



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université AMAR TELIDJI - LAGHOUE
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
LABORATOIRE DE MECANIQUE



Thèse

Présentée par

DJEDAI Hayette

Soutenue publiquement le .../.../...

Pour l'obtention du diplôme de DOCTORAT 3ème cycle D-LMD

Spécialité : Energétique

Intitulée

Contrôle actif du décollement dans un compresseur axial

Membres du Jury

BENCHATTI Ahmed	Professeur, U.A.T Laghouat	Président
BOUABDALLAH Said	Professeur, U.A.T Laghouat	Examineur
HAMMOU Abdelkader Djilali	M.C.A, U.A.T Laghouat	Examineur
BOUNIF Abdelhamid	Professeur, U.AIN TIMOUCHENT	Examineur
BENCHATTI Toufik	M.C.A, E.N.S Laghouat	Examineur
AOUISSI Mokhtar	Professeur, U.A.T.Laghouat	Directeur de thèse
MDOUKI Ramzi	M.C.A, U. L. T TEBESSA	Co-encadreur

Remerciements

Al Hamdou li-Allah, qui m'a donné la santé, la force et la volonté de réaliser beaucoup de choses au-delà de mes capacités normales.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail.

Particulièrement; Mon directeur de thèse Monsieur Professeur AOUISSI pour m'avoir encadré et dirigé et me donné la force, avec patience. Ses connaissances pointues m'ont permis de comprendre plusieurs phénomènes et de surmonter un certain nombre d'obstacles. Sa méthodologie a permis de valoriser ce travail. Qu'il trouve ici ma profonde reconnaissance et respect, de m'avoir fait bénéficier de son expérience et de m'avoir fait confiance dans les orientations scientifiques de ce travail.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur Professeur BENCHATTI Ahmed, pour son acceptation pour participer et présider ce jury est une grande preuve de confiance sur la qualité de ce travail.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur Professeur BOUNIF Abdelhamid. C'est un grand honneur qu'il me fait par son acceptation d'être un membre de jury d'évaluation ce travail.

Je n'oublierais jamais de remercier Monsieur Professeur BOUABDALLAH Said, Monsieur Docteur BENCHATTI Toufik et Monsieur Docteur HAMMOU Abdelkader Djilali d'avoir accepté d'être membre de jury et d'avoir consacré leur temps pour lire et évaluer ce travail, c'est un honneur pour moi.

Je remercie ma famille, spécialement mes parents, mes frères et mes sœurs. Leur soutien inconditionnel sans lequel ce manuscrit n'aurait jamais pu voir le jour, sans oublier mes proches amis qui ont été si présent, et n'ont jamais cessé de m'encourager.

Résumé

Les performances aérodynamiques dans les cascades d'un compresseur axial en 3D sont principalement influencées par les écoulements secondaires, tels que l'écoulement transversal sur la paroi latérale et le décollement de coin développé entre la paroi latérale (moyeu et carter) et l'aubage. Souvent, les écoulements secondaires peuvent produire un blocage aérodynamique et des pertes dans le passage du conduit. D'où, l'objectif de ce travail est d'effectuer une investigation numérique pour réduire le décollement de la couche limite tridimensionnelle et améliorer les performances aérodynamiques, par l'application d'une technique de contrôle actif par soufflage sur l'extrados ou sur la paroi latérale. Les calculs de l'écoulement turbulent stationnaire RANS (Reynolds averaged Naviers-Stokes) ont été effectués par le modèle de turbulence à deux équations $k-\varepsilon$ réalisable. En raison du fort gradient de pression dans la cascade du compresseur, l'option «enhanced wall treatment» a été choisi pour modéliser la couche limite développée au niveau des parois solides. Une bonne concordance est trouvée entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux, en particulier le coefficient de pression (C_p) et le coefficient de perte de charge totale (ϖ). Une analyse topologique détaillée a conduit à une connaissance de la structure de l'écoulement et du comportement des zones de séparation. En se basant sur cette analyse, la fente de soufflage va être localisée à un point particulier de nature duale, qui représente un nœud de séparation et un col en même temps. En outre, trois configurations de fentes de soufflage sont étudiées pour contrôler le décollement; avec une configuration sur l'aubage et les deux autres configurations sont sur la paroi latérale. La première fente de la paroi latérale est située parallèlement à la surface supérieure de l'aube (extrados), et la deuxième est située perpendiculairement à la corde axiale de l'aube.

Les résultats indiquent que l'utilisation des fentes sur l'aubage et sur la paroi latérale parallèle à l'extrados n'a aucun effet sur le décollement de coin. Par contre, l'utilisation de la fente sur paroi latérale perpendiculaire à la corde axiale s'est avérée la plus efficace et le décollement tridimensionnel a disparu complètement.

Mots clés: Décollement, compresseur axial, cascade linéaire, contrôle actif, RANS.

Abstract

The aerodynamic performances of three-dimensional compressor cascade are mainly influenced by secondary flow effects, such as the cross flow on the side wall and the corner separation at the wall-blade junction. Often, these secondary flows can produce a blockage and losses in the blade passage. A numerical study of active flow control using blowing technique in a linear compressor cascade has been carried out, in order to eliminate the 3D boundary layer stall and enhance the aerodynamic performance. The numerical simulation is performed using steady and incompressible RANS (Reynolds averaged Navier- Stokes) equations with Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model. Good agreement is found between numerical results and experimental data, in particular pressure coefficient (C_p) and total pressure loss coefficient (ϖ). A detailed flow topology analysis is mentioned and gave the flow structure and the separation zone behavior. It was found that the blowing slot should be located upstream the dual nature critical point which represents the origin of separation. Furthermore, three suction slot configurations are used to control the separation, whereas one configuration on the suction side of the blade and two configurations are on the endwall. The first endwall slot is located parallel to the suction side of the blade and the second one is located perpendicular to the axial chord of the blade. Results indicate that the removal of the corner separation was not achieved using the slots on the blade suction side and on the endwall parallel to the suction side. Contrariwise, the perpendicular endwall slot was found to be most effective and the 3D separation is completely disappeared.

Keywords: Flow separation, axial compressor, linear cascade, flow control, RANS.

Table de matière

Introduction générale

0.1	Problématique proposé.....	1
0.2	Objectif de la thèse.....	2
0.3	Organisation du document.....	2

Chapitre 1: Aérodynamiques du compresseur axial

1.1	Introduction.....	4
1.2	Généralités sur les turbines à gaz.....	4
1.3	Les compresseurs axiaux.....	6
1.3.1	Aube et cascade: Nomenclatures et Géométrie.....	7
1.3.2	Types d'aubes.....	9
1.3.3	Etude aérodynamique de l'aube dans une cascade linéaire.....	11
1.3.3.1.	Triangle de vitesse.....	11
1.3.3.2.	Analyse des forces agissantes sur les aubes.....	13
1.3.3.3.	Paramètres de performance aérodynamique de la cascade.....	15
1.3.4	Principaux mécanismes de pertes dans un compresseur axial.....	20
1.3.4.1	Pertes de profil liées à la couche limite sur l'aubage et au sillage.....	21
1.3.4.2	Pertes par chocs.....	22
1.3.4.3	Pertes secondaires.....	23
1.4	Conclusion.....	26

Chapitre 2: Etat de l'art :Phénomène de décollement et techniques de contrôle

2.1	Introduction.....	28
2.2	La théorie de la couche limite.....	28
2.2.1	Caractérisations de la couche limite: grandeurs utiles et équations associées.....	29
2.2.2	Structure de la couche limite turbulente.....	30
2.3	Décollement bidimensionnel de la couche limite.....	33
2.4	Décollement tridimensionnel de la couche limite.....	34
2.5	La topologie.....	35
2.5.1	Les points critiques.....	37
2.5.1.1	Les nœuds.....	37
2.5.1.2	Les foyers.....	37
2.5.1.3	Les cols.....	38
2.5.2	Lignes séparatrices.....	38
2.5.3	Surfaces séparatrices.....	39
2.6	Contrôle de la couche limite.....	40
2.6.1	Contrôle passif.....	42
2.6.2	Contrôle actif.....	42
2.6.3	Revue bibliographique du contrôle par soufflage.....	44

Chapitre 3: Investigation numérique tridimensionnelle de l'écoulement non contrôlé

3.1	Introduction.....	52
------------	--------------------------	-----------

3.2	Géométrie de la grille d'aube.....	53
3.2.1	Aubage.....	53
3.2.2	Géométrie de la cascade.....	55
3.3	Mise en place de la simulation numérique.....	56
3.3.1	Détermination du domaine de calcul.....	56
3.3.2	Génération du maillage.....	57
3.4	Résolution numérique tridimensionnelle de l'écoulement non contrôlé.....	59
3.4.1	Conditions aux limites.....	59
3.4.2	Etude de l'indépendance du maillage.....	62
3.5	Validation de la simulation numérique.....	64
3.5.1	Validation du modèle de turbulence.....	64
3.5.2	Validation des résultats numériques.....	65
3.6.	Conclusion.....	70
 Chapitre 4 :Contrôle de décollement tridimensionnel		
4.1.	Introduction.....	72
4.2.	Stratégie du contrôle de décollement tridimensionnel.....	72
4.3.	Analyse topologique de l'écoulement dans la cascade sans contrôle.....	74
4.4.	Contrôle de décollement.....	78
4.4.1.	Contrôle de décollement par une fente de soufflage sur l'aubage.....	79
4.4.1.1	Domaine géométrique de calcul et la génération de maillage.....	80
4.4.1.2	Génération de maillage.....	81
4.4.1.3	Analyse des résultats.....	81

4.4.2. Contrôle de décollement par soufflage appliqué sur la paroi latérale parallèlement à l'extrados.....	84
4.4.2.1 Domaine géométrique de calcul et la génération de maillage.....	86
4.4.2.2 Analyse des résultats.....	87
4.4.3. Contrôle de décollement par soufflage appliqué sur la paroi latérale perpendiculairement à l'extrados.....	89
4.4.3.1 Domaine géométrique de calcul et la génération de maillage.....	90
4.4.3.2 Analyse des résultats.....	92
4.5. Conclusion.....	94
Conclusion et perspectif.....	96
Annexe	
Références	
Article publié durant la thèse	

Liste des symbols

Caractères latins

Symbole	Description
AR	rapport d'aspect (h/c) [-]
C	Corde [m]
C_p	coefficient de pression statique [-]
C_q	taux de soufflage [-]
e	largeur de la fente [m]
h	envergure [m]
i	incidence[°]
M	nombre de Mach [-]
P	pression statique [Pa]
P_t	pression totale [Pa]
r	rayon du bord d'attaque et bord de fuite [m]
Re	nombre de Reynolds [-]
S	pas entre deux aubes [m]
Tu	intensité de turbulence [%]
u^+	vitesse adimensionnelle [-]
ui	composante de vitesse dans la forme tensorielle [m/s]
$\bar{u}i$	vitesse moyenne [m/s]
ui	vitesse fluctuante [m/s]
$u\tau$	vitesse de frottement [m/s]
W	vitesse rapportée à la cascade [m/s]
x	direction axiale [m]
y	direction tangentielle[m]
y^+	distance adimensionnelle [-]
z	direction selon la hauteur d'aube [m]

Caractères grecs

Symbole	Description
φ	Angle de cambrure [°]

θ	Angle de déflexion [°]
β	Angle d'écoulement [°]
α	Angle d'attaque [°]
ρ	Masse volumique[kg/m ³]
ϖ	Coefficient des pertes de pression totale [-]
λ	Angle de calage [°]
τ	Contrainte de cisaillement [Pa]
σ	Solidité [-]
ψ	l'angle formé entre l'axe de la fente et la ligne de cambrure moyenne [°]
Ω	Vitesse angulaire de la roue mobile [rad/s]
ε	largeur relative de la fente [-]

Indices

Symbole

1	entrée de la cascade
2	sortie de la cascade
<i>i, j, k</i>	coordonnées dans la forme tensorielle
<i>t</i>	totale
<i>s</i>	statique
<i>i</i>	idéal
<i>f</i>	fente de soufflage

Abréviations

Symbole

<i>DF</i>	facteur de diffusion de Lieblein
<i>D</i>	paramètre de diffusion de Lei
<i>NACA</i>	National Advisory Committee of Aeronautics
<i>NASA</i>	National Aeronautics and Space Administration

Introduction générale

0.1 Problématique Proposé

Afin de satisfaire les exigences du marché de concurrence des moteurs aéronautiques, les compagnies aériennes cherchent toujours à réduire leur consommation spécifique du carburant ¹ et limiter les émissions de dioxyde de carbone, qui présentent de 2% à 2,5% des émissions mondiales selon une étude récente du Groupe d'action du transport aérien (ATAG). [1]

Les motoristes font donc faces à des nouveaux challenges industriels pour améliorer et moderniser les moteurs aéronautiques, tout en respectant les normes économiques et environnementales. Les qualités demandées concernent aussi la réduction des nuisances tout en préservant la sécurité et l'efficacité du moteur.

Le rendement du compresseur des turboréacteurs modernes est d'environ 90%, dans lequel plus de 15 étages d'aubes sont utilisés pour fournir l'augmentation de la pression statique requise [2]. Pour réduire le nombre d'étages en conservant la même augmentation de pression totale, il est nécessaire d'augmenter le travail par étage, d'où plusieurs méthodes sont utilisées dans ce but, y compris la suppression ou la réduction du décollement de coin. Ce dernier a été largement étudié ces dernières années, est formé en raison du fort gradient de pression, qui résulte de l'interaction entre les couches limites développées sur l'aubage et sur la paroi latérale (moyeu et carter). Le fluide issu de cette interaction crée alors le tourbillon de coin, ce qui provoque un blocage dans le passage inter-aube et donc une réduction importante au niveau du rendement du compresseur en produisant de grandes pertes de charge.

¹ La consommation spécifique du carburant: en anglais" Specific Fuel Consumption SFC"

Pour remédier à ce problème, plusieurs techniques de contrôle de l'écoulement ont été adoptées dans la littérature. La technique de soufflage effectuée dans ce travail est capable d'avoir un effet puissant sur les décollements tridimensionnels. Cette technique repose sur un apport d'énergie externe par l'injection de débit à travers des canalisations supplémentaires, afin de modifier une ou plusieurs caractéristiques de l'écoulement. En outre, un contrôle efficace nécessite un approfondissement des connaissances concernant les écoulements complexes qui siègent dans les compresseurs afin de mieux comprendre les sources de pertes et de bruit.

Parallèlement à cela, le développement des outils numériques facilite l'amélioration de conception des moteurs aéronautiques (La dynamique des fluides mécanique²). En effet, la modélisation de l'écoulement permet de maîtriser les mécanismes des écoulements dans les géométries complexes comme tels des compresseurs axiaux, et de tester de nouvelles solutions et à moindre coût et temps.

0.2 Objectif de la thèse

Le présent travail concerne l'effet du contrôle actif sur le décollement tridimensionnel de la couche limite dans un compresseur axial fortement chargé par des investigations numériques sur une subsonique grille d'aubes de type NACA 65009. Trois configurations de fentes de soufflage sont appliquées pour réduire le décollement de coin et améliorer les performances aérodynamiques; avec une configuration sur l'aubage et les deux autres configurations sont sur la paroi latérale. Les calculs de l'écoulement turbulent stationnaire RANS (Reynolds averaged Naviers-Stockes) ont été effectués par le modèle de turbulence à deux équations $k-\epsilon$ réalisable, l'option «enhanced wall treatment» a été choisi pour modéliser la couche limite développée au niveau des parois solides.

0.3 Organization du document

Ce document de thèse s'organise en six parties: une introduction générale, quatre chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre " Aérodynamiques du compresseur axial" s'intéresse à la description des principaux phénomènes aérodynamiques se développant dans les compresseurs axiaux des turbines à gaz aéronautiques afin de mieux comprendre les mécanismes de pertes qui s'y développent, et proposer par la suite la méthode de contrôle appropriée.

² La dynamique des fluides numériques: en anglais "Computational fluid dynamics CFD"

Le deuxième chapitre "Etat de l'art :Phénomène de décollement et techniques de contrôle" décrit le phénomène de décollement de la couche limite en situation 2D et en situation 3D tout en mettant évidence la topologie des écoulements tridimensionnels. Les principales méthodes existantes dans la littérature qui sont utiles pour contrôler le décollement de la couche limite dans les compresseurs sont revues dans ce chapitre.

Le chapitre trois " Investigation numérique tridimensionnelle de l'écoulement non contrôlé " présente une simulation numérique d'une cascade linéaire tridimensionnelle d'un compresseur axial. La démarche de cette simulation numérique a été présentée en détaille. Après avoir décrire la géométrie de la cascade, le maillage et les conditions aux limites, la résolution numérique de l'écoulement a été présentée. Les résultats de la simulation numérique ont été validés par comparaison aux résultats expérimentaux. En premier lieu, la géométrie de la cascade, la génération de maillage et les conditions aux limites sont décrits. Ensuite, La résolution numérique de l'écoulement tridimensionnel dans une grille d'aubes linéaire sans contrôle est présentée. Enfin, les résultats de la simulation numérique sont validés par comparaison aux résultats expérimentaux.

Le dernier chapitre " Contrôle de décollement tridimensionnel" traite une investigation numérique tridimensionnelle concernant le contrôle actif de l'écoulement selon des différentes configurations; sur l'aubage ou sur la paroi latérale. La topologie des lignes de courant frontières sur les parois solide de la cascade a été bien étudié pour les deux cas de figure d'écoulements (sans et avec contrôle). Une étude comparative de la topologie ainsi que les paramètres de performances aérodynamiques de l'écoulement a été menée dans les deux cas.

Chapitre 1

1. Aérodynamiques du compresseur axial

1.1 Introduction

Le but de ce premier chapitre est d'illustrer les principaux phénomènes aérodynamiques se développant dans les compresseurs axiaux des turbines à gaz aéronautiques. L'objectif est d'explicitier les caractéristiques de l'écoulement pour mieux comprendre et décrire les mécanismes à l'œuvre dans une cascade linéaire d'un compresseur axial.

1.2 Généralités sur les turbines à gaz

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne qui tire l'énergie chimique de la combustion d'un carburant et la convertit en énergie mécanique. Une turbine à gaz sous sa forme la plus simple est composée de trois éléments principaux: un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Elle se fonctionne selon le principe de cycle de Brayton. L'air comprimé à haute pression est mélangé à un combustible dans la chambre de combustion ce qui produit un gaz chaud. Ce mélange résultant est entraîné vers les rangées de la turbine où il se dilate produisant une énergie mécanique de rotation [3].

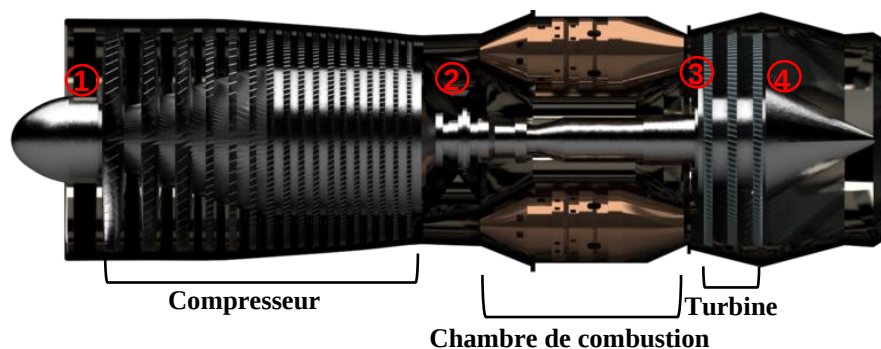


Figure 1.1— Modèle simple d'un turboréacteur conçu dans Siemens NX.

Un système simple de turbine à gaz peut être représenté sur la figure 1.1. Les transformations associées à la turbine à gaz sont bien présentées sur la figure 1.2 par le cycle réversible de Brayton.

Le surplus d'énergie s'explique par la tendance inhérente à la divergence des courbes isobares exponentielles avec l'augmentation de l'entropie de l'écoulement.

Pour cette raison, le travail dépensé de compression peut être récupéré par la détente dans la turbine, économisant de l'énergie dans le fluide et donc générant un jet à haute vitesse qui sert à la propulsion des avions.

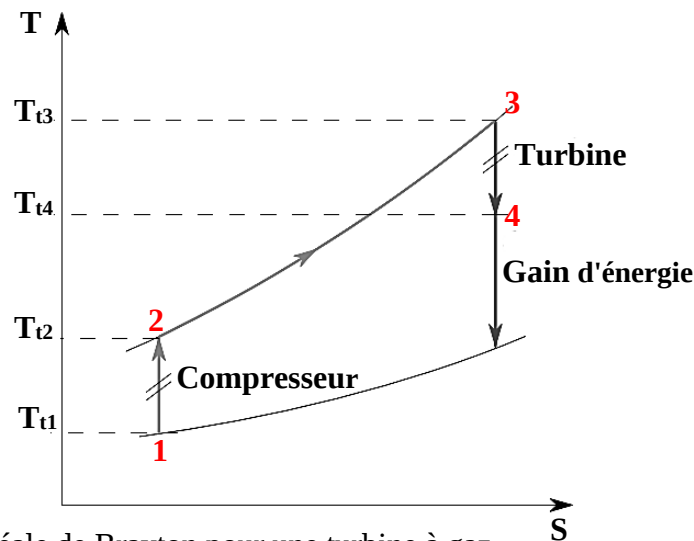


Figure 1.2— Cycle idéale de Brayton pour une turbine à gaz.

L'utilisation des turbines à gaz était limitée dans les applications de l'aviation militaire en tant que des moteurs lourds à réaction d'une modeste poussée (environ 15KN).

Au cours des années trente, Frank Whittle en Angleterre et Hans von Ohain en Allemagne, ont développé en parallèle des moteurs à réaction d'un rapport puissance/masse assez important [4]. Depuis lors, les turbines à gaz ont connu un énorme développement dans plusieurs domaines d'application et des progrès continus dans ses principaux composants. Le plus grand impact de la technologie des turbines à gaz a été dans le domaine de la propulsion aéronautique.

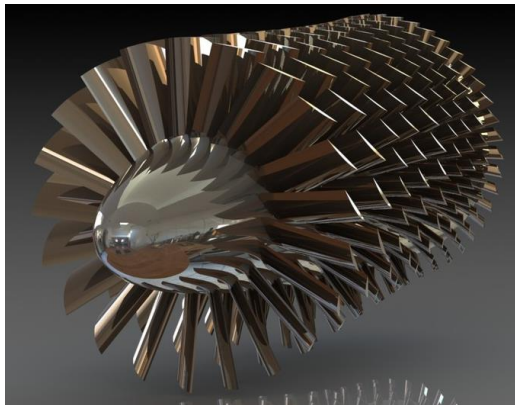
Les défis technologiques actuels posés aux motoristes c'est de fabriquer des moteurs d'avions assez puissants, assez légers et au même temps moins polluants et moins bruyants. Aujourd'hui, le taux de pression dans une turbine à gaz moderne peut être dépassé 40:1 dans les moteurs d'avions, dont les compresseurs axiaux fortement chargés sont largement

utilisés. Un tel rapport de pression permet de réduire les dimensions du moteur et, par conséquent, les coûts d'investissement et d'exploitation [5] .

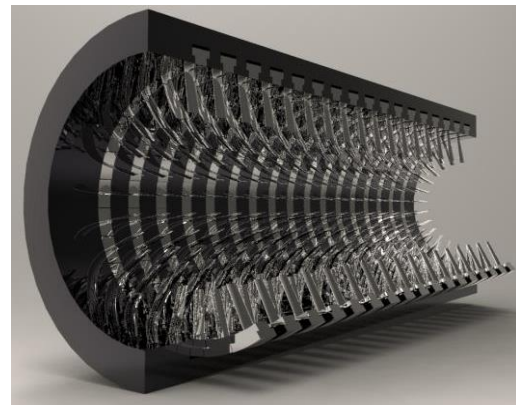
1.3 Les compresseurs axiaux

Dans les turboréacteurs, le compresseur axial est l'organe qui génère une augmentation de pression statique du gaz qui le traverse avant qu'il se pénètre dans la chambre de combustion afin d'améliorer l'efficacité de la combustion.

Il est composé d'un certain nombre d'étages consécutifs, chaque étage est constitué d'une rangée d'aubes rotoriques fixées sur le moyeu, et une rangée d'aubes statoriques fixées sur le carter. Parfois, un distributeur précède le premier étage afin de diriger le fluide au premier rotor en le donnant une composante tangentielle de la vitesse.



(a)



(b)

Figure 1.3— (a) Rotor et (b) stator d'un compresseur axial.

La compression est réalisée en accélérant le fluide dans le rotor, et puis en le diffusant dans le stator, cette diffusion transforme l'énergie cinétique gagnée dans le rotor en énergie de pression.

Cependant, lors du passage des canaux de compresseur axial, la diffusion est limitée par l'apparition des mécanismes de perte de charge, tel que le décollement de la couche limite tridimensionnelle développée sur les parois de l'étage qui fait l'objet de ce travail de recherche.

L'allègement des moteurs aéronautiques et la diminution des émissions polluantes peuvent être atteints en réduisant les nombres d'étages de compression qui représentent environ 40% de la masse totale du moteur [5] pour un taux de compression maximal par étage d'environ 40. Cela implique une charge aérodynamique plus importante par étage et donc des moteurs plus compacts.

Les canaux divergents du compresseur axial formés par une paire d'aubes et les parois du moyeu et du carter sont utilisés dans l'accélération et la diffusion de l'air. Donc, le design des aubes est d'une grande importance pour les concepteurs.

1.3.1 Aube et cascade: Nomenclatures et Géométrie

L'aube de compresseur axial a une forme courbée. L'écoulement subi une pression statique accrue proche de l'intrados (le côté concave), et une pression statique réduite proche de l'extrados (côté convexe). On appelle la charge de l'aube, la différence de pression entre l'intrados et l'extrados. L'aérodynamique des compresseurs axiaux est basée principalement sur l'étude de l'aube isolée (Figure 1.4).

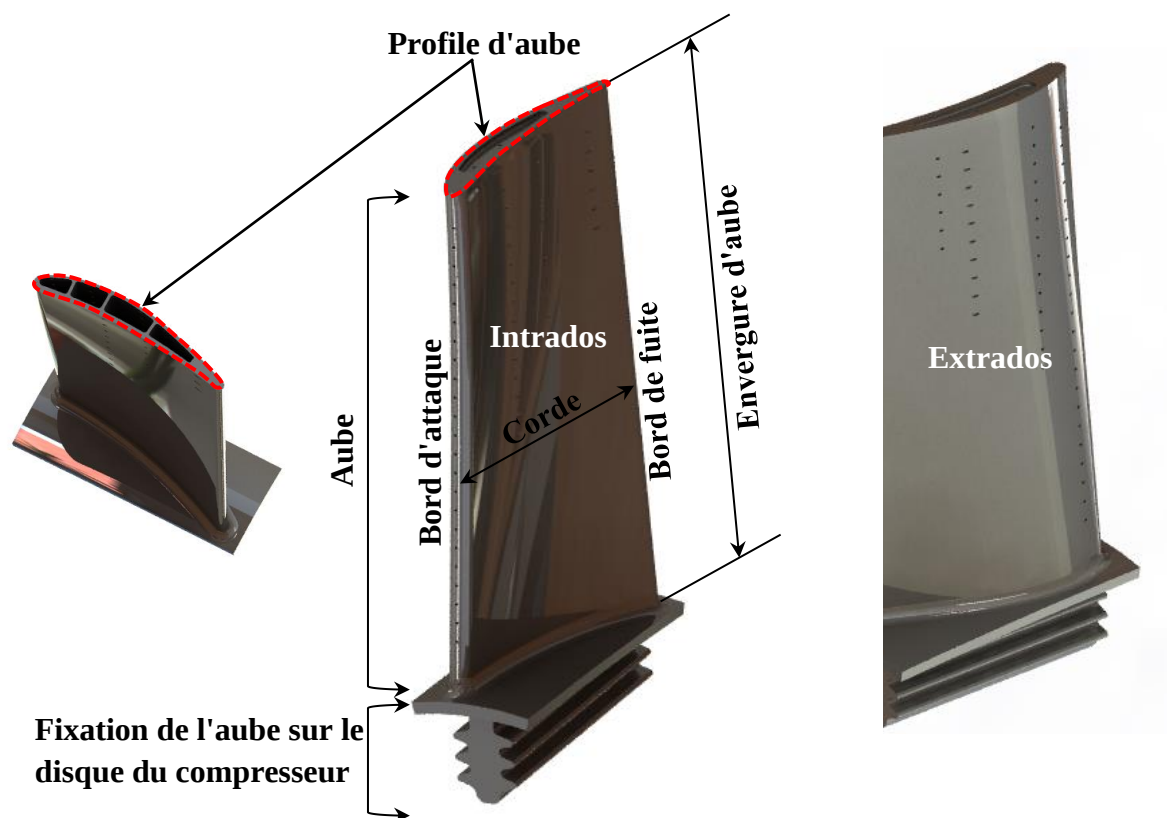


Figure 1.4— Nomenclatures d'une aube de compresseur axial d'un turboréacteur.

Les aubes sont caractérisées par une ligne moyenne de cambrure, elle s'étend du bord d'attaque au bord de fuite à mi-distance entre l'extrados et l'intrados, autour de cette ligne la distribution d'épaisseur est imposée. L'épaisseur de l'aube est la distance entre l'extrados et l'intrados, mesurée perpendiculairement à la ligne de cambrure moyenne. La corde C est la longueur de la droite reliant les bords d'attaque et de fuite. La projection de la corde sur la direction axiale est connue sous le nom de corde axiale C_a . Les caractéristiques

géométriques et aérodynamiques d'une aube isolée sont presque identiques à celles des ailes d'avion.

On appelle "cascade" une rangée d'aubes empilées à un pas et un angle de calage uniformes. La cascade linéaire est un modèle simple d'étude utilisé pour évaluer les performances aérodynamiques du compresseur axial [6] .

Une vue axiale-tangentielle d'une cascade linéaire est illustrée sur la figure 1.5 dont les grandeurs géométriques qui permettent de caractériser les aubes et les cascades d'un compresseur axial sont présentés.

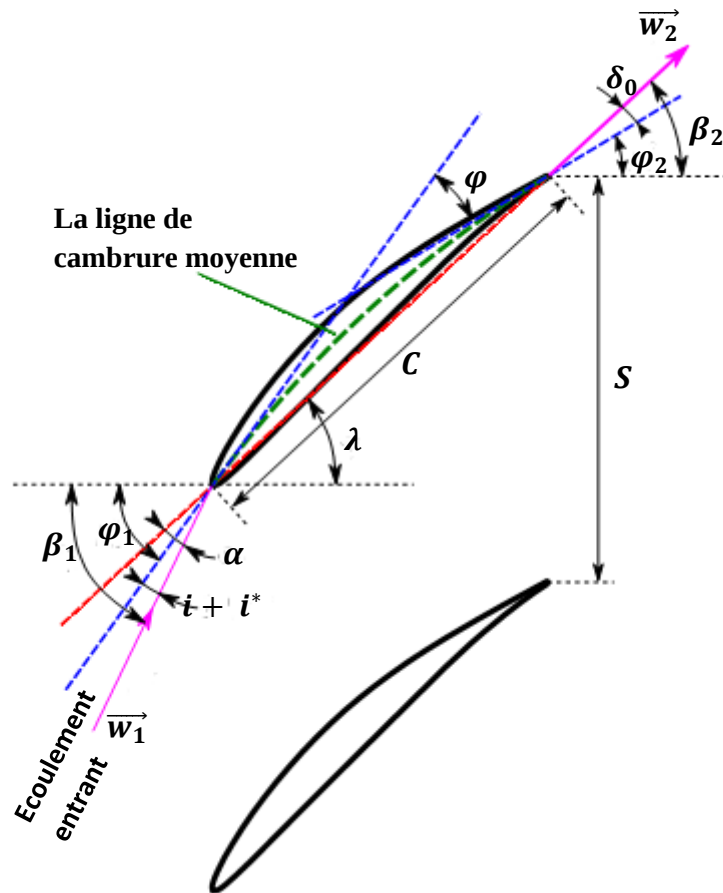


Figure 1.5— Notion de la cascade [7].

Le pas de la grille d'aube S est défini comme la distance dans la direction tangentielle entre deux aubes adjacentes. La solidité σ ou le rapport $\frac{C}{S}$ est un autre paramètre important pour l'aérodynamique en cascade; plus ce rapport est élevé, plus les aubes sont serrées [8].

Un autre paramètre dit : le rapport d'aspect" représente le rapport entre l'envergure d'aube h et la corde C ;

$$AR = \frac{h}{c} \quad (1.1)$$

Ce dernier paramètre est nécessaire dans les études de l'écoulement en cascade tridimensionnelle.

L'angle à l'entrée d'aube φ_1 est l'angle auquel l'air entrant se rapproche de l'aube. L'angle auquel l'air quitte l'aube est l'angle d'aube à la sortie φ_2 .

Les angles à l'entrée et à la sortie d'aube sont définis comme l'angle limité par la direction axiale et les tangentes de cambrure moyenne au niveau du bord d'attaque et bord de fuite. L'angle de cambrure d'aubage φ est défini comme la différence entre les angles d'entrée et de sortie d'aube:

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 \quad (1.2)$$

L'angle entre la direction axiale et la ligne de corde est l'angle de calage λ . Les angles d'écoulement à l'entrée et à la sortie rapportés à la direction axiale angles sont notés β_1 et β_2 respectivement.

L'angle de déflexion θ est le changement dans la direction d'écoulement entrant et sortant;

$$\theta = \beta_1 - \beta_2 \quad (1.3)$$

L'angle d'attaque α est l'angle entre la vitesse d'écoulement et la corde, peut être aussi trouvé en soustrayant l'angle de calage de l'angle d'écoulement entrant;

$$\alpha = \beta_1 - \lambda \quad (1.4)$$

La différence entre l'angle d'aube à l'entrée φ_1 et l'angle d'écoulement entrant β_1 donne l'angle d'incidence réel i ;

$$i = \beta_1 - \varphi_1 \quad (1.5)$$

Tandis que l'angle de déviation δ est défini comme la différence entre l'angle d'aube à la sortie φ_2 et l'angle d'écoulement sortant β_2 ;

$$\delta = \beta_2 - \varphi_2 \quad (1.6)$$

L'angle d'incidence optimum est désignée par i^* .

1.3.2 Types d'aubes

Il existe dans la littérature différents types de profils d'aubes; parmi lesquels on peut citer: les profils de cambrure arc circulaire, les profils de cambrure arc parabolique, les profils britanniques, les profils de double cambrure arc circulaire, les profils à diffusion contrôlée et aussi les profils NACA. Ces derniers sont des profils aérodynamiques développés par le

comité consultatif national pour l'aéronautique NACA; dérivés à partir des ailes d'avion conçu par la NASA.

Il s'agit de la famille de profils la plus connue et utilisée pour les aubes de compresseurs. Dans ce travail de recherche on s'intéresse aux profils de la série 65. Ce type de profils sert de référence dans de nombreuses études dans le domaine de turbomachines.

La désignation des profils NACA65 est faite de la manière suivante :

NACA 65(X)Y où (X) est dix fois le coefficient de portance de l'aube isolée, et (Y) est l'épaisseur maximale relative par rapport à la corde du profil [9].

La géométrie du profil de référence NACA65(10)10 établi par Emery est donnée dans [10] (figure 1.6). Elle est définie par une ligne de cambrure et une distribution d'épaisseur. Les valeurs de construction du profil NACA65(10) 10 sont données en annexe A.

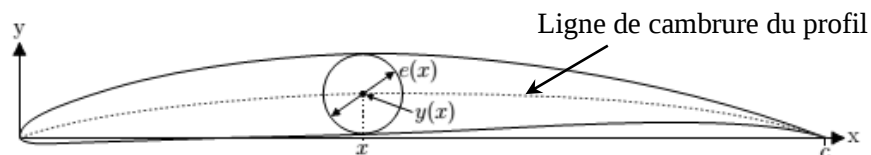


Figure 1.6— Profil NACA65(10) (10) [11].

La multiplication des coordonnées adimensionnées du profil NACA65(10) (10) par le coefficient de portance permet d'obtenir d'autres lignes moyennes de cambrure et alors d'autres profils de la série NACA65.

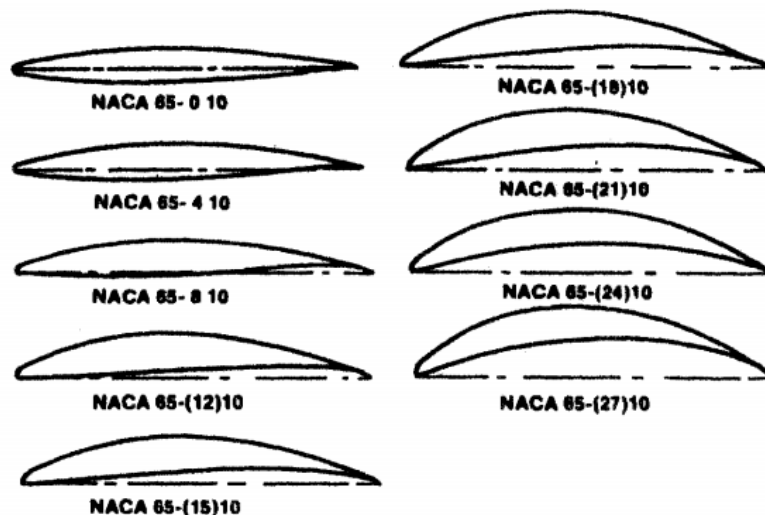


Figure 1.7— Profils NACA65 (gauche) à basse cambrure et (droite) à haute cambrure[12].

La figure 1.7 montre les deux types de profils NACA 65:

- Des profils à basse cambrure.
- Des profils à haute cambrure.

1.3.3 Etude aérodynamique de l'aube dans une cascade linéaire

L'approche la plus simple pour étudier l'écoulement à travers un compresseur axial, c'est de considérer une section cylindrique du compresseur axial dans la direction circonférentiel. Le rayon de cette section noté R_m , peut être déterminé comme la moyenne arithmétique des rayons du carter et du moyeu.

Pour cette approche on suppose que:

- Les aubes sont d'une envergure infinie. Donc, il n'y a pas d'effet de parois sur le moyeu et le carter, et par conséquent les caractéristiques de l'écoulement restent invariables dans la direction circonférentielle. Ils sont identiques à celle de l'écoulement dans le plans aube-a-aube.
- La vitesse radiale de l'écoulement est nulle. Cela signifie que la vitesse d'écoulement a deux composantes, l'une axiale (désignée par l'indice x) et l'autre tangentielle (désignée par l'indice y).

1.3.3.1. Triangle de vitesse

Comme c'est déjà mentionné, un étage d'un compresseur axial est habituellement composé d'un rotor suivi d'un stator. Ainsi, on note:

- 1: l'entrée du rotor.
- 2: la sortie du rotor, correspondant à l'entrée du stator.
- 3: la sortie du stator.

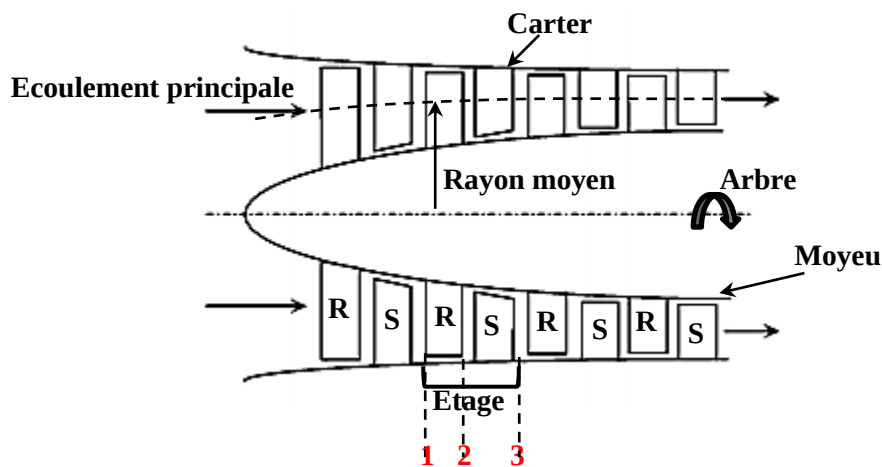


Figure 1.8— Représentation schématique d'un compresseur axial.

