caractérisé par :

- La facilité d'utilisation.
- La bonne précision dans les résultats.
- La variante des écoulements.

III-2-3. Etapes de simulation :

La première étape consiste à passer par le module ANSYS ICEM CFD 11.0 pour créer la géométrie et le maillage du domaine de calcul. Deux options sont offertes à l'utilisateur lui permettant de travailler soit avec un maillage structuré ou non structuré. Le fichier du maillage sera exporté vers le premier module de l'ANSYS CFX pre11.0 dédié à la tâche du pré processing. Cette étape permet à l'utilisateur d'imposer les conditions aux limites, les conditions initiales et les paramètres de calcul. Plusieurs scénarios sont envisageables et permettent le choix entre différents variantes de schémas de convection et de modèles de turbulence.

Le deuxième module qui s'intitule CFX.SOLVER permet de résoudre le système d'équations et l'obtention des résultats.

L'étape finale est effectuée dans le troisième module qui est le Post processing qui présente plusieurs facilités d'utilisation et un large éventail d'outil de calcul. Il permet de tracer les Iso-contours et les lignes de courant et les vecteurs ainsi que le calcul de n'importe quel paramètre d'hydro thermo dynamique.

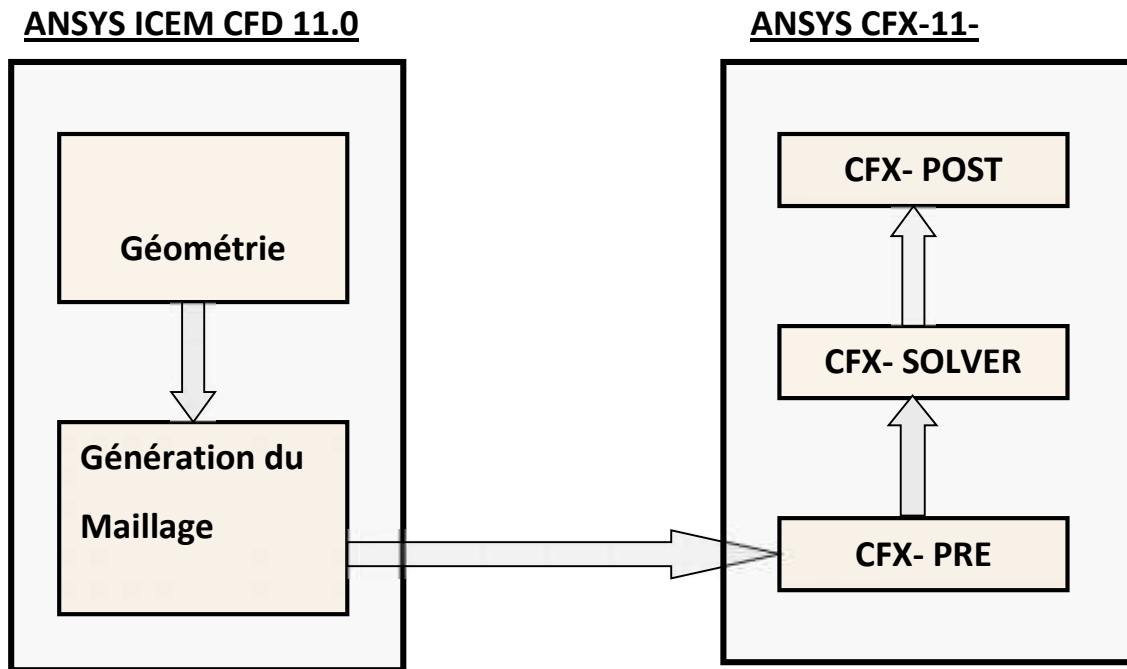


Figure (III-1) : Organigramme du code de calcul ANSYS CFX11.0.

III-3-Présentation de la géométrie :

Il est noté que ce travail a été inspiré par deux études, l'une expérimentale faite par [1], l'autre numérique [2]. Le but de ce travail est d'étudier les caractéristiques et l'effet du jet froid sur la surface externe de l'aube.

Notons aussi que cette étude comporte une géométrie semblable à celle étudiée [2], avec les mêmes données expérimentales.

L'étude expérimentale [1], utilise un modèle d'aube d'une turbine à gaz de type **VKI**. Ce modèle comporte un bord d'attaque semi-circulaire avec trois rangées d'orifices cylindriques de refroidissement, orientées d'un angle latéral de 30° . Les rangées sont positionnées en symétrie par rapport à la ligne de stagnation. La première rangée est située à 0° , la deuxième et la troisième sont situées à $\pm 42^\circ$ par rapport à la ligne de stagnation, comme le montre la figure (III-2). Les dimensions du modèle d'expérimentation sont rassemblées dans le tableau (III-1).

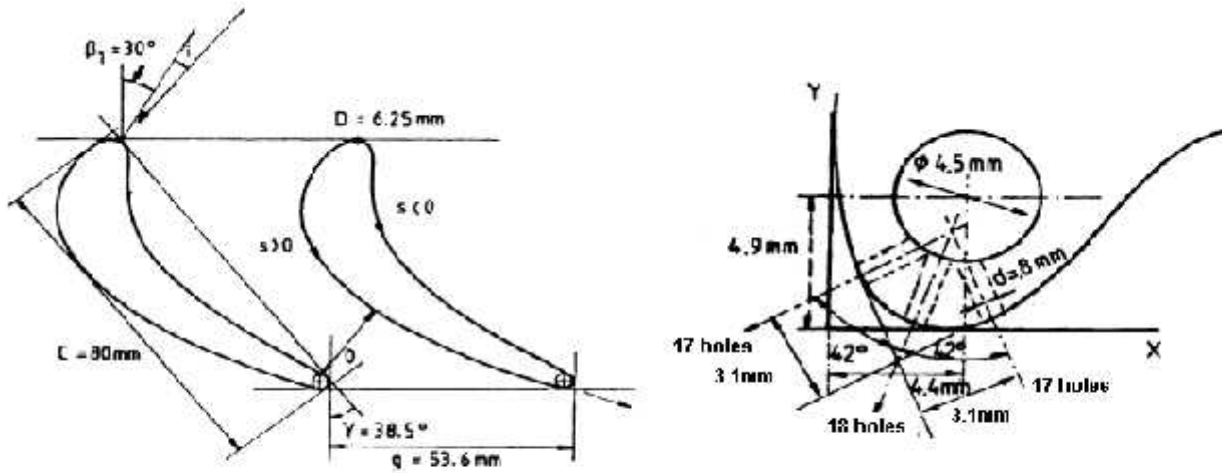


Figure III-2 : Géométrie de l'aube VKI [2]

Tableau III-1 : dimension de la géométrie de l'aube :

Dimensionnement de la géométrie	
Espace inter aube g	53.6mm
Longueur de la corde C	80mm
Diamètre du plenum	4.5mm
Diamètre des trous d'injection d	0.8mm
Position de la 1 ^{ère} rangée	0° (S/C=0)
Position de la 2 ^{ème} rangée	+42° (S/C=+0.031)
Position de la 3 ^{ème} rangée	-42° (S/C=-0.031)

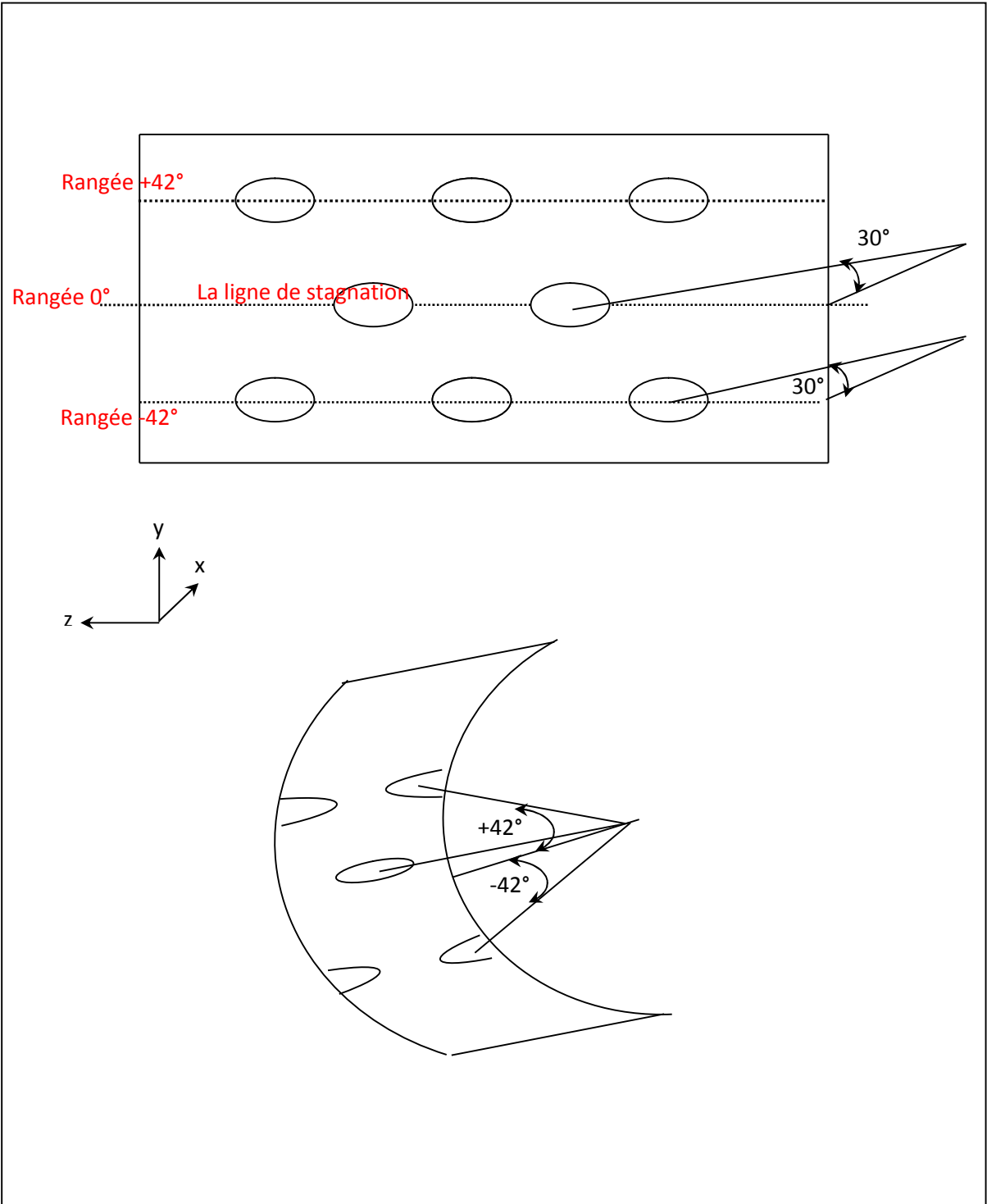


Fig III-2 : Position des trous d'injection

III-3-1. Domaine de calcul :

En envisageant une réduction des coûts, en termes de puissance de calcul et de temps d'exécution de chaque simulation, la considération d'éléments symétriques et l'application des conditions de périodicité constituent une pratique très courante. Pour l'étude des turbomachines, l'hypothèse d'écoulement axisymétrique permet la simplification du domaine de calcul à un seul canal inter aubes.

