PolyPublie
Polytechnique Montréal

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL
UNIVERSITÉ D'INGÉNIERIE

Titre: Title:	Évaluation de la performance d'un compresseur contra-rotatif à écoulement mixte
Auteur: Author:	Quentin Dejour
Date:	2018
Type:	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis
Référence: Citation:	Dejour, Q. (2018). Évaluation de la performance d'un compresseur contra-rotatif à écoulement mixte [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/3268/

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: PolyPublie URL:	https://publications.polymtl.ca/3268/
Directeurs de recherche: Advisors:	Huu Duc Vo
Programme: Program:	Génie mécanique

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal

https://publications.polymtl.ca

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE D'UN COMPRESSEUR CONTRA-ROTATIF À ÉCOULEMENT MIXTE

QUENTIN DEJOUR
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
AOÛT 2018

© Quentin Dejour, 2018.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE D'UN COMPRESSEUR CONTRA-ROTATIF À ÉCOULEMENT MIXTE

présenté par : DEJOUR Quentin
en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées
a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. KAHAWITA René, Ph. D., président
M. VO Huu Duc, Ph. D., membre et directeur de recherche
M. REGGIO Marcelo, Ph. D., membre

DÉDICACE

À ma famille pour son soutien et à Eric, pour ses formules ...

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier les étudiants de Polytechnique Montréal, aujourd'hui diplômés, ayant participé à la conception du compresseur ici à l'étude lors de leur projet de fin d'études de l'année 2015-2016. En particulier, j'adresse mes remerciements à Mathias Michaud, Petro Milan et Toni Chakour de l'équipe de conception aérodynamique. Je remercie également Pierre-Nicolas Stock, William Désilets et Frédérik Thai pour leur travail ainsi que pour leur aide précieuse sur le banc d'essai dudit compresseur.

Le travail présenté dans ce mémoire a été financé par le *Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada* (NSERC) *Discovery Grant program* que je remercie. Certains calculs qui seront présentés ont été réalisés à l'aide du super-calculateur Briarée de l'Université de Montréal et géré par les équipes de *Calcul Québec* et *Compute Canada*. Les opérations de ce supercalculateur sont financées par la *Canada Foundation for Innovation* (CFI), Ministère de l'économie, de l'Innovation et des Exportations du Québec (MEIE).

Enfin, je remercie tout particulièrement mon directeur de recherche, Huu Duc Vo, pour l'aide et les conseils qu'il a su m'apporter tout au long de ma maîtrise.

RÉSUMÉ

Le compresseur est une composante clé (et la plus longue) des moteurs d'avion. À ce titre, il est très souvent l'objet d'études visant à améliorer sa performance, en termes du rapport de pression et de rendement, et son opérabilité en termes de marge de décrochage.

L'objectif de ce mémoire est de présenter la première évaluation d'un nouveau concept de compresseur non-axial contra-rotatif sous la forme d'un compresseur à écoulement mixte. Dans ce concept, le stator du compresseur mixte, ou le diffuseur d'un compresseur centrifuge, est remplacé par un rotor tournant dans le sens opposé du rotor amont. Le rotor contra-rotatif permet alors de ramener l'écoulement dans la direction axiale, et ce avec un virage de l'écoulement relatif beaucoup plus faible que celui d'un stator équivalent. Le rotor aval va de surcroît produire un travail supplémentaire équivalent à celui en amont, permettant d'obtenir une augmentation de pression bien supérieure à un compresseur standard. Ce meilleur rapport de compression peut alors permettre de remplacer un ou plusieurs étages du compresseur, réduisant ainsi la longueur, le poids, la complexité et les coûts de production et d'entretien du moteur.

Ce mémoire présente une première preuve de concept de ce nouveau type de compresseur ainsi que des possibilités d'amélioration du design initial. Pour l'évaluer, un compresseur contra-rotatif à basse vitesse et écoulement mixte ainsi que son équivalent conventionnel (*i.e.* configuration rotor mixte/stator) avaient été conçus. Des simulations CFD ont été effectuées pour comparer la performance de ces deux compresseurs. Les résultats obtenus montrent que la configuration contra-rotative permet d'obtenir une augmentation de pression deux fois plus élevée que sa contre-partie conventionnelle mais aussi un meilleur rendement et une marge de décrochage plus importante. L'absence de décollement significatif de la couche limite sur le rotor contra-rotatif (pourtant présent dans le stator de la configuration conventionnelle) est à l'origine des améliorations du rendement et de la marge de décrochage. D'autres simulations réalisées sur des modélisations du compresseur au complet ont par la suite permis de valider le point et le mécanisme de décrochage de chacune de ces configurations.

Le compresseur à l'étude représente par ailleurs un jalon vers un nouveau design de compresseur contra-rotatif centrifuge et non plus mixte. Dans cet esprit, différentes voies d'amélioration du présent compresseur ont été explorées, parmi lesquelles l'influence sur les performances du jeu d'aube ou encore de la méthode d'empilement des sections composant les pales (transformations dites "sweep" et "dihedral"). Il en ressort que la taille du jeu d'aube a une forte influence sur la stabilité et le rendement du compresseur contra-rotatif, comme

cela pouvait être attendu. Les modifications de la géométrie de l'aube ont quant à elles une influence modérée sur l'efficacité mais très forte sur la stabilité, pouvant permettre de plus que doubler la marge de décrochage.

ABSTRACT

The compressor is a key (and the longest) component of modern aircraft engines and as such is often the subject of studies aiming to improve its performance, in terms of pressure and efficiency, and its operability, in terms of stall margin.

The purpose of this thesis is to assess the performance of a new non-axial compressor concept in the form of a counter-rotating mixed-flow compressor. In this concept, the stator of a mixed-flow stage, or the diffuser of a centrifugal stage, is replaced with a rotor rotating in the opposite direction. This rotor will turn the flow back to the axial direction with lower relative flow turning than an equivalent stator or diffuser. Moreover, the counter-rotating rotor provides a work equivalent of the upstream rotor or impeller. This additional work can double the total pressure rise of the stage and thus allow the counter-rotating stage to replace several conventional stages, reducing the length, mechanical complexity, weight and manufacturing and maintenance costs of the aeroengine.

This thesis presents a first proof of concept of such a compressor as well as possibilities for design improvements. In order to assess the performance of this concept, a low-speed mixed-flow counter-rotating compressor and its equivalent counterpart (*i.e.* mixed-flow rotor/stator) had been designed. CFD simulations have been carried out to compare the two configurations. Results show that the counter-rotating compressor presents twice the total pressure rise of the conventional configuration. Furthermore, its efficiency and stall margin are superior to the conventional design. The absence of significant boundary layer separation (present on the stator) on the counter-rotating rotor is the source of the efficiency and stall margin improvements. CFD calculations of the entire compressor have also been carried out to validate and to explore further the stall mechanism of both configurations.

Given that the studied compressor represents a milestone toward a new kind of centrifugal counter-rotating compressor, possible design improvements are proposed and assessed. In particular, the influence on the performance of the tip clearance and several modifications of the stacking line of the blade sections (such as the “sweep” and “dihedral” transformations) have been studied. The results show that the tip clearance size has a great influence on both the efficiency and the stability while the modifications of the stacking line only involve an increase in the stall margin with only a moderate effect on efficiency.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE iii

REMERCIEMENTS iv

RÉSUMÉ v

ABSTRACT vii

TABLE DES MATIÈRES viii

LISTE DES TABLEAUX x

LISTE DES FIGURES xi

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS xiv

LISTE DES ANNEXES xv

CHAPITRE 1 INTRODUCTION 1
- 1.1 Méthodes de réduction de l'encombrement 2
- 1.2 Concept proposé 4
- 1.3 Problématique 5
- 1.4 Objectifs 7
- 1.5 Organisation du mémoire 7

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE 8
- 2.1 Les compresseurs contra-rotatifs 8
- 2.2 Instabilités aérodynamiques 13

CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE 17
- 3.1 Approche générale 17
  - 3.1.1 Analyse du point de design 17
  - 3.1.2 Analyse du point de décrochage 18
  - 3.1.3 Amélioration du design contra-rotatif 19
- 3.2 Modèles numériques 19

CHAPITRE 4 ÉVALUATION DU CONCEPT DE COMPRESSEUR CONTRA-ROTATIF

À ÉCOULEMENT MIXTE 27
4.1 Évaluation de la performance 27
4.2 Analyse au point de design 28
4.3 Analyse au point de décrochage 31

CHAPITRE 5 PROPOSITIONS D'AMÉLIORATIONS 37
5.1 Sommaire des déficiences du CCR initial 37
5.2 Influence du jeu d'aube 37
5.3 Modifications du rotor contra-rotatif 41
5.4 Revue des modifications de la ligne d'empilement des compresseurs 42
5.5 Transformations géométriques des aubes du rotor contra-rotatif 46

CHAPITRE 6 CONCLUSION 60
6.1 Synthèse des travaux 60
6.2 Limitations de la solution proposée et améliorations futures 61

RÉFÉRENCES 62

ANNEXES 66

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1	Spécifications des configurations CCR et CC	6
Tableau 3.1	Caractéristiques du maillage	20
Tableau 3.2	Caractéristiques du maillage	25
Tableau 4.1	Performances au point de design	28
Tableau 5.1	Influence du jeu d'aube sur les performances du CCR au point de design	38
Tableau 5.2	Performance de la géométrie initiale du CCR	47
Tableau 5.3	Résultats de la transformation FSW pour différentes configurations	47
Tableau 5.4	Résultats du FSW symétrique	48
Tableau 5.5	Résultats de la transformation D- pour différentes configurations	53
Tableau 5.6	Résultat de la transformation FSK- au point de design	56
Tableau 5.7	Récapitulatif de l'influence des transformations FSW, D- et FSK- sur les performances du CCR	59

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Illustration du fonctionnement d'un turboréacteur utilisant un compresseur axial . . . 1
Figure 1.2 Illustration du fonctionnement d'un turboréacteur utilisant un compresseur centrifuge . . . 2
Figure 1.3 Schématisation d'un compresseur contra-rotatif multi-étagé | Alexiou et al. (2012) . . . 3
Figure 1.4 Concept de compresseur contra-rotatif non-axial . . . 4
Figure 1.5 Triangles des vitesses . . . 5
Figure 1.6 Superposition du CC et du CCR . . . 6
Figure 2.1 Banc d'essai utilisé par Sharma | Sharma et al. (1988) . . . 8
Figure 2.2 "Counter-rotating axial Compressor" (CRAC) | Chen et al. (2008a) . 10
Figure 2.3 Évolution du débit massique de sortie lors du décrochage | Gao et al. (2015) . . . 11
Figure 2.4 Boucle d'hystérésis obtenues numériquement | Wang et al. (2011) . . 12
Figure 2.5 Formation et propagation d'une cellule de décrochage | Day (1993) . 14
Figure 2.6 Point d'occurrence du décrochage *modal* et *spike* | Camp and Day (1998) 15
Figure 2.7 Exemple de contours d'entropie au bout d'aube du rotor lors du débordement de l'écoulement de jeu sur le bord d'attaque de l'aube suivante | Vo et al. (2008) . . . 15
Figure 2.8 Illustration du critère de décrochage *spike* | Vo et al. (2008) . . . 16
Figure 3.1 Détermination du critère de décrochage . . . 19
Figure 3.2 Maillage (coupe à la mi-envergure) . . . 20
Figure 3.3 Maillage (coupe latérale) . . . 21
Figure 3.4 Maillage (coupe axiale) . . . 21
Figure 3.5 Visualisation des domaines numériques . . . 23
Figure 3.6 Visualisation des domaines numériques de la modélisation *full-annulus* 24
Figure 3.7 Maillage des domaines étendus (coupe latérale) . . . 25
Figure 3.8 Perturbation à l'entrée du rotor mixte en termes de variation de la vitesse 26
Figure 4.1 Caractéristiques des deux compresseurs . . . 27
Figure 4.2 Zones de décollement sur le stator du CC et le rotor contra-rotatif du CCR . . . 29
Figure 4.3 Contours d'entropie au point de design au bord de fuite du rotor contra-rotatif et du stator . . . 30

Figure 4.4 Déviation de l'écoulement en sortie du compresseur 30
Figure 4.5 Coefficient de pression total-à-statique 31
Figure 4.6 Contours d'entropie au bout du rotor 32
Figure 4.7 Zones de décollement sur le stator du CC au point de décrochage et au premier point décroché 33
Figure 4.8 Évolution du débit massique en sortie après l'introduction d'une perturbation dans l'écoulement incident 34
Figure 4.9 Perturbations en amont du d'attaque au bout d'aube du rotor au point post-décrochage pour le CCR (a) et CC (b) 35
Figure 4.10 Contours d'entropie au bout d'aube du CCR lors du décrochage . . . 35
Figure 4.11 Contours d'entropie au bout d'aube du CC lors du décrochage 36
Figure 5.1 Influence du jeu d'aube sur les performances au débit massique du point de design initial 38
Figure 5.2 Contours d'entropie au bout d'aube au débit massique du point de décrochage de la géométrie originale 39
Figure 5.3 Contours d'entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif 40
Figure 5.4 Coefficient de pression total-à-statique du CCR pour des jeux d'aube de 0.006″ et 0.011″ 41
Figure 5.5 Contours d'entropie pour le jeu d'aube de 0.006″ à son point de décrochage 41
Figure 5.6 Présentation géométrique des transformations SW, D et SK 43
Figure 5.7 Redistribution du chargement du jeu d'aube vers la zone de courbure du FSW | Vad (2008) 44
Figure 5.8 Contours d'entropie au jeu d'aube pour une aube avec et sans la transformation FSW appliquée | McNulty et al. (2004) 45
Figure 5.9 Visualisation de la géométrie de la transformations FSW 48
Figure 5.10 Caractéristiques du CCR avec la transformation FSW symétrique . . 48
Figure 5.11 Comparaison au point de design des contours d'entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif pour les géométries initiale et transformée 49
Figure 5.12 Comparaison des chargements des aubes du rotor contra-rotatif original et transformé à différents *span* au point de design | Transformation FSW 50
Figure 5.13 Coefficient de pression total-à-statique du CCR avec la transformation FSW symétrique 51
Figure 5.14 Comparaison au débit massique du point de décrochage de la géométrie initiale des contours d'entropie au bout d'aube pour les designs original et transformé 51

Figure 5.15 Contours d'entropie au bout d'aube pour la transformation D+ au point de design 52
Figure 5.16 Comparaison au débit massique du point de décrochage du design initial des contours d'entropie au bout d'aube 53
Figure 5.17 Visualisation de la géométrie de la transformation D- 54
Figure 5.18 Caractéristiques du CCR avec la transformation D- 54
Figure 5.19 Chargement des aubes du rotor contra-rotatif à différentes envergures pour la transformation D- 55
Figure 5.20 Comparaison au point de design des contours d'entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif pour la transformation D- 55
Figure 5.21 Visualisation de la géométrie de la transformation FSK- 56
Figure 5.22 Caractéristiques du CCR avec la transformation FSK- 57
Figure 5.23 Chargement des aubes du rotor contra-rotatif à différents *span* | Transformation FSK- 58
Figure A.1 Convergence du maillage 66
Figure B.1 Contours d'entropie au point de design | Direction *Spanwise* 67
Figure B.2 Visualisations des zones de décollement 68
Figure B.3 Visualisations des zones de décollement 69
Figure C.1 Évolution des contours d'entropie lors du décrochage dans le CCR à mi-envergure 70
Figure C.2 Évolution de la zone de blocage à la mi-envergure du CC 71
Figure C.3 Évolution de la zone de blocage au bout de l'aube du CCR 72
Figure C.4 Évolution des contours d'entropie au bout de l'aube lors du décrochage dans le CCR 73
Figure C.5 Développement de la zone de décollement de couche limite à la mi-envergure du CC 74
Figure C.6 Évolution des contours d'entropie au bout de l'aube du CC 75

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

CFD	Computational Fluid Dynamics
RANS	Reynolds Average Navier Stockes
CC	Compresseur Conventionnel
CCR	Compresseur Contra-Rotatif
PI4	Projet Intégrateur 4
SW	Sweep
FSW	Forward Sweep
BSW	Backward Sweep
D	Dihedral
D+	Positive Dihedral
D-	Negative Dihedral
SK	Skew
FSK	Forward Skew
FSK+	Positive Forward Skew
FSK-	Negative Forward Skew
BSK+	Positive Backward Skew
BSk-	Negative Backward Skew

LISTE DES ANNEXES

Annexe A ÉTUDE DU MAILLAGE 66
Annexe B VISUALISATIONS DE L'ÉCOULEMENT POUR LE DESIGN INITIAL 67
Annexe C ANALYSE DU DÉCROCHAGE 70

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

Les turbomoteurs, les turbopropulseurs, les turboréacteurs ou les turbosoufflantes, sont les principaux moteurs aujourd'hui utilisés en propulsion aéronautique. Leur fonctionnement nécessite *a minima* un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Le compresseur a pour but d'augmenter la pression, et dans une moindre mesure la température, dans l'écoulement. L'air à haute pression sortant du compresseur est ensuite mélangé au carburant puis brûlé dans la chambre de combustion avant d'être envoyé dans la turbine. La turbine, quant à elle, extrait l'énergie contenue dans l'écoulement à haute température et à haute pression pour générer de l'énergie mécanique permettant d'entraîner en rotation le compresseur. L'air chaud rejeté par la turbine produit ensuite tout ou partie de la poussée du réacteur.

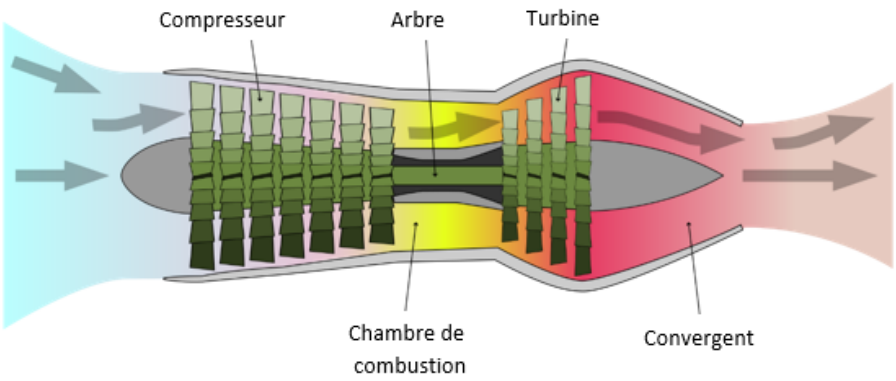


Figure 1.1 Illustration du fonctionnement d'un turboréacteur utilisant un compresseur axial[1]

Le compresseur est donc une composante clé des réacteurs d'avions mais aussi celle occupant le plus de place comme l'illustre la Figure 1.1. Un enjeu important de l'amélioration des réacteurs réside donc la réduction de l'encombrement du compresseur pour ainsi réduire la taille globale du moteur, de même que son poids, sa complexité mécanique et son coût.

1. Source : https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Turbojet_operation-axial_flow-en.svg

1.1 Méthodes de réduction de l'encombrement

Les compresseurs axiaux, type de compresseur principalement utilisé en aéronautique, sont les plus encombrants. Ils consistent en une succession d'étages de type rotor/stator de diamètres à peu près égaux et le rapport de pression de chaque étage est souvent compris entre 1.3 et 1.5. C'est ce faible rapport de pression qui explique la nécessité d'utiliser une succession d'étages, augmentant significativement l'encombrement. La succession d'étages a également pour conséquence une accumulation de pertes dans le compresseur, notamment de pertes liées à l'écoulement de jeu d'aube (écoulement à travers le petit espace entre le bout du rotor et le carter), mais aussi une augmentation des coûts de production et d'entretien du réacteur.

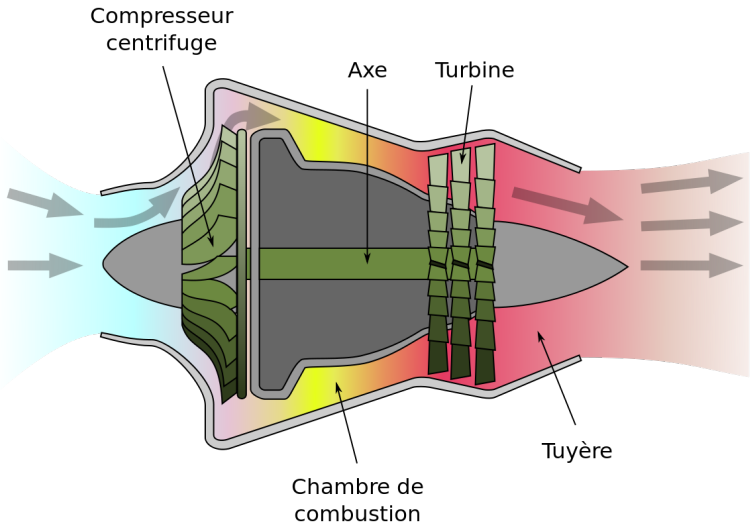


Figure 1.2 Illustration du fonctionnement d'un turboréacteur composé d'un compresseur centrifuge [2]

Les compresseurs dits radiaux, ou centrifuges, sont un moyen efficace de réduire significativement l'encombrement comme le montre la Figure 1.2. Ce type de compresseur utilise une augmentation de son diamètre pour obtenir un rapport de pression par étage très élevé, couramment jusqu'à 10 : 1. Les compresseurs radiaux ont donc cet avantage d'être équivalents à plusieurs étages d'un compresseur axial, faisant d'eux des compresseurs peu coûteux, peu encombrants et bénéficiant d'une complexité mécanique bien plus faible que les compresseurs axiaux. Cependant, ils présentent l'inconvénient de devoir rediriger l'écoulement vers la direction axiale en sortie du compresseur, ce virage ayant tendance à introduire des pertes supplémentaires.

2. https://fr.wikipedia.org/wiki/Extinction_moteur#/media/File:Turbojet_operation-centrifugal_flow-fr.svg

Enfin, on peut distinguer les compresseurs mixtes, type de compresseur étudié dans ce mémoire, qui sont un intermédiaire entre compresseur axial et compresseur centrifuge. Le rotor d'un tel compresseur présente une augmentation de son diamètre, comme un compresseur centrifuge, mais avec une sortie axiale, comme les compresseurs axiaux. Les compresseurs mixtes ont l'avantage d'offrir un rapport de compression plus important qu'un compresseur axial, bien que plus faible qu'un compresseur centrifuge, pouvant ainsi d'en remplacer plusieurs étages, si ce n'est tous. Cependant, la corde axiale des rotors mixtes est plus longue par étage que celle des rotors axiaux réduisant ainsi l'avantage sur l'encombrement offert par l'augmentation du rapport de pression par étage. C'est principalement pour cette raison que les compresseurs mixtes sont peu utilisés aujourd'hui.

Une autre possibilité pour réduire significativement la longueur d'un compresseur est d'utiliser un rotor contra-rotatif. Un compresseur contra-rotatif consiste dans le remplacement du stator d'un étage de compresseur par un second rotor tournant dans le sens contraire du premier. Un compresseur contra-rotatif permet d'obtenir un rapport de pression par étage plus élevé qu'un compresseur conventionnel. En effet, le second rotor va pouvoir effectuer un travail supplémentaire équivalent à celui du premier rotor et donc de doubler l'augmentation de pression, permettant de réduire le nombre d'étage du compresseur. Toutefois, les compresseurs contra-rotatifs considérés jusqu'à présent sont des compresseurs axiaux qui ne fournissent pas de rapport de pression par étage suffisamment élevé et nécessitent donc d'être multi-étagés. L'utilisation de plusieurs étages requiert alors d'introduire un moyeu et un carter tournant en sens inverse l'un de l'autre comme le montre la Figure 1.3, ce qui s'avère être un système mécaniquement très complexe. Il s'agit là d'un des facteurs expliquant pourquoi cette technologie n'est pas utilisée aujourd'hui.

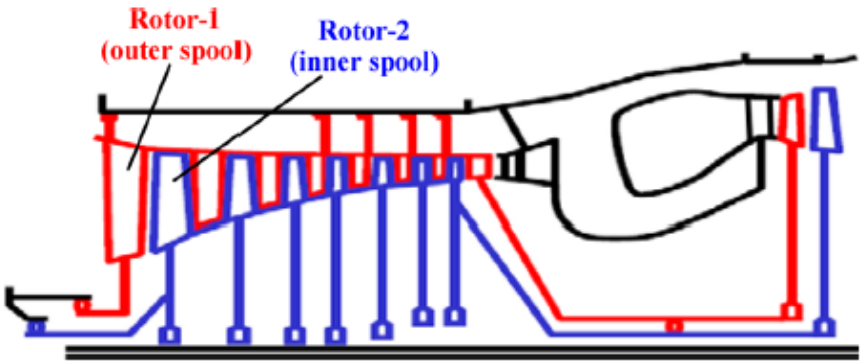


Figure 1.3 Schématisation d'un compresseur contra-rotatif multi-étagé | Alexiou et al. (2012)

1.2 Concept proposé

Le concept à l'étude ici est celui d'un compresseur contra-rotatif non-axial. Dans un tel compresseur, le diffuseur d'un étage de compresseur centrifuge (ou le stator d'un étage de compresseur mixte) est remplacé par un rotor contra-rotatif. Ce concept est illustré à la Figure 1.4 pour un étage de compresseur centrifuge.

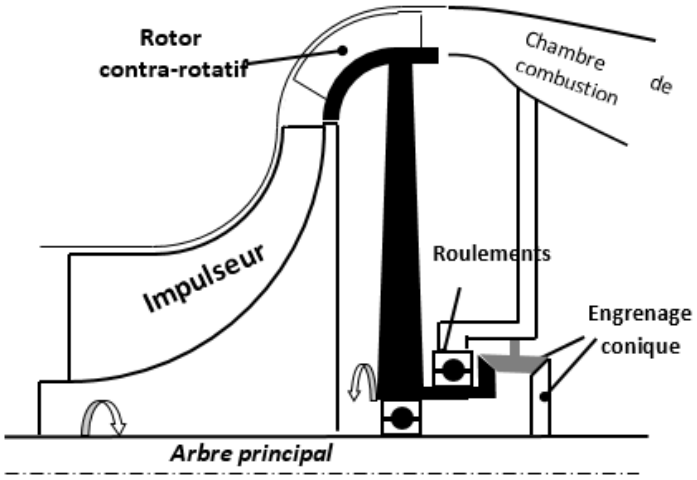


Figure 1.4 Concept de compresseur contra-rotatif non-axial

Un tel concept présente deux avantages. Comme déjà expliqué, l'utilisation d'un rotor contra-rotatif permet d'effectuer un travail supplémentaire sur l'écoulement de l'ordre de celui de l'impulseur (ou du rotor mixte). L'augmentation de pression obtenue devrait ainsi être doublée par rapport à un étage conventionnel. Étant donné le rapport de pression déjà élevé des compresseurs non axiaux, l'utilisation d'un seul rotor contra-rotatif serait probablement suffisant pour remplacer plusieurs voir même tous les étages axiaux qui sont souvent utilisés en amont d'un compresseur centrifuge pour obtenir le rapport de pression nécessaire à un moteur d'avion. Ainsi, la complexité mécanique relative à un compresseur contra-rotatif qui avait été évoquée avec la Figure 1.3 est fortement réduite. La Figure 1.4 montre un exemple d'un tel système utilisant un engrenage conique pour réaliser un tel compresseur centrifuge. Le diamètre des engrenages peut par ailleurs être choisi de sorte à obtenir le rapport de vitesse entre les deux rotors souhaité.

Un rotor contra-rotatif a aussi l'avantage de réduire certaines pertes dans l'écoulement. En effet, la rotation du second rotor permet de ramener l'écoulement incident vers la direction axiale avec un angle de virage relatif de l'écoulement plus faible que celui d'un diffuseur ou d'un stator. C'est ce qui est illustré à la Figure 1.5 comparant les triangles de vitesse

des configurations contra-rotative et conventionnelle. L'angle du virage relatif plus faible du Compresseur Contra-Rotatif (CCR) devrait ainsi permettre de réduire les pertes et les zones de décollement et donc d'augmenter le rendement de même que la marge de décrochage.

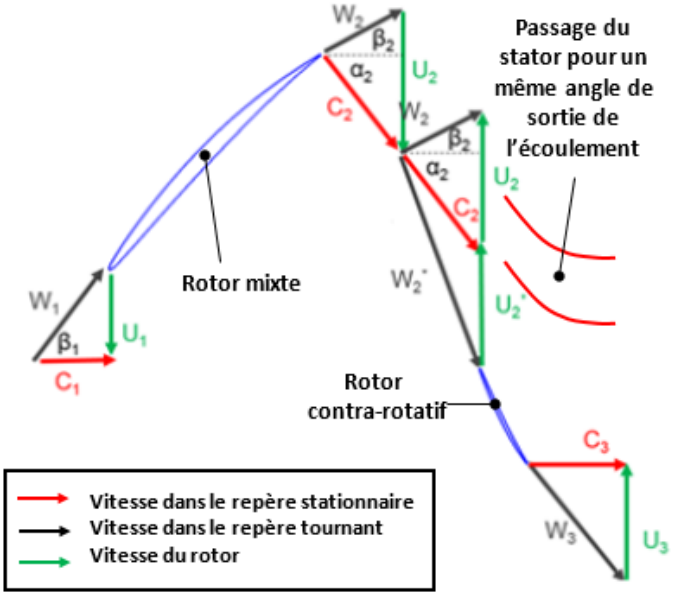


Figure 1.5 Triangles des vitesses

1.3 Problématique

Comme premier démonstrateur du nouveau concept de compresseur non-axial contra-rotatif, un compresseur à écoulement mixte avait été conçu dans le cadre du Projet Intégrateur 4 (PI4) en propulsion à Polytechnique Montréal de l'année 2015-2016 (Michaud et al. (2016a)). Ce compresseur avait deux configurations. La première est un Compresseur Conventionnel (CC) avec un rotor mixte et un stator en tandem. La deuxième configuration est un CCR dans laquelle le stator en tandem est remplacé par un rotor tournant en sens inverse et à la même vitesse que le rotor mixte. Ils ont chacun été conçus à fins de comparaison, ainsi :

— Leur design est modulaire. Le rotor mixte des deux configurations est identique, seule la partie en aval (rotor contra-rotatif/stator) est modifiée. Cela permet d'évaluer clairement l'influence du rotor contra-rotatif sur la performance du compresseur.
— Leur point de design est semblable. Cela permet de considérer les deux compresseurs comme équivalents et par conséquent d'évaluer la performance du CCR sur la base de celle du CC.