En supposant que l'écoulement a lieu dans la rangée d'aubes à une hauteur radial constante R_m ; les vitesses d'entrée et de sortie peuvent être décomposées en leurs composantes "axiale et tangentielle" pour former des triangles de vitesse typiques (Figure 1.8).

La vitesse axiale V_x à travers un étage d'un compresseur axial est supposée constante.

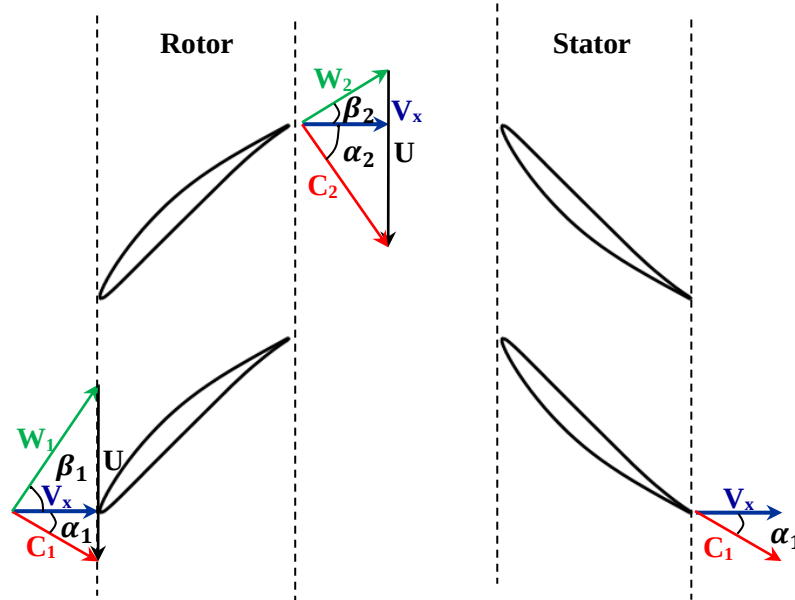


Figure 1.9— Triangles de vitesse pour un étage d'un compresseur axial.

On considère que:

- U est la vitesse d'entrainement correspondant au mouvement du repère tournant, elle est définie comme:

$$U = \Omega R \quad (1.7)$$

où: représente la vitesse angulaire de l'arbre.

- C : est la vitesse absolue du fluide mesurée dans un repère lié à la roue fixe et W est la vitesse relative dans un repère lié à la roue mobile.

- La relation entre ces vitesses est:

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (1.8)$$

- La vitesse absolue à l'entrée d'un étage est supposée égale à celle à la sortie tant en grandeur qu'en direction.

En associant la variation d'enthalpie à la variation de vitesse; l'énergie totale fournie à l'écoulement par le rotor peut être exprimée avec l'équation d'Euler comme suit:

$$\Delta h_t = U_2 V_x \tan \beta_2 - U_1 V_x \tan \beta_1 \quad (1.9)$$

Où la vitesse U mesurée au même rayon peut être considéré constante à l'entrée et à la sortie du rotor.

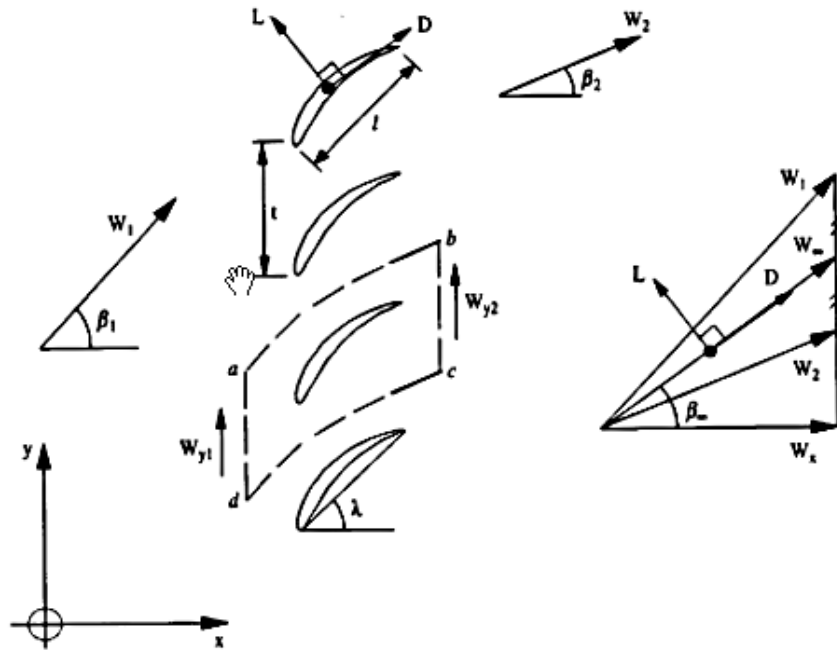


Figure 1.11 — Géométrie d'une cascade bidimensionnelle d'un compresseur axial [13].

Ainsi, l'angle moyenne β_m peut être exprimé en termes d'angles d'entrée et de sortie de l'écoulement β_1 et β_2 respectivement; selon la relation suivante :

$$\tan \beta_m = \frac{1}{2} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) \quad (1.11)$$

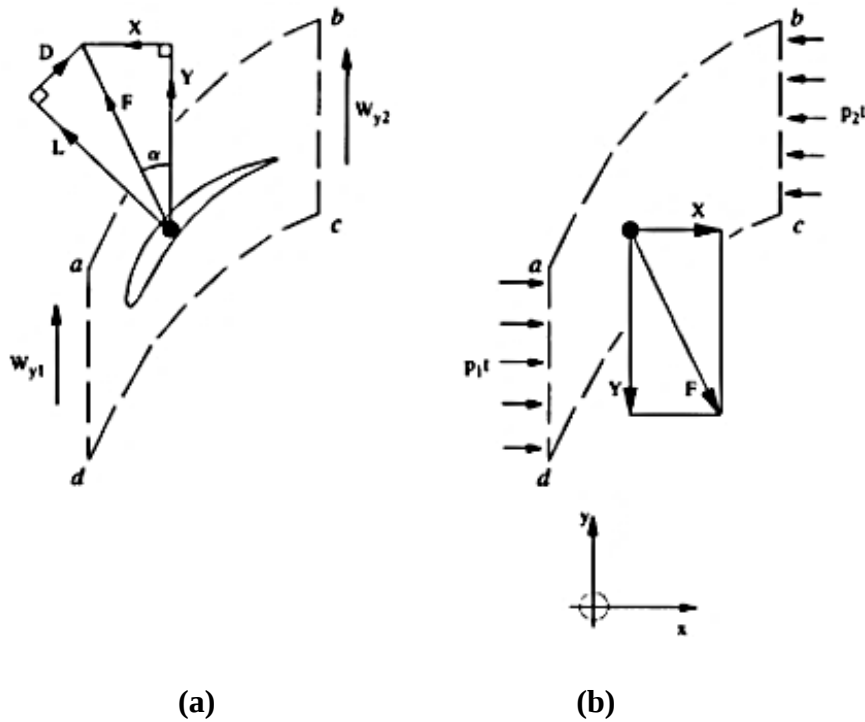


Figure 1.12 — (a) Les forces aérodynamiques agissant sur l'aube et leur composantes (b) les forces de réaction agissant sur le volume de contrôle et les forces de pression [13].

Aérodynamiques du compresseur axial

La figure 1.12.a montre les forces aérodynamiques et leurs composantes agissant sur l'aube de compresseur. D'autre part, la figure 1.12.b montre les forces de réaction (égales en valeur et opposées en sens aux forces agissant sur l'aube) agissant sur le volume de contrôle ainsi que les forces de pression extérieure agissant sur les côtés (ad) et (bc) respectivement.

Noter tout d'abord que la force de portance L et la force de traînée D peuvent être combinées en une seule force aérodynamique F qui à son tour se décompose en deux composantes, dont l'une est parallèle à l'axe x , qui est la force axiale F_a , et la seconde est parallèle à l'axe y , qui est la force tangentielle F_u .

La projection suivant la direction axiale donne:

$$F_a + P_1Sh - P_2Sh = \dot{m}(w_{2a} - w_{1a}) \quad (1.12)$$

La projection suivant la direction tangentielle (la direction d'entraînement) donne:

$$-F_u = \dot{m}(w_{2u} - w_{1u}) \quad (1.13)$$

Étant donné que la vitesse de l'écoulement principal à travers le volume de contrôle est la vitesse axiale w_a , l'expression du débit est la suivante:

$$\dot{m} = \rho w_a(Sh) \quad (1.14)$$

A partir des expressions de la force axiale F_a et la force tangentielle F_u et en se référant à la figure 1.12, la force de portance peut être exprimé comme suit:

$$L = \rho w_m^2 Sh (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \cos \beta_m - \Delta P_t Sh \sin \beta_m \quad (1.15)$$

Quant à la force de D :

$$D = \Delta P_t Sh \cos \beta_m \quad (1.16)$$

1.3.3.3. Paramètres de performance aérodynamique de la cascade

a. Coefficients de portance et de traînée

- Coefficient de portance

La force de portance L est liée à l'énergie cinétique disponible selon la relation suivante[13] :

$$L = \frac{1}{2} C_L \rho w_m^2 (Ch) \quad (1.17)$$

Ainsi, le coefficient de portance C_L peut être introduit comme:

$$C_L = 2 \frac{S}{C} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \cos \beta_m - \frac{\Delta P_t}{\frac{1}{2} \rho w_m^2} \left(\frac{S}{h} \right) \sin \beta_m \quad (1.18)$$

- Coefficient de trainée

Lorsque l'écoulement réel passe par les canaux de la cascade, une couche limite se développe autour du profil d'aube où les effets visqueux sont dominants. De ce fait l'écoulement se ralentit et subit des pertes provoquées par les frottements entre le fluide et l'aube.

La force de trainée s'exprime donc en fonction de l'énergie cinétique disponible par la relation [13]:

$$D = C_D \frac{1}{2} \rho w_m^2 (Ch) \quad (1.19)$$

Le coefficient de trainée C_D peut alors exprimé comme:

$$C_D = \frac{\Delta P_t}{\frac{1}{2} \rho w_m^2} \left(\frac{S}{C} \right) \cos \beta_m \quad (1.20)$$

En substituant le coefficient de trainée (2.28) dans la relation du coefficient de portance (2.26), on trouve :

$$C_L = 2 \left(\frac{S}{C} \right) (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \cos \beta_m - C_D \tan \beta_m \quad (1.21)$$

D'après la relation 1.21, on peut noter que la présence des forces de frottements visqueuses -exprimées par le coefficient de trainée C_D - entraîne une réduction du coefficient de portance, où le coefficient de portance pour les écoulements non visqueux sans pertes de pressions totales devient:

$$C_{Li} = 2 \frac{S}{h} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \cos \beta_m \quad (1.22)$$

Dans cette sous-section, des relations utiles pour les coefficients de portance et de trainée de toute aube de compresseur axial; ont été obtenues en fonction des éléments de triangle de vitesse et en fonction des caractéristiques géométriques de l'aube et de la cascade. Ces deux paramètres peuvent être obtenus par le choix physique de la forme d'aube et son

installation sur l'arbre, où l'angle d'incidence ressort de l'angle de calage et de l'angle d'écoulement relatif.

b. Coefficient des pertes

Les phénomènes aérodynamiques accompagnant l'écoulement en grille d'aube de compresseur axial; tels que: les couches limites se développant sur les aubages, le mélange du sillage en aval et éventuellement les ondes de choc dans les cas supersoniques...etc; provoquent des pertes importantes en pression totale. Ces pertes affectent négativement le rendement du compresseur et le rapport des pressions totales, il est donc nécessaire d'éviter de tomber dans ces problèmes lors du processus de conception. Les principaux mécanismes de pertes sont décrits plus en détail dans la section 1.3.4. Par conséquent, le coefficient de perte ϖ peut être utilisé pour évaluer le niveau de pertes en pressions totales et juger la qualité de la compression. Il est donné par l'expression suivante:

$$\varpi = \frac{\Delta P_t}{\frac{1}{2}\rho w_1^2} \quad (1.20)$$

Ce paramètre est lié directement au développement de l'épaisseur de quantité de mouvement du sillage δ_2 selon la relation suivante:

$$\varpi = 2 \left(\frac{\delta}{C} \right)_2 \left(\frac{\sigma}{\cos \beta_m} \right) \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right)^2 \left(\frac{2H_2/3H_2 - 1}{\left[1 - \left(\frac{\delta}{C} \right)_2 \left(\frac{CH_2}{\cos \beta_2} \right) \right]^3} \right) \quad (1.21)$$

Où le facteur de forme H_2 est défini en fonction de l'épaisseur de déplacement de la couche limite δ_1 et l'épaisseur de quantité de mouvement du sillage δ_2 par l'expression suivante :

$$H_2 = \frac{\delta_1}{\delta_2} \quad (1.24)$$

Considérant que :

$$\left(\frac{2H_2/3H_2 - 1}{\left[1 - \left(\frac{\delta}{C} \right)_2 \left(\frac{CH_2}{\cos \beta_2} \right) \right]^3} \right) \cong 1 \quad (1.25)$$

Ainsi, l'expression du coefficient de perte lié à l'épaisseur de la quantité de mouvement δ_2 devient la suivante :

$$\varpi = 2 \left(\frac{\delta}{C} \right)_2 \left(\frac{\sigma}{\cos \beta_m} \right) \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right)^2 \quad (1.26)$$

Par conséquent, l'expression du coefficient de traînée peut être écrite en termes de coefficient de perte comme suit :

$$C_D = \varpi \left(\frac{S}{C} \right) \cos \beta_m \quad (1.27)$$

c. Facteur de diffusion

En pratique, le taux de compression est limité par la valeur de diffusion D_f atteint à la fois dans le rotor et le stator pour maintenir le rendement de compression. Sur la base de plusieurs essais en cascade NACA, Lieblein [14] a trouvé que:

$$D_f = 1 - \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} + \frac{\cos \beta_1}{2} \left(\frac{S}{C} \right) (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \quad (1.28)$$

- Pour le stator et le pied des aubes: $D_f \leq 0.6$
- Pour le cylindre moyen et en tête d'aube: $D_f \leq 0.4$

Le coefficient de diffusion D_f peut être également exprimé en fonction de vitesses relatives comme suit :

$$D_f = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{|w_{u2} - w_{u1}|}{2\sigma w_1} \quad (1.29)$$

Il faut noter que le facteur D_f n'est pas applicable que dans le cas de fonctionnement au point nominal. Une corrélation empirique a été établie par Boyce [12] pour le fonctionnement hors adaptation; c'est le facteur de diffusion équivalent D_{eq} défini comme:

$$D_{eq} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \cdot \left[1.12 + a \cdot |i - i^*|^{1.43} + 0.61 \frac{\cos^2 \beta_1}{\sigma} \cdot |\tan \beta_2 - \tan \beta_1| \right] \leq 0.2 \quad (1.30)$$

Où:

$a = 0.0117$ pour les aubages de la série NACA 65 A10

$a = 0.007$ pour les aubages de la série C4

d. Critère de Lei

Un nouveau critère de diffusion a été établi par Lei [15] sur la base des résultats numériques tridimensionnelles de cascade NACA 65. Ce critère est lié aux variables d'écoulement et à la géométrie de conception préliminaire, il est donné par:

$$D_{Lei} = \frac{s}{c} \left\{ 1 - \left[\frac{\cos(i - \lambda - (\varphi/2))}{\cos(\lambda - (\varphi/2))} \right]^2 \right\} (i + \varphi - \Delta\beta) \leq \quad (1.31)$$

Le critère de Lei définit la limite de diffusion pour les conditions de fonctionnement installées afin d'éviter l'apparition de décollement de coin provoqué par:

- Le gradient de pression défavorable dans le passage d'aube.
- L'écoulement transversal de l'intrados vers l'extrados dû au renversement du fluide près de la paroi latérale à l'intérieur du passage d'aube qui amène le fluide à faible impulsion vers la région du coin du moyeu.
- Ainsi que l'état et l'inclinaison de l'écoulement entrant de la couche limite de paroi latérale qui affecte la force de l'écoulement transversal et la résistance à l'inversion.

e. Efficacité de la cascade

L'augmentation de pression (statique et totale) est réalisée par la diffusion de l'air dans les canaux divergents tant rotoriques que statoriques du compresseur. L'efficacité d'une cascade de compresseur axiale η_D peut être définie de la même manière que l'efficacité d'un diffuseur; c'est le rapport de l'augmentation de pression statique réelle dans la cascade à l'augmentation de pression théorique maximale possible [16].

$$\eta_D = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho (w_1^2 - w_2^2)} \quad (1.32)$$

En application l'équation de Bernoulli de l'écoulement incompressible sur le volume de contrôle; on obtient après simplification:

$$\eta_D = 1 - \frac{\Delta P_t}{\rho w_a^2 \tan \beta_m (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)} \quad (1.33)$$

En faisant appel au coefficient de pertes totales ; l'efficacité de la cascade peut être écrite comme:

$$\eta_D = 1 - \frac{\varpi}{\sin(2\beta_m)(\tan \beta_1 - \tan \beta_2)} \quad (1.34)$$

L'efficacité de la cascade peut être également exprimée en termes de coefficients de portance et de trainée comme suit :

$$\eta_D = 1 - 2 \left(\frac{C_D}{C_{Li}} \right) \frac{1}{\sin(2\beta_m)} \quad (1.35)$$

f. Coefficient de pression

Vu que pour éviter le décollement de la couche limite l'augmentation de pression doit être limitée. Le coefficient de pression C_p est défini comme:

$$C_p = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (1.36)$$

Où : ΔP est la variation de la pression statique.

Le coefficient de pression s'écrit à travers le rotor sous la forme:

$$C_{p \text{ rotor}} = \frac{\Delta P_{\text{rotor}}}{\frac{1}{2} \rho w_1^2} \quad (1.37)$$

Dans le cas du stator, le coefficient C_p est exprimé comme:

$$C_{p \text{ stator}} = \frac{\Delta P_{\text{stator}}}{\frac{1}{2} \rho C_1^2} \quad (1.38)$$

Pour éviter le décollement de la couche limite, une plage pour le coefficient de pression a été déterminée expérimentalement, $C_p \in [0,4 ; 0,8]$. Les spécialistes ont tendance à choisir une valeur moyenne du coefficient de pression $C_p = 0,6$.

Le coefficient de pression C_p peut également être exprimé en termes d'angles d'entrée et de sortie de l'écoulement β_1 et β_2 , respectivement, comme suit :

$$C_p = 1 - \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right)^2 \quad (1.39)$$

1.3.4. Principaux mécanismes de pertes dans un compresseur axial

L'écoulement réel à travers un compresseur axial est complexe car il est : turbulent, tridimensionnel, et instationnaire. Une couche limite se développe tant le long des parois d'aubes et des parois latérales (le carter et le moyeu), ce qui affecte l'ensemble de l'écoulement.

Des tourbillons d'extrémité appartiennent dans les interstices entre les extrémités d'aubes (appelées aussi têtes d'aubes) et les parois latérales. De plus, les effets visqueux qui dominent les écoulements; entraînent la formation de sillages au bord de fuite et font naître des tourbillons des écoulements secondaires à partir de la couche limite moyeu-carter.

Ceci peut entraîner de fortes pertes de charge et limiter la compression du fluide et donc influencer l'efficacité de la machine. Alors, afin d'améliorer les performances aérodynamiques du compresseur sur tout le passage, il est nécessaire de décrire les différents mécanismes physiques de pertes et comprendre leur origine.

Les principaux mécanismes à l'origine des pertes de charges aérodynamiques dans un compresseur axial sont illustrés sur la figure 1.13:

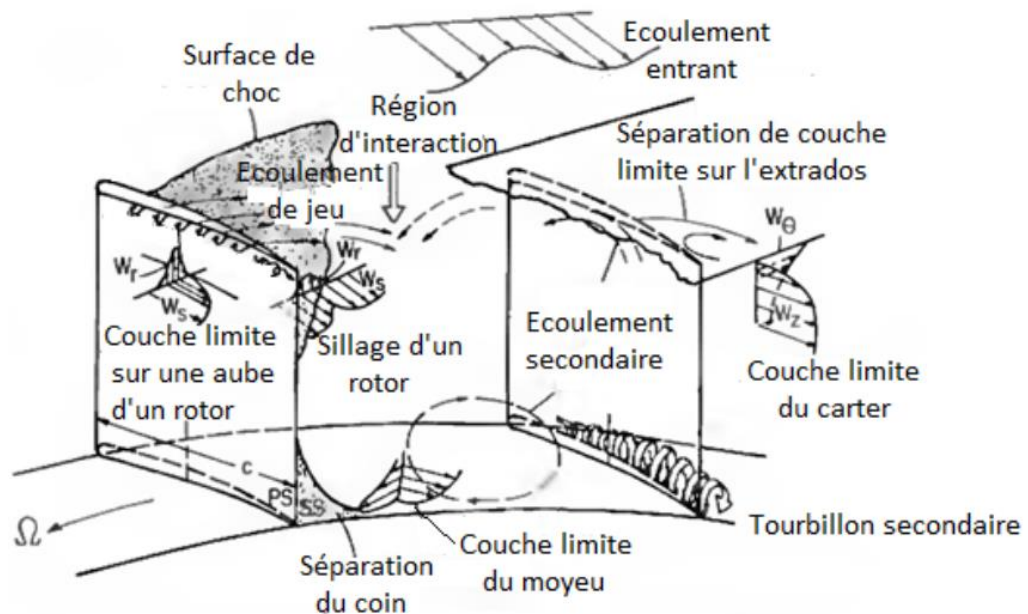


Figure 1.13 — Sources de perte dans une roue d'un compresseur axial [17].

En se référant à [17], les pertes aérodynamiques peuvent être classifiées selon les mécanismes dont elle issues comme suit:

1.3.4.1 Pertes de profil liées à la couche limite sur l'aubage et au sillage

Les pertes de profil sont générées loin des effets des parois latérales où l'écoulement peut être considéré comme bidimensionnel. Elles dépendent fortement de la surface d'aube en contact avec le fluide, de l'état de surface, du nombre de Reynolds et du nombre de Mach. Ces pertes sont largement régies par la géométrie tridimensionnelle de l'aube.

Une autre contribution à la perte de profile au sein d'un étage compresseur axial se produit au niveau du bord de fuite des aubes.

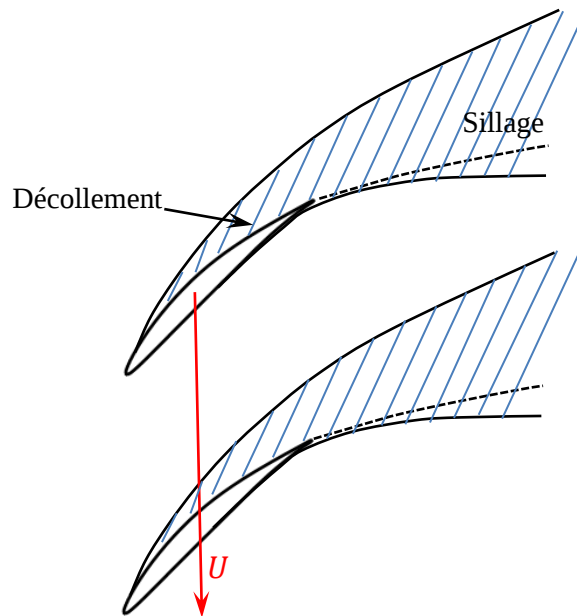


Figure 1.14 — Développement de sillage à travers une grille d'aube bidimensionnelle.

Dans ce cas, un déficit de quantité de mouvement existe au bord de fuite où les deux couches limites de la l'extrados e l'intrados se rencontrent. Le déficit de vitesse dans le sillage continue de décroître en aval et, en raison du processus de mélange, et entraîne une autre source de perte.

1.3.4.2 Pertes par chocs

Les pertes par chocs surviennent en raison des chocs formés au bord d'attaque et à l'intérieure du passage entre les aubes. Les pertes de choc subsoniques peuvent se produire au niveau des bords d'attaque en raison de l'accélération locale de l'écoulement adjacent aux bords d'attaque fortement courbés; lorsque le nombre de Mach d'entrée dépasse environ 0,4 [18].

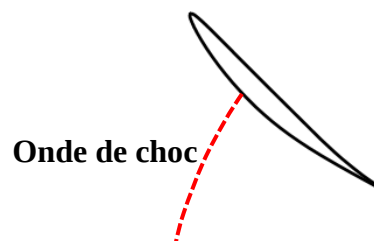




Figure 1.15 — Aubage accompagné d'une onde de choc.

Les pertes par chocs et les interactions de couche limite sont une source majeure de pertes qui limitent le taux de pression et la stabilité du système de compression. En outre, la géométrie tridimensionnelle de l'aube a une influence majeure sur la variation radiale des pertes par choc.

1.3.4.3 Pertes secondaires:

Les écoulements secondaires sont définis comme tout écoulement qui est dans une direction différente de l'écoulement libre. D'après la littérature Kang et Hirsch [19], l'ensemble des structures d'écoulement secondaires que l'on peut rencontrer dans une cascade de compresseurs est résumés :

- Tourbillon de passage. (passage vortex)
- tourbillon en fer à cheval. (horseshore vortex)
- tourbillon de coin. (corner vortex)
- Vortex de bord de fuite.(trailing vortex sheet)
- Vortex concentré en hangar.(concentrated shed vortex)

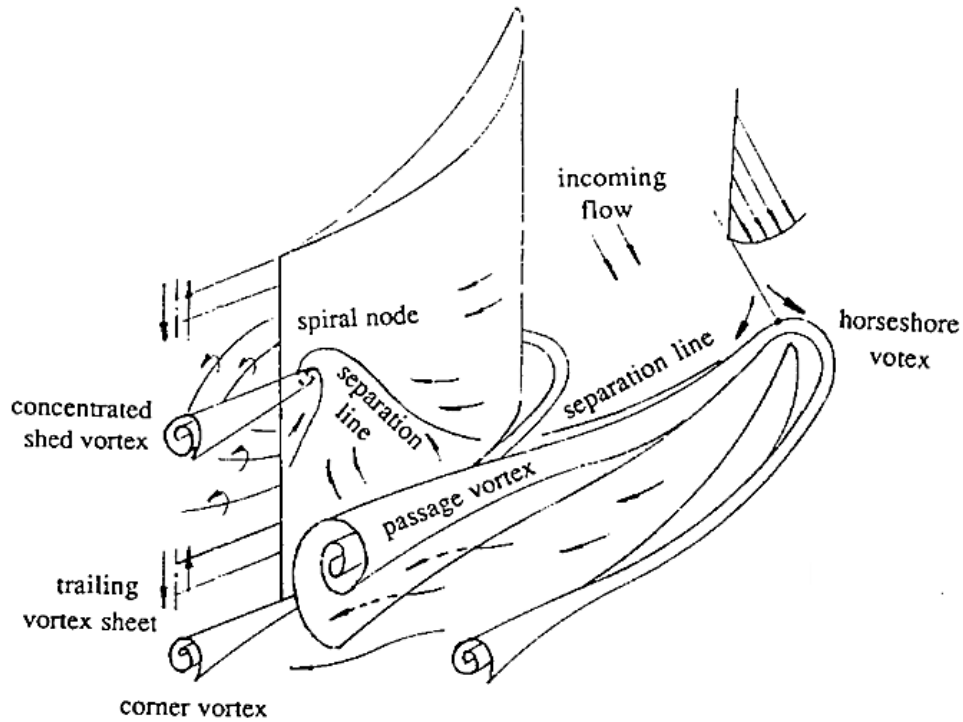


Figure 1.16 — Résumé des écoulements secondaires qui peuvent être rencontrés dans une cascade d'un compresseur axial [19].

Les pertes liées aux écoulements secondaires comprennent à la fois les pertes de tourbillons secondaires et les pertes dues par dissipation visqueuse et turbulente associée aux couches limites développées au niveau des parois latérales représentant le moyeu et le carter.

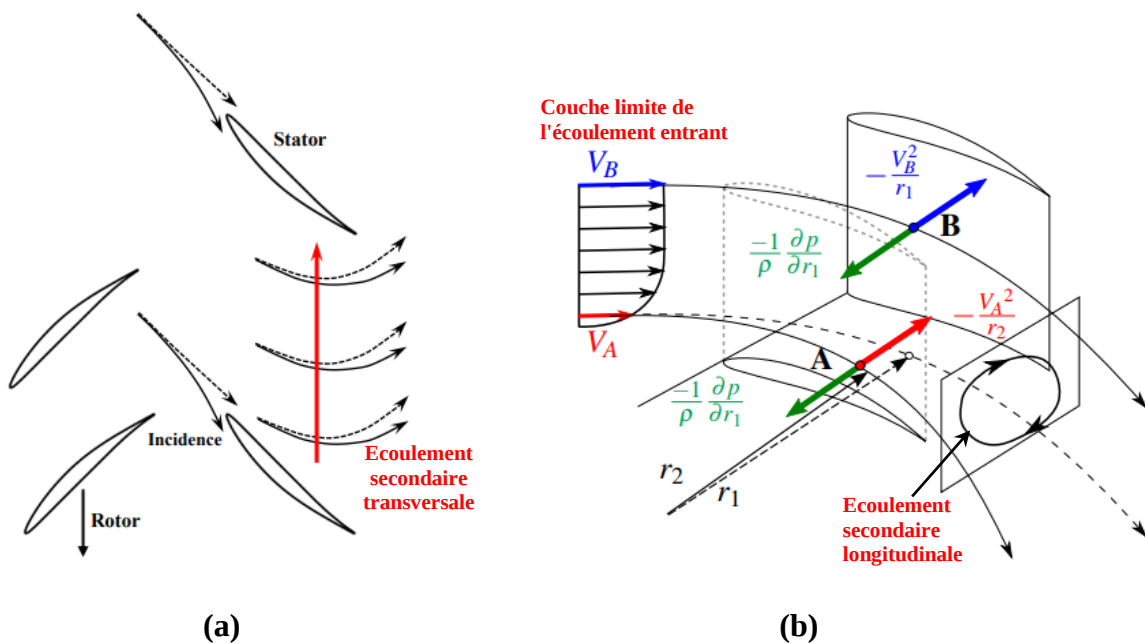


Figure 1.17 — (a) Formation des écoulements secondaires transversales au voisinage du moyeu (b) Mécanisme physique de l'écoulement secondaire longitudinale dans le passage d'une grille d'aube [20].

Pratiquement, il n'est pas simple de faire la distinction entre ces deux sources : les pertes aux parois sont des transformations locales directes de l'énergie cinétique en chaleur par des contraintes de cisaillement turbulent et visqueux. Les pertes de tourbillons secondaires sont une génération locale d'hélicité en raison de la courbure de l'écoulement ou de la variation de la charge aérodynamique le long de l'envergure d'aubage. Dans la plupart des cas, l'énergie cinétique associée à l'hélicité sera transformée en aval en chaleur. Deux autres cas particuliers des pertes de paroi latérale et de tourbillon secondaire doivent être identifiés, à savoir les effets de coin et de jeu ; ce sont juste des concentrations locales des deux pertes précédentes.

a. Écoulement de coin : L'écoulement de coin est un phénomène crucial de décollement dans le coin entre la paroi du moyeu et l'extrados en raison de l'écoulement inverse et les gradients tangentiels de pression.

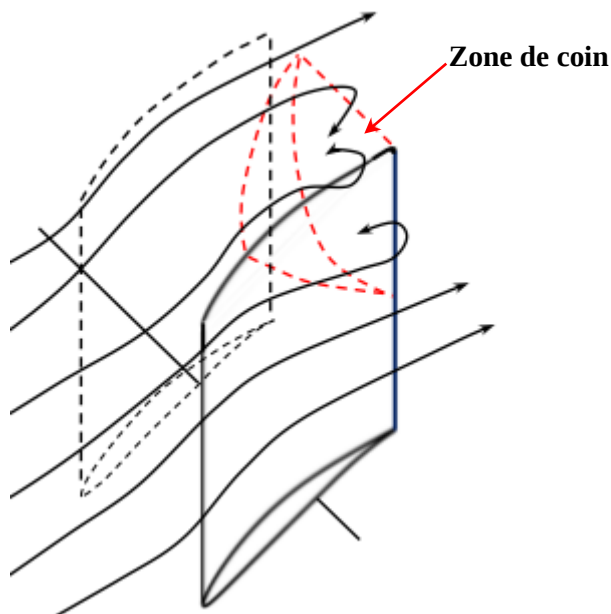


Figure 1.18 — Décollement de coin.

L'écoulement de coin est associé à de très forts décollements qui réduisent la capacité de diffusion des aubes, augmentent la zone de blocage aérodynamique et augmentent les pertes de charge totales. À une certaine force, l'écoulement de coin peut également dicter la plage de fonctionnement de la cascade.

Le décollement de la couche limite au sein des compresseurs axiaux s'accompagne par les principaux phénomènes suivants:

- Une perturbation importante dans les distributions de pression.
- Une augmentation des forces de la traînée.
- Une chute considérable des forces de portance.
- Un niveau élevé des nuisances sonores à l'intérieur de la machine dues à la forte vorticité dominante dans la zone décollée qui interagit avec les parois, et l'augmentation de la pollution.
- Une augmentation des contraintes à l'intérieur du compresseur et l'apparition du décrochage.

b. Pertes de jeu

La zone de jeu entre les têtes d'aubes et le carter ou le moyeu représente une source importante des pertes aérodynamiques. La figure illustre un schéma de l'écoulement dans la zone de jeu. [21]

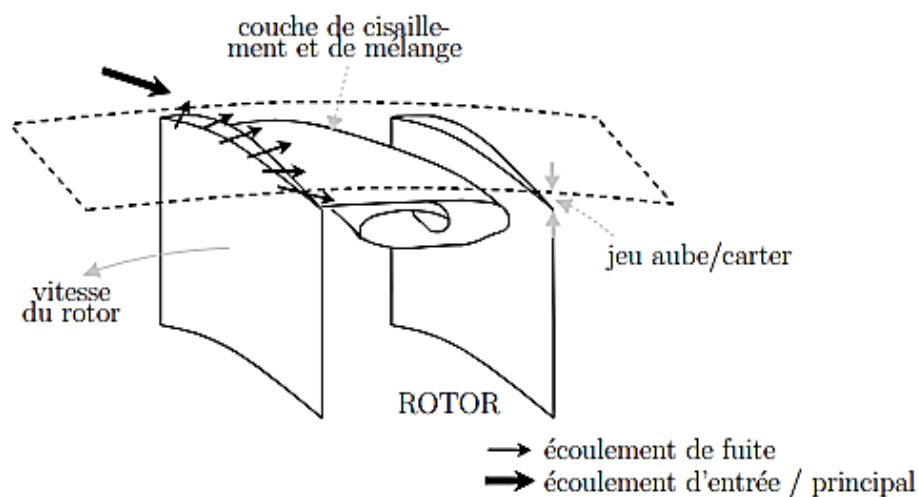


Figure 1.19 — Schéma de l'écoulement de fuite [21].

La différence de pression entre l'intrados et l'extrados dans la zone de jeu entraîne un écoulement de fuite qui est fortement instationnaire et entraîne des pertes aérodynamiques. Les pertes de jeu sont associées à la dissipation du tourbillon de fuite liée à la charge locale d'aube; et à l'interaction de l'écoulement de fuite avec l'écoulement principal du passage.

1.4 Conclusion

L'écoulement visqueux au sein des compresseurs axiaux fortement chargé est caractérisé par le développement des couches limites au niveau d'aubage et des parois latérales; accompagnées par des gradients de pression adverse.

Dans les régions d'influence de viscosité; les gradients de pression adverse provoquent le décollement de la couche limite conduisant à un blocage aérodynamique dans le passage d'écoulement ce qui limite les performances de la machine.

L'interaction des couches limites développées sur les parois avec les écoulements secondaires provoque la formation des décollements tridimensionnelles tels que le décollement de coin le qu'on va étudier dans ce travail de thèse.

Les phénomènes de décollement tridimensionnel représentent des sources importantes de pertes dans les compresseurs axiaux autres que les pertes liées au profil et les pertes par choc...etc. On expose au chapitre 2 les différentes techniques de contrôle issues des travaux de la littérature pour ce genre des problèmes.

Chapitre 2

Etat de l'art :Phénomène de décollement et techniques de contrôle

2.1 Introduction

Les performances aérodynamiques d'un compresseur axial sont liées aux décollements et aux structures tourbillonnaires de l'écoulement qui se développent lors du passage à travers les cascades. Il est donc nécessaire de contrôler ces phénomènes indésirables en atténuant ou en éliminant les zones de séparation. Ainsi, après un bref rappel sur la notion de la couche limite, ce chapitre décrit le phénomène de décollement en situation bidimensionnelle et en situation tridimensionnelle. Ensuite, il met également en évidence la théorie de la topologie des écoulements tridimensionnels stationnaires. Enfin, les principales méthodes existantes dans la littérature qui sont utiles pour contrôler le décollement de la couche limite dans les compresseurs axiaux sont revues.

2.2 La théorie de la couche limite

Dans les applications pratiques d'ingénierie hydro et aérodynamiques, les écoulements sont souvent caractérisés par un nombre de Reynolds très élevé; les effets de viscosité sont négligeables devant les forces d'inertie, donc le fluide peut être considéré comme parfait par tout l'écoulement, sauf dans une couche très fine proche des parois solides qui entourent les écoulements, appelée par L. Prandtl (1904) «la couche limite». Dans cette zone; les gradients de vitesse sont concentrées, la condition d'adhérence du fluide

nécessite la nullité de la vitesse à la paroi. En s'éloignant dans la direction perpendiculaire à la paroi, la vitesse s'augmente progressivement jusqu'à atteindre la valeur de vitesse de l'écoulement potentiel dont les équations d'Euler et Bernoulli sont applicables. [22],

2.2.1 Caractérisations de la couche limite: grandeurs utiles et équations associées

La couche limite est conventionnellement définie comme la région de l'écoulement dans laquelle la vitesse du fluide est inférieure à 99% de la vitesse de l'écoulement potentiel. La figure 2.1 présente le schéma de la couche limite développée sur une plaque plane.

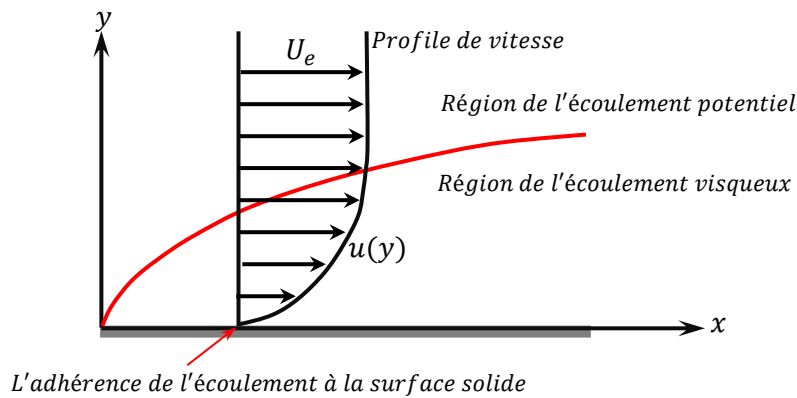


Figure 2.1— Schématisation de la couche limite développée sur une plaque plane.

L'écoulement au sein de la couche limite est unidirectionnel; la composante normale v de la vitesse est supposée très faible partout devant la composante longitudinale u . On admet que la variation de la vitesse dans la direction (x) est négligeable devant celle dans la direction (y).

La couche limite s'épaissit avec la distance depuis le bord d'attaque. L'épaisseur de la couche limite est inversement influencée par la vitesse de l'écoulement potentiel U_e ; la couche limite devient plus fine si la vitesse de l'écoulement est augmentée.

Aussi, si la viscosité μ est diminuée, si la densité ρ est augmentée ou si le rapport cinématique $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ est diminué, la couche limite est également devenue plus fine. En combinant les facteurs influençant la couche limite, on trouve que l'épaisseur de la couche limite $\delta(x)$ dépend inversement du nombre de Reynolds [23], ce dernier représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses, il est défini comme suit :

$$Re = \frac{U_e \times D}{\nu} \quad (2.1)$$

Où D représente la dimension caractéristique la plus pertinente de l'écoulement.