Une géométrie dont l'aube comportera un plénum et où le fluide sera injecté dans ce dernier.

Le domaine de calcul est limité par deux plans de symétrie suivant l'axe z et par deux surfaces méridiennes périodiques suivant l'axe y, la première est située au dessus de l'extrados et la deuxième est située au dessous de l'intrados dans le milieu du domaine inter-aubes.

Une Prolongation du champ d'écoulement de $1 \times Cax$ en amont et de $1.5 \times Cax$ en aval du canal inter-aubes dont le but de pouvoir poser des conditions uniformes dans la section d'entrée ainsi que dans la section de sortie du domaine.

Le domaine de calcul est montré en détail dans la figure (III-3) :

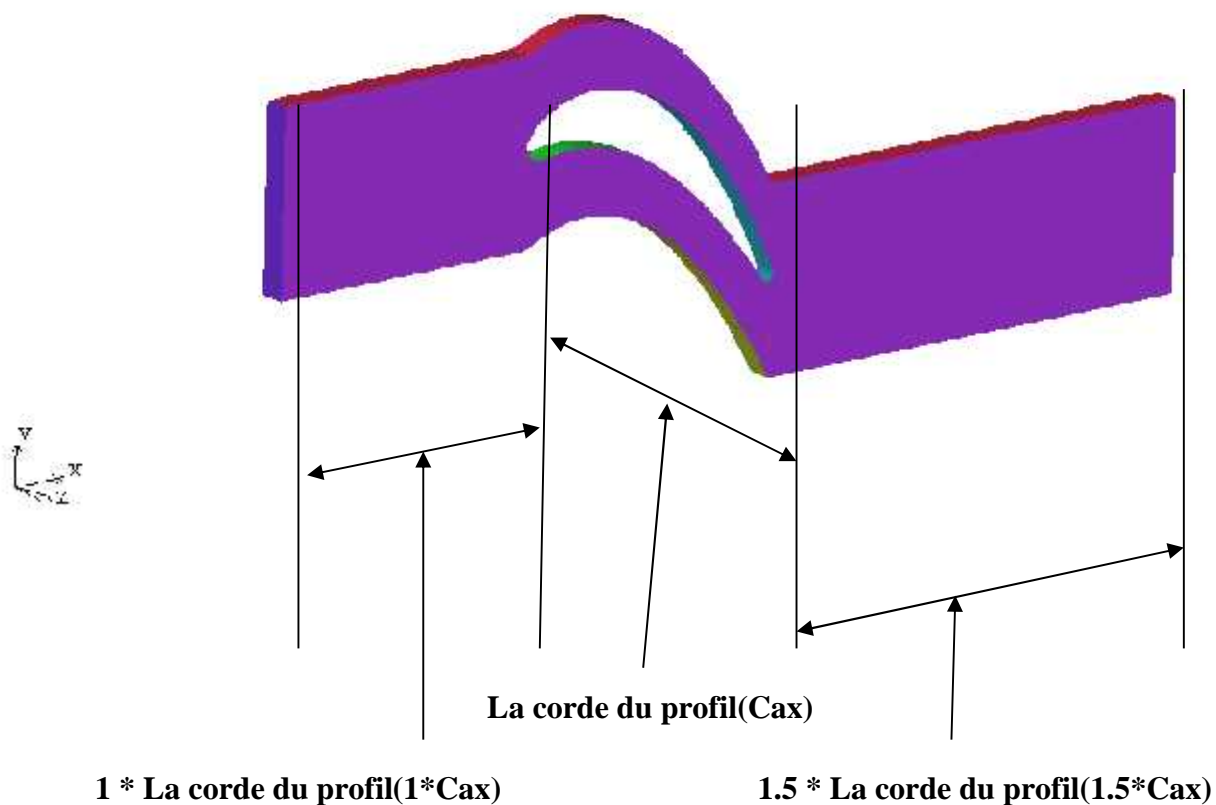


Figure III-3 : Domaine de calcul

III-3-2. Création de la géométrie :

On a choisie pour la création de La géométrie le logiciel ANSYS ICEM CFD 11.0. Un fichier de données contenant les coordonnées cartésiennes des points nécessaires pour la création de la géométrie est importé grâce a la fonction **IMPORT POINT DATA**.

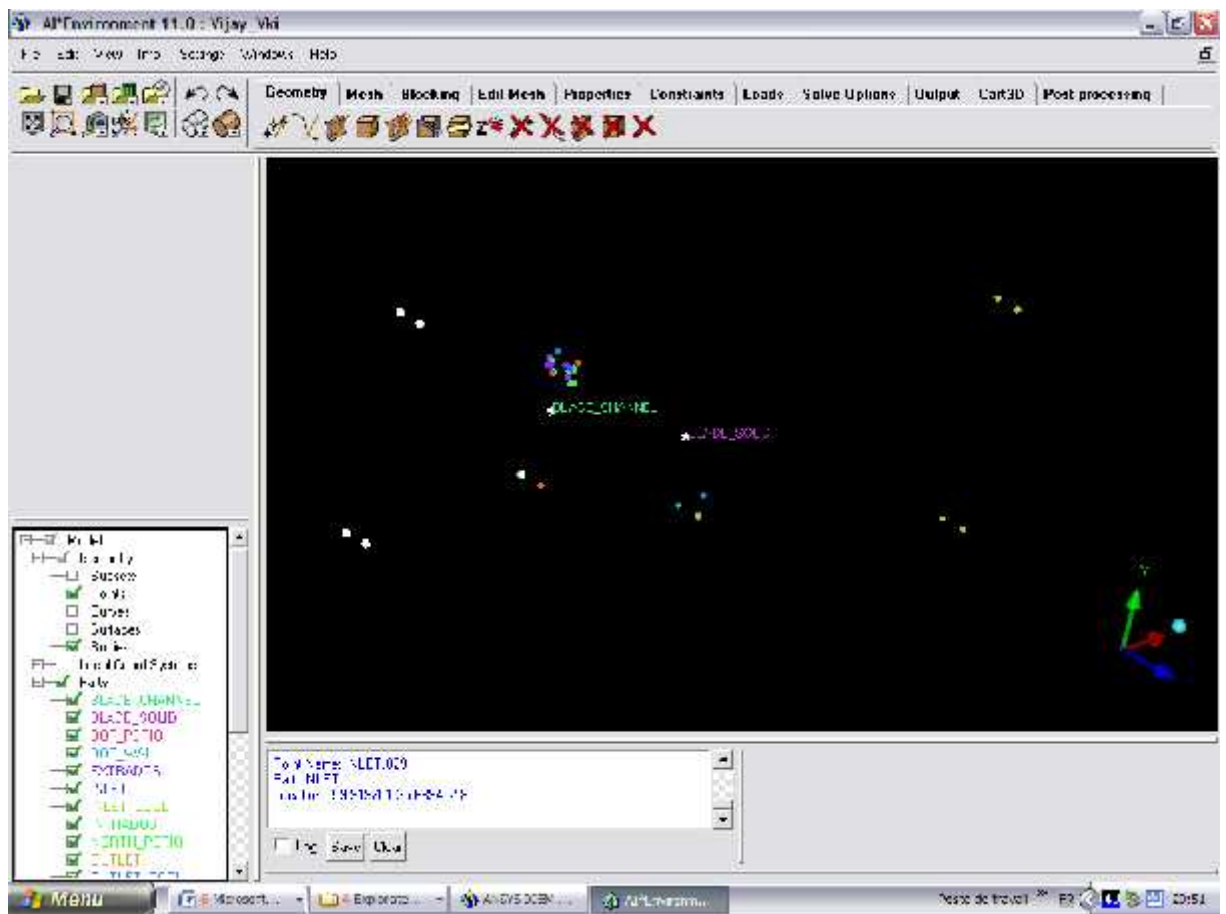


Fig III-3: Création des points.

Ces points servent à créer des lignes (figure III-4)

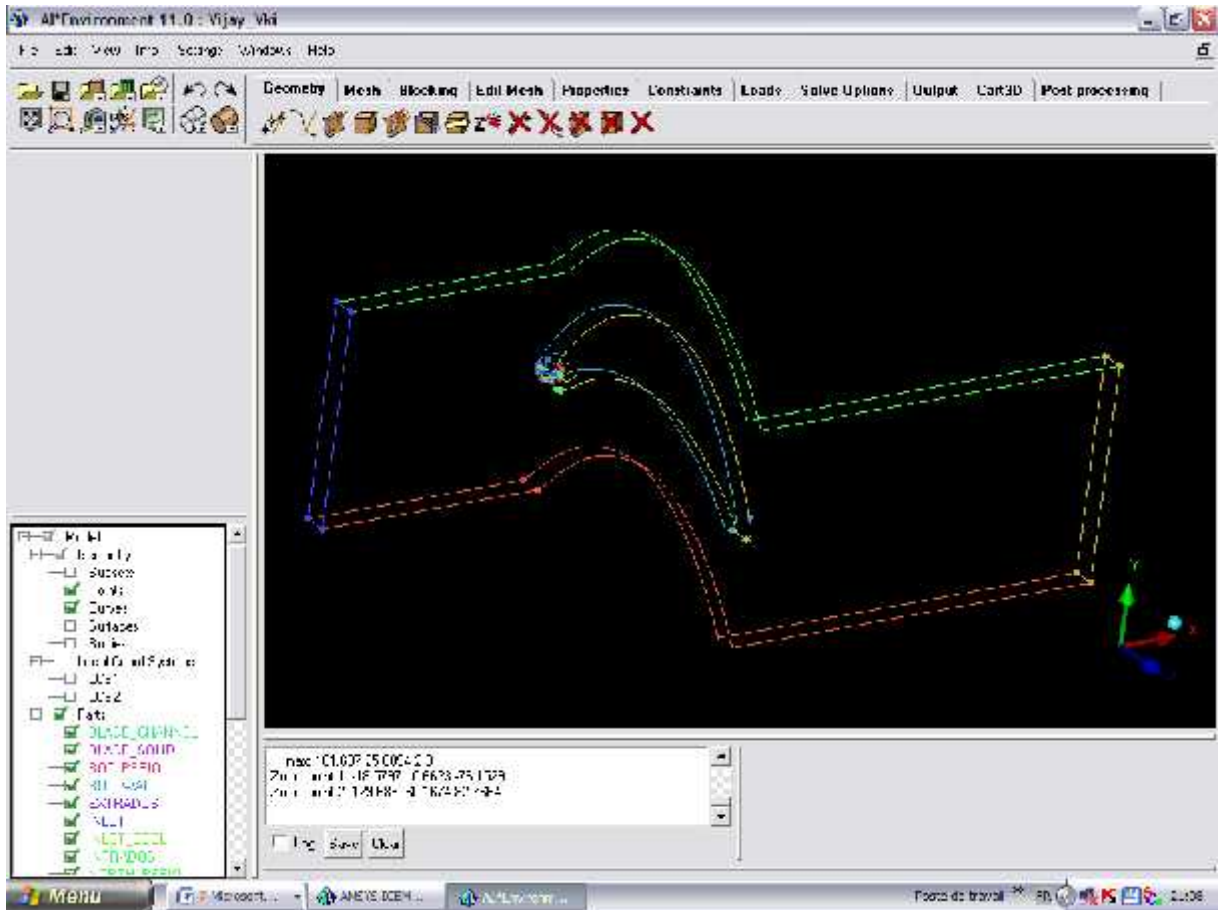


Fig III-4 : Génération des courbes.