La Figure 1.6 montre les deux configurations côte-à-côte et le Tableau 1.1 donne les spécifi-

cations des deux designs. Le compresseur étant conçu pour fonctionner à basse vitesse (*i.e.* écoulement complètement subsonique), la géométrie des aubes est basée sur le profil NACA 65-210. Ce profil avait cependant été modifié pour répondre aux exigences fixées.

Tableau 1.1 Spécifications des configurations CCR et CC

	CCR R1//R2	CC R1//S
$\dot{m}_c$ $(lb.s^{-1})$	1.1269	1.1269
N_c (rpm)	7200	7200
Ψ_{TT}	1.70 - 1.90	3.28-4.23
η_{TT}	0.84 - 0.90	$\geq \eta_{TT_{CCR}}$
Nombre d'aubes	11//11	11/17
Jeu d'aube (mm)	0.3175//0.28	0.3175//-
Diamètre intérieur (mm)	89//173	89//173
Diamètre extérieur (mm)	150//212	150//212
Corde axiale (mm)	72//30	72//71

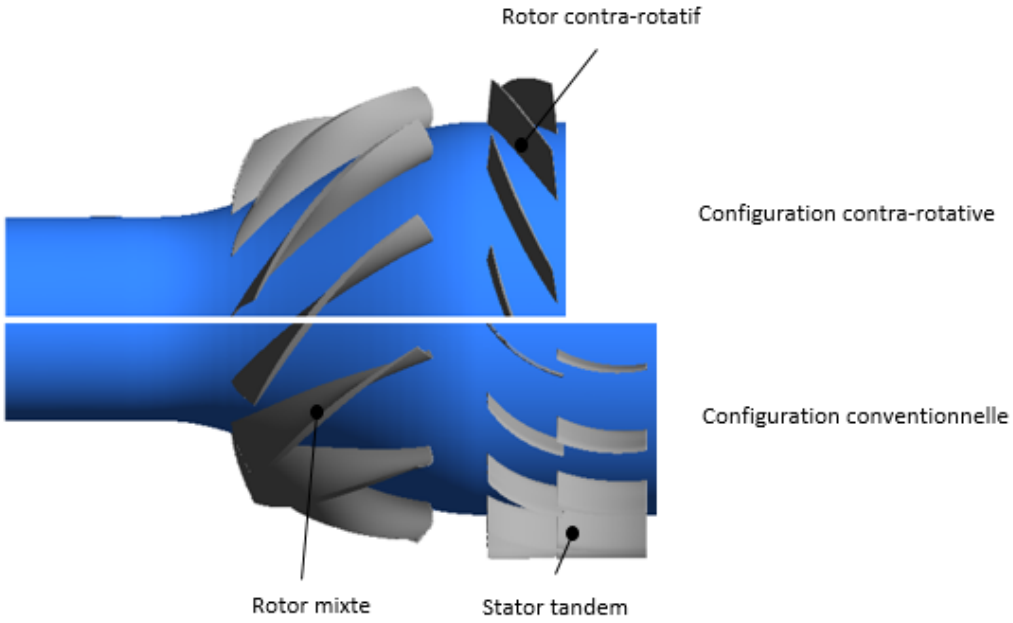


Figure 1.6 Superposition du CC et du CCR

Le travail présenté dans ce mémoire consiste en l'étude comparative de la performance du CCR à écoulement mixte au regard de celle du CC équivalent. Le travail réalisé par Michaud et al. (2016b) avait consisté en la conception puis le prototypage du compresseur mais sans

étude approfondie des différences de performances entre les deux configurations, de l'écoulement, des zones de pertes ou du décrochage. Seuls les calculs à la ligne moyenne nécessaires à la conception du compresseur et quelques simulations numériques de l'écoulement sur le design final du CCR avaient été réalisés.

1.4 Objectifs

Les objectifs de ce mémoire sont :

1. Faire une analyse numérique comparative détaillée de la performance du CCR contre celle du CC pour déterminer les sources de pertes et du décrochage.
2. Proposer et analyser les améliorations au design du CCR initial pour augmenter sa performance et sa marge de décrochage.

1.5 Organisation du mémoire

Suite à ce chapitre d'introduction, le chapitre 2 présentera l'état de l'art des compresseurs contra-rotatifs. Le décrochage des compresseurs étant, comme cela à été évoqué, une limite importante de leur fonctionnement, les connaissances sur le sujet y seront également développées. Le chapitre 3 décrira la méthodologie empruntée pour atteindre les objectifs, incluant une description du montage numérique et de la méthode d'analyse. Les configurations de compresseur à l'étude seront ensuite décrites dans le chapitre 4, leur performance sera évaluée et les mécanismes entrant en jeu dans leur décrochage seront étudiés. Par la suite, des propositions de modifications seront présentées dans le chapitre 5 en vue d'améliorer le design initial. Le chapitre 6 résumera les conclusions de l'étude.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

Les turbomachines contra-rotatives ont commencé à être étudiées dès le milieu de XX^{e} siècle. Les premiers design ont tout d'abord porté sur l'utilisation de la contra-rotation appliquée à des soufflantes de turbopropulseurs. Ce n'est que plus tard que des designs de compresseurs multi-étagés contra-rotatifs sont apparus comme le relevaient Sharma and Adekoya (1996). Ce chapitre aborde les différentes études qui ont été menées sur les compresseurs contra-rotatifs mais aussi une revue des principaux travaux réalisés sur les instabilités aérodynamiques des compresseurs standards, pour pouvoir appliquer leurs trouvailles à l'analyse du CCR.

2.1 Les compresseurs contra-rotatifs

C'est donc dans les années 1970 que les premiers CCR commencent à émerger. Les premières études ont été menées expérimentalement par Nagano et al. (1971) et portaient sur les effets du ratio de vitesse des deux rotors axiaux sur le décrochage du compresseur. Ils avaient montré que la marge de décrochage du compresseur pouvait être grandement augmentée en ajustant ce rapport. Ces résultats avaient plus tard été confirmés expérimentalement par Sharma et al. (1985) sur le banc d'essai représenté à la Figure 2.1. Il ressort de leur étude que la marge de décrochage est la plus importante lorsque la vitesse du second rotor est 50% plus grande que celle du premier. Pour un rapport de vitesse de 1 : 1, ils notaient par ailleurs que le second rotor est le premier à décrocher.

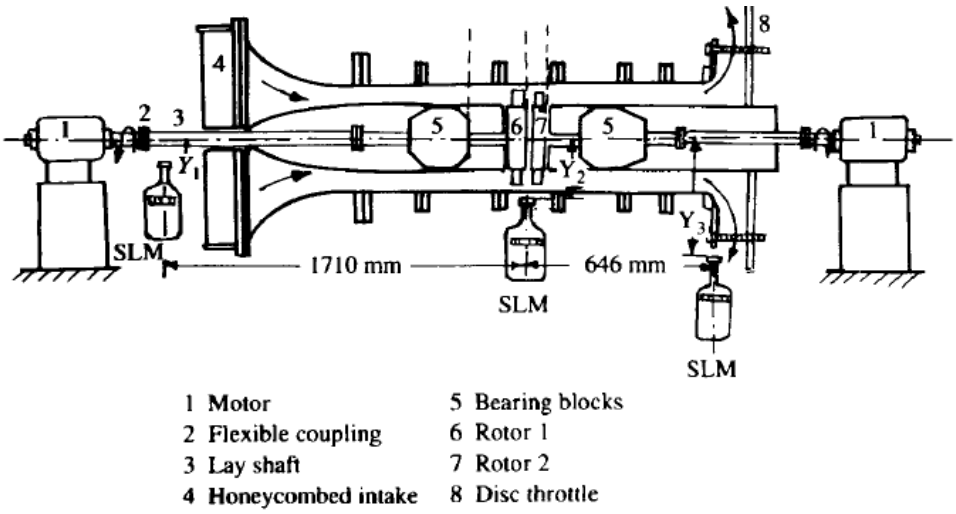


Figure 2.1 Banc d'essai utilisé par Sharma | Sharma et al. (1988)

Sharma et al. (1988) avaient ensuite réalisé sur ce même banc d'essai une étude de l'influence de nombreux facteurs sur les performances de l'étage contra-rotatif axial, parmi lesquels figurent :

— l'angle de décalage (*stagger angle*) des aubes des deux rotors (45°/55° et 45°/45°)
— la distance axiale séparant les deux rotors (33% et 200% de la corde axiale)
— le nombre d'aubes (26 et 13)

Ces paramètres avaient chaque fois été testés pour trois différents rapports de vitesse (sous la forme $\frac{N_{R1}}{N_{R2}}$), soient 0.66, 1 et 1.5. Il en ressort principalement que les performances, notamment en termes de marge de décrochage, sont chaque fois meilleures lorsque le second rotor tourne 50% plus vite que le premier ($\frac{N_{R1}}{N_{R2}} = 0.66$). Il apparaît également que le décrochage du premier rotor est fortement retardé, si ce n'est annulé, par la contra-rotation du second rotor. C'est donc le rotor contra-rotatif qui est le premier à décrocher pour chaque configuration de son étude. Par ailleurs, les auteurs avaient également montré que des angles de décalage de 45°/55° ou encore un plus faible espacement entre les rotors (33% de la corde axiale ici) permettaient de retarder encore davantage le décrochage du compresseur.

Pundhir and Sharma (1992) avaient repris, toujours sur le banc d'essai de la Figure 2.1, l'étude des effets du ratio de vitesse et de l'espacement axial entre les rotors mais en comparant cette fois les résultats à ceux d'un compresseur standard rotor/stator. Les conclusions concernant l'influence du rapport de vitesse et de l'espacement axial sont les mêmes que celles dégagées par Sharma et al. (1988). Cependant, il ressort également que l'étage contra-rotatif a une augmentation de pression total-à-statique 2.35 fois supérieure à celle de l'étage conventionnel. Il met aussi en évidence le fait que les deux configurations ont tendance à décrocher a un même débit massique lorsque le rapport de vitesse de l'étage contra-rotatif est 1. Néanmoins, il est bon de noter que c'est l'atteinte du sommet à pente nulle de la caractéristique de pression total-à-statique qui sert de repérage pour le dernier point stable du compresseur. Le décrochage de type *spike* (discuté à la section 2.2), se produisant souvent avant ce sommet, n'est donc pas considéré dans ces études.

Chen et al. (2008a) avaient eux aussi étudié les effets du ratio de vitesse sur les performances d'un CCR, à la fois expérimentalement et numériquement. Leur étude se base sur la modélisation numérique d'un banc d'essai axial représenté Figure 2.2, conçu pour fonctionner à 8000 rpm. Il ressort de leur travail des tendances semblant inverses à celles de Sharma et al. (1988), Sharma and Adekoya (1996) et Pundhir and Sharma (1992). Ils montrent en effet que la plage d'opération du compresseur diminue avec l'augmentation de la vitesse du second rotor. La perte de stabilité du compresseur lorsque la vitesse du rotor aval devient plus grande que celle du rotor amont proviendrait principalement de la forte incidence de

l'écoulement qui en résulte. Augmenter la vitesse du premier rotor a, en revanche, peu d'effet sur la marge de décrochage et le rapport de pression mais permet d'augmenter le rendement isentropique du compresseur.

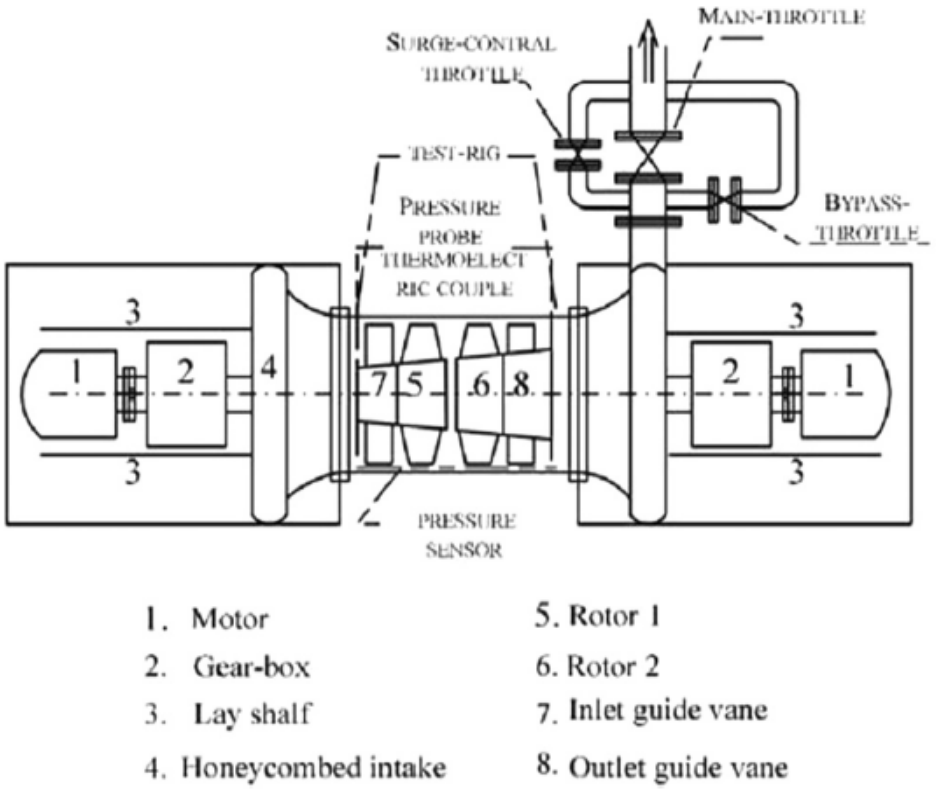


Figure 2.2 "Counter-rotating axial Compressor" (CRAC) | Chen et al. (2008a)

Plus tard, Gao et al. (2012a) avaient réalisé une étude numérique de l'influence du rapport de vitesse des deux rotors sur leur décrochage basé sur le compresseur déjà utilisé par Chen et al. (2008a) (Figure 2.2). Sept rapports de vitesse avaient été testés, allant de 0.7 à 1.43. Le principal résultat à retenir est le fait que le premier rotor à décrocher pour un rapport de vitesse supérieur à 0.9 (toujours sous la forme $\frac{N_{R1}}{N_{R2}}$) sera le rotor contra-rotatif, et inversement pour un rapport inférieur. Plus tard, Gao et al. (2015) ont mené une étude sur le compresseur de la Figure 2.2 en évaluant numériquement les effets de l'écoulement de jeu d'aube. Pour ce faire, ils avaient simulé l'amorce de décrochage par des calculs instationnaires, tout d'abord sur un seul passage d'aube puis sur une modélisation complète (dite *full-annulus*) du compresseur. L'analyse du temps de formation de la cellule de décrochage ainsi que sa taille laisse supposer un décrochage de type *spike* (voir section 2.2) au niveau du jeu d'aube du second rotor. Il montre que cette cellule provoque un blocage de l'écoulement dans le passage

d'aube où elle est présente, la faisant se propager. Le blocage résulte en une chute du débit massique en sortie, comme on peut le voir à la Figure 2.3 sur la condition S correspondant aux conditions limites de décrochage. Gao précise toutefois que les résultats obtenus à l'issu de la condition S ne sont pas physiques mais permettent toutefois d'étudier les mécanismes intervenants lors de l'amorce du décrochage.

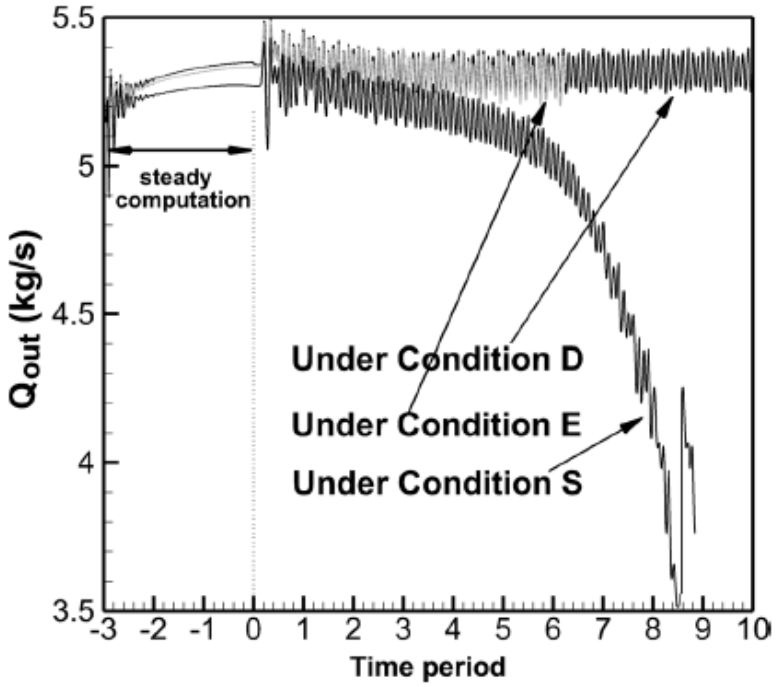


Figure 2.3 Évolution du débit massique de sortie lors du décrochage | Gao et al. (2015)

Gao et al. (2015) observaient également un renversement de l'écoulement (*backflow*) local au bord de fuite du rotor contra-rotatif lors du décrochage, confirmant ce qui avait déjà été observé par Vo et al. (2008) pour un rotor de compresseur axial. Ces résultats viennent également appuyer ceux déjà relevés expérimentalement par Wang et al. (2012) pour qui l'amorce du décrochage se fait au niveau du jeu d'aube du second rotor. Ils relevaient également une vitesse de propagation de la cellule de décrochage de l'ordre de 35% de la vitesse du rotor, confirmant numériquement les résultats expérimentaux de Wang et al. (2011) qui relevaient déjà une vitesse de 41%.

Gao et al. (2012b) avaient par ailleurs approfondi les études sur le compresseur de la Figure 2.2 en étudiant cette fois les effets du jeu d'aube sur sa performance. Il apparaît que, comme cela pouvait être attendu, le rendement et le rapport de pression sont fortement influencés par la taille du jeu d'aube : les valeurs de ces deux paramètres augmentent à mesure que le jeu

d'aube, et donc les pertes induites, est réduit. Le premier rotor à décrocher varie en revanche dépendamment du jeu d'aube choisi : pour des jeux d'aube inférieurs à 50% du jeu de design, c'est le rotor 2 (aval) qui est le premier à décrocher alors que pour des jeux d'aubes supérieurs il s'agit du rotor 1 (amont). De même, Wang et al. (2014) ont montré que les réductions du jeu permettent d'augmenter le rendement ainsi que la marge de décrochage. Les effets d'une réduction du jeu d'aube s'avèrent par ailleurs plus importants sur le rotor contra-rotatif que sur le premier rotor (la vitesse relative de l'écoulement y étant plus grande).

Liu et al. (2016) avaient quant à eux étudié les effets d'une perturbation dans l'écoulement incident d'un CCR. Leur étude repose sur une modélisation *full-annulus* du compresseur pour capturer les phénomènes non-axisymétriques. Une perturbation sur la pression totale couvrant 25% de la circonférence de l'entrée était introduite dans l'écoulement incident de manière soutenue (maintenue pendant toute la durée de la simulation) pour déclencher le décrochage. Il apparaît que la perturbation a une influence forte sur les performances du compresseur dont le rapport de pression est réduit de plus de 6% pour une perturbation de grande amplitude. Wang et al. (2011) allaient plus loin en simulant le décrochage d'un CCR ainsi que la boucle d'hystérésis (Figure 2.4) se produisant lors du retour aux conditions de fonctionnement stables. Toutefois, le type de conditions limites utilisées pour l'obtention du décrochage n'était pas clairement explicité.

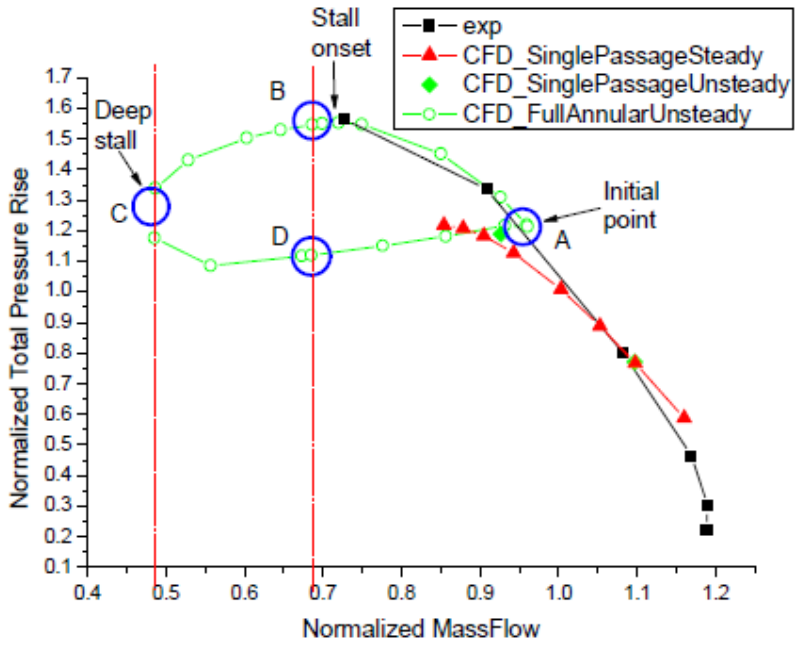


Figure 2.4 Boucle d'hystérésis obtenues numériquement | Wang et al. (2011)

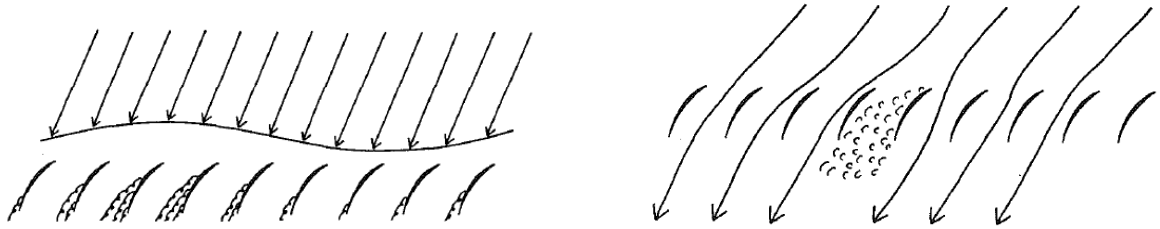
Wang et al. (2011) relevaient également que le décrochage trouve son origine au niveau du jeu d'aube du premier rotor et que le décrochage profond du compresseur se produit en trois révolutions.

2.2 Instabilités aérodynamiques

Les turbomachines, et en particulier les compresseurs, sont sujets à une limite d'opération (en termes de débit massique) bien définie. En deçà de cette limite, des instabilités aérodynamiques peuvent apparaître : le décrochage tournant (*rotating stall*) et pompage (*surge*).

Le pompage consiste en un refoulement de l'écoulement depuis la chambre de combustion vers le compresseur lorsque le débit massique devient trop faible. Ce refoulement se traduit par des oscillations unidimensionnelles *quasi* axisymétriques de l'écoulement à travers le moteur. Un compresseur fonctionne avec un gradient de pression défavorable : la direction de l'écoulement est forcée des basses pressions vers les hautes pressions. Lorsque le compresseur ne parvient plus à fournir le rapport de pression requis pour maintenir la pression dans la chambre de combustion, alors l'écoulement s'inverse. Lorsque le gradient de pression s'affaiblit, le compresseur peut de nouveau forcer l'écoulement vers la chambre et le cycle se reproduit ainsi jusqu'à récupération ou décrochage profond du compresseur. Les aubes du compresseur n'étant pas conçues pour supporter les conditions de température de la chambre de combustion, elles peuvent être sujettes à d'importants dommages lors du renversement de l'écoulement. Le pompage n'apparaît jamais spontanément, il est toujours précédé par un décrochage tournant.

Le décrochage tournant, seule instabilité à laquelle on s'intéressera dans ce mémoire, est un phénomène généralement bidimensionnel caractérisé par l'apparition d'une cellule de décrochage bloquant l'écoulement dans un ou plusieurs passages d'aube. Ce blocage résulte en une chute du débit massique en sortie du compresseur, et donc du rapport de pression, expliquant qu'il est souvent à l'origine du pompage. Le blocage engendre également la propagation de la cellule dans le rotor à une fraction, généralement 40% à 70%, de la vitesse de rotation du compresseur comme l'explique Day (1993) : la cellule bloque un passage d'aube, déviant ainsi les lignes de courant vers une plus grande incidence d'un côté (celles à gauche Figure 2.5b) et une moins grande de l'autre. Les lignes de courant ayant une plus grande incidence vont alors créer une nouvelle cellule déviant de la même manière l'écoulement et supprimant ainsi la première cellule de décrochage. La cellule va se propager de cette manière dans la direction opposée à la direction de rotation du compresseur, soit donc à une fraction de sa vitesse dans le repère stationnaire.



(a) Formation de la cellule (b) Propagation de la cellule

Figure 2.5 Formation et propagation d'une cellule de décrochage | Day (1993)

Deux types d'amorce du décrochage tournant peuvent être distinguées : le décrochage amorcé par une perturbation de grande longueur d'onde, appelé par la suite "décrochage *modal*" et celui amorcé par une perturbation de faible longueur d'onde, appelé par la suite "décrochage *spike*".

Décrochage *modal*

Le décrochage *modal* est caractérisé par l'apparition d'une perturbation bidimensionnelle de grande longueur d'onde, couramment de l'ordre de grandeur de la circonférence du compresseur, qui se développe en une cellule de décrochage en 10 à 40 révolutions. Il a été montré analytiquement par Moore (1984) et par Greitzer and Moore (1986) qu'il se produit lorsque la pente de la caractéristique de pression total-à-statique du compresseur entier s'annule (Figure 2.6a). Alors, l'amortissement du système devient nulle puis négatif. Une perturbation naturelle aura alors tendance à s'amplifier jusqu'à provoquer le décrochage du compresseur. Day (1993) avait fait cette même constatation expérimentalement.

Décrochage *spike*

Bien qu'il soit plus fréquent dans les compresseurs modernes, le décrochage *spike* n'a quant à lui été découvert et étudié que plus tard. Camp and Day (1998) ont montré que ce décrochage a tendance à se produire avant le décrochage *modal*, soit donc lorsque la pente de la caractéristique de pression total-à-statique est encore négative comme on peut le voir à la Figure 2.6b.

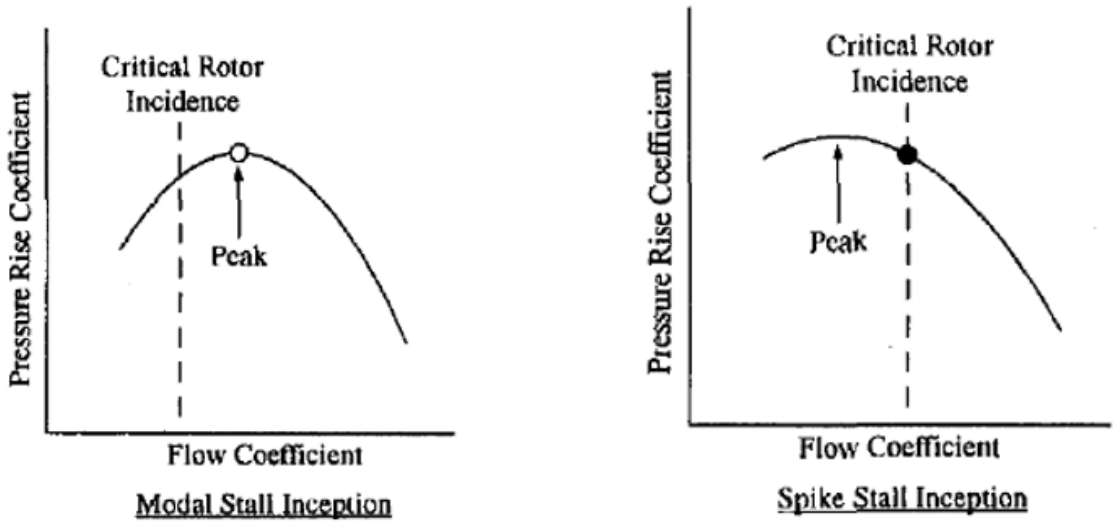


Figure 2.6 Point d'occurrence du décrochage *modal* et *spike* | Camp and Day (1998)

À l'inverse du décrochage *modal*, le décrochage *spike* est amorcé par l'apparition d'une perturbation de faible longueur d'onde dans la région du jeu d'aube du rotor. La perturbation couvre généralement trois passages d'aube et croît rapidement, de l'ordre de 3 à 5 révolutions, en une cellule de décrochage pleinement développée. Vo et al. (2008) avaient montré que ce décrochage se produit lorsque l'interface d'entropie au bout d'aube du rotor s'aligne avec le bord d'attaque et déborde sur celui de l'aube suivante, comme l'illustre la Figure 2.7.