Ainsi, On peut également introduire deux épaisseurs:

a. L'épaisseur de déplacement définie comme:

$$\delta_1(x) = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{u}{U_e}\right) dy \simeq \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u}{U_e}\right) dy \quad (2.2)$$

b. L'épaisseur de quantité de mouvement donnée par la relation suivante:

$$\delta_2(x) = \int_0^{\infty} \frac{u}{U_e} \left(1 - \frac{u}{U_e}\right) dy \simeq \int_0^{\delta} \frac{u}{U_e} \left(1 - \frac{u}{U_e}\right) dy \quad (2.3)$$

Selon le nombre de Reynolds, l'écoulement dans la couche limite peut être laminaire ou turbulent. La structure de la couche limite laminaire est relativement simple devant celle de l'écoulement turbulent qui se caractérise par des tourbillons aléatoires. La turbulence peut être générée selon différents facteurs qui peuvent être la rugosité, les vibrations ou encore le nombre de Reynolds.

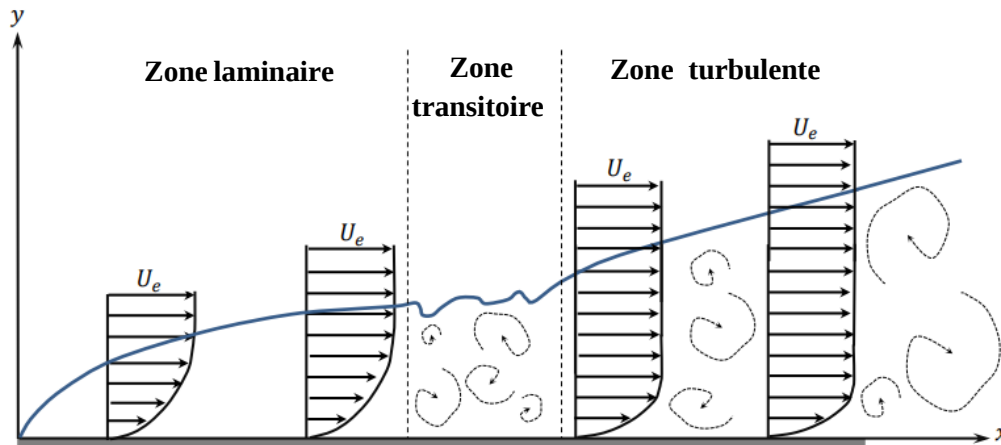


Figure 2.2— Développement de couche limite sur une plaque plane pour les trois régimes d'écoulement: laminaire, transitoire et turbulent.

La couche limite doit être toujours laminaire proche du bord d'attaque, si $Re(x)$ est supérieur à une valeur critique Re_{cr} (par exemple $Re_{cr} = 3000$ dans le cas de la couche limite sur plaque plane); l'écoulement devient turbulent. Une région de transition relie la partie laminaire et la partie turbulente de la couche limite. (voir la figure 2.3)

2.2.2 Structure de la couche limite turbulente

Les simplifications appliquées aux équations de Navier-Stokes dans la zone de la couche limite pour un écoulement bidimensionnel incompressible mènent aux équations dites de "Prandtl", elles s'écrivent comme suit:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (2.7)$$

Où: τ_{xy} est le frottement à la paroi, il s'exprime par:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.8)$$

pour un écoulement laminaire, et par:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \quad (2.9)$$

pour un écoulement turbulent.

D'après l'équation (2.7); le gradient de pression est négligé dans la direction perpendiculaire à la paroi.

Il faut noter que ces équations ne sont pas applicables que pour les écoulements non décollés. Alors que dans le cas des écoulements décollés, d'autres techniques -comme la méthode inverse- sont utilisées avec l'équation de Prandtl ou les équations complète de Navier Stokes pour résoudre ce genre de problème. [24]

La théorie de la couche limite proposée par Prandtl a suscité l'intérêt d'autres auteurs, notamment Blasius (1908) qui a traité en détail le sujet des écoulements de couche limite sur plaque plane en appliquant la théorie de Prandtl. [25]

Pour un écoulement turbulent, stationnaire et en l'absence du gradient de pression, l'équation de quantité de mouvement peut être réécrite sous la forme suivante :

$$\underbrace{u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}}_{\text{Inertie}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial u}{\partial y} \right)}_{\text{frottement visqueux}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial y} (-\rho \overline{u'v'})}_{\text{frottement turbulent}} \quad (2.9)$$

La couche limite peut être donc divisée en deux régions principales:

- Une région interne, dominée par le cisaillement.
- Une région externe de type sillage.

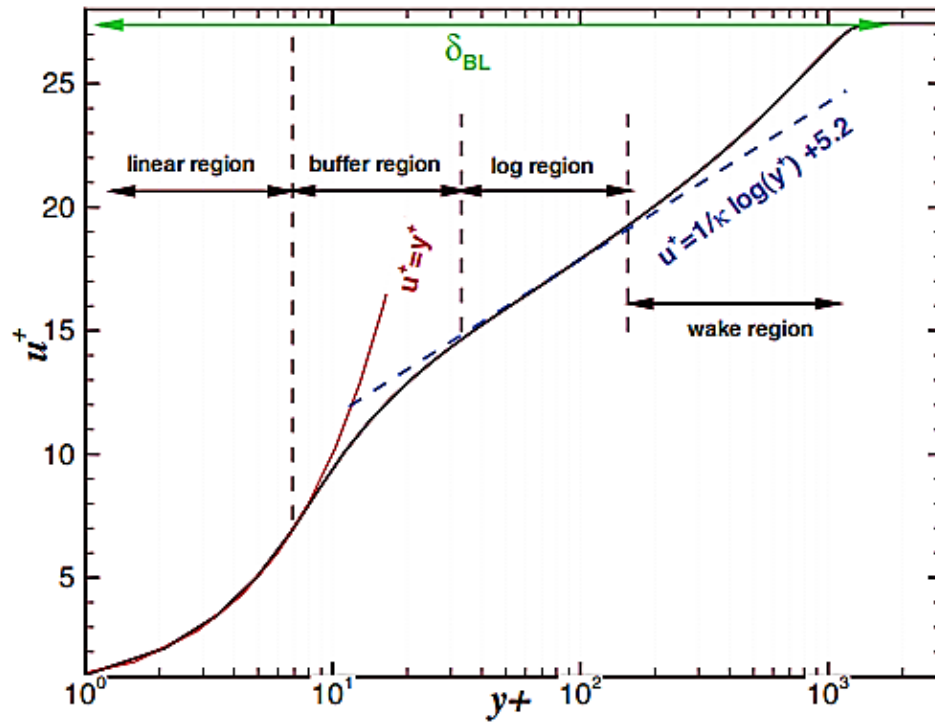


Figure 2.3— Le profil de vitesse dans la couche limite turbulente. [26]

Les ordonnées $y^+ = \frac{u_\tau}{\nu} y$ (2.10) et la vitesse $u^+ = \frac{u}{u_\tau}$ (2.11)

adimensionnées sont introduites afin de présenter les propriétés de la couche limite, où:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho_p}} \quad (2.12) \quad \text{et} \quad \tau_p = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.13).$$

Le profil de la vitesse moyenne est illustré par la figure 2.4, on y peut distinguer trois régions:

- La première dite "sous-couche visqueuse", valable pour $y^+ < 5$: dans cette région très proche parois, la contrainte turbulente est négligeable par rapport au terme de frottement visqueux. Le profil de vitesse moyenne est linéaire, défini par:

$$u^+ = y^+ \quad (2.14)$$

- En s'éloignant de la paroi, on trouve une seconde région où le terme de frottement turbulent devient progressivement prépondérant. Elle se compose d'une zone dite "tampon" (buffer layer en anglais) valable pour $5 < y^+ < 30$, et d'une zone logarithmique valable pour $30 < y^+ < 200$, définie par la loi de vitesse moyenne suivante:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad (2.14)$$

Où κ est la constante de Karman et la valeur de B dépend de la rugosité de la paroi ($B = 5,2$ pour une paroi lisse).

La sous couche visqueuse et cette deuxième région constituent la région interne de la couche limite turbulente qui correspond à la zone $y \leq 0.2\delta$, dont les effets de viscosité sont importants.

- En fin, la région externe de la couche limite sensible aux gradients de pression adverse, qui est composé de la zone de vitesse déficitaire puis de la zone de sillage (appelée aussi "wake zone"). Dans cette région, la structure de l'écoulement est entièrement contrôlée par la turbulence. Elle est valable pour $y \geq 0.2\delta$.

2.3 Décollement bidimensionnel de la couche limite

Lorsqu'un fluide visqueux s'écoule autour d'un profil, les particules dans la zone de la couche limite subissent deux types de forces: les forces d'inertie qui permettent l'avancement du fluide, et les forces de viscosité qui le freinent.

La présence d'un gradient de pression lors de développement de la couche limite peut avoir une action favorable (gradient négatif) ou défavorable (gradient positif). Le gradient de pression favorable accompagne le mouvement du fluide en accélérant la vitesse de l'écoulement, donc son action s'ajoute à celui des forces d'inertie.

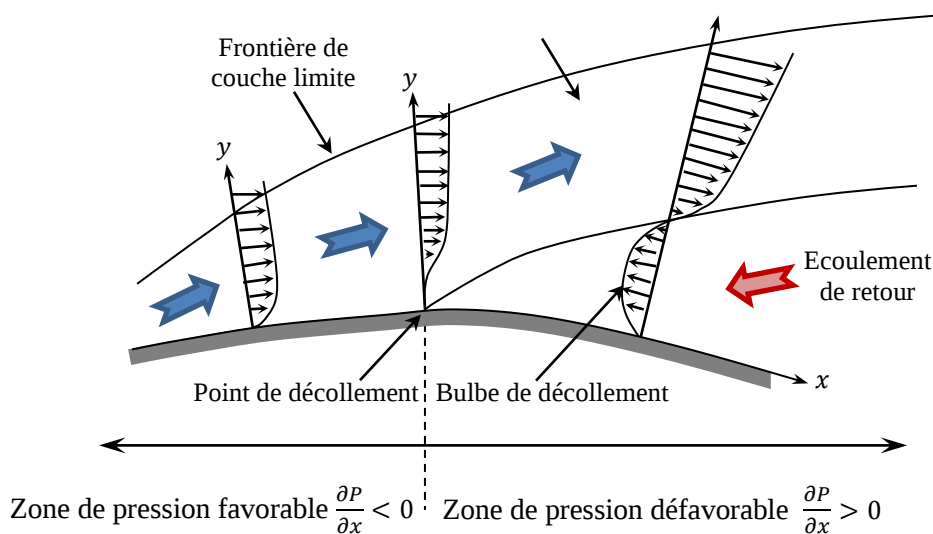


Figure 2.4— Profils de vitesse lors du décollement.

Cependant, l'énergie cinétique du fluide est dissipée par les frottements visqueux, il se peut qu'elle devienne insuffisante pour surmonter une trop forte surpression. Ainsi, le mouvement des particules de proche paroi tend à ralentir, voire éventuellement s'arrêter et repartir dans le sens inverse au moment où le gradient de pression devient positif (défavorable). C'est ce qu'on appelle "le point de décollement" (figure 2.4). En ce point, le frottement pariétal est nul [26] :

$$\tau_p|_{y=0} = -\mu \frac{\partial U}{\partial y}|_{y=0} = 0 \quad (2.15)$$

Au-delà de ce point, la couche limite se décolle, elle ne suit plus la paroi. Une zone de recirculation suit le décollement, où des phénomènes d'instabilités se développent et l'écoulement devient turbulent.

La couche limite décollée peut se recoller en formant un tourbillon sur une partie du profil, comme elle peut rester décollée sur tous le profil.

Il est évident que la couche limite turbulente est plus résistante au décollement, car d'une part elle est plus riche en énergie cinétique par rapport à la couche limite laminaire, et d'autre part, l'effet de mélange lié à la turbulence fait ré-homogénéiser les propriétés énergétiques entre le fluide riche en énergie cinétique loin de la paroi et le fluide décéléré de proche paroi.

Le décollement de la couche limite est donc provoqué par le gradient de pression défavorable. Lorsque la pression statique augmente dans le sens de l'écoulement, le fluide se ralentit, car le gradient de pression empêche son mouvement de sorte que la couche limite se sépare comme indiqué sur la figure 2.5. Généralement, les décollements se produisent surtout au niveau des parois à forte courbure.

Dans le cas des écoulements supersoniques, la pression statique augmente significativement lors du passage d'onde de choc, l'interaction de cette dernière avec la couche limite visqueuse conduit au décollement de la couche limite.

2.4 Décollement tridimensionnel de la couche limite

Pendant longtemps, seuls les décollements bidimensionnels ont été pris en compte. Les décollements tridimensionnels ne se comportent pas de la manière simple qui est associée aux écoulements bidimensionnels. A la différence du cas bidimensionnel ou axisymétrique -où la séparation de la surface est identifiée par l'écoulement inverse au point auquel la

contrainte de cisaillement disparaît; le décollement tridimensionnel peut se produire sans écoulement inverse et frottement non nul [27]. Comme le souligne également Détery [28]; le phénomène de décollement 3D est presque indépendant du nombre de Reynolds, qui est un paramètre d'échelle important dans les écoulements 2D où les effets visqueux sont confinés dans des couches très minces.

Pour analyser correctement les écoulements tridimensionnels se produisant dans une cascade réelle de compresseur axial, il est nécessaire d'aller au-delà de l'idéalisation bidimensionnelle. Les séparations bidimensionnelles sont en réalité possibles en trois dimensions, mais ce sont des cas particuliers de séparations en trois dimensions qui ne se produisent que pour des écoulements exceptionnellement symétriques.

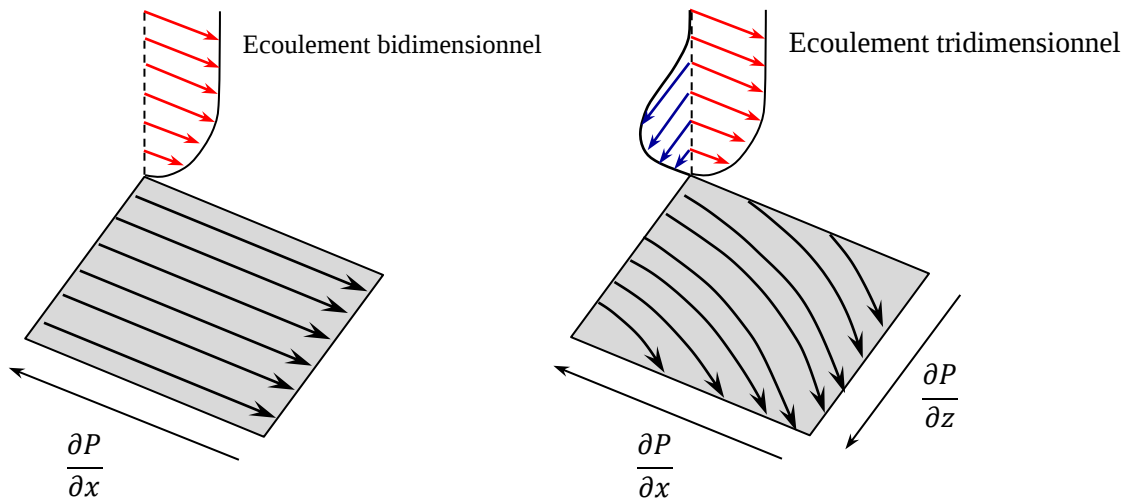


Figure 2.5 — Effet du gradient transversal de pression sur l'écoulement et formation de couche limite tridimensionnelle.

En situation tridimensionnelle, l'écoulement dans une telle situation peut s'échapper latéralement sous l'effet du gradient transversal de pression $\frac{\partial P}{\partial z}$, de sorte que les conditions pour qu'une séparation en 3D se produise sont plus complexes (Figure 2.5).

2.5 La topologie

Grâce aux progrès substantiels des techniques de visualisation des écoulements et le développement de la CFD tridimensionnel; l'analyse topologique du champ aérodynamique a été abondamment mentionnée dans la littérature comme un outil avantageux pour décrire les mécanismes aérodynamiques complexes qui se déroulent au sein du compresseur axial

et les rendre plus perceptibles. Cette technique permet de connaître la nature décollée ou attachée de l'écoulement.

La description est basée sur les lignes de frottement pariétal apparaissant sous l'effet d'entraînement de l'écoulement par frottement sur les surfaces du corps solide. Il s'agit des trajectoires instantanément tangentiels au vecteur de contrainte de cisaillement local τ . Ainsi, le vecteur de frottement pariétal τ peut se décomposer en $\tau_x(x, z)$ et $\tau_z(x, z)$.

Par analogie au vocabulaire de l'électromagnétisme, l'ensemble des lignes de frottement est appelé "le spectre de frottement" ou simplement "le spectre pariétal". [29]

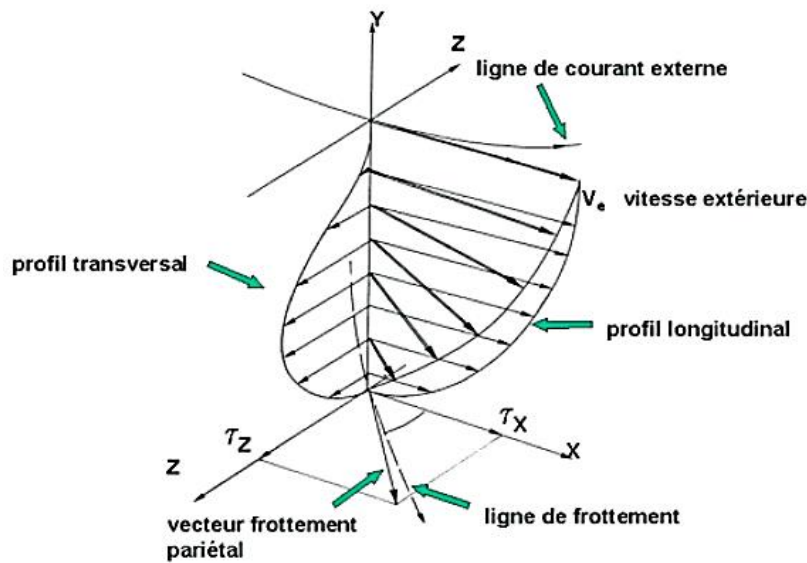


Figure 2.6— Le profil de vitesse dans la couche limite turbulente. [29]

Ces lignes représentent les solutions du système différentiel suivant :

$$\frac{dx}{\tau_x(x, z)} = \frac{dz}{\tau_z(x, z)} \quad (2.16)$$

Généralement, une seule ligne de frottement passe par chaque point de la surface du corps solide, sauf dans le cas de points critiques (points singuliers) où le vecteur de frottement pariétal est nul:

$$\tau_x(x, z) = 0 \quad (2.17) \quad \text{et} \quad \tau_z(x, z) = 0 \quad (2.18)$$

En ces points; le système (2.16) devient indéterminée, ce qui conduit à la résolution d'un problème aux valeurs propres. Selon la nature des valeurs propres (réelles ou composées) et leur signe (positif ou négatif), on distingue les points critiques suivants.

2.5.1 Les points critiques

2.5.1.1 Les nœuds

Dans le cas où les valeurs propres sont réelles et de même signe; le point critique est classé comme un nœud. C'est un point commun entre une infinité de lignes de frottement pariétale (Figure 2.7).

Selon la direction du vecteur de frottement par rapport au nœud on trouve:

- Des nœuds de séparation notés NS dont les lignes de frottement sont dirigées vers l'intérieur.
- Des nœuds d'attachement notés NA dont les lignes de frottement sont dirigées vers l'extérieur.

On peut aussi trouver des nœuds isotropes dans le cas où les valeurs propres sont réelles et égales.

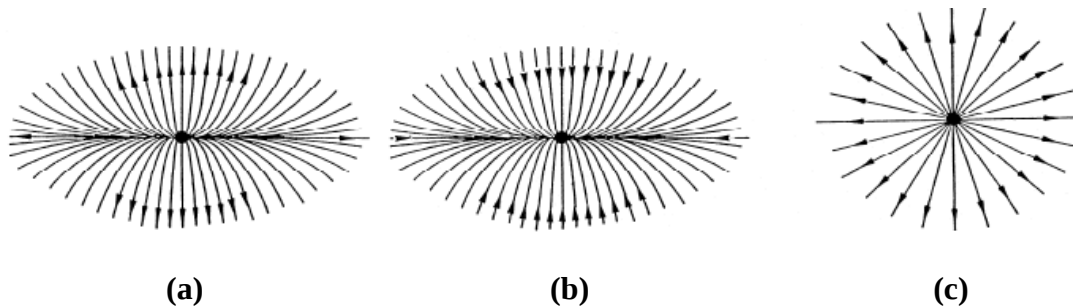


Figure 2.7— (a) Un nœud de décollement, (b) Un nœud d'attachement, (c) Un nœud isotrope. [29]

2.5.1.2 Les foyers

Lorsque les solutions sont des valeurs complexes conjuguées, le point critique dans ce cas est un foyer. Les foyers sont des points autour desquels les lignes de frottement s'enroulent et se rencontrent, comme le montre la figure (2.8).

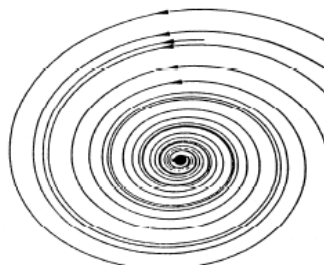


Figure 2.8— Un foyer. [29]

2.5.1.3 Les cols

Aussi appelés "points selles", dans le cas où les valeurs propres sont de signe contraire; le point critique est un col. Ce point est caractérisé par deux lignes de frottement critiques qui le traversent ; appelés "lignes de frottement séparatrices".

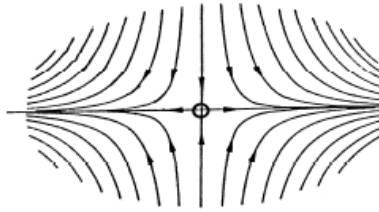


Figure 2.9— Un col ou point selle. [29]

2.5.2 Lignes séparatrices

La ligne séparatrice est une ligne de frottement qui passe par un col. Selon la direction de l'écoulement associé; cette ligne peut être :

- Une ligne de décollement: définit par Lighthill [30] comme une ligne de frottement pariétal commençant par un point selle et se terminant par un nœud. Dans ce cas, la convergence des lignes de frottement en proche de la ligne de séparation conduit à la dilatation du tube de courant dans le sens vertical et donc le décollement de l'écoulement de la paroi comme le montre la figure 2.10.a.

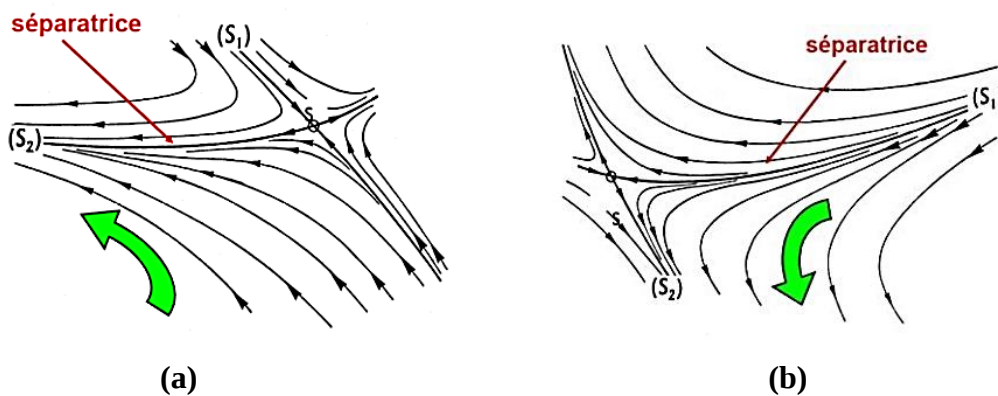


Figure 2.10 — (a) Une ligne séparatrice d'attachement, **(b)** Une ligne séparatrice de décollement. [29]

- Une ligne d'attachement dont les lignes de frottement se convergent en s'écartant de la ligne d'attachement, ce qui entraîne une contraction verticale du tube de courant de sorte que l'écoulement adhère à la paroi (Figure 2.10.b).

2.5.3 Surfaces séparatrices

D'après Wu, la surface de séparation c'est une surface de courant dont les lignes de courant partent ou se terminent par un nœud; l'intersection de cette surface et la paroi donne une ligne de séparation. [30]

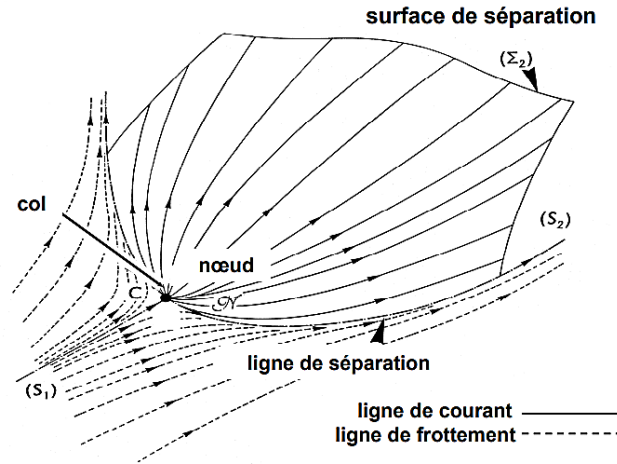


Figure 2.11— Décollement tridimensionnel. [29]

De nombreux auteurs ont étudié la topologie du décollement de coin dans les cascades des compresseurs axiaux et ont proposé des interprétations topologiques stationnaires dont les deux plus célèbres sont présentées sur la figure 1

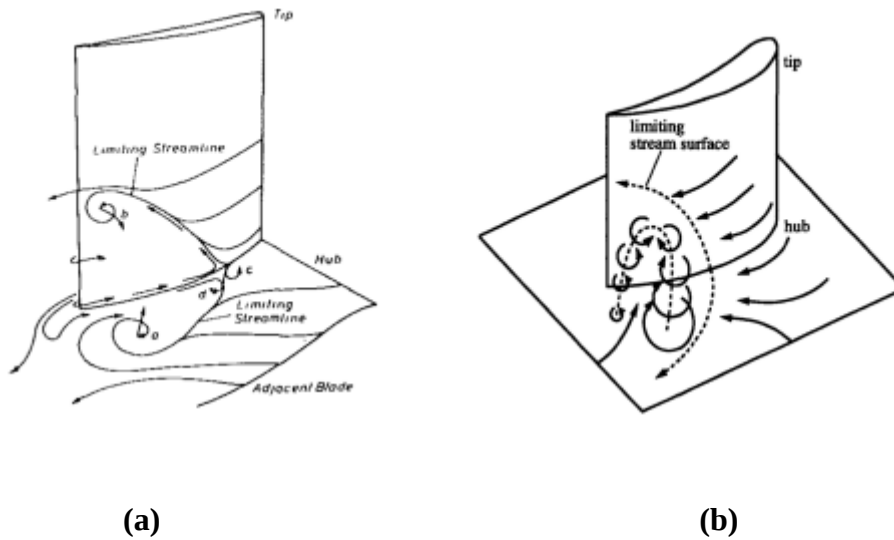


Figure 2.12— Topologie de décollement de coin proposée par: **(a)** Schulz et al. [29], **(b)** Hah et Loellbach [32].

Yu et al. [33] ont étudié expérimentalement les décollements tridimensionnels développés dans le passage du stator. La figure 2.13 illustre La visualisation pariétale des lignes de frottement sur l'extrados d'un stator.

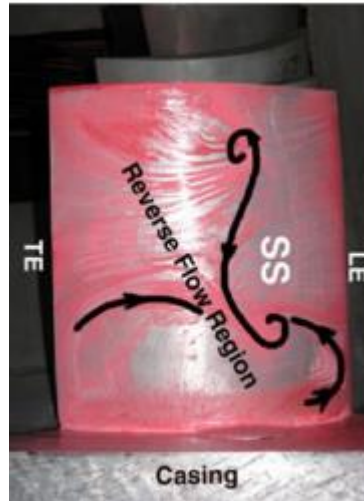


Figure 2.13— Visualisation d'enduit des lignes de frottement pariétale sur l'extrados d'un stator. [33]

2.6 Contrôle de la couche limite

Dans le but d'améliorer les performances aérodynamiques du compresseur axial, différentes techniques de contrôle de l'écoulement sont employées. En effet, il est possible de modifier les caractéristiques aérodynamiques d'un profil en agissant sur l'écoulement de proche paroi par des actions mécaniques ou fluidiques. [34]

L'implémentation des actions de contrôle dans un compresseur axial peut répondre aux objectifs suivants:

- Rendre la couche limite développée sur les parois internes plus résistantes au fort gradient de pression, et par conséquent; il est possible d'empêcher ou de retarder le décollement de la couche limite.
- Augmenter la charge aérodynamique par étage tout en minimisant le niveau des pertes de charge.
- Réduire les dimensions de la machine tout en élevant son rendement et sa plage de fonctionnement.

Le contrôle de décollement de la couche limite a été initialement introduit par Prandtl en (1915), il a appliqué la technique d'aspiration sur la surface supérieure d'un cylindre pour

éliminer le décollement au niveau de la surface. L'expérience a montré un retardement de décollement accompagné d'une réduction de la zone d'écoulement inversé en aval du cylindre comme il est illustré sur la figure (référéncé par Gad el hak [34]).

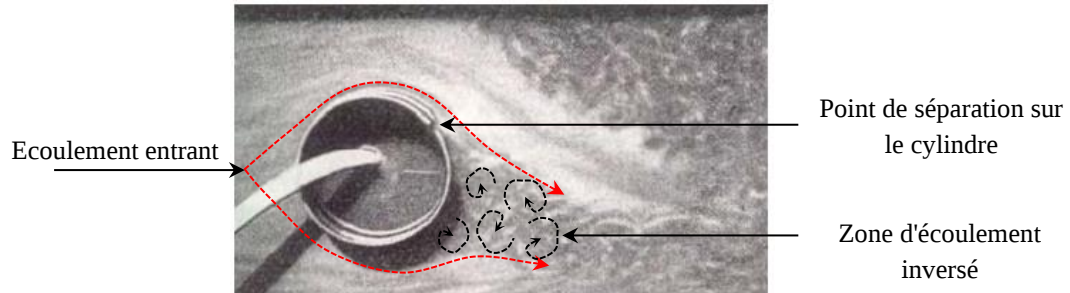


Figure 2.14— Ecoulement attaché autour d'un cylindre en appliquant la technique d'aspiration de la couche limite d'un seul côté [34].

Comme il a déjà été mentionné précédemment, il existe différentes techniques pour contrôler l'écoulement, on trouve dans la littérature la classification proposée par Gad el hak [34] (schématisée sur la figure 2.15) basée sur l'énergie utilisée et la boucle de contrôle impliquée.

Cette classification permet de distinguer deux grandes catégories : "contrôle actif" nécessitant un apport d'énergie supplémentaire, et "contrôle passif" ne nécessitant aucune alimentation auxiliaire. Le contrôle hybride est une combinaison entre les méthodes actives et passives.

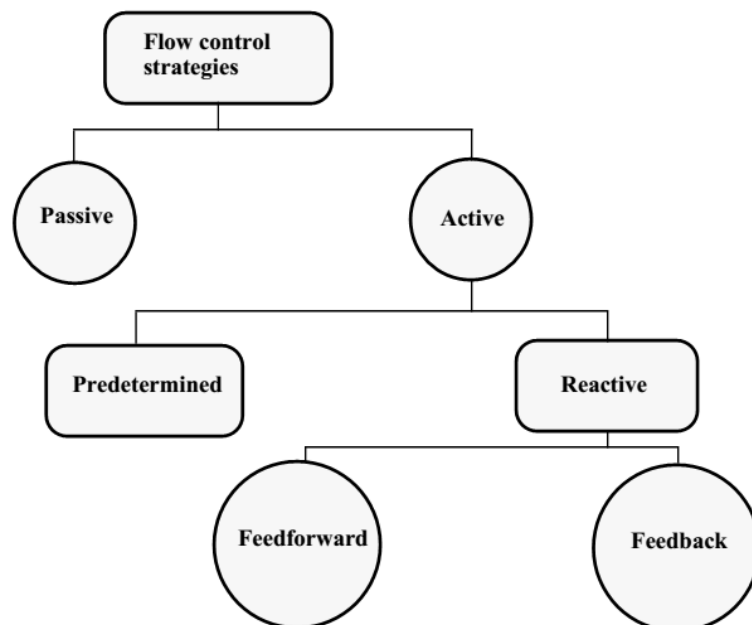


Figure 2.15— Classification des strategies de contrôle gad el hak. [34]

En outre, les dispositifs de contrôle actif peuvent être divisés en prédéterminés ou réactifs. La méthode de contrôle prédéterminé implique l'application d'un apport d'énergie sans tenir en compte de l'état particulier de l'écoulement, aucun capteur n'est implémenté pour obtenir des informations sur l'écoulement au cours du contrôle, la boucle de commande dans ce cas est ouverte. Pour les méthodes réactives, l'action de contrôle est continuellement ajustée en fonction de mesures. Dans ce cas, la boucle de régulation peut être une boucle ouverte à réaction ou fermée selon la position des capteurs indiquant l'état de l'écoulement.

2.6.1 Contrôle passif

Les techniques de contrôle passif reposent principalement sur la modification de la géométrie des aubes. Il est possible d'attribuer à l'écoulement une toute autre structure, en modifiant la géométrie des aubes. Généralement, l'ensemble des stratégies de contrôle passif dans les compresseurs axiaux est décomposé en trois grands axes : contrôle par générateurs de vortex (on peut citer ici [35]), contrôle par le volet de Gurney (pour une revue complète, voir [36], [37], [38] et [39]) et contrôle par aubages doublées ou tandem étudié par [40], [41] et [42].

Les résultats obtenus en adoptant le contrôle passif montrent dans une large mesure l'efficacité de toutes ces techniques. Cependant, adopter ce genre de techniques nécessite de changer toute l'installation de la machine. Cette solution s'annonce en réalité coûteuse en temps de réaliser.

2.6.2 Le contrôle actif

Pour les compresseurs axiaux, le contrôle actif des écoulements repose principalement sur:

- L'injection du débit à grande quantité de mouvement.
- Le prélèvement du débit à faible quantité de mouvement.
- La redistribution de la quantité de mouvement à travers la couche limite.

De nombreuses techniques de contrôle actif sont décrites dans la littérature. Parmi les techniques les plus couramment utilisées on peut citer: les méthodes d'aspiration/soufflage continu, les jets pulsés, les jets synthétiques, la technique de la paroi mobile, le contrôle acoustique, le contrôle thermique et le contrôle électromagnétique. [43]

En 1970, Horn et al. [44] ont fait une des premières études expérimentales sur l'effet de contrôle actif par des techniques fluidiques sur les aubes de stator fortement chargé. Leurs travaux s'intéressent à augmenter l'angle de déflexion d'écoulement au moyen d'aspiration et soufflage.

La méthode de contrôle par aspiration consiste à supprimer le fluide ralenti de proche paroi et le remplacer par les strates à forte énergie cinétique qui lui sont immédiatement supérieures. Ainsi, une nouvelle couche moins épaisse et plus résistante au gradient défavorable de pression est donc formée comme le montre la figure 2.16.

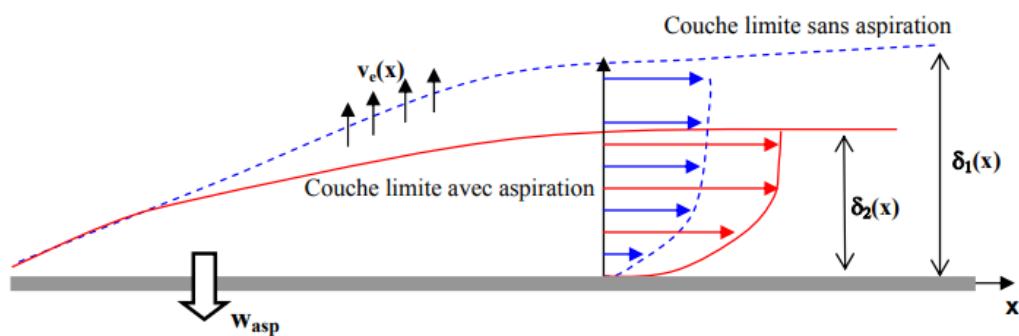


Figure 2.16— Principe de fonctionnement de contrôle actif par aspiration [45].

Plusieurs études sur les compresseurs axiaux utilisent l'aspiration pour améliorer les caractéristiques aérodynamiques et contrôler le décollement de la couche limite. On peut citer parmi ces travaux l'investigation numérique tridimensionnelle menée par [46] qui s'intéresse au contrôle du décollement de coin.

Le traitement du décollement par soufflage continu consiste à injecter du fluide à haute quantité de mouvement dans la couche limite afin d'augmenter l'énergie des filets usés au moyen des fentes ou des trous usinées soigneusement. On trouve dans la littérature deux types de soufflage continu : un soufflage tangentiel à la paroi et un soufflage normal à la paroi. Dans le cas du soufflage tangentiel (figure 2.17.a), le but est d'injecter directement la quantité de mouvement dans zone pré de la paroi; ce qui nécessite souvent des vitesses d'injection très importantes. Quant à le soufflage normal à la paroi; deux tourbillons contre-rotatifs (1 et 2 sur la figure 2.17.b) se génèrent; l'un qui disparaîtra sous l'effet des écoulements incidents et l'autre se développe pour donner la possibilité de prélever l'énergie à partir des régions des grandes vitesses et de la réinjecter à proximité de la paroi. [45]

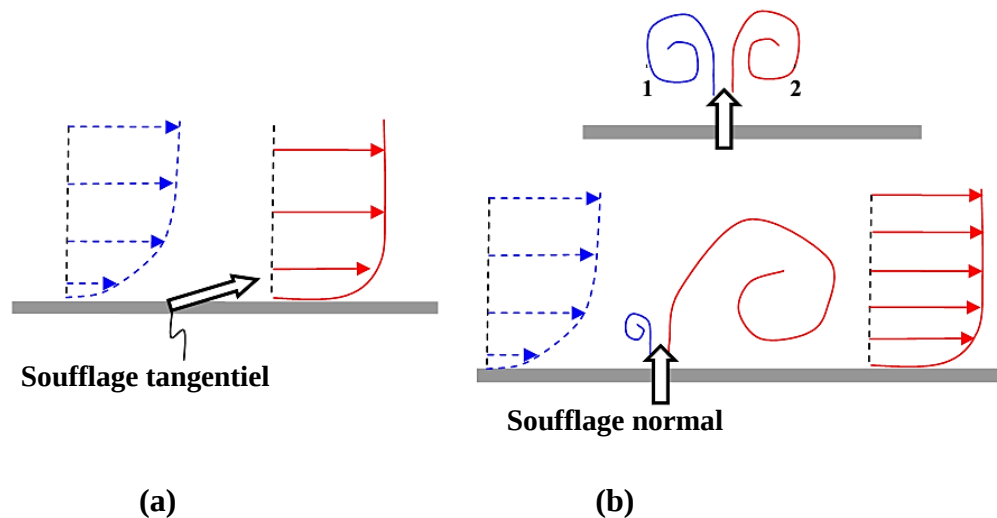


Figure 2.17— mécanisme du soufflage (a) tangentiel et (b) normal. [45]

2.6.3 Revue bibliographique du contrôle par soufflage

Plusieurs travaux sur le contrôle actif par soufflage ont été effectués. On cite ici Fottner, L. et al. [46] et Kirtley, K. R. [47] qui se sont intéressés à la méthode classique via un soufflage tangentiel sur la surface de l'extrados pour augmenter la quantité de mouvement dans la couche limite et donc retarder ou empêcher le décollement.

Fottner, L. et al. [46] ont développé une méthode de calcul semi-empirique pour la conception des configurations de soufflage pour des cascades de compresseurs fortement chargées. Les résultats des mesures effectuées dans une soufflerie à haute vitesse (DFVLR, Institut d'aérodynamique, Brunswick, Allemagne); montrent une amélioration des caractéristiques de la cascade et, en référence à l'effet de l'influence sur la couche limite, un bon accord avec la conception, de sorte que l'applicabilité de la méthode analytique est confirmée.

