

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de Génie
Département de génie mécanique

CONCEPTION DU COMPRESSEUR SUPERSONIQUE DU RIM
ROTOR ROTARY RAMJET ENGINE

Mémoire de maîtrise
Spécialité : Génie mécanique

Benoit DUPONT

Jury : Jean-Sébastien PLANTE (directeur)
Martin BROUILLETTE (codirecteur)
Mathieu PICARD
Luc FRÉCHETTE

À Gabrielle Roy et à Mario Dupont,
Modèles de rigueur et de persévérance

RÉSUMÉ

La demande pour les ressources énergétiques est en hausse alors que leur disponibilité est en baisse. Dans ce contexte, l'industrie du transport et de l'énergie est à la recherche de petits moteurs efficaces et puissants et le Rim Rotor Rotary Ramjet Engine (R4E) pourrait correspondre à ces critères. Or, en ce moment, le potentiel de ce moteur est limité, car son compresseur supersonique entraîne des pertes d'efficacité lorsque le rotor tourne à son nombre de Mach tangentiel optimal qui est de 2.

Le présent mémoire compile toutes les notions requises pour comprendre le fonctionnement d'un compresseur supersonique lors de son démarrage et de concevoir le compresseur le plus approprié pour le R4E, tant en démarrage qu'en régime permanent. Pour se faire, des concepts de cascades inspirés des compresseurs et des méthodes de démarrage des moteurs ramjet actuels ont été générés et validés à l'aide de modèles analytiques. Les concepts sont par la suite essayés expérimentalement sous la forme de cascades à l'aide d'une soufflerie supersonique.

Bien que le modèle analytique montre que les cascades munies de canaux de purge soient plus performantes et plus robustes en conditions off-design, ces dernières n'ont jamais démarré lors des expérimentations même si les canaux ont été agrandis et multipliés. Ainsi, parmi tous les concepts essayés, celui qui démarre par survitesse et qui comporte des canaux de succion de couche limite à son col a donné les meilleurs résultats. Il est très stable et permet d'obtenir un ratio de pression statique de 4.25 et un recouvrement de pression totale de 89 %, pour une efficacité isentropique de 92 % à un nombre de Mach tangentiel de 2. Par contre, il est à noter qu'il n'a pas été possible de mesurer la pression totale. Elle a plutôt été estimée à partir des images de striescope tirées lors des essais.

Comme on ne dispose pas d'une structure permettant d'essayer le compresseur rotatif à Mach 2, il a fallu approximer l'influence de l'accélération centrifuge sur l'écoulement de la cascade et trouver un moyen d'intégrer le nouvel aubage à la roue. Un modèle permettant d'estimer les paramètres d'une couche limite se développant sur une plaque plane en rotation a permis de déduire que l'accélération transverse n'aurait qu'un effet légèrement favorable, puisqu'il permet d'amincir l'épaisseur de déplacement, réduisant ainsi les risques d'interaction en la couche limite et les chocs. Finalement, les canaux de succion de couche limite du compresseur pourraient permettre d'alimenter un système de refroidissement qui limiterait la température à la jante à 820 K.

Le R4E pourrait devenir l'avenir des systèmes de régénération électrique pour les véhicules hybrides. Il serait aussi intéressant pour une utilisation dans les petites centrales thermiques des régions éloignées. Ce grand potentiel d'utilisation provient de la grande densité de puissance du moteur, de sa simplicité et de son très faible coût de fabrication et de maintenance.

Mots clés : Cascade supersonique, Compresseurs supersoniques, Méthode de visualisation, Fluide compressible, Moteur Ramjet, Régime transitoire.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier mon directeur de recherche, Jean-Sébastien Plante, pour son dynamisme et sa capacité incroyable à générer des idées. Je tiens aussi à souligner le soutien de mon codirecteur, Martin Brouillette, pour son expertise et ses précieux conseils techniques. Je remercie les deux autres membres de mon jury, Mathieu Picard et Luc Fréchette, qui ont aidé à définir l'orientation de mon projet et à atteindre les cibles.

Merci également à tous mes collègues de la grandissante équipe Ramjet, avec qui la coopération a conduit à des résultats phénoménaux. Un merci spécial à Hugo Fortier-Topping et à Gabriel Vézina qui ont été de véritables guides et formateurs, surtout à mes débuts dans le groupe. Je remercie aussi Dave Oh pour son aide afin d'améliorer l'appareil optique de strioscopie qui fût utilisé pour mes essais.

J'aimerais remercier le Conseil de Recherche en Sciences et Génie du Canada (CRSNG), le Fonds québécois de la Recherche en Nature et Technologies (FQRNT) et la Faculté de Génie de l'Université de Sherbrooke pour leur support financier. Je tiens également à remercier nos partenaires pour le projet Ramjet : Ceragy et Cognitek.

Je tiens sincèrement à remercier ma famille et mes amis pour leurs encouragements et leur intérêt pour mon projet. Merci spécialement à ma plus proche complice, Zoé Achim, qui a été présente à toutes les étapes de mon projet pour me féliciter dans les bons moments et me donner du courage après les échecs.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ.....	I
REMERCIEMENTS	III
TABLE DES MATIÈRES.....	V
LISTE DES FIGURES	VII
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	13
CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART.....	17
2.1 NOTIONS DE THERMOFLUIDES	17
2.1.1 <i>Les écoulements visqueux</i>	17
2.1.2 <i>Les écoulements compressibles</i>	19
2.1.3 <i>Les interactions choc-couche limite</i>	20
2.2 LE DÉMARRAGE DES COMPRESSEURS SUPERSONIQUES	22
2.2.1 <i>Le démarrage par survitesse</i>	24
2.2.2 <i>Le démarrage par variation de géométrie</i>	27
2.2.3 <i>Le démarrage par purge interne</i>	29
2.2.4 <i>Le démarrage par déversement externe</i>	30
2.3 LES COMPRESSEURS SUPERSONIQUES	31
2.3.1 <i>Les cascades supersoniques</i>	35
2.4 SOUFFLERIES SUPERSONIQUES.....	36
2.4.1 <i>Technologies de soufflerie supersonique</i>	36
2.4.2 <i>Méthode de design de tuyères</i>	39
2.4.3 <i>Méthode d'instrumentation des souffleries</i>	40
2.5 MÉTHODES DE VISUALISATION	40
2.5.1 <i>L'outil de striescopie</i>	41
CHAPITRE 3 PROBLÉMATIQUE	45
3.1 OBJECTIFS	46
3.2 MÉTHODOLOGIE	47
CHAPITRE 4 GÉNÉRATION DE CONCEPTS DE COMPRESSEURS SUPERSONIQUES.....	49
4.1 BESOINS ET CONTRAINTES	49
4.1.1 <i>Régime optimal du R4E</i>	50
4.2 CONCEPTS DE CASCADES INVESTIGUÉS.....	51
4.2.1 <i>Les cascades qui démarrent par survitesse</i>	52
4.2.2 <i>Les cascades qui démarrent à l'aide de purges internes</i>	53
4.2.3 <i>Les cascades qui ne démarrent pas</i>	56
CHAPITRE 5 MODÈLE AÉRODYNAMIQUE ANALYTIQUE.....	57
5.1 APPROXIMATIONS DU MODÈLE	57
5.2 DIMENSIONNEMENT PRÉLIMINAIRE DES CASCADES	58
5.2.1 <i>. Choix de l'angle de rampe du convergent</i>	58
5.2.2 <i>. Dimensionnement des canaux de suction de couche limite</i>	61

5.3	PHÉNOMÈNES PHYSIQUES DE L'ÉCOULEMENT.....	62
5.3.1	Le choc détaché.....	62
5.3.2	Le choc oblique réfléchi et les expansions au col.....	63
5.3.3	Position du choc normal.....	64
5.4	RÉSULTATS DU MODÈLE.....	67
5.4.1	Les propriétés de l'écoulement dans une cascade.....	67
5.4.2	Les performances générales des cascades.....	69
5.5	CONCLUSION DU MODÈLE ANALYTIQUE.....	72
CHAPITRE 6 VALIDATION EXPÉRIMENTALE.....		73
6.1	LES ESSAIS EN SOUFFLERIE SUPERSONIQUE.....	73
6.1.1	Description générale du banc d'essai.....	74
6.1.2	Comparaison du R4E à la soufflerie.....	75
6.1.3	L'appareil de strioscopie.....	77
6.1.4	Justification du système d'acquisition de données.....	77
6.1.5	Les étapes d'un essai en soufflerie.....	80
6.2	RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX.....	83
6.3	DESCRIPTION GÉOMÉTRIQUE DU CONCEPT RETENU.....	84
6.3.1	Processus de démarrage et écoulement avec pression adverse.....	85
6.3.2	Mesures de pression statique.....	88
6.4	DISCUSSION.....	91
6.4.1	Interaction choc-couche limite.....	92
6.4.2	Propagation de l'information dans les couches limites.....	92
6.4.3	Performances du compresseur en fonction du nombre de Mach.....	93
6.5	CONCLUSION DES ESSAIS EXPÉRIMENTAUX.....	94
CHAPITRE 7 ADAPTATION AU R4E.....		97
7.1	LES PROPRIÉTÉS DE L'ÉCOULEMENT À L'ENTRÉE.....	97
7.2	LES EFFETS DE L'ACCÉLÉRATION TRANSVERSE.....	99
7.2.1	Couche limite sur les pales en rotation.....	100
7.2.2	Couche limite sur la jante et le moyeu.....	106
7.3	REDIMENSIONNEMENT DES CANAUX DE SUCCION.....	110
7.4	REFROIDISSEMENT DE LA JANTE.....	110
7.4.1	Modèle de transfert thermique dans les canaux.....	111
7.5	CONCLUSION DE L'INTÉGRATION DU COMPRESSEUR AU R4E.....	116
CHAPITRE 8 CONCLUSION.....		119
8.1	RECOMMANDATIONS ET TRAVAUX FUTURS.....	120
8.1.1	Modèle analytique.....	120
8.1.2	Essais supplémentaires en soufflerie.....	120
8.1.3	Développement d'un compresseur en rotation.....	121
8.2	CONTRIBUTION DES TRAVAUX DU MÉMOIRE.....	121
LISTE DES RÉFÉRENCES.....		123

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Configuration générale du R4E [Picard, 2011].....	14
Figure 2 : Profil de vitesse et épaisseur de déplacement d'une couche limite [Kuethe <i>et al.</i> , 1986].....	18
Figure 3 : Processus de décollement d'une couche limite [Kuethe <i>et al.</i> , 1986].....	19
Figure 4 : Représentation schématique d'une onde acoustique à l'échelle moléculaire	20
Figure 5 : Décollement d'une couche limite induit par un choc [Babinsky <i>et al.</i> , 2013].....	21
Figure 6 : Ratio de contraction en fonction du nombre de Mach	24
Figure 7 : Processus de démarrage d'un diffuseur Pitot conçu pour démarrer par survitesse à Mach 2	25
Figure 8 : Compresseur supersonique du moteur du Concorde [Seddon <i>et al.</i> , 2004].....	27
Figure 9 : Compresseur à géométrie variable à ogive centrale coulissante [Seddon <i>et al.</i> , 2004]	28
Figure 10 : Processus de démarrage d'un compresseur supersonique de type Pitot [Seddon <i>et al.</i> , 2004].....	28
Figure 11 : Diffuseur supersonique muni de purges internes [Georgia Tech, 2001]	29
Figure 12 : Principe de démarrage par déversement [Moradian <i>et al.</i> , 2012]	30
Figure 13 : Démarrage par déversement à travers le moyeu du R4E	31
Figure 14 : Similitude entre le Rampressor (en bas) et un diffuseur supersonique d'avion [Lawlor <i>et al.</i> , 2005]	33
Figure 15 : Col variable utilisant des membranes flexibles activées par des vérins [Kenney <i>et al.</i> , 1954].....	37
Figure 16 : Exemple d'arrangement de la section de test d'une soufflerie supersonique [Tweedt <i>et al.</i> , 1988].....	38
Figure 17 : Effet de confinement dans un écoulement visqueux interne [Babinsky, 2013].....	39
Figure 18 : Montage de strioscopie à deux lentilles [Settles, 2001].....	42
Figure 19 : Composantes internes du R4E [Picard, 2011]	45
Figure 20 : Processus de conception du compresseur supersonique	47
Figure 21 : Exemple d'une cascade courbée	50
Figure 22 : Puissance du moteur R4E en fonction du nombre de Mach tangentiel	51
Figure 23 : Choc détaché devant le bord d'attaque des pales.....	52
Figure 24 : Cascade conçue pour démarrer à Mach 3 qui ralentit l'écoulement avec des ondes de Mach	52
Figure 25 : Cascade de compresseur démarrant à l'aide de purge adaptée pour la soufflerie...54	
Figure 26 : Cascade munie de murs interstitiels avec canaux de purge	55
Figure 27 : Vue du bout de la soufflerie avec la cascade centrale (l'écoulement sort de la feuille).....	55
Figure 28 : Cascade de compresseur non démarrée	56
Figure 29 : Angle de rampe maximal en fonction du nombre de Mach [Wikipédia, 2015].....	60
Figure 30 : Profils de pales de compresseurs supersoniques développés par Weise, Kantrowitz et Klapproth [Gallus <i>et al.</i> , 1988]	61
Figure 31 : Choc détaché devant le bord d'attaque des pales.....	63
Figure 32 : Cascade supersonique avec des expansions à son col en opération off-design	64

Figure 33 : Ratio de pression statique-total dans une tuyère avec convergent et divergent. (a) Pas d'écoulement; (b) Écoulement subsonique partout; (c) Écoulement sonique au col et subsonique partout ailleurs; (d) Choc dans le divergent; (e) choc à la sortie de la tuyère; (f) Design supersonique; (g) jet sous-détendu [Thompson, 1988].....	65
Figure 34 : Allure générale de la hausse de la pression statique à travers la cascade.....	66
Figure 35 : Position des points de mesure de la pression statique dans la cascade.....	68
Figure 36 : Évolution des propriétés de l'écoulement à travers une cascade démarrée par survitesse (bleu), par purge (jaune) et une cascade non démarrée (rouge)	68
Figure 37 : Performance anticipée de diverses cascades en fonction de leur nombre de Mach de design.....	71
Figure 38 : Soufflerie supersonique utilisée pour les essais.....	73
Figure 39: Schéma bloc de la soufflerie supersonique.....	74
Figure 40 : Section de test de la soufflerie supersonique.....	75
Figure 41 : Écoulement de part et d'autre d'un choc normal.....	78
Figure 42 : Nombre de Mach en fonction du temps à la sortie de la tuyère pendant un essai ..	81
Figure 43 : Pression statique et pression totale en fonction du temps à la sortie de la tuyère durant un essai.....	81
Figure 44 : Déroulement de la fin d'un essai avec la soufflerie supersonique.....	82
Figure 45 : Cascade avec convergent asymétrique à deux chocs obliques conçue pour démarrer à Mach 2.....	85
Figure 46 : Choc normal à l'entrée d'une cascade en cours de démarrage.....	86
Figure 47 : Pénétration du choc normal dans le convergent pendant le processus de démarrage	87
Figure 48 : Écoulement dans une cascade démarrée avec pression adverse.....	88
Figure 49 : Mesures de pression statique au courant d'un essai avec la cascade conçue pour Mach 1.6 à Mach 2.....	89
Figure 50 : Évolution de la pression statique dans la cascade à $t = 1,572$ s.....	89
Figure 51 : Comparaison des résultats expérimentaux avec le modèle analytique.....	91
Figure 52 : Propagation des ondes de compression dans l'écoulement subsonique de la couche limite [Babinsky <i>et al.</i> , 2013].....	93
Figure 53 : Apparition d'un train de choc lorsque le nombre de Mach augmente.....	94
Figure 54 : Triangle de vitesse à l'entrée du compresseur en rotation.....	98
Figure 55 : Module d'admission des gaz du moteur R4E.....	99
Figure 56 : Système de coordonnées pour le modèle de couche limite en 3D.....	101
Figure 57 : Épaisseur de momentum en x , facteur de forme et coefficient de friction en fonction de x ($U_e = 500$ m/s)	104
Figure 58 : Épaisseur de momentum dans la direction perpendiculaire aux lignes de courant et direction du vecteur de cisaillement en fonction de x ($U_e = 500$ m/s).....	105
Figure 59 : Épaisseur de la couche limite, épaisseur de déplacement dans la direction du courant et épaisseur de déplacement perpendiculaire à l'écoulement en fonction de x ($U_e = 500$ m/s).....	105
Figure 60 : Ondes de Mach provoquant une expansion sur le moyeu et une contraction sur la jante	107
Figure 61 : Évolution de l'épaisseur de momentum, du facteur de forme et du coefficient de friction en fonction de la position dans le compresseur dans la direction de l'écoulement....	108
Figure 62 : Évolution de l'épaisseur de déplacement et de l'épaisseur de la couche limite en fonction de la position dans le compresseur dans la direction de l'écoulement	109