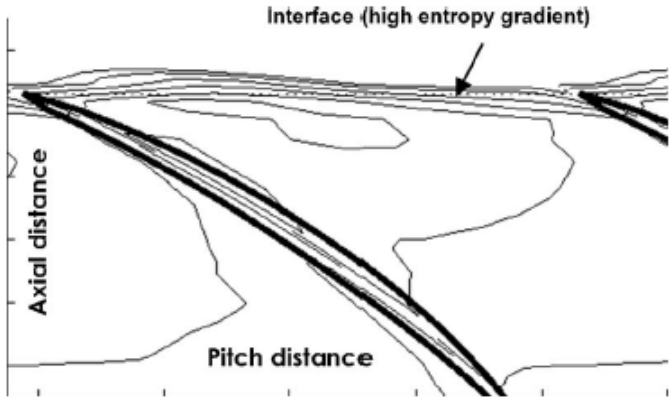
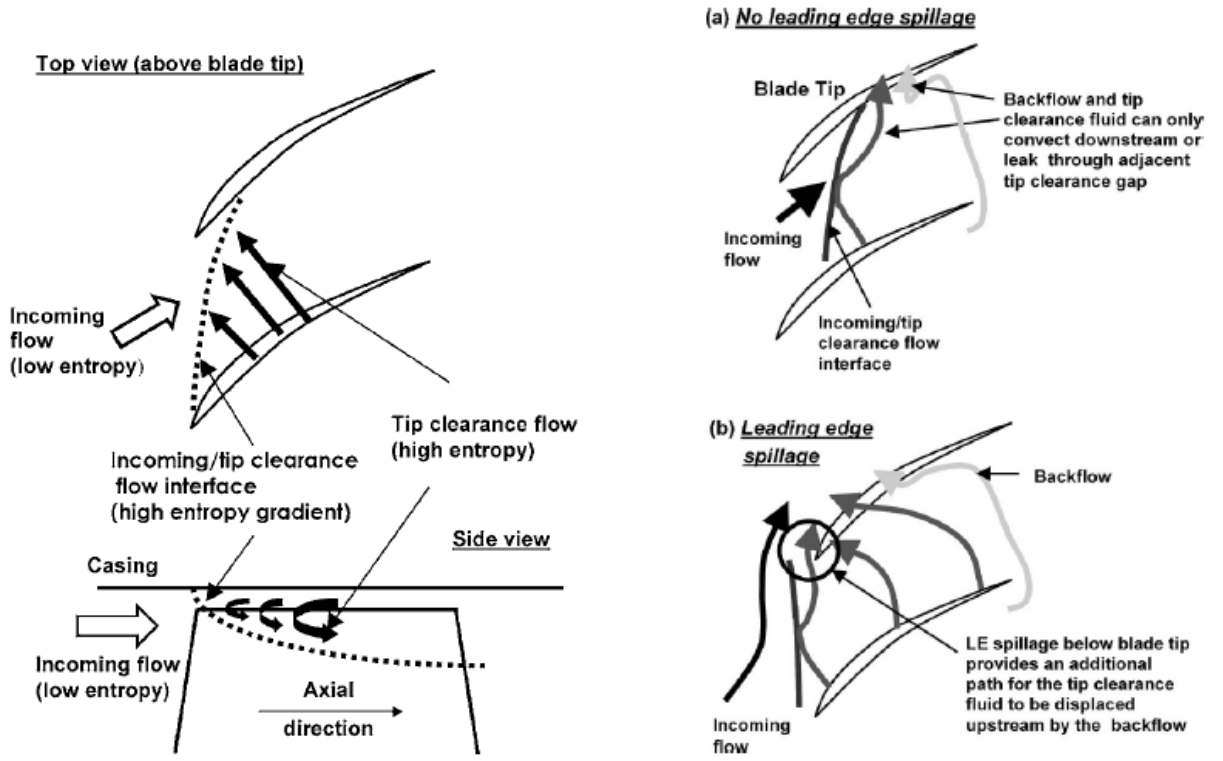


Figure 2.7 Exemple de contours d'entropie au bout d'aube du rotor lors du débordement de l'écoulement de jeu sur le bord d'attaque de l'aube suivante | Vo et al. (2008)



(a) Interface entre les écoulements incident et de jeu

(b) Effets du débordement de l'écoulement de jeu au bord d'attaque

Figure 2.8 Illustration du critère de décrochage *spike* | Vo et al. (2008)

Ce débordement des contours d'entropie est le résultat de l'interface entre l'écoulement incident et celui de jeu. Vo et al. (2008) avaient aussi noté comme deuxième critère la présence d'un refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite en bas du bout de l'aube du rotor. Bien que les deux critères aient été confirmés par quelques chercheurs, dont Hah et al. (2006) et Deppe et al. (2005), le critère de débordement au bord d'attaque est celui qui a été le plus souvent vérifié. En effet, le premier critère a été confirmé plusieurs fois, numériquement par Hah et al. (2006) qui note une vitesse de déplacement de la cellule d'environ 50% la rotation du rotor, et Chen et al. (2008b) mais aussi expérimentalement par Deppe et al. (2005) puis Bennington et al. (2007). Ashrafi et al. (2016) a quant à lui montré que ce critère pouvait également s'appliquer à l'impulseur des compresseurs centrifuges.

CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE

3.1 Approche générale

L'ensemble de l'étude présentée dans ce mémoire est basée sur la comparaison de la performance des versions CCR et CC du compresseur à écoulement mixte de la section 1.2.

La performance de chacun de ces compresseurs a été évaluée par simulations numériques de l'écoulement (Computational Fluid Dynamics, ou CFD) en régime permanent à unique passage d'aube (un passage simulé à chaque rangée d'aube). Ces simulations ont été menées à l'aide du logiciel ANSYS CFX, versions 16.1, 17.1 et 17.2, dont le *solver* utilise un modèle de résolution Reynolds Average Navier Stockes (RANS). Le logiciel MatLab est également utilisé pour post-traiter les résultats Computational Fluid Dynamics (CFD). Le décrochage des deux configurations est étudié avec des simulations en régime permanent à unique passage d'aube. Les conclusions sont ensuite validées grâce à des simulations instationnaires *full-annulus*. Des propositions d'amélioration des déficiences du CCR sont ensuite évaluées par simulations CFD en vue des futurs travaux portant sur la conception d'un compresseur contra-rotatif centrifuge.

3.1.1 Analyse du point de design

L'analyse au point de design se fait par évaluation de la performance, en termes du coefficient de pression (totale-à-totale et totale-à-statique) et du rendement (isentropique et polytropique). Les relations permettant d'obtenir ces grandeurs sont respectivement données par les expressions 3.1 à 3.4. Les courbes de performance des deux configurations sont ensuite obtenues en faisant varier le débit massique autour du point de design ($\dot{m}_c = 0.4842\ kg.s^{-1}$).

$$\Psi_{TT} = \frac{P_{02} - P_{01}}{\frac{1}{2}\rho_1 U_{tip}^2} \tag{3.1}$$

$$\Psi_{TS} = \frac{P_{02} - P_1}{\frac{1}{2}\rho_1 U_{tip}^2} \tag{3.2}$$

$$\eta_{TT_{Isentropique}} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \tag{3.3}$$

$$\eta_{TT_{Polytropique}} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left(\frac{ln(P_{02}/P_{01})}{ln(T_{02}/T_{01})} \right) \tag{3.4}$$

Les coefficients de pression sont adimensionnalisés avec la pression dynamique obtenue en utilisant la masse volumique de stagnation (ρ_1) et la vitesse circonférentielle du bout de l'aube (U_{tip}) à l'entrée du rotor mixte . Par ailleurs, en plus du rendement isentropique, on utilise le rendement polytropique pour comparer les deux configurations. Le rendement polytropique, défini comme le rendement lorsque la rapport de pression tend vers 1, permet en effet de comparer de manière plus pertinente deux compresseurs dont les rapports de pression sont différents. Les valeurs de pression et de température utilisées pour obtenir ces caractéristiques sont obtenues en moyennant sur le débit massique dans un plan situé à environ 10% de la corde des rotors, en amont du bord d'attaque du rotor mixte pour les variables d'entrée et en aval du bord de fuite du rotor contra-rotatif ou du stator pour les variables de sortie.

Suite à l'évaluation de la performance au point de design, le champ d'écoulement dans le compresseur est analysé pour déterminer les différentes sources de pertes.

3.1.2 Analyse du point de décrochage

La marge de stabilité est quant à elle définie comme la différence entre le débit massique du point de design et celui du point de décrochage, dernier point stable des caractéristiques, soit donc par la relation 3.5.

$$\Delta = \dot{m}_{design} - \dot{m}_{stall} \tag{3.5}$$

L'identification et l'étude du point de décrochage via les simulations CFD en régime permanent à unique passage d'aube se fonde sur l'analyse de l'écoulement sur la base des critères de Greitzer and Moore (1986) et Vo et al. (2008). Greitzer and Moore (1986) explique en effet que le décrochage de type *modal* se produit lorsque la pente de la caractéristique du coefficient de pression total-à-statique d'un compresseur devient nulle tandis que Vo et al. (2008) ont montré que le décrochage de type *spike* se produit lorsque les contours d'entropie en jeu d'aube du rotor s'alignent avec son bord d'attaque et débordent sur l'aube suivante alors que la pente de la caractéristique de pression totale-à-statique est encore négative.

Le point de décrochage est donc déterminé en utilisant ces deux critères, celui apparaissant en premier déterminant le type d'amorce au décrochage se produisant. Cette méthode est résumée à la Figure 3.1.

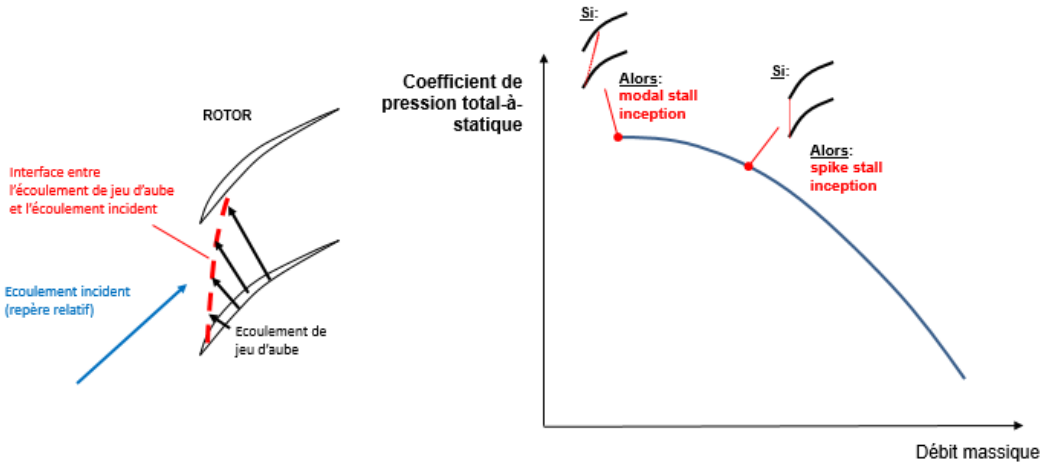


Figure 3.1 Détermination du critère de décrochage

Des simulations CFD instationnaires sur une modélisation complète de chacun des compresseurs sont ensuite effectuées au premier point décroché, soit ayant un débit massique légèrement plus faible que celui du point de décrochage, dernier point stable du compresseur. Ces simulations permettent de vérifier le point de décrochage et de valider les critères de décrochage précédemment établis. Ces mêmes calculs sont également effectués pour un point non décroché proche du point de décrochage. Si la perturbation dans l'écoulement incident y est amortie alors la position en termes de débit massique du point de décrochage (dernier point stable), les critères établis pour le type d'amorce au décrochage ainsi que la méthode de simulation en régime permanent par unique passage d'aube sont sont confirmés.

3.1.3 Amélioration du design contra-rotatif

Suite à l'évaluation des performances du design initial et de l'analyse des déficiences du CCR, des propositions de modifications sont faites pour essayer d'améliorer le design original. Ces améliorations sont toutes évaluées par simulations CFD en comparant les résultats à ceux du design de base.

3.2 Modèles numériques

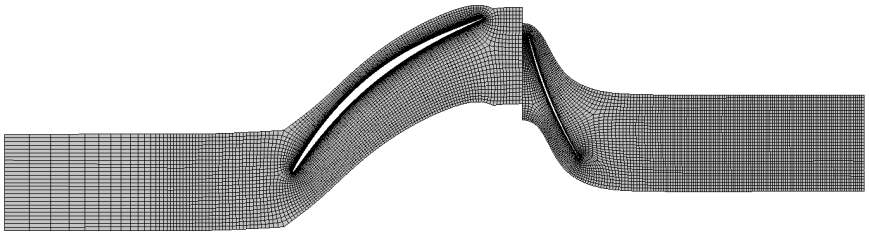
Modèle unique passage d'aube

Le maillage de chaque configuration est réalisé grâce au module TURBOGRID de ANSYS. L'écoulement étant supposé axisymétrique, les modélisations représentent un unique passage

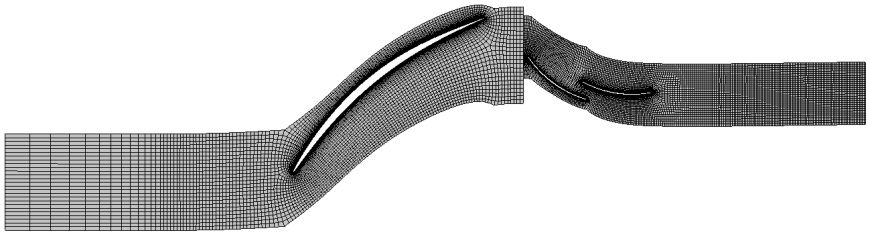
d'aube comme on peut le voir à la Figure 3.5. L'écoulement complet peut être par la suite recomposé par symétrie. Le passage d'aube est divisé en trois domaines distincts : une entrée, le rotor mixte et enfin le rotor contra-rotatif ou le stator selon la configuration considérée. Les maillages sont réalisés sur ces domaines, de type *O-Grid* pour les domaines des rotors et du stator et de type *H-Grid* pour le domaine d'entrée. Les nombres d'éléments et de noeuds correspondants sont fournis dans le Tableau 3.1 et des visualisations sont données sous différentes vues aux Figure 3.2 à 3.4. Le nombre de mailles dans le jeu d'aube est gardé constant à 13 mailles en accord avec le critère de Van Zante et al. (1999) pour une bonne modélisation de l'écoulement de jeu. À titre indicatif, les valeurs de $y+$ sur les parois physiques sont toutes comprises entre 1 et 14.

Tableau 3.1 Caractéristiques du maillage

	CCR		CC	
	Rotor 1	Rotor 2	Rotor	Stator
Nombre d'éléments	397132	371489	397132	363615
Nombre de noeuds	421816	396334	421816	386496



(a) Compresseur conventionnel

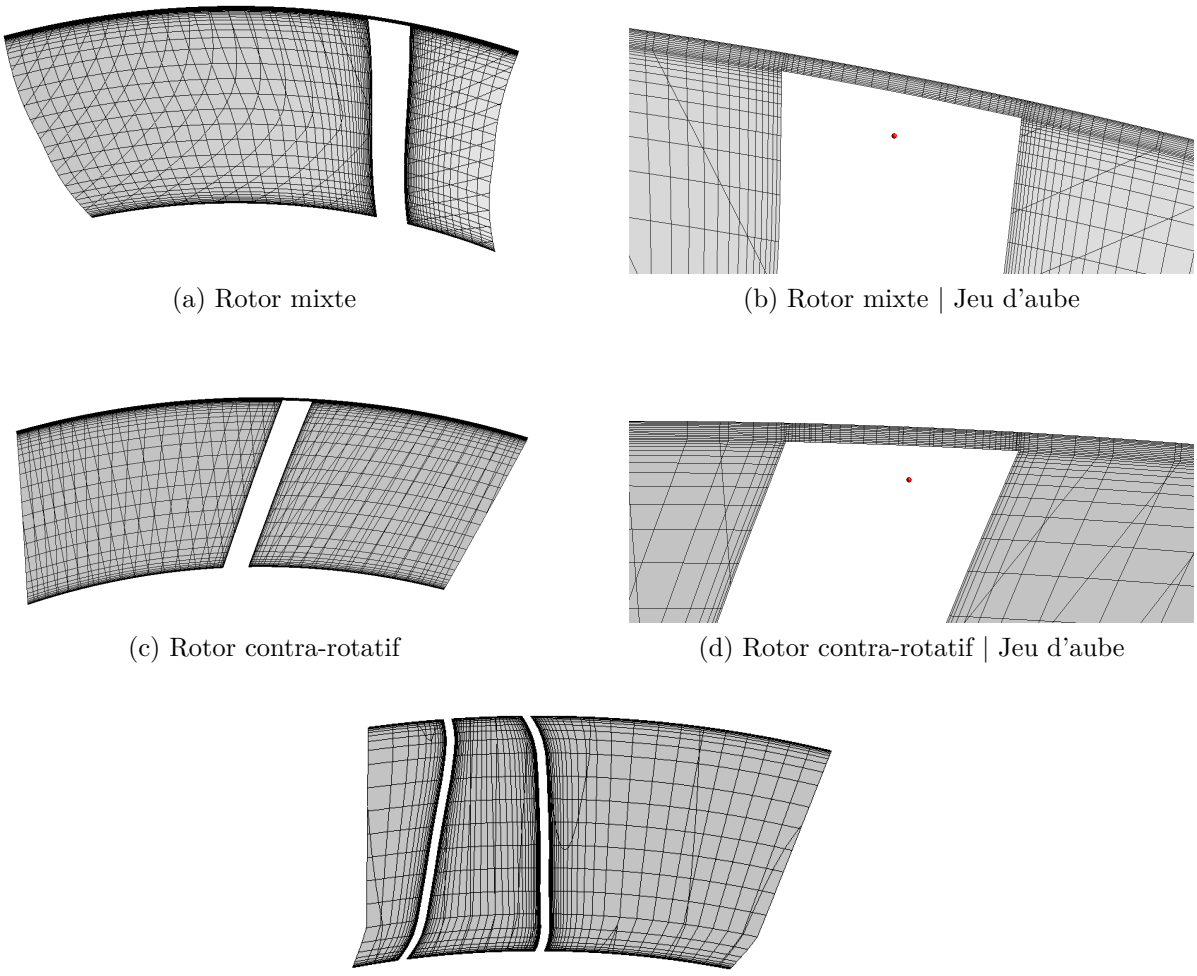


(b) Compresseur contra-rotatif

Figure 3.2 Maillage (coupe à la mi-envergure)

(a) Compresseur conventionnel (b) Compresseur contra-rotatif

Figure 3.3 Maillage (coupe latérale)



(a) Rotor mixte

(b) Rotor mixte | Jeu d'aube

(c) Rotor contra-rotatif

(d) Rotor contra-rotatif | Jeu d'aube

(e) Stator

Figure 3.4 Maillage (coupe axiale)

Le modèle numérique est paramétré avec le module CFX-Pre. L'écoulement étant considéré en régime permanent autour du point de design, tous les calculs évoqués dans cette partie

sont de type *steady state* (régime permanent). En entrée, les conditions limites sont fixées par une pression et une température totale, respectivement $P_{01} = 101325$ Pa et $T_{01} = 293.15$ K. En sortie, c'est le débit massique qui est utilisé. Ce débit massique peut ainsi être varié autour du point de design pour obtenir les caractéristiques de chacune des configurations. Les domaines d'entrée et du stator sont stationnaires tandis que les domaines des rotors sont tournants à la vitesse de design $N = 7200$ *rpm* (rotor mixte) et $N = -7200$ *rpm* (rotor contra-rotatif). Les interfaces entre chaque domaines sont de type *stage mixing plane*, interface pour laquelle la pression totale est moyennée circonférentiellement en ne laissant ainsi passer que les gradients de ce paramètre dans la direction de l'envergure. Les interfaces latérales modélisant l'axisymétrie du passage sont de type *rotational periodicity*, permettant simplement de répétés par symétrie tous les paramètres de l'écoulement. Toutes les surfaces physiques sont de type *no slip wall* pour modéliser la couche limite et le modèle de turbulence choisi utilise le schéma *Shear Stress Transport* (SST). Bien que plus lourd en termes de calcul, le modèle SST permet en effet d'obtenir une meilleure précision au regard des décollements de couche limite, à l'inverse d'autres tels que le modèle $k - \varepsilon$ qui a tendance à retarder le décrochage des aubes [1]. Le nombre de Reynolds basé sur la vitesse et le rayon de bout d'aube du rotor mixte étant relativement faible ($Re_{TipR1} = 2.34 * 10^5$), un modèle transitoire de type $\gamma - \theta$ est également utilisé pour mieux capturer la transition de couche limite. Les différents domaines ainsi que leurs conditions limites sont représentés à la Figure 3.5.

On notera également que les longueurs d'entrée et de sortie des domaines sont choisies au moins égales à une longueur de *pitch*, de sorte que les perturbations potentielles de longueur d'onde d'un largeur circonférentielle du domaine puissent être amorties à la sortie du domaine de calcul pour respecter les conditions limites.

1. ANSYS Documentation, Release 17.2, "CFX-Theory Guide"

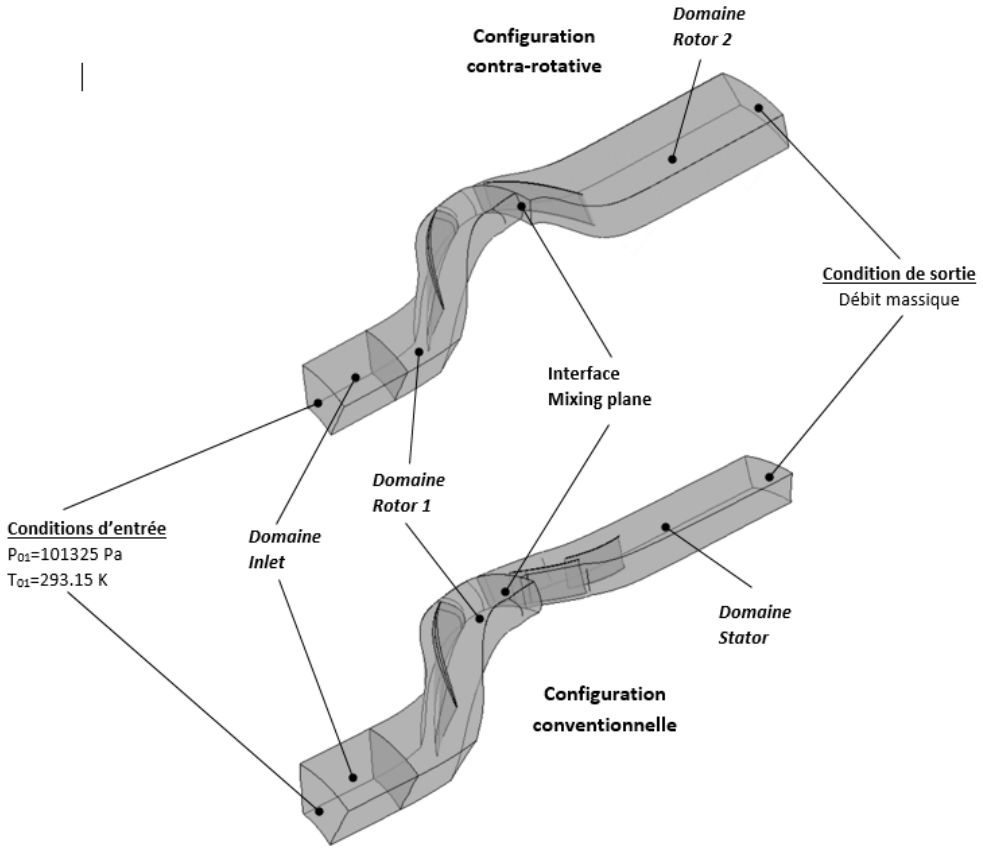


Figure 3.5 Visualisation des domaines numériques

Modèle *full-annulus*

Pour simuler les décrochages, correspondant à une instabilité instationnaire et non axisymétrique, un modèle numérique *full-annulus* de chaque compresseur a été réalisé. Ce modèle utilise toujours les géométries précédemment évoquées mais avec des domaines d'entrée et de sortie allongés (étendus) tels qu'illustrés à la Figure 3.7. Ces domaines sont de longueur au moins la circonférence du compresseur de sorte que les perturbations de longueur d'onde sa circonférence puissent être amorties. Les parois de ces domaines, purement numériques, sont par ailleurs de type *Free Slip Wall* pour ne pas y introduire de perte visqueuse additionnelle (couches limites plus épaisses au moyeu et carter) et donc permettre au profil de pression totale à l'entrée du rotor mixte d'être le même que pour la modélisation d'un unique passage d'aube. Les domaines et conditions limites sont résumés à la Figure 3.6.

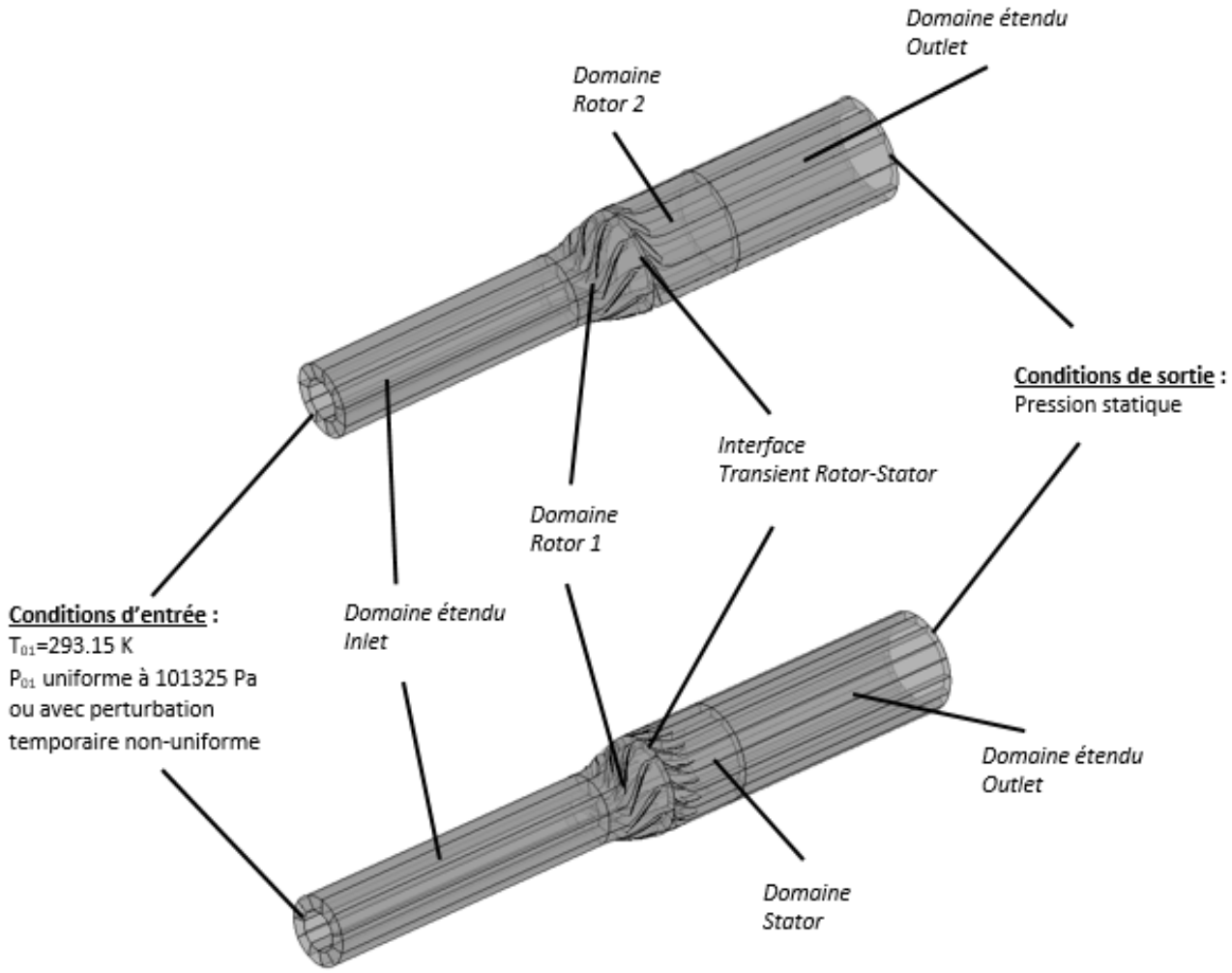
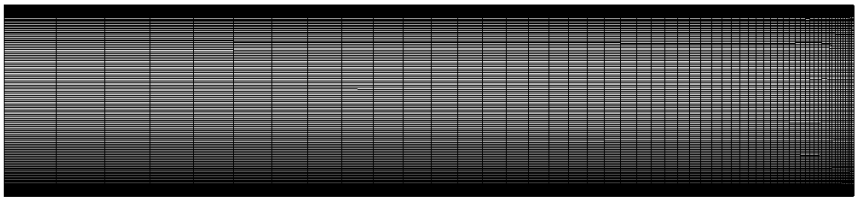
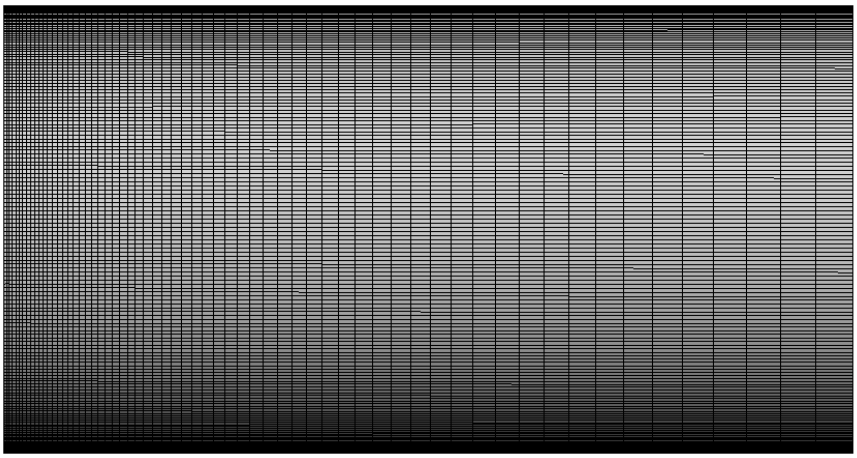


Figure 3.6 Visualisation des domaines numériques de la modélisation *full-annulus*

Les maillages sont toujours de type *O-Grid* pour les domaines des rotors et du stator (et identiques aux maillages utilisés lors de la modélisation d'un passage d'aube seul) et de type *H-Grid* pour les domaines d'entrée et de sortie allongés. Le maillage des domaines d'entrée et de sortie allongés sont présentés à la Figure 3.7 les caractéristiques du maillage sont données au Tableau 3.2. L'étude du maillage qui a permis de justifier le maillage utilisé par la suite est fournie en Annexe A.