Kirtley et al. [47] ont conçu et testé un anneau complet d'un stator fluide dans le troisième étage d'un compresseur axial de recherche GE à faible vitesse (GE Low Speed Research Compressor) à quatre étages. L'intention de conception était de réduire le nombre des aubes de 30 % et de charger le stator jusqu'au point de décollement au point nominal (design point), puis d'utiliser le contrôle de l'écoulement pour restaurer les couches limites attachées et regagner la correspondance du point nominal de l'étage. Les caractéristiques des décollements sont étudiées à l'aide de simulations tridimensionnelles RANS. Les prédictions du pré-test ont été vérifiées expérimentalement d'où les résultats ont montré une dégradation des performances du compresseur sans contrôle et la restauration des

caractéristiques de pompage du compresseur de référence à haute solidité lorsque le contrôle du débit a été appliqué.

Une méthode plus efficace pour éviter le décollement de la couche limite consiste à utiliser de jets générateurs de vortex, qui non seulement utilisent l'apport d'impulsion mais augmentent également le mélange entre la couche limite et l'écoulement externe. Jusqu'à présent, cette méthode a été étudiée principalement dans les turbines et assez rarement dans les compresseurs. [48]

Une autre méthode utilisée est le soufflage au voisinage de bord de fuite. Une option consiste à injecter l'air dans la direction de l'écoulement principale en ciblant le sillage. Cette approche réduit le bruit et fournit un écoulement plus uniforme à la rangée d'aubes suivante. Le soufflage sous un certain angle par rapport à l'écoulement principal crée ce que l'on appelle le jet flap fonctionnant comme un volet mécanique. Fischer et al. [49] montrent l'efficacité de cette méthode.

L'investigation numérique menée par [49] montre la possibilité de réduire le nombre des aubes du stator dans une cascade d'un compresseur axial à haute vitesse ($Ma=0.65$ et le nombre de Reynolds $Re=5.10^5$), par l'application d'un soufflage tangentiel via une fente implantée au voisinage de bord de fuite. (Figure 2.18)

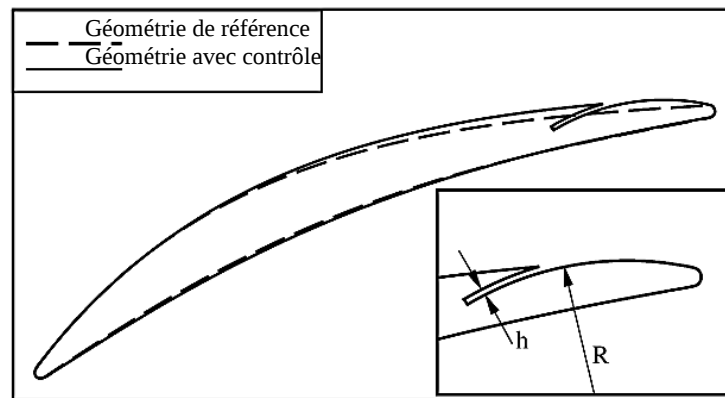


Figure 2.18— Géométrie du profil d'aube sans et avec fente. [49]

En se basant sur la rangée du stator de premier étage, avec une solidité de référence $\sigma=0.81$, le contrôle actif permet de supprimer le décollement de la couche limite sous l'effet d'interaction entre le jet et l'écoulement en amont de la fente.

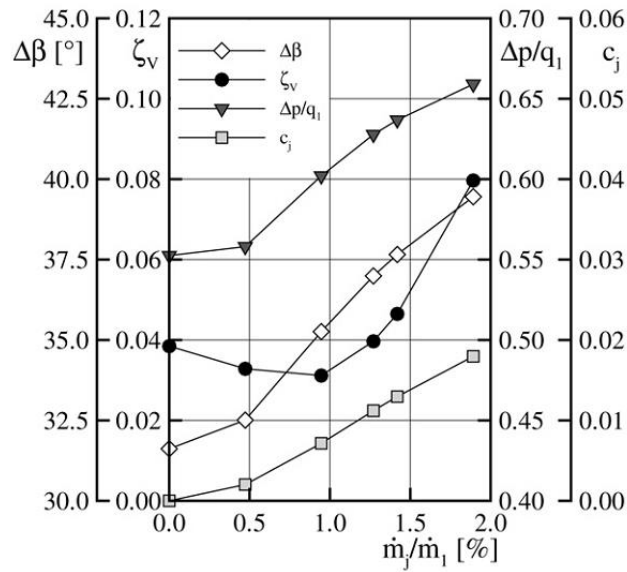


Figure 2.19— Influence du débit de soufflage pour $\beta_i = 46^\circ$. [49]

Le jet de soufflage entraîne une augmentation du coefficient de pression statique C_p d'environ 9%. L'évolution des pertes de pression totale en fonction du débit injecté m_j/m_1 est illustrée sur la figure 2.19. Pour un angle d'entrée $\beta_i = 46^\circ$. La courbe résultante indique que les pertes sont minimales ($\xi_{min} = 0.03$) pour une valeur optimale du débit injecté de 1%. Pour cette valeur, une augmentation du pas entre les aubes arrive jusqu'à 20% est envisagée ce qui équivaut à une réduction du nombre de aubes d'environ 16 %.

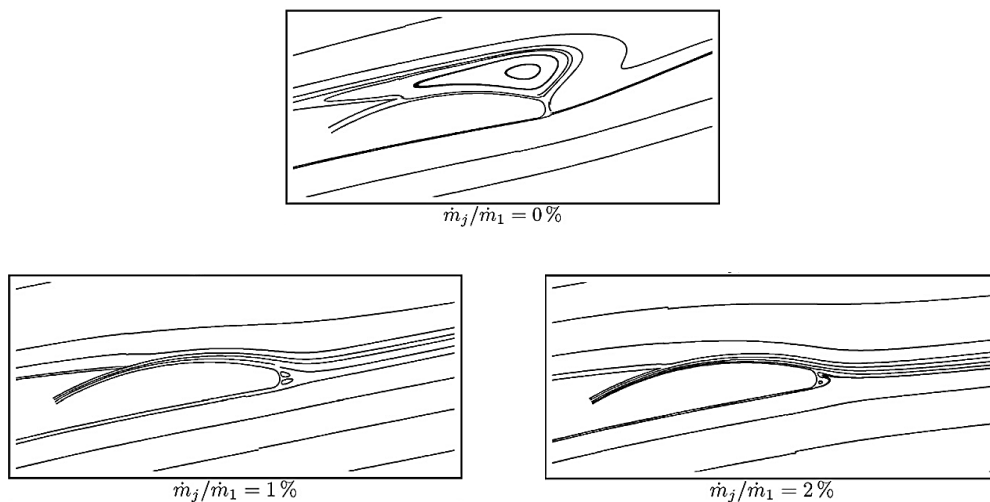


Figure 2.20— Lignes de courant dans la zone de bord de fuite sans et avec contrôle. [49]

L'augmentation remarquable du coefficient de pression local pour $m_j/m_1 = 1$, montre l'effet significatif de l'énergie du jet dans la région de bord de fuite.

Pour une meilleure compréhension du comportement de l'écoulement, les lignes de courant autour du bord de fuite sont illustrées sur la figure 2.20.

Le contrôle actif par soufflage est également capable de réduire les effets des écoulements secondaires. Ces dernières années, cette idée a été reprise et développée par [50], [51], et [52]. Il a également fait l'objet d'études numériques par nous-mêmes, Djedai et al. [53] dans le cadre de cette thèse.

Dans le but d'améliorer les performances aérodynamiques et manipuler le décollement de coin dans une cascade de stator linéaire fortement chargée, une étude expérimentale intéressante sur le contrôle actif par soufflage, est réalisée par [50]. Des essais sans et avec contrôle ont été effectués sur un banc d'essai de cascade à basse vitesse où le nombre de Mach amont est de 0,2 et le nombre de Reynolds rapporté à la longueur de la corde $Re = 1.63 \times 10^6$. La cascade étudiée est composée de trois aubes fortement chargées à diffusion contrôlée CDAs. Les aubes sont décalées d'un angle $\lambda = 19,87^\circ$ avec un angle de déflexion θ allant jusqu'à 60° , un pas relatif $\frac{s}{c} = 0,6$ et un rapport d'aspect $\frac{h}{c} = 0,8$. La géométrie bidimensionnelle de la cascade est présentée sur la figure 2.21.

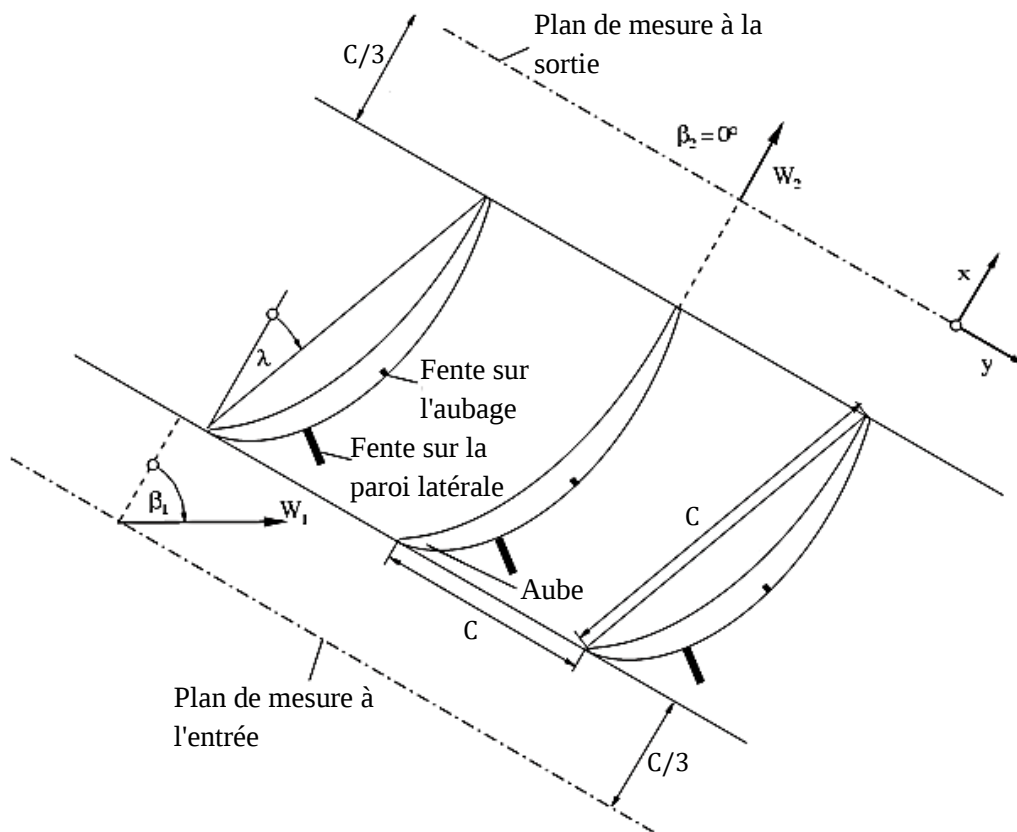


Figure 2.21— Les paramètres géométriques de la cascade et les plans de mesure.

Dans les conditions de référence (sans contrôle), la cascade étudiée a montré un décollement massif au niveau de l'extrados pour des angles d'entrée supérieures à 58° . Même si une bonne augmentation de pression statique est obtenue; les pertes de charge totales sont élevées en raison des écoulements secondaires.

Une combinaison de soufflage sur la paroi latérale et sur l'extrados a été donc appliquée via des fentes. Le soufflage sur l'extrados réduit le décollement du profile, alors que le soufflage sur la paroi latérale réduit les écoulements secondaires classiques. Trois fentes sur la paroi latérale sont positionnées proche de point de départ des écoulements secondaires à 12% de la corde, (voir la figure 2.22). La direction de soufflage est parallèle à la direction de l'écoulement principale et inclinée d'un angle de 15° par rapport à la paroi latérale, ce qui signifie que le soufflage est tangentiel à l'extrados dans cette position.

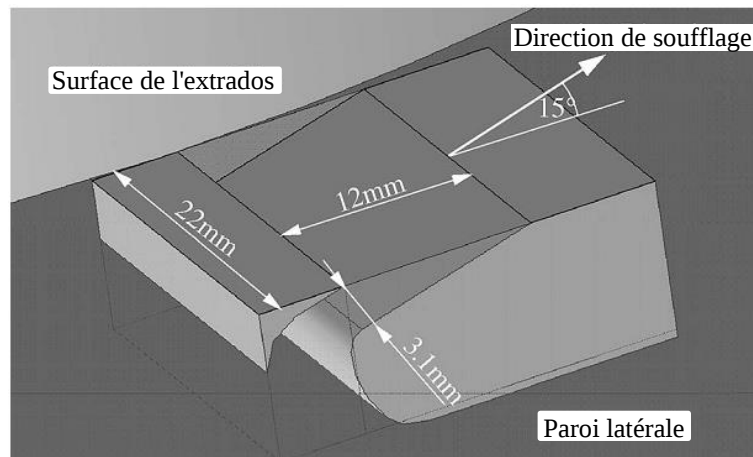


Figure 2.22— Configuration de la fente de soufflage sur la paroi latérale. [50]

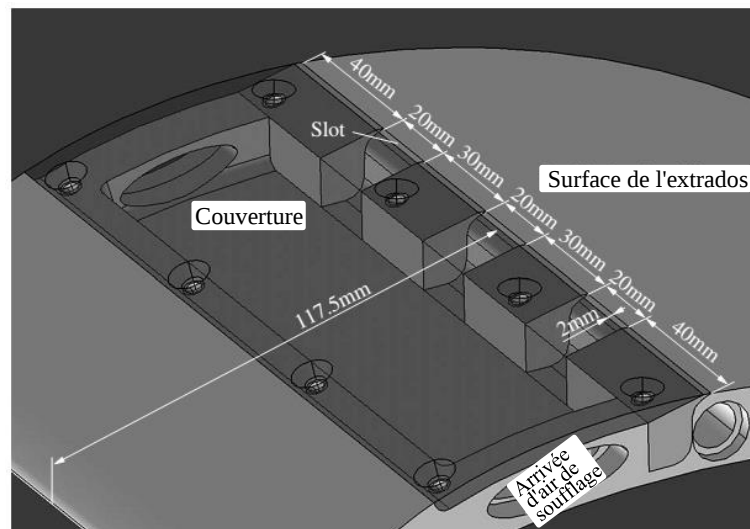


Figure 2.23— Configuration de la fente de soufflage sur l'aubage. [50]

Des fentes sont appliquées sur l'extrados de chaque aube à 47% de la corde (voir figure 2.23), cette position est tirée d'une analyse de sensibilité numérique. Chaque aube possède trois fentes réparties uniformément le long d'envergure d'aube. Les fentes sont positionnées de sorte à obtenir un soufflage tangentiel, dont l'orientation de soufflage est maintenue à 15° par rapport à la tangente de l'extrados et parallèle aux parois latérales.

Pour estimer l'efficacité de contrôle, les caractéristiques aérodynamiques de la cascade sont examinées à quatre débits massiques de soufflage pour différentes configurations de soufflage: sur l'extrados seulement, sur la paroi latérale seulement et une combinaison de soufflage sur la paroi latérale et sur l'extrados.

Sur les figures 2.23 et 2.24, Les valeurs de référence dans les conditions de base sans contrôle sont marquées par des lignes horizontales.

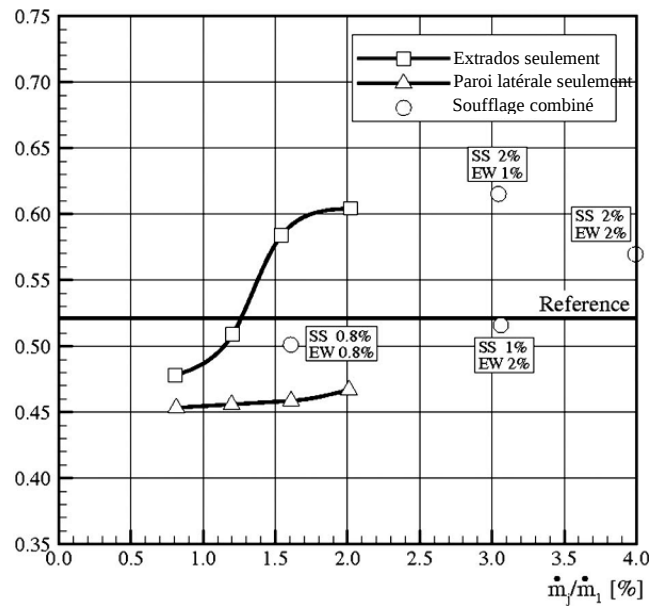


Figure 2.24— Coefficient de pression pour $\beta_1 = 60^\circ$. [50]

La figure 2.24 représente le coefficient de pression statique donné par l'expression suivante:

$$C_{ps} = \left(\left(1 + \frac{m_j}{m_1} \right) p_2 - \left(p_1 + \frac{m_j}{m_1} p_f \right) \right) / \left(\frac{1}{2} \rho \left(v_1^2 + \frac{m_j}{m_1} v_f^2 \right) \right) \quad (2.19)$$

Où: p_1 , p_2 et p_f représentent les pressions statiques: à l'entrée et la sortie de l'écoulement principale et à la surface d'entrée de l'air soufflage; respectivement, et v_1 et v_f représentent

la vitesse de l'écoulement principale à l'entrée de la cascade et la vitesse de soufflage à l'entrée de la fente, respectivement.

En comparant avec la configuration "sans contrôle", les résultats montrent que l'application du soufflage sur la paroi latérale ne permet pas d'augmenter le coefficient de pression statique. En revanche, le soufflage sur l'extrados entraîne une augmentation de pression statique pouvant aller jusqu'à 8%, mais ces améliorations ne peuvent être observées que pour un taux de soufflage m_j/m_1 supérieur à 1,3%. L'augmentation de la pression statique est maximale pour $m_j/m_1 = 2\%$.

En appliquant le soufflage combiné, une augmentation de pression statique encore plus élevée peut être obtenue. Cependant, cela n'est possible qu'avec un débit supplémentaire de soufflage de 1%.

Les auteurs ont défini le coefficient de pertes de pression totale en prenant en compte la pression totale supplémentaire de soufflage comme suit:

$$\varpi_s = \left(p_{t1} + \frac{m_j}{m_1} p_{tf} - \left(1 + \frac{m_j}{m_1} \right) p_{t2} \right) / \left(\frac{1}{2} \rho \left(v_1^2 + \frac{m_j}{m_1} v_f^2 \right) \right) \quad (2.20)$$

Où: p_{t1} , p_{t2} et p_{tf} représentent les pressions totales à l'entrée et la sortie de l'écoulement principale et à la surface d'entrée de l'air soufflage respectivement.

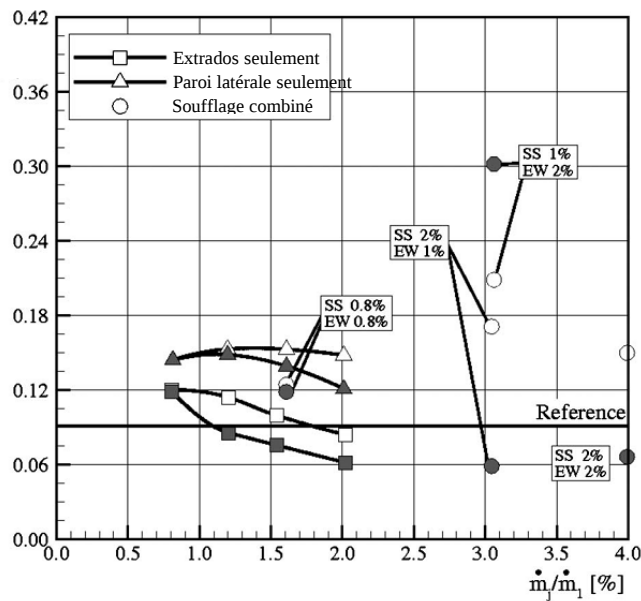


Figure 2.25— Coefficient de pertes de pression totale pour $\beta_1 = 60^\circ$: symboles blanc "valeurs corrigées" symboles gris "valeurs non corrigées".[50]

Sur la figure 2.2, une réduction de pertes légèrement inférieure au niveau de référence a été notée seulement pour le soufflage sur l'aubage pour un taux de soufflage $m_j/m_1 = 1,7\%$. Si la pression totale supplémentaire de soufflage n'est pas prise en compte; les pertes de charge totales (dites non corrigées) pour toutes les configurations sont réduites en augmentant le taux de soufflage.

Pour la configuration de soufflage sur la paroi latérale, le coefficient de perte corrigée augmente d'abord légèrement avant de diminuer, tandis que pour la configuration de soufflage sur l'aubage, une réduction au niveau des pertes peut être obtenue comme présenté sur la figure 2.25.

Le fluide supplémentaire à faible quantité de mouvement entraîne un affaiblissement supplémentaire de la couche limite développée sur la paroi latérale et augmente donc les pertes de charge totales. Pour des pertes minimales, le rapport entre la vitesse de soufflage et la vitesse d'écoulement principal local doit être légèrement supérieur à un.

De ce qui précède, le soufflage combiné s'est révélé le plus efficace lors du changement de taux de soufflage. Bien qu'une augmentation de pression statique au-dessus du niveau de référence ait été possible dans une large plage, les pertes corrigées, n'ont pu être réduites que pour quelques points de fonctionnement.

Chapitre 3

Investigation numérique tridimensionnelle de l'écoulement non contrôlé

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, une simulation numérique d'une cascade linéaire tridimensionnelle d'un compresseur axial fortement chargé est présentée; afin de comprendre les mécanismes physiques qui s'y développent et proposer par la suite la méthode de contrôle appropriée. Les conditions de simulation sont dérivées de l'investigation expérimentale effectuée par Ma Wei [54] au Laboratoire de Mécanique des fluides et d'Acoustique (Lyon, France), dont les résultats obtenus représentent une base de données précise et détaillée sur le décollement de coin, ce dernier qui a fait l'objet d'importants travaux de recherche. En premier lieu, la géométrie de la cascade, la génération de maillage et les conditions aux limites sont décrits. Ensuite, La résolution numérique de l'écoulement tridimensionnel dans une grille d'aubes linéaire sans contrôle est présentée. Enfin, les résultats de la simulation numérique sont validés par comparaison aux résultats expérimentaux obtenus dans les travaux de Ma Wei [54].

3.2 Géométrie de la grille d'aube

3.2.1 Aubage

Ce travail de recherche porte sur la cascade linéaire de compresseur subsonique (Le nombre de Mach est environ 0.12). Elle est représentative des aubes de stator de compresseur fortement chargées que l'on trouve dans les compresseurs de moteurs à réaction modernes. Elle se compose d'aubes NACA65009 testées expérimentalement par [54] pour un nombre de Reynolds basé sur les conditions d'entrée et la corde de l'aubage de $3,82 \times 10^5$.

La géométrie des aubes est illustrée sur la figure 4.1. Les coordonnées de profil aérodynamique se trouvent dans le rapport NACA [9]. Selon la convention de dénomination pour les aubes de type NACA, le premier chiffre «6» représente la série. Le deuxième chiffre «5» indique que l'emplacement de la pression minimale est de 50% de la corde à partir du bord d'attaque. Le troisième chiffre «0» décrit le coefficient de portance de conception. Pour ce profil, le coefficient de portance est zéro. Les deux derniers chiffres «09» indiquent que l'épaisseur maximale du profil aérodynamique est de 9% de la corde.

Le bord d'attaque et le bord de fuite de cette aube sont circulaires avec des rayons représentent respectivement 0,6183% et 0,3333% de la corde, (voir figure 3.1.a). La distribution de l'épaisseur originale d'aube est donnée dans le tableau 3.1. On désigne par R.B.A le rayon de bord d'attaque, et par R.B.F le rayon de bord de fuite.

Figure 3.1- Distribution d'épaisseur originale d'aube de type NACA65009. [54]

x (%c)	y (%c)	x (%c)	y (%c)	x (%c)	y (%c)	x (%c)	y (%c)
0	0	0	2.7360	45	4.4667	80	1.7883
0.5	0.6948	15	3.2994	50	4.3308	85	1.2465
0.75	0.8388	20	3.7287	55	4.0770	90	0.7290
1.25	1.0521	25	4.0527	60	3.7314	95	0.2754
2.5	1.4166	30	4.2840	65	3.3138	100	0
5.0	1.9593	35	4.4316	70	2.8404	R.B.A	0.6183
7.5	2.3823	40	4.4964	75	2.3256	R.B.F	0.3333

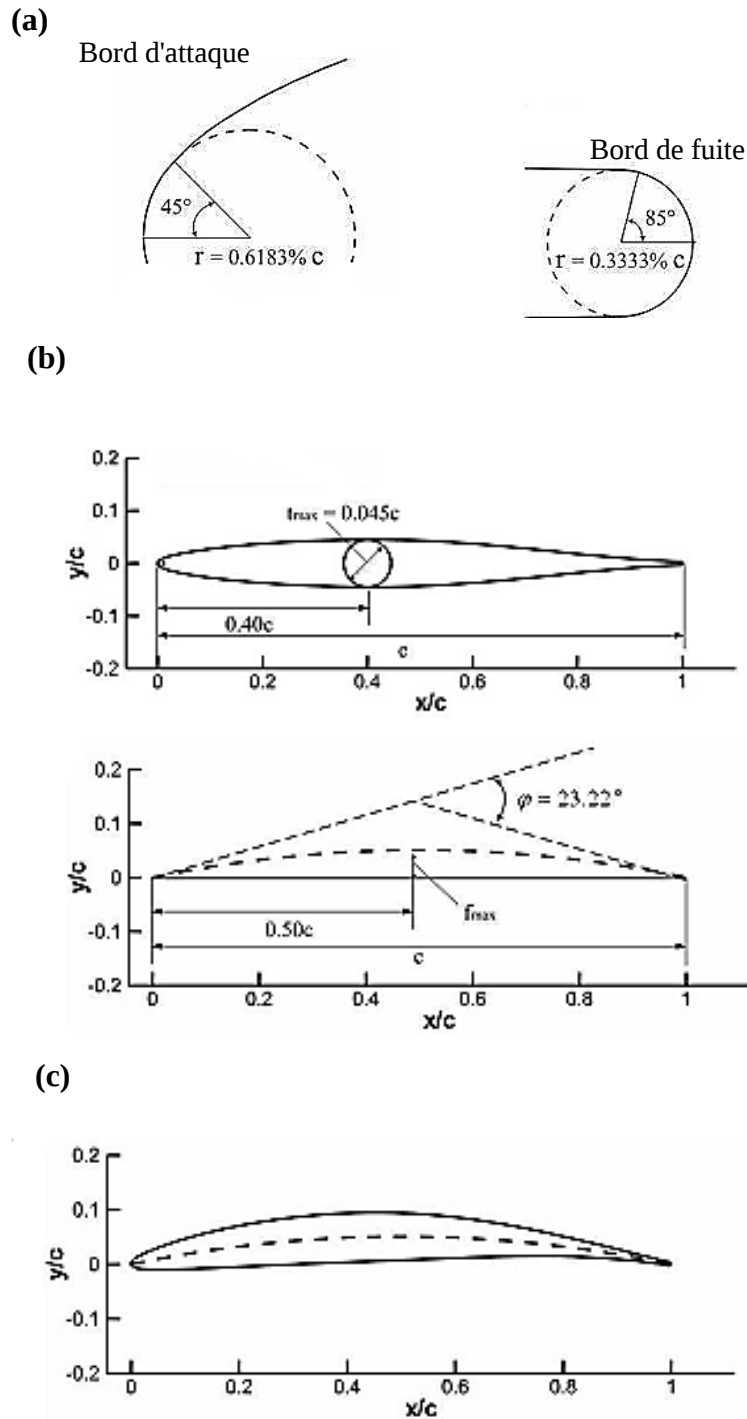


Figure 3.1- Géométrie d'aube de type NACA65009: (a) Bord d'attaque et bord de fuite, (b) Ligne de cambrure moyenne, (c) Profil d'aube. [54]

La ligne moyenne de cambrure présentée dans la figure 3.1.b est un arc circulaire dont l'angle de cambrure φ est de 23.22° . Etant donné que l'angle d'incidence choisie i est estimé à 4° (une valeur pour laquelle la zone de décollement de coin était suffisamment

importante, ce qui permet d'étudier et de contrôler le phénomène), on peut déduire que l'angle d'écoulement à l'entrée, $\beta_1 = 58.31^\circ$.

3.2.2. Géométrie de la cascade

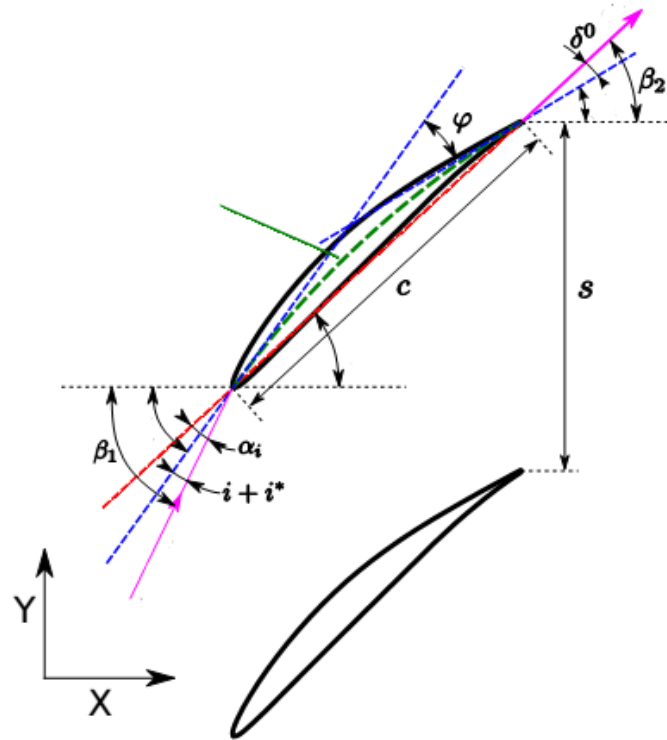


Figure 3.2- Géométrie de la cascade. [54]

La géométrie de la cascade est illustrée sur la figure 3.2. Les aubes sont installées avec un angle de calage λ de 42.7° . Les angles à l'entrée et à la sortie limités entre les tangentes de la cambrure moyenne et la direction axiale au niveau du bord d'attaque et bord de fuite, sont de: $\varphi_1 = 54.31^\circ$ et $\varphi_2 = 31.09^\circ$ respectivement.

La corde C , l'envergure h et le pas S sont respectivement de 150 mm, 370 mm et 134 mm. Donc, le rapport d'aspect et la solidité σ sont respectivement de 2,47 et 1,12.

Les paramètres géométriques de la cascade l'aube sont résumés dans le tableau 3.2.

Tableau 3.2- paramètres géométriques de la cascade.

symbole	Paramètre	valeur	relation
C	corde	150 mm	
h	envergure	370 mm	
S	pas	134 mm	
σ	solidité	1.12	$\sigma = C/S$
AR	Rapport d'aspect	2.47	$AR = h/S$
λ	Angle de calage	42.7°	
φ	Angle de cambrure	23.22°	
β_1	Angle de l'écoulement entrant	58.31°	$\beta_1 = \varphi_1 + i$
i	Angle d'incidence	4°	
φ_1	angle limité entre la tangente de la cambrure moyenne et la direction axiale au niveau du bord d'attaque	54.31°	$\varphi_1 = \lambda + \varphi/2$
φ_2	Angle limité entre la tangente de la cambrure moyenne et la direction axiale au niveau du bord de fuite	31.09°	$\varphi_2 = \lambda - \varphi/2$
i^*	Angle d'incidence optimale	0.18°	
δ_0	Angle de déviation de l'écoulement		
β_2	Angle de l'écoulement sortant		$\beta_2 = \varphi_2 + \delta_0$
θ	Angle de déflexion de l'écoulement		$\theta = \beta_1 - \beta_2$ $= \varphi + i - \delta_0$

3.3 Mise en place de la simulation numérique

3.3.1 Détermination du domaine de calcul

Le domaine d'étude est schématisé sur la figure 3.3. C'est une géométrie tridimensionnelle dont les dimensions sont identiques à celle de l'expérience.

Le domaine d'écoulement est limité par les surfaces suivantes:

Dans la direction axiale: par une surface d'entrée située à 2.16 de la corde axiale d'aube en amont du bord d'attaque, et une surface de sortie située à 1.36 de la corde axiale d'aube en aval du bord de fuite, où la corde axial Ca est donnée par la relation:

$$C_a = C \cdot \cos \lambda \quad (3.1)$$

- **Dans la direction circonférentielle:** par deux surfaces périodiques identifiées par la solidité $\sigma=1.12$.

- **Et dans la direction radiale:** par les parois solides.

Entre ces six limites, on peut produire une aube NACA65009.

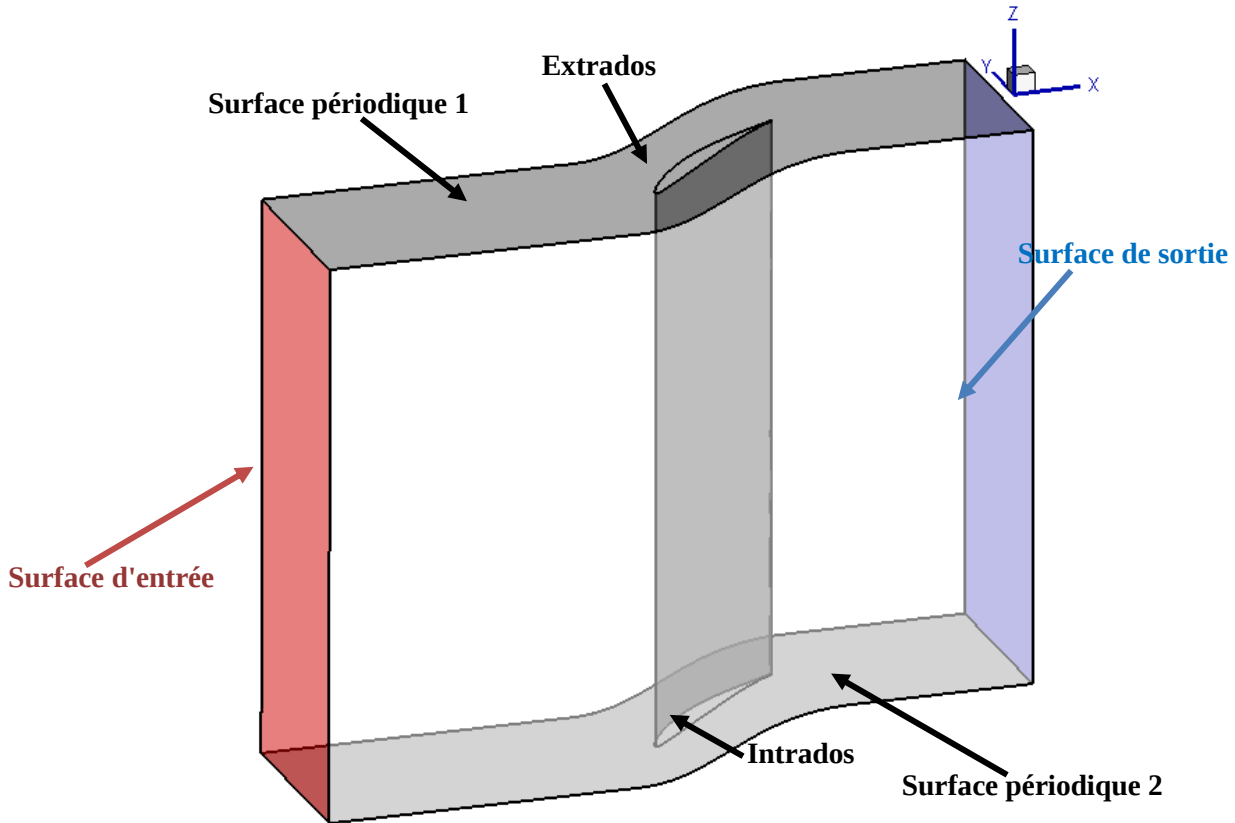


Figure 3.3– Géométrie tridimensionnelle de la cascade linéaire NACA65009.

3.3.2 Génération du maillage

La génération du maillage représente la discrétisation spatiale du problème en volumes de contrôle discrets. C'est une étape importante dans une analyse CFD, vu l'influence du type de maillage (structuré ou non structuré) et sa qualité, le nombre de cellules et aussi le raffinement du maillage dans la couche limite au niveau des parois solides (l'extrados d'aube et l'intrados d'aube et les parois latérales), sur la convergence de la solution lors du calcul numérique.

L'étude de l'indépendance maillage-solution sera présentée dans la section 3.4.2.

Après avoir déterminé le domaine de calcul, Trois maillages structurés (hexaèdres) de différente densité ont été réalisés et évalués pour vérifier l'indépendance de la solution

par rapport au maillage. La technique "multi-bloc" avec topologie de type HOH est adoptée en utilisant le mailleur Gambit.

- **Un bloc O** entoure l'aubage afin de discrétiser finement la zone de l'écoulement proche paroi.
- **Les blocs H** sont disposés dans la zone d'entrée, la zone de sortie et autour du bloc O.

Le maillage structuré utilisé dans notre étude, permet de réduire le nombre de cellules, et donc réduire le temps de calcul qui présente un critère très important dans une analyse CFD tridimensionnelle.

Etant donné que les moitiés inférieure et supérieure de la cascade sont symétriques par rapport au plan radial situé à mi- envergure de la cascade, l'hypothèse de symétrie de l'écoulement est prise en compte. Donc, seule une moitié du volume de celle-ci est maillée afin de limiter le temps de calcul. La vérification de la symétrie de l'écoulement à travers la cascade linéaire est présentée en annexe B.

Les différents maillages utilisés dans l'analyse de l'indépendance de solution-maillage sont résumés dans le tableau 3.3.

Tableau 3.3 – Différents maillages utilisés dans l'analyse de l'indépendance.

configuration	Information des maillages		
	Nombre de cellules	Nombre de noeuds	y^+
Grossier	510 150	528 124	< 5
Moyen	1 087 125	1 121 456	< 5
fin	1 544 100	1 615 234	< 5

Pour tous les maillages, L'épaisseur de la première cellule normal à la paroi solide est $y=5\mu\text{m}$, correspond à la condition $y^+ \leq 5$, Où y^+ : représente la distance caractéristique adimensionnelle à partir de la paroi.

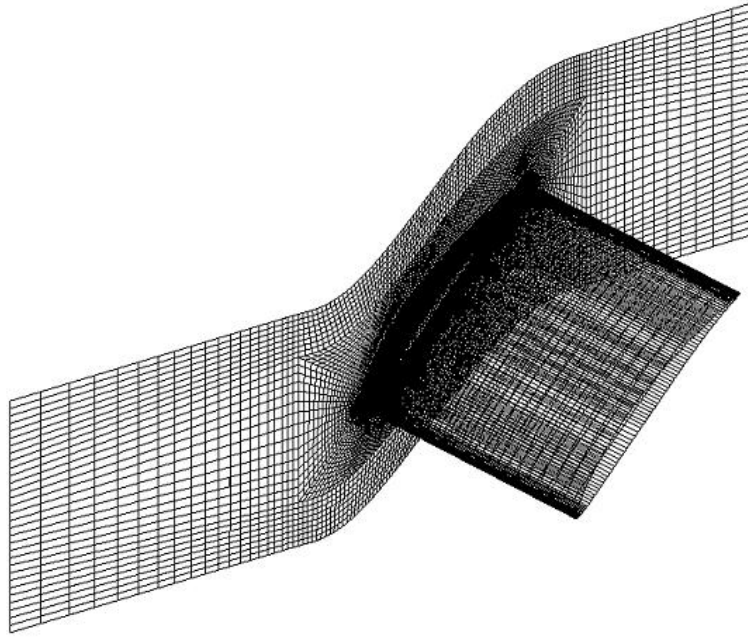


Figure 3.4– Maillage tridimensionnel moyen de la cascade NACA65009

Le maillage noté "moyen" qui contient presque un million de cellules, est présentée sur la figure 3.4.

3.4 Résolution numérique tridimensionnelle de l'écoulement non contrôlé

Les calculs de l'écoulement turbulent stationnaire ont été effectués par le modèle de turbulence à deux équations k -epsilon réalisable. En raison du fort gradient de pression défavorable dans la cascade du compresseur, l'option « enhanced wall treatment » a été choisi pour modéliser la couche limite développée au niveau des parois solide. Le critère de convergence des résidus retenu est de l'ordre de 10^{-4} .

3.4.1 Conditions aux limites

Dans le cadre des calculs stationnaires RANS, la périodicité de l'écoulement dans la direction circonférentielle peut être considérée.

Les conditions appliquées aux limites pour les calculs CFD sont basées sur les mesures de l'expérience menée par Ma Wei[54].