Figure 63 : R4E équipé d'une bague de canaux de refroidissement alimentés par le compresseur	111
Figure 64 : Réseau de résistance thermique considéré pour le modèle du système de refroidissement	112
Figure 65 : Plan de coupe (en vert) de la vue du réseau de résistance thermique	112
Figure 66 : Résultats du modèle thermique	116

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Développement des compresseurs supersoniques dans le temps	34
Tableau 2 : Comparaison des propriétés de l'écoulement de la soufflerie avec celles du R4E 76	
Tableau 3 : Ratio de pression totale et statique de la cascade en fonction du nombre de Mach d'opération.....	90
Tableau 4 : Définition des termes des équations de la méthode intégrale.....	100
Tableau 5 : Propriétés de l'écoulement chaud dans la turbine	113
Tableau 6 : Propriétés thermiques des flux chaud et froid	114

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

Dans un contexte où la consommation des ressources énergétiques ne cesse d'augmenter, l'industrie du transport et de l'énergie est à la recherche de moteurs efficaces, peu dispendieux et compacts. Pour répondre à ce besoin, le moteur R4E (Rim Rotor Rotary Ramjet Engine) [Picard, 2011] [Rancourt, 2011] a été développé par le groupe de Conception d'Actionneurs et de Moteurs de l'Université de Sherbrooke (CAMUS) dans le but d'obtenir une forte densité de puissance. Cette caractéristique peut être la spécification la plus importante dans plusieurs applications comme les unités d'appoint des avions, les générateurs pour voitures hybrides, les jet packs et les micro génératrices. À cet égard, le R4E se démarque des moteurs existants avec une densité de puissance de l'ordre du double de celle des turbines à gaz récentes. Un autre avantage du R4E est financier : comme le moteur ne comporte qu'une seule pièce mobile, ses coûts de fabrication et de maintenance sont beaucoup plus faibles.

Le projet a commencé en 2001 par la conception préliminaire du moteur dans le cadre de la maîtrise de Jean-Sébastien Plante [Plante, 2001]. La technologie a été brevetée au Canada et aux États-Unis en 2008 [Plante et Brouillette, 2008]. Par la suite, David Rancourt et Mathieu Picard sont parvenus à démontrer expérimentalement que le moteur pouvait produire de la puissance positive. Le moteur a ensuite été nommé « invention de l'année 2012 » par la revue *Québec Science* [Leblanc, 2013].

Picard et Rancourt ont opéré le moteur R4E sans se soucier de son efficacité, visant plutôt à prouver que le moteur pouvait générer de la puissance positive. Cela ne valait pas la peine de démarrer le compresseur, car une onde de choc normale n'induisait pas de pertes intolérables de pression totale. Mais, il sera démontré au chapitre 2 à l'aide de simples modèles analytiques que la densité de puissance du R4E atteint un maximum à un nombre de Mach tangentiel de 2. À Mach 2, le démarrage est important pour conserver une efficacité compétitive. Or, aucune

des méthodes de démarrage courantes n'est appropriée pour le R4E. Il faudra donc trouver une autre méthode pour démarrer le compresseur à la vitesse désirée.

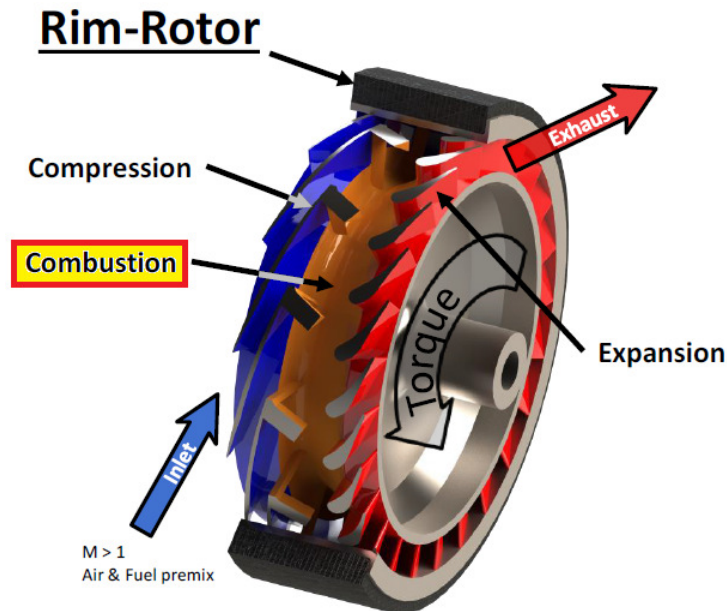


Figure 1 : Configuration générale du R4E [Picard, 2011]

Comme le montre la Figure 1, ce moteur se compose d'abord d'un compresseur supersonique. Ce dernier ralentit l'écoulement entrant à l'aide d'ondes de choc pour convertir la pression dynamique en pression statique. La chambre à combustion récupère alors les réactifs sous haute pression pour les brûler. Cette chambre tire profit du champ d'accélération centrifuge pour augmenter la vitesse de réaction en mélangeant intensément les réactifs aux produits [Dahm *et al.*, 2006]. Ceci permet de réduire le temps de résidence des gaz dans la chambre, réduisant la formation de NOx. Les produits chauds sont alors détendus dans une turbine qui confère un couple par sa poussée.

La vitesse de rotation du moteur est assez élevée pour justifier l'utilisation d'une jante en fibre de carbone. Cette jante permet de maintenir toutes les pièces du disque en compression, donnant l'opportunité d'utiliser des céramiques pour les pales de la turbine dans le but de résister à la haute température. Cette jante permet également au R4E de résister à une vitesse

tangentielle de 1000 m/s [Rancourt, 2011], ce qui augmente le potentiel de densité de puissance.

Ce mémoire compile les connaissances théoriques sur les compresseurs supersoniques, les cascades supersoniques et les diverses méthodes de mesure ou de visualisation. Les problèmes actuels reliés au démarrage du compresseur sont au cœur de la problématique avec le besoin de concevoir un nouveau compresseur. De ce besoin découlent les objectifs du projet, qui sont réalisés avec plusieurs boucles itératives de conception. Ces boucles prennent la forme d'aller-retour entre les modèles analytiques et les expérimentations en soufflerie supersonique. Ces expérimentations permettent autant de développer de nouveaux concepts que de valider et améliorer les modèles analytiques. Un seul concept est retenu au terme du processus itératif. Finalement, puisque les essais et les simulations du compresseur sont faits en négligeant l'accélération centrifuge, une section est dédiée à l'inclusion du nouveau compresseur dans le R4E.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART

Cette section dresse un bilan des travaux de recherche effectués sur le développement du R4E et des compresseurs supersoniques jusqu'à ce jour. L'accent est par la suite mis sur les études réalisées à l'aide de cascades supersoniques, puisque les expérimentations sont faites à l'aide de tels dispositifs pour simuler le comportement du compresseur. Ces études montrent aussi les différentes méthodes de démarrage et les méthodes de mesure. Un parallèle avec d'autres machines existantes, dont la théorie est clairement établie, telles que les moteurs ramjet linéaires, est aussi présenté. Enfin, afin de rendre les observations possibles, il faut s'intéresser aux souffleries supersoniques et aux différentes méthodes de visualisation.

Comme les phénomènes physiques présents dans les compresseurs supersoniques relèvent des notions de thermofluides, une section y est dédiée pour assurer la compréhension du lecteur.

2.1 Notions de thermofluides

La conception d'un compresseur supersonique requiert une bonne compréhension des phénomènes physiques pouvant avoir lieu dans des écoulements compressibles et visqueux. La présente section a donc pour but de fournir les bases théoriques sur lesquelles repose le reste du mémoire.

2.1.1 Les écoulements visqueux

La viscosité, c'est la capacité des molécules d'un fluide d'échanger de la quantité de mouvement entre elles. Elle est analogue à la conductivité thermique, qui quantifie plutôt les échanges d'énergie de vibration aléatoire des molécules. Ainsi, dans un écoulement de fluide visqueux, les particules qui se déplacent rapidement tenteront d'accélérer les particules voyageant à moindre vitesse, et vice-versa.

Il existe deux régimes distincts d'écoulements visqueux : les écoulements laminaire (mouvement organisé) et turbulent (mouvement aléatoire). Le nombre de Reynolds est un indice prédominant pour permettre de déterminer dans quel régime l'écoulement étudié se trouve puisqu'il compare les forces inertielles aux forces visqueuses. Un haut nombre de Reynolds indique un écoulement turbulent.

La viscosité se manifeste souvent dans les couches limites. Cette couche est due à la condition d'adhérence à la paroi d'objets se déplaçant dans un fluide visqueux, comme sur la surface de la pale illustrée à la Figure 2. C'est donc une partie de l'écoulement dans laquelle la vitesse fluctue entre la vitesse de la paroi et la vitesse extérieure. Elle induit un déficit de débit qui peut être quantifié avec l'épaisseur de déplacement. Cette couche sera également présente sur les parois des pales du compresseur. Elle adopte diverses formes en fonction du régime de l'écoulement. Elle aura un profil de vitesse plus plein dans un écoulement turbulent.

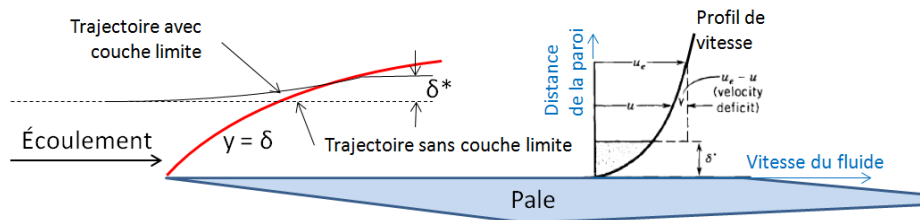


Figure 2 : Profil de vitesse et épaisseur de déplacement d'une couche limite [Kuethe *et al.*, 1986]

La couche limite est un des phénomènes qui dictent la performance du compresseur. Comme ce dernier a pour but d'augmenter la pression statique de l'écoulement, la couche limite qui y réside sera soumise à un gradient de pression adverse. Dans de telles conditions, la couche limite est susceptible de décoller, c'est-à-dire qu'une partie des particules qui s'y retrouvent pourraient voyager en sens inverse par rapport à l'écoulement, comme l'indique la Figure 3. Un décollement provoque ainsi une augmentation dramatique de la traînée de pression, qui est aussi indésirable pour le compresseur que pour un avion ou une voiture. Le modèle analytique présenté au chapitre 4 comportera un module qui permet déterminer s'il y aura décollement en utilisant le critère de Stratford.

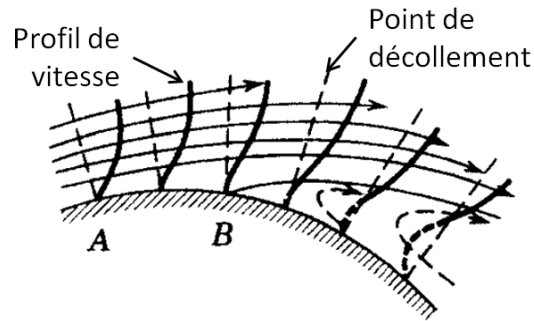


Figure 3 : Processus de décollement d'une couche limite [Kuethe *et al.*, 1986]

On verra à la section 2.1.3 que les couches limites peuvent interagir avec les ondes de choc du compresseur et affecter grandement le comportement de l'écoulement dans ce dernier.

2.1.2 Les écoulements compressibles

Dans un écoulement, le fluide doit s'adapter aux phénomènes physiques qu'il rencontre en modifiant ses propriétés thermodynamiques. Par exemple, lorsque le fluide s'approche d'un objet et qu'il doit le contourner, des ondes acoustiques émanant de l'objet «avertissent» le fluide de changer sa trajectoire, comme l'onde qui émane du piston à la Figure 4. Ces ondes se propagent à la vitesse du son du milieu fluide. Si l'écoulement est dit compressible, les ondes occasionneront un changement significatif de la densité du fluide. Les molécules de ce dernier se rapprocheront. Puis, plus la vitesse du fluide augmente, moins il sera averti de la présence de l'objet. Jusqu'au point où la vitesse égalera la vitesse du son. Au-delà de cette vitesse, les molécules ne pourront pas s'adapter d'avance à la présence de l'objet. Il se formera alors une discontinuité dans les propriétés du fluide à proximité de l'objet : cette discontinuité est une onde de choc. Le changement de densité sera donc important dans ce cas. La compressibilité d'un fluide dans un écoulement est quantifiée par le nombre de Mach, qui fait le rapport entre la vitesse du fluide et celle du son.

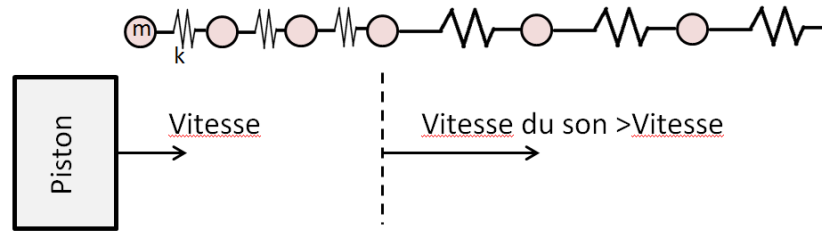


Figure 4 : Représentation schématique d'une onde acoustique à l'échelle moléculaire. C'est là qu'intervient la notion d'onde de choc, qui peut être imagée par un empilement d'ondes acoustiques. Il s'y produit une discontinuité dans les propriétés de l'écoulement. Comme l'écoulement dans le compresseur du R4E est supersonique, ce seront des ondes de choc qui imposeront à l'écoulement de se contracter ou de ralentir brusquement. Contrairement aux ondes acoustiques, les ondes de choc sont irréversibles puisqu'elles provoquent une perte de pression totale. Ces pertes sont indésirables dans le compresseur puisqu'elles réduisent sa capacité à convertir l'énergie cinétique de l'écoulement en énergie potentielle de pression, donc son efficacité. C'est pourquoi le compresseur mettra à contribution plusieurs ondes de choc de force répartie plutôt qu'un seul choc, puisque réduire la force des chocs est la seule façon de se rapprocher du comportement isentropique d'une onde acoustique.

Les notions d'ondes de choc sont à la base du processus de démarrage des compresseurs supersoniques, qui sera expliqué à la section 2.2 de ce mémoire.

2.1.3 Les interactions choc-couche limite

L'écoulement du compresseur supersonique est à la fois compressible et visqueux. Il peut donc y avoir cohabitation des phénomènes physiques qu'impliquent ces deux types d'écoulement. Ainsi, les couches limites peuvent interagir avec les ondes de choc.

Tel que mentionné, les couches limites sont affectées par les gradients de pression adverse. Or, les chocs produisent d'imposants gradients de pression puisqu'ils se produisent sur une distance avoisinant quelques distances intermoléculaires seulement. Mais, il ne faut pas croire qu'un choc produit inconditionnellement le décollement de la couche limite; il peut ne

provoquer qu'un épaissement. Grâce à l'écoulement subsonique se trouvant au pied de la couche limite, les molécules qui s'y trouvent peuvent être informées petit à petit par des ondes acoustiques de la présence du choc. Elles peuvent alors ralentir doucement et produire une rampe qui fera tourner l'écoulement dans les couches supérieures de la couche limite. C'est d'ailleurs pourquoi les chocs normaux prennent la forme de λ à proximité des parois, comme le montre la Figure 5.