(a) Inlet



(b) Outlet

Figure 3.7 Maillage des domaines étendus (coupe latérale)

Tableau 3.2 Caractéristiques du maillage

	CCR		CC	
	Rotor 1	Rotor 2	Rotor	Stator
Nombre d'éléments	5207070	5096080	5612090	7793905
Nombre de noeuds	5539072	5441018	5963309	8306676

Le décrochage tournant étant un phénomène instationnaire, les calculs ne sont plus réalisés en régime permanent comme jusqu'alors mais en transitoire. Le temps de simulation correspond au temps moyen de parcours d'une particule de fluide depuis l'entrée jusqu'à la sortie : $t_{simulation} = \frac{L}{U_{moyen}}$. Les interfaces entre domaines sont de type *transient rotor-stator* laissant passer toutes les non-uniformités de l'écoulement pour prédire les interactions entre les deux rotors ou entre le rotor et le stator. La condition limite de sortie est fixée par la pression statique du point de décrochage obtenue lors de l'évaluation de la performance du compresseur. Les conditions limites d'entrée sont fixées par la température totale $T_{01} = 293.15K$ et par la pression totale. Cette dernière est tout d'abord utilisée pour introduire une faible perturba-

tion dans l'écoulement initiale puis est de nouveau fixée à la pression totale $P_{01} = 101325Pa$. En l'absence de cette perturbation l'écoulement dans le compresseur est parfaitement axi-symétrique et le décrochage ne peut donc se produire. La perturbation permet donc de modéliser le fait que l'écoulement incident n'est en réalité jamais parfaitement uniforme, ce qui à l'origine des décrochages.

La perturbation introduite, représentée à l'entrée du rotor mixte en termes de variation de la vitesse à la Figure 3.8, est de longueur d'onde la circonférence de l'entrée (pour ne pas forcer *a priori* l'amorce d'un *spike*) et d'amplitude 0.1% de P_{01}. L'amplitude de la perturbation est la plus petite amplitude ayant permis de déclencher le décrochage du CCR. En deçà, le passage de la perturbation dans le rotor mixte (encore non décroché) suffit à amortir la perturbation et ne permet donc pas d'amorcer le décrochage du second rotor. La perturbation est propagée à l'entrée du rotor source du décrochage, soit donc le rotor mixte pour le CC et le rotor contra-rotatif pour le CCR. Une fois la perturbation propagée, la condition de pression en entrée est de nouveau spécifiée par une valeur fixe uniforme à $P_{01} = 101325$ Pa.

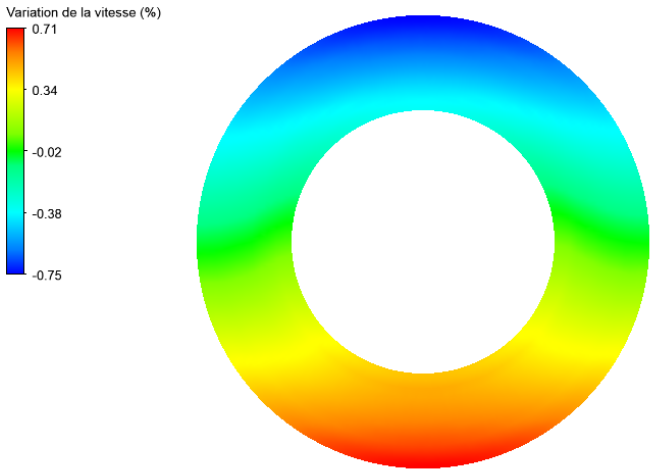
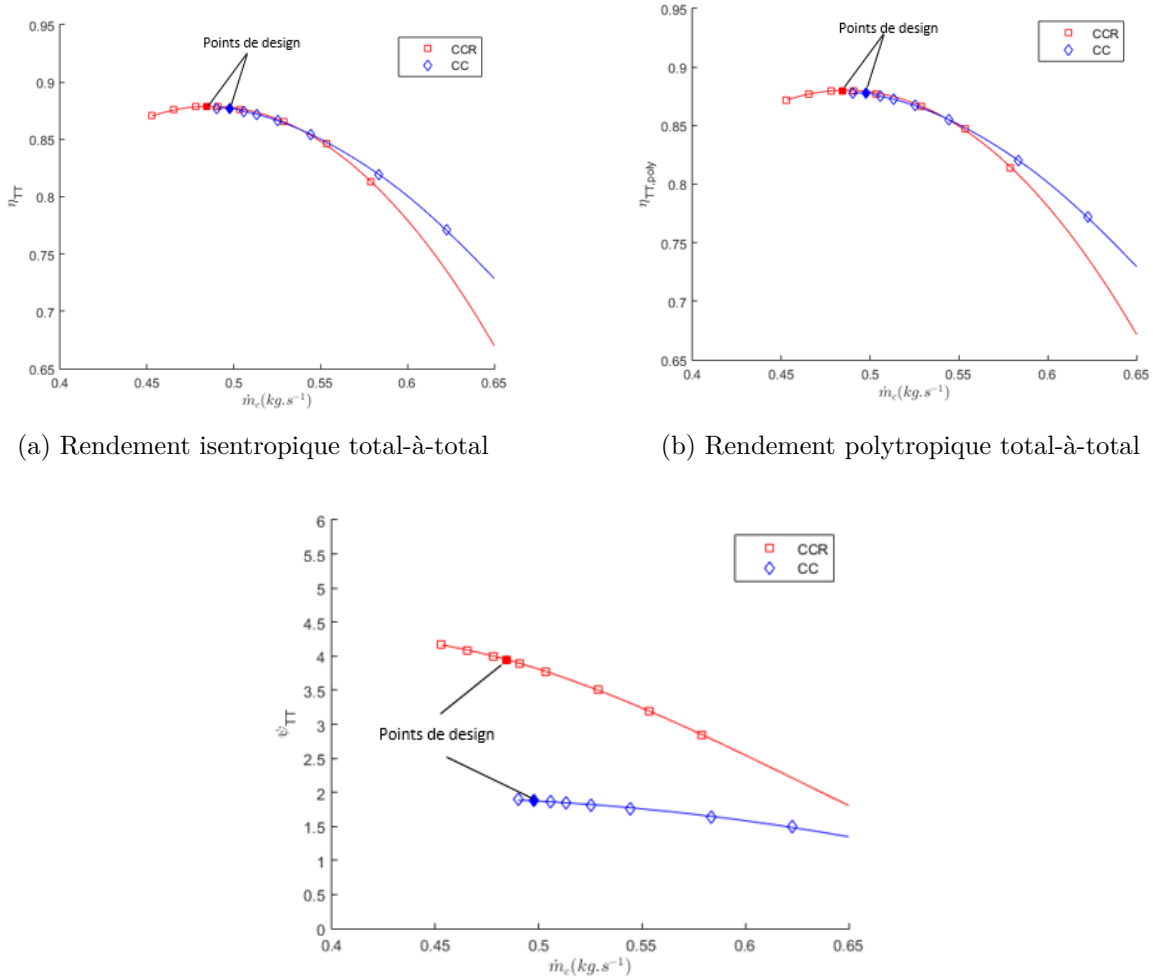


Figure 3.8 Perturbation à l'entrée du rotor mixte en termes de variation de la vitesse

CHAPITRE 4 ÉVALUATION DU CONCEPT DE COMPRESSEUR CONTRA-ROTATIF À ÉCOULEMENT MIXTE

4.1 Évaluation de la performance

Les caractéristiques complètes des deux compresseurs Figure 4.1 sont obtenues en faisant varier le débit massique depuis un point plus haut, *i.e.* ayant un débit massique plus grand, que le point du design vers des débits massiques plus faibles.



(a) Rendement isentropique total-à-total

(b) Rendement polytropique total-à-total

(c) Coefficient de pression total-à-total

Figure 4.1 Caractéristiques des deux compresseurs

Les points de design, qui correspondent aux points de rendement maximal, sont indiqués par des points colorés (rouge et bleu) pleins. Le point le plus à gauche des caractéristiques correspond au point de décrochage, dernier point d'opération stable. Les valeurs des paramètres de performance au point de design de chaque compresseur sont fournies au Tableau 4.1.

Tableau 4.1 Performances au point de design

	CCR	CC
$\dot{m}_c$ $(kg.s^{-1})$	0.4842	0.4979
Ψ_{TT}	3.9474	1.8869
PR_{TT}	1.0754	1.036
$\eta_{TT_{Isentropique}}$	87.86%	87.73%
$\eta_{TT_{Polytropique}}$	87.99%	87.80%

Les points de design des deux configurations diffèrent légèrement. En les comparant en dépit de cette légère différence, il apparaît que le CCR est très supérieur en termes de rapport de pression tout en ayant un rendement polytropique comme isentropique légèrement meilleur que le CC. Son coefficient de pression total-à-total est doublé par rapport à celui du CC. Comme expliqué précédemment, cela s'explique par le fait que le second rotor du CCR exerce un travail équivalent au travail exercé par le rotor mixte. En outre, la marge de stabilité du CCR est elle-même bien plus grande que celle du CC.

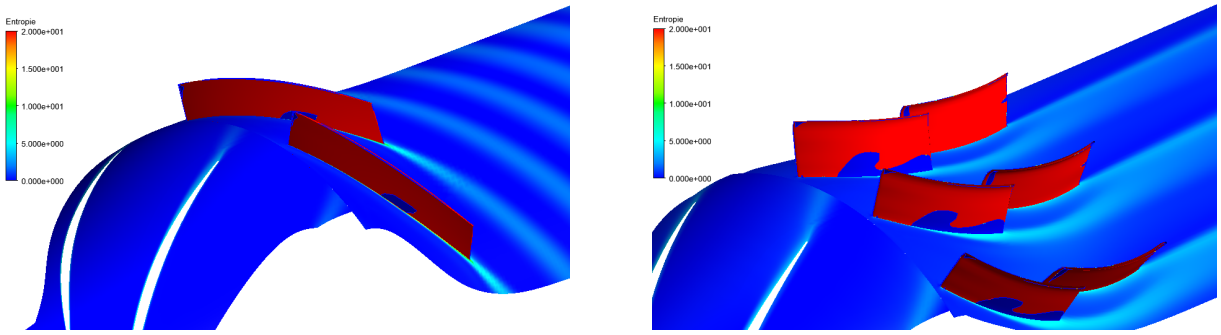
4.2 Analyse au point de design

L'utilisation d'un même rotor mixte pour les deux configurations permet de savoir que les différences de performances proviennent du remplacement du stator tandem par le rotor contra-rotatif. La Figure 4.2 montre les contours du cisaillement axial sur les aubes ainsi que les contours d'entropie à 35% et 10% d'envergure (*span*) pour le CCR et le CC respectivement. Le cisaillement est choisi dans un intervalle autour de zéro pour pouvoir ne visualiser que les valeurs positives (rouge) et négatives (bleu) du cisaillement, un cisaillement négatif étant significatif d'un inversement de la direction de l'écoulement et donc d'un décollement de couche limite. Les contours d'entropie sont quant à eux pris à l'envergure pour laquelle la zone de décollement est la plus large et permettent de visualiser l'effet de la zone de décollement sur l'épaisseur de la couche limite.

On constate ainsi sur la Figure 4.2a que la configuration CCR présente une légère bulle de décollement au milieu de l'aube n'ayant qu'une faible incidence sur la couche limite. À l'inverse, la Figure 4.2b montre que la configuration CC présente une importante zone de décollement de couche limite sur la moitié inférieure de l'envergure du premier stator tandem

et qui occupe presque toute sa longueur. Cette bulle a un effet important sur l'épaisseur de la couche limite à cet endroit comme le montrent les contours d'entropie. On peut également observé une légère zone de décollement au bord de fuite du second tandem. Davantage de visualisations de l'écoulement sont fournies en Annexe B.

La première bulle de décollement du stator provient de la forte déviation à imposer à l'écoulement pour le diriger vers la direction axiale. Cette bulle est empêchée sur le rotor contra-rotatif car la rotation du rotor contra-rotatif permet de rediriger l'écoulement vers la direction axiale avec virage relatif de l'air bien plus faible ce qui réduit les décollements de couche limite.

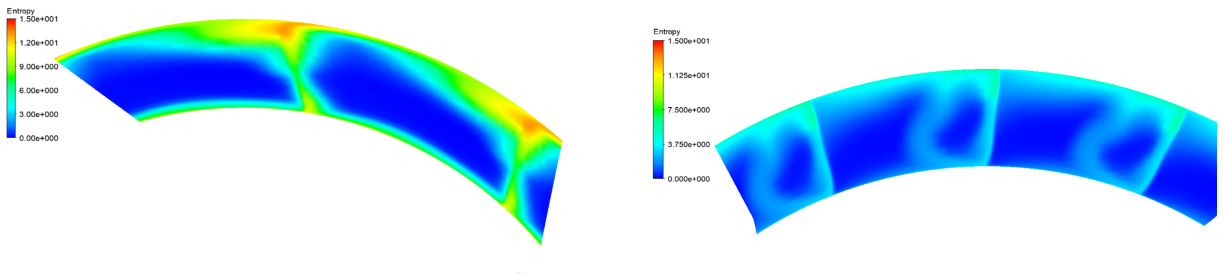


(a) Configuration CCR | 35% *span* (b) Configuration CC | 10% *span*

Figure 4.2 Zones de décollement sur le stator du CC et le rotor contra-rotatif du CCR

Cependant, le CCR introduit également de nouvelles pertes. C'est notamment le cas des pertes de jeu d'aube du rotor contra-rotatif, comme indiquée sur la Figure 4.3a par la région de haute entropie à la sortie du rotor contra-rotatif et qui occupe une grande portion de la moitié supérieure du passage d'aube. C'est pertes sont de surcroît accrues par le faible allongement d'aile (*aspect ratio*) du rotor contra-rotatif.

Le rotor contra-rotatif introduit également une déviation de l'écoulement de sortie au niveau des extrémités des aubes comme on peut le constater à la Figure 4.4. La déviation de l'écoulement au bout d'aube est due à l'écoulement de jeu et peut être corrigé par des méthodes de gestion du jeu d'aube comme on le verra au chapitre 5. La déviation à l'emplanture de l'aube est quant à elle due à la rotation du moyeu et peut être corrigée par une modification de l'angle du métal de l'aube au bord de fuite.



(a) Configuration CCR (b) Configuration CC

Figure 4.3 Contours d'entropie au point de design au bord de fuite du rotor contra-rotatif et du stator

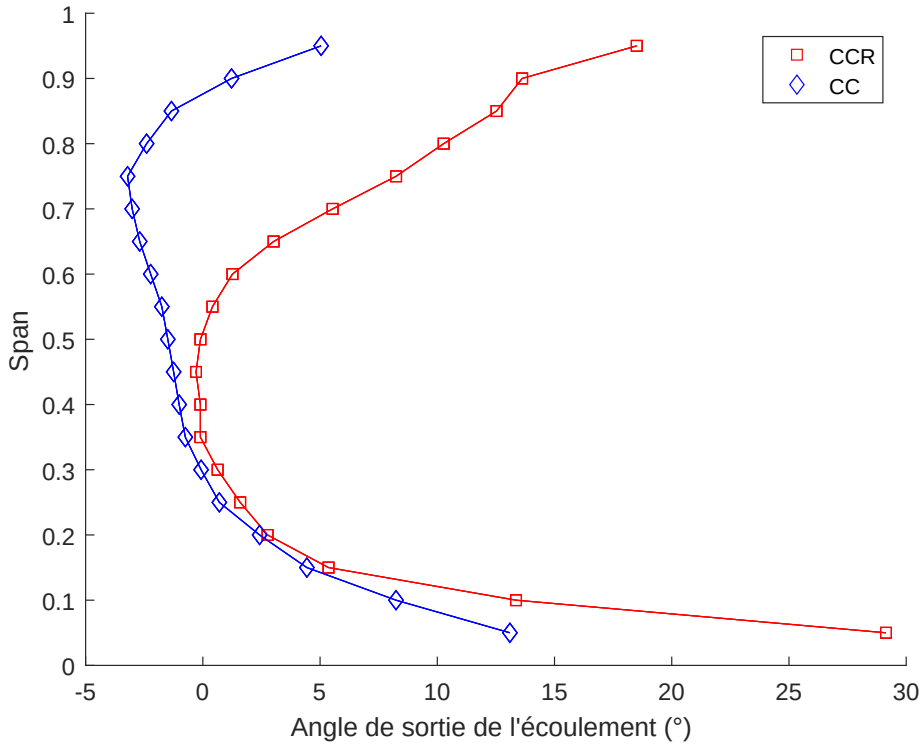


Figure 4.4 Déviation de l'écoulement en sortie du compresseur

Les pertes et les zones de décollement de couche limite sont ainsi réduites et le rendement est augmenté par l'utilisation du rotor contra-rotatif, et ce malgré les pertes de jeu d'aube supplémentaires introduites.

4.3 Analyse au point de décrochage

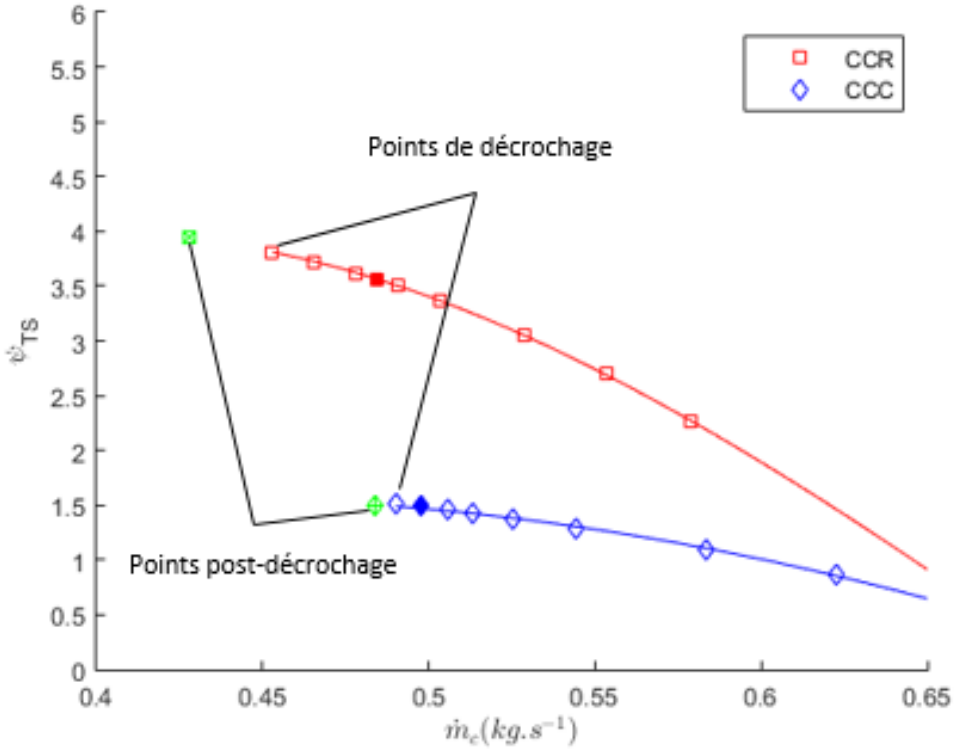


Figure 4.5 Coefficient de pression total-à-statique

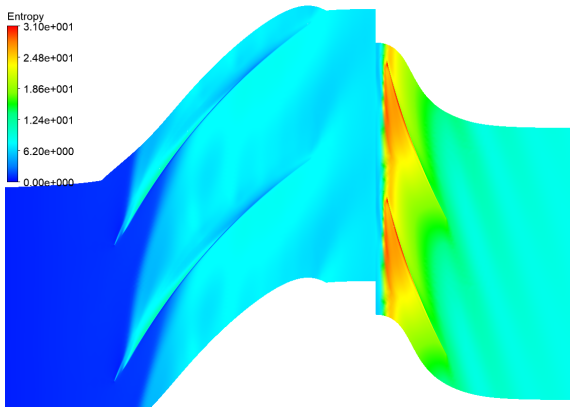
Comme expliqué dans la méthodologie, les points de décrochage sont repérés en utilisant les critères de Greitzer and Moore (1986) (pente de la caractéristique de coefficient de pression total-à-statique nulle) et Vo et al. (2008) (contours d'entropie au jeu d'aube débordant sur l'aube suivante). La Figure 4.5 fournit la caractéristique du coefficient de pression total-à-statique pour l'utilisation du critère de Greitzer and Moore (1986). Les points verts représentent le premier point décroché (ou post-décrochage) de chacune des configurations. On constate ce qui suit :

— Les contours d'entropie au jeu d'aube du CCR pour le point de décrochage et le premier point décroché sont donnés aux Figures 4.6a et 4.6b. On y observe que pour le premier point décroché les contours d'entropie du rotor contra-rotatif débordent nettement sur l'aube le bord d'attaque de l'aube suivante indiquant une fuite de l'écoulement de jeu sur le passage d'aube adjacent. Le critère de Vo et al. (2008) se produit donc bien avant que le sommet de la caractéristique total-à-statique ne soit atteint. On en conclut que

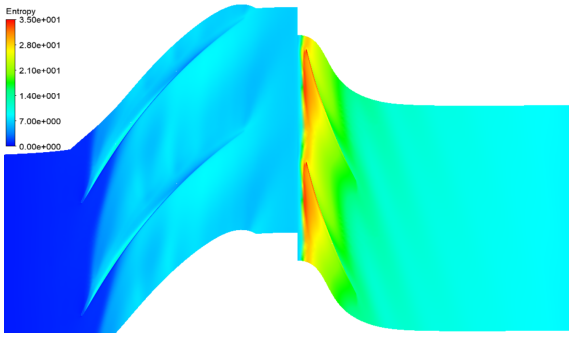
le décrochage du CCR est un décrochage *spike* comme le montraient déjà Wang et al. (2012) et Gao et al. (2012a). On notera également que le rotor contra-rotatif est le premier à décrocher, ce qui est consistent avec les trouvailles de Sharma et al. (1985) et Gao et al. (2012a) pour un rapport de vitesse de 1.

— La Figure 4.6c montre quant à elle les contours d'entropie au bout de l'aube du rotor au sommet de la caractéristique 4.5 (pente nulle) pour le CC. L'interface entre l'écoulement incident et l'écoulement de jeu est encore contenue dans le passage d'aube, traduisant donc un décrochage *modal*.

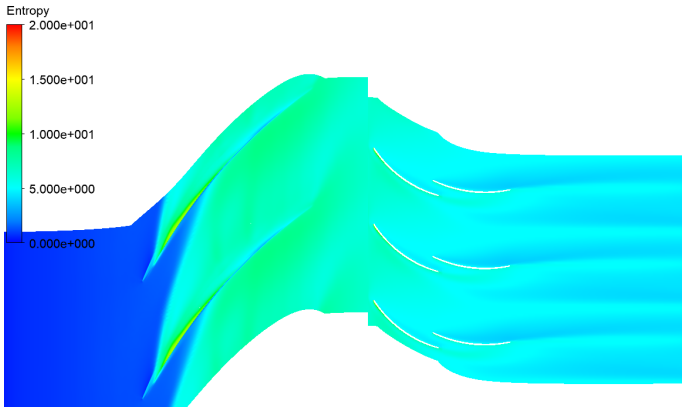
Les modes de décrochage des deux compresseurs sont donc différents : *modal* pour le CC et *spike* pour CCR. Ainsi, les marges de décrochage des deux configurations sont $\Delta = 0.0309$ $kg.s^{-1}$ pour le CCR et $\Delta = 0.0077$ $kg.s^{-1}$ pour le CC. La contra-rotation permet ici d'obtenir une marge de décrochage 4 fois supérieure.



(a) Configuration CCR | Point de décrochage



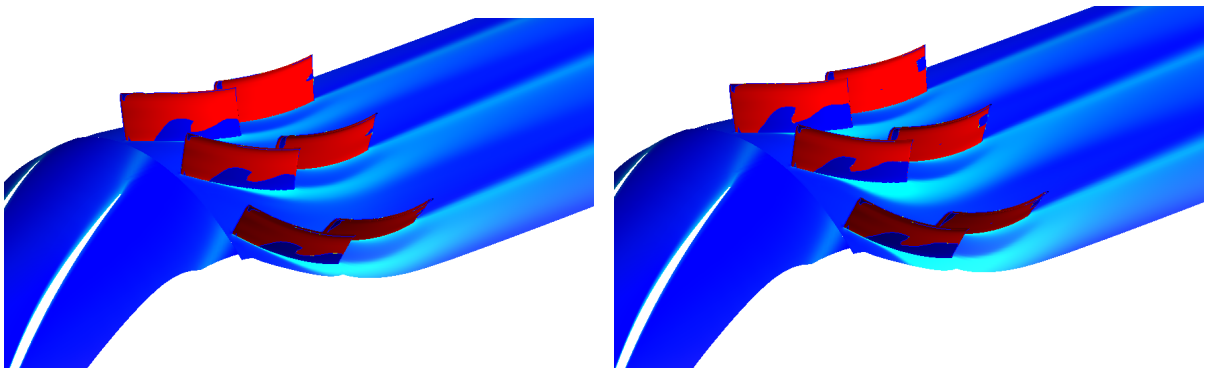
(b) Configuration CC | Point post-décrochage



(c) Configuration CC | Point de décrochage

Figure 4.6 Contours d'entropie au bout du rotor

Ce fort gain de marge de décrochage peut s'expliquer au regard des zones de décollement de couche limite déjà observées à la section 4.2. La zone de décollement sur le premier tandem du stator du CC se développe en effet rapidement à mesure que le débit massique diminue (Figure 4.7) et fait plafonner (pente nulle) la caractéristique de Ψ_{TS} prématurément. C'est donc cette zone de décollement qui est à l'origine de décrochage rapide du CC.



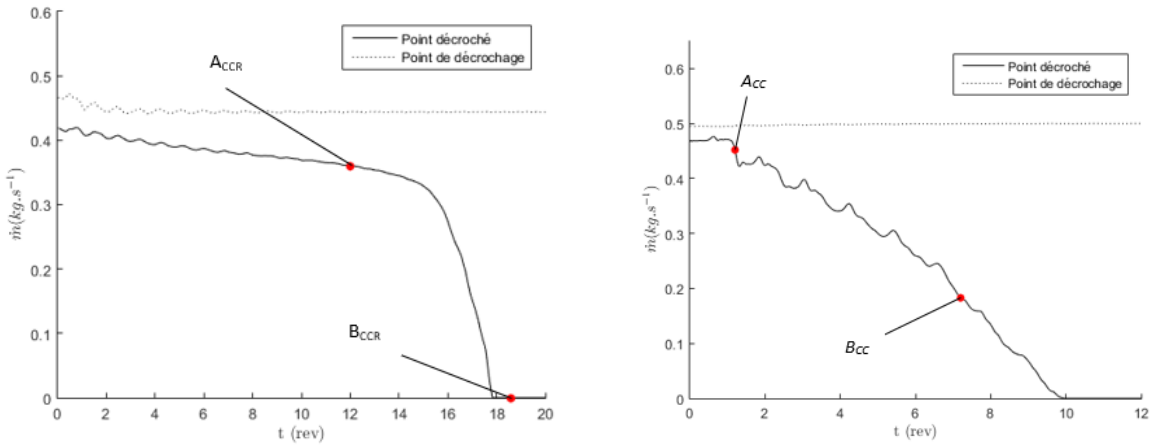
(a) Point de décrochage (b) Point de post-décrochage

Figure 4.7 Zones de décollement sur le stator du CC au point de décrochage et au premier point décroché

Le décrochage de chacune des configurations a également été simulé sur une modélisation *full-annulus* afin de confirmer leur point et mode de décrochage. Les résultats permettent ainsi de confirmer les critères de Greitzer and Moore (1986) et Vo et al. (2008) utilisés précédemment.

Pour chaque configuration, les calculs ont été menés au premier point décroché ainsi qu'au point de décrochage (dernier point stable) des caractéristiques. Les calculs au point stable doivent permettre de montrer que la perturbation est amortie lorsque les critères de décrochage ne sont pas rencontrés.

La Figure 4.8 présente pour ces deux points et pour chaque configuration l'évolution du débit massique en sortie à mesure que le décrochage se développe. Le temps est mesuré en nombre de révolutions des rotors (rev). On constate que le décrochage résulte en une divergence (chute) du débit massique pour le CCR et le CC. La diminution du débit massique est abrupte pour le CCR, comme ce qu'obtenait déjà Gao et al. (2015) à la Figure 2.3, alors qu'il décroît de façon plus constante pour le CC. Par ailleurs, la perturbation est bien amortie (en un temps similaire au temps de décrochage) pour le point de décrochage (dernier point stable). L'amortissement de la perturbation au dernier point stable permet donc de valider les marges de stabilité qui avaient été établies avec les simulations en régime permanent à unique passage d'aube.