- Pour la modélisation des parois solides telles que l'extrados, l'intrados et la paroi latérale, des conditions d'adhérence et d'imperméabilité sont imposées. Et comme aucun

échange thermique au niveau des parois n'est disponible, la condition adiabatique peut-être y utilisée.

- A l'entrée du domaine de calcul, une fonction UDF (User Define Function) écrite en langage de programmation C a été utilisée pour définir le profil de vitesse. L'intensité de la turbulence à l'entrée est égale à ($Tu=0.8\%$), c'est une valeur mesurée expérimentalement.
- A la section de sortie, la condition de type Pression à la sortie (Pressure Outlet) a été imposé. Ce type de condition permet d'extrapoler la pression statique à partir des nœuds intérieurs voisins en choisissant l'option "from neighboring cell".

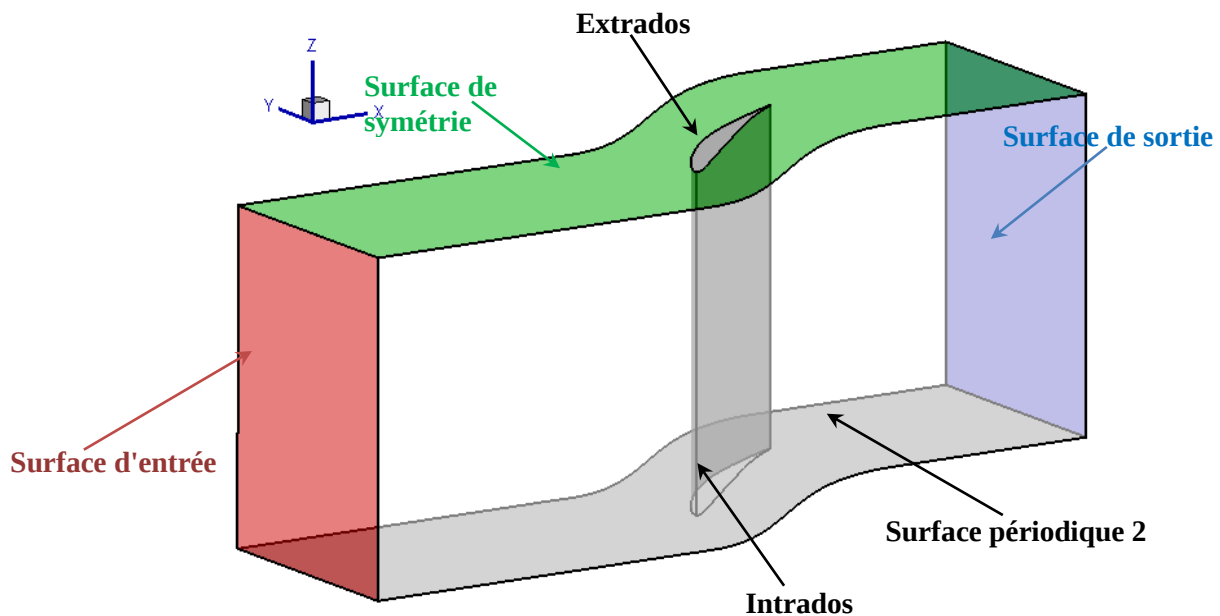


Figure 3.5– Domaine géométrique de calcul

- L'implémentation de la fonction UDF

Le profil de la vitesse à l'entrée de la cascade n'est plus uniforme à cause de l'effet des parois solide sur l'écoulement visqueux. Il est obtenu dans l'expérience par des mesures à l'entrée de la cascade en utilisant un anémomètre à fil chaud (Hot Wire Anemotery). Le profil expérimentale de la vitesse trouvée dans l'étude de Ma Wei [54] montre la variation de la vitesse de l'écoulement à l'entrée de la cascade dans la direction radiale (z) le long l'envergure de la cascade.

Pour introduire la condition de vitesse à la surface d'entrée, la démarche employée est la suivante :

- Dans un premier temps, les coordonnées des points formés le profil expérimental de la vitesse sont extraites, pour obtenir un fichier contenant des valeurs discontinues de la vitesse à l'entrée de la cascade.
- Ces valeurs sont ensuite présentées par Excel, ce dernier qui nous permet d'obtenir des fonctions d'extrapolation mathématique des données. Et pour que ces fonctions approximatives soient plus précises, le profil de la vitesse a été divisé en trois parties dans trois intervalles comme suit:

$z \in [0; 0.04]m$: La fonction approximative d'extrapolation approximative de la variation de vitesse dans ce domaine est:

$$u(z) = 58.4 z^{0.12} (m/s) \quad (3.2)$$

$z \in [0.04; 0.33]m$: Dans cet intervalle, la vitesse de l'écoulement est fixe,
 $u(z) = 40 m/s$.

$z \in [0.33; 0.37]m$: La vitesse se varie dans cet intervalle selon la fonction:

$$u(z) = 58.4(0.37 - z)^{0.12} (m/s) \quad (3.3)$$

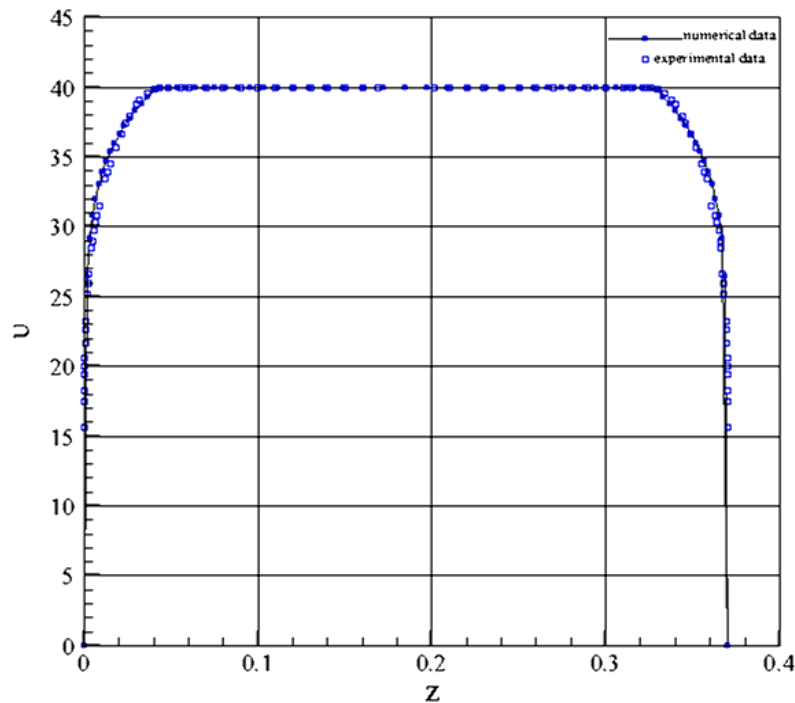


Figure 3.6– Comparaison du profil de vitesse "numérique" à ceux de [54].

- Après l'obtention des fonctions dérivantes le profil de la vitesse, un programme en langage C a été créé (présenté dans l'annexe C et D), pour définir ces fonctions en tenant en compte l'angle de l'écoulement à l'entrée β_1 . Ce programme contient deux parties, une pour la composante axiale de la vitesse, et la deuxième pour la composante tangentielle.
- En fin, la condition de la vitesse peut être définie à l'entrée du domaine du calcul en appliquant ce programme sous forme d'une fonction UDF (user define function), au moyen du logiciel Ansys Fluent.

La figure 3.6 montre une très bonne adéquation entre le profil de la vitesse expérimentale et le profil de vitesse "numérique" obtenu de l'Ansys FLUENT après l'implémentation de la fonction UDF.

La figure 3.7 représente le profil de la vitesse "numérique" pour la moitié de la cascade.

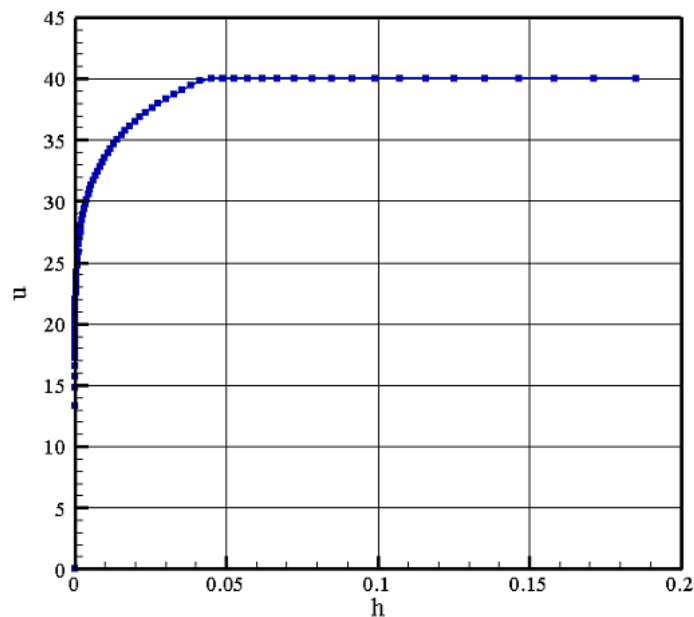


Figure 3.7– Profil de la vitesse "numérique" à l'entrée de la cascade

3.4.2 Etude de l'indépendance du maillage

Dans une modélisation CFD, les paramètres de la solution que donne le solveur Ansys FLUENT après la convergence doivent être indépendants de la densité et la qualité du maillage.

Dans ce but, trois maillages de différente densité qu'on notera "grossier", "moyen" et "fin" ont utilisé dans cette étude. Ils comportent respectivement 510150, 1087125 et 1544100 cellules.

On vérifie alors que la valeur du coefficient de pertes de pressions totales $\tilde{\omega}$ ainsi que la valeur de l'angle de déviation de l'écoulement θ sont insensibles aux nombres d'éléments du maillage, et on choisit par la suite le cas le plus réaliste de la solution.

Où θ est calculé par la relation:

$$\theta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{\beta_2} = \arctg \frac{w_1}{w_2} \quad (3.4)$$

Afin de vérifier la qualité du maillage, le facteur de la distorsion du maillage F_d (skewness) a été calculé par le mailleur Gambit pour les trois maillages. Une valeur faible du facteur de distorsion implique une bonne qualité du maillage. Pour un maillage structuré de type hexaédrique, la valeur maximale tolérée du facteur de distorsion F_d doit être inférieure à 0,75.

Le tableau 3.4 illustre les valeurs de: coefficients des pertes des pressions totales, l'angle de déviation de l'écoulement et le facteur de la distorsion du maillage pour les trois configurations.

Des valeurs acceptables du facteur F_d sont obtenues pour chaque grille de calcul.

Tableau 3.4 – Le facteur de distorsion, le coefficient de pertes et l'angle de déviation de l'écoulement pour les trois maillages

Maillage	Nombre de cellules	F_d	$\tilde{\omega}$	θ [°]
Grossier	510 150	0.67439	0.069	53
Moyen	1 087 125	0.705785	0.069	52.98
fin	1 544 100	0.705524	0.069	52.98

Il est évident que les valeurs du coefficient des pertes totales et de l'angle de déviation de l'écoulement restent stables dans les trois configurations. Ce qui signifie que la solution est indépendante du réseau de calcul.

Les distributions de coefficient de pression présentées sur la figure 4.7 montre une bonne adéquation de la solution pour le maillage "moyen" et "fin" avec les données expérimentales [54].

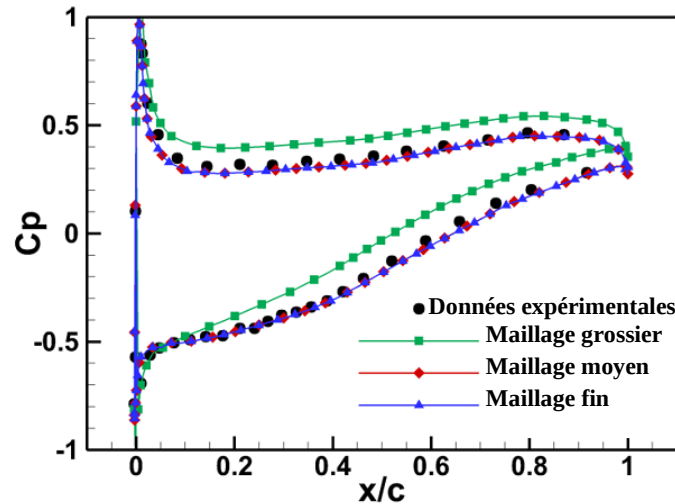


Figure 3.8– Comparaison de la distribution du Coefficient de pression à mi- envergure simulé par les trois maillages avec les données expérimentale. [53]

L'influence du raffinement de maillage sur la solution numérique, par exemple le coefficient de pression sur l'aubage à mi- envergure ($z=50\%h$), est illustrée sur la figure 3.8. Les résultats du maillage grossier montres des tendances différentes par rapport aux données expérimentales ainsi que les résultats des maillages moyen et fin. Les résultats du maillage grossier n'arrivent pas à estimer la distribution du coefficient de pression statique précisément par rapport aux autres maillages.

Concernant les résultats de C_p des maillages fin et moyen, il n'y a pas de différences substantielles par rapport à l'expérience.

Puisque le maillage fin donne les mêmes résultats que le maillage moyen et pour réduire les efforts de calcul, le maillage moyen est choisi pour tous les calculs de la présente étude.

3.5 Validation de la simulation numérique

3.5.1 Validation du modèle de turbulence

Afin de valider le choix du modèle de turbulence choisi, il est nécessaire de vérifier la valeur du vecteur de distance de la paroi y^+ au voisinage des parois solides (l'aubage et la paroi latérale). Comme le modèle de turbulence sélectionné k -epsilon réalisable avec l'option "enhanced wall treatment" nécessite que la grandeur y^+ soit inférieure ou égale à cinq ($y^+ \leq 5$), une discrétisation spéciale fine a été appliqué au voisinage des parois solides dont la taille de la première maille adjacente à la paroi est estimée à $5\mu m$.

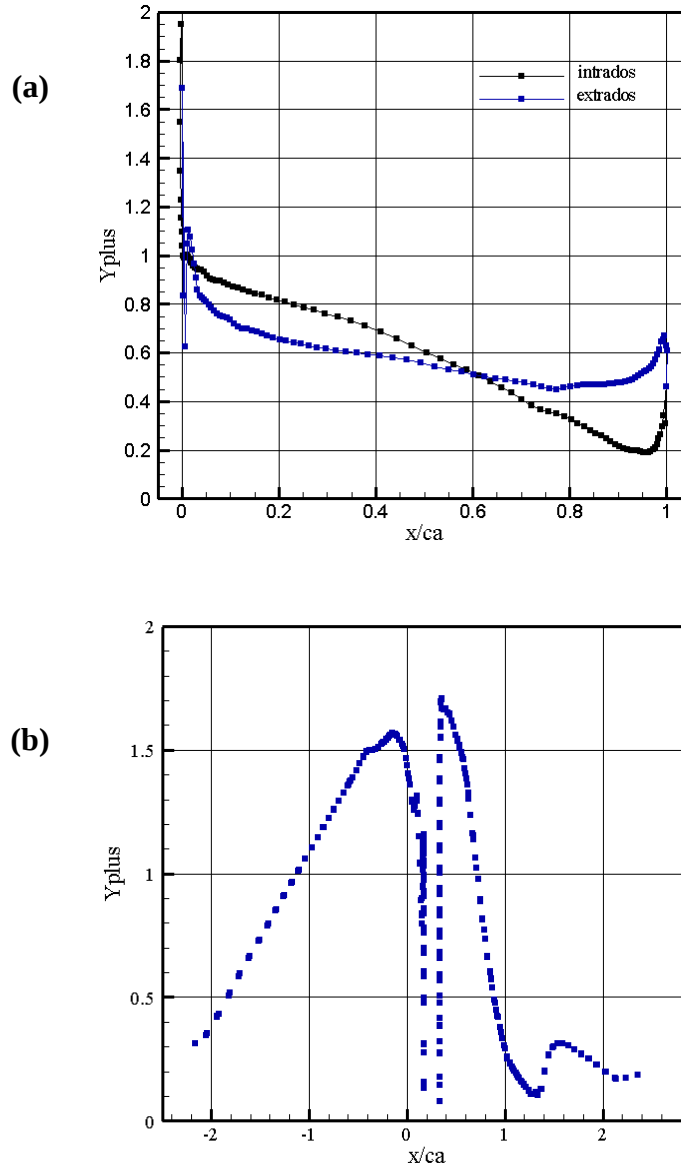


Figure 3.9– Distribution de la distance caractéristique adimensionnelle à partir de la paroi: **(a)** sur l'aubage, **(b)** sur la paroi latérale

Dans la figure 3.9, la grandeur y^+ au niveau de la surface d'aube et de la paroi latérale est présentée, Où les valeurs obtenues assurent la condition $y^+ \leq 5$. Donc; ce maillage valide les critères de la modélisation turbulente.

3.5.2 Validation des résultats numériques

Dans cette section, on s'intéresse à la validation du modèle numérique adopté dans notre étude. La validation est basée sur la comparaison des résultats obtenus dans la simulation numérique de la cascade non contrôlée avec les mesures expérimentales [54].

On commence tous d'abord par comparer les la distribution du coefficient de pression statique au niveau de la surface d'aube.

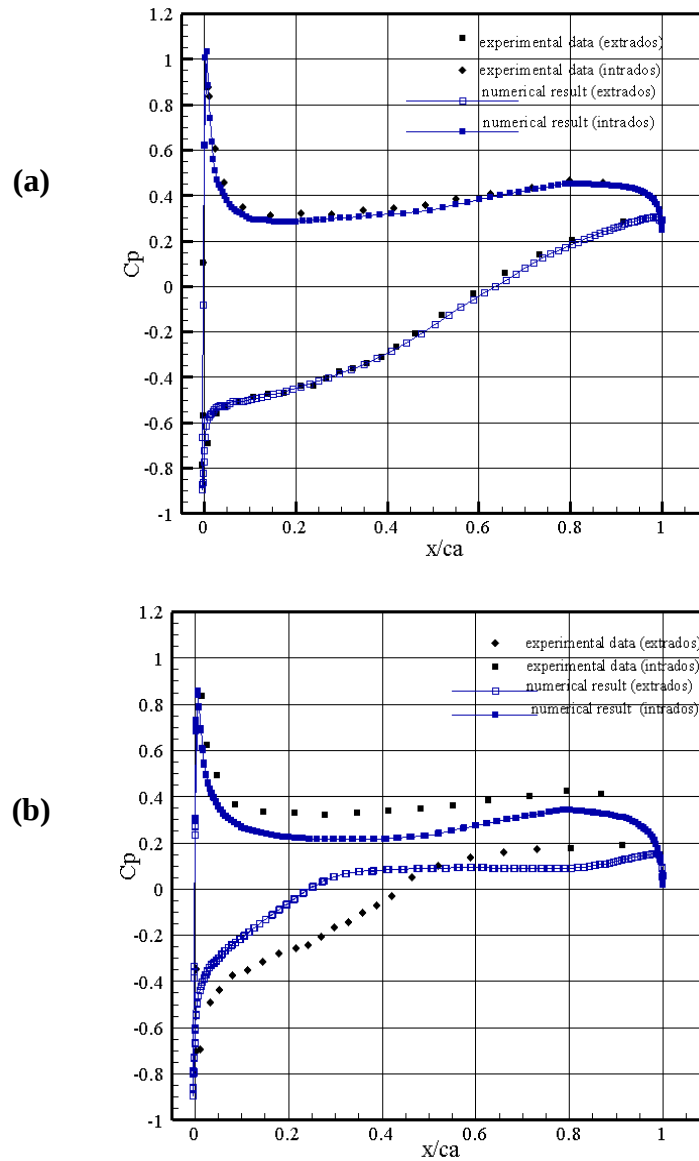


Figure 3.10– Comparaison de C_p entre les données expérimentales et les résultats numérique à $i = 4^\circ$:**(a)** à mi- envergure $z=50\% h$, **(b)** proche de la paroi latérale $z=5.4\% h$

La figure 3.10 montre des comparaisons du coefficient de pression statique de surface C_p entre les données expérimentales et les résultats actuels de CFD. Deux emplacements ont été choisis pour les comparaisons, afin d'examiner la capacité du modèle de turbulence à prédire à la fois l'écoulement attaché et détaché sur l'aube.

A mi- envergure où $z = 50\% h$, les résultats numériques de C_p sont en très bon accord avec les données expérimentales. Cela indique que le modèle utilisé est convient à la condition de la couche limite attachée.

Au voisinage de la paroi latérale à $h = 5,4\% h$, le modèle montre de légères divergences entre le C_p numérique et le $C_{p\text{expérimental}}$. Puisqu'il s'agit d'un modèle à viscosité turbulente (detached-eddy), il reste limité dans ce type d'écoulements détachés.

En général, les résultats CFD sont acceptables et le modèle de turbulence K-epsilon réalisable doit être appliqué pour étudier le contrôle de décollement de coin.

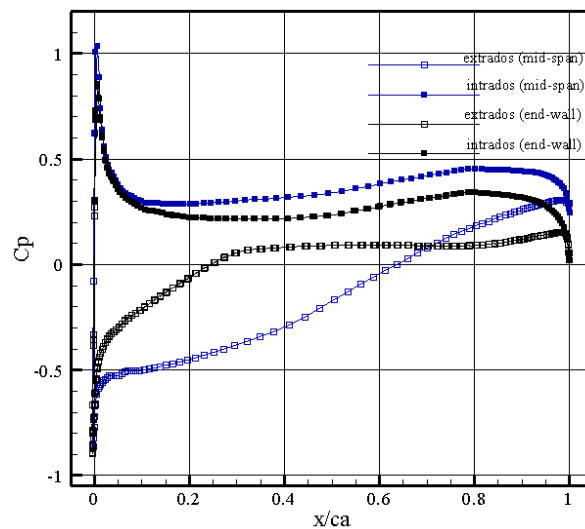


Figure 3.11– Comparaison de distribution de pression C_p sur l'aube à mi- envergure ($z = 50\%h$) et poche de la paroi solide ($h = 5,4\% h$)

Dans la figure 4.10, la comparaison de distribution de pression C_p sur l'aube à mi- envergure ($z = 50\% h$) et poche de la paroi solide ($h = 5,4\% h$) montre l'effet très important du décollement de coin sur les performances aérodynamiques de l'écoulement à travers la cascade.

On peut également utiliser les contours expérimentaux [54] pour valider nos calculs numériques. Les contours de coefficient de perte totale $\tilde{\omega}$ et du coefficient de pression statique C_p sont illustrés dans les figures 3.12,3.13,3.14,3.15 et 3.16.

La comparaison montre que les calculs numériques sont en bon accord avec les mesures expérimentales.

Comme conclusion de cette comparaison, on peut compter sur les résultats obtenus dans cette simulation numérique pour analyser l'écoulement tridimensionnel à travers la cascade du compresseur.

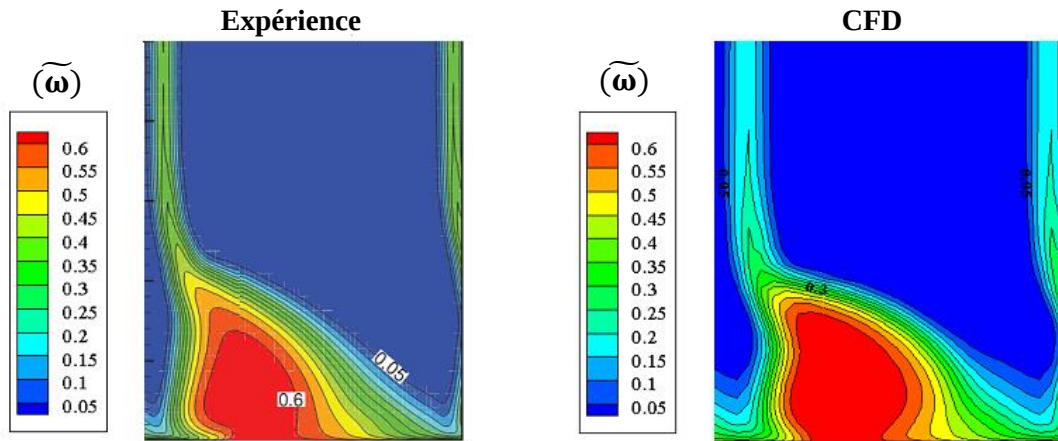


Figure 3.12- Comparaison du coefficient de perte de pression totale $\tilde{\omega}$ à la sortie ($x=0.363Ca$ en aval du bord de fuite) entre les données expérimentales et les résultats numériques à $i=4^\circ$.

La figure 3.12 illustre une comparaison de contours du coefficient de perte de pression totale. Les contours sont tracés au niveau du plan de sortie de la cascade (36,3% de la corde) en aval du bord de fuite. Le coefficient de perte de charge totale est utilisé afin de quantifier l'effet de blocage de décollement de coin à la sortie de la cascade. La région de blocage est mentionnée par le dégradé de la couleur verte à la couleur rouge.

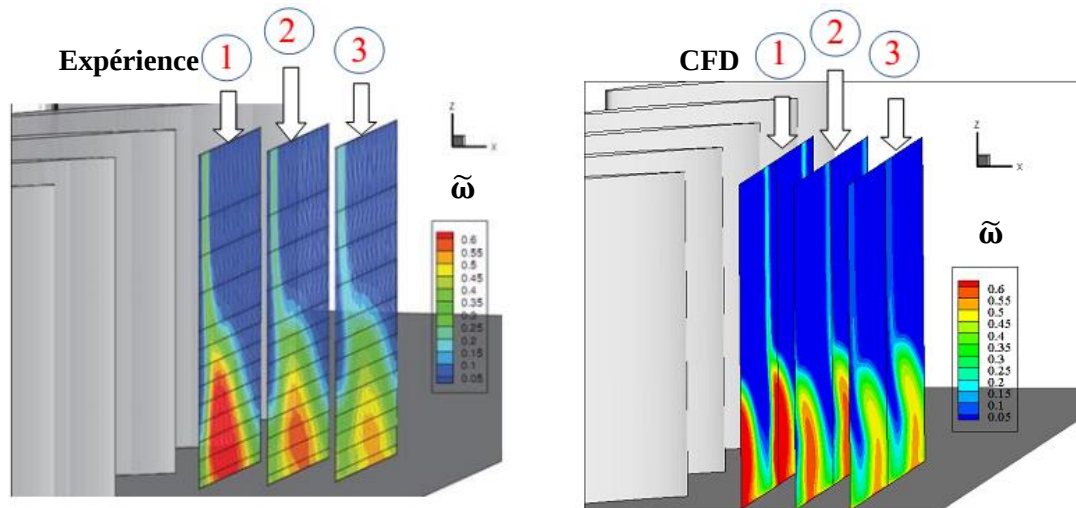


Figure 3.13– Comparaison entre les données expérimentales et les résultats numériques du coefficient de perte de pression totale ($\tilde{\omega}$) à la sortie à $i=4^\circ$ sur des stations localisées à: (1) $x=0.363Ca$ (2) $x=0.635$, (3) $x=0.907Ca$, en aval du bord de fuite.

Le blocage aérodynamique représente environ 35% du passage de sortie de la cascade. Les pertes totales forment une zone de blocage aérodynamique (la zone rouge) où le coefficient de perte peut arriver jusqu'à 0,6. Les pertes augmentent dans la direction radiale, de la mi-envergure jusqu'à la paroi solide à cause de décollement de coin.

La figure 3.13, représente les pertes de pressions totales sur des plans localisés dans des stations successives en aval du bord de fuite. On peut voir que la région de blocage s'estompe progressivement dans la direction de l'écoulement plus loin du coin sous l'effet du mélange de l'écoulement.

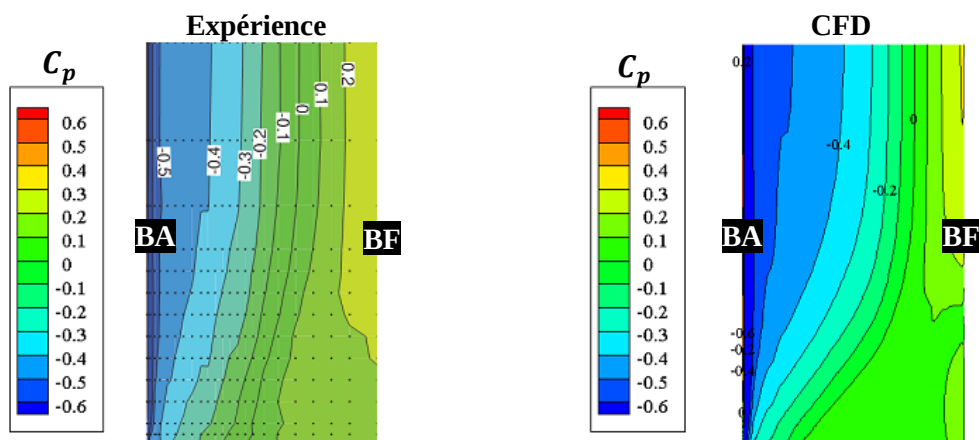


Figure 3.14– Comparaison entre les données expérimentales et les résultats numériques du coefficient de pression statique (C_p) l'intrados.

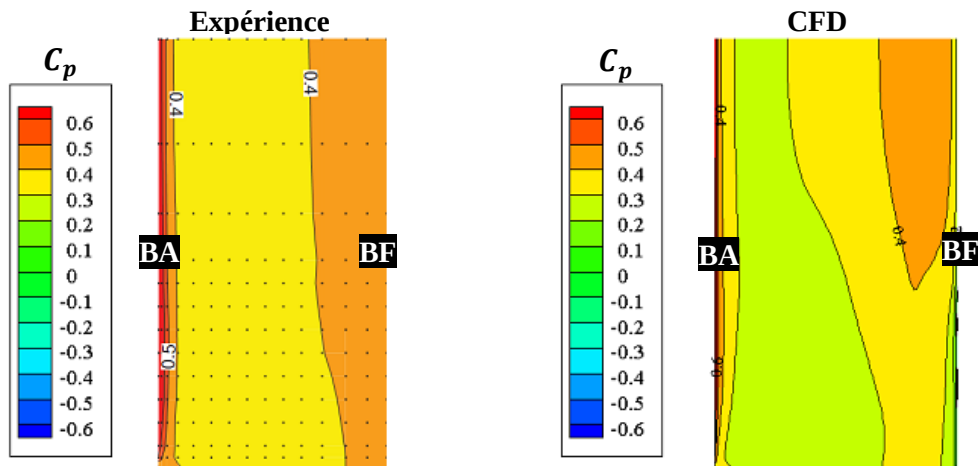


Figure 3.15– Comparaison entre les données expérimentales et les résultats numériques du coefficient de pression statique C_p sur l'extrados.

Les contours présentés dans la figure 3.15 montrent que la pression est presque constante sur l'extrados d'aube dans la direction longitudinale, sauf dans la région proche de la paroi latérale, à cause du développement de la couche limite dans cette zone. On peut noter aussi la présence d'un gradient transversal positif de pression statique du, ce qui crée une zone de gradient de pression défavorable.

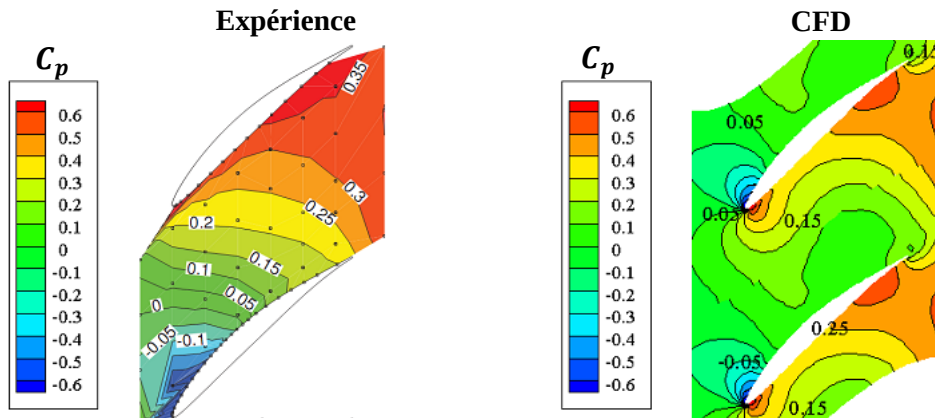


Figure 3.16– Comparaison entre les données expérimentales et les résultats numériques du coefficient de pression statique C_p sur la paroi latérale.

Sur la figure 3.16, La distribution du coefficient de pression statique sur la paroi latérale montre un gradient longitudinal positif de pression statique qui provoque des écoulements secondaires de l'intrados vers l'extrados d'aube.

3.6. Conclusion

Dans ce chapitre une investigation numérique tridimensionnelle d'une cascade linéaire d'un compresseur axial fortement chargé a été effectuée afin de comprendre les mécanismes physiques qui s'y développent, et proposer par la suite la méthode de contrôle appropriée. La démarche de cette simulation numérique a été présentée en détail. Après avoir décrit la géométrie de la cascade, le maillage et les conditions aux limites, la résolution numérique de l'écoulement a été présentée. Les résultats de la simulation numérique ont été validés par comparaison aux résultats expérimentaux obtenus dans les travaux de [54].

Dans le chapitre suivant, la topologie de l'écoulement tridimensionnelle dans la cascade non contrôlée va être présentée. En se basant sur l'analyse topologique de l'écoulement, la technique de contrôle actif par soufflage continue va être appliquée afin d'empêcher le décollement de coin et améliorer par la suite les performances aérodynamiques de la cascade fortement chargée.

Chapitre 4

Contrôle de décollement tridimensionnel

4.1. Introduction

Les résultats numériques obtenus dans le chapitre précédent (les distributions des coefficients de pression et des pertes totales); seuls ne suffisent pas à savoir la meilleure configuration de contrôle par la technique de soufflage. Par conséquent, dans ce chapitre une analyse topologique au niveau des parois solides (l'aubage et la paroi latérale) est effectuée. C'est un outil efficace pour décrire l'écoulement tridimensionnel en extrayant le spectre des lignes de frottement sur les parois solides et le changeant par la suite dans le cadre du contrôle de l'écoulement selon des stratégies dont on vient à parler dans ce chapitre. La topologie de l'écoulement en plus les distributions des coefficients de pression et des pertes totales représentent une référence pour la comparaison avec les résultats atteints en appliquant des fentes de soufflage selon des différentes configurations; sur l'aubage ou sur la paroi latérale.

4.2. Stratégie du contrôle de décollement tridimensionnel

La stratégie du contrôle de l'écoulement tridimensionnel repose principalement sur l'analyse topologique du spectre pariétal de l'écoulement décollé. La modification de cette

topologie en éliminant les points critiques et les lignes de frottement associés à la séparation de l'écoulement; permet d'obtenir une nouvelle topologie d'écoulement sans décollement. Par conséquent, il faut d'abord déterminer les éléments topologiques prioritaires pour le changement.

Les résultats des études menées par [55],[56] et [57] nous permettent de connaître la nature des points singuliers dans le spectre pariétal en changeant les conditions de fonctionnement; en particulier la variation de l'angle d'incidence de l'écoulement qui représente le facteur le plus influant sur l'écoulement. Les résultats de ces études sont résumés dans le tableau suivant:

Tableau 4.1– L'apparition des points singuliers en fonction de l'angle d'incidence.

L'incidence	$i=0^\circ$	$i\approx 2^\circ-4^\circ$	$i\geq 5^\circ$
La nature des points singuliers	Nœuds (attachement/ séparation)	Nœuds (attachement /séparation)+ Cols	Nœuds (attachement/ séparation) + Cols + Foyers (attachement/séparation)

D'après le tableau–4.1, et sachant que la condition nécessaire et suffisante pour la séparation de l'écoulement tridimensionnel est que la topologie du vecteur frottement doit contenir au moins un col [29], on peut conclure que les cols sont les premiers points critiques qui génèrent la séparation, ils sont donc classés en priorité en termes de contrôle. En outre, on peut noter que les foyers sont les derniers points critiques qui apparaissent et ne sont en fait que le résultat de l'apparition des cols, ils sont donc classés comme des points secondaires [58].

Alors; les cols et les lignes de séparation qui les accompagnent représentent les éléments topologiques prioritaires pour le changement, car la possibilité d'obtenir un contrôle efficace au voisinage de ces zones est grande.

Sur la base de ce principe, la stratégie du contrôle de l'écoulement tridimensionnel s'articule autour du ciblage des lignes de séparation reliant le col à d'autres points qui peuvent être des nœuds ou des foyers.

Selon le caractère secondaire des foyers, que l'on donne moins d'importance par rapport aux cols et aux nœuds, le contrôle n'a d'effet que par la focalisation sur les lignes de

séparation reliant les cols et les nœuds dirigées dans le sens de l'écoulement, que l'on appelle: "**les lignes principales de séparation**".

La question fondamentale est de connaître l'emplacement des dispositifs de contrôle (les fentes de soufflage) afin de contrôler les décollements et les tourbillons qui les accompagnent.

4.3. Analyse topologique de l'écoulement dans la cascade sans contrôle

L'analyse de la topologie de l'écoulement dans la configuration tridimensionnelle au niveau des parois solides, est une étape importante et essentielle du contrôle de l'écoulement. Comme on l'a mentionné précédemment, la stratégie du contrôle de l'écoulement est basée sur le ciblage des points critiques et des lignes de frottement associées aux décollements.

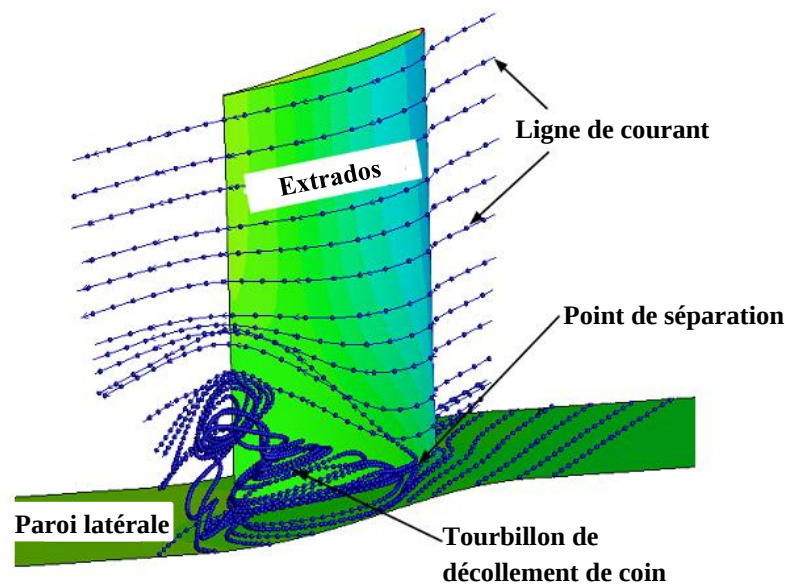


Figure 4.1– Lignes de courant dans le domaine de l'écoulement en 3D avec le tourbillon de coin.

La figure 4.1 illustrée ci-dessus montre les lignes de courant pariétal au niveau des parois solides (l'aubage et la paroi latérale), où l'on peut clairement observer la zone de décollement dans le coin entre l'extrados et la paroi latérale; ce qui a conduit à bloquer la zone de passage dans la cascade. Ceci est dû à la combinaison des écoulements adverses sous l'effet du gradient de pression défavorable sur l'extrados, et la recirculation sur la paroi latérale. Ce système tourbillonnaire doit être analysé en extrayant les points critiques et les lignes qui les relient, aux niveaux des surfaces solides.

La topologie des lignes de frottement dans la zone près du bord d'attaque est représentée sur la figure 4.2 où les traces du tourbillon de type "fer à cheval" générés dans cette région sont clairement montrées.