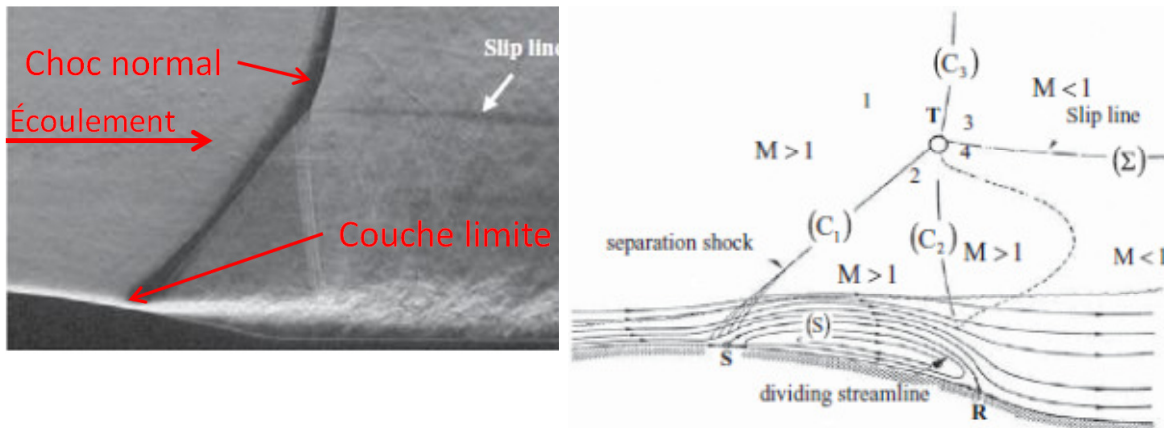


Figure 5 : Décollement d'une couche limite induit par un choc [Babinsky *et al.*, 2013]

À son pied, le choc fourchu comporte deux segments de choc oblique faible à travers lesquels l'écoulement reste supersonique. La zone supersonique est cependant limitée puisque l'écoulement est étranglé par une variation de section induite par la ligne de glissement. Cette ligne est placée de telle sorte que la pression statique soit équilibrée sur ses deux côtés. Elle contracte donc la partie supérieure et détend la partie inférieure, aussi bien que la pression statique moyenne soit inférieure à celle tout juste derrière le choc normal.

Les interactions entre les chocs et les couches limite ne sont pas favorables au bon fonctionnement du compresseur. En effet, l'épaississement ou le décollement de la couche limite provoqué par le choc ont pour effet de contracter l'écoulement subsonique se trouvant tout juste derrière le choc, ce qui a pour effet de l'accélérer. Ce qui est bien dommage puisque le compresseur exerce un travail pour ralentir l'écoulement dans le repère tournant et augmenter sa pression statique.

Il est extrêmement difficile de prédire correctement le comportement d'une interaction choc-couche limite à l'aide de modèles analytiques. C'est pourquoi ce genre de phénomène ne sera

pas simulé en détail. Un critère approximatif [Babinsky *et al.*, 2013] est cependant disponible et il stipule qu'à un nombre de Mach de 1.6, il y a une forte interaction si le ratio de l'épaisseur de déplacement de la couche limite par rapport à la demi-hauteur du canal δ^*/H est inférieur à 2 %. À des nombres de Mach au-delà de 1.8, il a interaction peu importe l'épaisseur de déplacement. De plus, on considèrera que s'il y a interaction, le nombre de Mach de l'écoulement tendra vers 1 à la sortie du compresseur, même si une telle hypothèse est pessimiste. Les données expérimentales seront donc d'un intérêt particulier pour déterminer le meilleur moyen pour se débarrasser des interactions compressibles visqueuses.

Il existe plusieurs moyens pour éviter que ne se produisent ces interactions dans un compresseur supersonique [Babinsky *et al.*, 2013]. Voici les méthodes de contrôle passif :

- Injection ou transpiration de masse par la paroi sur laquelle se trouve la couche limite à contrôler. Ajouter de la quantité de mouvement aux couches inférieures de la couche limite permet de prévenir le décollement de cette dernière. En effet, ce sont les lignes de courant à moindre vitesse qui risquent de voir leur direction s'inverser sous l'influence d'un gradient de pression adverse.
- Par retrait des couches inférieures de la couche limite, ce qui permet d'obtenir un profil de vitesse plus plein en ne gardant que les parties de la couche limite où le momentum est plus élevé.
- Génération de vortex. Une couche limite turbulente est plus robuste au décollement qu'une couche limite laminaire puisque son profil de vitesse est plus plein.

Il existe également des techniques actives pour prévenir les interactions. Cependant, elles seraient difficiles à implanter dans la version rotative du compresseur, donc elles ne seront pas étudiées.

2.2 Le démarrage des compresseurs supersoniques

Il sera souvent question de démarrage de compresseurs supersoniques tout au long de cet ouvrage. Ce processus est très important à comprendre puisqu'il doit se produire dans le compresseur du R4E. On remarque que les conditions de démarrage sont déterminées par

l'angle de rampe du convergent et son ratio de contraction, c'est-à-dire le ratio de section entre celle à l'entrée et celle au col.

Un compresseur non démarré se caractérise par la présence d'un choc normal devant son entrée qui induit une importante perte de pression totale. Cette puissante onde rend l'écoulement subsonique et lui permet de dévier autour de l'entrée du compresseur [Greitzer *et al.*, 2004]. Le débit entraîné et l'augmentation de pression sont alors restreints avant l'entrée du gaz dans la chambre à combustion. De plus, un choc fort peut faire décoller la couche limite sur les parois qui entourent l'entrée du compresseur, ce qui augmente inutilement le ratio de contraction du canal et réduit davantage le débit massique qui peut y circuler.

Pour démarrer un compresseur, il faut avaler le choc normal initialement positionné devant les pales pour le placer juste après le col du compresseur. Cet avalement ne peut être fait que si le ratio de contraction du convergent du compresseur est suffisamment élevé pour laisser passer la totalité du débit massique au col. Cette condition a été nommée limite de Kantrowitz [1950]. Une fois le compresseur démarré, il est théoriquement possible de ramener le compresseur vers son point de design pour augmenter l'efficacité sans que le compresseur ne tombe en mode non démarré [Moradian *et al.*, 2012]. En pratique, toutefois, les couches limites peuvent transmettre vers l'amont l'information d'une pression adverse trop forte, poussant le choc à revenir à l'entrée du compresseur. Le graphique de la Figure 6 montre la limite de Kantrowitz en fonction du nombre de Mach pour deux gaz dont le ratio de chaleur massique diffère.

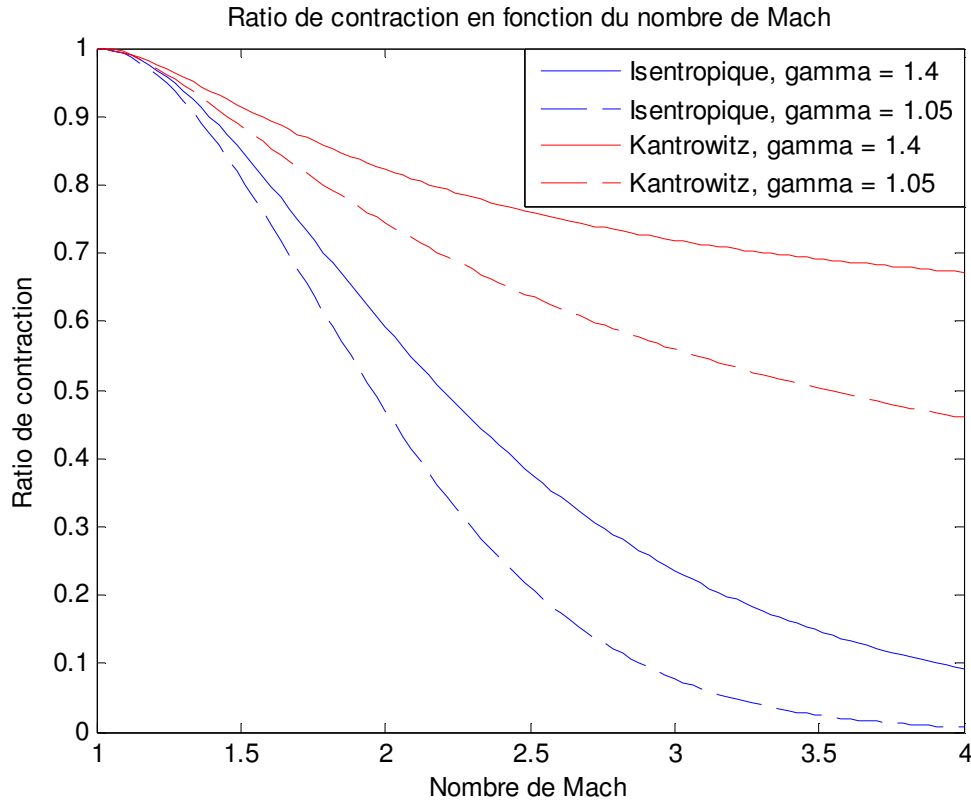


Figure 6 : Ratio de contraction en fonction du nombre de Mach

Certains appellent le démarrage « incidence unique » [Bloch *et al.*, 1999] [Celikovskiy *et al.*, 1978], dû au fait qu'en mode démarré, l'écoulement n'a pas le choix d'adopter la direction imposée par le profil de pale à l'aide d'ondes d'expansion ou de contraction émises vers l'amont par le compresseur. Bien sûr, cette condition n'est vraie que lorsque le nombre de Mach axial du compresseur est inférieur à 1.

Le démarrage d'un compresseur supersonique peut généralement se faire à l'aide de quatre méthodes différentes [Seddon *et al.*, 1999] : par survitesse, par déversement du surplus de gaz à l'extérieur du moteur [Moradian *et al.*, 2012], par purge [Hunkzak *et al.*, 1950] ou par variation en temps réel de la géométrie du compresseur. Ces méthodes sont décrites en détail dans les sections suivantes.

2.2.1 Le démarrage par survitesse

Un moyen couramment utilisé pour les moteurs d'avion consiste à amener le moteur à une vitesse supérieure à sa vitesse de design pour que le ratio de contraction du moteur soit

supérieur à celui de la ligne de Kantrowitz. Cette accélération est souvent préférée par un autre cycle thermodynamique, tel que celui des moteurs de fusées [Fry, 2004].

Par exemple, les diffuseurs de type Pitot sont des machines supersoniques qui démarrent couramment par survitesse. Ce diffuseur a été le premier à être utilisé pour les moteurs ramjet des avions [Fry, 2004]. Ce sont également des diffuseurs similaires qui équipent les avions subsoniques. Il a la forme d'un tuyau dont l'entrée est occupée par un choc normal en mode non démarré. Le processus de démarrage d'un diffuseur Pitot conçu pour démarrer par survitesse à Mach 2 est schématisé à la Figure 7.

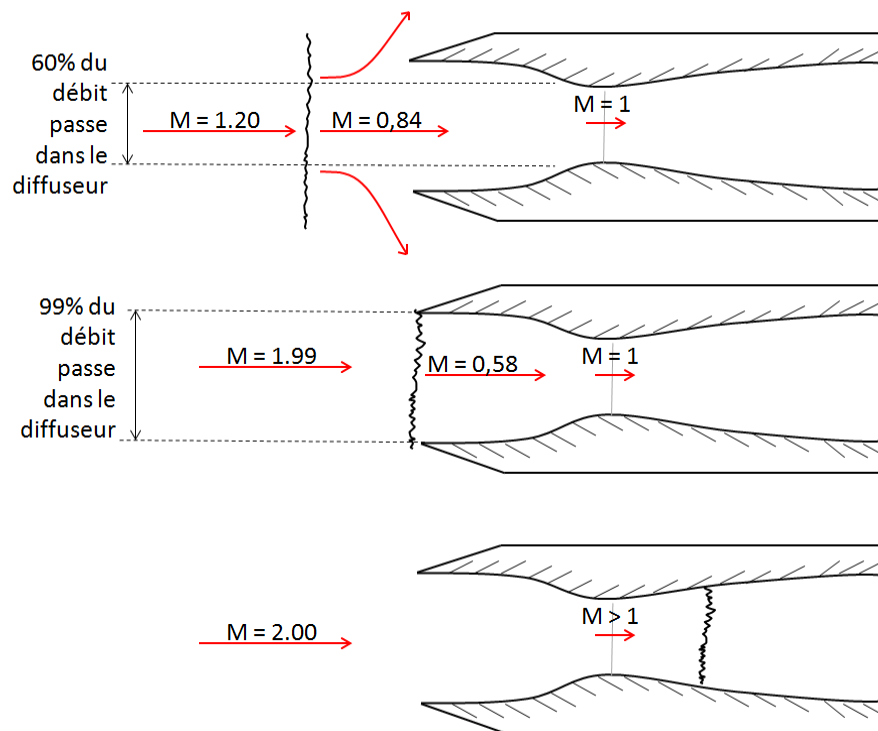


Figure 7 : Processus de démarrage d'un diffuseur Pitot conçu pour démarrer par survitesse à Mach 2

1. Lorsque le nombre de Mach est beaucoup plus bas que le nombre de Mach de démarrage, le choc normal est détaché, les pertes par déversement sont importantes et le débit dans le moteur est faible.
2. En augmentant le nombre de Mach, le choc se rapproche de l'entrée jusqu'à ce que le col du moteur laisse passer la totalité du débit. Le point d'opération du diffuseur se

trouve à descendre la courbe de Kantrowitz lorsque l'écoulement accélère vers le nombre de Mach où il pourra démarrer.

3. Lorsque le ratio de contraction sur la ligne de Kantrowitz est égal à celui du compresseur, le point d'opération du compresseur peut se déplacer subitement vers la courbe isentropique. À ce moment, le choc entre dans le conduit, mais il ne peut se stabiliser dans la section convergente, ce qui le pousse vers la section divergente. Il se stabilise alors à un endroit où la pression statique derrière le choc permet à l'écoulement de se conformer à la pression statique à la sortie du diffuseur. Le débit reste inchangé pendant cette étape du processus. Le diffuseur est alors démarré.

À l'aide de la Figure 6, on remarque que pour démarrer un compresseur dans de l'air ($\gamma = 1.4$) à Mach 2, il faut une survitesse infinie ($M \rightarrow \infty$). Cependant, pour un gaz de démarrage dont $\gamma = 1.05$ (de l'heptane, par exemple), une survitesse à $M = 2.7$ serait suffisante. Comme il est facile de changer la composition du gaz qui alimente le R4E, un moyen d'utiliser la survitesse pour le démarrer serait donc de changer temporairement la composition du gaz. Ceci ne pourra toutefois pas être essayé en soufflerie pour des raisons évidentes de sécurité.

Il y aurait donc trois moyens d'utiliser le démarrage par survitesse sans avoir à accélérer le R4E au-delà de sa vitesse de design, ce qui serait dangereux pour des raisons de résistance structurelles :

- changer temporairement la composition du gaz, tel que discuté précédemment;
- augmenter la vitesse relative du moteur par rapport à l'écoulement entrant, donc forcer l'écoulement à accélérer dans le repère tournant sans avoir à changer la vitesse du moteur. Il faudrait donc implanter un système d'injection pour induire un tourbillon en direction inverse au sens de rotation du moteur dans le canal d'admission
- concevoir un compresseur pour un nombre de Mach inférieur à celui du R4E qui démarre à Mach 2. Un compresseur conçu pour opérer de manière optimale à Mach 1.6 pourrait être démarré à la vitesse optimale du R4E.

2.2.2 Le démarrage par variation de géométrie

Les avions supersoniques récents sont souvent munis de moteurs ramjet à géométrie variable. Ainsi, lors du démarrage, le ratio de contraction est augmenté en agrandissant la section du col. Une fois le compresseur démarré, la section du col est rétrécie de sorte que le ratio de contraction soit suffisant pour ralentir l'écoulement supersonique vers Mach 1.

Voici trois variantes des diffuseurs utilisant cette méthode : le diffuseur du Concorde, celui de type Pitot et celui à ogive centrale coulissante. Dans ces cas, c'est un col à géométrie variable (ratio de contraction variable) couplé à d'autres méthodes qui permettent d'effectuer le démarrage.