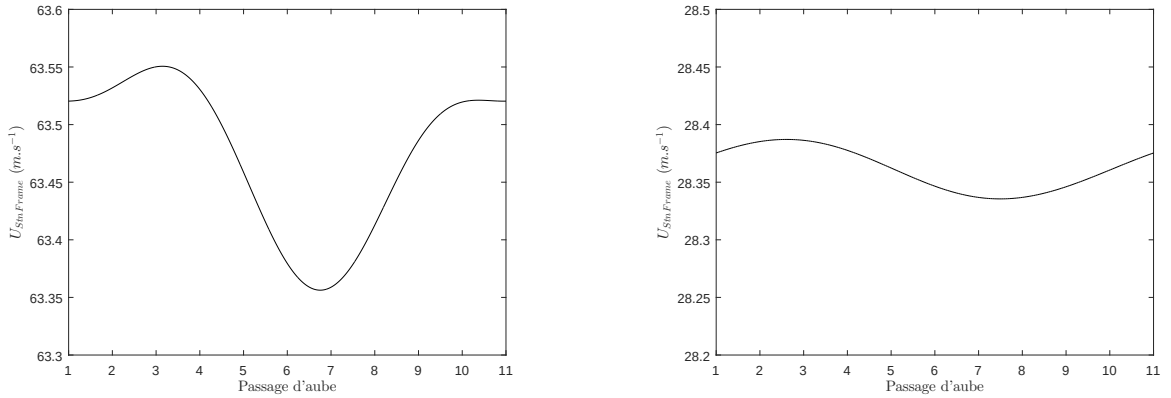


(a) CCR (b) CC

Figure 4.8 Évolution du débit massique en sortie après l'introduction d'une perturbation dans l'écoulement incident

Il est bon de préciser que lorsque le débit massique devient nul, ou *quasi* nul, la validité physique des résultats peut être questionnée. En effet, on observe alors un vaste renversement de l'écoulement dans tout le compresseur, et ce alors que les conditions limites continuent de spécifier un écoulement entrant en amont du rotor mixte et sortant en aval du rotor contra-rotatif/stator. Des conditions limites modélisant une valve (de type "throttle boundary condition") permettrait de modéliser le décrochage de manière plus réaliste, depuis l'amorce jusqu'à la récupération. Les résultats qui seront considérés ne sont donc situés que sur l'intervalle $[0; 16]$ (rev) pour le CCR et $[0; 8]$ (rev) pour le CC. Quelques résultats pour des temps supérieurs seront toutefois présentés à titre informatif.

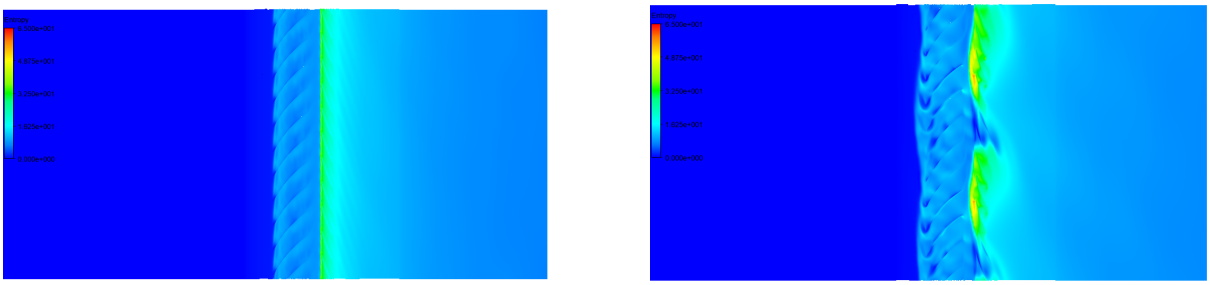
Le décrochage *modal* et le décrochage *spike* sont chacun amorcés par l'apparition d'une perturbation qui peut être observée au niveau du jeu d'aube au bord d'attaque du premier rotor à décrocher (rotor mixte pour le CC et rotor contra-rotatif pour le CCR). Les deux perturbations sont fournies à la même échelle à la Figure 4.9 sous la forme de la distribution circonférentielle de la vitesse axiale juste en amont du bord d'attaque en bout d'aube du rotor (Rotor 2 pour le CCR et du Rotor 1 pour le CC) pour les points A_{CCR} et A_{CC} sur la Figure 4.8. Les longueurs d'onde sont filtrées pour ne garder que les fréquences inférieures à celle du passage d'aube. On observe une perturbation plus prononcée mais à plus petite longueur d'onde pour le CCR (*spike*) et une perturbation de moindre amplitude avec la longueur d'onde d'une circonférence (*modale*) pour le CC.



(a) Perturbation *spike* (A_{CCR}) (b) Perturbation modale (A_{CC})

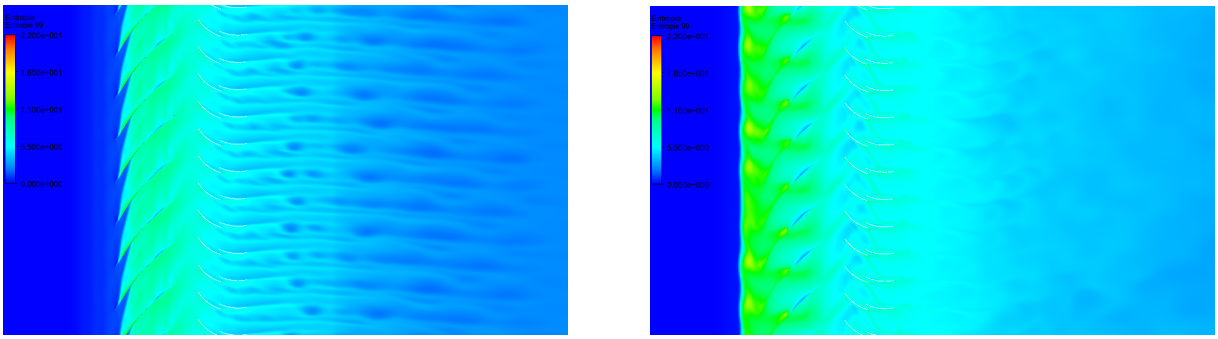
Figure 4.9 Perturbations en amont du d'attaque au bout d'aube du rotor au point post-décrochage pour le CCR (a) et CC (b)

Les Figures 4.10b et et 4.11 montrent l'entropie au point d'apparition du mode et du *spike* de la Figure 4.9 (points A_{CCR} et A_{CC}) ainsi qu'à un point après développement du décrochage (points B_{CCR} et B_{CC} de la Figure 4.8). Une analyse plus approfondie des mécanismes intervenant lors du décrochage est réalisée en Annexe C.



(a) $t = 12$ rev (b) $t = 18.6$ rev

Figure 4.10 Contours d'entropie au bout d'aube du CCR lors du décrochage



(a) $t = 1.2$ rev (b) $t = 7.2$ rev

Figure 4.11 Contours d'entropie au bout d'aube du CC lors du décrochage

L'analyse du décrochage réalisée ici permet donc bien de valider la présence d'un décrochage *spike* pour le CCR et d'un décrochage *modal* pour le CC ainsi que les critères de décrochage de Vo et al. (2008) et Greitzer and Moore (1986) utilisés lors de l'évaluation des performances des compresseurs. L'amorce du décrochage du CCR est caractérisée par l'apparition d'un *spike* au jeu d'aube du rotor contra-rotatif et se produit lorsque les contours d'entropie au jeu du rotor contra-rotatif déborde sur l'aube voisine tandis que le décrochage du CC est de type *modal* et se produit lorsque la pente du coefficient de pression total-à-statique s'annule.

CHAPITRE 5 PROPOSITIONS D'AMÉLIORATIONS

5.1 Sommaire des déficiences du CCR initial

Le CCR à écoulement mixte décrit jusqu'ici est une première preuve de concept et un jalon vers un CCR centrifuge. En ce sens, il est intéressant d'étudier de possibles améliorations du design existant pour le design futur. Le Chapitre 4 a en effet permis de montrer que, bien que supérieur au CC, le CCR présente certaines déficiences :

— L'utilisation d'un rotor contra-rotatif plutôt que d'un stator introduit de nouvelles pertes de jeu, accrues par le faible *aspect ratio* de ses aubes.
— La présence d'une forte déviation de l'écoulement de sortie à l'emplanture du rotor contra-rotatif due à la rotation du moyeu.

Ce chapitre va explorer les stratégies pour atténuer la première déficience, tout d'abord par une étude de la réduction du jeu d'aube puis de modifications géométriques de l'aube.

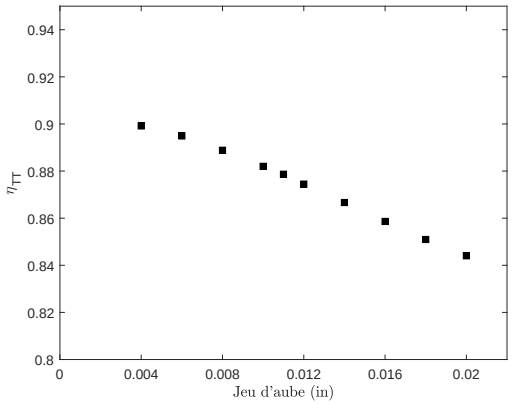
5.2 Influence du jeu d'aube

La première piste d'amélioration étudiée ici est la réduction du jeu d'aube. Les pertes induites par l'écoulement de jeu dans les compresseurs sont connues pour être parmi les plus pénalisantes pour leur performance. Ces pertes peuvent être encore accrues lorsque l'allongement d'aile dans un design non-axial est faible, comme c'est le cas ici pour le rotor contra-rotatif, puisque l'étendue radiale de la région occupée par l'écoulement du jeu est importante relativement à la petite envergure du rotor contra-rotatif. Le jeu d'aube initialement utilisé est ici de $0.011''$ et pour les dimensions d'un compresseur comme le CCR, un jeu d'aube inférieur à $0.004''$ peut s'avérer compliqué à obtenir. Le jeu d'aube est donc varié autour du jeu initial entre la valeur minimale $0.004''$ et une valeur maximale de $0.020''$. Les différentes valeurs de jeu considérées ainsi que les performances correspondantes (rendement isentropique total-à-total η_{TT}, coefficient de pression total-à-total Ψ_{TT} et marge de décrochage Δ) sont regroupées dans le Tableau 5.1. Les valeurs des performances y sont toutes données au débit massique du point de design de la géométrie initiale pour une meilleure comparaison.

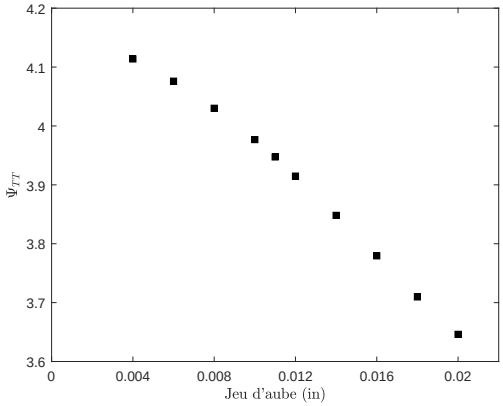
Ces mêmes résultats sont également fournis sous forme graphique à la Figure 5.1 pour une meilleure visualisation. On constate immédiatement la forte influence du jeu d'aube sur la performance et la marge de décrochage du compresseur.

Tableau 5.1 Influence du jeu d'aube sur les performances du CCR au point de design

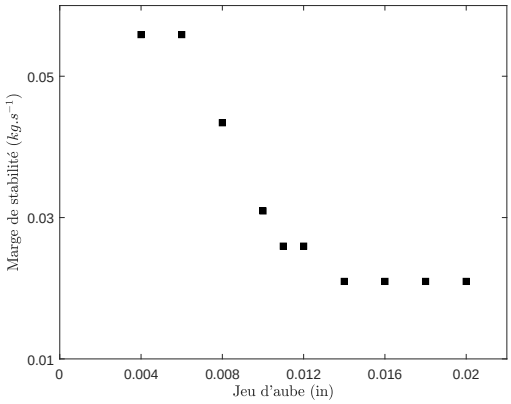
Jeu d'aube (in)	η_{TT}	Ψ_{TT}	Δ $(kg.s^{-1})$
0.004	89.92	4.11	0.0808
0.006	89.49	4.07	0.0808
0.008	88.88	4.03	0.0434
0.010	88.20	3.98	0.0309
0.011	87.86	3.95	0.0260
0.012	87.45	3.91	0.0260
0.014	86.66	3.85	0.0210
0.016	85.86	3.78	0.0210
0.018	85.11	3.71	0.0210
0.020	84.40	3.65	0.0210



(a) Rendements isentropique total-à-total



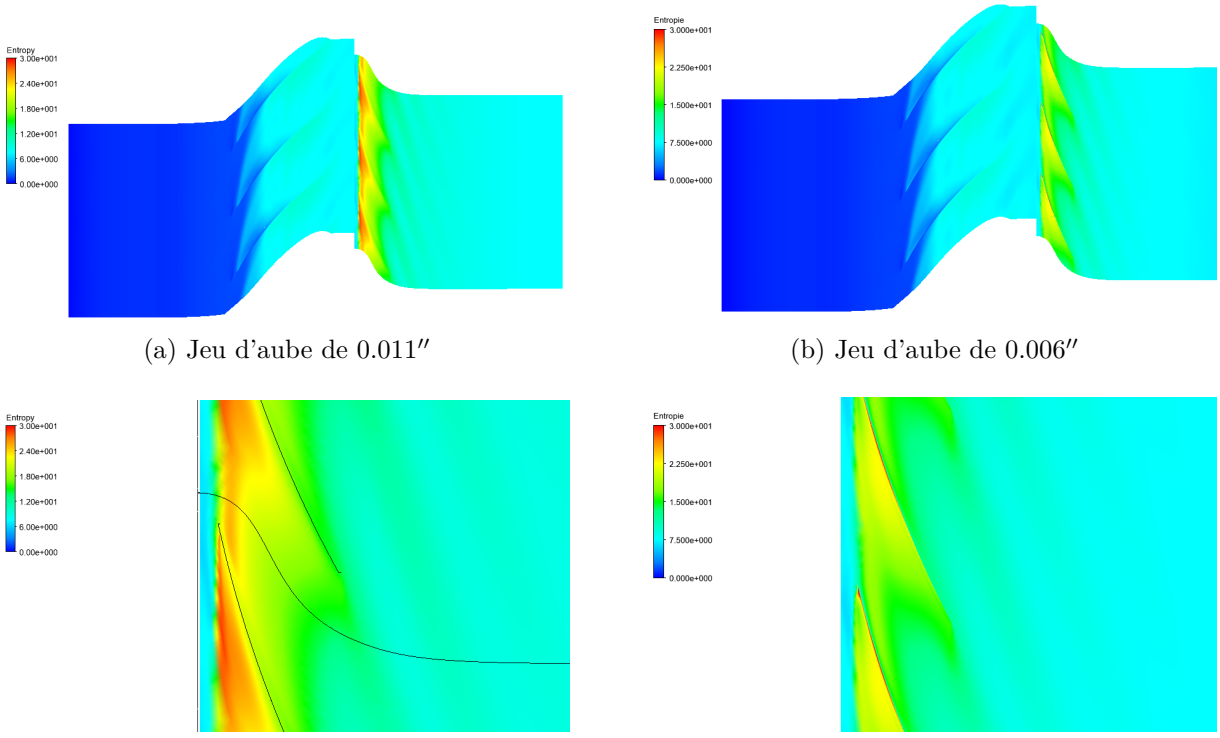
(b) Coefficients de pression total-à-total



(c) Marges de décrochage

Figure 5.1 Influence du jeu d'aube sur les performances au débit massique du point de design initial

À titre d'exemple, la Figure 5.2 montre, pour le débit massique du point de décrochage de la géométrie initiale, les contours d'entropie au bout d'aube pour les valeurs de jeu d'aube 0.011″ (jeu d'aube de la géométrie initiale) et 0.006″. On constate que l'interface entre l'écoulement incident et l'écoulement de jeu est encore contenu dans le passage pour le jeu de 0.006″, signifiant que le rotor n'est pas encore décroché.



(a) Jeu d'aube de 0.011″

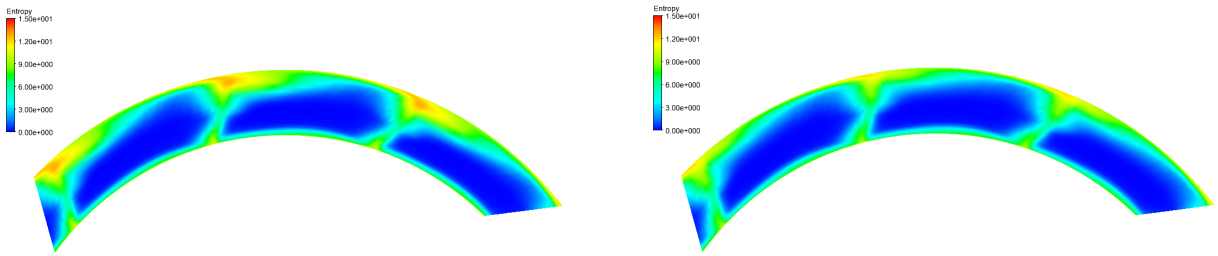
(b) Jeu d'aube de 0.006″

(c) Jeu d'aube de 0.011″ - vue rapprochée

(d) Jeu d'aube de 0.006″ - vue rapprochée

Figure 5.2 Contours d'entropie au bout d'aube au débit massique du point de décrochage de la géométrie originale

En plus de permettre une augmentation de la marge de décrochage, le déplacement en aval de l'interface indique un écoulement de jeu plus faible, et donc une réduction des pertes liées à cet écoulement, expliquant ainsi le gain de rendement qu'on peut constater à la Figure 5.1. C'est ce qu'on peut voir à la Figure 5.3 comparant, au point de design, les contours d'entropie au bord de fuite pour les jeux d'aube 0.0011″ (jeu initial) et 0.006″. On peut y constater que la région de haute entropie associée à l'écoulement du jeu d"aube à la sortie est réduite en étendu et amplitude lorsque le jeu d'aube diminue.



(a) Jeu d'aube de 0.011″ (b) Jeu d'aube de 0.006″

Figure 5.3 Contours d'entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif

On pourra également constater à la Figure 5.1 que la marge de stabilité ne semble plus sensible à la réduction du jeu pour des jeux supérieurs à 0.014″ ou inférieurs à 0.006″. La perte de sensibilité pour des jeux inférieurs à 0.006″ provient du fait que le décrochage du CCR original est, comme cela a déjà été montré, un décrochage *spike* dont l'amorce est fortement liée à l'écoulement de jeu. Réduire le jeu d'aube, et donc l'écoulement de jeu, permet ainsi de retarder l'apparition de ce décrochage. Toutefois, lorsqu'il atteint 0.006″, l'écoulement de jeu est suffisamment réduit pour que le critère de décrochage *modal* (maximum de la caractéristique de pression total-à-statique) soit le premier à être rencontré. C'est ce qu'on peut voir en utilisant les Figures 5.4 et 5.5 donnant respectivement le coefficient de pression total-à-statique obtenue avec des jeux de 0.011″ (géométrie initiale) et 0.006″ et les contours d'entropie au bout de l'aube pour le jeu 0.006″. Un point post-décrochage est fourni en vert sur la Figure 5.4 pour bien montrer que le maximum (pente nulle) du coefficient de pression total-à-statique est atteint pour le jeu réduit. On constate sur la Figure 5.5 qu'au maximum de cette caractéristique, l'interface d'entropie est toujours contenue dans le passage d'aube, marquant un décrochage *modal* et non plus *spike*.

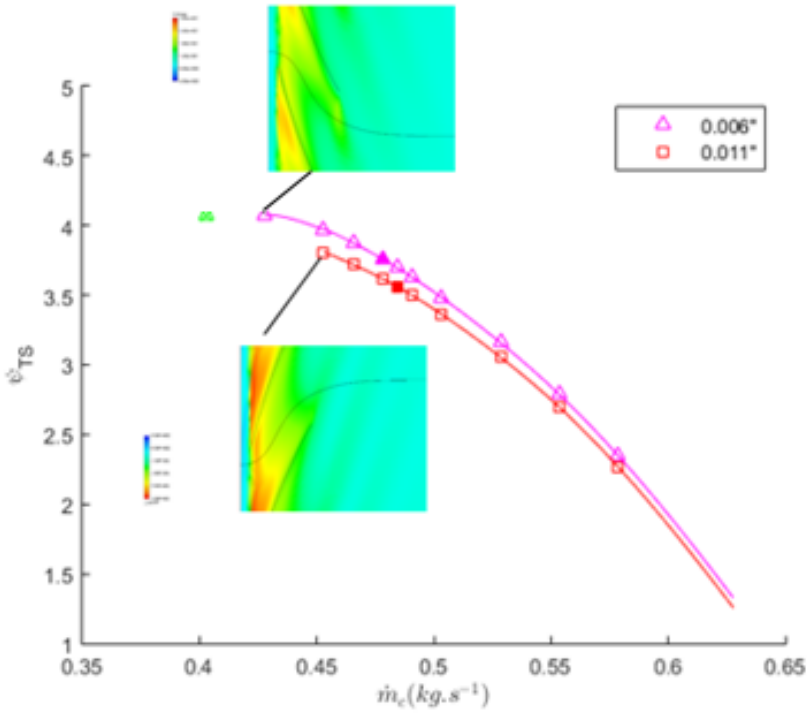
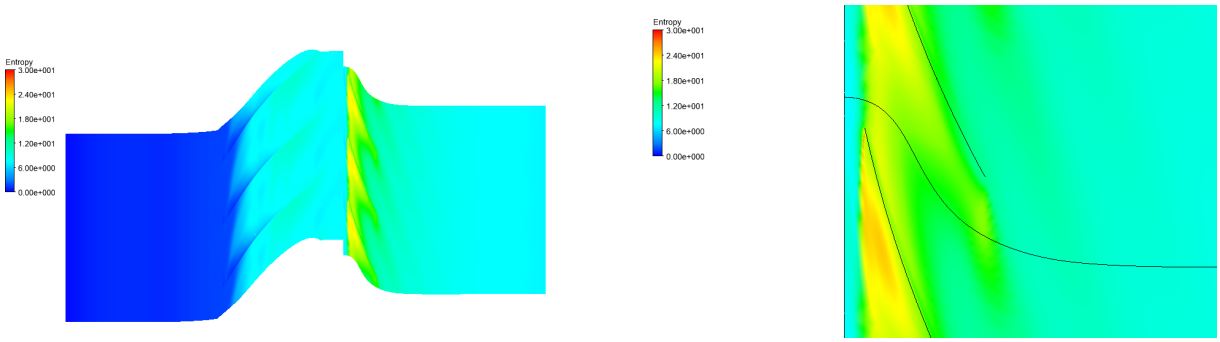


Figure 5.4 Coefficient de pression total-à-statique du CCR pour des jeux d'aube de 0.006″ et 0.011″



(a) Vue globale (b) Vue rapprochée

Figure 5.5 Contours d'entropie pour le jeu d'aube de 0.006″ à son point de décrochage

5.3 Modifications du rotor contra-rotatif

Bien que le concept du CCR soit déjà concluant, ses performances peuvent être encore améliorées en modifiant la géométrie de la ligne d'empilement des sections composant les aubes.

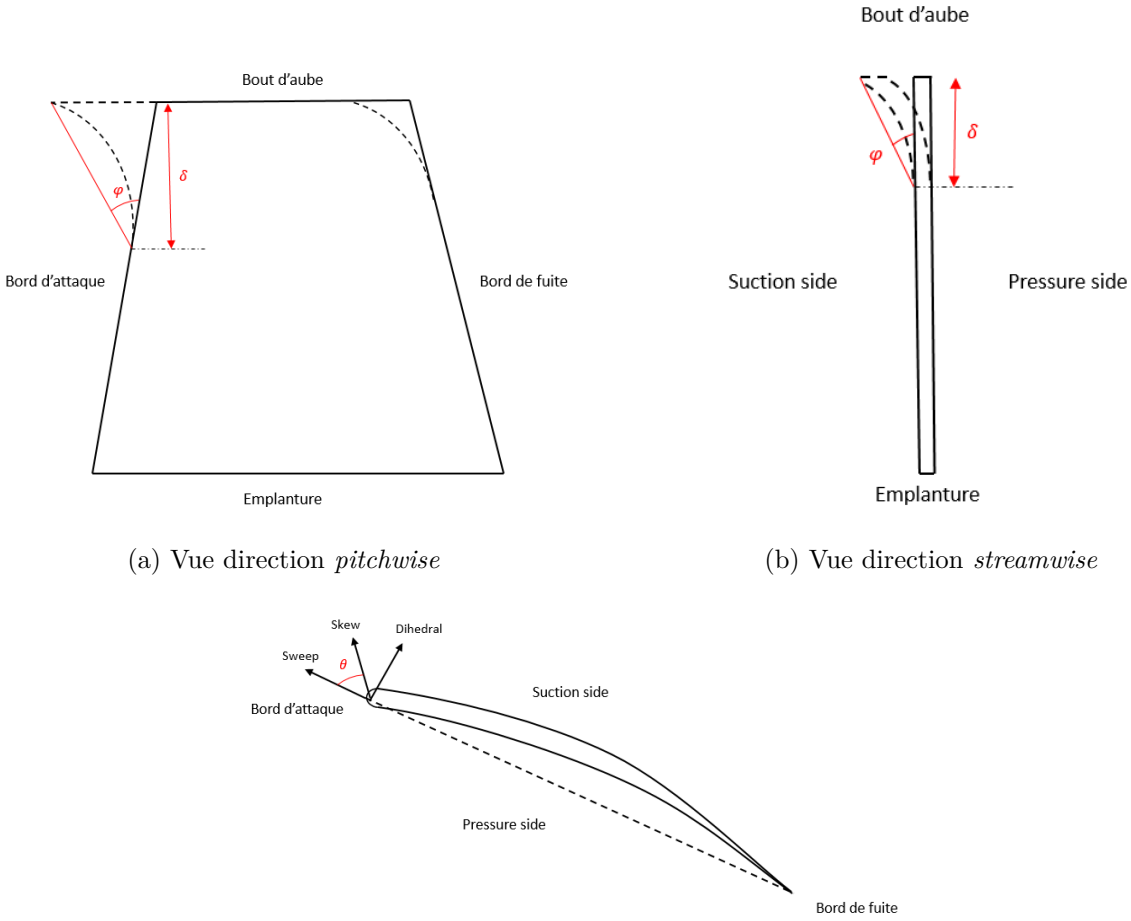
On notera par ailleurs que toutes les propositions faites par la suite se cantonnent à des modifications du second rotor du CCR. C'est en effet ce rotor qui constitue principalement l'originalité du compresseur étudié et c'est donc celui-ci qu'on souhaite améliorer.

5.4 Revue des modifications de la ligne d'empilement des compresseurs

Diverses recherches ont été menées sur des pistes d'amélioration de la performance des aubes de compresseurs axiaux. Celles retenues et étudiées ici sont les suivantes :

- le fléchissement, ou *Sweep (SW)*. Cette transformation correspond à une translation de la ligne d'empilement selon la corde. Elle peut être effectuée dans la direction allant du bord de fuite vers le bord d'attaque, ou inversement, et sont respectivement nommées *Forward Sweep (FSW)* et *Backward Sweep (BSW)*.
- la transformation dite diédrale, ou *Dihedral (D)*, pour laquelle la translation de la ligne d'empilement se fait orthogonalement à la corde. De manière analogue à la transformation précédente, la direction peut être orientée vers l'extrados, on parle alors de transformation dite *Positive Dihedral (D+)*, ou vers l'intrados, et on parle de transformation dite *Negative Dihedral (D-)*.
- la transformation dite oblique, ou *Skew (SK)*, consistant en une translation de la ligne d'empilement selon une direction combinant les deux directions précédentes. Ainsi, les combinaisons des directions précédentes fournissent quatre types de transformation possibles : *Positive Forward Skew pressure side (FSK+)*, *Negative Forward Skew suction side (FSK-)*, *Positive Backward Skew pressure side (BSK+)* et *Negative Backward Skew suction side (BSK-)*.

Ces transformations sont schématisées sur la Figure 5.6 pour une meilleure compréhension.



(a) Vue direction *pitchwise*

(b) Vue direction *streamwise*

(c) Vue direction *spanwise*

Figure 5.6 Présentation géométrique des transformations SW, D et SK

Toutes ces transformations ont été largement étudiées pour les aubes de compresseurs axiaux comme le relève Vad (2008). Il note un consensus des différentes études sur les effets bénéfiques du FSW et Forward Skew (FSK), ces deux transformations permettant le plus souvent d'augmenter la marge de décrochage et dans une moindre mesure le rapport de pression et le rendement de l'étage. Les effets bénéfiques du FSW proviennent majoritairement de la redistribution des chargements sur l'aube. Ainsi, une transformation FSW proche du jeu d'aube permet d'y réduire le chargement et de le redistribuer, principalement au point de courbure de la transformation comme l'illustre la Figure 5.7. Les pertes liées à l'écoulement de jeu sont ainsi réduites.

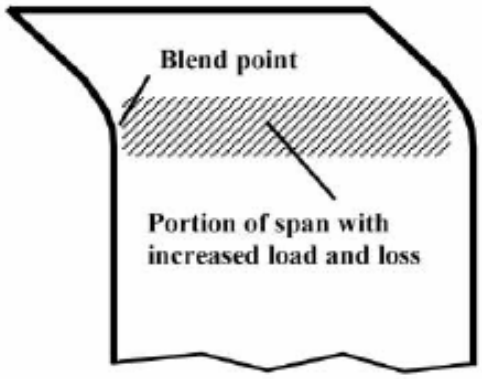


Figure 5.7 Redistribution du chargement du jeu d'aube vers la zone de courbure du FSW | Vad (2008)

Les effets bénéfiques du FSW et du FSK proviennent donc majoritairement du fait de la redistribution des charges du jeu d'aube vers la zone de courbure. Cependant, les pertes de jeu ne sont pas toujours les pertes les plus importantes lors du fonctionnement d'un compresseur. C'est ce qui explique pourquoi certaines études, bien que minoritaires, rapportent de meilleurs effets de la transformation BSW, voir même des effets négatifs du FSW. Cette transformation tend en effet à redistribuer les pertes de la demi-envergure (*midspan*) vers l'emplanture et le bout de l'aube (*tip*) et non plus l'inverse. Elle peut donc être plus bénéfique lorsque d'importantes pertes se situent autour du *midspan* d'une aube.