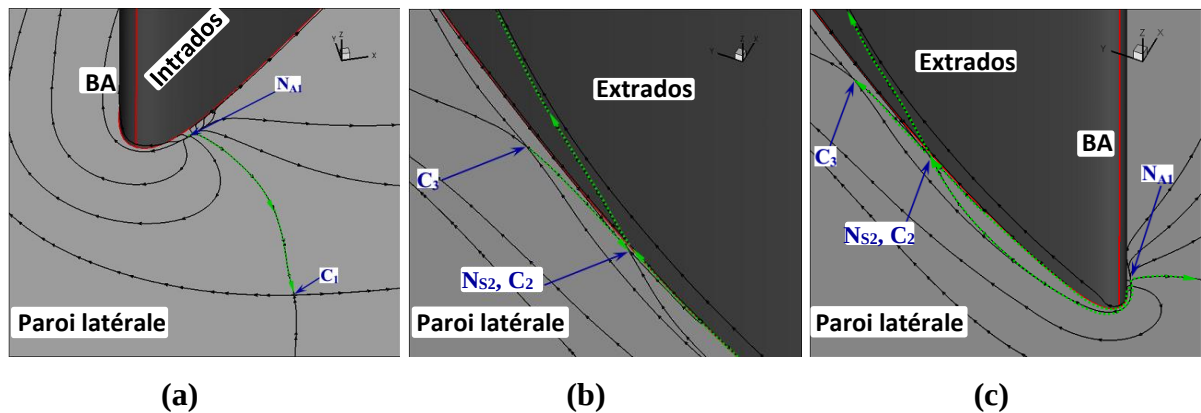


Figure 4.2– Lignes de frottement pariétal près du bord d'attaque.

Sur la figure 4.2.a, on peut observer l'existence d'un point selle C_1 sur la paroi latérale, où l'écoulement se décolle à cause du fort gradient de pression appliqué sur la couche limite. L'écoulement se recolle au nœud d'attachement NA_1 sur la paroi latérale. Les deux points C_1 et NA_1 forment la base du tourbillon type "fer à cheval" formé au bord d'attaque. Ces deux points font aussi partie de la topologie de l'écoulement dans toutes les configurations avec contrôle qui seront abordées lors de l'application de la technique de soufflage.

Une ligne séparatrice convergente s'émane du nœud d'attachement NA_1 . La ligne s'étend sur l'intersection de l'aubage avec la paroi latérale jusqu'au point à la nature duale N_{s2}, C_2 . Ce dernier, est un nœud de séparation pour la paroi latérale mais un col pour l'extrados. (voir figure 4.2.b et 4.2.c)

Le point N_{s2}, C_2 est relié par une ligne de frottement au col C_3 à la paroi latérale.

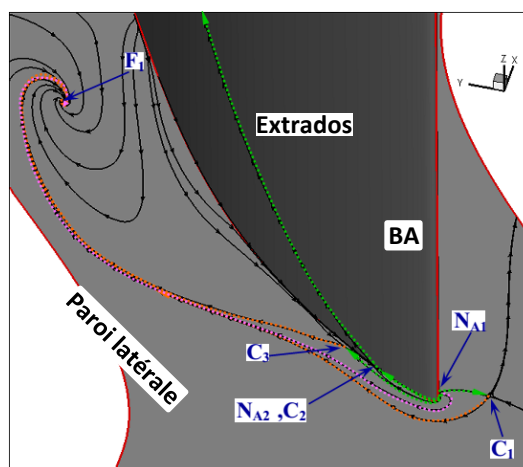


Figure 4.3– Lignes de frottement pariétal sur les parois de la cascade; du bord d'attaque jusqu'à environ 90 % de la corde axiale en aval du bord d'attaque.

La figure 4.3 montre la présence d'un foyer F_1 sur la surface de la paroi latérale, autour duquel des lignes de frottement provenant des points N_{A1} , C_1 , C_2 et C_3 , sont enroulées.

En ce qui concerne la topologie de l'écoulement dans la région du bord de fuite, elle est représentée sur les figures 4.4.a et 4.4.b ci-dessous.

On peut voir sur la figure 4.4.a la présence d'un point selle C_4 , à partir duquel deux lignes de frottement sont émises; dont l'un s'enroule autour du foyer F_1 et l'autre s'enroule autour d'un deuxième foyer F_2 situé à la surface de la paroi latérale.

Le point selle C_4 reçoit également deux lignes de frottement, l'une provenant du nœud d'attachement N_{A1} et l'autre provenant du nœud d'attachement N_{A3} . Ce dernier émet deux lignes de frottement; dont l'une s'enroule autour du foyer F_1 et l'autre autour du foyer F_2 . Le point N_{A3} est relié par une ligne de frottement au col C_5 situé sur l'extrados proche de la paroi latérale. Une autre ligne de frottement s'étendant sur la ligne d'intersection de surface de paroi latérale et l'aubage vers le bord d'attaque jusqu'au point C_2 , N_{S2} . On peut remarquer également sur la figure 4.4.a, la présence d'un nœud d'attachement N_{A4} sur la paroi latérale près du bord de fuite émettant des lignes de frottement parmi lesquelles; une ligne qui relie le nœud N_{A4} au col C_5 et une autre ligne s'étend sur l'extrados.

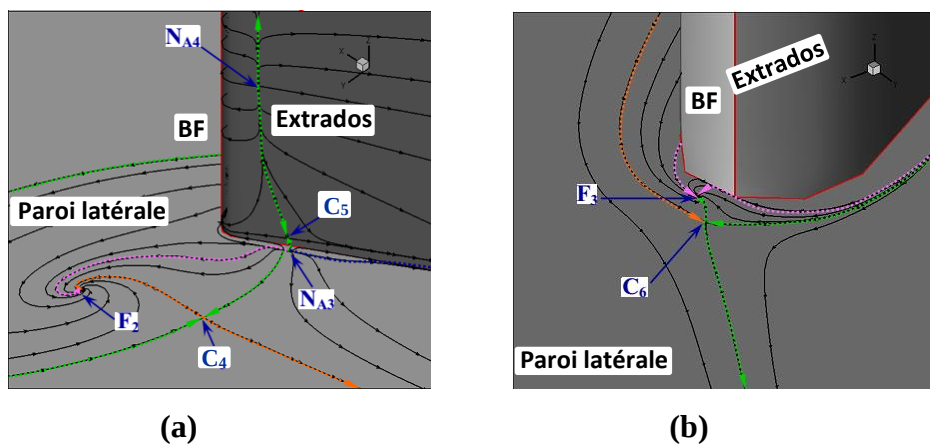


Figure 4.4– Lignes de frottement pariétal près du bord de fuite.

La figure 4.4.b montre la topologie de l'écoulement au bord de fuite; où on remarque la présence d'un col C_5 qui reçoit deux lignes de frottement, l'une venant du nœud N_{A1} et l'autre du nœud N_{A3} , et deux autres lignes le reliant d'un côté au foyer F_2 et d'autre part au foyer F_3 . Ce dernier est entouré par des lignes de frottement provenant des points C_5 , N_{A1} et N_{A2} . La figure 5.5 résume la topologie des lignes de courant frontières sur les parois de la cascade et les points singuliers qui l'accompagnent.

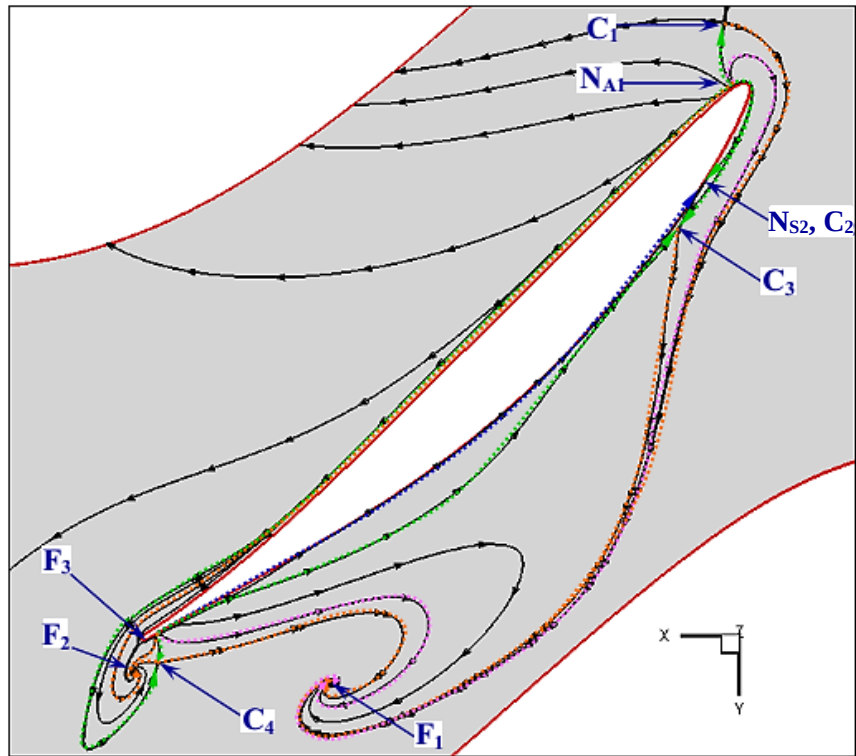


Figure 4.5– Lignes de frottement pariétal sur la paroi latérale.

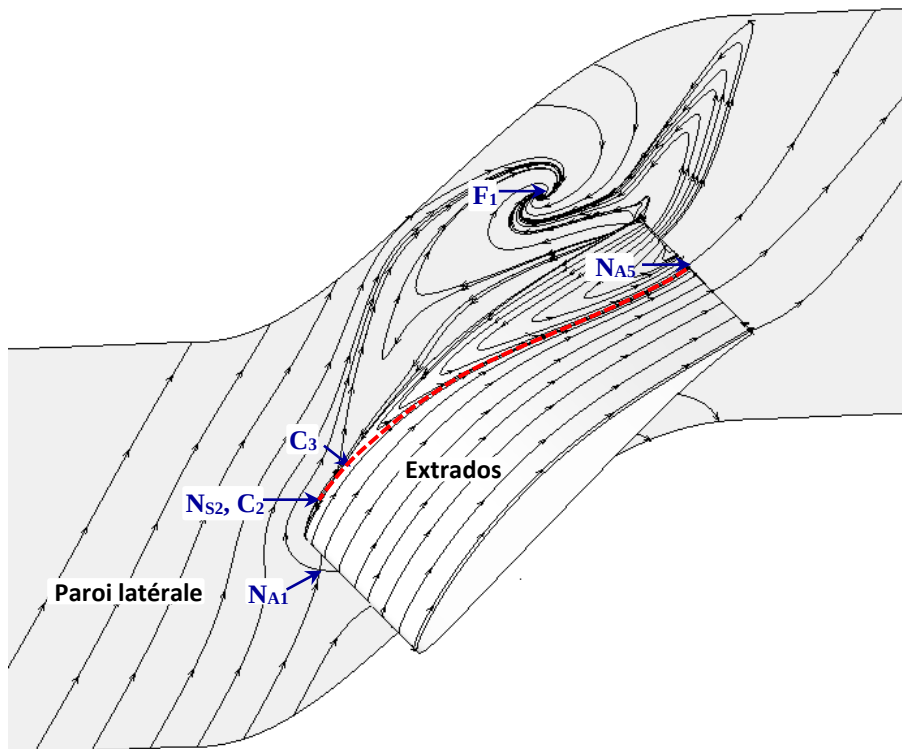


Figure 4.6– Lignes de frottement pariétal prédites sur les parois de la cascade.

Un nœud d'attachement N_{A5} se trouve sur l'extrados représente l'extrémité d'une ligne (pointillée en rouge sur la figure 4.6) dirigée dans le sens de l'écoulement principale, provenant du point C_2, N_{S2} .

En fait, cette ligne représente **la ligne de séparation principale**; elle s'étend sur l'aube avec une longueur globale d'environ 90% de la corde axiale. Notez que le point C_2, N_{S2} se trouve à l'intersection aube-paroi latérale, à environ 9% de la corde en aval de bord de fuite. Ainsi, on a satisfait tous les points et lignes critiques qui les relie dans le spectre de frottement pariétal de l'écoulement décollé.

4.4. Contrôle de décollement

Selon la stratégie de contrôle de décollement tridimensionnel, il est évident que l'élément topologique cible lors de l'application des fentes de soufflage c'est la ligne de séparation principale reliant le nœud N_{A5} et le point à la nature duale C_2, N_{S2} . Dans cette partie de notre travail de recherche, on applique des fentes de soufflage selon différentes configurations; dont certaines sur l'aube et d'autre sur la paroi latérale afin de réduire le décollement de la couche limite tridimensionnelle et améliorer les performances aérodynamiques dans le passage du conduit.

Les paramètres de contrôle par une fente de soufflage sont les suivants:

X : La position de la fente par rapport à la corde axiale. Donnée par l'expression:

$$X = \frac{x}{ca} \quad (4.1)$$

C_q : le taux de soufflage. Défini par l'expression:

$$C_q = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} \quad (4.2)$$

Où: $\dot{m}_f$ représenté le débit de soufflage de l'air et $\dot{m}$ le débit de l'écoulement à travers la grille d'aube.

ε : La largeur relative de la fente donnée par l'expression: $\varepsilon = \frac{e}{ca}$ (4.3)

Où : e est la largeur de la fente

ψ : L'angle d'inclinaison de la fente, formé entre l'axe de la fente et la surface de la paroi solide à travers lequel l'air est injecté.

L'évaluation de l'effet de contrôle de décollement de l'écoulement par l'application d'une fente de soufflage est basée sur:

- Le changement de la topologie de l'écoulement par la disparition des points critiques et les lignes de frottement associées à la séparation.
- L'amélioration des paramètres de la performance aérodynamique tel que: le coefficient de perte des pressions totales, le coefficient de pression statique et l'angle de déflexion de l'écoulement.

Le contrôle actif de décollement au moyen de la technique de soufflage conduit à l'ajout d'une quantité de fluide à haute énergie cinétique, ce qui mène à la modification des pressions statique et totale. Par conséquent, en appliquant la fente de soufflage, le coefficient de perte totale et le coefficient de pression statique sont donc définis par les expressions 2.19 et 2.20 comme on a indiqué dans la section 2.6.3.

4.4.1. Contrôle de décollement par une fente de soufflage sur l'aubage

En fait, cette configuration est inspirée des études numériques et expérimentales de contrôle actif de décollement dans la configuration bidimensionnelle réalisée par Saha et al. [59]. Ces études ont montré que la position optimale de la fente de soufflage est au point de décollement; représenté par le point critique à la nature duale C_2, N_{S2} , qui se situe à environ 9% de la corde axial à partir du bord d'attaque. Comme un premier pas de contrôle de décollement 3D, on applique une fente de soufflage sur l'extrados à ce point.

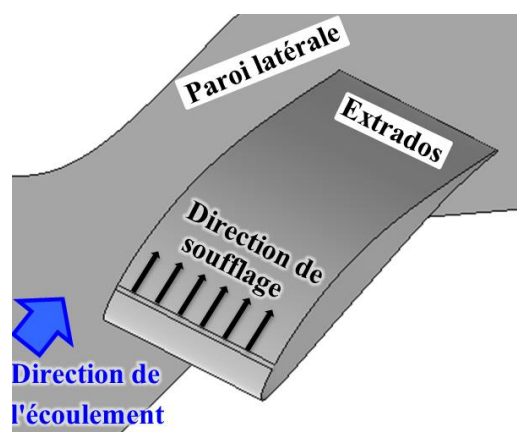


Figure 4.7– Schématisation de la fente de soufflage sur l'aubage.

D'après les études numériques et expérimentales menées par [50]; on a choisi la géométrie de la fente de soufflage en tenant compte du fait que le soufflage tangentiel de l'air dans la direction de l'écoulement (voir figure 4.7) représente la meilleure configuration de la fente sur l'extrados. En outre, selon ces études ; plus le débit de soufflage est élevé et la largeur de la fente est faible, plus l'efficacité de contrôle par de soufflage est meilleur.

Donc, on a choisi l'angle d'inclinaison de la fente $\psi = 45^\circ$, la largeur relative de la fente de 1% et le débit de soufflage de 1%. La figure 4.8 montre la configuration bidimensionnelle de la fente de soufflage ainsi que ses propriétés géométriques.

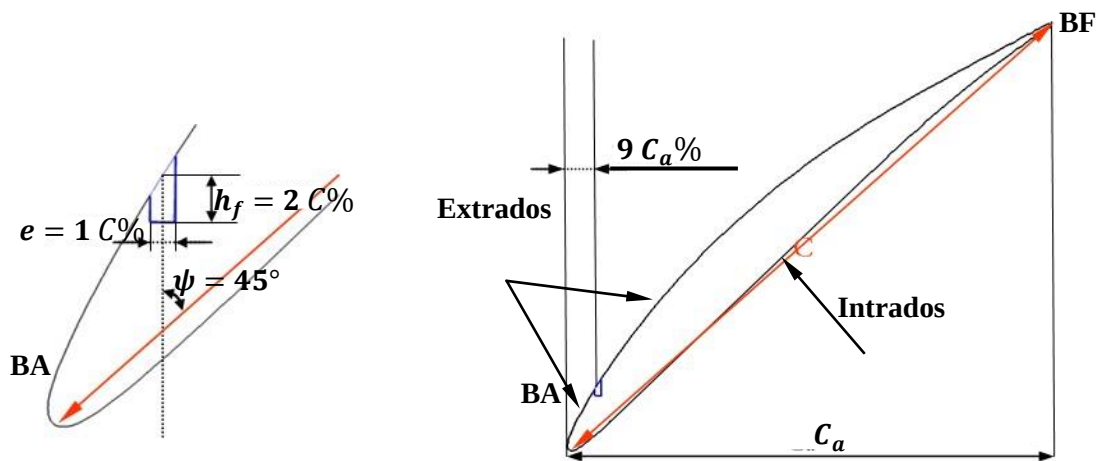


Figure 4.8– Schématisation de la fente de soufflage sur l'aubage.

4.4.1.1 Domaine géométrique de calcul et la génération de maillage

Le domaine géométrique de calcul avec une fente sur l'aubage a été créé au niveau du programme Gambit, en gardant le même domaine de calcul sélectionné dans le chapitre précédent, mais en ajoutant un nouveau volume de la fente de soufflage, (représentée en bleu sur la figure 4.9).

En ce qui concerne la définition des conditions aux limites pour la configuration avec contrôle, les parois latérales de la fente (indiquées en gris foncé sur la figure 4.9) sont définies comme des parois solides en contact avec l'écoulement donc les conditions d'adhérence et d'imperméabilité sont appliquées. La vitesse de soufflage est imposée à l'entrée de l'air de soufflage (indiquée en rouge). Quant à la condition de symétrie est imposée à la surface indiquée en vert dans la figure 4.8.

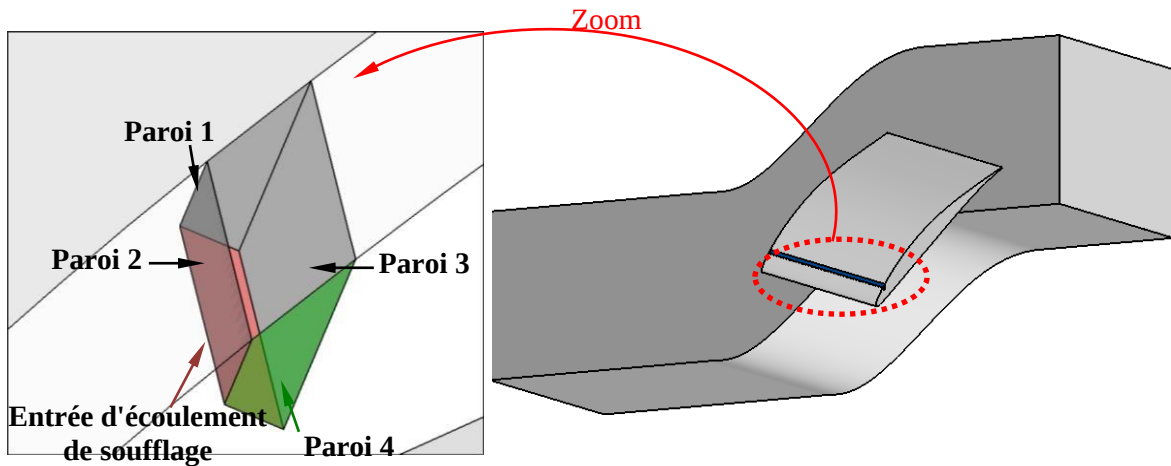


Figure 4.9– Géométrie de la Cascade linéaire en 3D avec une fente sur l'aubage.

4.4.1.2 Génération de maillage

Un maillage structuré de type H contient 15 000 cellules a été généré pour le volume de la fente. Concernant le reste du domaine de calcul, le même maillage sélectionné dans le chapitre précédent a été appliqué sauf dans la zone qui entoure l'aubage où un maillage non structuré a été appliqué après avoir vérifié son adéquation à l'étude. La figure 4.10 représente le maillage avec la fente sur l'aubage.

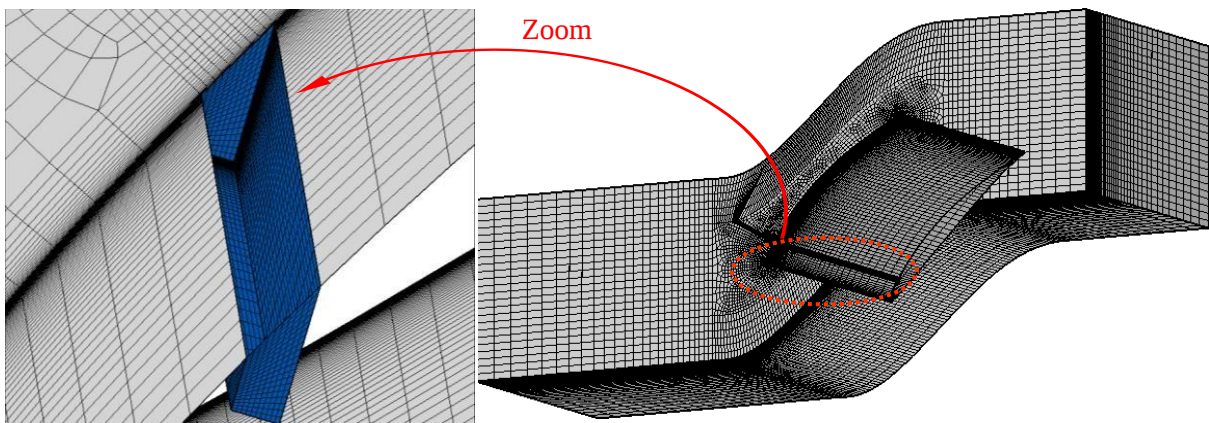


Figure 4.10– Maillage de la cascade linéaire en 3D avec une fente sur l'aubage.
(Droite) Vue de l'ensemble: paroi latérale gauche, aubage avec fente, périodique bas.
(Gauche) Vue rapprochée du maillage au niveau de la fente.

4.4.1.3 Analyse des résultats

L'évaluation de l'efficacité du système de contrôle est basée sur la topologie de l'écoulement et les paramètres de performance aérodynamique de la cascade. Par conséquent, une comparaison de la topologie, les cartographies des pertes totales ω , le

coefficient de pression statique C_p et l'angle de déflexion de l'écoulement θ ; entre les configurations sans et avec fente, a été effectuée.

4.4.1.2.a Analyse topologique de l'écoulement contrôlé

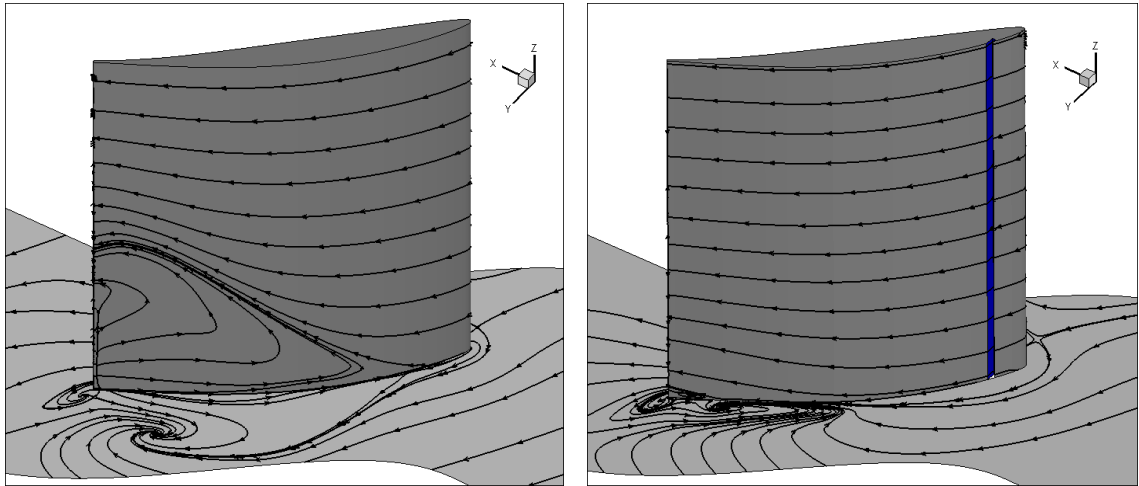


Figure 4.11– lignes de frottement pariétal sur l'aubage et la paroi latérale (gauche) sans contrôle, (droite) avec contrôle

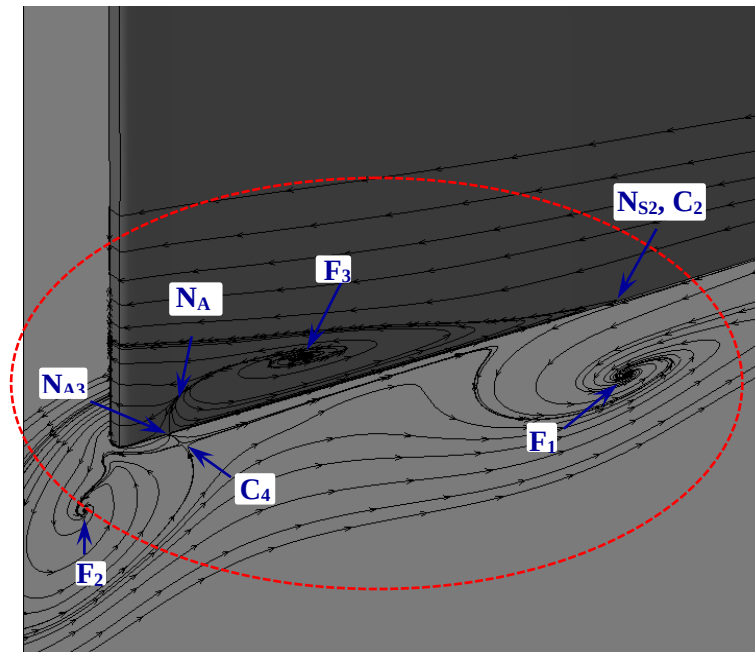


Figure 4.12– lignes de frottement pariétal

Les lignes de courant frontières sur l'aubage et la paroi latérale illustrées sur la figure 4.12 montrent que le soufflage de l'air par une fente sur l'extrados a un effet significatif sur le décollement de l'écoulement au niveau de l'extrados. On peut observer la suppression de la zone de séparation sur l'extrados; sauf dans une zone étroite près de la paroi latérale, dont

le foyer F_4 est formé. La topologie de l'écoulement montre également la présence de tous les points critiques existés dans la configuration sans contrôle mais avec quelques changements; tels que le déplacement du point C_2 , N_{S2} vers le bord de fuite et la formation du foyer F_4 autour duquel s'enroulent des lignes de séparation venant du point C_2 , N_{S2} et du nœud N_{A3} . On peut observer aussi sur la figure 4.11 la réduction de la longueur de la ligne de séparation principale reliant le point C_2 , N_{S2} et le nœud d'attachement N_{A3} .

4.4.1.2.b Effet du contrôle sur l'écoulement en comparant les résultats lors de l'application de soufflage

La réduction de la zone de décollement en appliquant la fente de soufflage -et par conséquent la réduction de la zone de blocage aérodynamique- explique la diminution de niveau des pertes de 11% comme le montre le tableau (4.2) ci-dessous, cette diminution s'accompagne d'une augmentation du coefficient de pression de 24,61% et de l'angle de déflexion de 2,35%.

Tableau 4.2 – L'effet de soufflage sur coefficient de perte de pression totale, le coefficient de pression statique et l'angle de déflexion.

	ω	C_p	θ
Sans contrôle	0.06900	0.35598	52.99
Avec contrôle	0.06141	0.44360	54.24
Taux d'évolution	-11%	24.61%	2.35%

Afin de clarifier d'avantage l'effet de contrôle actif par soufflage sur l'écoulement, une comparaison entre les distributions du coefficient des pertes totales sans et avec contrôle a été effectuée au niveau du plan de sortie à 36,6% Ca en aval du bord de fuite. La figure 4.13 montre que l'application d'une fente de soufflage au niveau de l'extrados a conduit à une réduction de la zone de blocage près de la paroi latérale et donc l'expansion de la zone de passage de l'écoulement représentée en bleu; ceci est dû à la suppression d'une grande partie de la zone de séparation sur l'extrados.

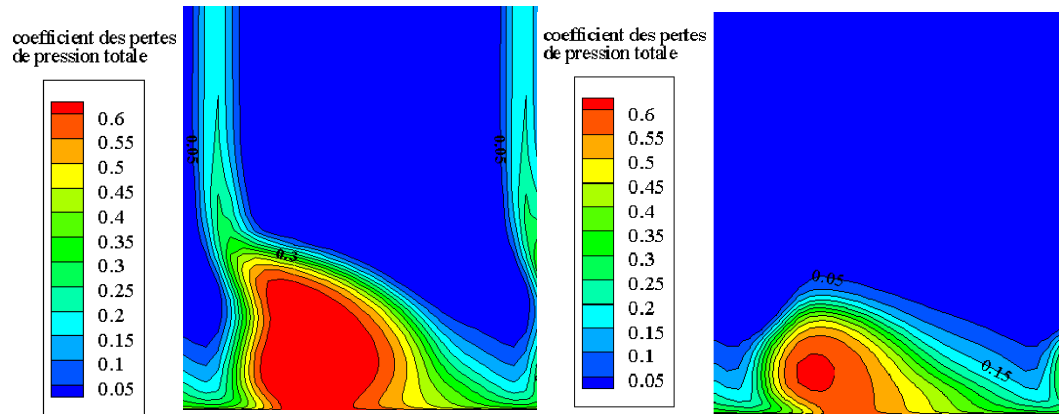


Figure 4.13– Cartographies des Pertes totales entre les configurations sans contrôle (à gauche) et avec contrôle (à droite), à la station $x=0.363Ca$ en aval du bord d'attaque.

Résultat: Compte tenu de ce qui précède, on peut noter que l'application d'une fente de soufflage sur l'aubage donne des bons résultats seulement pour l'extrados sans y parvenir au niveau de la paroi latérale. Malgré le faible niveau des pertes totales; la topologie de l'écoulement montre la présence d'une zone de décollement au coin dans la région limitée par la paroi latérale et l'extrados au voisinage du bord de fuite, car cette configuration n'affecte pas suffisamment l'écoulement proche de la paroi latérale.

Dans la configuration suivante, une fente de soufflage sur la paroi latérale est alors appliquée parallèlement à l'extrados comprenant la ligne de séparation principale dans une tentative de supprimer la zone de séparation à la fois sur l'extrados et sur la paroi latérale de la cascade.

4.4.2. Contrôle de décollement par soufflage appliqué sur la paroi latérale parallèlement à l'extrados

Pour cette configuration, la cascade est conçue avec une fente de soufflage sur la paroi latérale parallèle à l'extrados. La fente est perpendiculaire à la paroi latérale, de 1% à 99% de la corde axiale. Elle est située le long de la direction de la corde, où une nouvelle couche limite tangentielle doit remplacer la couche limite décollée, qui contient un fluide à faible énergie.

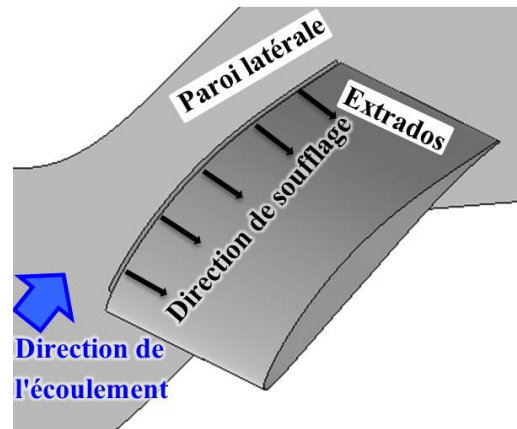


Figure 4.14– Géométrie de la fente.

Cette configuration permet d'injecter l'air de soufflage d'une façon tangentielle à l'extrados et au même temps perpendiculaire à la paroi latérale. Ainsi, le soufflage selon cette configuration cible directement les points critiques et les lignes de frottement pariétales associées trouvés sur l'extrados, en particulier la ligne de séparation principale reliant le point N_{S2} , C_2 et le nœud d'attachement N_{A4} .

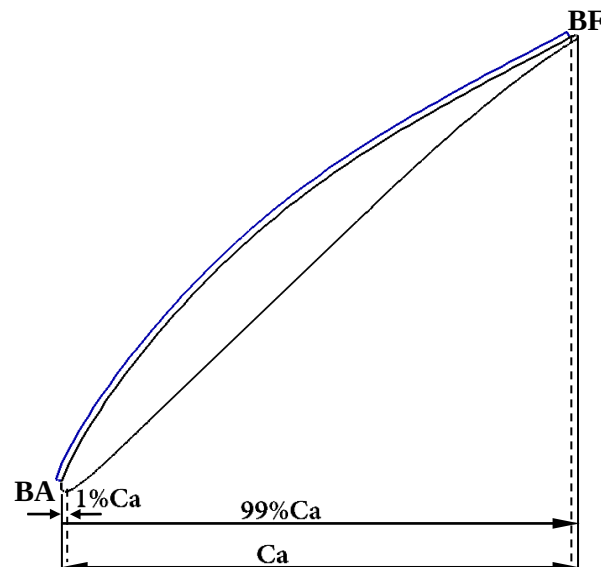


Figure 4.15– Schématique de la fente de soufflage sur la paroi latérale parallèlement à l'extrados.

Notons que le taux de soufflage choisi $\dot{m}_f$ pour cette configuration est de 1%. La figure illustre les caractéristiques géométriques de la fente.

4.4.2.1 Domaine géométrique de calcul et la génération de maillage

Comme dans la première configuration de contrôle, lors de la création du domaine de calcul; on garde le même domaine étudié dans le chapitre précédent avec l'ajout d'un nouveau volume qui représente la fente de soufflage, comme le montre la figure 4.16.

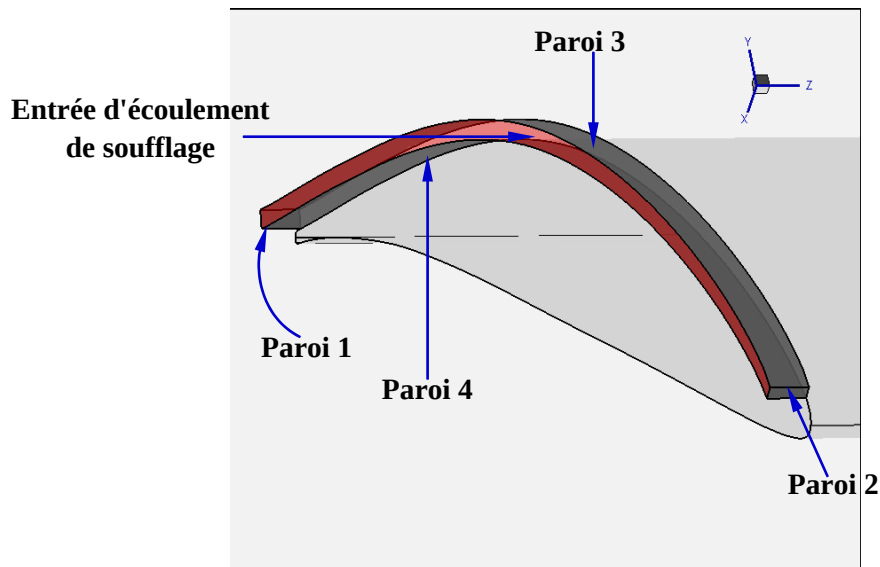


Figure 4.16– Géométrie de la Cascade linéaire en 3D avec une fente sur la paroi latérale parallèlement à l'extrados.

Concernant les conditions aux limites pour le volume de la fente, des conditions d'adhérence sont imposées au niveau des parois latérales de la fente indiquées en gris foncé sur la fig. La vitesse de soufflage est imposée à l'entrée de l'air de soufflage indiquée en rouge.

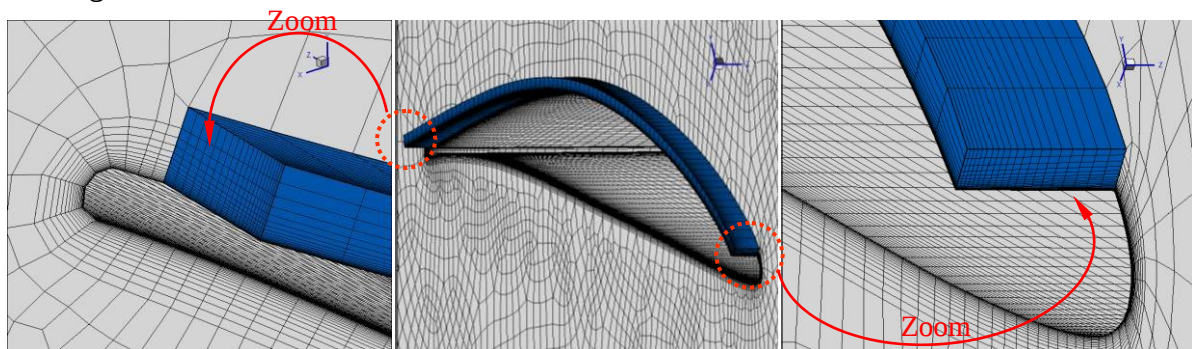


Figure 4.17– Maillage de la cascade linéaire en 3D avec une fente sur la paroi latérale parallèlement à l'extrados. (Au milieu) Vue de l'ensemble, (Gauche et Droite) Vue rapprochée du bord d'attaque et du bord du fuite.

Quant à la génération de maillage, un maillage structuré de type H a été développé pour le volume de la fente (présenté en bleu sur la figure 5-17). Le nombre de cellules générées pour ce maillage est égal à 27 360 cellules. Pour le reste du domaine de calcul, on garde le même maillage sélectionné dans la sous-section précédente.

4.4.2.2 Analyse des résultats

4.4.2.2.a L'analyse topologique de la configuration avec contrôle

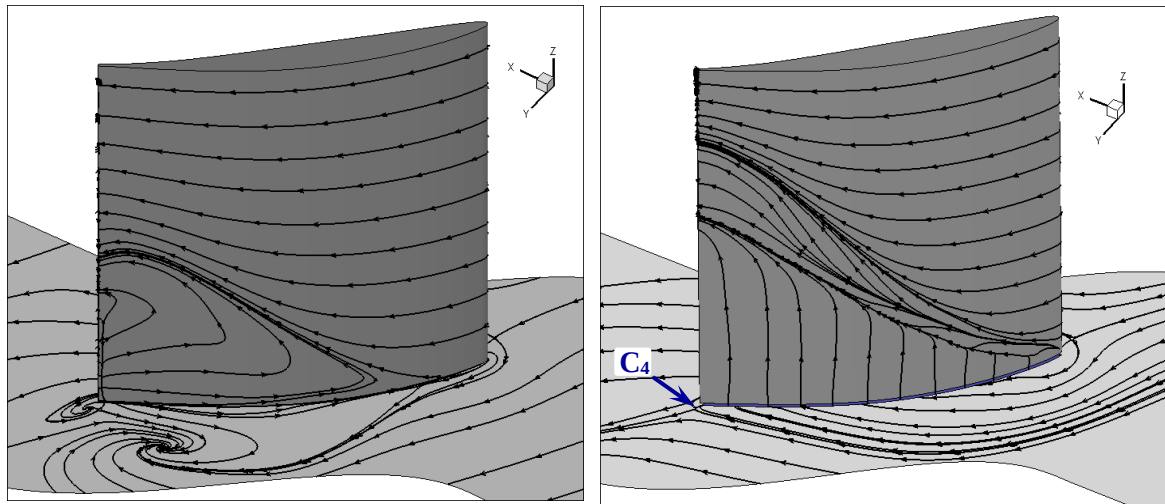


Figure 4.18– lignes de frottement pariétal sur la paroi latérale parallèlement à l'extrados; (gauche) sans contrôle, (droite) avec contrôle.

La comparaison des lignes de frottement pariétale entre les configurations sans et avec contrôle montre l'effet significatif de la fente de soufflage sur l'écoulement. Où on constate la disparition de la plupart des points critiques sur la paroi latérale ainsi que les lignes de frottement et les structures tourbillonnaires associées, à l'exception du point C_4 qui se trouve à la surface de la paroi latérale près du bord de fuite. Quant à l'extrados, on remarque l'expansion de la zone de séparation et l'apparition des écoulements inverses. Cela est dû au fait que le soufflage se fait dans la direction des écoulements secondaires.