Et ensuite on génère les différentes surfaces entre les lignes (figure III-5). Afin de donner un aspect tridimensionnel de la géométrie,

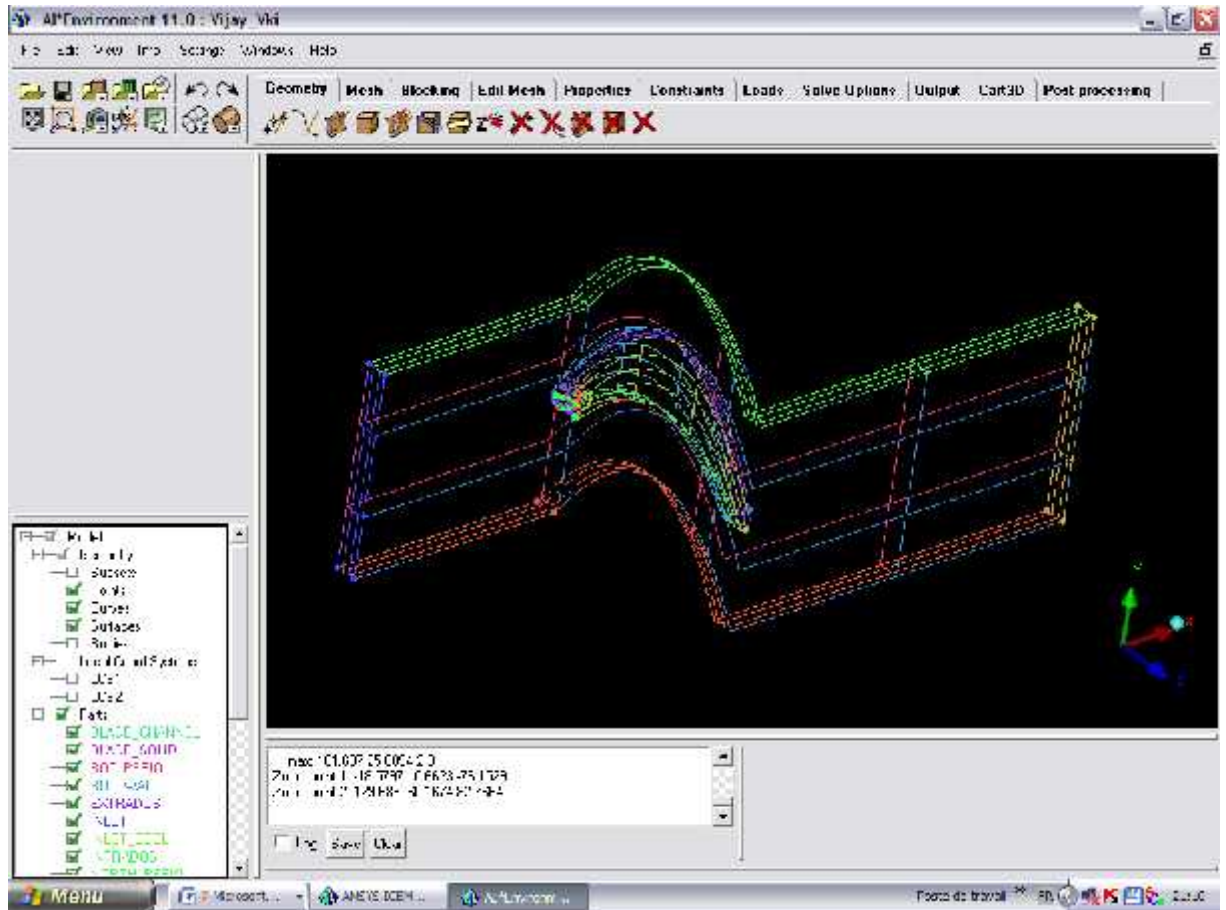


Fig III-5 : Génération des surfaces

Lors de la création de la géométrie, on a subdivisé notre domaine en plusieurs sous domaines a fin de générer de bonne résultat du maillage et aussi pour pouvoir densifier le maillage de certain sous domaines que d'autres comme les parois et les tubes d'injections et le plenum ...etc ,qui représentent les parois critiques de notre étude.

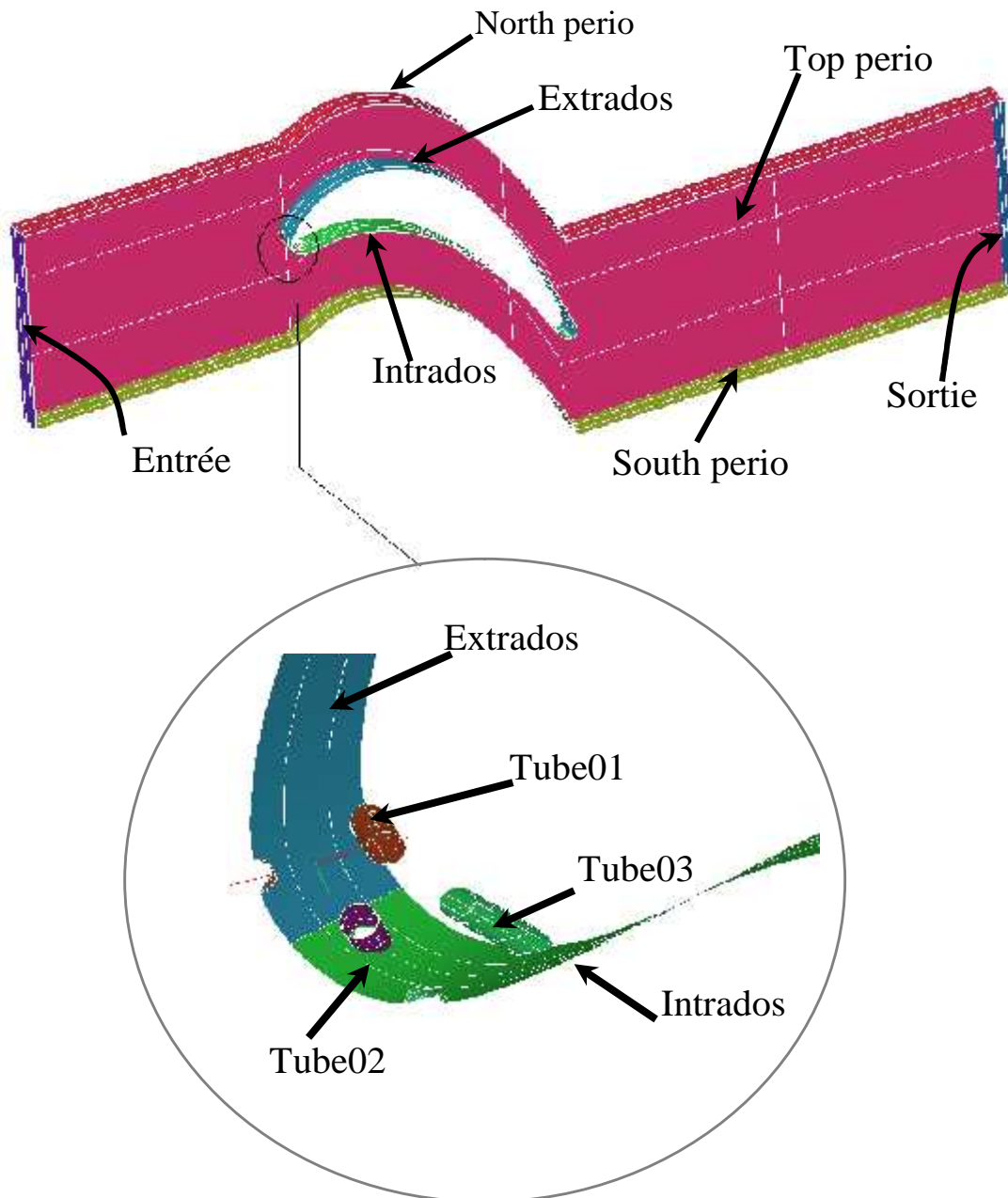


Figure III-6 : Géométrie des trous du bord d'attaque

III-3-3. Génération du maillage :(figIII-7), (figIII-8), (figIII-9)

Dans le cadre de notre travail, nous avons utilisé un maillage arbitraire et non orthogonal de forme tétraèdre (figure III-6).

ANSYS ICEM CFD 11.0 permet également d'exporter un fichier contenant toutes les données de la géométrie et du maillage vers le ANSYS CFX.pre11.0. en changeant son extension de (*.uns) a (*.gtm) ou (*.cfx)

Dans cette étape on réalise le maillage du domaine de calcul. On utilise la commande « Surface Mesh Site » qui nous ouvre une fenêtre dans laquelle nous pouvons choisir la taille de chaque élément de maillage pour chaque surface du domaine de calcul.

On a opté pour le maillage « Tetrahedral », le bouton « Mesh Tetrahedral » nous permet de lancer l'opération de maillage.

Dans notre étude, on a lancé les calculs pour trois maillages différents : à 249504, à 342432 à 350002 éléments. Les résultats obtenus montrent que le maillage à 350002 éléments donne la meilleure convergence du processus itératif.

Le nombre d'éléments formant le maillage final:

- Nombre d'éléments : 350002.
- Nombre de nœuds : 75134.
- Durée de convergence : 06 heures, 50 minutes.