À l'entrée du moteur du Concorde, dont la vue en coupe est montrée à la Figure 8, il y a une rampe orientable pour contrôler l'angle des ondes de Mach afin que ces dernières soient focalisées sur ce qu'on appelle le foyer du canal du diffuseur, situé sur le capot du moteur. Une purge est également présente au col pour retirer la couche limite de la rampe et un canal auxiliaire laisse passer la couche limite de l'aile en dehors du diffuseur. D'autre part, ce moteur admet une porte sur son capot pour permettre un certain post-déversement, ce qui accorde le contrôle en puissance du moteur

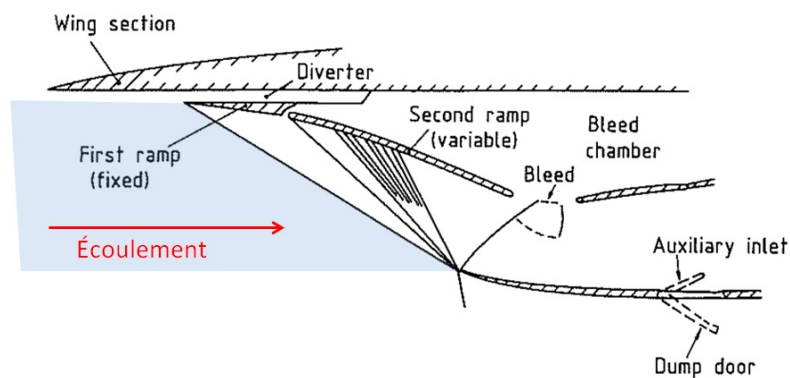


Figure 8 : Compresseur supersonique du moteur du Concorde [Seddon *et al.*, 2004]

Les moteurs à ogive centrale font varier la position axiale du noyau afin d'ajuster la taille du col du compresseur et de focaliser le système de choc à l'entrée sur les lèvres du diffuseur. Ce concept a été suggéré par Mossman [1956] et est présenté à la Figure 9.

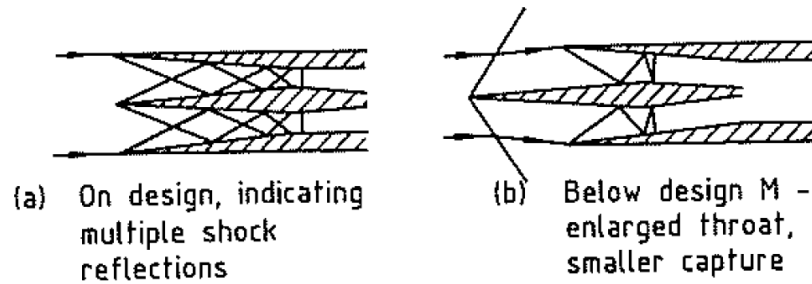


Figure 9 : Compresseur à géométrie variable à ogive centrale coulissante [Seddon *et al.*, 2004]

Le diffuseur de type Pitot peut aussi être démarré à l'aide d'un col à section variable. Le schéma de la Figure 10 montre un diffuseur Pitot avec un bouchon à position variable à sa sortie.

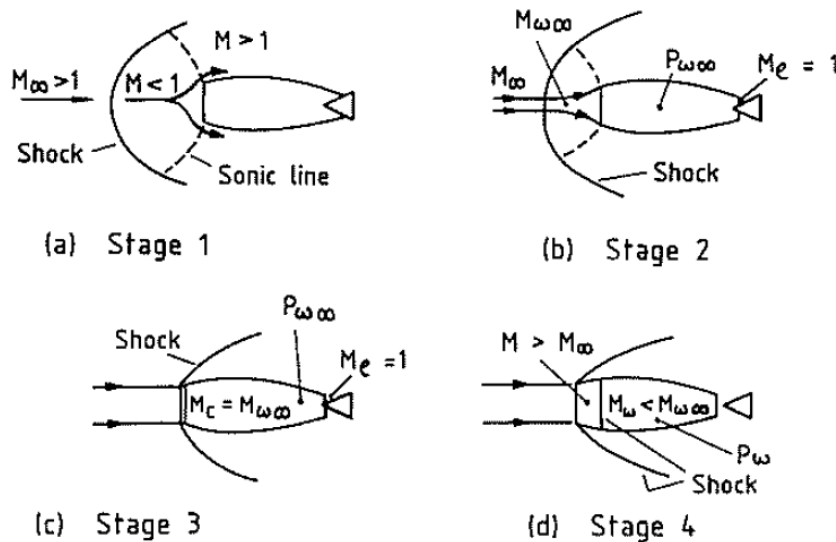


Figure 10 : Processus de démarrage d'un compresseur supersonique de type Pitot [Seddon *et al.*, 2004]

Le processus de démarrage du diffuseur Pitot est simple : on augmente graduellement la section du col qui sera étranglé en tout temps. Une fois que la section du col est suffisante, le choc coïncidera avec l'entrée du diffuseur et l'écoulement au col n'est plus étranglé; le choc peut alors se positionner en aval au col, là où la section du conduit est croissante.

Un mécanisme de variation de géométrie embarqué dans le R4E s'expose à deux problèmes majeurs : la force centripète extrême et la dimension très réduite du R4E. Puisque

l'accélération centrifuge est de 1 000 000 g au compresseur, une pièce pesant 1 g donne une force de 10 000 000 N sur la jante. Le mécanisme devra donc être à la fois très léger et très résistant. Un mécanisme embarqué aussi sophistiqué augmentera de manière substantielle les coûts de fabrication, faisant perdre un atout majeur au R4E.

2.2.3 Le démarrage par purge interne

Afin d'atteindre la condition de ratio de contraction lors du démarrage, certaines tuyères, comme celle montrée à la Figure 11, sont perforées pour permettre de laisser passer un plus grand débit derrière le choc à l'entrée après que le col du moteur soit étranglé. Ceci a pour effet de diminuer le nombre de Mach requis pour démarrer le moteur. Ce moyen permet donc la même chose que les moyens utilisant une géométrie variable, à l'exception qu'il n'a pas recours à de multiples pièces mobiles. Ce moyen d'améliorer le démarrage est donc plus approprié pour le cas du R4E. Il a d'ailleurs été envisagé par Plante [2001], à la lecture des résultats de tests en soufflerie obtenus par Hunkzak [1950] avec un diffuseur de type Pitot perforé. Ce dernier a d'ailleurs montré que les perforations pouvaient aussi aider le choc à se stabiliser près du col en purgeant la couche limite.

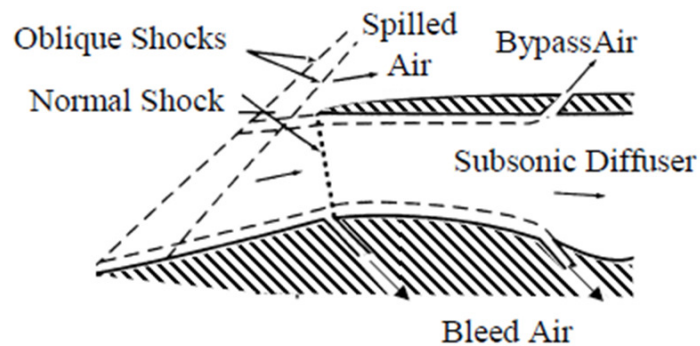


Figure 11 : Diffuseur supersonique muni de purges internes [Georgia Tech, 2001]

Les purges seraient un moyen viable pour démarrer le compresseur du R4E, mais leur conception doit être faite de manière à être robuste à toutes les conditions d'opération et à ne pas complexifier la fabrication.

à la Figure 13. Cependant, le déversement par le moyeu est plus difficile, car l'écoulement se buterait à une importante accélération centrifuge.

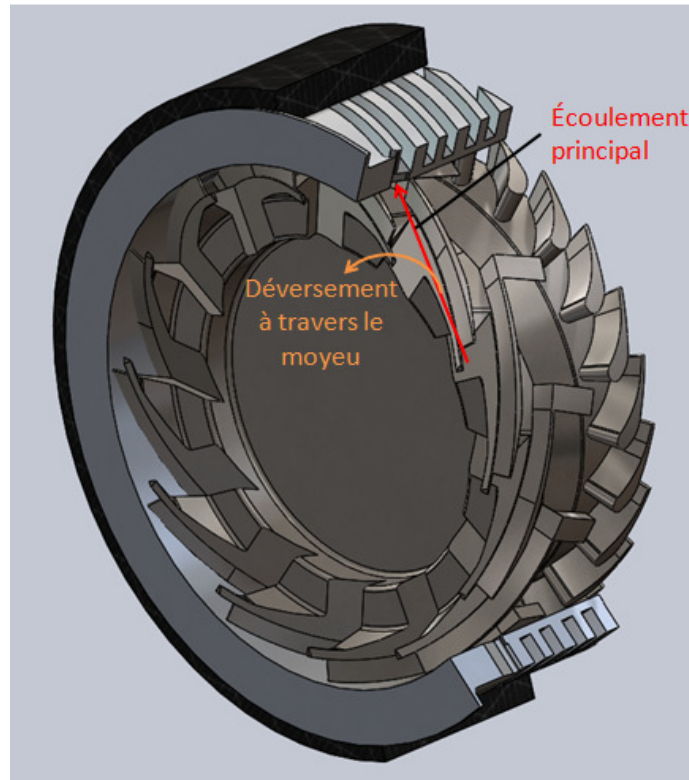


Figure 13 : Démarrage par déversement à travers le moyeu du R4E

2.3 Les compresseurs supersoniques

Comme les compresseurs axiaux maximisent la densité de puissance, on ne s'intéressera qu'à ce genre de compresseurs supersoniques. En effet, les compresseurs centrifuges ou mixtes ne peuvent typiquement pas offrir le même débit massique qu'un compresseur axial. Ainsi, même si ces compresseurs sont souvent plus efficaces, l'efficacité n'est pas la spécification la plus importante pour le R4E.

Le principe de fonctionnement des compresseurs supersoniques est le suivant : ils convertissent la pression dynamique d'un écoulement en pression statique en le ralentissant dans le repère du compresseur. Le ralentissement peut être fait par effet «ram» et par un changement de direction de l'écoulement. Ceci peut être fait de manière isentropique ou avec des ondes de choc. Ils ont comme avantages que l'augmentation de pression par étage et le débit massique peuvent être beaucoup plus élevés que pour les compresseurs subsoniques.

L'histoire des compresseurs supersoniques a vu le jour en 1938, en Allemagne. Les travaux de Weise [Broichhausen *et al.*, 2005] ont permis d'obtenir un compresseur dont le rotor était subsonique et le stator, supersonique avec une onde de choc. Ce premier venu n'offrait qu'un ratio de pression statique de 1.35 avec une efficacité de 26 %.

Après ces résultats décevants, il aura fallu attendre après la guerre pour que la recherche se poursuive. En 1950, Kantrowitz [1950] s'est intéressé au démarrage des compresseurs supersoniques. Lorsqu'un compresseur n'est pas démarré, un choc normal permet des pertes de débit massique par déversement autour du canal [Bloch *et al.*, 1999]. Tout juste avant le démarrage, le ratio de contraction du convergent est tout juste suffisant pour étrangler tout le débit qui doit passer dans le canal. Cette condition a justement été appelée limite de Kantrowitz. Une fois démarré, il y a toujours formation d'un choc arqué devant le bord d'attaque des pales dû à l'épaisseur finie du bord d'attaque des pales. La perte de pression d'un tel choc est estimée par la méthode présentée par Klapproth [1950] et la forme est donnée par la méthode de Moeckel [1949]. À la limite de Kantrowitz, Celikovsky [1978] a introduit une marge de démarrage pour tenir compte de la contraction causée par l'épaississement de la couche limite dans le compresseur.

Ces recherches plutôt fondamentales ont permis de mieux comprendre les mécanismes de pertes des compresseurs supersoniques. Kantrowitz [1950] a développé un compresseur dont le rotor était supersonique et dans lequel pouvait se stabiliser un choc. Le stator fortement courbé permettait d'augmenter davantage la pression statique, aussi bien que le ratio de pression était de 2 avec une efficacité de 76 %. Wilcox [1951] a suivi le pas avec un compresseur comportant deux rotors contrarotatifs délivrant un ratio de pression de 3.7 et une efficacité de 78 %. Klapproth [1949] a pour sa part développé un compresseur permettant un ratio de pression de 4 et une efficacité de 69 %. Par la suite, la recherche devint plus incrémentale. Gallus [1988] et Bohn [1974] ont tous deux développé des compresseurs semblables à celui de Klapproth, permettant des ratios de pression de 3 et 3.9 et des efficacités de 75 % et 89 %, respectivement.

Tous les premiers concepts de compresseurs ont été testés dans du Fréon 12, car la vitesse du son dans ce gaz est très basse. Les contraintes mécaniques dans le compresseur étaient donc grandement diminuées. Or, en 1995, l'utilisation de ce gaz devint interdite étant donné qu'il était nocif pour la couche d'ozone. Après une pause de 10 ans, Lawlor [2005] a développé le Rampressor, conçu pour comprimer du CO₂ et comparé à un diffuseur d'avion à la Figure 14.

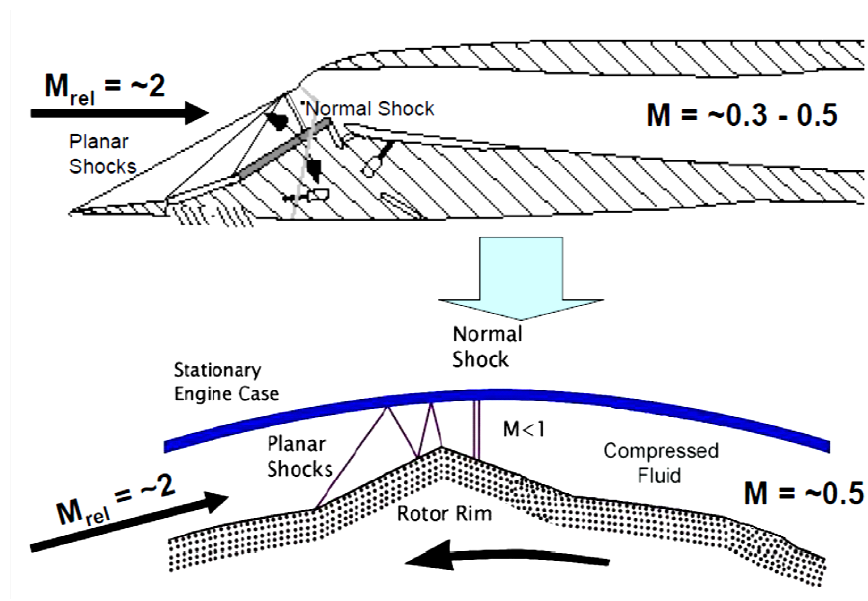


Figure 14 : Similitude entre le Rampressor (en bas) et un diffuseur supersonique d'avion [Lawlor *et al.*, 2005]

On remarque dans la Figure 14 que le Rampressor utilise des ondes de choc obliques se développant sur le moyeu pour ralentir l'écoulement jusqu'au col. Un choc normal situé en aval à ce dernier rend l'écoulement subsonique. Le démarrage de ce compresseur est effectué à l'aide d'un aubage à géométrie variable dans le repère statique devant le rotor pour ajuster le triangle de vitesse à l'entrée de ce dernier. La stabilisation d'un choc normal était facilitée à l'aide de purges aspirant la couche limite, limitant ainsi son interaction avec les chocs. De plus, ces purges permettent de stabiliser le choc normal advenant le cas où la pression adverse fluctuait, étant donné qu'elles coupent le transfert d'onde de compression par la couche limite. Le débit de ces purges est contrôlé en faisant varier la pression dans la cavité connectée à ces dernières. Lors d'essais expérimentaux, le dernier Rampressor offrait un rapport de pression de 2.41 avec un nombre de Mach relatif de 1.6. Par la suite, le rapport de pression a grimpé à 7.8 : 1 à Mach 2.7 [Grosvenor *et al.*, 2008]. La performance de ce compresseur est limitée par

les contraintes mécaniques et par le faible jeu entre le bout des pales et la volute entourant le rotor. Ce faible jeu limite la déformation du rotor et occasionne des fuites.