4.4.2.2.b L'effet du contrôle sur l'écoulement en comparant les résultats lors de l'application de soufflage

La séparation significative de l'écoulement sur l'aubage associée par la formation d'une zone d'écoulement inversé (dans la configuration avec contrôle); conduit à un niveau plus élevé de pertes de pression totales où le coefficient de pertes totales augmente de 55,06% par rapport à la configuration sans contrôle. En outre, le coefficient de pression statique et

l'angle de déflexion de l'écoulement se diminuent de 32,66% et 1,17%, respectivement par rapport à la configuration sans control; à cause de la formation d'une zone de blocage aérodynamique lors de décollement.

Tableau 4.3 – L'effet de soufflage sur coefficient de perte de pression totale, le coefficient de pression statique et l'angle de déflexion.

	ω	C_p	θ
Sans contrôle	0.069	0.3559	52.99
Avec contrôle	0.1069	0.2932	52.37
Taux d'évolution	55.06%	-32.66%	-1.17%

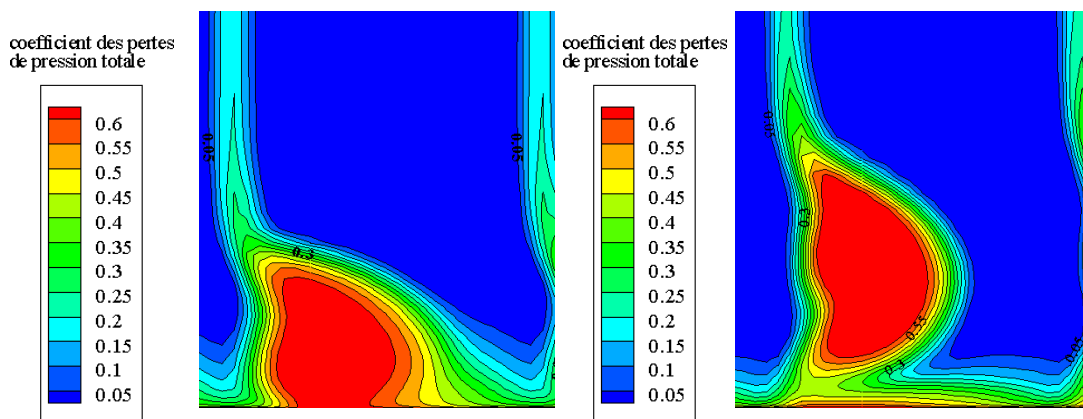


Figure 4.19– Cartographies des Pertes totales entre les configurations sans contrôle (à gauche) et avec contrôle (à droite); à la station $x=0.363Ca$ en aval du bord d'attaque.

Selon les distributions des pertes totales sans et avec contrôle à la station $x=0.363Ca$ en aval du bord de fuite; Figure 4.18, on peut remarquer la réduction de la zone de blocage (indiquée en rouge) près de la paroi latérale; alors que cette zone s'étend le long de l'envergure d'aubage. Ceci est dû; d'une part à cause de l'effet positif de la fente de soufflage sur l'écoulement dans la zone près de la paroi latérale, et d'une autre part; à cause de significatif décollement associée à l'écoulement inversé au niveau de la surface supérieure de l'aube.

Résultat: L'augmentation du niveau des pertes totales en plus de la diminution de l'angle de déflexion de l'écoulement -à cause de décollement considérable de l'écoulement sur l'aubage- a conduit inévitablement à la détérioration les caractéristiques aérodynamiques de la cascade. Ce qui signifie que l'application d'une fente de soufflage selon la configuration

étudiée dans cette sous-section n'atteint pas l'objectif visé d'augmenter le rendement du compresseur, mais au contraire; augmente l'effet négatif de décollement.

On a donc recours à l'application d'une fente de soufflage sur la de la paroi latérale selon une autre configuration afin d'atteindre l'objectif de contrôle décollement tridimensionnel.

4.4.3. Contrôle de décollement par soufflage appliqué sur la paroi latérale perpendiculairement à l'extrados

Il est clair que l'application de la fente de soufflage sur la paroi latérale selon la configuration précédente (présentée dans la sous-section 4.3.2) parallèlement à l'extrados; a conduit à l'extension de la zone de séparation sur la surface supérieure d'aube au lieu de la supprimer; car le soufflage se fait avec la direction des écoulements secondaires. Par conséquent, on voit qu'il vaut mieux d'appliquer une fente de soufflage sur la paroi latérale d'une manière qui permet à l'air d'être injecté tangentiellement sur la paroi latérale dans la direction de l'écoulement principale, comme l'illustre la figure 4.19, ce qui permet d'atténuer l'impact négatif des écoulements secondaires. L'air de soufflage est donc injecté tangentiellement à la paroi latérale à un angle de 15° , qui est le plus petit angle pouvant être réalisé dans le modèle étudié.

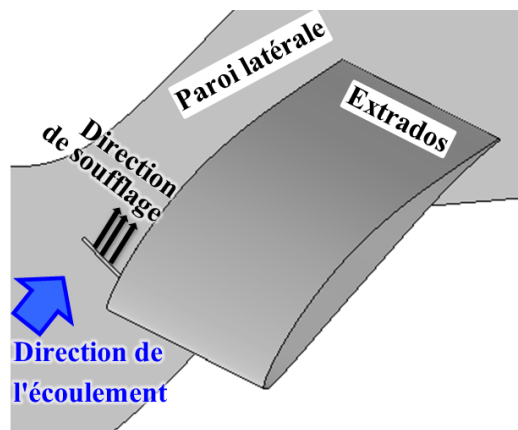


Figure 4.20- Schématique de la fente de soufflage sur la paroi latérale perpendiculairement à l'extrados.

Dans ce que suit, trois configurations de fentes sont considérées pour identifier la position optimale de la fente, comme le montre la figure 4.21. Pour toutes les fentes, le rapport de soufflage est fixé à : $C_q = 0,5\%$ et la largeur de fente à : $e = 1\% Ca$.

On applique la stratégie de contrôle de l'écoulement tridimensionnel en faisant du point N_{S2}, C_2 une référence pour la position de la fente du soufflage, car ce point représente l'origine de la ligne de séparation principale qui le relie au nœud N_{A4} .

Les trois configurations sont les suivantes:

- 1- Une fente de soufflage au point N_{S2} (à 9% Ca en aval du bord d'attaque).
- 2- Une fente de soufflage en amont du point N_{S2} (à 2,5% Ca en aval du bord d'attaque).
- 3- Une fente de soufflage en aval du point N_{S2} (à 15% Ca en aval du bord d'attaque).

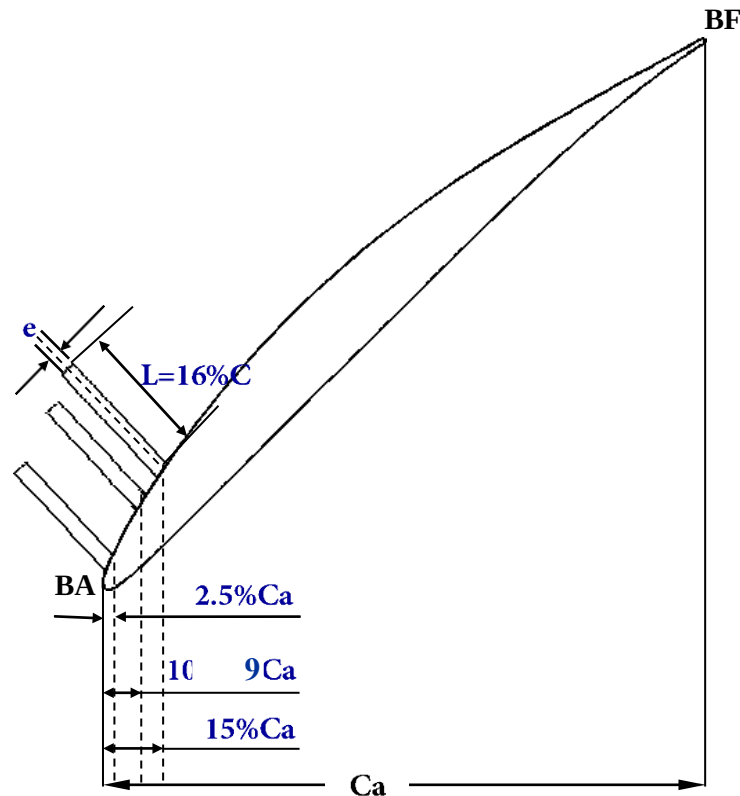


Figure 4.21– Géométrie de la fente pour différentes positions.

4.4.3.1 Domaine géométrique de calcul et la génération de maillage

Comme dans les configurations précédentes, lors de la création du domaine de calcul; on garde le même domaine étudié dans le chapitre précédent avec l'ajout d'un nouveau volume qui représente la fente de soufflage, comme le montre la figure 4.22.

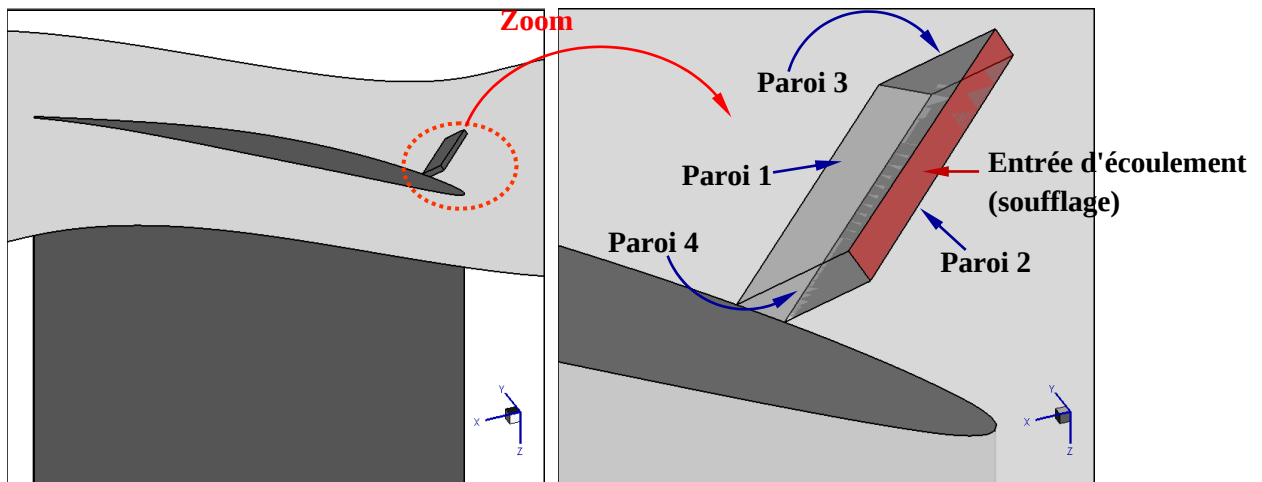


Figure 4.22- Géométrie de la Cascade linéaire en 3D avec une fente sur la paroi latérale perpendiculairement à l'extrados.

Quant à les conditions aux limites aux limites du volume de la fente des conditions d'adhérence sont imposées au niveau des parois latérales de la fente indiquées en gris foncé sur la fig. La vitesse de soufflage est imposée à l'entrée de l'air de soufflage indiquée en rouge.

Après avoir terminé la création du domaine géométrique du calcul, l'étape suivante c'est la génération du maillage. Un maillage structuré du type H contient 8000 cellules a été développé pour le volume de la fente de soufflage. Pour le reste du domaine de calcul, on garde le même maillage typique sélectionné dans la sous-section précédente.

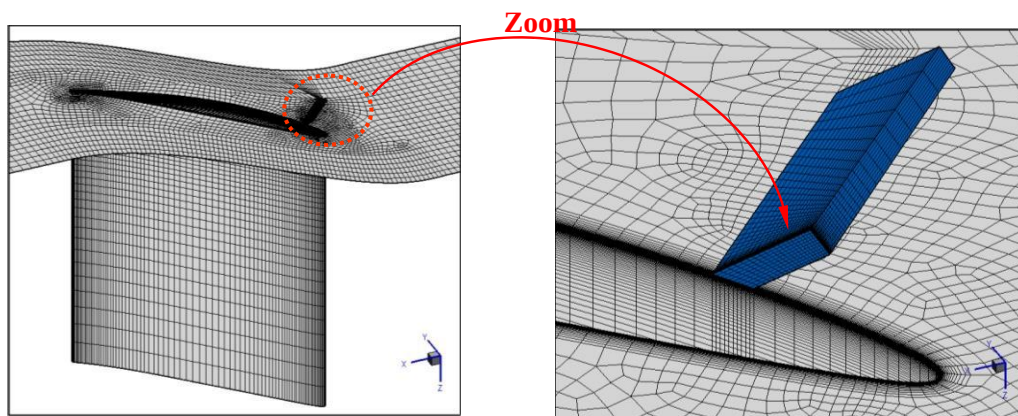


Figure 4.23- Maillage de la cascade linéaire en 3D avec une fente sur la paroi latérale parallèlement à l'extrados. (Gauche) Vue de l'ensemble: paroi latérale gauche, aubage avec fente, périodique bas, (Droite) Vue rapprochée du maillage au niveau de la fente.

4.4.3.2 Analyse des résultats

4.4.3.2.a Analyse topologique de l'écoulement pour les trois configurations

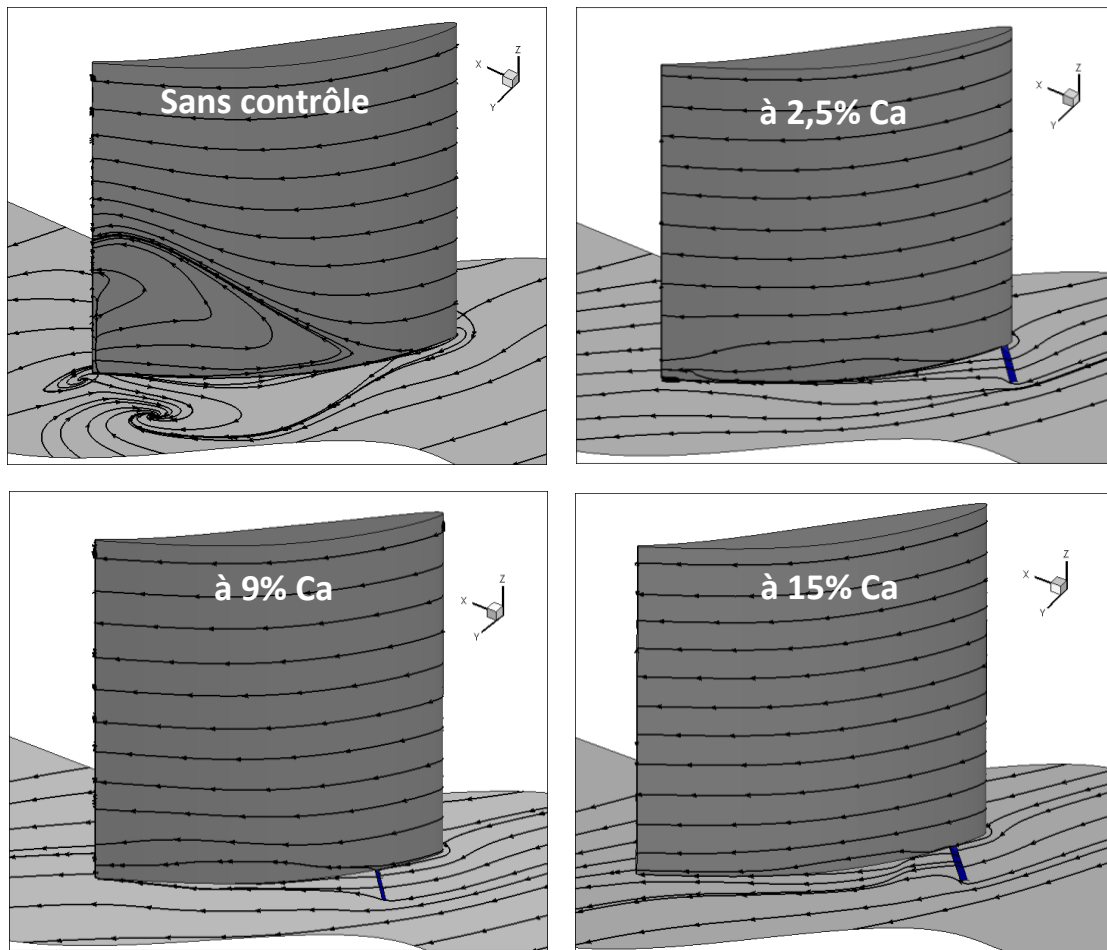


Figure 4.24 Lignes de frottement pariétal sur l'aubage et la paroi latérale sans et avec contrôle pour différentes positions.

Comme le montre la figure 4.24 ci-dessus; On note que l'application de la fente de soufflage sur la paroi latérale perpendiculairement à l'extrados dans les trois configurations, conduit à la suppression complète de la zone de décollement du coin.

Tous les points critiques et les lignes séparation associées à la séparation soit sur la surface l'extrados ou sur la paroi latérale, ont disparu. Les lignes du courant se collent donc aux parois solides

4.4.3.2.b L'effet du contrôle sur l'écoulement en comparant les résultats lors de l'application du soufflage avec la configuration sans contrôle

La suppression de la zone de décollement mène inévitablement à l'amélioration des performances aérodynamiques. Les pertes totales sont réduites le plus dans le cas de l'application d'une fente de soufflage au point $N_{S2,C2}$ avec un taux d'évolution vaut 59,13%, suivi de 25,5% dans le cas où la fente est appliquée en amont du point $N_{S2,C2}$, quant à l'application d'une fente en aval du point $N_{S2,C2}$ la diminution du niveau des pertes totales est faible; estimée à 0,1%.

Comme le montre le tableau 4.4, la diminution du niveau des pertes totales s'accompagne d'une augmentation du coefficient de pression statique de 41,28%, 37,65% et 29,39%, respectivement. Alors qu'une légère variation au niveau de l'angle de déflexion a été marquée.

Pour déterminer la meilleure configuration de contrôle, on se réfère au taux de diminution des pertes totales; où il est maximal quand la fente est placée au point $N_{S2,C2}$.

Tableau 4.4 – L'effet de soufflage sur coefficient de perte de pression totale, le coefficient de pression statique et l'angle de déflexion.

	ϖ	Taux d'évolution	C_p	Taux d'évolution	θ	Taux d'évolution
Sans contrôle	0.069	–	0.3559	–	52.99	–
Avec fente localisée 2,5% Ca	0.0514	-25.5%	0.4899	37.65%	55.90	5.49%
Avec fente localisée à 9% Ca	0.0282	-59.13%	0.5028	41.28%	55.56	4.8%
Avec fente localisée à 15% Ca	0.0591	-0.1%	0.4605	29.39%	55.21	4.18%

La comparaison des cartographies du coefficient des pertes totales à la station $x=0.363Ca$ en aval du bord d'attaque entre les trois configurations de contrôle et la configuration sans

contrôle; montre une réduction significative de la zone de pertes indiquée en rouge. Voir figure 2.25.

Le niveau des pertes totales est amélioré avec les trois fentes. En particulier, lorsque la fente est positionnée au point $N_{S2,C2}$ à 9% Ca, on constate clairement, sur la figure que la zone des pertes totales apparaît faible par rapport aux autres configurations; où la disparition de la zone à fortes pertes n'est pas entièrement, notamment près de la paroi latérale à cause de la persistance de l'effet des écoulements secondaires.

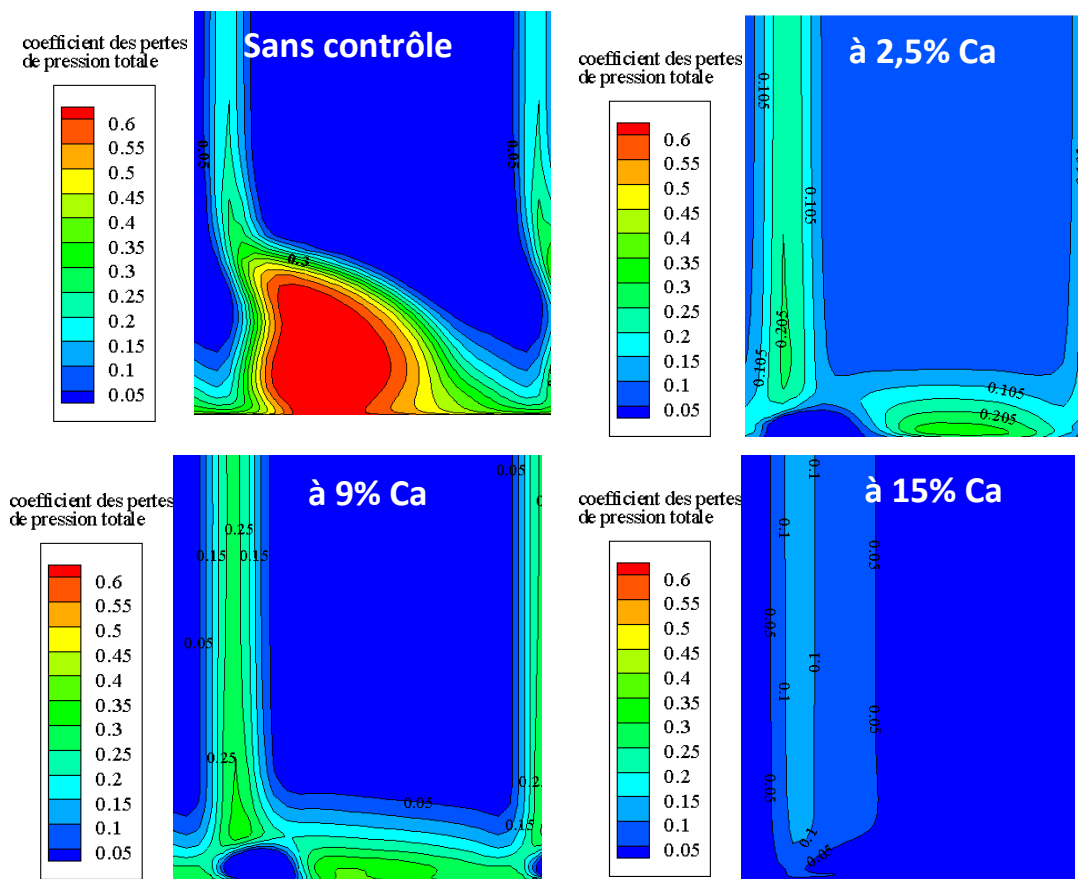


Figure 4.25– Cartographies des Pertes totales entre les configurations sans et avec contrôle, à la station $x=0.363Ca$ en aval du bord d'attaque pour différentes positions de la fente.

4.5. Conclusion

Dans ce chapitre, une investigation numérique tridimensionnelle a été menée concernant le contrôle actif de l'écoulement dans une cascade linéaire d'un compresseur axial par des fentes de soufflage sur l'aubage ou sur la paroi latérale.

- ✓ La topologie des lignes de courant frontières sur les parois solide de la cascade a été bien étudié pour les deux cas de figure d'écoulements (sans et avec contrôle).
- ✓ Une étude comparative de la topologie ainsi que les paramètres de performances aérodynamiques de l'écoulement a été menée dans les deux cas.
- ✓ Les résultats obtenus montrent l'efficacité de la fente de soufflage comme dispositif de contrôle de décollement de coin; quand la fente est placée sur la paroi latérale perpendiculairement à l'extrados, dont la zone de décollement dans le coin est supprimée complètement avec une réduction optimum du coefficient des pertes totales de 59.13%.
- ✓ L'évolution des pertes totales au niveau de la station $x=0.363C_a$ en aval du bord de fuite d'aube ainsi que le coefficient de pression statique montrent une réduction de la zone de blocage aérodynamique dont le passage de l'écoulement à la sortie de la cascade a augmenté de 25% par rapport au passage de la cascade de base. Cette amélioration est associée à une augmentation acceptable de la pression statique à la sortie de la cascade, estimée à % 41.28.
- ✓ La règle retenue pour maximiser l'efficacité de soufflage est que la fente doit être placée à l'origine de la ligne de séparation principale et inclinée le plus raide possible.
- ✓ En outre, l'objectif principal de ce travail de recherche est atteint, en appliquant un taux de soufflage de 0. 5% ce qui est un net avantage pour un contrôle à moindre coût.

Conclusion générale et perspectives

Une étude numérique a été réalisée pour contrôler le décollement tridimensionnel de coin à travers des aubages type NACA65-009 d'un compresseur axial en utilisant une technique de contrôle actif par soufflage continu. Le soufflage de la couche limite a été étudié à l'aide des calculs RANS. Les jets de soufflage ont été obtenus en utilisant des fentes tangentielles avec des rapports de soufflage et des largeurs de fentes fixes. En premier lieu, la topologie de l'écoulement pour la cascade sans contrôle est analysée, où plusieurs points critiques avec la ligne de séparation principale sont identifiés. Sur la base de cette analyse topologique de l'écoulement, trois fentes de soufflage ont été adoptés: une fente positionnée sur l'extrados nommée "configuration A", une fente est parallèle à la surface d'aspiration de 9% à 99% Ca notée "configuration B" et une fente située perpendiculairement à la corde axiale à 9% Ca, appelée "configuration C". Deuxièmement, une étude de sensibilité de maillage est effectuée pour trois maillages différents et la grille moyenne de 1 million de cellules a été choisie pour effectuer la présente étude. Troisièmement, des validations des résultats obtenus avec les données expérimentales sont effectuées pour le coefficient de pression statique de surface C_p et le coefficient de perte de charge totale ϖ . Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ réalisable utilisé a montré des résultats prometteurs dans la prédiction de C_p à mi- envergure d'aube, mais il a montré une légère différence près de la paroi d'extrémité. De plus, sa capacité à reproduire les pertes expérimentales ϖ était adéquate. Quatrièmement, l'effet du soufflage sur la topologie de l'écoulement est examiné pour toutes les configurations de fentes. Le soufflage de la couche limite en utilisant la "configuration A" n'a pas affecté la séparation 3D, en raison de l'emplacement de la fente en amont de l'origine de la ligne de séparation. La fente "B" a

modifié les lignes de courant frontières sur la paroi latérale mais n'a pas supprimé le décollement 3D ; d'où les pertes de pression totales augmentent de 55,06% par rapport à la configuration sans contrôle . Le passage de l'écoulement à la sortie de la cascade est augmenté d'environ 5% en utilisant cette configuration. La suppression de la séparation 3D a été réalisée avec la "configuration C", où la couche limite développée sur la paroi latérale a été entièrement soufflée. De plus, les pertes ont pris les valeurs minimales autour de $\varpi \sim 0,3$ et le passage de l'écoulement à la sortie de la cascade a augmenté de 25% par rapport au passage de la cascade de base. Enfin, la fente optimale doit être sur la paroi latérale pour être sûr d'éliminer les lignes de séparation dans cette zone. Il est recommandé de fonctionner perpendiculairement à l'extrados à partir d'une position à l'origine de la ligne de séparation près du bord d'attaque.

Concernant les travaux futurs possibles au niveau de la simulation numérique, on peut utiliser d'autres modèles de turbulence de type RANS, ayant la possibilité d'obtenir un $y^+ < 1$ et analyser topologiquement l'évolution d'écoulement au voisinage des parois sur la base de ces modèles afin de mieux capter tous les points critiques et vérifier le théorème de des points singuliers.

Comme on peut aussi appliquer complètement l'approche de modélisation de turbulence des grandes échelles (LES) en assurant une couche limite de haute résolution, donnant une bonne prédiction des structures tourbillonnaires et entamant l'aspect instationnaire.

En outre, les mesures expérimentales sur des cascades avec fente ainsi proposée permettront de valider les résultats liés aux configurations contrôlées.

Références bibliographiques

- [1] Statistique de: Air Transport Action Group (2019), overall annual fuel efficiency improvement between 2009 and 2019. Web: <https://www.atag.org/component/factfigures/>.
- [2] Lord, W., MacMartin, D., & Tillman, G. (2000). Flow control opportunities in gas turbine engines. In Fluids 2000 Conference and Exhibit (p. 2234).
- [3] Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H., 1987, Gas Turbine Theory, Longman Scientific and Technical, England, 4rd Edition, ISBN 0-582-23632-0.
- [4] Mattingly, J. D., Boyer, K. M., & von Ohain, H. (2006). Elements of propulsion: gas turbines and rockets (pp. 276-277). Reston, VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- [5] Steffens, K., & Schäffler, A. (2000). Triebwerksverdichter–Schlüsseltechnologie für den Erfolg bei Luftfahrtantrieben. DGLR Jahrbuch, 1.
- [6] Swamy, K.M.M. & Kumaran, R.S. (2009). Estimation of turbomachinery flow losses through cascade testing, seminar on Loss Mechanisms in Steam and Gas Turbines, held at M.S. Ramaiah School of Advanced Studies.
- [7] Wei, M. A., Ottavy, X., Lipeng, L. U., Leboeuf, F., & Feng, G. A. O. (2011). Experimental study of corner stall in a linear compressor cascade. Chinese Journal of Aeronautics, 24(3), 235-242.
- [8] Saha, U.K., and Roy, B., 1997, Experimental Investigation on Tandem Compressor Cascade Performance at Low Speeds. Experimental Thermal and Fluid Science 1997; 14,263- 276.
- [9] Abbott, I.H., Von Doenhoff, A.E., 1959, Theory of Wing Sections, Dover Publication, Inc, ISBN-486-60586-8.
- [10] Ronald, H. A. (2003). Axial-Flow Compressor Blade Profiles. Axial-Flow Compressors, American Society of Mechanical Engineers, New York.

- [11] Lainé, J. (2017). Optimisation d'aubes de turbomachines: minimisation de la réponse vibratoire à la suite de contacts avec le carter (Doctoral dissertation, Ecole Polytechnique, Montreal (Canada)).
- [12] Boyce, M. P. (2011). Gas turbine engineering handbook. Elsevier.
- [13] Lewis, R.I., 1996, Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley and Sons, Inc, ISBN 0470235969.
- [14] Lieblein, S. (1959). Loss and stall analysis of compressor cascades. Journal of basic engineering, 81(3), 387-397.
- [15] Lei, V. M., Spakovszky, Z. S., & Greitzer, E. M. (2008). A criterion for axial compressor hub-corner stall.
- [16] Dixon, S. L., & Hall, C. (2013). Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. Butterworth-Heinemann.
- [17] Lakshminarayana, B., 1996, Fluid Dynamics and Heat Transfer of turbomachinery, John Wiley and Sons, Inc, ISBN 9780471855460.
- [18] Denton, J. D. (1993). Loss mechanisms in turbomachines (Vol. 78897, p. V002T14A001). American Society of Mechanical Engineers.
- [19] Kang, S., & Hirsch, C. (1991, June). Three dimensional flow in a linear compressor cascade at design conditions. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air (Vol. 78989, p. V001T01A047). American Society of Mechanical Engineers.
- [20] Zambonini, G. (2016). Unsteady dynamics of corner separation in a linear compressor cascade (Doctoral dissertation, Lyon).
- [21] Vo, H. D. (2001). Role of tip clearance flow on axial compressor stability (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).
- [22] Schlichting, H., 1979, Boundary Layer Theory, McGraw-Hill Book Company, ISBN 0-07-055334-3.
- [23] Chassaing, P., 2000, Mécanique des Fluides, Elément d'un premier parcours, deuxième édition, Cépaduès-Editions, ISBN 2-85428-509-3.

- [24] Tannehil, J.C., Anderson, D.A, and Pletcher, R.H, 1997, Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Second Edition, Edition by Taylor and Francis, ISBN-1-56032- 046.
- [25] Cousteix, J., 1989, Turbulence et Couche Limite, Cépaduès-Editions, ISBN 2-85428-210-8242478.
- [26] Sainte-Rose, B. (2010). Simulations numériques d'écoulements réactifs massivement décollés par une approche hybride RANS/LES (Doctoral dissertation, Châtenay-Malabry, Ecole centrale de Paris).
- [27] Chang, P. K. (1961). Separation of flow. Journal of the Franklin Institute, 272(6), 433-448.
- [28] Détery, J. M., 2001, Robert Legendre and Henry Werle: Toward the Elucidation of Three-dimensional Separation, Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 33, pp. 129- 154.
- [29] Détery, J., 1999, Topologie des écoulements tridimensionnels décollés stationnaires : points singuliers, séparatrices et structures tourbillonnaires. Rapport technique ONERA, RT121/7078DAFE.
- [30] Bourgois, S., 2006, Etude expérimentale du décollement sur profils d'aile : analyse et contrôle, Thèse de doctorat, Université de Poitiers.
- [31] SCHULZ, H.D., GALLUS, H.E. & LAKSHMINARAYANA, B. (1990a). Three-dimensional separated flow field in the endwall region of an annular compressor cascade in the presence of rotor-stator interaction: Part 1-quasi-steady flow field and comparison with steady-state data. Journal of Turbomachinery, 112, 669–678.
- [32] HAH, C. & LOELLBACH, J. (1999). Development of hub corner stall and its influence on the performance of axial compressor blade rows. Journal of Turbomachinery, 121, 67–77.
- [33] Yu, X., Zhang, Z., & Liu, B. (2013). The evolution of the flow topologies of 3D separations in the stator passage of an axial compressor stage. Experimental thermal and fluid science, 44, 301-311.

- [34] Gad-El-Hak M., "Flow Control : Passive, Active, and Reactive Flow Management", Cambridge University Press, 1st Edition, 2000.
- [35] Hergt, A., Meyer, R. and Engel, K., 2013, Effects of Vortex Generator Application on the Performance of a Compressor Cascade, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.135 (2)- 021026-pp.1-10.
- [36] Byerley, A.R., Sormer, O., Baughn, J.W., Simon, T.W., Van Treuren, K.W., and List, J., 2001, Using Gurney Flaps to Control Laminar Separation on Linear Cascade Blades, Journal of Turbomachinery, 2002-GT-30662
- [37] Gighère, P., Lenay, J., and Dumas, G., 1995, Gurney Flap Effects Scalling for Low Speed Airfoils. AIAA paper 95-1881(1995).
- [38] Li, Y., Wang, J., and Zhang, P., 2002, Effects of Gurney Flaps on a NACA 0012. Airfoil, Flow, Turbulence and Combustion 68 :27-39, 2002.
- [39] Myose, R.Y, Hayashbara, S., and Heron, A., 2006, Flow Visualization Study on the Effect of a Gurney Flap in Low Reynolds Number Compressor Cascades, AIAA 2006-7809.
- [40] McGlumphy, A., 2005, 2D Computational Studies of Subsonic Axial Rotors Incorporating Dual Airfoils, USTR Project Report For Summer 2005.
- [41] McGlumphy, A., 2008, Developpement of a Simple design Rule for Subsonic Tandem Airfoil Axial Compressor Rotor Blades, USTR Project.
- [42] Smed, J.P., Pisz, F.A., Kain, J.A, Yamaguchi, N., and Umemura, S., 1992, 501F compressor Developpements, Journal of Turbomachinery, ASME
- [43] Favier, J. (2007). Contrôle d'écoulements: approche expérimentale et modélisation de dimension réduite (Doctoral dissertation).
- [44] Horn Jr, R. A., Loughery, R. J., & Tramm, P. C. (1971). Single stage experimental evaluation of boundary layer blowing and bleed techniques for high lift stator blades, 5 Final report (No. EDR-6060).

- [45] Roumeas, M. (2006). Contribution à l'analyse et au contrôle des sillages de corps épais par aspiration ou soufflage continu (Doctoral dissertation).
- [46] Fottner, L. (1980). Theoretical and experimental investigations on aerodynamically highly-loaded compressor bladings with boundary layer control. In 4th International Symposium on Air Breathing Engines (p. 7032).
- [47] Kirtley, K. R., Graziosi, P., Wood, P., Beacher, B., & Shin, H. W. (2004, January). Design and test of an ultra-low solidity flow-controlled compressor stator. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air (Vol. 41707, pp. 297-308).
- [48] Culley, D. E., Bright, M. M., Prahst, P. S., & Strazisar, A. J. (2004). Active flow separation control of a stator vane using embedded injection in a multistage compressor experiment. *J. Turbomach.*, 126(1), 24-34.
- [49] Fischer, S., Saathoff, H., & Radespiel, R. (2008, January). Numerical and experimental investigation on a low-speed compressor cascade with circulation control. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air (Vol. 43161, pp. 219-228).
- [50] Nerger, D., Saathoff, H., Radespiel, R., Gümmer, V., & Clemen, C. (2012). Experimental investigation of endwall and suction side blowing in a highly loaded compressor stator cascade.
- [51] Mertens, D., Thiele, F., Swoboda, M., & Huppertz, A. (2008, January). Transition modeling effects on the simulation of a stator cascade with active flow control. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air (Vol. 43161, pp. 2457-2469).
- [52] Tang, Y., Liu, Y., Lu, L., Lu, H., & Wang, M. (2017, December). Experimental investigation of flow control using blade end slots in a highly loaded compressor cascade. In 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC2017).
- [53] Djedai, H., Mdouki, R., Mansouri, Z., & Aouissi, M. (2017). Numerical investigation of three-dimensional separation control in an axial compressor cascade. *Int. J. Heat Technol.*, 35, 657-662.

- [54] Ma, W., Ottavy, X., Lu, L., Leboeuf, F., & Gao, F. (2011). Experimental investigations of corner stall in a linear compressor cascade (Vol. 54679, pp. 39-51).
- [55] Peake, D. J., & Tobak, M. (1982). Three-dimensional flows about simple components at angle of attack (No. PAPER-2).
- [56] Zhang, H., Wang, S., & Wang, Z. (2007). Variation of vortex structure in a compressor cascade at different incidences. *Journal of propulsion and power*, 23(1), 221-226.
- [57] Gbadebo, S. A., Cumpsty, N. A., & Hynes, T. P. (2005). Three-dimensional separations in axial compressors. *J. Turbomach.*, 127(2), 331-339.
- [58] Godard, A. (2010). Etude numérique et expérimentale d'un compresseur aspiré (Doctoral dissertation, Ecully, Ecole centrale de Lyon).
- [59] Saha, U. K., & Roy, B. (1997). Experimental investigations on tandem compressor cascade performance at low speeds. *Experimental thermal and fluid science*, 14(3), 263-276.

Annexe A: Tableau des valeurs de construction du profil NACA 65(10)10

Tableau A.1: Coordonnées adimensionnées du profil NACA65 (10)10 avec z , x les coordonnées des points de la ligne de cambrure, C la corde du profil, e l'épaisseur du profil [8].

z/C %	x/C %	e/C %
0	0	0
0,500	0,250	1,544
0,750	0,350	1,864
1,250	0,535	2,338
2,500	0,930	3,480
5	1,580	4,354
7,500	2,120	5,294
10	2,585	6,080
15	3,365	7,332
20	3,980	8,286
25	4,475	9,006
30	4,860	9,520
35	5,150	9,848
40	5,355	9,992
45	5,475	9,926
50	5,515	9,624
55	5,475	9,060
60	5,355	8,292
65	5,150	7,364
70	4,860	6,312
75	4,475	5,168
80	3,980	3,974
85	3,365	2,770
90	2,585	1,620
95	1,580	0,612
100	0	0

Annexe B: Vérification de la symétrie des caractéristiques de l'écoulement dans la cascade linéaire du compresseur axial

Les figures représentent des contours du coefficient de pression statique C_p sur des plans symétriques par rapport au plan (xy) localisé à mi- envergure. On peut voir que les cartographies montrent des contours qui possèdent une symétrie par rapport à la mi-envergure.

En outre, les contours de vitesse au niveau des parois solides (aubages, cartère et moyeu) accompagnés par les lignes de frottement pariétales montrent que le phénomène de décollement de coin possède exactement le même comportement dans les deux régions limitées par la surface supérieure d'aube (extrados) et les parois latérales (carter et moyeu) ce qui prouve la symétrie des caractéristiques de l'écoulement à travers la cascade linéaire du compresseur axial par rapport au plan (xy) localisé à mi- envergure.