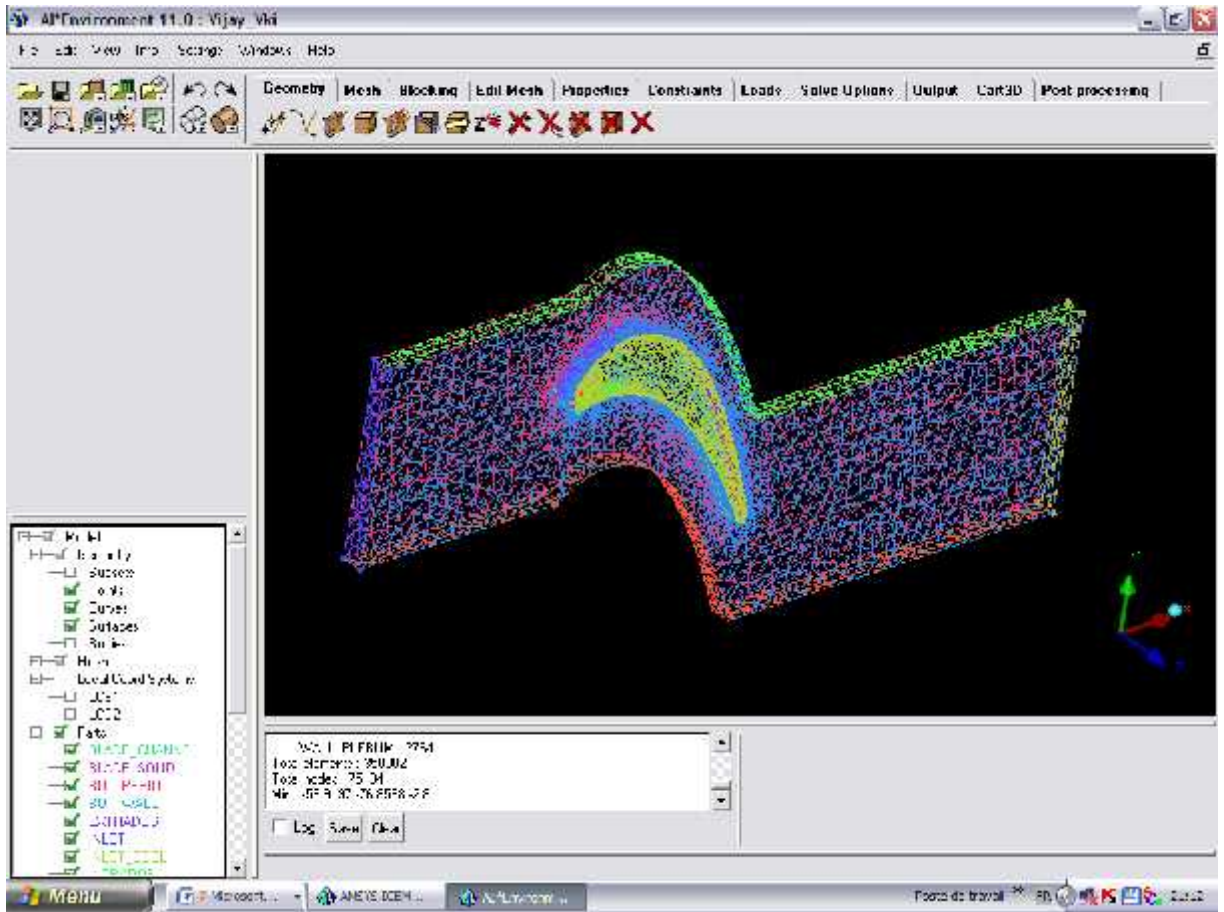


FIG III-7 : Génération d'un maillage non structuré en forme tétraèdre

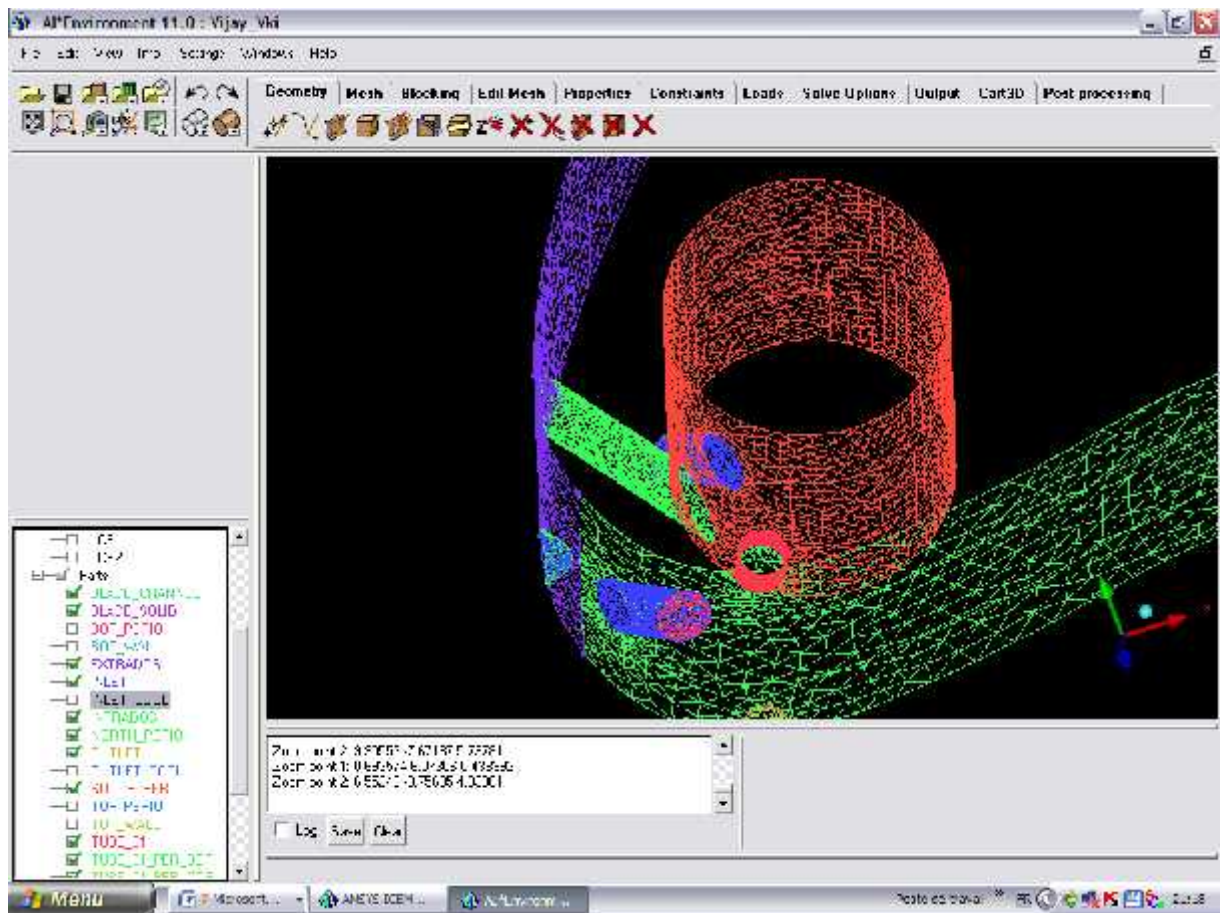


Fig III-8 : Maillage au niveau du bord d'attaque

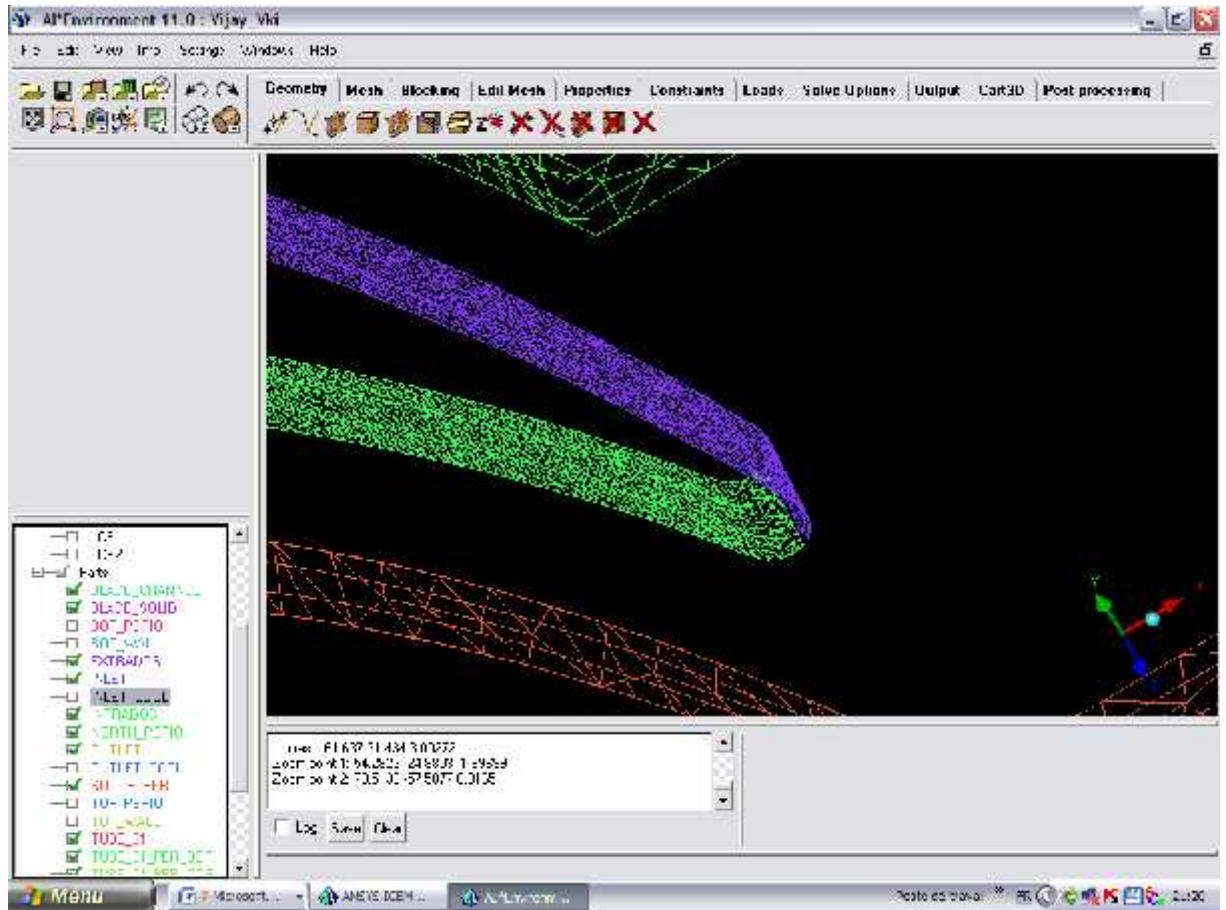


Fig III-9 : Maillage au niveau du bord de fuite

III-3-4. Conditions initiales et aux limites :

Il faut donner au logiciel ANSYS CFX-pré 11.0 des conditions initiales qui représentent l'état de base du modèle à l'instant où on commence la simulation. Ils sont définis comme suit :

- La nature du fluide est un gaz parfait.
- Le régime est stationnaire.
- Le modèle de turbulence utilisé est le modèle : « k- ϵ ».