Le Tableau 1 résume les performances des compresseurs supersoniques dont il a été question précédemment.

Tableau 1 : Développement des compresseurs supersoniques dans le temps

Année de publication	Chercheurs	Nombre de Mach tangentiel du rotor	Ratio de pression	Efficacité isentropique	Configuration	Gaz
1943	Weise	<1	1.35	0.26	Axial, avec rotor subsonique et chocs dans le stator	Fréon
1950	Kantrowitz	1.72	2	0.76	Axial avec des chocs dans le rotor et stator courbé	Fréon
1952	Klapproth	2	4	0.69	Axial, avec rotor supersonique et chocs dans le stator	Fréon
1951	Wilcox et Robbins	1.6	3.7	0.78	Rotors contrarotatifs, configuration axiale et mixte	Fréon
1974	Wennerstrom	1.58	3.5	0.87	Axial avec choc dans le rotor	Fréon
1974	Bohn	1.55	3.9	0.89	Axial avec choc dans le rotor	Fréon
Interdiction de l'utilisation du Fréon en 1995						
2005	Lawlor	2.7	7.8	inconnue	Axial avec choc dans le rotor	CO ₂

2.3.1 Les cascades supersoniques

Les cascades supersoniques sont en fait une version en 2D sans rotation de compresseurs. Elles sont utilisées pour permettre la visualisation de l'écoulement et des mesures de pression en de multiples points dans des souffleries supersoniques.

Lichtfuss [1974] a été le premier [Broichhausen *et al.*, 2005] à étudier les cascades supersoniques comme outil de recherche fondamentale sur les compresseurs supersoniques. Leur ouvrage montre le comportement de l'écoulement dans une cascade de pales planes et cambrées. On y trouve que le nombre de Mach et l'inclinaison de l'écoulement par rapport aux pales sont les deux paramètres d'importance. Une brève introduction au choc détaché [Moeckel, 1949] est également présentée, ainsi que les méthodes d'analyse en soufflerie supersonique et les effets de la couche limite sur l'écoulement. De plus, on en déduit qu'il est inutile d'essayer des cascades non démarrées puisque la condition de périodicité n'est pas respectée dans ce cas. En effet, contrairement à un compresseur dans lequel l'écoulement est axisymétrique, le débit massique tentant d'entrer dans chaque canal n'est pas le même. D'autre part, les cascades essayées en soufflerie devront être conçues de manière à avoir un angle d'incidence suffisamment grand pour que l'onde dégagée par la première pale se trouve devant les pales subséquentes. Cette onde a pour but de rendre l'écoulement parfaitement parallèle à la face de succion de la première pale, rendant la cascade semi-infinie. Finalement, ces chercheurs ont également produit une cascade avec une efficacité de 75 % et un ratio de pression de 3.

Des étudiants de Starcken ont par la suite utilisé des cascades pour concevoir des compresseurs. Fuchs [1977] a conçu un stator de compresseur avec un écoulement incident à Mach 2.3 permettant un ratio de pression de 6 et une efficacité de 77 %. La couche limite de la soufflerie n'interagissait pas avec les chocs de la cascade, car celle-ci était isolée à l'aide de murs interstitiels. L'interaction entre la couche limite de la cascade elle-même et les chocs étaient évités, car le nombre de Mach au col était réduit à Mach 1.3, ce qui est assez faible pour qu'un choc normal n'entraîne pas la séparation de la couche limite. Le ratio de contraction requis pour ralentir l'écoulement à ce point ne permettant pas le démarrage de la cascade, l'angle d'incidence a été fixé à 5 degrés. L'angle d'incidence permettait alors des chocs obliques plus

forts. Cependant, une solution telle que celle-ci ne pourrait pas être utilisée dans le R4E, car les ondes émises par les pales font que l'incidence est toujours nulle.

Finalement Tweedt [1988] a essayé une cascade à Mach 1.6 et a obtenu un ratio de compression de 2.47. Dans ce cas, toute interaction entre la couche limite et les chocs était prévenue par un système de succion de couche limite tout juste avant le choc normal. Le débit était contrôlé en faisant varier la pression dans la chambre sous vide dans laquelle le canal de succion se déversait.

2.4 Souffleries supersoniques

Les souffleries supersoniques sont des dispositifs permettant d'accélérer un écoulement subsonique pour le rendre supersonique et d'observer le comportement de cet écoulement autour d'objets qui s'y retrouvent. Dans le cadre de cette étude, une soufflerie supersonique à nombre de Mach variable a été conçue. Ce banc d'essai est indispensable puisque la structure du compresseur actuel ne permettrait pas d'étudier le comportement de ce dernier aux nombres de Mach visés. La présente section regroupe les outils nécessaires pour faire le design d'une soufflerie appropriée.

2.4.1 Technologies de soufflerie supersonique

De nombreux concepts de soufflerie à nombre de Mach variable existent. La plupart utilisent un col à section variable pour faire varier le nombre de Mach [Kenney *et al.*, 1954], tel que montré à la Figure 15.

Les souffleries les plus perfectionnées sont celles qui utilisent des plaquettes de col flexibles. Parmi ces dernières, il existe plusieurs systèmes possibles pour actionner la membrane du col : des membranes montées sur des pivots, des blocs rigides et plusieurs autres variantes. Le choix de la technologie dépend du budget disponible et de la taille de la soufflerie. À petite échelle, des cols fixes remplaçables sont plus appropriés, car ils réduisent la longueur de la tuyère, donc l'épaisseur de la couche limite et les pertes par friction. D'ailleurs, pour compenser pour l'épaississement de la couche limite, la section de test doit avoir une section

légèrement grandissante. Les murs sont donc normalement inclinés d'un angle de l'ordre de 0.2° .

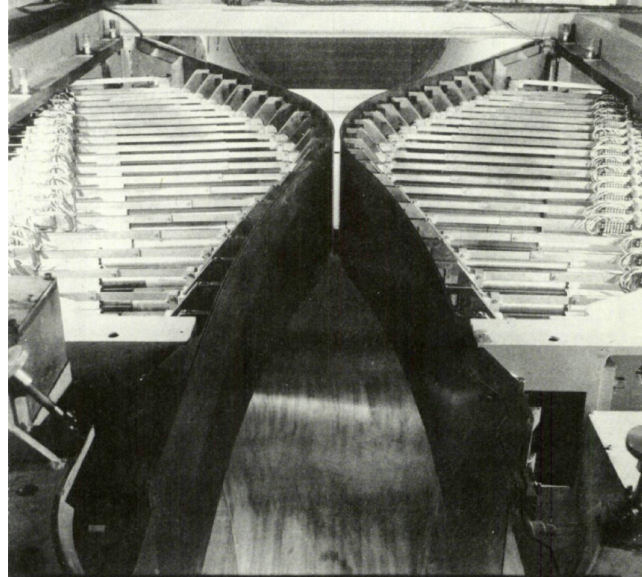


Figure 15 : Col variable utilisant des membranes flexibles activées par des vérins [Kenney *et al.*, 1954]

Certaines souffleries permettent aussi de faire varier la direction de l'écoulement entrant dans la cascade [Tweedt *et al.*, 1988]. Ceci peut être fait en changeant l'orientation des murs de la soufflerie, tel que présenté dans la Figure 16.

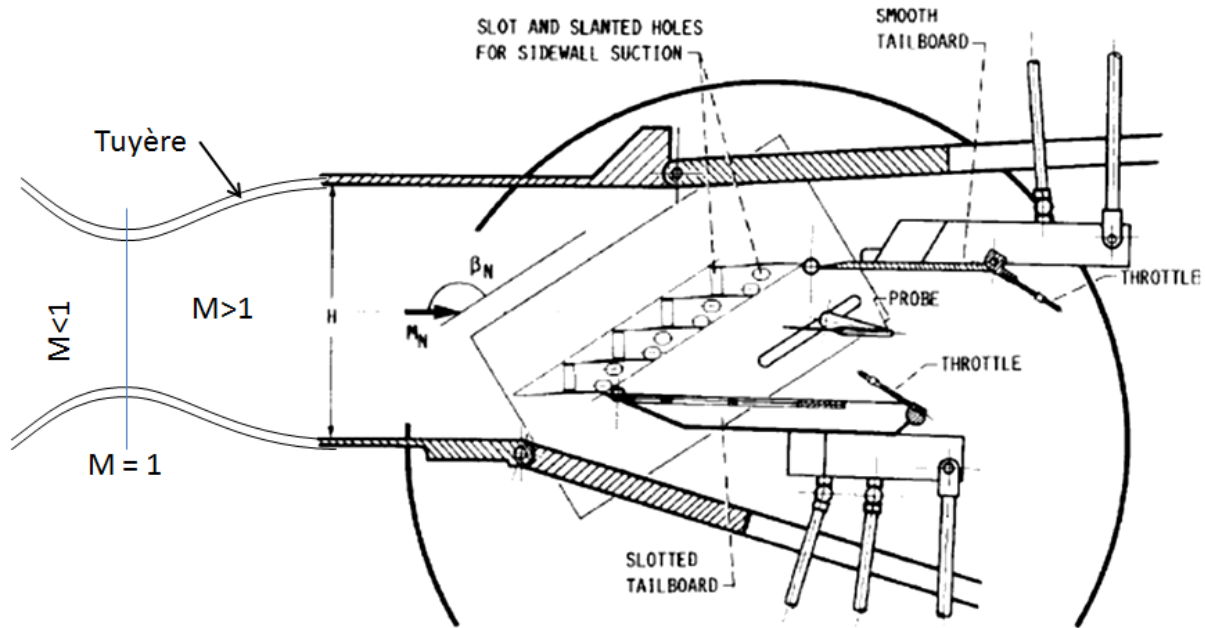


Figure 16 : Exemple d'arrangement de la section de test d'une soufflerie supersonique [Tweedt *et al.*, 1988]

On remarque dans la Figure 16 que la soufflerie comporte des clapets derrière la cascade, ici appelés « throttle ». Ces derniers permettent de faire varier la pression adverse. On remarque qu'une augmentation de la pression adverse peut induire un épaississement de la couche limite et même pousser le choc normal devant les pales à l'arrière de la cascade. Dans le cas de la cascade montrée, des canaux de suction de couche limite permettent d'éviter une interaction avec le choc normal dans la cascade.

Un autre paramètre est important à prendre en compte lors du design d'objets devant être insérés dans une soufflerie. La contraction causée par un tel objet doit permettre au choc normal de la soufflerie d'en sortir lors du démarrage de l'écoulement [John *et al.*, 2005]. Si on considère que la présence de cet objet crée un second col de section A_2^* , la section restante du canal doit au minimum valoir :

$$A_2^* = \frac{P_{01}}{P_{02}} A_1^* = \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1} M^2 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{2}{(\gamma+1)M^2} + \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} A_1^* \quad (2.1)$$

Où P_{01} est la pression totale initiale, P_{02} est la pression totale finale et γ est le ratio de chaleur massique. Plus le nombre de Mach dans la soufflerie est bas, moins la soufflerie sera tolérante

à recevoir des objets dans sa section de test. C'est d'ailleurs pourquoi il n'était pas possible d'utiliser le système de pression adverse pour les essais à Mach 1.8, tel qu'expliqué au CHAPITRE 6.

2.4.2 Méthode de design de tuyères

La méthode des caractéristiques est une technique couramment utilisée pour concevoir des tuyères et même des cols de soufflerie [Thompson, 1988] [Shapiro, 1953]. Cette technique consiste à déterminer la position d'ondes d'expansion ou de contraction de l'écoulement dans la tuyère, à déterminer la forme des murs et à prédire la direction de l'écoulement en plusieurs points. L'orientation des murs de la tuyère doit permettre d'accélérer et de redresser un écoulement supersonique pour éviter la réflexion d'ondes. Ainsi, un design approprié de tuyère n'admettra aucune onde d'expansion réfléchiée à la sortie.

Les effets visqueux doivent aussi être pris en compte lors de la conception. En effet, la tuyère doit être assez grande pour que les effets de confinement dans la cascade soient absents. Ces effets de confinement se présentent sous la forme d'interactions entre la couche limite et les chocs. Lorsqu'un choc apparaît dans la tuyère, il crée un épaissement voire un décollement de la couche limite par le fait qu'il induit un gradient de pression adverse important. La contraction entraînée par la couche limite peut alors permettre à la partie subsonique de l'écoulement de réaccélérer au-delà de Mach 1, et ainsi rendre possible d'autres chocs normaux. Une telle suite de chocs normaux est communément appelée train de chocs. La Figure 17 montre ce phénomène.

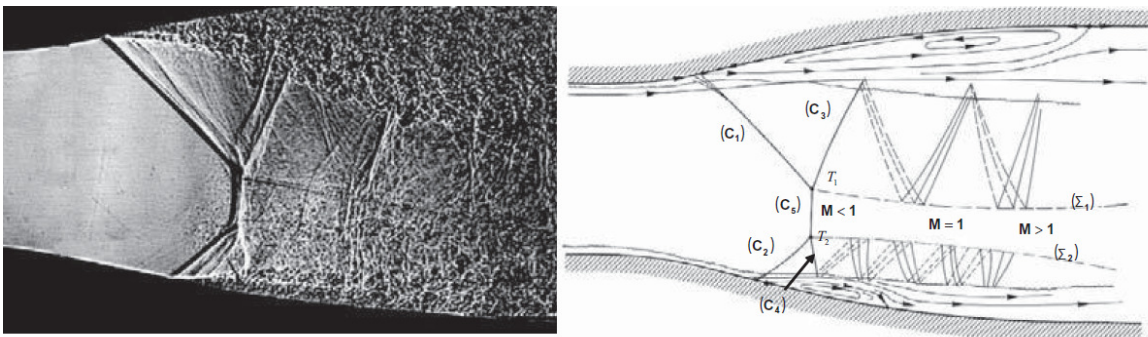


Figure 17 : Effet de confinement dans un écoulement visqueux interne [Babinsky, 2013]

Considérant que le nombre de Mach est d'environ 1.6 au col de la cascade, on considère la recommandation de demi-hauteur (H) du canal. À un tel nombre de Mach, on doit choisir H tel que $\delta^*/H < 2\%$ pour éviter les effets de confinement [Babinsky *et al.*, 2013]. Si le nombre de Mach était de 1.3, le choc ne serait tout simplement pas assez fort pour créer une séparation de la couche limite. Si le nombre de Mach augmente, une couche limite de plus en plus mince peut produire un train de choc. À Mach 1.8, une couche limite très mince ($\delta^*/H \ll 1\%$) peut produire une interaction importante. En résumé, la hauteur du canal de la soufflerie a été choisie de sorte que la couche limite sur le mur de la soufflerie ait un impact mitigé sur l'écoulement.

2.4.3 Méthode d'instrumentation des souffleries

Il existe plusieurs méthodes d'instrumentation afin d'extraire les données d'essai en soufflerie. Souvent, on mesure la pression totale dans le plénum et plusieurs mesures de pression statique dans la section de test afin de déterminer localement le nombre de Mach [Tweedt *et al.*, 1988]. De plus, afin de mesurer la vitesse et la direction de l'écoulement, des anémomètres au laser, tel que les vélocimètres laser à double foyer, peuvent être utilisés [Chaves *et al.*, 2008].

2.5 Méthodes de visualisation

Il existe au moins trois méthodes pour observer un écoulement supersonique de gaz, les ondes de choc ou les couches limite : l'interférométrie [Merzkirch, 1974], la strioscopie [Settles, 2001] et l'ombroscopie. Ces dernières sont toutes basées sur le même principe : l'indice de réfraction de la lumière dans un gaz dépend de sa densité. Lorsqu'il y a variation locale de densité, les faisceaux lumineux sont ralentis ou déviés.