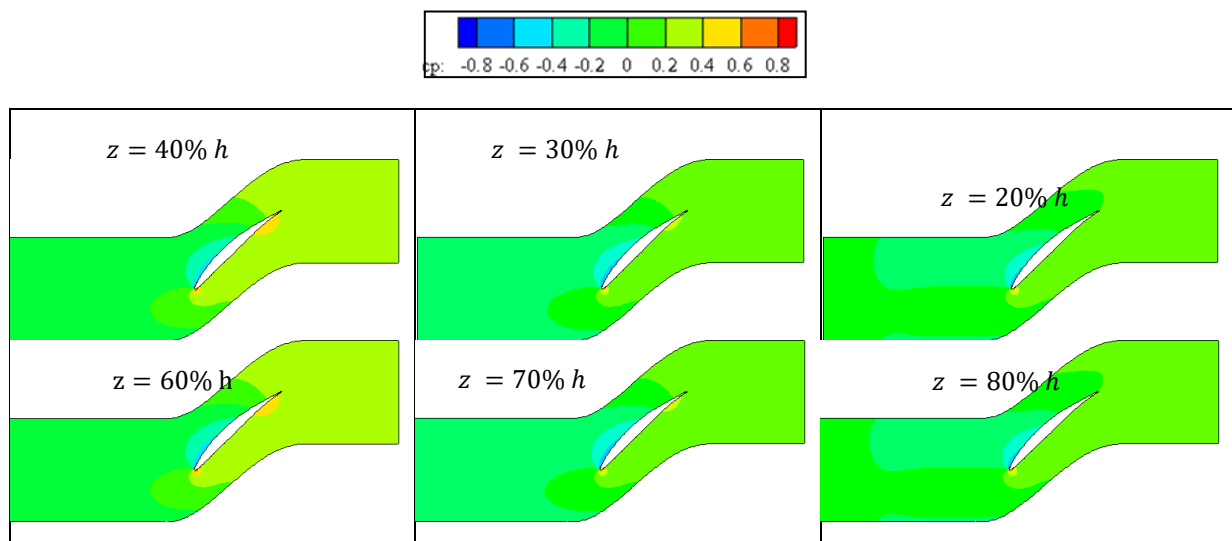


Figure D.1- contours du coefficient de pression statique C_p sur des plans symétriques dans la direction (z) à mi- envergure par rapport au plan (xy) localisé à mi- envergure.

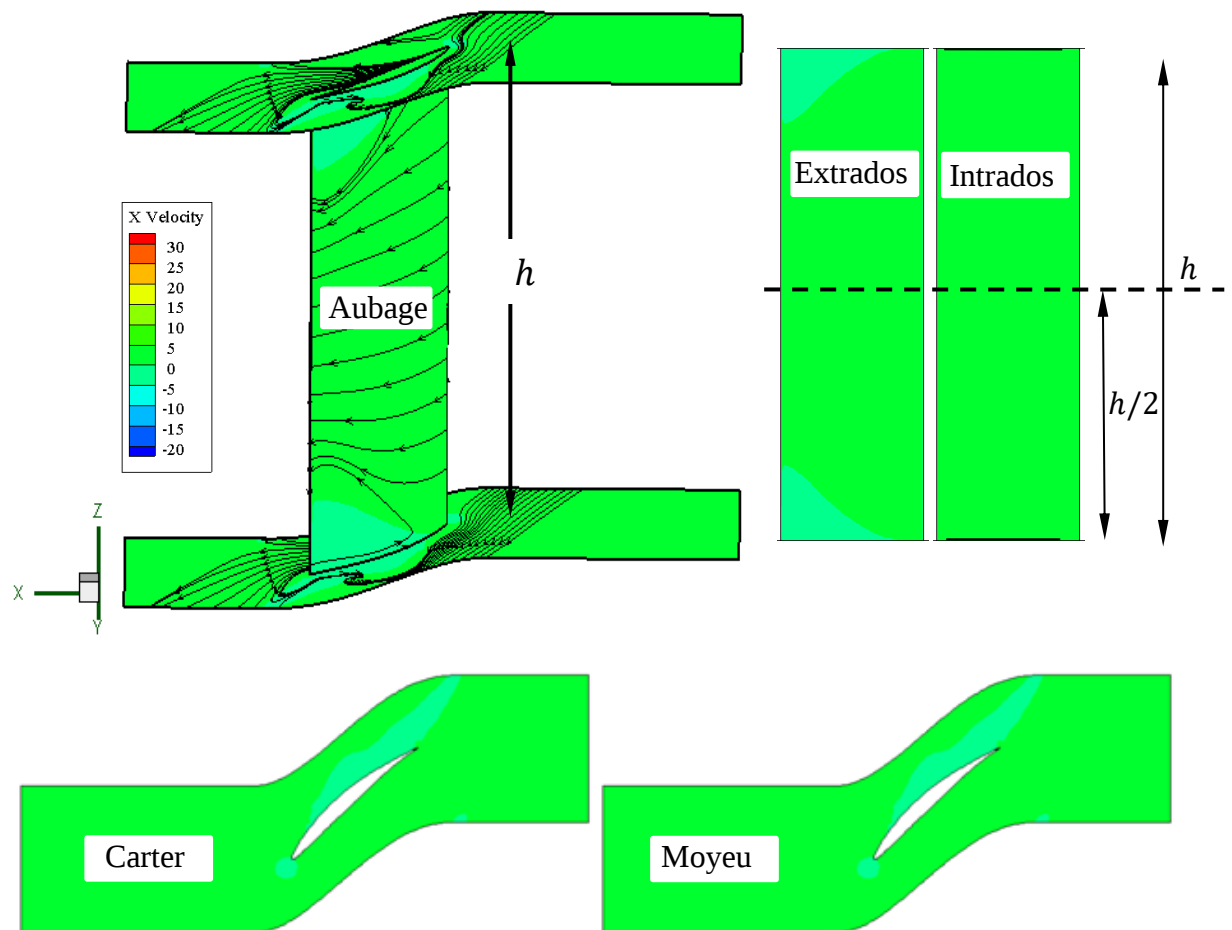


Figure D.2- contours de vitesse au niveau des parois solides (aubages, cartère et moyeu) accompagnés par les lignes de frottement pariétal.

Annexe C:

```
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(inlet_x_velocity, thread, nv)
{
    float x[ND_ND]; /* this will hold the position vector*/
    float Z;
    face_t f;
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_CENTROID(x,f,thread);
        Z = x[2];
        if(x[2]<=0.04)
        {
            F_PROFILE(f, thread, nv) = cos((58.31*4.*atan(1.))/180.)*58.4*pow(x[2],0.120);
        }
        else if
        (x[2]>=0.04 && x[2]<=0.33 )
        {
            F_PROFILE(f,thread, nv)=cos((58.31*4.*atan(1.))/180.)*40. ;
        }
        else if
        (x[2]>0.33 )
        {
            F_PROFILE(f,thread, nv)=cos((58.31*4.*atan(1.))/180.)*58.4*pow((0.37-x[2]),0.120);
        }
    }
    end_f_loop(f, thread);
}

DEFINE_PROFILE(inlet_Y_velocity, thread, nv)
{
    float x[ND_ND]; /* this will hold the position vector*/
    float Z;
    face_t f;
```

```

begin_f_loop(f, thread)
{
F_CENTROID(x,f,thread);
Z = x[2];
if(x[2]<=0.04)
{
F_PROFILE(f, thread, nv) = sin((58.31*4.*atan(1.))/180.)*58.4*pow(x[2],0.120);
}
else if
(x[2]>=0.04&& x[2]<=0.33 )
{
F_PROFILE(f,thread, nv)=sin((58.31*4.*atan(1.))/180.)*40. ;
}
else if
(x[2]>0.33 )
{
F_PROFILE(f,thread, nv)=sin((58.31*4.*atan(1.))/180.)*58.4*pow((0.37-x[2]),0.120);
}
end_f_loop(f, thread);
}
}

```

Annexe D:

```
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(inlet_x_velocity, thread, nv)
{
    float x[ND_ND]; /* this will hold the position vector*/
    float Z;
    face_t f;
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_CENTROID(x,f,thread);
        Z = x[2];
        if(x[2]<=0.04)
        {
            F_PROFILE(f, thread, nv) = cos((58.31*4.*atan(1.))/180.)*58.4*pow(x[2],0.120);
        }
        else if
        (x[2]>=0.04 )
        {
            F_PROFILE(f,thread, nv)=cos((58.31*4.*atan(1.))/180.)*40. ;
        }

    }

    end_f_loop(f, thread);
}

DEFINE_PROFILE(inlet_Y_velocity, thread, nv)
{
    float x[ND_ND]; /* this will hold the position vector*/
    float Z;
    face_t f;
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_CENTROID(x,f,thread);
        Z = x[2];
```

```
if(x[2]<=0.04)
{
F_PROFILE(f, thread, nv) = sin((58.31*4.*atan(1.))/180.)*58.4*pow(x[2],0.120);
}
else if
(x[2]>=0.04)
{
F_PROFILE(f,thread, nv)=sin((58.31*4.*atan(1.))/180.)*40. ;
}
end_f_loop(f, thread);
}
```

Article publié durant la thèse



Numerical investigation of three-dimensional separation control in an axial compressor cascade

Hayette Djedai¹, Ramzi Mdouki², Zakaria Mansouri^{3*}, Mokhtar Aouissi¹

¹ Laboratory of Mechanics, Amar Telidji University, Ghardaïa Road POBox 37G, Laghouat 03000, Algeria

² LET, Larbi Tébessi University, Constantine Road, Tébessa 12002, Algeria

³ ICARE CNRS, 1C, Avenue de la Recherche Scientifique, 45071 Orléans Cedex 2, France

Email: zakaria.mansouri@cnrs-orleans.fr

ABSTRACT

The aerodynamic performances of three-dimensional compressor cascade are mainly influenced by secondary flow effects, such as the cross flow on the side wall and the corner separation at the wall-blade junction. Often, these secondary flows can produce a blockage and losses in the blade passage. A numerical study of active flow control using blowing technique in a linear compressor cascade has been carried out, in order to eliminate the 3D boundary layer stall and enhance the aerodynamic performance. The numerical simulation is performed using steady and incompressible RANS (Reynolds averaged Navier- Stokes) equations with Realizable $k-\epsilon$ turbulence model. Good agreement is found between numerical results and experimental data, in particular pressure coefficient (C_p) and total pressure loss coefficient (ϖ). A detailed flow topology analysis is mentioned and gave the flow structure and the separation zone behavior. It was found that the blowing slot should be located upstream the dual nature critical point which represents the origin of separation. Furthermore, three suction slot configurations are used to control the separation, whereas one configuration on the suction side of the blade and two configurations are on the endwall. The first endwall slot is located parallel to the suction side of the blade and the second one is located perpendicular to the axial chord of the blade. Results indicate that the removal of the corner separation was not achieved using the slots on the blade suction side and on the endwall parallel to the suction side. Contrariwise, the perpendicular endwall slot was found to be most effective and the 3D separation is completely disappeared.

Keywords: Axial Compressor, Boundary Layer Blowing, Flow Control, Flow Topology, Separation.

1. INTRODUCTION

In recent years, reducing jet engine weight has become an extensive research area in the aerospace community. This weight reduction is resulted from the need of improving the engine's overall efficiency, which is affected by two main factors. The first one is, reducing the specific fuel consumption (SFC) and the second one is reducing the number of compressor's stages. The compressor efficiency of modern jet engines is approximately 90%, in which more than 15 stages are used to provide the required total pressure rise [1]. To reduce the number of stages by keeping the same total pressure rise, it is necessary to increase the work per stage. Several methods are used to increase the work per stage including the suppression or reduction of the corner separation. This later is formed due to the heavy adverse pressure gradient, which is resulted from the interaction between the thin boundary layer of the blade and the thick one of endwall. The low-energy fluid resulted from this interaction then creates the corner vortex. Commonly used techniques to reduce the corner separation

include passive and active control (e.g., vortex generators, cavities, blowing, suction and oscillatory blowing/suction). It was shown that passive flow control using vortex generators can reduce total pressure losses by affecting the corner separation at the crossing of the wall and blade [2,3]. It was reported also that active flow control using blowing, suction or synthetic jets can decrease greatly the total pressure losses by removing the corner separation [4-9].

Gbadebo et al [4] adopted boundary layer suction to control 3D corner separation in an axial compressor cascade. The authors used computational fluid dynamic (CFD) approach in this investigation with a suction rate up to 0.7% of the incoming mass flow and different slot configurations. It was found that the slot configurations used on the suction side of the blade reduce but does not remove the 3D corner separation. Moreover, the slots of the endwall (EW) which are parallel to the section side of the blade are more effective. They found that the 3D corner separation can be fully removed if the EW slot's length is 74% axial chord of the blade. Nerger et al [5] adopted experimental blowing technique in both endwall and

suction side of highly loaded compressor stator cascade. For the baseline configuration (without control), they noticed that the flow behavior is changed to a massive boundary layer separation with high secondary flow, when the inlet flow angle is increased. Since the flow behavior changes with increasing incidence a combination of blowing at the endwall and at the suction side was used. It was found that the endwall blowing effectively reduces the corner separation and the suction side blowing reduces the boundary layer separation. In addition, this combination of blowing becomes more efficient when changing the blowing mass flow rate. Gmelin et al [6] investigated active flow control on a highly loaded subsonic compressor cascade using both numerical and experimental approaches. The active flow technique consists of three concepts of steady jets, pulsed jets, and zero mass flow jets (synthetic jets), in two different locations: at the endwall and the blade suction side. Here, the endwall slot is perpendicular to the suction side of the blade, unlike the used one in the references [4] and [5]. Several configurations are used and include different slot locations and blowing angles. It was reported that all steady and pulsed jets needed only a small mass flow rate (below 0.5%) to be effective. For all blowing slot configurations, the best control location was slightly upstream of the boundary layer separation. Furthermore, their experimental and numerical results showed that optimal blowing slot configurations are able to reduce the total pressure loss by 13% and increase the static pressure rise by 9%.

With the above review in mind and to the reader's knowledge, this contribution performs a series of numerical simulations intended to remedy the 3D corner separation in an axial compressor cascade. The investigated cascade is linear, subsonic and composed of NACA65-009 blades. Three blowing slot configurations are used, in which two at the endwall and one at the blade suction side. Moreover, steady Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) approach closed by the Realizable $k-\epsilon$ turbulence model is used in this investigation.

2. CASCADE CONFIGURATION AND GRID

The linear subsonic compressor cascade described in Table 1 is simulated in this paper. It is representative of highly loaded compressor stator blades found in modern jet engine compressors. It consists of NACA65-009 airfoils and was tested experimentally by Wei et al [10]. According to the experimental data, the inlet of the tested domain is located at 2.16 axial chords upstream of the leading edge of the blade and the outlet is at 1.36 axial chords downstream of the trailing edge. The computational domain is displayed in Figure 1 and it consists of a half blade with endwall and only one blade passage. Since steady RANS is used, the periodicity and the symmetry hypothesis can be considered.

Three structured grids were tested in order to full-fill the grid sensitivity requirements of the present study. A multiblock technique is adopted using ANSYS-Workbench R16.0 to generate the grids. For all grids, the first cell thickness normal to the blade wall is $y = 5 \times 10^{-6}$ m and corresponds to the dimensionless wall vector $y^+ \sim 5$. The medium grid contains 1 million cells is displayed in Figure 2, it was generated using the multi-block technique with H-O-H topology.

Table 1. Geometric parameters of the cascade

Parameter	Symbol	Magnitude	Unit
Chord	c	15	cm
Solidity	σ	0.134	-
Aspect Ratio	AR	1	-
Stagger angle	λ	42.7	°
Incidence angle	i	4	°
Reynolds number	Re	3.82×10^5	-

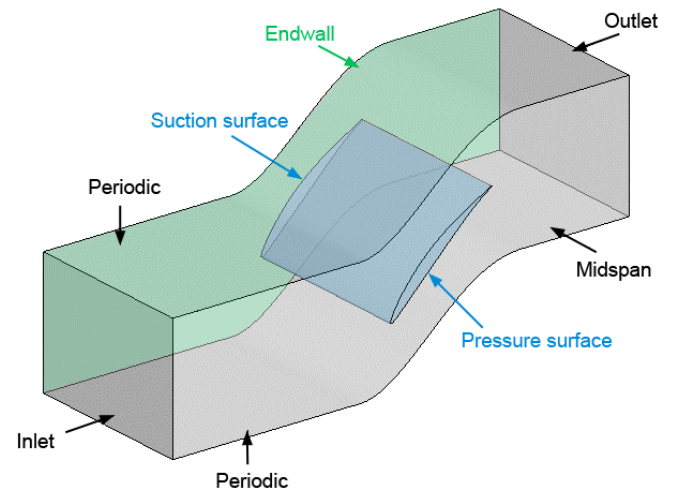


Figure 1. NACA65-009 cascade geometry with the computational domain

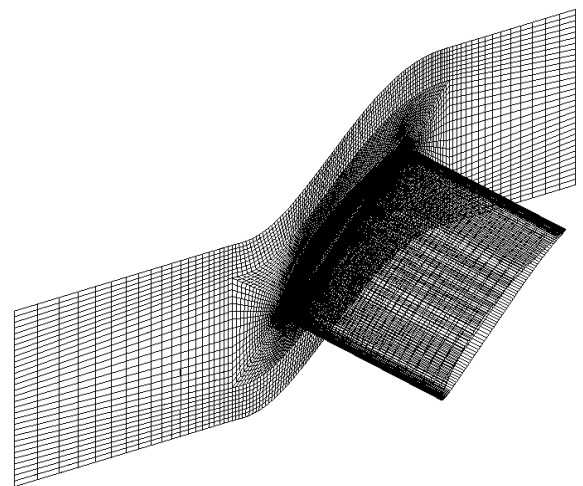


Figure 2. Three-dimensional medium grid of NACA65-009 cascade

3. COMPUTATIONAL PROCEDURE AND BOUNDARY CONDITIONS

The code used for the simulations is ANSYS-Fluent R16.0 CFD software. The finite-volume method is used to solve the governing equations. The calculations were carried out considering the steady state, incompressible and turbulent conditions. The SIMPLE algorithm is applied for the pressure-velocity coupling. A second order upwind scheme is used for

the momentum, turbulence kinetic energy and turbulence dissipation rate equations. All the computations were carried out till the residuals converged with criteria of 10^{-4} for all equations. The eddy-viscosity Realizable k - ϵ turbulence model [11] is used to close the system of Reynolds-averaged equations. The enhanced wall treatment with pressure gradient effects was chosen to model the boundary layer [12,13].

The boundary conditions imposed on the computational domain are shown in Figure 1. The experimentally measured inlet velocity profile [10] is considered to define the inlet condition using User-Define Function (UDF technique) with a turbulence intensity $I = 0.8\%$. At the outlet, static pressure is specified with the extrapolating technique from neighboring interior cells. Since the flow is assumed to be periodic in the blade normal direction, periodic condition is imposed along the pitchwise boundaries. For the blade surface and the endwall, a non-slip adiabatic wall condition is specified.

4. FLOW CONTROL STRATEGY AND SLOT ARRANGEMENTS

The strategy of flow control in 3D cascade depends on the flow pattern (topology) at the endwall and the blade surface (particularly, the suction surface). The flow field topology consists of visualizing the critical points, such as nodes (N), saddle points (S) and focuses (F) on the solid surfaces. This helps to localize the main separation line, which is mandatory to know for placing the control devices. Oil streak lines are usually used in the experiments to visualize the critical points. However, this kind of experimental data is not available for the present NACA cascade, shown in Figure 1. For this reason, numerical streamlines must be used to identify the main separation line with its corresponding points. Thus, a three-dimensional simulation of the baseline cascade (without control) has been carried out. Results of the 3D flow field and flow topology are shown in figures 3 and 4 respectively.

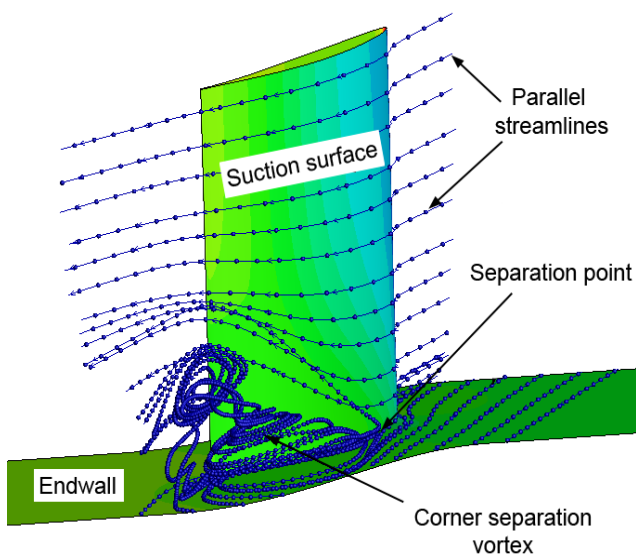


Figure 3. 3D flow field on the suction surface with the corner stall vortex.

Following the observation of the formation of the corner vortex in Figure 3, it is clear that it leads to block the cascade passage area. This is due to the reversed flow under the effect of adverse pressure gradient. The vortex system must be analyzed regarding the related critical points at the solid surfaces. From the figure 4 it can be seen that the flow reveals two nodes (N_1 and N_2), three saddle points (S_1 , S_2 and S_3) and one focus (F_1). The origin of the separation line (red dashed line) is at the saddle separation point S_1 and its corresponding nodal point N_1 . The separation line expands to the detachment node N_2 with a global length of around 90% of the axial chord. Note that N_2 , S_2 are near the wall-blade junction, where N_2 is at the endwall and S_2 is at the suction surface, both at around 9% c .

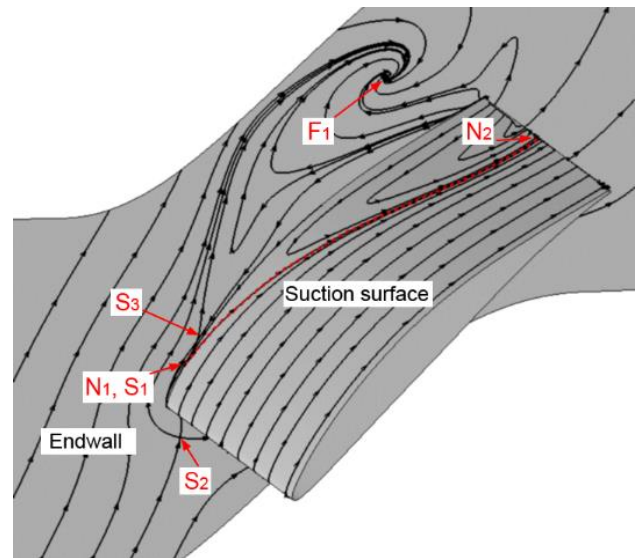


Figure 4. Predicted limiting streamlines on the blade suction surface and the endwall.

This observation gives an idea about the slot placing, which must be located on the endwall or on the suction surface at the origin point of separation of 9% c . Based on the above analysis, three slot arrangements are considered in this study to identify the optimum control configuration, as shown in figure 5. For all slots, the blowing ratio is fixed to $M = \dot{m}_{jet}/\dot{m}_{total} = 0.5\%$ and the slot width at $w = 1\%$ c . The slot arrangements are described as follows.

First, one slot positioned on the blade suction surface at about 9% c and along the blade span. It is referred as to SA, as illustrated in Figure 5. The slot is rectangular and inclined by 45° accordingly to the axial chord. This inclination angle leads to a better interaction between the main stream and the high-energy blown jet in the boundary layer region along the streamwise direction. Second, two slots are positioned on the endwall at the origin of the separation line. The first one runs parallel to the suction surface from 9% to 99% and it is labeled (WA). It is purposely located along the chordwise direction, where a new tangential boundary layer must replace the separated one, which contains low-energy fluid. The second endwall slot, referred to as (WB), located perpendicular to the axial chord at 9% c . The slot is inclined by 45° and it has a length of 18% c . In this configuration, the control focuses on the low-energy boundary layer of the endwall, which it would be blown off to prevent its interaction with the suction surface.

5. RESULTS AND DISCUSSION

5.1 Grid sensitivity study

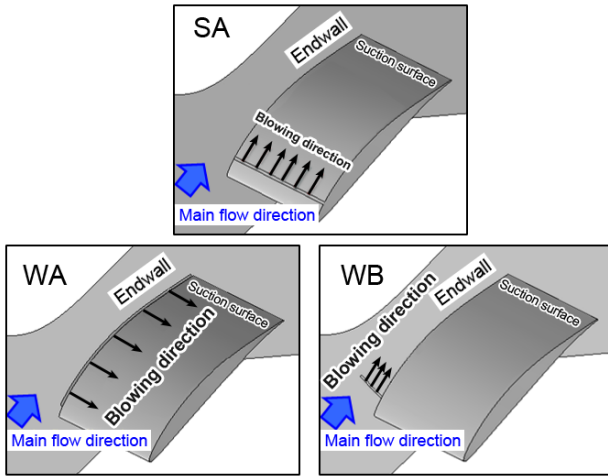


Figure 5. Schematic of blowing slots on the endwall and the blade suction surface

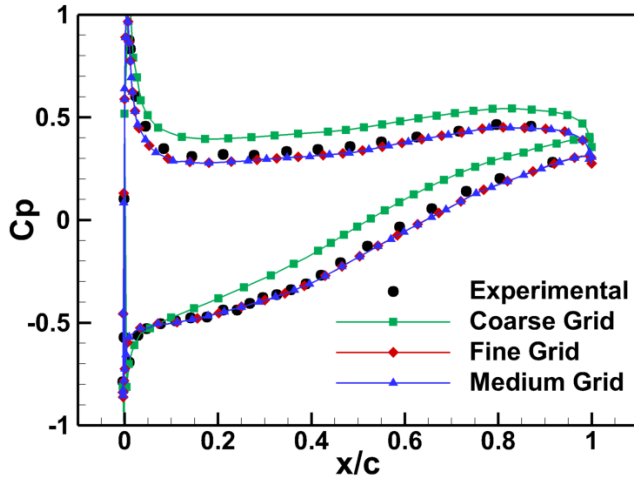


Figure 6. Grid sensitivity solutions of the static pressure coefficient (C_p) at midspan

To ensure a sufficient modeling of the flow around the compressor cascade, a grid sensitivity analysis is conducted. Three different grids are used in this study, which are: coarse with 510 150 cells, medium with 1 087 125 cells and fine with 1 544 100 cells. The influence of the grid refinement on the numerical solution, e.g., the static pressure coefficient (C_p) at the blade surface ($h = 50\%$), is shown in Figure 6. The results of the coarse grid show different trends compared to the experimental data as well as the results of the fine and medium grids. The coarse grid results overestimate the static pressure coefficient distribution compared to the other grids. Concerning the C_p results of the fine and medium grids, there are no substantial differences compared with the experiment. Since the fine grid gives the same results as the medium grid and to reduce the computational efforts, the medium grid is chosen for all calculations in the present study.

5.2 Validation with the experimental data

Figure 7 shows comparisons of surface static pressure coefficient (C_p) between experimental data and present CFD results. The static pressure coefficient is defined as:

$$C_p = (p - p_\infty) / (p_{t\infty} - p_\infty) \quad (1)$$

Two locations were chosen for the comparisons, in order to examine the capability of the turbulence model in predicting both attached and detached flow on the blade. At the midspan where $h = 50\%$ (Figure 7.a), the numerical results of C_p are in very good agreement with the experimental data. This indicates that the model used is suitable for attached boundary layer condition. Near the endwall at $h = 5.4\%$, the model shows slight discrepancies between the numerical and the experimental C_p . Since it is an eddy-viscosity model, it stays limited in such kind of detached flows. In general, the CFD results are acceptable and the Realizable $k-\epsilon$ model well be kept to investigate the corner separation control.

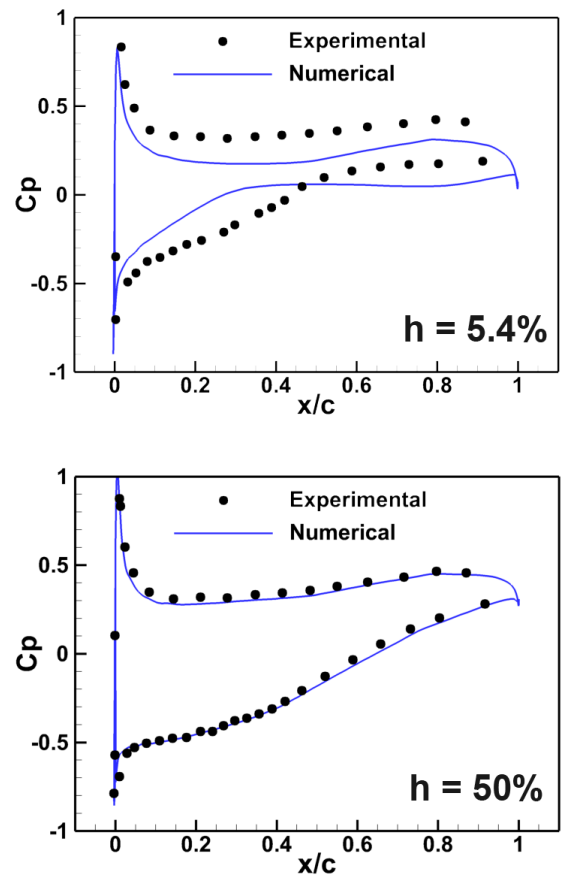


Figure 7. Comparison of C_p between experimental data and numerical results at $i = 4^\circ$

The figure 8 illustrates comparisons of contours of the total pressure loss coefficient, which is defined as:

$$\omega = (p_{t\infty} - p_t) / (p_{t\infty} - p_\infty) \quad (2)$$

The contours are plotted at the cascade exit plane (36.3% chord) downstream from the trailing edge. The total pressure loss coefficient is used in order to quantify the blockage effect of the corner separation at the cascade outlet. The blockage region is mentioned by the gradient from the green to the red

color. It represents around 35% of the cascade outlet passage. From the figure, it can be seen that the predicted contours of ϖ are in good agreement with the experiment. This confirms that the used Realizable k- ε is acceptable to model such kind of flows.

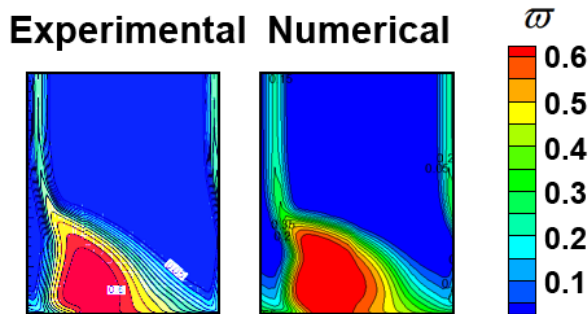


Figure 8. Comparison of exit total pressure loss coefficient between experimental data and numerical results at $i = 4^\circ$

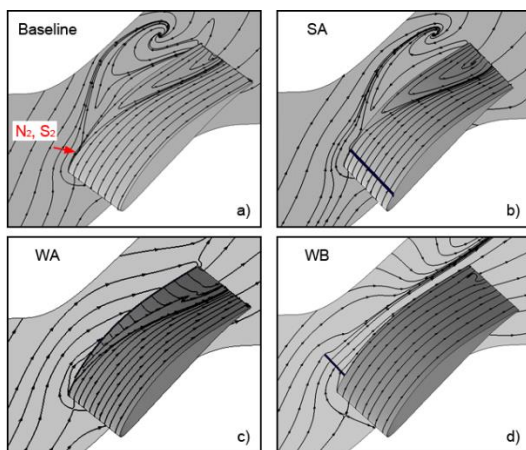


Figure 9. Predicted limiting streamlines on the suction surface and the endwall without and with blowing slot

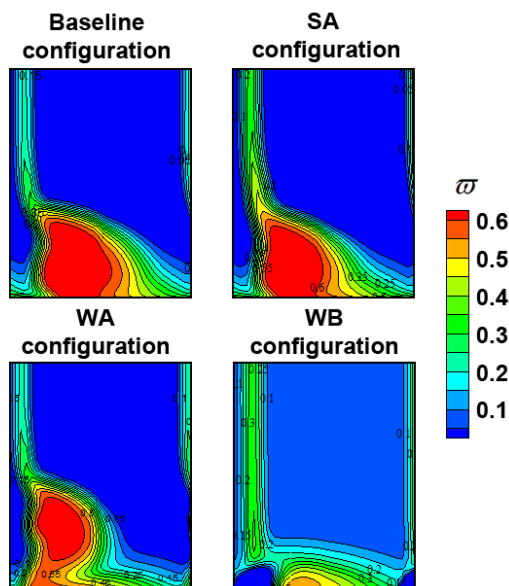


Figure 10. Comparison of exit total pressure loss coefficient between solted an unslotted configurations

5.3 Effects of boundary layer blowing on flow topology

Figure 9 shows the limiting streamlines on the blade suction surface and the endwall for the three slots configurations and the baseline configuration. For SA configuration (Figure 9.b), the corner separation is still present at the wall-blade junction. This is due to the slot placement a bit upstream the critical points N_2 , S_2 (the origin of the separation line). Thus, no significant changes on the 3D separation topology are found using this configuration. For the WA configuration (Figure 9.c), it can be seen that the separation on the endwall is no longer exist, since the slot has been placed parallel to the suction surface along the axial chord direction. However, the separation is not removed from the suction surface and its topology is modified compared with the baseline limiting streamlines. Further, it can be concluded that the corner separation is not provoked by the suction surface but by the endwall. For the WB configuration (Figure 9.d), it is clearly visible that the entire separated region has been totally removed. It is due to the slot arrangement, which affects and modifies the boundary layer of the endwall and consequently leads to generate only attached flow in the junction. Finally, the WB configuration proves its capability to eliminate the 3D separation among the other slots and it must be considered as the optimal choice.

5.4 Effects of boundary layer blowing on total pressure loss

Figure 10 presents the predicted contours of the total pressure loss coefficient at the cascade exit plane (36.3% chord) for the three slots configurations and the baseline configuration. Note that only numerical contours are shown for the baseline configuration, since it is similar to the experiment. For SA configuration, the losses remain almost the same as the baseline configuration, because of the 3D separation which has not been removed. As mentioned before, it is due to the slot placement upstream the origin of the separation line. For WA slot, the total pressure loss is slightly reduced as a consequence of the endwall separation removal. In this case, the corner separation tends to be quasi two-dimensional separation as clearly observed in Figure 9.c. Therefore, the cascade outlet passage is increased by around 5% relative to the cascade without slot. Regarding WB configuration, it is clear from the figure 10 that the loss core (contours of $\varpi > 0.55$) caused by the interaction of the boundary layers of the endwall and the suction surface has been eliminated entirely. Further, what is remain here is the loss due to the endwall boundary layer and the mainstream wake (contours of ϖ around 0.3). Moreover, when blowing is applied on the endwall and perpendicularly to the blade chord, the cascade outlet passage is increased by around 25% compared to the baseline cascade.

6. CONCLUSION

A numerical study was performed to control the three-dimensional corner separation on NACA65-009 blading in axial compressor cascade, using active control steady blowing technique. The boundary layer blowing was investigated by modeling the flow using RANS computations. The blowing jets were obtained using tangential slots with fixed blowing ratios and slots widths. First, the flow topology for the clean cascade is analyzed and according to it, several critical points

with the main separation line are identified. Based on the flow topology analysis, three slot arrangements are adopted which are; a slot positioned on the blade suction surface named (SA), a slot runs parallel to the suction surface from 9% to 99% c labeled (WA) and a slot located perpendicular to the axial chord at 9% c, referred to as (WB). Second, grid sensitivity study is done for three different meshes and the medium grid of 1 million cells was chosen to perform the present investigation. Third, validations of the obtained results with the experimental data are performed for the surface static pressure coefficient (C_p) and the total pressure loss coefficient (ϖ). The used Realizable k - ε turbulence model showed promising results in predicting C_p at baled midspan, but it showed a slight discrepancy near the endwall. In addition, its capability to replicates the experimental losses ϖ was adequate. Fourth, the effect of blowing on flow topology is examined for all slots configurations. Boundary layer blowing using SA configuration did not affect the 3D separation, due to the slot location upstream the origin of the separation line. The WA slot removed the limiting streamlines on the endwall and reduced the total pressure losses but did not remove the 3D separation. The cascade outlet passage is increased by around 5% using this configuration. Removing the 3D separation was achieved with WB configuration, where the endwall boundary layer blowed-off entirely. Further, the losses took the minimum values around $\varpi \sim 0.3$ and the cascade outlet passage increased by 25% compared with the passage of the baseline cascade. Finally, the optimum slot should be on the endwall to be sure to eliminate the limiting streamlines and is recommended to run perpendicular to the suction surface from a position at the origin of the separation line near the leading edge.

REFERENCES

- [1] Lord A.K., MacMartin D.G., Tillman T.G. (2000). Flow control opportunities in gas turbine engines, *AIAA Fluids 2000*, Denver, CO, USA.
- [2] Hergt A., Meyer R., Müller M.W. (2008). Loss reduction in compressor cascades by means of passive flow control, *Proc. ASME Turbo Expo 2008*, Berlin, Germany.
- [3] Hergt A., Meyer R., Engel K. (2012). Effects of vortex generator application on the performance of a compressor cascade, *ASME. J. Turbomach*, Vol. 135, No. 2, pp. 021026-021026-10. DOI: [10.1115/1.4006605](https://doi.org/10.1115/1.4006605)
- [4] Gbadebo S.A., Cumpsty N.A., Hynes T.P. (2007). Control of three-dimensional separations in axial compressors by tailored boundary layer suction, *ASME. J. Turbomach*, Vol. 130, No. 1, pp. 011004-011004-8. DOI: [10.1115/1.2749294](https://doi.org/10.1115/1.2749294)
- [5] Nerger D., Saathoff H., Radespiel R., Gümmer V., Clemen C. (2011). Experimental investigation of endwall and suction side blowing in a highly loaded compressor stator cascade, *ASME. J. Turbomach*, Vol. 134, No. 134, pp. 021010-021010-12. DOI: [10.1115/1.4003254](https://doi.org/10.1115/1.4003254)
- [6] Gmelin C., Zander V., Hecklau M., Thiele F., Nitsche W., Huppertz A., Swoboda M. (2012). Active flow control concepts on a highly loaded subsonic compressor cascade: résumé of experimental and numerical results, *ASME. J. Turbomach*, Vol. 134, No. 6, pp. 061021-061021-9. DOI: [10.1115/1.4006308](https://doi.org/10.1115/1.4006308)
- [7] Gümmer V., Goller M., Swoboda M. (2008). Numerical investigation of end wall boundary layer removal on highly loaded axial compressor blade rows, *ASME. J. Turbomach*, Vol. 130, No. 1, pp. 011015-011015-9. DOI: [10.1115/1.2749297](https://doi.org/10.1115/1.2749297)
- [8] Zander V., Hecklau M., Nitsche W., Huppertz A., Swoboda M. (2011). Active flow control by means of synthetic jets on a highly loaded compressor cascade, *P. I. Mech. Eng. A-J. Pow. Energ*, Vol. 225, No. 7, pp. 897-906. DOI: [10.1177/0957650911410275](https://doi.org/10.1177/0957650911410275)
- [9] Zander V., Nitsche W. (2013). Control of secondary flow structures on a highly loaded compressor cascade, *P.I. Mech. Eng. A-J. Pow. Energ*, Vol. 227, No. 6, pp. 674-682. DOI: [10.1177/0957650913495538](https://doi.org/10.1177/0957650913495538)
- [10] Ma W., Ottavy X., Lu L., Leboeuf F., Gao F. (2011). Experimental study of corner stall in a linear compressor cascade, *Chinese. J. Aeronaut*, Vol. 24, pp. 235-242. DOI: [10.1016/S1000-9361\(11\)60028-9](https://doi.org/10.1016/S1000-9361(11)60028-9)
- [11] Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. (1995). A new k - ε eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows, *Comput. Fluids*, Vol. 24, pp. 227-238. DOI: [10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T)
- [12] Chen H.C., Patel V.C. (1988). Near-Wall turbulence models for complex flows including separation, *AIAA. J*, Vol. 26, pp. 641-648. DOI: [10.2514/3.9948](https://doi.org/10.2514/3.9948)
- [13] Kader B. (1993). Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers, *Int. J. Heat. Mass. Transf.*, Vol. 24, pp. 1541-1544. DOI: [10.1016/0017-9310\(81\)90220-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90220-9)

NOMENCLATURE

C_p	static pressure coefficient
h	blade height
i	incidence angle
k	turbulente kinetic energy

Greek symbols

ε	turbulente dissipation rate
ϖ	total pressure loss coefficient