Il reste à déterminer les conditions aux limites dans chaque surface du domaine de calcul. Pour toutes les simulations, les conditions aux limites sont les suivantes :

Entrée :

- pression totale du flux chaud : $PO_{in} = 2.895$ bar.
- température totale du flux chaud : $T_{inHot} = 409.5^{\circ}K$.
- l'intensité de turbulence 5%.
- le régime est subsonique.

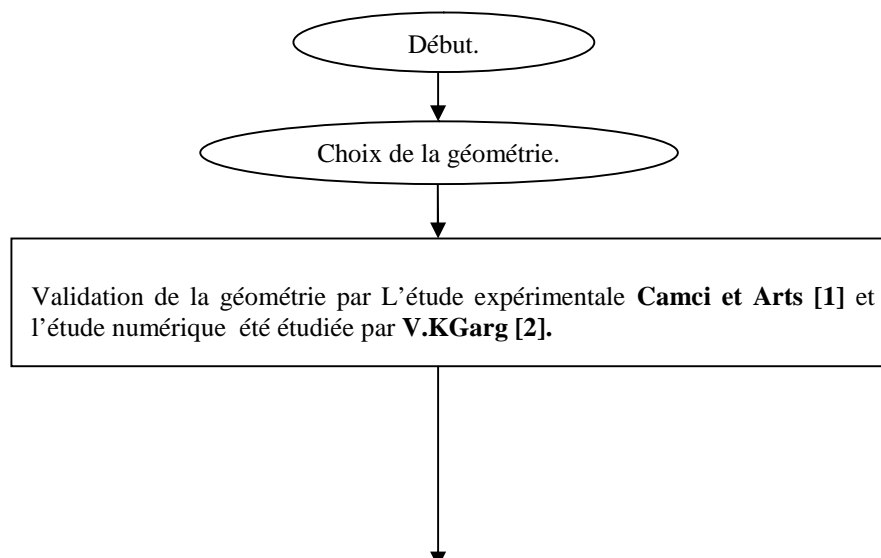
Sortie :

- pression statique $P_{ex} = 1.72$ bar.
- le régime est subsonique.
- Parois solides (extrados, intrados, tubes 01, 02, 03, plenum): Interface solide-fluide.
- la température à l'entrée du plenum est de $T_{inCold} = 0.52T_{inHot}$.
- le débit FROID est de (Q_{minC}) .
- l'intensité de turbulence est de 5%.

Les conditions aux limites sont définies et doivent être appliquées à toutes les régions aux extrémités du domaine de calcul.

III-4-Conclusion :

On peut récapituler nos étapes de simulation dans le code ANSYS 11.0 simplifiant la compréhension de ce chapitre :



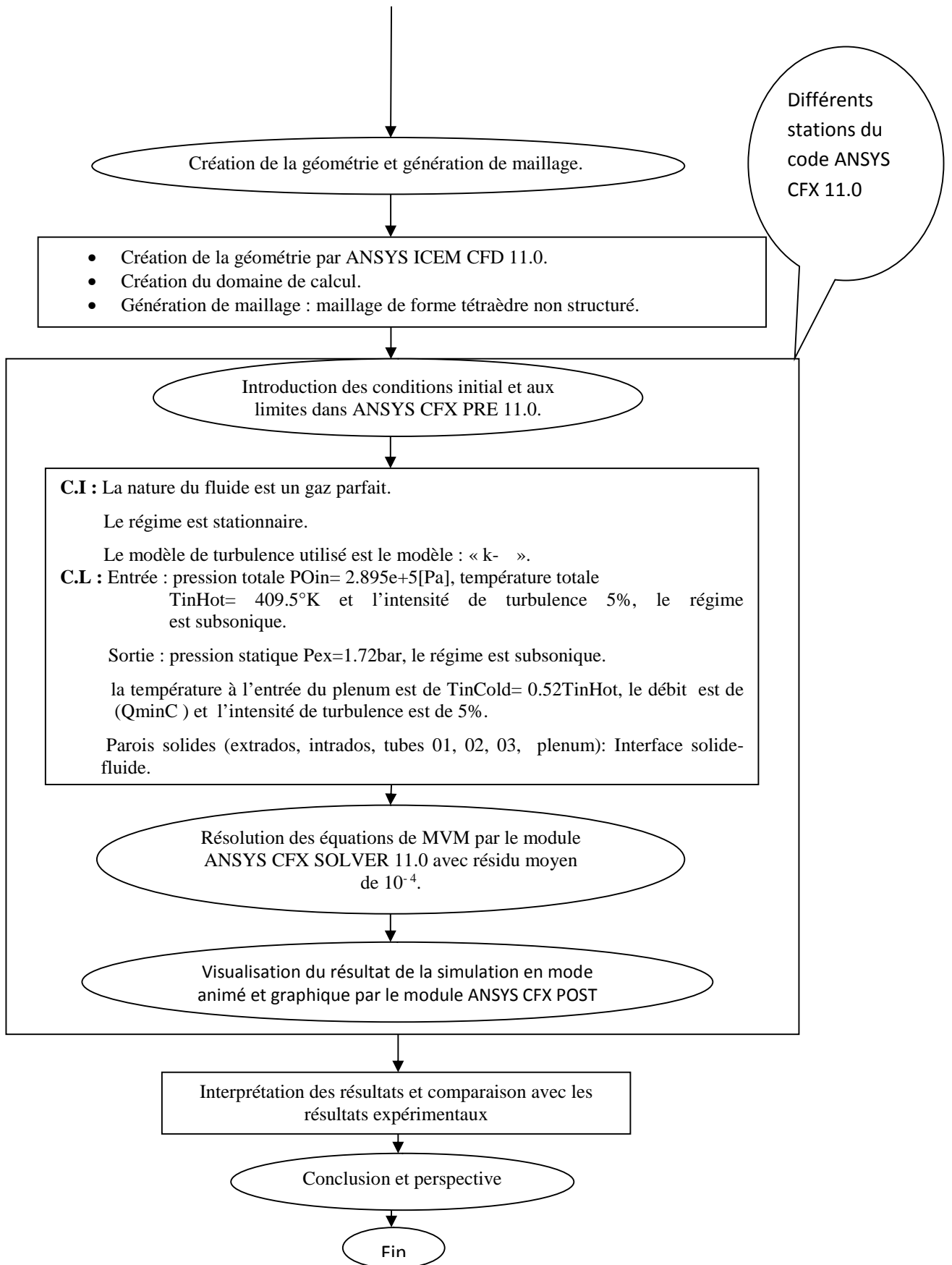


Figure-III-10-Etape de simulation

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Sommaire.

IV-1- Introduction.	59
IV-2- Interprétation des résultats.	59
IV-2-1. Champ de vitesse.	59
IV-2-2. Champ de pression.	62
IV-2-3. L'efficacité en fonction du taux d'injection ..	63
IV-2-4. Champ thermique	64
IV-3- Conclusion.	69

IV-1-Introduction :

Après la réalisation de la géométrie et son maillage et par suite utilisé les conditions initiales et limites de notre aubes qui ont été inspiré des études réalisé par V.KGarg on a pu obtenir les résultats de calculs exécutés pour simuler un écoulement autour d'une aube avec le refroidissement par film, injecté à travers trois rangées de trous situés au bord d'attaque d'une aube de turbine à gaz VKI sont dévoilés comme suit par la troisième station du ANSYS CFX post 11.0 :

IV-2- Interprétation des résultats :

IV-2-1. Champ de vitesse :

D'après l'arbre des vitesses qui traduit l'intervalle de variation de la vitesse d'écoulement ($\{0-396\}$ m/s variation numérique représenté graphiquement et respectivement du bleu jusqu'au rouge) on remarque que l'écoulement principal (flux chaud) arrive a une vitesse de 100 m/s qui par suite s'impact sur le bord d'attaque ou il y a une zone de stagnation (vitesse nulle) qui est expliqué par l'épaisseur considérable du bord d'attaque (Fig IV-1).

Ce qui concerne l'extrados on remarque une accélération du fluide principal qui est du à la strangulation de l'espace inter-aube qui tend a augmenté la vitesse (vérification du principe $*v*s=const$) Cette augmentation est due aussi à la courbure du profil qui oriente l'écoulement dans un sens favorisant la détente du fluide et l'augmentation de sa vitesse.(FigIV- 1).

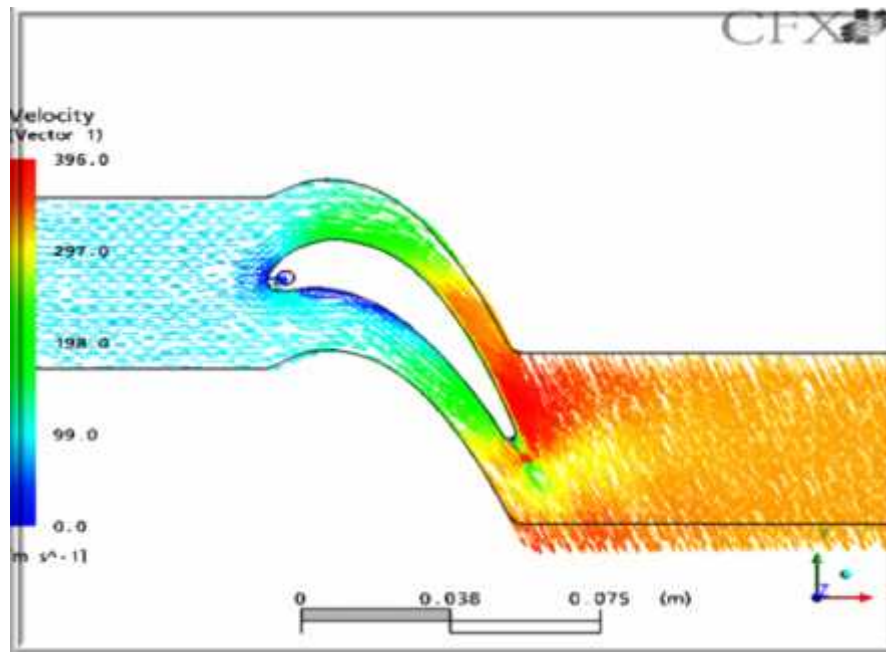


Fig IV-1- champ de vitesse.