Le moyen le plus simple est l'ombroscopie. Il consiste à observer l'ombre de l'écoulement directement. Voir l'ombre des gaz chauds s'échappant d'un barbecue sur le sol en été est un exemple simple d'ombroscopie. Cette méthode permet d'observer le champ du laplacien de la densité $\nabla^2\rho$. Cela signifie que pour obtenir une mesure quantitative, il faut intégrer à deux reprises et donc connaître la dérivée première de la densité en un point et la densité elle-même en un autre point. C'est la raison pour laquelle l'ombroscopie n'est pas utilisée pour obtenir

des données quantitatives sur l'écoulement. On l'utilise surtout pour les phénomènes grossiers étant donné sa faible sensibilité.

Quant à l'interféromètre, il exploite le déphasage des rayons lumineux passant dans le milieu de densité variable. Il y a donc interférence destructive ou constructive des ondes électromagnétiques, conduisant à des franges sombres ou claires sur l'interférogramme. Il constitue un moyen quantitatif d'observer l'écoulement puisqu'ils donnent directement l'indice de réfraction du milieu observé, donc sa densité. Cette technique requiert cependant des infrastructures très complexes avec des tolérances dimensionnelles extrêmement serrées et ne sera donc pas retenue pour la présente étude.

La strioscopie est une variante de l'ombroscopie en ce sens qu'ils utilisent un montage semblable, à l'exception qu'on y ajoute une lame pour intercepter les rayons déviés. Bien que cet ajout rende le montage plus complexe, il permet de rendre l'appareil plus sensible en augmentant les contrastes. Comme l'ombroscopie, la strioscopie n'est pas un outil de mesure quantitatif. En effet, il permet la visualisation de la dérivée première de la densité, mais avec un seuil de saturation déterminé par la position de la lame. Tous les rayons déviés d'un angle supérieur à un certain seuil sont interceptés, donc il est impossible de visualiser la variation de la densité dans cette plage, rendant la fonction discontinue et donc impossible à intégrer. Comme de simples données qualitatives sont suffisantes pour le présent projet, un outil de strioscopie sera utilisé. La section suivante donne de plus amples informations sur cette méthode de visualisation.

2.5.1 L'outil de strioscopie

Il existe plusieurs montages possibles d'outil de strioscopie, comme le montage en ligne à deux lentilles (tel qu'illustré à la Figure 18) et le montage en Z avec deux miroirs concaves. Pour faciliter l'alignement et pour une question de compatibilité géométrique avec le montage de la soufflerie, celui à deux lentilles est retenu. Ce montage est moins sujet à des problèmes d'alignement tels que le coma ou l'astigmatisme. De plus, l'écoulement à observer couvre une petite surface, donc il n'est pas nécessaire de se doter d'un appareil avec une large plage de visualisation, qui caractérise souvent les montages avec des miroirs concaves.

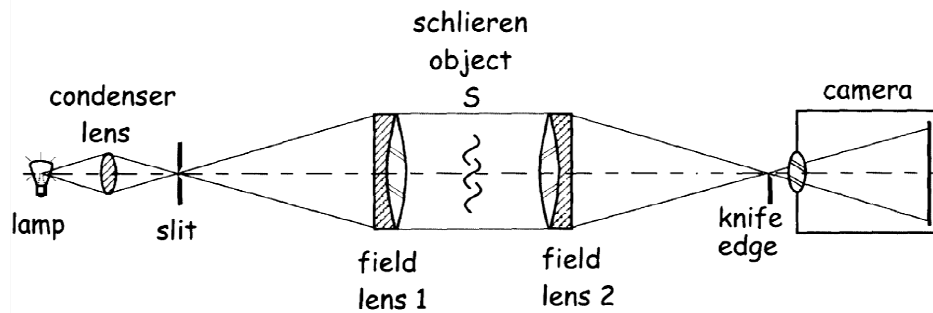


Figure 18 : Montage de strioscopie à deux lentilles [Settles, 2001]

Avec ce montage, une attention particulière doit être portée pour éviter les aberrations chromatiques, c'est-à-dire la stratification de la lumière par ses longueurs d'onde. Une source dont la plage de longueur d'onde est courte est donc à privilégier pour éviter d'avoir recours à des lentilles achromatiques. Cette source doit être aussi ponctuelle que possible pour éviter les images floues. Un iris peut ainsi être utilisé pour bloquer les rayons parasites. À la place de cet iris, une plaque comportant une fenêtre rectangulaire pourrait être utilisée pour mieux correspondre à la géométrie de la lame. Finalement, la source de lumière doit être très intense pour permettre l'imagerie à haute vitesse. Une DEL de haute puissance sera donc choisie, d'autant plus que les DEL produisent une plage restreinte de longueurs d'onde. Elles sont également plus simples à utiliser que les sources à arc électrique ou encore les lasers, qui requièrent des lentilles de très haute qualité, à moins d'utiliser un faisceau de lumière suffisamment étendu.

La direction du gradient d'indice de réfraction observé, donc de densité, dépend de l'orientation et de la forme de la lame. Ainsi, une lame verticale permet d'observer les gradients de densité dans l'axe horizontal. Cette configuration sera utilisée puisque la soufflerie produit un écoulement horizontal. Puisque les phénomènes observés sont violents, l'utilisation d'un filtre ombragé pourrait remplacer la lame traditionnellement utilisée pour augmenter la plage de mesure.

La sensibilité de l'appareil optique aura un impact sur le contraste des images obtenues, donc elle dépend de l'angle de déflexion des rayons lumineux. Le contraste peut être augmenté en coupant beaucoup de lumière avec la lame, au détriment de la luminosité des images. Un

indicateur de haute sensibilité est la possibilité de voir l'écoulement de convection naturelle de l'air chaud émanant d'une main, par exemple. D'autres moyens existent pour augmenter la sensibilité, tels que l'achat de lentilles de meilleure qualité, l'augmentation de la distance focale de la seconde lentille, le post-traitement numérique des images et l'isolement de l'appareil optique à l'environnement. Dans le cas de cette étude, une haute sensibilité n'est pas nécessaire puisque les chocs produisent de fortes variations de densité, donc des angles de réfraction élevés (environ 200 arcsecondes pour un choc à Mach 2). Il est plutôt important de maximiser la plage de mesure, chose qui peut être faite en coupant moins de lumière avec la lame (environ 50 %). Le risque de saturation (réfraction pour laquelle une réfraction plus intense ne changera rien sur l'image) sera alors moindre. Les risques de diffraction de la lumière, soit la déviation de cette dernière autour de corps de haute densité formant un halo autour de ce dernier, sont également moindres pour un système dont la sensibilité est modérée.

Les fenêtres de la soufflerie nuisent à la sensibilité de la strioscopie. Bien que le verre BK-7 soit le matériel le plus approprié, l'acrylique est adéquat et est facile à machiner tout en étant plus clair optiquement que le polycarbonate.

Puisque l'objet de strioscopie n'occupe qu'une faible proportion de l'image pouvant être captée par la caméra, l'utilisation d'une lentille grossissante sera utilisée. Cette lentille permettra également de focaliser sur l'objet de strioscopie.

D'autre part, il existe des moyens pour mesurer quantitativement les caractéristiques de l'écoulement, tels que la strioscopie colorée, la strioscopie-interférométrie et la photométrie. Ils ne seront pas pertinents, puisque les données qualitatives sont suffisantes.

CHAPITRE 3

PROBLÉMATIQUE

Le premier R4E, développé par Mathieu Picard et David Rancourt et illustrée à la Figure 19, utilisait un compresseur supersonique non démarré. À ce moment, il était justifié d'utiliser ce concept, car on ne visait pas à optimiser l'efficacité. Or, afin d'augmenter la densité de puissance du moteur, il a été démontré au chapitre 2 qu'il faudrait viser un nombre de Mach incident de 2 à l'entrée des pales. À cette vitesse, les pertes d'efficacité occasionnées par un choc normal sont considérables. Il faut donc trouver un compresseur qui puisse démarrer à Mach 2 et être stable dans ces conditions. De plus, il faut que ce compresseur ralentisse autant que possible le gaz avant l'entrée dans la chambre à combustion pour que la flamme puisse s'y positionner.

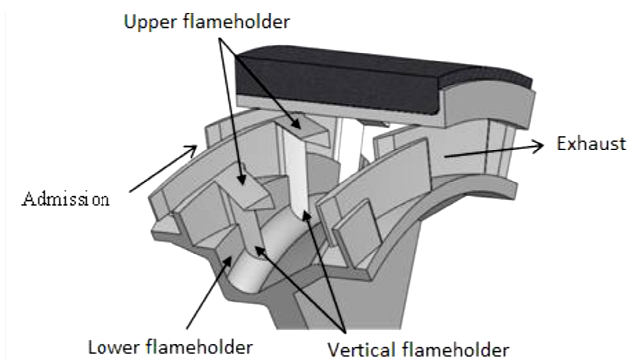


Figure 19 : Composantes internes du R4E [Picard, 2011]

Une autre équipe formée de Gabriel Vézina [Vézina, 2014] et Hugo Fortier-Topping [Fortier-Topping, 2014] ont développé une autre version du moteur Ramjet : le SRGT. Il se démarque du R4E par le fait que la chambre à combustion n'est pas en rotation. Le compresseur de ce moteur comporte un rotor tournant à une vitesse au-delà de la vitesse du son qui accélère l'écoulement tangentiellement avant que ce dernier n'entre dans le stator, où il y a décélération et mise sous pression du gaz par ondes de choc. Cependant, étant donné qu'il a été impossible de démarrer le stator, l'onde de choc était stabilisée à l'entrée du rotor, causant une interaction avec la couche limite qui a provoqué le blocage du compresseur. Le débit et le ratio de pression n'ont donc pas été à la hauteur des attentes.

Le chapitre 2 a présenté les compresseurs supersoniques qui ont marqué l'histoire de la technologie. Ces derniers ne sont pas adaptés au R4E parce que le nombre de Mach d'opération est souvent trop bas ou parce qu'il faut un rotor accompagné d'un stator pour en tirer profit. Les essais en soufflerie seront donc au cœur de ce mémoire car ils permettront d'évaluer de nouveaux concepts et d'obtenir une meilleure compréhension de l'écoulement de fluide dans des compresseurs axiaux supersonique.

En résumé, le projet porte sur l'analyse du comportement du compresseur en régime transitoire et permanent et sur son amélioration. Ainsi, voici la question de recherche :

Comment un compresseur supersonique axial de petite taille se comporte-t-il lors du démarrage à un nombre de Mach de 2 et quel est le meilleur concept de compresseur supersonique pour le moteur R4E en termes d'efficacité, de densité de puissance et de stabilité?

3.1 Objectifs

Les principaux objectifs du projet est de connaître le fonctionnement du compresseur lors du démarrage et de développer le meilleur compresseur tant en régime transitoire que permanent.

Les objectifs spécifiques sont les suivants :

- Recenser la plupart des compresseurs supersoniques développés jusqu'à aujourd'hui et obtenir de meilleures performances
- Évaluer des cascades de compresseurs à l'aide d'une soufflerie supersonique conçue à cette fin
- Démarrer des concepts de compresseurs supersoniques à Mach 2
- Optimiser le compresseur retenu pour maximiser la densité de puissance
- Intégrer le concept final de cascade au moteur R4E et y prédire son comportement

Le projet de recherche est de type conception appuyée d'expérimentations et de simples modèles analytiques. À partir des données obtenues lors des essais, il sera possible de mettre

en place un compresseur performant et facile à démarrer. Le résultat du projet de recherche sera donc un compresseur adapté pour le R4E.

3.2 Méthodologie

Le projet de ce mémoire en est un de conception. Son déroulement est donc une suite d'aller-retour entre le domaine de la créativité (C) et des connaissances (K), tel qu'illustré à la Figure 20. Au chapitre 4, la connaissance des compresseurs existants (K) aide à générer des concepts plus ou moins semblables (C). Au chapitre 5, l'évaluation préliminaire des concepts (K) trace les lignes directrices pour générer de nouveaux concepts (C) plus performants. Les modèles analytiques se raffinent graduellement. Au moment où il est difficile de générer de meilleurs concepts, les idées les plus prometteuses sont concrétisées en les amenant sous forme de cascades dans une soufflerie supersonique. Les essais, dont les résultats sont présentés au chapitre 6, servent à valider les modèles analytiques et à converger vers le compresseur qui sera retenu pour le R4E. Ce compresseur, qui n'est en fait qu'une cascade au terme des essais, doit être adapté pour être monté à bord du R4E. Le chapitre 7 présente donc de nouveaux modèles analytiques développés pour prédire le comportement du concept final sous l'effet des phénomènes physiques présent dans le R4E qui n'ont pas pu être reproduit en soufflerie.

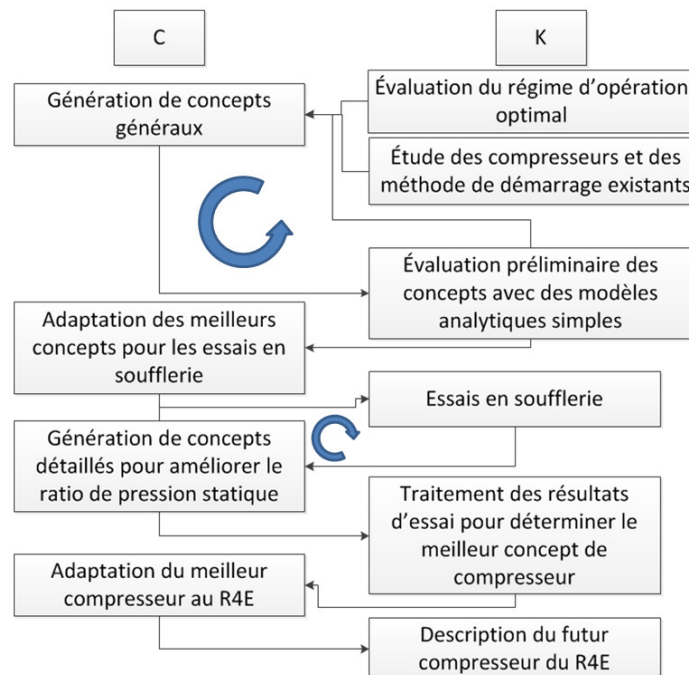


Figure 20 : Processus de conception du compresseur supersonique

CHAPITRE 4

GÉNÉRATION DE CONCEPTS DE COMPRESSEURS SUPERSONIQUES

Comme dans tous projets de conception, les travaux décrits dans ce mémoire ont pris la forme de nombreuses phases de divergence-convergence. Des concepts inspirés des machines existantes présentées au chapitre 2 ont donc été générés puis analysés à l'aide de modèles simples afin d'en faire ressortir des favoris. Le présent chapitre s'intéresse aux contraintes de la conception, aux besoins de l'équipe Ramjet et à la phase de divergence du processus de conception. Des modèles préliminaires sont également présentés pour entamer le processus de convergence avant comparer les concepts retenus dans un modèle plus sophistiqué, qui fera l'objet du chapitre 5.

4.1 Besoins et contraintes

Le client pour le présent projet est l'équipe Ramjet. Les besoins de l'équipe visent tous à produire un moteur qui pourra se démarquer par ses performances. Ainsi, l'équipe Ramjet veut un compresseur qui :

- Reste efficace en condition off-design
- Maximise l'efficacité du moteur
- Maximise la densité de puissance du moteur
- Minimise les coûts de fabrication
- Diminue la vitesse de sortie de l'écoulement (pour stabiliser une combustion, par exemple)

Les ressources disponibles pour réaliser le projet sont limitées, ce qui impose certaines contraintes dans la conception. Par exemple, la soufflerie construite n'est pas assez grande pour essayer des cascades courbées, c'est-à-dire des cascades dont l'écoulement à la sortie n'a pas la même direction qu'à son entrée. Ce genre de cascade permet normalement de convertir

plus de pression dynamique en pression statique et est couramment utilisé en pratique. Un exemple de cascade courbée est présenté à la Figure 21. Comme la soufflerie ne peut pas démarrer avec de telles pales, seules des cascades droites seront étudiées.