C'est également ce que notait Sasaki and Breugelmans (1998) qui relevaient que le FSW réduit les pertes au *tip* en y réduisant le chargement pour les augmenter au *midspan* sur l'extrados. Le FSW permet ainsi d'augmenter le rendement ainsi que la marge de stabilité. Une même tendance est notée pour le D+. Les transformations SW et D permettent donc, *a priori*, de réduire les pertes et d'augmenter les performances avec une direction FSW à privilégier. De même, Wadia et al. (2004) avaient montré par une étude CFD que le FSW permet d'améliorer légèrement le rendement (de l'ordre de 0.5%) mais plus significativement la marge de décrochage. McNulty et al. (2004) relevaient également des tendances similaires. On peut d'ailleurs voir à la Figure 5.8 que la transformation FSW tend à mitiger l'écoulement de jeu ce qui, en se basant sur le critère de Vo et al. (2008) pour le décrochage *spike*, traduit une augmentation de la marge de décrochage.

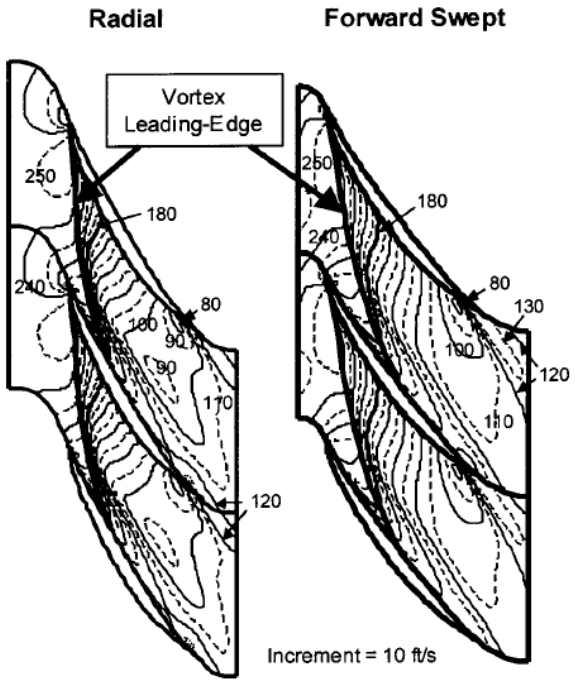


Figure 5.8 Contours d'entropie au jeu d'aube pour une aube avec et sans la transformation FSW appliquée | McNulty et al. (2004)

Ces deux précédentes études (Wadia et al. (2004) et McNulty et al. (2004)) avaient par ailleurs testé différents jeux d'aube sur les aubes transformées. Ils notent qu'en plus d'augmenter les performances de l'étage, le FSW permet de réduire la sensibilité du rotor à l'écoulement de jeu. Le FSW réduisant en effet les pertes de jeu, les gains de performances sont plus faibles pour une aube transformée que pour une aube standard lorsque le jeu d'aube se réduit. Cette constatation venait confirmer l'étude de Sasaki and Breugelmans (1998) sur le fait que le FSW décharge le bout (*tip*) de l'aube.

Chang et al. (2015) compare quant à lui plus spécifiquement le FSW et le BSW sur toute l'envergure de l'aube pour des angles compris entre 10° et 30°. Il note des améliorations des performances pour le FSW, confirmant encore les études précédemment évoquées.

Pour résumer, lorsque les pertes majoritaires d'un rotor se situent au niveau de l'écoulement de jeu, alors le FSW peut être une bonne piste d'amélioration des performances. À l'inverse, si les pertes sont majoritaires sur le reste de l'aube alors c'est le BSW qui devrait davantage être privilégié. Des tendances similaires sont rapportées pour la transformation D : le D+ réduit le plus souvent les pertes de jeu tandis que la transformation D- les augmente.

Cependant, aucun consensus ne se dégage sur une configuration particulière de transformation SW ou D permettant d'obtenir les meilleurs effets. La hauteur ou encore l'angle de cette

transformation semblent chaque fois dépendre de l'aube en question. Il est donc difficile de généraliser les effets de la ligne d'empilement sur les performances des compresseurs.

D'autres pistes d'améliorations comme le traitement de carter, non étudié dans ce mémoire, peuvent également être évoquées. Sharma and Adekoya (1996) rapportait déjà des études de traitement de carter pour les compresseurs contra-rotatifs. Knapke et al. (2008) montre numériquement pour un CCR basse vitesse, de même que Sun et al. (2017) pour un compresseur transsonique, que l'ingestion de couche limite du carter permet d'augmenter la marge de stabilité ainsi que le rendement des CCR. Djeghri et al. (2015) a quant à lui étudié numériquement les différentes géométries de traitement de carter possibles. Il montre que, dépendamment de la configuration envisagée, le traitement de carter peut avoir une forte influence sur la marge de décrochage et même un effet bénéfique sur le rendement.

5.5 Transformations géométriques des aubes du rotor contra-rotatif

En se basant sur la littérature, les transformations considérées ici se limitent aux transformations FSW, D et FSK. La Figure 5.6 présente de manière géométrique les transformations envisagées ici pour une meilleure compréhension.

Tous les résultats présentés par la suite ont été obtenus à partir du même modèle numérique que celui décrit pour obtenir les caractéristiques du design initial. Seul le maillage a du être modifié pour s'adapter aux nouvelles géométries des aubes. Les transformations ont été réalisées à l'aide du logiciel MatLab à partir de la géométrie initiale du rotor contra-rotatif.

Comme on peut le voir à la Figure 5.6, deux paramètres permettent de déterminer les transformations FSW et D : l'angle φ et la longueur δ. L'étude de ces transformations sera donc une analyse paramétrique sur ces deux grandeurs. La transformation FSK nécessite en plus la connaissance de l'angle θ. Étant donné que la transformation FSK est une transformation hybride entre le FSW et la D, cet angle détermine, *a priori*, la contribution de ces deux transformations. Pour que les contributions des transformations FSW et D puissent être considérées équivalentes, on prendra ici $\theta = 45°$.

Transformation FSW

Les paramètres variés dans l'étude de la transformation FSW sont les paramètres φ et δ de la Figure 5.6. Trois valeurs de l'angle φ ont été évaluées, soient $\varphi = [20, 30, 40](°)$, et pour chacun de ces angles, trois hauteurs δ sont utilisées : $\delta = [38.1, 71.4, 100](\%span)$. Les résultats en termes du coefficient de pression total-à-total et du rendement au point de design et de la marge de stabilité sont respectivement donnés aux Tableaux 5.4b, 5.4a et 5.4c. Les

performances de la géométrie initiale au point de design sont rappelées au Tableau 5.2.

Tableau 5.2 Performance de la géométrie initiale du CCR

Ψ_{TT}	η_{TT}	Δ $(kg.s^{-1})$
3.9474	87.86%	0.0309

Tableau 5.3 Résultats de la transformation FSW pour différentes configurations

		δ (% *Span*)		
		38.1	71.4	100
◠	20	3.94	3.92	3.91
◠	30	3.94	3.91	3.87
◠	40	3.92	3.87	3.89

(a) Coefficient de pression total-à-total Ψ_{TT} au point de design

		δ (% *Span*)		
		38.1	71.4	100
◠	20	88.13	88.00	88.05
◠	30	88.14	88.24	88.14
◠	40	88.03	88.11	88.22

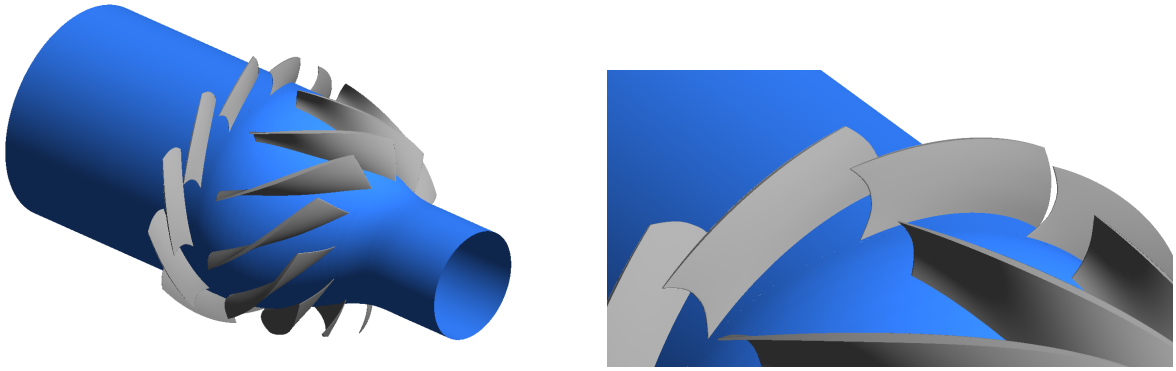
(b) Rendement η_{TT} au point de design (%)

		δ (% *Span*)		
		38.1	71.4	100
◠	20	0.0309	0.0309	0.0309
◠	30	0.0309	0.0434	0.0434
◠	40	0.0309	0.0559	0.0559

(c) Marge de stabilité Δ $(kg.s^{-1})$

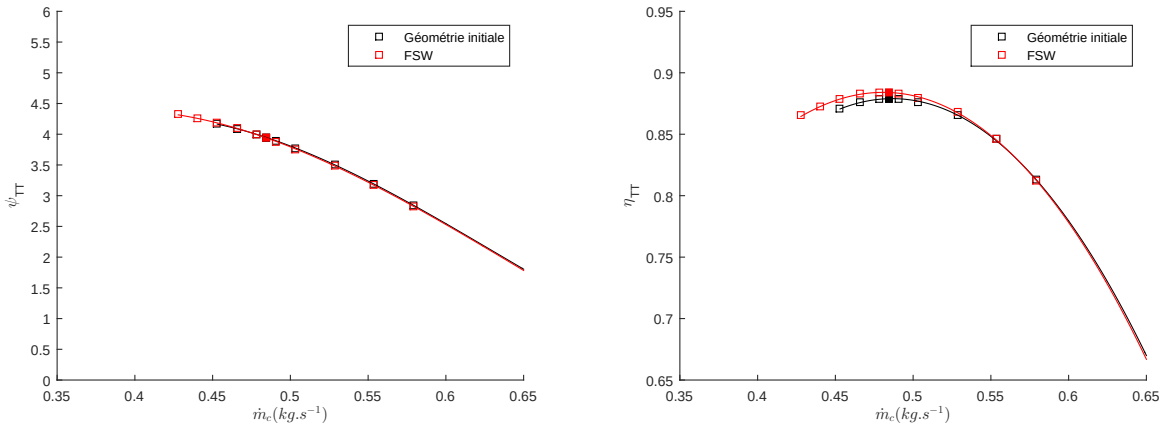
On constate, comme le montrait Wadia et al. (2004), McNulty et al. (2004) et Vad (2008), que la transformation FSW permet d'augmenter légèrement le rendement et de manière significative la marge de décrochage. L'augmentation du rendement se fait, comme l'expliquait Wadia et al. (2004), par réduction des pertes de jeu en redistribuant le chargement au *tip* sur le reste du *span*. Cependant, on avait également pu constater lors de l'évaluation du design initial la présence de perte à l'emplanture de l'aube. Ces pertes peuvent également être réduites en appliquant la transformation FSW la plus efficace au regard des résultats des Tableaux 5.3 aux deux extrémités et non plus seulement au bout de l'aube. La combinaison de paramètres retenue est celle fournissant le meilleur rendement, à savoir $(\delta, \varphi) = (74.4\%, 30°)$. Pour pouvoir appliquer cette transformation aux deux extrémités de manière symétrique (configuration s'avérant être la plus performante), la valeur de δ est réduite à 50% *span*. On obtient ainsi la nouvelle géométrie de la Figure 5.9. Les caractéristiques de cette géométrie sont fournies à la Figure 5.10. Les points de design sont comme précédemment représentés avec des carrés pleins et le dernier point des caractéristiques représente le point de décrochage.

Comme rappel, la différence entre le point de design et le point de décrochage est définie comme la marge de stabilité. Les performances des deux géométries sont identiques au regard des coefficients de pression sur toute la plage d'opération mais la géométrie transformée permet d'obtenir un meilleur rendement autour du point de design. Les valeurs prises au point de design de la géométrie initiale sont données au Tableau 5.4.



(a) (b)

Figure 5.9 Visualisation de la géométrie de la transformations FSW



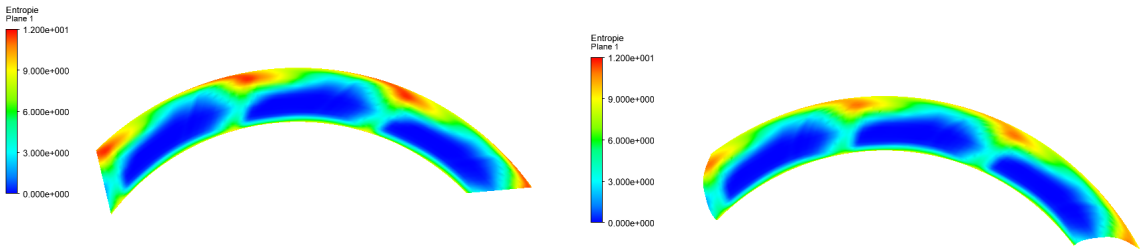
(a) Coefficient de pression total-à-total (b) Rendement isentropique total-à-total

Figure 5.10 Caractéristiques du CCR avec la transformation FSW symétrique

Tableau 5.4 Résultats du FSW symétrique

Ψ_{TT}	η_{TT}	$\Delta\ (kg.s^{-1})$
3.94	88.37%	0.0434

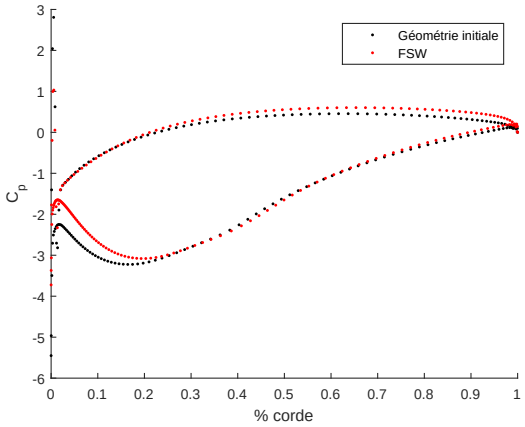
On peut constater à la Figure 5.11, comparant les contours d'entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif initial et transformé, que la transformation FSW permet bien d'obtenir une réduction des pertes de jeu mais aussi des pertes au moyeu (*hub*) avec des régions de haute entropie près du carter et du moyeu qui sont moins prononcées en amplitude.



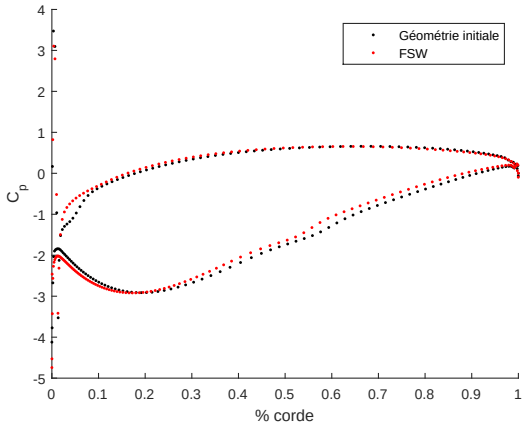
(a) Géométrie initiale (b) Transformation FSW

Figure 5.11 Comparaison au point de design des contours d'entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif pour les géométries initiale et transformée

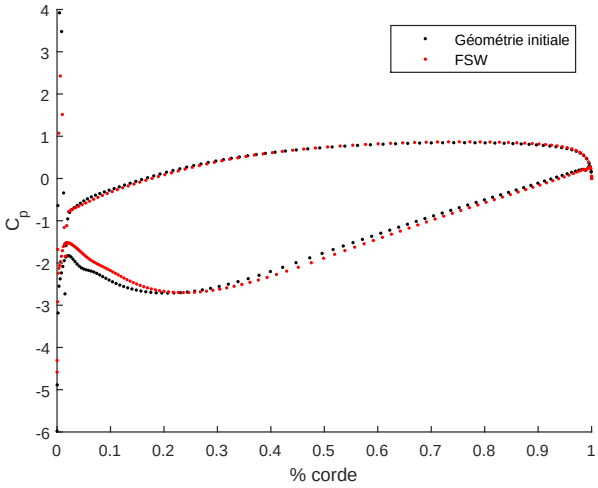
L'augmentation du rendement se fait également par redistribution du chargement et des pertes sur l'aube. C'est ce qu'il est possible d'observer à la Figure 5.12 comparant le chargement sur l'aube (différence de pression statique entre l'intrados et l'extrados) de la géométrie originale et de celle transformée à différentes envergures. Les Figures 5.12a et 5.12c montrent en effet une diminution du chargement sur l'intrados au bord d'attaque de l'aube près du carter et du moyeu. La Figure 5.12b montre quant à elle que le chargement est légèrement augmenté au bord d'attaque à la mi-envergure, soit donc dans la zone de courbure du FSW. Ces résultats viennent appuyer ce que rapportaient Vad (2008) ou encore Sasaki and Breugelmans (1998).



(a) 5% *span*



(b) 50% *span*



(c) 95% *span*

Figure 5.12 Comparaison des chargements des aubes du rotor contra-rotatif original et transformé à différents *span* au point de design | Transformation FSW

L'augmentation de la marge de décrochage est également liée à la réduction de l'écoulement de jeu. C'est ce qu'on peut constater Figure 5.14 en comparant les contours d'entropie au jeu d'aube. Ces contours sont tout deux obtenus au débit massique du point de décrochage de la géométrie initiale. L'écoulement de jeu est nettement affaibli par la transformation FSW comme en atteste la position plus en aval de son interface avec l'écoulement incident, retardant ainsi le décrochage du rotor en se basant sur le critère de Vo et al. (2008).

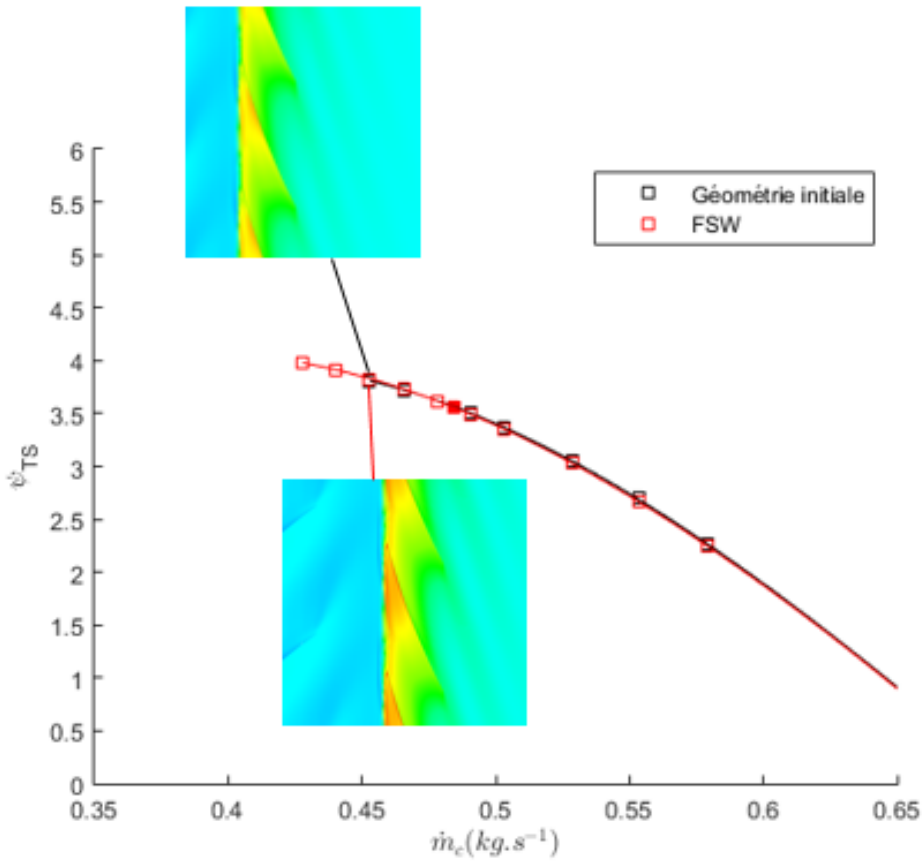
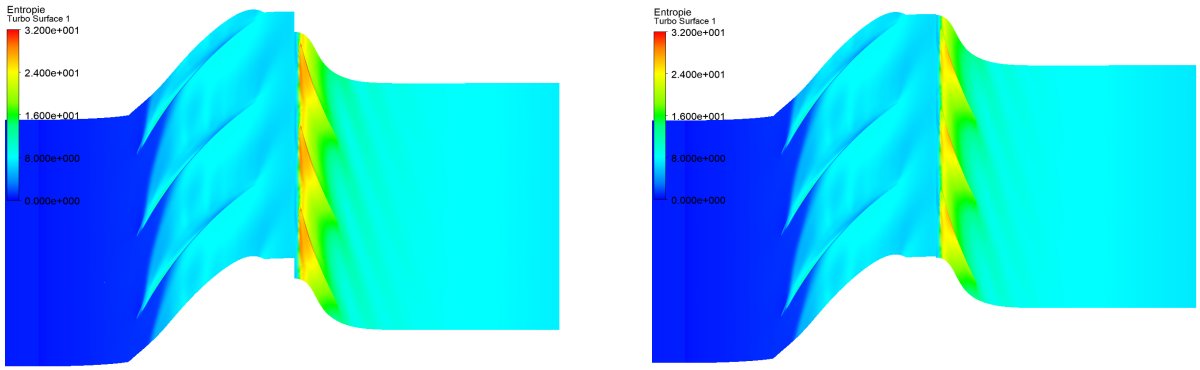


Figure 5.13 Coefficient de pression total-à-statique du CCR avec la transformation FSW symétrique



(a) Géométrie initiale (b) Transformation FSW

Figure 5.14 Comparaison au débit massique du point de décrochage de la géométrie initiale des contours d'entropie au bout d'aube pour les designs original et transformé

Pour résumer, cette configuration permet d'obtenir une augmentation du rendement d'environ 0.5% et une hausse de la marge de décrochage de l'ordre de 30%.

Transformation D

Comme cela avait déjà été mentionné, la transformation diédrale peut se faire dans deux directions : vers l'extrados ou vers l'intrados de l'aube. À la différence du *sweep*, le consensus est faible dans la littérature sur les effets de chacune des directions, bien que la transformation D+ soit plus souvent privilégiée. C'est donc cette transformation qui a tout d'abord été envisagée. Cependant, ses effets se sont avérés négatifs comme on peut le voir à la Figure 5.15 donnant les contours d'entropie au jeu d'aube du rotor contra-rotatif au point de design pour un couplet $(\varphi, \delta) = (30°, 47.6\%)$. On constate que, dès le point de design, le rotor est presque décroché en se basant sur le critère du décrochage *spike* (contours d'entropie au *tip* débordant sur l'aube suivante). En plus de réduire significativement la marge de décrochage, cette transformation tend également à réduire très légèrement le rendement, de l'ordre de 0.5%.

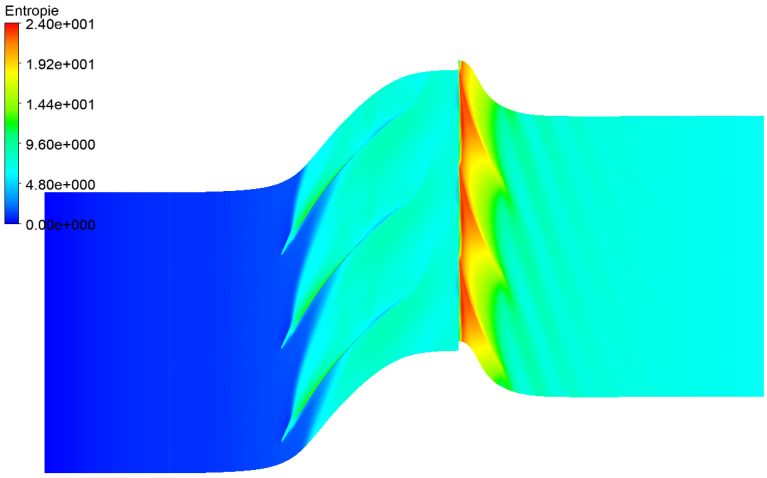


Figure 5.15 Contours d'entropie au bout d'aube pour la transformation D+ au point de design

Dans le cas du CCR considéré ici, il s'avère que la transformation D- permet d'obtenir de meilleurs résultats. Comme pour la transformation FSW, trois angles φ sont testés, $[20, 25, 30](°)$, et pour chaque trois hauteurs δ, $[47.6, 71.43, 100](\%$ span). Les résultats obtenus sont fournis au Tableau 5.5, toujours en termes de rendement isentropique et coefficient de pression total-à-total au point de design, et marge de décrochage.

Tableau 5.5 Résultats de la transformation D- pour différentes configurations

		δ (% *Span*)		
		47.6	71.4	100
φ (°)	20	3.99	3.99	3.98
	25	3.99	3.98	3.97
	30	3.98	3.97	3.97

(a) Coefficient de pression total-à-total au point de design

		δ (% *Span*)		
		47.6	71.4	100
φ (°)	20	87.93	87.84	87.62
	25	87.95	87.79	87.41
	30	87.85	87.62	87.72

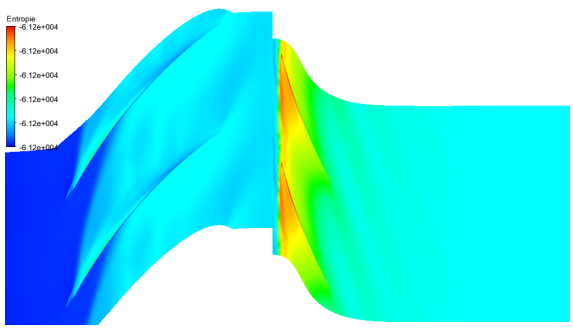
(b) Rendement au point de design

		δ (% *Span*)		
		47.6	71.4	100
φ (°)	20	0.0434	0.0559	0.0559
	25	0.0559	0.0687	0.0687
	30	0.0559	0.0559	0.0559

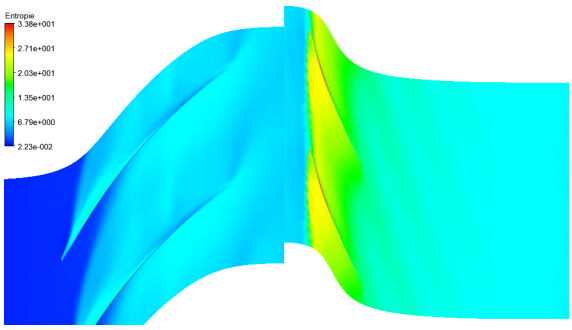
(c) Marge de stabilité

On constate que cette transformation tend à réduire légèrement le rendement mais augmente significativement la marge de stabilité comme le montre la Figure 5.16 : le critère de décrochage *spike* est encore loin d'être rencontré au point de décrochage du design initial. La meilleure combinaison de paramètres serait donc ici $(\varphi, \delta) = (25°, 71.43\%)$, permettant d'obtenir une marge de décrochage significativement plus importante tout en ne sacrifiant que très peu le rendement. La géométrie ainsi obtenue est présentée à la Figure 5.17 et les caractéristiques complètes sont données à la Figure 5.18.