Une autre zone de faible vitesse est au niveau de l'intrados expliqué par la recirculation du fluide par le fait de la concavité de l'intrados qui fait face à l'écoulement et qui tend à impacter le fluide et fait naître au phénomène du gradient de pression très élevé. Puis le fluide est orienté vers l'espace inter aube.(fig IV-2).

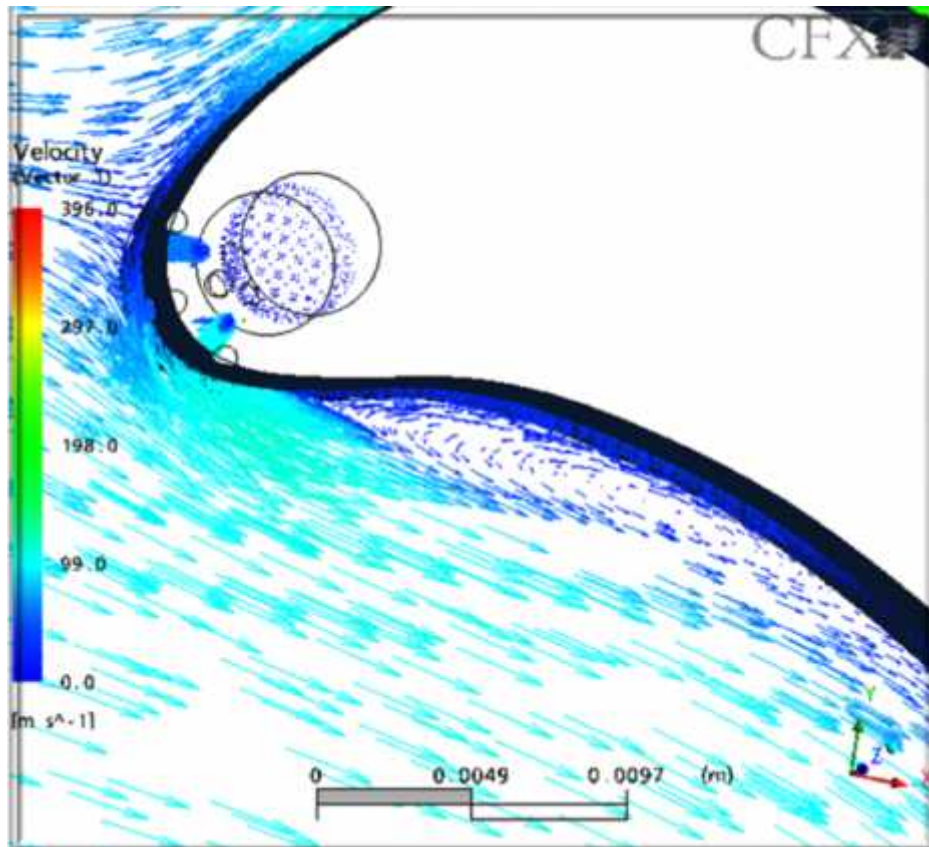


Fig IV-2- Champ de vitesse au niveau du l'intrados.

En outre pour le bord de fuite en remarque la naissance de deux tourbillons contra rotatifs due à l'épaisseur inévitable du bord de fuite de l'aube.

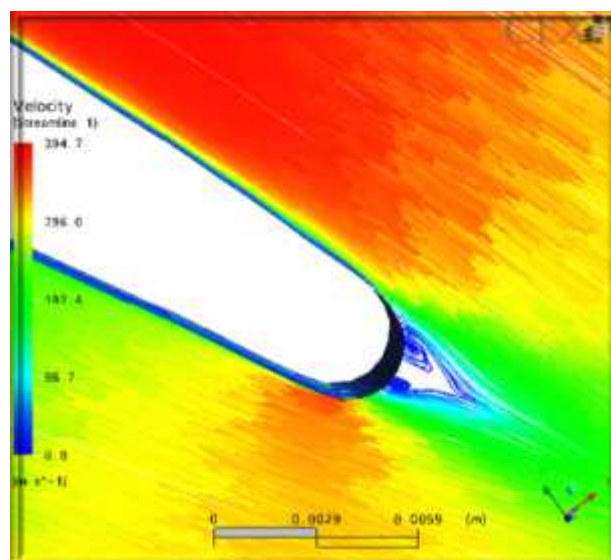


Fig IV-3- Champ de vitesse au niveau du bord de fuite.

IV-2 -2. Champ de pression :

Le principe de Bernoulli est bien en accord avec le champ de pression qu'on a trouvé, car le flux chaud attaque l'aube avec une pression maximum et au fur et à mesure que le fluide embrasse l'aube on remarque une détente de la pression jusqu'à en arriver au bord de fuite qui est un processus inverse du champ de vitesse.

Sur le bord d'attaque on remarque un gradient de pression très élevé du à l'impact brusque du fluide avec l'épaisseur de ce dernier puis la pression se détend au fur et à mesure qu'on s'approche du bord de fuite, cela est favorisé par la courbure de l'aube et aussi par la convergence de l'espace inter-aube qui augmente la vitesse et en contre façon diminue la pression.

On remarque une dépression importante vers l'extrados ce qui provoque une aspiration engendrant une force de portance très élevée ; sur l'intrados, juste après le bord d'attaque un gradient de pression important et qui est favorable à une naissance d'une zone de recirculation (zone turbulente). (Fig. IV-4)

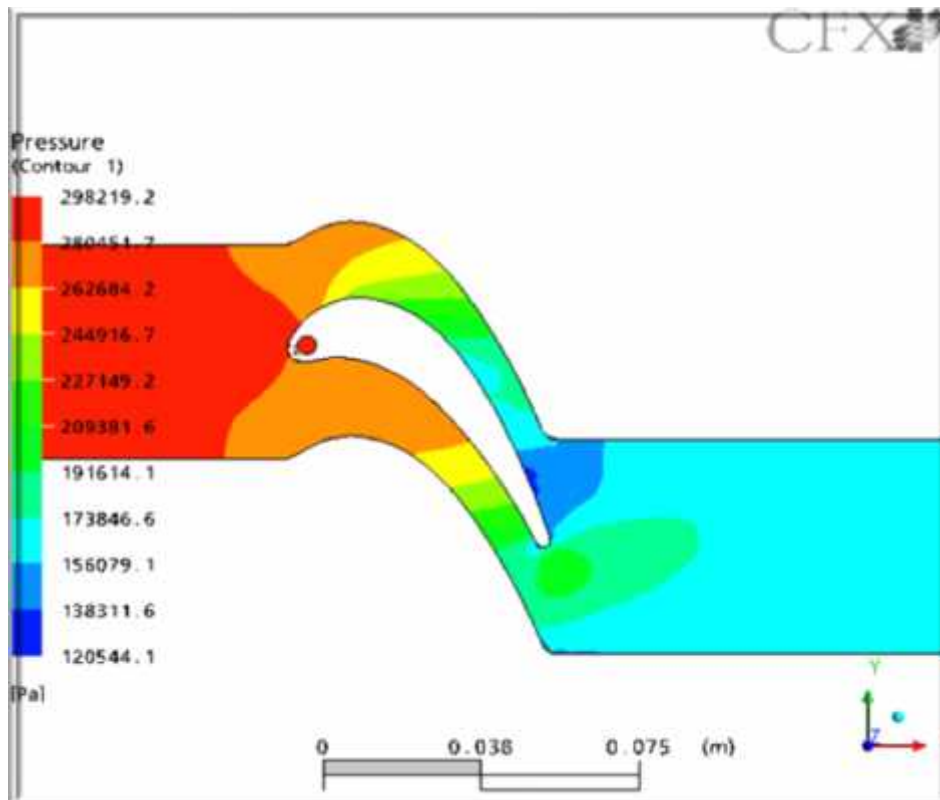
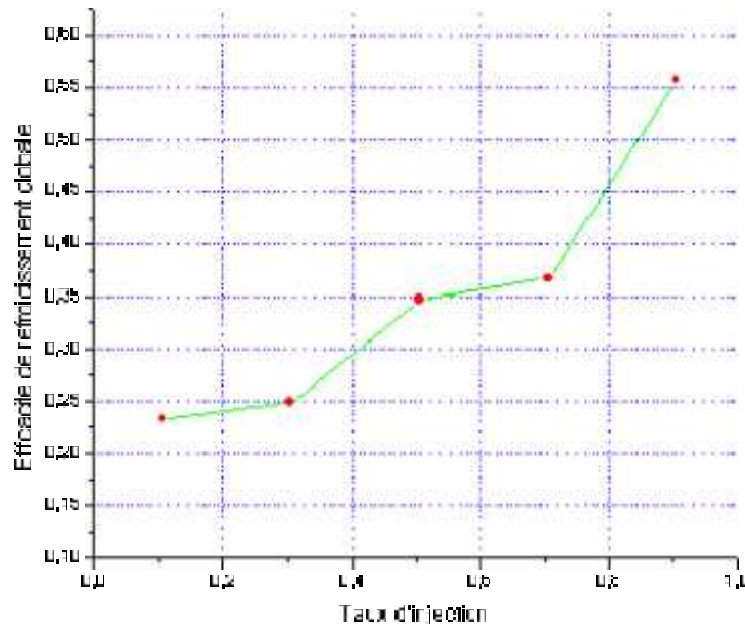


Fig IV-4- Champ de pression.

IV-2-3. L'efficacité en fonction du taux d'injection :

L'efficacité du refroidissement par film dépend fortement du taux d'injection. Ce qui est interprété par la figure (Fig. IV-5) , D'après plusieurs documentations on a constaté que des études ont essayé de trouver un taux d'injection optimal afin d'avoir une meilleure efficacité de refroidissement. Les recherches menées [9] montrent que des chercheurs [5] et [6] ont pu montrer que l'efficacité du refroidissement augmente avec l'augmentation du taux d'injection ce qui nous a validé notre résultat. Jusqu'à une certaine limite, au-delà de laquelle l'efficacité diminue. Ce phénomène appelé "Blow-off " est expliqué par le fait qu'à faible taux d'injection, le jet est pratiquement plaqué contre la surface à protéger et remplit donc son rôle de façon optimale, alors qu'à fort taux d'injection, Jusqu'à une certaine limite ou l'intensité d'injection sera élevée de tel façon que le flux froid pénètre dans le flux chaud d'une façon excessive ou il va créer une turbulence intense qui va décoller le film de refroidissement de la proie d'aube et avoir une chute de son efficacité. Notons aussi qu'on a utilisé dans la présente étude plusieurs taux d'injection, à savoir $M= 0.1$ à 0.9 qui nous a donné une plage d'efficacité de 0.23 jusqu'à 0.56 .