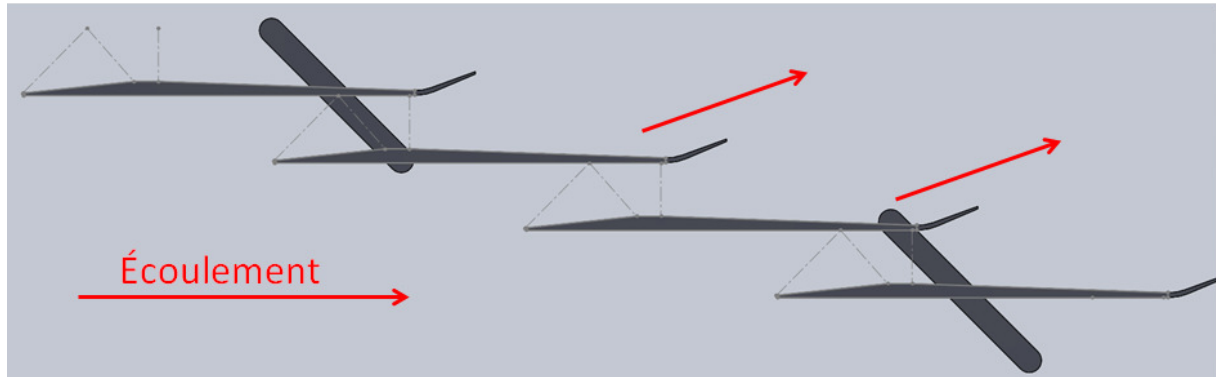


Figure 21 : Exemple d'une cascade courbée

Une autre contrainte est plutôt d'ordre technique : celle de la périodicité. Ainsi, la cascade conçue doit permettre un écoulement identique entre chacune de ces pales pour représenter correctement la physique d'un compresseur en rotation. On dit alors que la cascade est infinie [Lichtfuss *et al.*, 1974].

4.1.1 Régime optimal du R4E

Le moteur tel qu'essayé expérimentalement n'avait pas la densité de puissance désirée. La vitesse à laquelle il a tourné était bien inférieure à la vitesse idéale. Cette vitesse doit être déterminée afin de mieux répondre aux besoins de densité de puissance et d'efficacité de l'équipe Ramjet. Elle devient une spécification importante pour le projet.

Un premier modèle a été développé afin de déterminer le régime optimal du moteur. Ce modèle prenait en compte les approximations suivantes :

- Le fluide est un mélange homogène de gaz parfaits
- L'écoulement est en régime permanent
- L'énergie totale dans une conduite est conservée (pas de transfert thermique)
- Les gradients de pression radiaux sont négligés
- L'épaisseur des couches limites de l'écoulement est négligée partout et il n'y a aucune interaction avec les chocs

- Les cascades qui démarrent ont un convergent à rampe qui ralentit l'écoulement avec deux chocs obliques et le choc normal est situé au col (choc normal le plus faible possible)
- Les cascades qui opèrent à un nombre de Mach supérieur à celui pour lequel elles sont conçues admettent des expansions qui accélèrent l'écoulement après le col.
- Il n'y a pas de choc détaché sur le bord d'attaque des pales

Le graphique de la Figure 22 montre la puissance prédite du moteur en fonction du nombre de Mach tangentiel en plus de comparer 4 concepts de compresseur : le premier démarre à Mach 1.5, le second à Mach 1.8, le troisième à Mach 2.25 et le dernier ne démarre jamais.

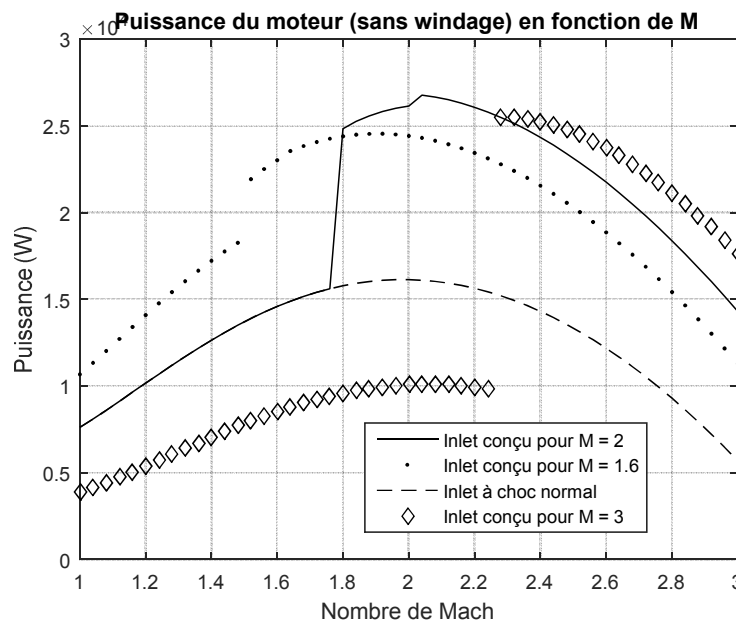


Figure 22 : Puissance du moteur R4E en fonction du nombre de Mach tangentiel

Le graphique indique que le régime optimal se situe à un nombre de Mach tangentiel de 2. Pour tout le reste de l'étude, les cascades seront optimisées pour fonctionner à ce nombre de Mach.

4.2 Concepts de cascades investigués

Au chapitre 2, plusieurs méthodes de démarrage ont été présentées. Parmi ces dernières, deux sont appropriées pour le R4E : la survitesse et la purge interne. Les concepts générés lors de

l'étude se divisent donc en trois familles : les cascades qui démarrent par survitesse, celles qui démarrent par purge et celles qui ne démarrent pas.

4.2.1 Les cascades qui démarrent par survitesse

Ces cascades sont conçues pour pouvoir avaler le choc normal au nombre de Mach de design en faisant passer la totalité du débit massique dans leur col. Pour ce faire, le ratio de contraction doit satisfaire le critère de Kantrowitz et le convergent ne doit pas induire de choc détaché en provoquant un virage trop brusque de l'écoulement.

Il existe deux moyens de ralentir un écoulement supersonique sans choc normal : les chocs obliques et les ondes de Mach. Deux concepts démarrant par survitesse ont donc été proposés : le convergent à rampe et le convergent à tuyère.

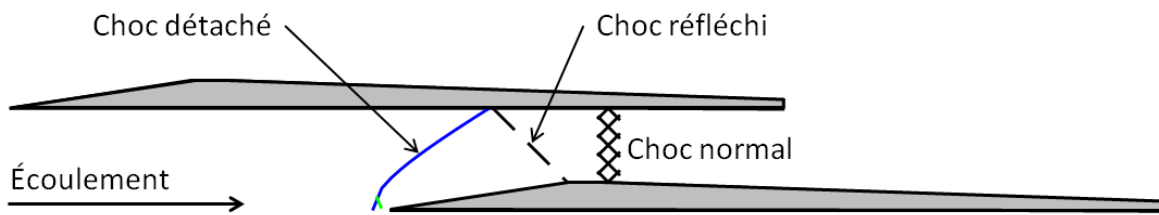


Figure 23 : Choc détaché devant le bord d'attaque des pales

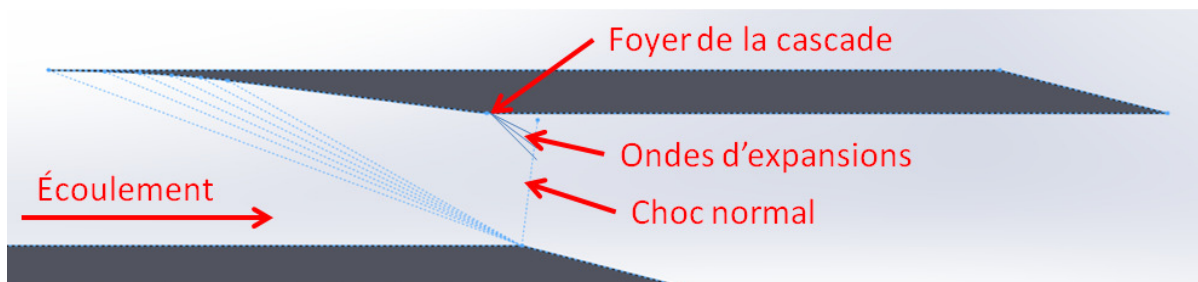


Figure 24 : Cascade conçue pour démarrer à Mach 3 qui ralentit l'écoulement avec des ondes de Mach

Un premier calcul approximatif, dont les hypothèses sont les mêmes que pour le modèle du chapitre 5, a pour but de comparer ces deux concepts et d'en retenir qu'un seul pour le reste de l'étude. Les pertes de pression totale dans le convergent d'une cascade conçue pour démarrer à

Mach 2 avec un angle de rampe de 6° qui opère à Mach 2 ne sont que de l'ordre de 1 %, pour un recouvrement de la pression totale de 84 % après le choc normal. Une cascade conçue pour démarrer au même nombre de Mach, mais qui ralentit l'écoulement à l'aide d'ondes de Mach de compression n'offre pas un gain énorme en efficacité : son ratio de recouvrement de pression totale est de 83 % après le choc normal, même si les pertes dans le convergent sont nulles.

Ces deux cascades n'opèrent pas à leur régime optimal puisqu'elles opèrent aux conditions auxquelles elles démarrent. La cascade à convergent isentropique est moins robuste, car elle ne ralentit pas autant l'écoulement avant le choc normal dans de telles conditions. La Figure 24 montre qu'il faut limiter la longueur de la rampe pour permettre le démarrage, faisant en sorte que le choc normal ne peut pas rencontrer le foyer de la cascade. L'écoulement accélère avant de rencontrer le choc normal à l'aide des expansions qui émaneront du foyer.

4.2.2 Les cascades qui démarrent à l'aide de purges internes

Les cascades par purges internes démarrent en retirant une partie du débit par des canaux dont l'embouchure se trouve dans la partie convergente de la cascade. Le débit excédentaire ne passe donc pas dans le col, permettant au choc de se stabiliser dans la section divergente de l'aubage. En théorie, ce concept permet un ratio de contraction plus élevé, permettant de réduire plus rapidement la vitesse de l'écoulement dans le convergent et de réduire les pertes de pression totales dans le choc normal.

Un modèle permet de dimensionner des canaux de purge appropriés pour les cascades qui ne peuvent pas démarrer par survitesse. Pour se faire, il calcule les propriétés de l'écoulement dans le convergent si ce dernier est précédé d'un choc normal. Connaissant le ratio de contraction du compresseur et le ratio de contraction sur la courbe de Kantrowitz, une différence de section est obtenue ainsi que le débit massique qui y passerait. Connaissant la pression statique à l'entrée et à la sortie des canaux de purge, on détermine alors le nombre de Mach dans la purge. Dans tous les cas, la purge sera étranglée, car le ratio de pression statique entre la sortie et l'entrée est suffisamment élevé. Ce dernier ne peut toutefois pas excéder 1.

On peut alors connaître la densité et la vitesse du fluide dans la purge. Il ne s'agit que de trouver la section requise des canaux pour laisser passer tout le débit excédant en l'isolant dans l'équation 4.3. Cette équation donne le débit massique passant dans un orifice étranglé :

$$\dot{m} = \rho_{in} * A_{orifice} * V_{in} = \frac{P_{in}}{T_{in} * R} * A_{orifice} * \sqrt{\gamma * R * T_{in}} \quad (4.1)$$

où P et T sont la température et la pression dans les canaux de suction, R est la constante de gaz parfait. Le ratio de contraction des canaux avec purge est alors corrigé, assurant le démarrage de la cascade à Mach 2 dans la mesure où l'angle de rampe ne provoque pas le détachement du second choc oblique. Finalement, on assume que les purges ne changent pas la direction de l'écoulement.

La Figure 25 montre un exemple de configuration de cascade munie de purges internes qui se déversent dans les canaux voisins. La Figure 26 et la Figure 27 montrent des canaux de purge qui envoient le débit excédentaire dans une zone de contournement située entre les fenêtres de la soufflerie et les murs interstitiels de la cascade.

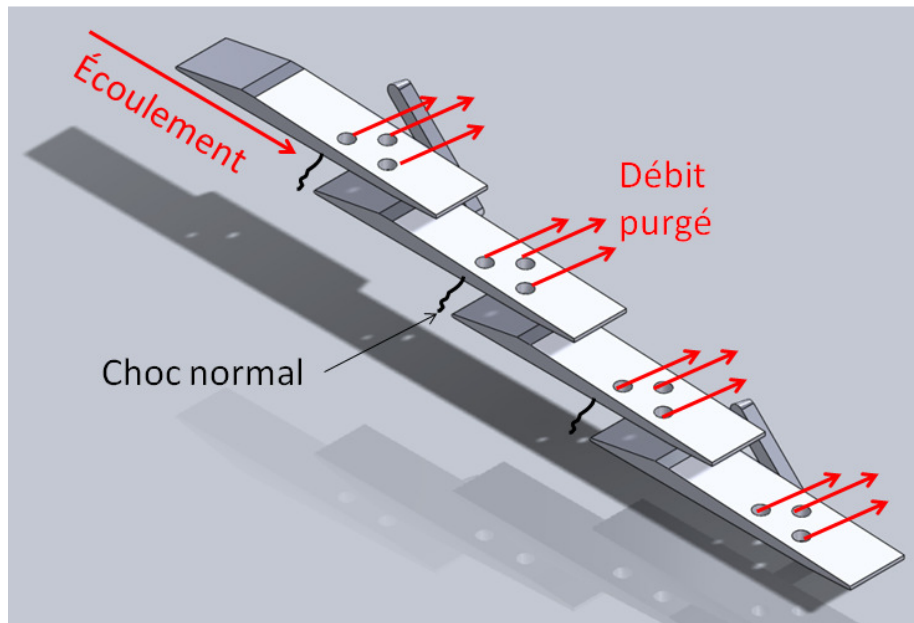


Figure 25 : Cascade de compresseur démarrant à l'aide de purge adaptée pour la soufflerie

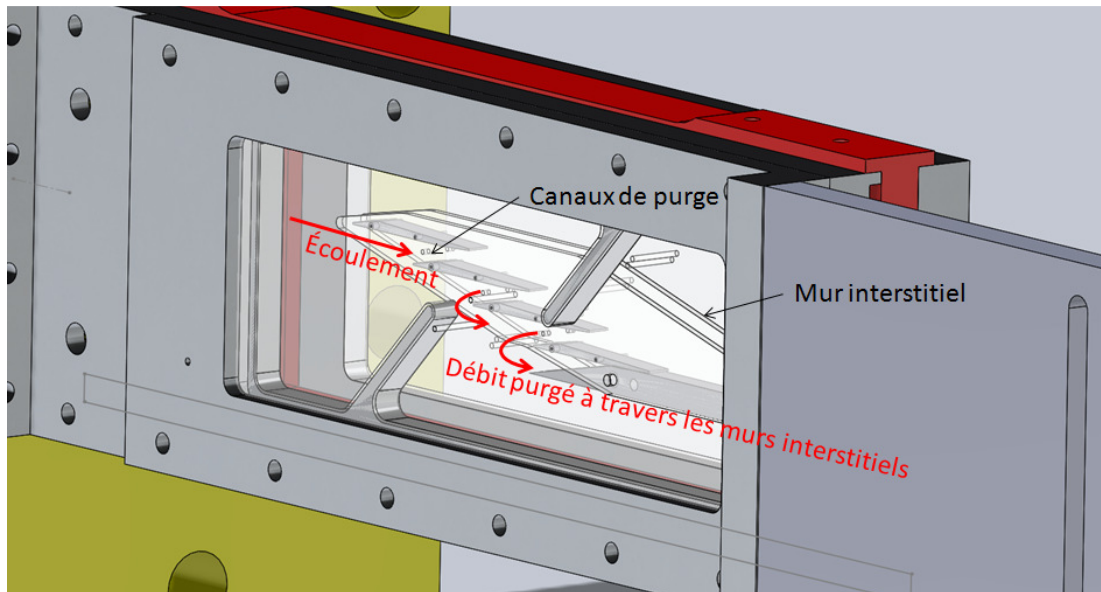


Figure 26 : Cascade munie de murs interstitiels avec canaux de purge

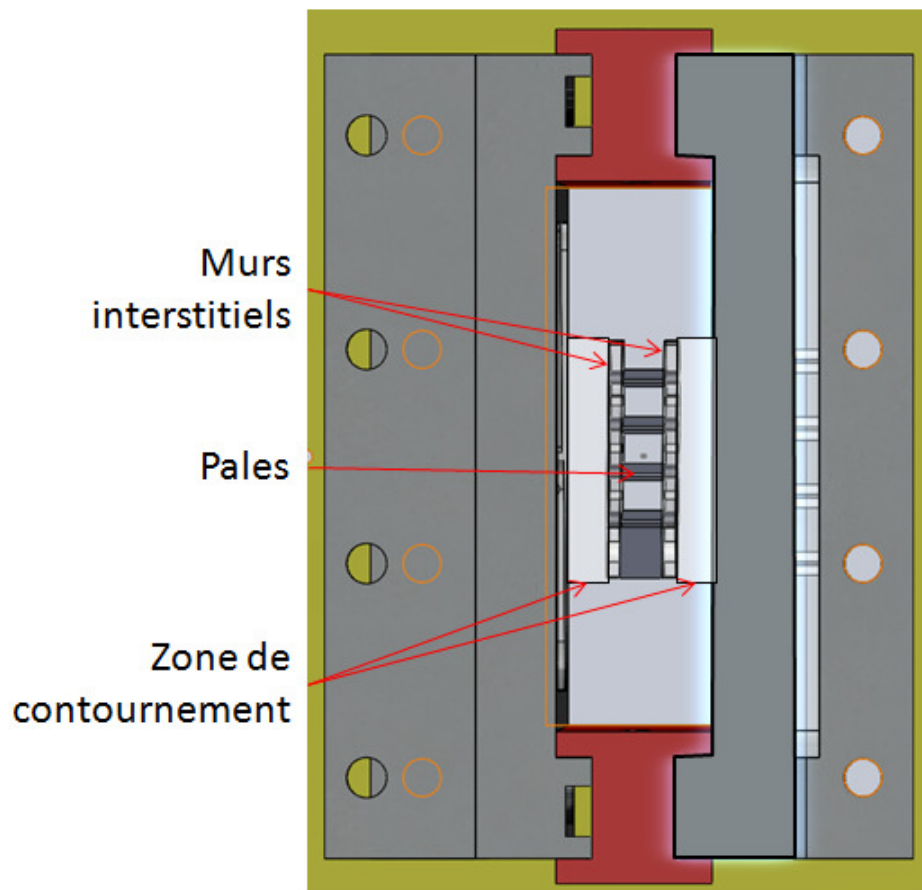


Figure 27 : Vue du bout de la soufflerie avec la cascade centrale (l'écoulement sort de la feuille)