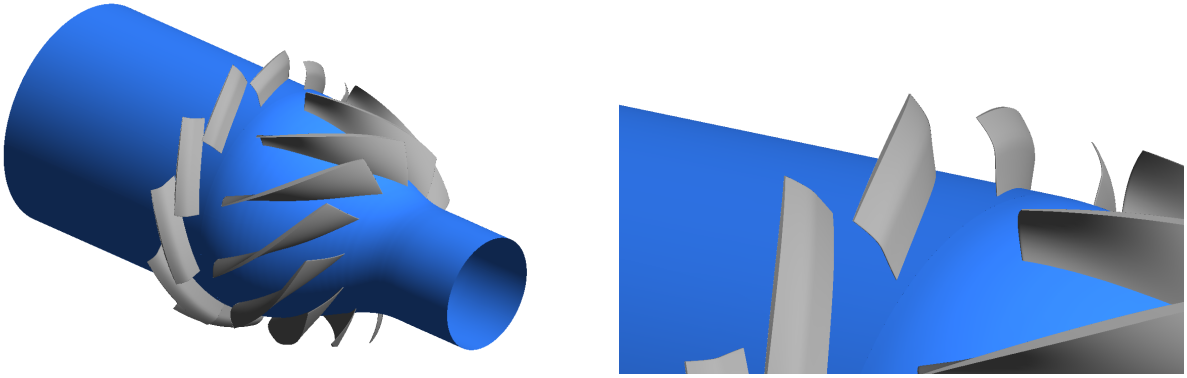
Figure 5.16 Comparaison au débit massique du point de décrochage du design initial des contours d'entropie au bout d'aube



(a) Géométrie initiale

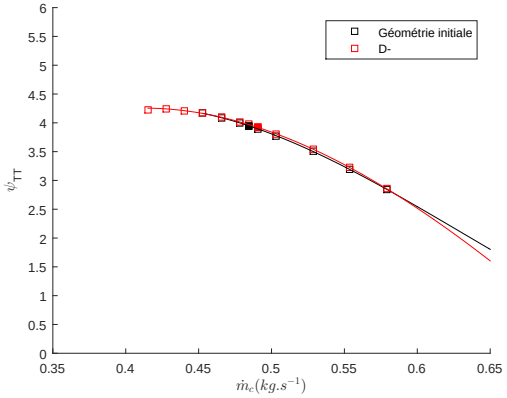


(b) Transformation D-

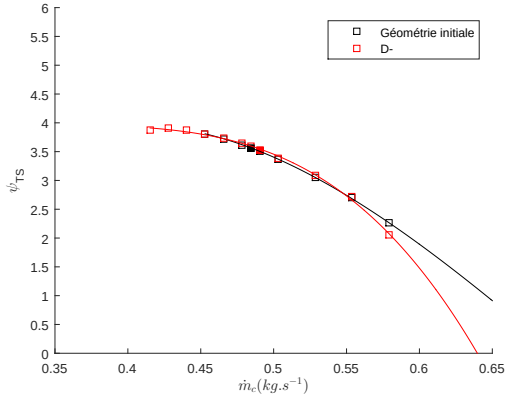


(c) (d)

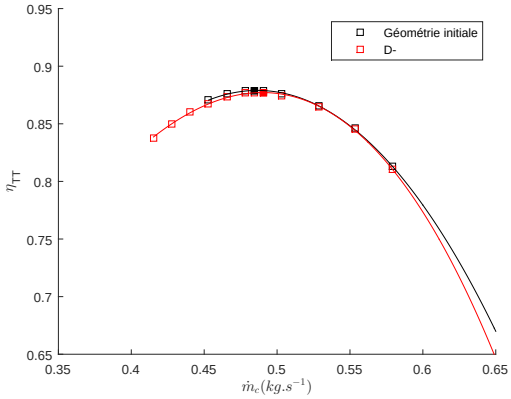
Figure 5.17 Visualisation de la géométrie de la transformation D-



(a) Coefficient de pression total-à-total



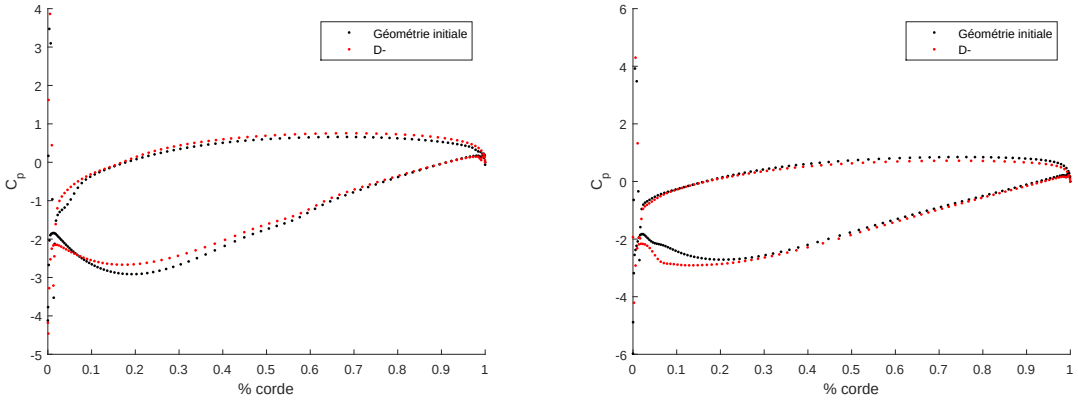
(b) Coefficient de pression total-à-statique



(c) Rendement isentropique total-à-total

Figure 5.18 Caractéristiques du CCR avec la transformation D-

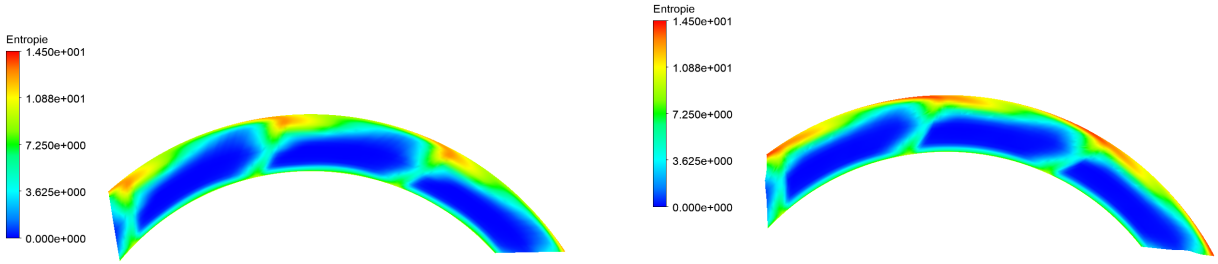
La diminution du rendement est causée par l'augmentation du chargement au bout de l'aube. C'est ce qu'on peut voir à la Figure 5.19 : le chargement est augmenté sur l'extrados au bord d'attaque du bout de l'aube tandis qu'il est légèrement réduit au bord d'attaque du *midspan*, correspondant au lieu de courbure de la transformation.



(a) 5% *span* (b) 95% *span*

Figure 5.19 Chargement des aubes du rotor contra-rotatif à différentes envergures pour la transformation D-

L'augmentation du chargement au bout de l'aube semble aussi être responsable de l'augmentation des pertes visibles à la Figure 5.20. Les régions de haute entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif près du carter sont plus prononcées en amplitude et aussi davantage étalés sur la circonférence après la transformation D-.



(a) Géométrie initiale (b) Transformation D-

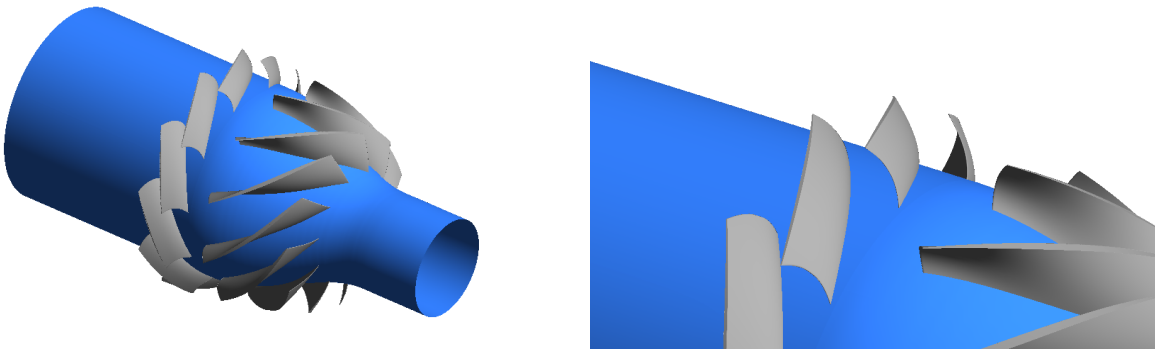
Figure 5.20 Comparaison au point de design des contours d'entropie au bord de fuite du rotor contra-rotatif pour la transformation D-

Pour résumer, cette configuration pour la transformation D- permet de plus que doubler la

marge de décrochage mais au prix d'une faible diminution du rendement, de l'ordre de 0.1%.

Transformation FSK-

Comme montré à la Figure 5.6, la transformation SK est une combinaison des deux précédentes transformations. Pour cette dernière, on choisit donc de retenir le couple (φ, δ) le plus efficace pour la transformation FSW et D-. La transformation ainsi obtenue est appelée FSK-. On choisit également de donner à chacune une contribution *a piori* équivalente, se traduisant par l'utilisation d'un angle $\theta = 45°$ en se référant à la Figure 5.6c. On obtient ainsi la géométrie de la Figure 5.21.



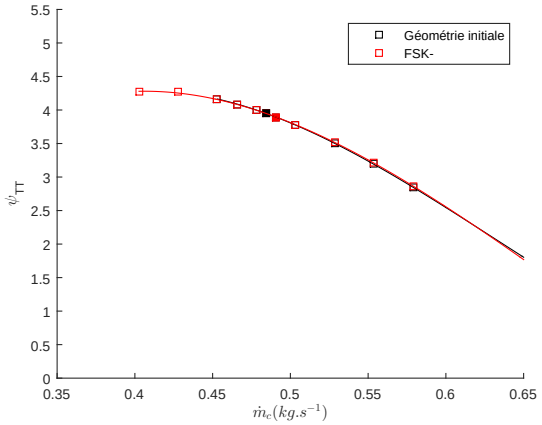
(a) (b)

Figure 5.21 Visualisation de la géométrie de la transformation FSK-

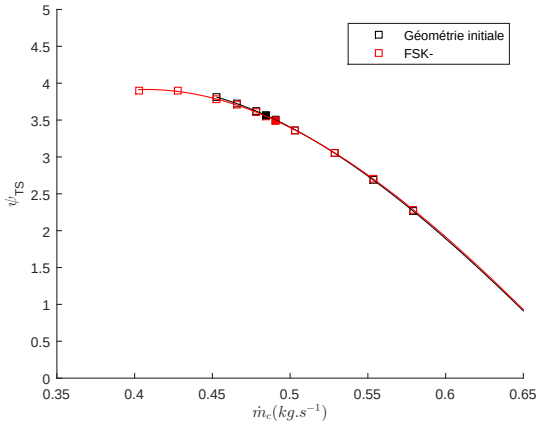
Avec cette transformation on obtient les performances du Tableau 5.6 et les cartes caractéristiques à la Figure 5.22. Comme pour la transformation D- on constate une légère diminution de du rendement et un coefficient de pression *quasi* inchangé. En revanche, la marge de décrochage du compresseur est encore une fois augmentée.

Tableau 5.6 Résultat de la transformation FSK- au point de design

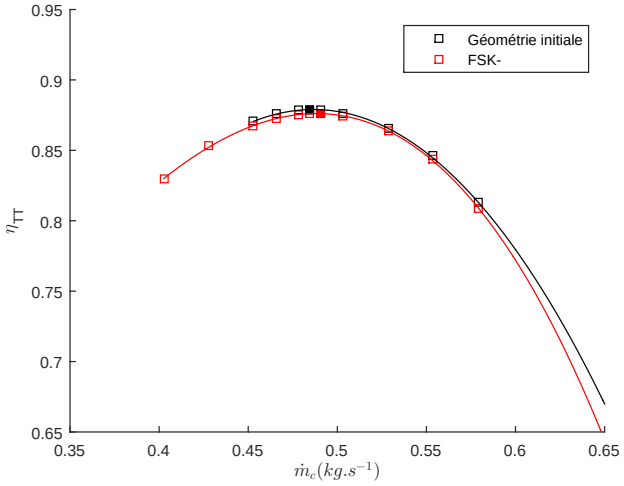
	η_{TT}	Ψ_{TT}	$\Delta\ (kg.s^{-1})$
Initial	87.86%	3.95	0.0309
FSK-	87.58%	3.89	0.0808



(a) Coefficient de pression total-à-total



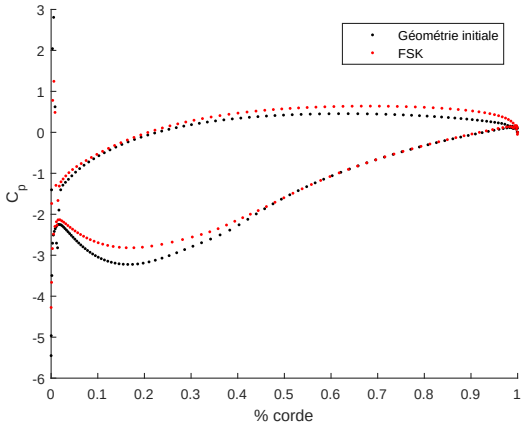
(b) Coefficient de pression total-à-statique



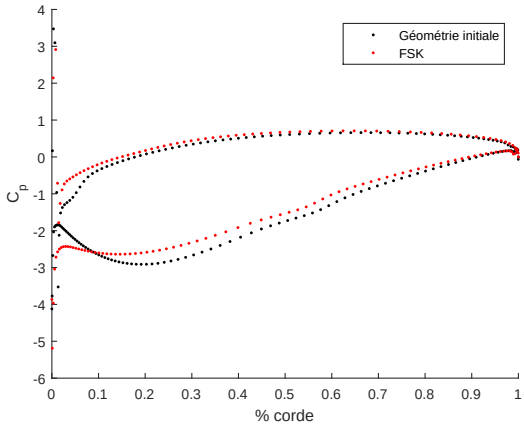
(c) Rendement isentropique total-à-total

Figure 5.22 Caractéristiques du CCR avec la transformation FSK-

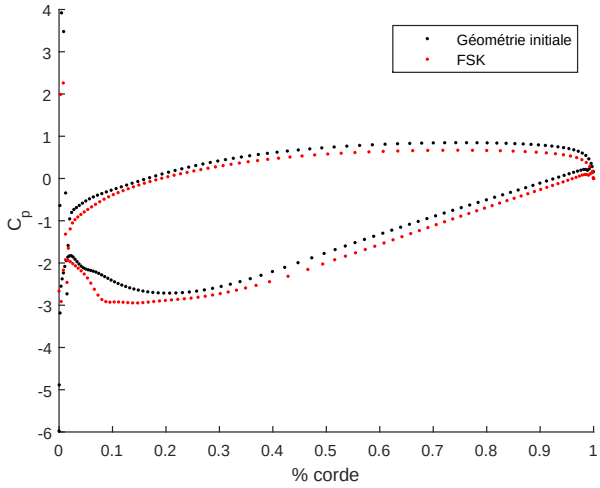
La diminution de l'efficacité provient de la contribution de la transformation D-. On peut en effet constater à la Figure 5.23 une augmentation du chargement au bord d'attaque du *tip* du rotor contra-rotatif et un déchargement au *midspan* comme c'est le cas pour la transformation D-. On peut également observer la contribution du FSW à l'emplanture de l'aube où le chargement est en revanche réduit.



(a) 5% *span*



(b) 50% *span*



(c) 95% *span*

Figure 5.23 Chargement des aubes du rotor contra-rotatif à différents *span* | Transformation FSK-

Pour résumer, la transformation FSK- permet d'augmenter de 130% la marge de décrochage en sacrifiant environ 0.3% de rendement.

Finalement, il apparaît que les modifications de la ligne d'empilement permettent d'augmenter significativement la marge de décrochage sans influencer le rapport de pression. Le rendement est quant à lui légèrement affecté, positivement par la transformation FSW et négativement par les transformations D- et FSK-. Le Tableau 5.7 récapitule les effets de chaque transformation par rapport au design initial.

Tableau 5.7 Récapitulatif de l'influence des transformations FSW, D- et FSK- sur les performances du CCR

	Ψ_{TT}	η_{TT}	Δ $(kg.s^{-1})$
Initial	3.95	87.86%	0.0309
FSW	3.94	88.37%	0.0434
D-	3.98	87.79%	0.0687
FSK-	3.89	87.58%	0.0808

Les transformation de la géométrie à privilégier pour augmenter la marge de stabilité tout en gagnant en rendement seraient donc principalement le FSW et, si possible, une réduction du jeu d'aube.

CHAPITRE 6 CONCLUSION

6.1 Synthèse des travaux

Une étude comparative a été menée pour évaluer la performance d'un nouveau concept de compresseur non-axial contra-rotatif. Cette étude, basée sur la comparaison du compresseur mixte contra-rotatif et de son équivalent conventionnel a été réalisée numériquement et a permis de faire ressortir les points suivants :

- Les performances du CCR dépassent celles du CC, aussi bien en termes d'augmentation de pression, de rendement que de marge de stabilité. Son augmentation de pression totale est deux fois plus élevée tout en bénéficiant d'un rendement légèrement supérieur.
- Les modes de décrochage diffèrent selon la configuration, le CCR rencontrant les critères d'un décrochage *spike* tandis que le CC rencontre les critères d'un décrochage *modal*.
- Les simulations *full annulus* permettent de valider les critères utilisées pour déterminer le point de décrochage et le type d'amorce au décrochage faite avec les simulations CFD en régime permanent à unique passage d'aube.
- Le rotor contra-rotatif est le premier rotor à décrocher pour le CCR. Le décrochage du CCR est initié par le débordement au bord d'attaque de l'écoulement de jeu d'aube du second rotor. Le décrochage du CC est en revanche principalement provoqué par le développement d'une large zone de décollement sur la moitié inférieure de l'aube causant une pente nulle de la caractéristique de pression total-à-statique du compresseur.

Des possibilités d'amélioration ont également été étudiés. Il apparaît suite à cette étude que :

- La taille du jeu d'aube à une forte influence sur les performances du compresseur. Les réduire permet d'augmenter significativement le rendement et la marge de décrochage.
- La transformation FSW permet d'améliorer légèrement le rendement et de manière significative la stabilité du compresseur.
- La transformation D- permet d'améliorer significativement la marge de stabilité au détriment d'une légère diminution de l'efficacité.
- La transformation FSK- permet d'augmenter encore davantage la marge de stabilité, passant d'un décrochage *spike* à un décrochage *modal*. Ce gain en stabilité se fait au prix d'une légère diminution du rendement.

6.2 Limitations de la solution proposée et améliorations futures

La principale limite des résultats présentés dans ce mémoire réside dans l'absence de résultats expérimentaux qui auraient permis de valider les calculs CFD. Un banc d'essai avait été réalisé mais ce dernier a subit des dommages suite une erreur d'assemblage empêchant d'effectuer les tests expérimentaux prévus. La validation numérique des critères de décrochage peut également être améliorée en modélisant de manière plus réaliste la condition de limite de sortie par l'utilisation d'une condition de type *throttle boundary condition*.

Par ailleurs, les effets des propositions d'amélioration faites dépendent fortement de l'aube considérée. Ainsi, bien que les propositions soient faites pour donner des pistes à de futurs designs, ces dernières n'auront peut-être pas les mêmes effets que ceux décrits ici. C'est en particulier vrai pour les modifications de la ligne d'empilement et notamment les transformations D- et FSK- pour lesquelles aucun consensus réel sur les effets, bénéfiques+ ou non, n'émergent dans la littérature.

Ces leçons seront appliquées dans le design d'un compresseur centrifuge contra-rotatif.

RÉFÉRENCES

A. Alexiou, I. Roumeliotis, N. Aretakis, A. Tsalavoutas, et K. Mathioudakis, "Modeling Contra-Rotating Turbomachinery Components for Engine Performance Simulations : The Geared Turbofan With Contra-Rotating Core Case", *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, vol. 134, 2012. DOI : 10.1115/1.4007197

F. Ashrafi, M. Michaud, et H. D. Vo, "Delay of Rotating Stall in Compressors Using Plasma Actuators", *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 138, 2016. DOI : 10.1115/1.4032840

M. A. Bennington, J. D. Cameron, S. C. Morris, et C. P. Gendrich, "Over Rotor Casing Surface Streak Measurement in a High Speed Axial Compressor", dans *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007*, Montreal, Canada, Mai 2007.

T. R. Camp et I. J. Day, "A study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor", *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 120, pp. 393–401, 1998.

H. Chang, F. Zhu, D. Jin, et X. Gui, "Effect of Blade Sweep on Inlet Flow in Axial Compressor Cascades", *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 28, pp. 103–111, 2015.

J.-P. Chen, M. D. Hathaway, et G. P. Herrick, "Prestall Behaviour of a Transonic Axial Compressor Stage via Time-Accurate Numerical Simulation", *Journal of Turbomachinery*, vol. 130, 2008. DOI : 10.1115/1.2912968

Y. Y. Chen, B. Liu, Y. Xuan, et X. R. Xiang, "A Study of Speed Ratio Affecting the Performance of a Contra-Rotating Axial Compressor", dans *Proc. IMechE*, vol. 220, 2008, pp. 985–991. DOI : 10.1243/09544100JAERO364

I. J. Day, "Stall Inception in Axial Flow Compressors", *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 115, pp. 1–9, 1993.

A. Deppe, H. Saathoff, et U. Stark, "Spike-Type Stall Inception in Axial-Flow Compressors", dans *Proceedings of the 6th European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics*, Lille, France, Mars 2005.

N. Djeghri, H. D. Vo, et H. Yu, "Parametric Study for Lossless Casing Treatment on a Mixed-Flow Compressor Rotor", dans *Proceeding of ASME Turbo Expo 2015*, Montreal, Canada, Juin 2015.

L. Gao, X. Li, X. Feng, et B. Liu, “The Effect of Tip Clearance on the Performance of Contra-Rotating Compressor”, dans *Proceeding of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, Juin 2012.

L. Gao, X. Li, J. Xie, et B. Liu, “The Effect of Speed Ratio on the First Rotating Stall Stage in Contra-Rotating Compressor”, dans *Proceeding of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, Juin 2012.

L. Gao, R. Li, F. Miao, et Y. Cai, “Unsteady Investigation on Tip Flow Field and Rotating Stall in Counter-Rotating Axial Compressor”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 137, 2015. DOI : 10.1115/1.4029101

E. M. Greitzer et F. K. Moore, “A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems : Part II - Applications”, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 108, pp. 231–239, 1986.

C. Hah, J. Bergner, et H. Schiffer, “Short Length-Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor - Criteria and Mechanisms”, dans *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006*, Barcelona, Spain, Mai 2006.

R. D. Knapke, M. G. Turner, M. G. List, D. S. Galbraith, T. Beach, et A. A. Merchant, “Time Accurate Simulations of a Counter-Rotating Aspirated Compressor”, dans *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008 : Power for Land, Sea and Air*, Berlin, Germany, Juin 2008.

H. Liu, Y. Wang, S. Xian, et W. Hu, “Effect of Inlet Distorsion on the performance of axial transonic contra-rotating compressor”, *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 0, pp. 1–13, 2016. DOI : 10.11/0954410016670421

G. S. McNulty, J. J. Decket, B. F. Beacher, et S. A. Khalid, “The Impact of Forward Swept Rotors on Tip Clearance Flows in Subsonic Axial Compressors”, *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 126, pp. 445–454, 2004. DOI : 10.1115/1.1773852

M. Michaud *et al.*, “Rapport Technique : Banc d’essai de compresseur contrarotatif”, 2016.

M. Michaud, P. J. Milan, et H. D. Vo, “Low-Cost Rotating Experimentation in Compressor Aerodynamics Using Rapid Prototyping”, *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2016, 2016. DOI : 10.1155/2016/8518904

F. K. Moore, “A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors : Part I – Small

Distrurbances", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 106, pp. 313–320, 1984.

S. Nagano, H. Takata, et Y. Macmida, "Dynamic Performance of Stalled Blade Flow", *Bulletin of JSME*, vol. 11, 1971.

D. S. Pundhir et P. B. Sharma, "A Study of Aerodynamic Performance of a Contra-Rotating Axial Compressor Stage", *Defence Science Journal*, vol. 42, pp. 191–199, Juil. 1992.

T. Sasaki et F. Breugelmans, "Comparison of Sweep and Dihedral Effects on Compressor Cascade Performance", *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 120, pp. 454–463, 1998.

P. B. Sharma et A. Adekoya, "A review of recent research on contra-rotating axial flow compressor stage", dans *International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition*, Birmingham, UK, Juin 1996.

P. B. Sharma, Y. P. Jain, N. K. Jha, et B. B. Khanna, "Stalling Behaviour of a Contra-Rotating Stage", dans *7th International Symposium on Air Breathing Engines*, 1985.

P. B. Sharma, Y. P. Jain, et D. Pundhir, "A Study of Some Factor Affecting the Performance of a Contra-Rotating Axial Compressor Stage", dans *Proc. Instn Mech. Engrs.*, vol. 202, no. A1, London, UK, 1988, pp. 15–21.

S. Sun, S. Wang, et S. Chen, "Aerodynamic Design and Analysis of a Two-Stage High-Load Low-Reaction Transonic Aspirated Counter-Rotating Compressor", dans *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017*, Montreal, Canada, Juin 2017.

J. Vad, "Aerodynamic Effects of Blade Sweep and Skew in Low-Speed Axial Flow Rotors at the Design Flow Rate : an Overview", dans *Proc. IMechE, J. Power and Energy*, vol. 222, 2008. DOI : 10.1243/09576509JPE471

D. E. Van Zante, A. J. S. ans J. R. Wood, M. D. Hathaway, et T. H. Okiishi, "Recommendations for Achieving Accurate Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressors Rotors", dans *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*, June 1999.

H. D. Vo, C. S. Tan, et E. M. Greitzer, "Criteria for Spike Initiated Rotating Stall", *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 130, 2008. DOI : 10.1115/1.2750674

A. R. Wadia, C. Hah, et D. Rabe, "The Impact of Forward Sweep on Tip Clearance Flows in Transonic Compressors", dans *24th Internationa Congress of the Aeronautical Sciences*,

2004.

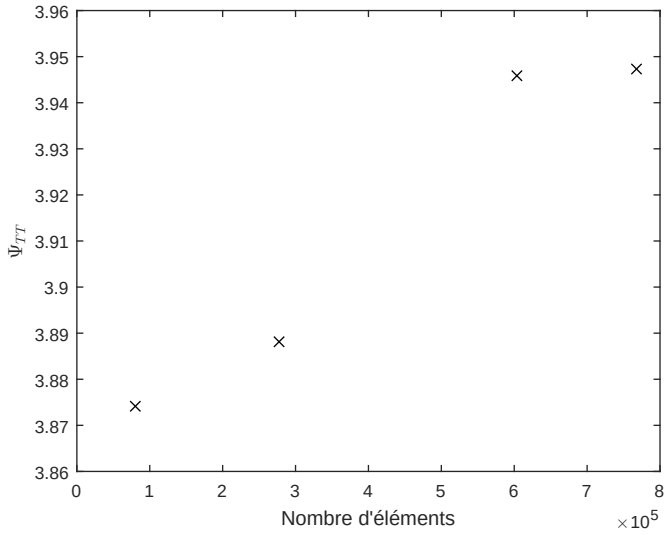
Y. Wang, W. Chen, C. Wu, et S. Ren, “Effects of Tip Clearance Size on the Performance and Tip Leakage Vortex in Dual-Rows Counter-Rotating Compressor”, *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 229, pp. 1953–1965, 2014. DOI : 10.1177/0954410014562483

Z. Wang, W. Yuan, Q. Li, et Y. Lu, “An Unsteady Numerical Investigation on the Hysteresis Loop of a Counter-Rotating Compressor”, dans *Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2011*, Denver, Colorado, USA, Nov. 2011.

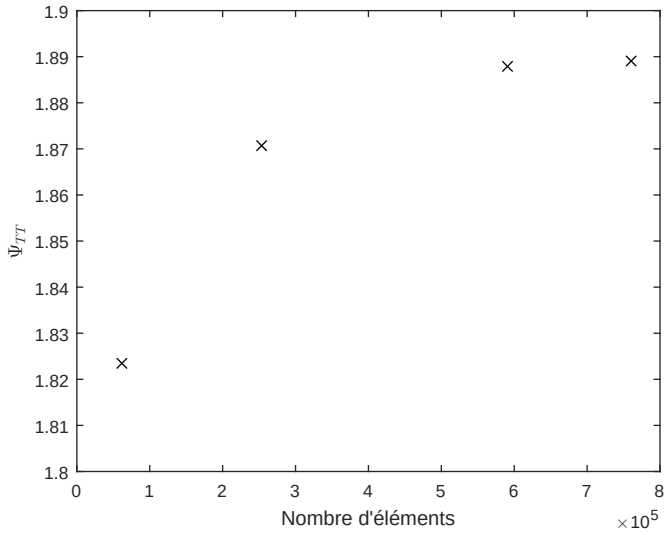
Z. Wang, W. Yuan, Q. Li, et Y. Lu, “Experimental Investgation on the Stall Inception of a Counter-Rotating Compressor”, dans *Proceeding of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, Juin 2012.

ANNEXE A ÉTUDE DU MAILLAGE

Cette annexe présente la convergence du maillage justifiant le nombre de mailles utilisé à la section 4.



(a) CCR

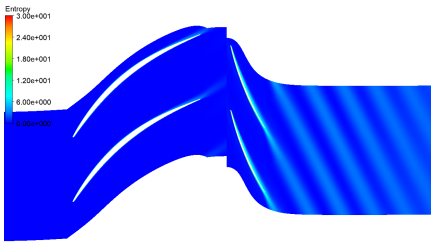


(b) CC

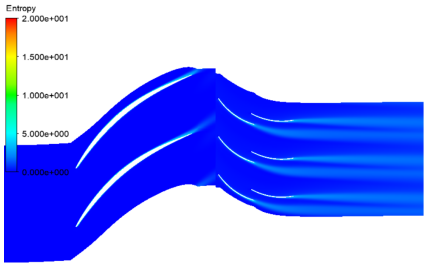
Figure A.1 Convergence du maillage

ANNEXE B VISUALISATIONS DE L'ÉCOULEMENT POUR LE DESIGN INITIAL

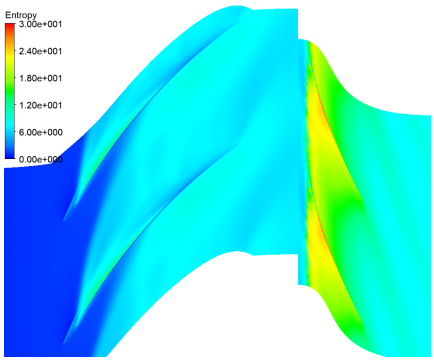
Cette annexe fournit, en plus de celles déjà présentées à la section 4, des visualisations de l'écoulement dans le compresseur. La Figure B.1 montre les contours d'entropie à mi-envergure ainsi qu'au bout d'aube des configurations CCR et CC au débit massique de leur point de design respectif. La Figure B.2 montre quant à elle l'évolution des zones de décollements sur les aubes lorsque le débit massique diminue (depuis un débit massique supérieur au débit massique de design vers un débit inférieur au débit massique du point de décrochage). Les zones de décollements sont repérées grâce au cisaillement axial pris dans un intervalle autour de zéro de sorte à ne représenter que les valeurs positives et négatives, les valeurs négatives étant significatives d'un décollement de couche limite. Enfin, la Figure B.3 montre cette même évolution mais avec les contours d'entropie pris à l'envergure pour laquelle la bulle de décollement est la plus large de sorte à constater l'effet dudit décollement sur la couche limite.