FigIV-5- Efficacité de refroidissement.

IV-2-4. Champ thermique :

Dans ce qui suit, on présente le champ de température dans la zone fluide seulement. La figure IV-6 représente le contour de température sur un plan XY passant par le centre de l'aube considérée. L'observation de ces contours montre une chute considérable de la température juste après le bord d'attaque. Cette chute de température est due à l'injection du fluide froid. Ainsi, la plus basse température se trouve au niveau du bord du trou d'injection. Elle augmente graduellement au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la paroi de l'aube où le film de refroidissement a lieu. Sur la figure IV-7 On peut clairement visualiser la formation du film de refroidissement caractérisé par la température la plus basse au contact de la paroi de l'aube sans aucune présence d'un point chaud sous le film de refroidissement.

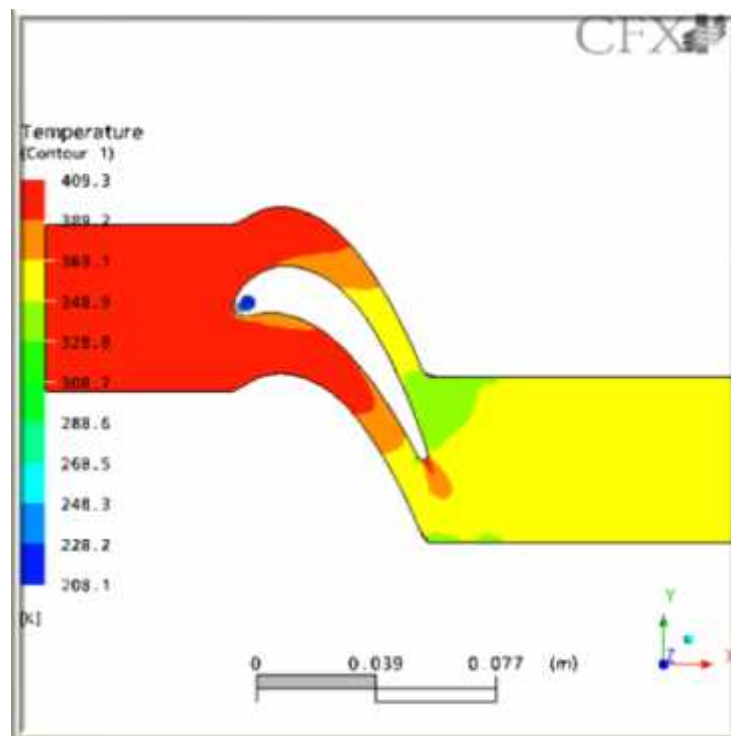


Fig. IV-6- Contour de température.

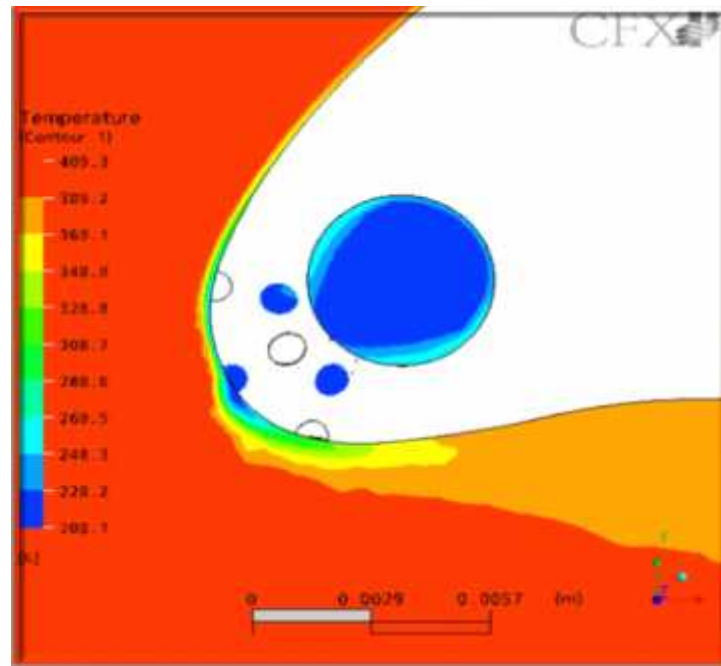


Fig. IV-7- Agrandissement du Contour de température sur la zone trous plenum.

Les figures IV.8a, b et c représentent les contours de températures sur trois plans latéraux perpendiculaires à l'aube et placés sur les lieux des trois injections.

La première figure concerne le plan sur la première injection qui fait face à l'écoulement chaud et qui se trouve sur la ligne de stagnation du bord d'attaque. Elle montre bien que dans cette zone de stagnation et forte pression l'écoulement du fluide froid arrive difficilement à s'injecter dans l'écoulement principal du fait de son étouffement par le flux principal. Il est tout de suite étalé sur l'aube et permet ainsi de produire un refroidissement très efficace.

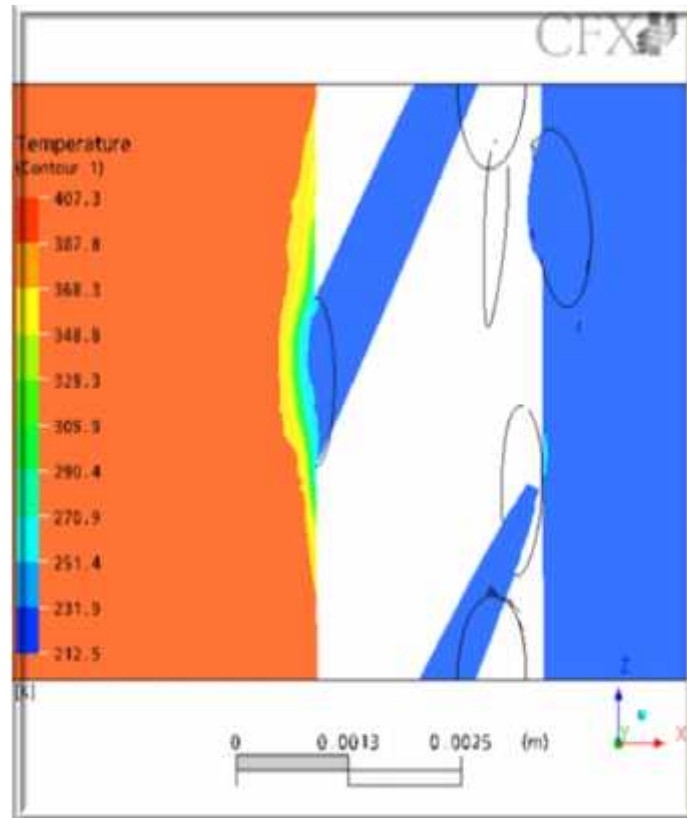


Fig-IV.8a- Contour de température sur le trou de la ligne de stagnation.

La deuxième figure concerne le plan de la deuxième injection sur l'extrados. La pénétration du jet est un peu plus importante en vue de la diminution de pression dans cette zone par rapport au point de stagnation.

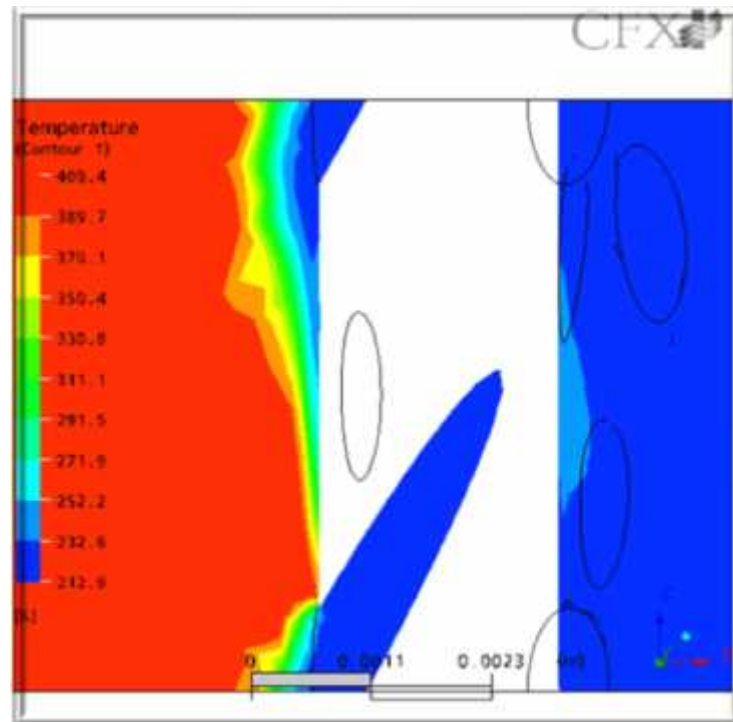


Fig-IV.8b- Contour de température sur le trou de l'extrados.

Cette pénétration est encore plus importante sur la dernière figure qui présente l'injection sur l'intrados. On a déjà montré que dans cette zone évolue une surpression qui est la cause principale de la recirculation.

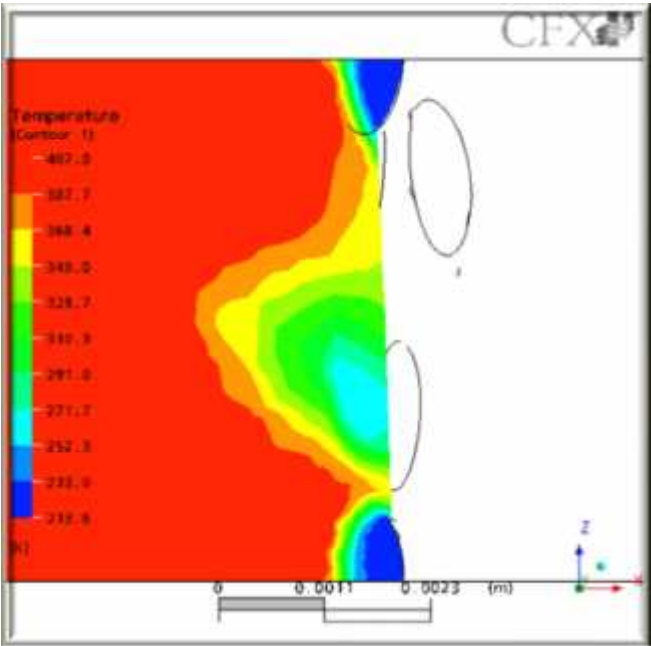


Fig-IV.8c- Contour de température sur le trou de l'intrados.

La figure (IV-9) présente la moyenne latérale du coefficient de transfert de chaleur sur la surface de l'aube. On remarque une chute considérable du coefficient de transfert de chaleur au fur et à mesure que l'on s'approche du bord d'attaque où se situent les trous d'injection. A noter que les résultats de la simulation numérique avec le code ANSYS-CFX11 ont présenté une très bonne concordance avec les mesures expérimentales d'une part et ceux des autres codes d'une autre part, ce qui nous a permis de valider la fiabilité du code utilisé sur ce cas de problème et se permettre d'exploiter d'autres paramètres.

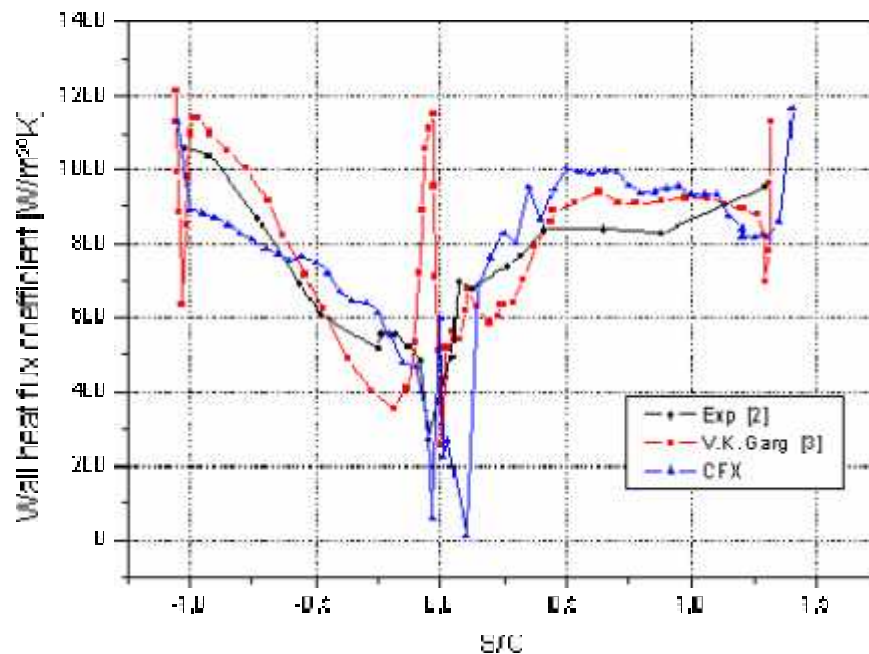


Fig-IV.9- Coefficient de transfert de chaleur sur la surface de l'aube.

IV-3 Conclusion :

La simulation de notre étude avec le code de calcul ANSYS ICEM CFX 11.0 est très proche avec les résultats expérimentaux [1] ce qui nous a permis de valider sa bonne précision de simulation des écoulements turbulent.

Conclusions générales et Perspectives

Conclusions générale et perspectives :

Les travaux effectués lors de ce mémoire ont été très bénéfique pour la compréhension des phénomènes des refroidissements et plus spécifiquement au refroidissement par film des aubes de turbines à gaz. Notre étude est basée en premier sur la compréhension du comportement thermique d'une aube de turbine à gaz exposée aux gaz émanant de la chambre de combustion.

Nous avons mis en évidence, à la lumière d'une revue bibliographique des travaux théoriques, expérimentaux et numériques et l'intérêt qui est apporté par l'utilisation d'un dispositif de refroidissement par film, tout en mettant le point sur les différents paramètres qui influencent son efficacité.

Le code de calcul *ANSYS CFX-11.0* utilisé dans cette étude, a donné des résultats en bonne concordance avec les résultats expérimentaux trouvés dans la littérature [1], notamment sur l'évolution du coefficient de transfert de chaleur autour du profil étudié. La comparaison des résultats obtenus avec ceux de l'expérimental [2], a montré que la méthode numérique utilisée est bien adaptée au calcul de ce type d'écoulement, les erreurs enregistrées peuvent être améliorées par l'utilisation des modèles de turbulences plus précis.

La grande difficulté rencontrée lors de cette étude réside dans le temps excessivement long nécessaire à l'obtention d'une solution convergente. Ceci a rendu la conduite des calculs fastidieuse. Par ailleurs, la limite de la taille mémoire de stockage dont nous disposons a rendu la tâche d'optimisation des grilles de calcul assez lourde.

Du point de vue de la modélisation, nous avons employé un modèle de turbulence " $k-\epsilon$ " à haut nombre de Reynolds relié avec une loi de paroi. Ce modèle nous a permis de mieux capter la structure du film de refroidissement au voisinage de la paroi.

Pour suivre la tendance actuelle du refroidissement par film, il faut passer à la simulation des trous d'injections à géométrie complexes, (connue sous le nom de shaped holes), introduire l'effet de la compressibilité et aussi la rotation.

Dans la perspective d'améliorer ce travail on suggère les recommandations suivantes :

- Etudier l'influence de la totalité des paramètres physiques sur ce mode de refroidissement dans un espace tridimensionnel.

- il faut passer à la simulation des trous d'injections à géométrie complexes, (connue sous le nom de shaped holes).
- La considération de la compressibilité du fluide ainsi que l'état non stationnaire de l'écoulement.
- L'implémentation de nouveaux modèles de turbulence qui rende compte beaucoup mieux de la réalité physique de ce type d'écoulement.
- Prévoir des maillages plus raffinés et l'intégration de nouveaux schémas de discrétisation de haute précision.
- L'introduction de nouveaux types de conditions aux limites pour le champ de vitesse.
- Proposer des différentes géométries à d'autres modèles d'aubes (pour d'autre turbo réacteur).

Bibliographie

- [1] Camci, C., Arts, T., "Experimental heat transfer investigation around the film-cooled leading edge of a high-pressure gas turbine rotor blades." *J.Eng. Gas Turbine Power* (1985) 107, 1016-1021.
- [2] Garg, V.K., "Modelling film-coolant flow characteristics at the exit of shower-head holes." *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22 (2001) 134-142.
- [3] M .K.Hu, visual pattern recognition by moments, *IRE trans. Information theory*.
- [4] Bruno FACCHINI Professeur à l'Université de Florence et Luca INNOCENTI Chercheur à l'Université de Florence , Refroidissement des turbines à gaz Techniques et efficacité.
- [5] Ligrani, P., M., and Joon, S., L., "Film Cooling from Two Staggered Rows of Compound Angle Holes at High Blowing Ratios." *International Journal of Rotating Machinery* (1996a),201-208.
- [6] Ligrani, P., M., and Joon, S., L., "Film Cooling from a Single Row of Compound Angle Holes at High Blowing Ratios." *International Journal of Rotating Machinery* (1996b), 259-267.
- [7] Hartnett, J.P. "*Mass Transfer Cooling*, Handbook of Heat Transfer Applications" (1985).
- [8] Liess, C., "Experimental investigation of film cooling with ejection from row of holes for the application to gas turbine blade." *J. of Engineering power*, January (1975) .22-27.
- [9] Azzi, A., " Investigation Numérique du Refroidissement par Film Appliqué aux Aubes des Turbines à Gaz.", Thèse de Doctorat d'Etat. Faculté de Mécanique USTO (2001).
- [10] Maiteh, B. Y., and Jubran, B. A., "Influence of mainstream flow history on film cooling and heat transfer from two rows of simple and compound angle holes in combination." *International Journal of Heat and Fluid Flow* (1999).158-165.
- [11] Bernhard, K.M.G., "Expérimental studies of effusion cooling." Thèse de Doctorat, Chalmers university of technology SE-412 96 Gotborg, Sweden, (2001).

- [12] Lakehal, D., Theodoridis, G.S., and Rodi, W., "Computation of film cooling of a flat plate by lateral injection from a row of holes." *International Journal of Heat and Fluid Flow* (1998).418-430.
- [13] Ito, S., R.J. Goldstein, R.J., and Eckret, E.R.G., "Film cooling of a gaz turbine blade." *J.of Engineering for power*, July (1978).
- [14] Eckret, E.R.G., "Film cooling with injection through holes." AGARD C.P. n°73, (1973).
- [15] Mendez, S., "Simulation numérique d'écoulements dans les plaques multiperfoées : Etude Préliminaire". Rapport de stage de D.E.A ,Réf :WN/CFD/04/79,2004. site www.cerfacs.fr.
- [16] Fric, T.F., and Roshko, A., "Vertical structure in the wake of a transverse jet." *J. Fluid Mech*, 1-47, 1994.
- [17] Rhie, C.M. and Chow, W.L., " A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation.", 82-98, (1982).
- [18] Ligrani, P.M., Cirello, S., and Bishop, D., T., "Heat Transfer, Adiabatic Effectiveness, and Injectan Distributions Downstream of a Single Row and Two Staggered Rows of Compound Angle Film-Cooling Holes." *Journal of Turbomachinery* (1992).687-700.
- [19] Ligrani, P., M., Wigle, J., M., and Jackson, S., M., "Film-Cooling From Holes With Compound Angle Orientations : Part 2- Results Downstream of a Single Row of Holes With 6d Spanwise Spacing." *Journal of Heat Transfer* (1994b), 353-362.
- [20] Directive pour la rédaction d'un mémoire de magister ou d'une thèse de doctorat et procédure concernant le dépôt ; vice rectorat chargée de la recherche et de la post-graduation. Université SAAD DAHLAB.
- [21] Perspectives in Modeling Film Cooling of Turbine Blades by Transcending Conventional Two-Equation Turbulence Models.

- [23] **Azzi, A., and Lakehal, D.**, "Perspectives in modelling film cooling of turbine blades by transcending conventional tow-equation turbulence models." Proceedings of IMECE'01 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, New York (2001a)
- [24] Abbès AZZI ; Prédiction numérique du refroidissement par film à partir d'une rangée d'orifices évasés et inclinés longitudinalement ;16^{ème} Congrès Français de Mécanique Nice, 1-5 septembre 2003.
- [25] Didier Bresch , Benoit Desjardins , David Gerard-Varet ; Les couches limites.
- [26] Lakshminarayana, B. (1996) Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, Department of Aerospace Engineering, The Pennsylvania State University, University Park, Pennsylvania, A Wiley-Interscience Publication, John Wiley & Sons, Inc.
- [27] Ligrani, P., M., and Ramsey, A., E. (1995) "Film Cooling From Spanwise Oriented Holes in Two Staggered Rows," .
- [28] Demuren, A. O., Rodi, W., and Schonung, B. (1986a) "Systematic study of film cooling with a three-dimensional calculation procedure," Journal of Turbomachinery, .124-130.
- [29] Sinha, A. K., Bogard, D. G., and Crawford, M. E. (1991a) "Film-Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes With Variable Density Ratio," Journal of Turbomachinery. 442-449.
- [30] Hartnett, J. P. (1985) Mass Transfer Cooling, Handbook of Heat Transfer Applications, Editors : W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, EDS., McGraw-Hill, NY.