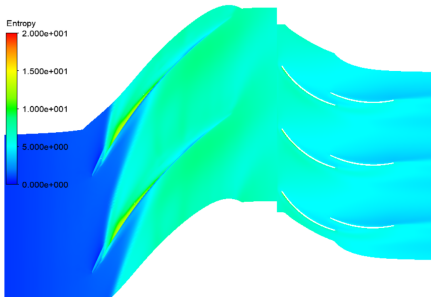
(a) Configuration CCR | 50% *Span*



(b) Configuration CC | 50% *Span*

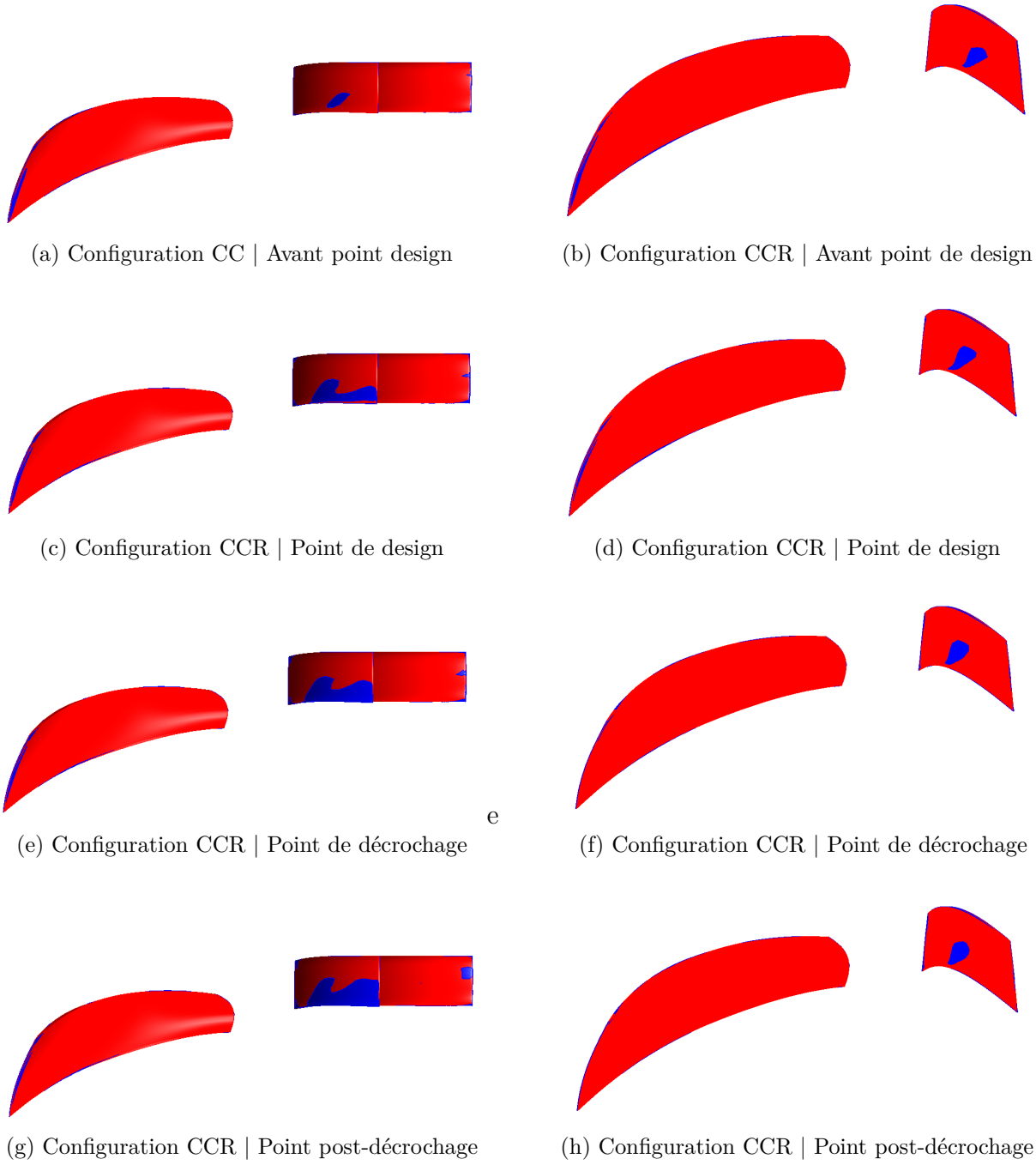


(c) Configuration CCR | 99% *Span*



(d) Configuration CC | 99% *Span*

Figure B.1 Contours d'entropie au point de design | Direction *Spanwise*



(a) Configuration CC | Avant point design

(b) Configuration CCR | Avant point de design

(c) Configuration CCR | Point de design

(d) Configuration CCR | Point de design

(e) Configuration CCR | Point de décrochage

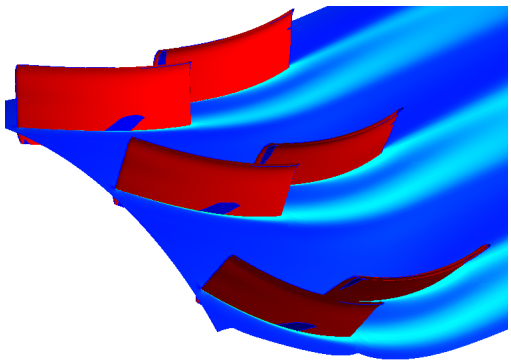
e

(f) Configuration CCR | Point de décrochage

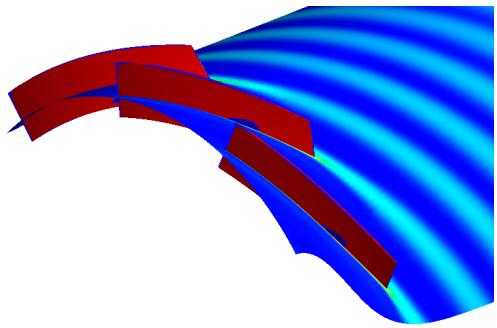
(g) Configuration CCR | Point post-décrochage

(h) Configuration CCR | Point post-décrochage

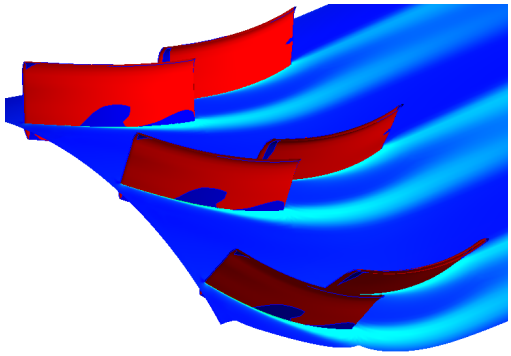
Figure B.2 Visualisations des zones de décollement



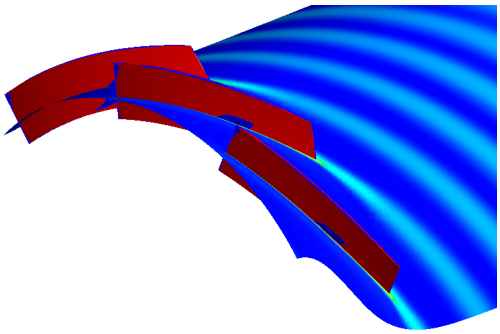
(a) Configuration CC | Avant le point design



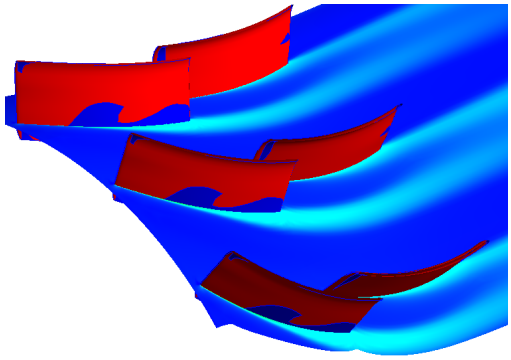
(b) Configuration CC | Avant le point design



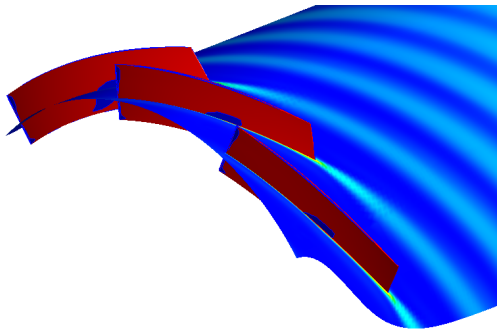
(c) Configuration CC | Point de design



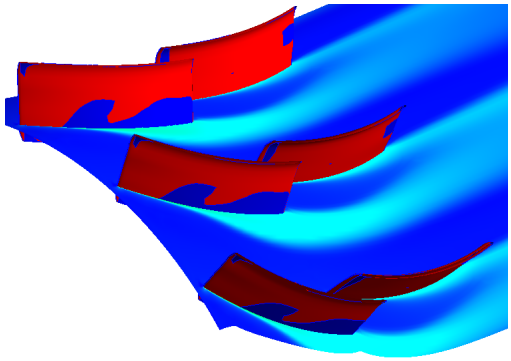
(d) Configuration CC | Point de design



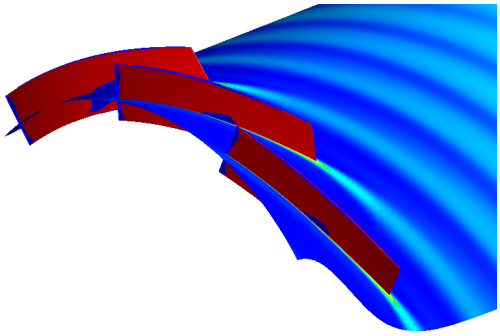
(e) Configuration CC | Point de décrochage



(f) Configuration CC | Point de décrochage



(g) Configuration CC | Point post-décrochage

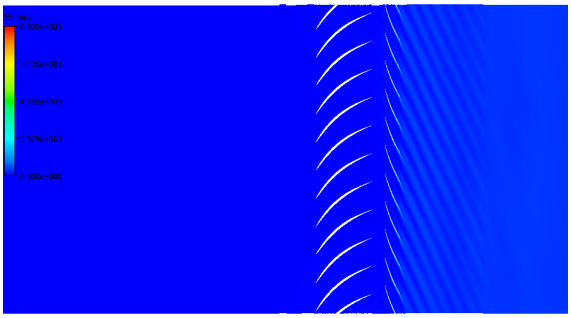


(h) Configuration CC | Point post-décrochage

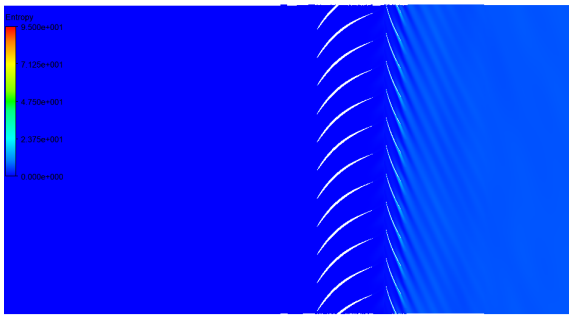
Figure B.3 Visualisations des zones de décollement

ANNEXE C ANALYSE DU DÉCROCHAGE

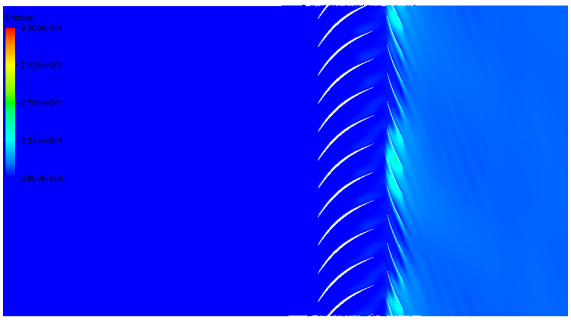
Une analyse plus approfondie des mécanismes intervenant lors du décrochage est fournie ici. Comme on avait pu le constater aux Figures 4.8 et 4.9, le *spike* couvre environ 3 passages d'aube et se produit après 12 révolutions du rotor. Le *spike* se développe ensuite en une cellule de décrochage après 5 à 6 révolutions comme on peut le voir à la Figure C.4.



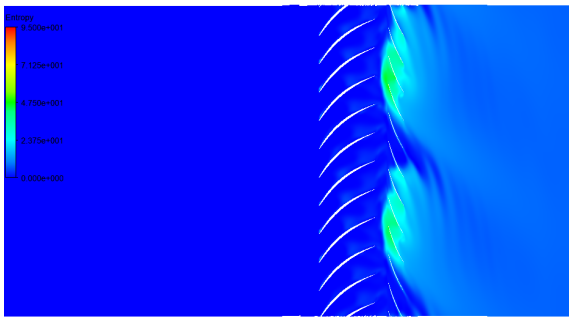
(a) CCR | $t = 2.4$ rev



(b) CCR | $t = 14.4$ rev



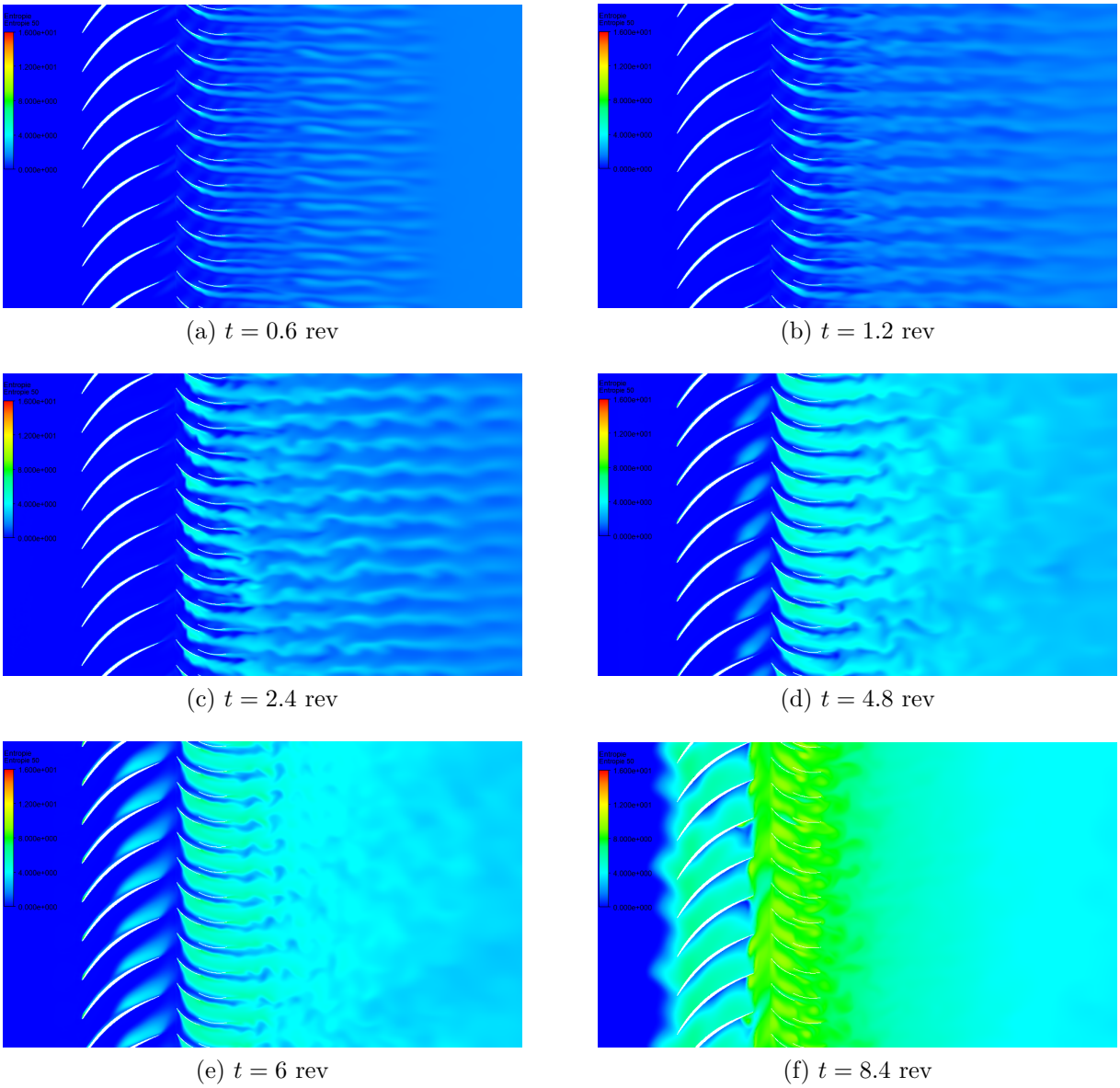
(c) CCR | $t = 18$ rev



(d) CCR | $t = 18.6$ rev

Figure C.1 Évolution des contours d'entropie lors du décrochage dans le CCR à mi-envergure

La perturbation modale amorçant le décrochage du CC présente quant à elle une longueur d'onde d'environ la circonférence du compresseur et se produit après 1.2 révolutions. Le décrochage profond du compresseur apparaît après environ 9 révolutions comme le montre la Figure C.2



(a) $t = 0.6$ rev (b) $t = 1.2$ rev

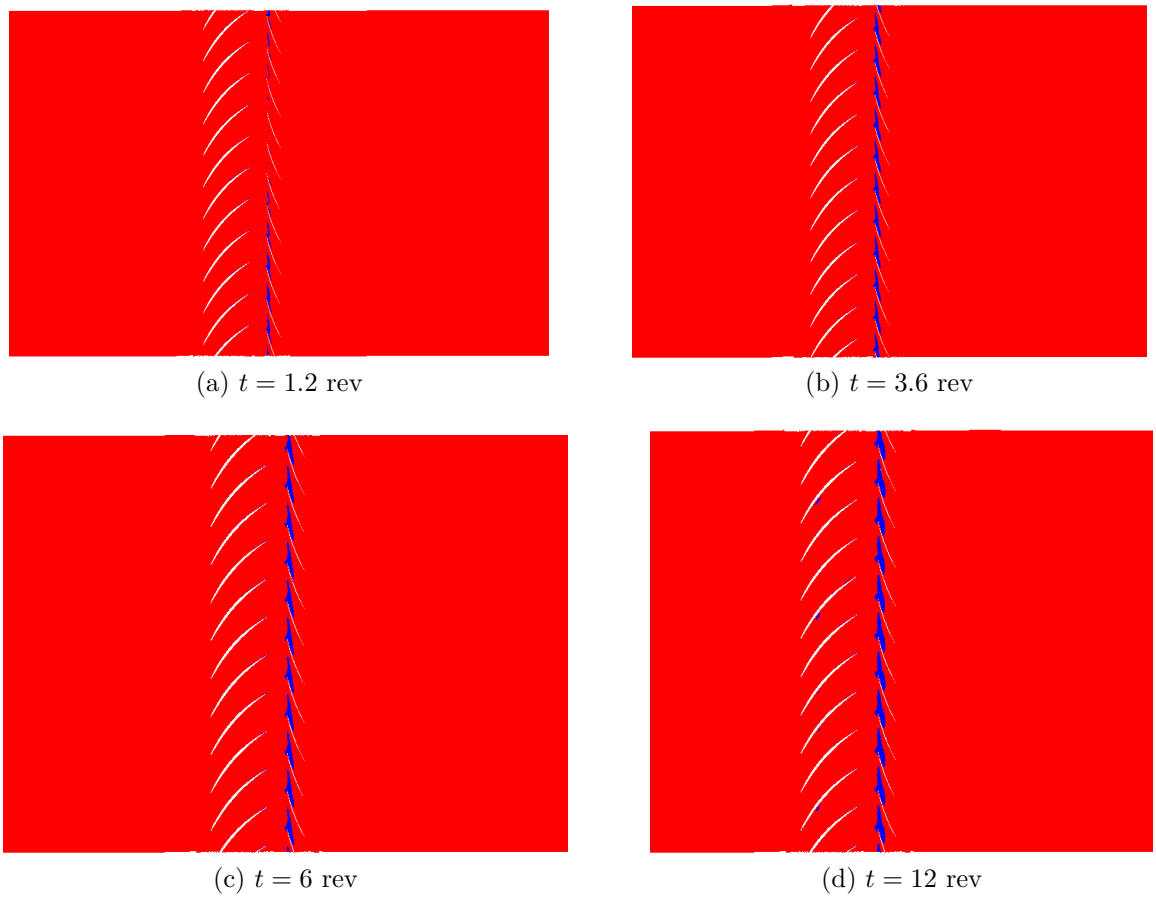
(c) $t = 2.4$ rev (d) $t = 4.8$ rev

(e) $t = 6$ rev (f) $t = 8.4$ rev

Figure C.2 Évolution de la zone de blocage à la mi-envergure du CC

La chute du débit massique dans le CCR peut s'expliquer par le développement d'une zone de blocage au jeu d'aube du rotor contra-rotatif. C'est ce qu'on peut observer à la Figure C.3 représentant les contours de vitesse à 95% *span*. Les contours sont choisis de sorte à ne représenter que l'écoulement dans la direction axiale (rouge) et les renversements de l'écoulement (bleu) correspondant à la cellule de blocage. Les contours sont représentés à 95% *span* entre l'amorce du décrochage ($t = 1.2$ rev) et juste avant la chute brusque du débit massique ($t = 12$ rev) pour constater le développement de la cellule dans la direction anti-radiale.

Une fois le blocage trop important, le débit massique chute brutalement et l'écoulement se détruit.

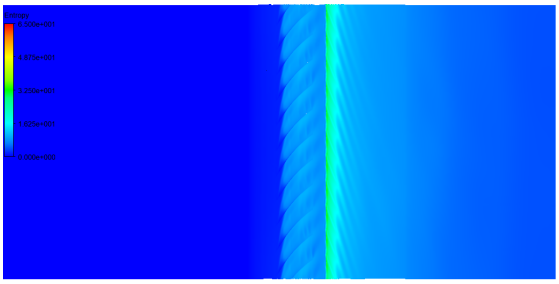


(a) $t = 1.2$ rev (b) $t = 3.6$ rev

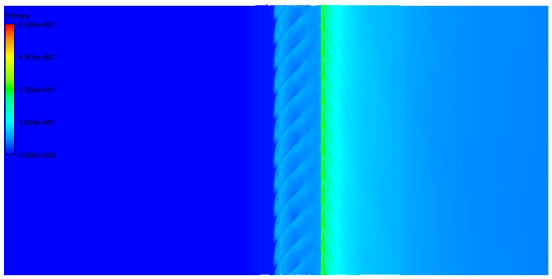
(c) $t = 6$ rev (d) $t = 12$ rev

Figure C.3 Évolution de la zone de blocage au bout de l'aube du CCR

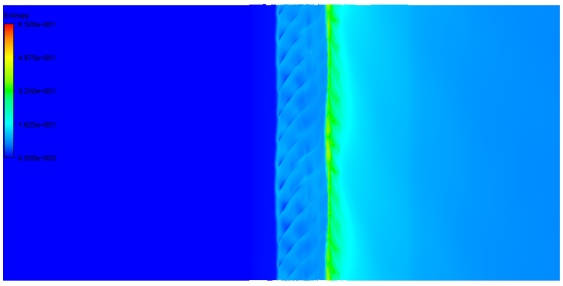
On peut également constater que la chute du débit massique augmente peu à peu l'importance de l'écoulement de jeu du rotor mixte. Au temps $t = 17.4$ rev, soit donc peut de temps avant que le débit ne deviennent nul, l'écoulement de jeu du rotor mixte commence à déborder d'une aube à l'autre. Dès lors que ce débordement devient prépondérant, on constate la destruction de l'écoulement dans le compresseur comme le montre la Figure C.4d pour le temps $t = 18.6$ rev. Cependant, comme déjà précisé, la validité physique des résultats au delà de $t = 16$ rev est discutable.



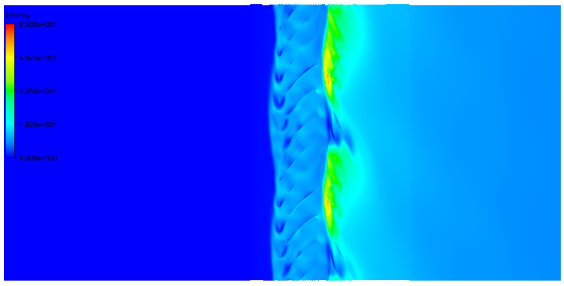
(a) CCR | $t = 2.4$ rev



(b) CCR | $t = 14.4$ rev



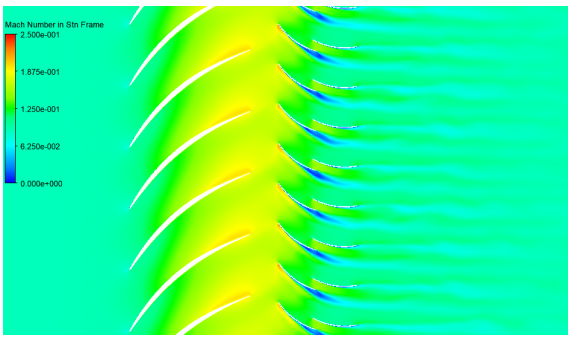
(c) CCR | $t = 18$ rev



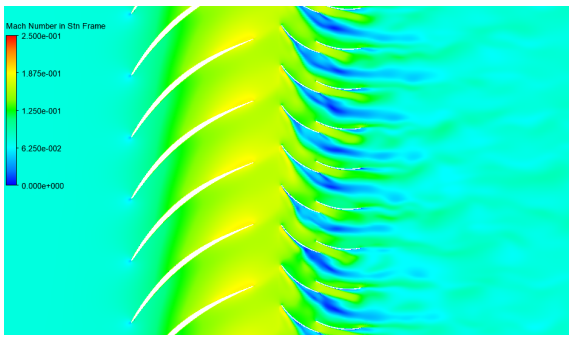
(d) CCR | $t = 18.6$ rev

Figure C.4 Évolution des contours d'entropie au bout de l'aube lors du décrochage dans le CCR

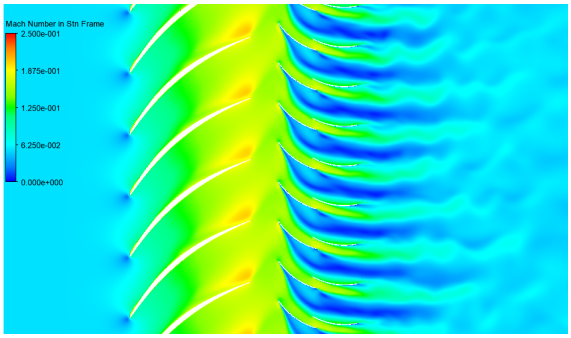
L'origine du décrochage du CC si situe quant à elle majoritairement dans le développement de la zone de décollement sur l'extrados de la première aube du stator tandem déjà observée à la Figure 4.7. Comme on peut le voir à Figure C.5, ce décollement se développe pendant le décrochage et c'est le développement de cette zone de décollement qui engendre majoritairement la chute constante du débit massique qu'on pouvait observer à la Figure 4.8b.



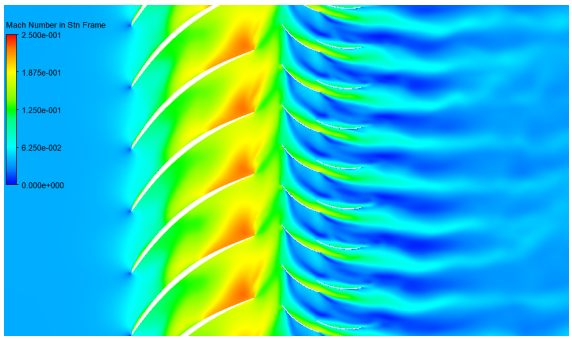
(a) $t = 1.2$ rev



(b) $t = 3.6$ rev



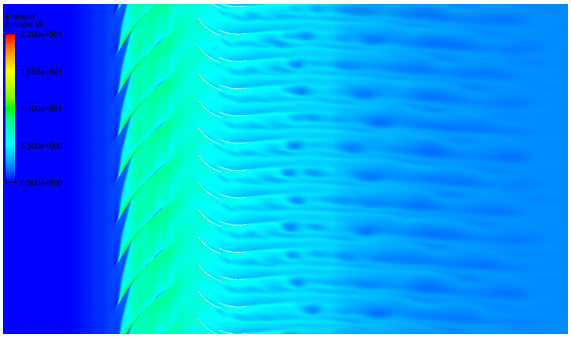
(c) $t = 6$ rev



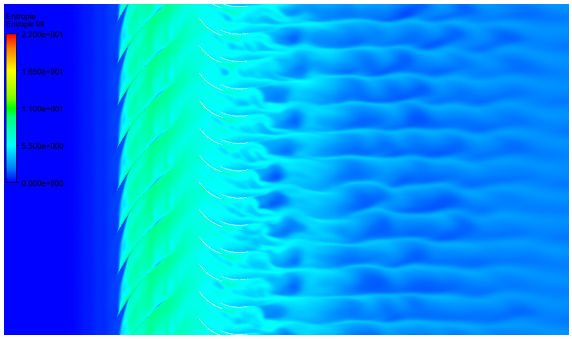
(d) $t = 7.2$ rev

Figure C.5 Développement de la zone de décollement de couche limite à la mi-envergure du CC

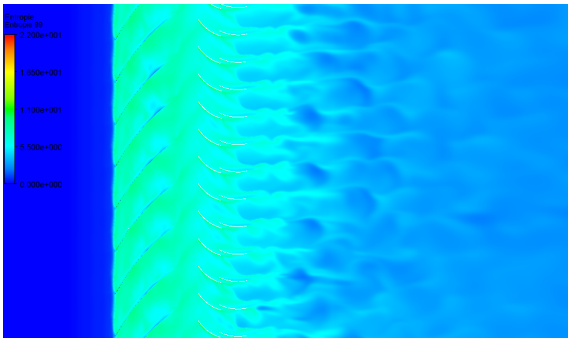
Comme pour le CCR, la réduction du débit massique entraîne un débordement de l'écoulement de jeu comme on peut le voir sur les contours d'entropie à la Figure C.6. C'est également lorsque ce débordement devient trop important que l'écoulement se détruit complètement.



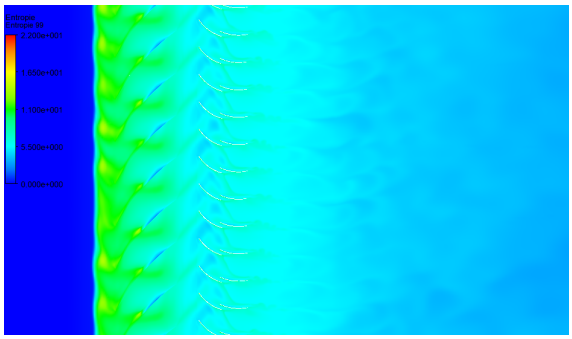
(a) $t = 1.2$ rev



(b) $t = 2.4$ rev



(c) $t = 4.8$ rev



(d) $t = 7.2$ rev

Figure C.6 Évolution des contours d'entropie au bout de l'aube du CC