Les aubages de compresseur rotatif qui démarrent par purge peuvent comporter des canaux qui ne laissent passer le débit que lorsque la cascade n'est pas démarrée. En effet, si les purges envoient le débit vers le centre du compresseur, il devra s'opposer à l'accélération centrifuge extrême du R4E. Ainsi, en choisissant une distance radiale appropriée pour les canaux, on peut annuler complètement les pertes de débit massique si la pression dans le convergent est faible comme dans le cas démarré.

4.2.3 Les cascades qui ne démarrent pas

Ces cascades n'admettent aucun moyen de stabiliser le choc normal ailleurs qu'à l'entrée du compresseur. Même si leur fonctionnement est plus simple, il n'est pas possible de tirer de conclusion des essais avec des cascades non démarrées, car ces dernières ne respectent pas la condition de périodicité. Pour cette raison, ce concept ne sera pas retenu. La Figure 28 montre l'allure de l'écoulement dans une cascade non démarrée, dont une des particularités est le déversement latéral de canal en canal.

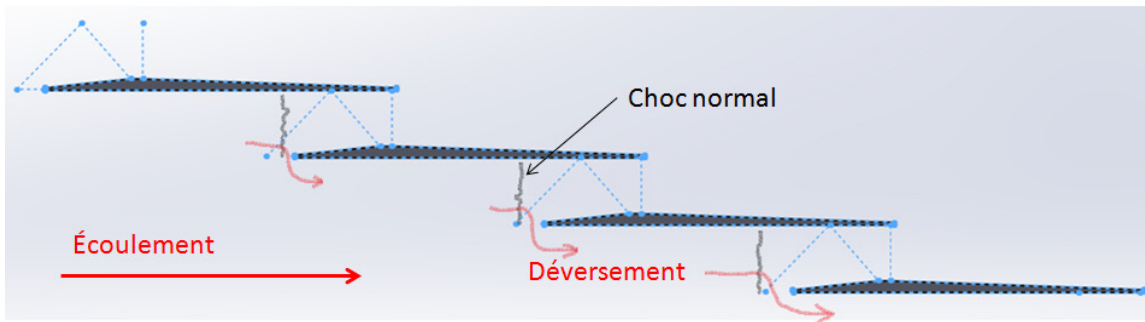


Figure 28 : Cascade de compresseur non démarrée

CHAPITRE 5

MODÈLE AÉRODYNAMIQUE ANALYTIQUE

La présente section montre les calculs analytiques qui permettent de connaître les propriétés thermodynamiques de l'écoulement à travers les cascades ainsi que les performances des différents concepts qui ont été présentés au chapitre 4.

Pour l'analyse de l'écoulement tel qu'il est dans la soufflerie, on impose la pression statique, le nombre de Mach et la direction de l'écoulement à l'entrée, bien que ces paramètres soient fixés par la vitesse de rotation et l'angle d'attaque des pales dans le cas d'un compresseur en rotation. L'objectif des modèles présentés dans ce chapitre est d'obtenir des bases de comparaison entre la théorie et les essais en soufflerie, et non de prédire le comportement du fluide dans le compresseur en rotation.

En fonction des paramètres d'entrée, la condition de démarrage est vérifiée en connaissant le ratio de contraction et l'angle de rampe du convergent. Une cascade sera démarrée seulement si son ratio de contraction est au-dessus de la courbe de Kantrowitz et que son angle de rampe est sous l'angle de rampe maximal. Il y aura alors des chocs obliques dans le convergent, admettant un écoulement totalement supersonique dans cette section de la cascade.

5.1 Approximations du modèle

Afin de simplifier les calculs tout en gardant une bonne représentation de l'écoulement réel, voici les hypothèses sous-entendues du modèle.

- Le fluide est un mélange homogène de gaz parfaits
- L'écoulement est en régime permanent
- Il n'y a des pertes de débit que par les purges
- L'énergie totale dans une conduite est conservée (pas de transfert thermique)
- Les gradients de pression radiaux sont négligés
- L'épaisseur des couches limites de l'écoulement est négligée dans le convergent

Le modèle donne le choix de considérer ou pas les phénomènes physiques normalement présents dans la cascade. Ces phénomènes sont

- Choc détaché sur le bord d'attaque des pales. Une partie subsonique apparaît due au rayon de courbure du bord d'attaque des pales
- Expansions au col de la cascade : dans le cas d'une cascade qui opère à un nombre de Mach supérieur à celui pour lequel elle a été conçue, il peut y avoir des ondes d'expansion pour que l'écoulement suive la direction de la rampe du divergent. Ces expansions accélèrent l'écoulement avant le choc normal, causant ainsi des pertes additionnelles de pression totale
- Choc normal à la sortie ou au col
- Si le choc est au col, on peut prédire qu'il y aura des interactions choc couche limite dans le divergent
- Si le choc est au col, on peut prédire le ralentissement en mode subsonique dans le divergent en déterminant le point de décollement de la couche limite à l'aide du critère de Stratford [1959].

5.2 Dimensionnement préliminaire des cascades

La présente section montre la composante du modèle qui permet de générer automatiquement différents profils de cascades adaptés pour différents nombres de Mach.

5.2.1. Choix de l'angle de rampe du convergent

L'angle de rampe du convergent est choisi de telle sorte qu'il soit inférieur à l'angle de rampe qui provoque un choc détaché pour l'écoulement à l'entrée du second choc oblique. Le modèle ajuste ensuite la rampe pour que les deux chocs obliques et le choc normal dans la cascade induisent tous la même perte de pression totale, calculée à l'aide de la formule 5.1 [Thompson, 1988]. Il n'est cependant pas possible d'égaliser la force des chocs pour les cascades ayant un ratio de contraction se rapprochant de 1, puisque le choc normal sera toujours plus violent que les chocs obliques dans ces cas.

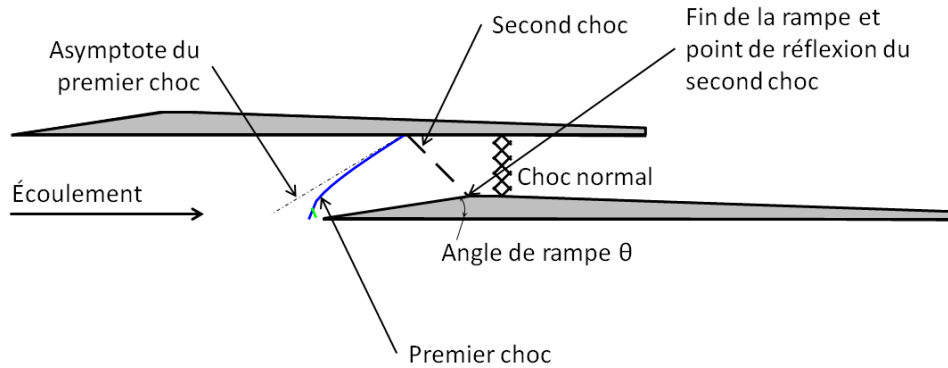


Figure 29 : Éléments du dimensionnement du profil de cascade

Le tout est fait de manière itérative. La rampe se termine au point de réflexion du second choc en considérant que ce choc est en fait la réflexion de l'asymptote du choc détaché, comme l'indique la Figure 29. Ceci fait en sorte que le ratio de contraction est légèrement inférieur par rapport au cas où on aurait considéré que le premier choc n'avait été qu'un choc oblique.

Pour le calcul de l'angle de rampe maximal, une méthode inspirée du graphique de la Figure 30 a été développée et permet une évaluation très précise. Le calcul augmente incrémentalement l'angle du choc β jusqu'au point où l'angle de rampe θ qui y est associé par la formule 5.2 atteint un maximum.

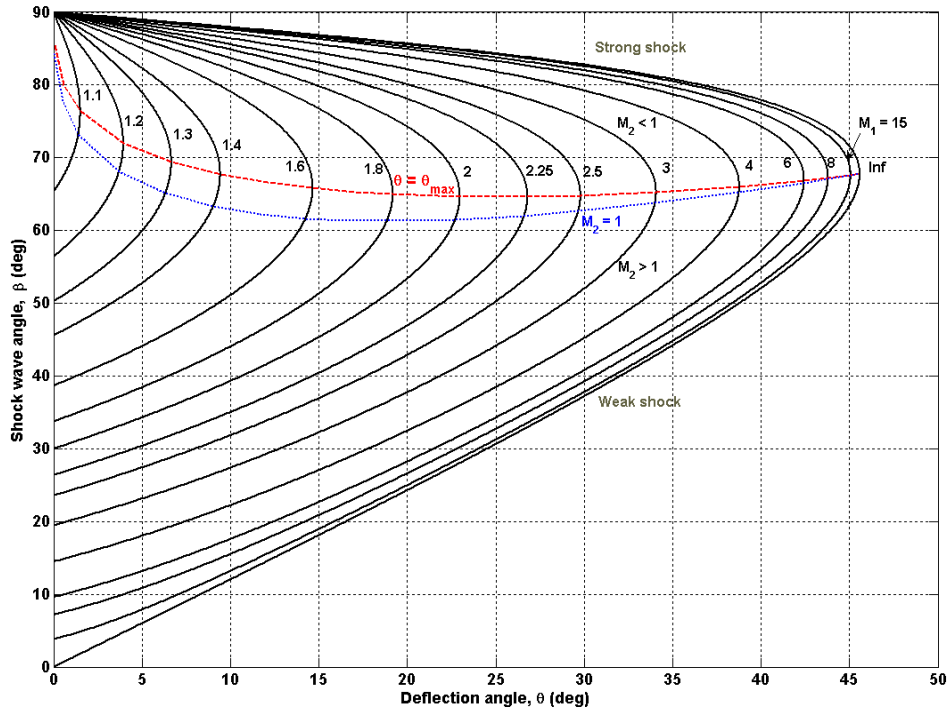


Figure 30 : Angle de rampe maximal en fonction du nombre de Mach [Wikipédia, 2015]

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{1}{\left(2 \frac{y}{y+1} M_{1n}^2 - \frac{y-1}{y+1}\right)^{\frac{1}{y-1}} \left(\frac{2}{(y+1)M_{1n}^2} + \frac{y-1}{y+1}\right)^{\frac{y}{y-1}}} \quad (5.1)$$

$$\theta = \text{atan} \left(\frac{2 \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta)} (M^2 * \sin(\beta)^2 - 1)}{(y+1)M^2 - 2(M^2 * (\sin(\beta))^2 - 1)} \right) \quad (5.2)$$

où y est le ratio de chaleur massique, θ est l'angle de rampe et β est l'inclinaison du choc par rapport à l'écoulement. Le convergent est maintenant complètement contraint. L'angle du divergent est par la suite choisi pour retarder au maximum le décollement de la couche limite, donc un angle de 2 degrés est approprié. Un exemple de profil généré par le modèle est présenté à la Figure 32. À titre comparatif, la Figure 31 quelques exemples de profils de pales de compresseurs supersoniques. On remarque que la différence majeure est au niveau de la courbure des pales.

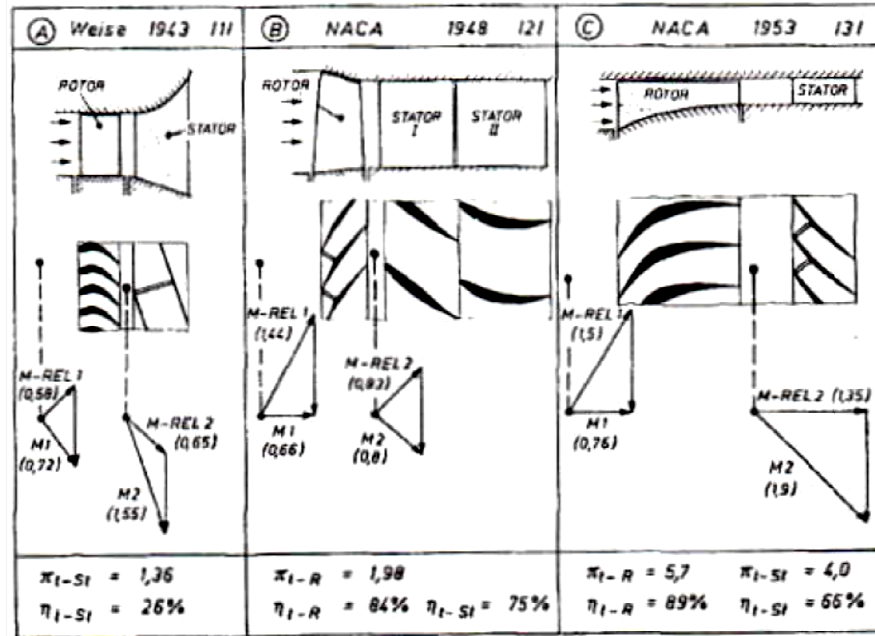


Figure 31 : Profils de pales de compresseurs supersoniques développés par Weise, Kantrowitz et Klapproth [Gallus *et al.*, 1988]

5.2.2. Dimensionnement des canaux de succion de couche limite

Dans le but d'éviter les interactions choc-couche limite dont il a été question au chapitre 2, un concept de cascade intégrant un système de succion de couche limite a été dimensionné.

Le dimensionnement a pour but de déterminer la section optimale pour les canaux de succion de couche limite. Au chapitre 2, un critère basé sur l'épaisseur de déplacement de la couche limite a été présenté pour prédire le comportement d'une couche limite à proximité d'un choc à Mach 1.6. Ce critère était basé sur la fraction de l'épaisseur de déplacement sur la demi-hauteur du canal de la soufflerie. Pour éviter tout risque d'interaction, on devrait viser un système de purge qui retire la totalité de l'épaisseur de déplacement. Pour un écoulement turbulent et incompressible sans gradient de pression selon [Kuethe *et al.*, 1986], cette épaisseur vaut :

$$\delta_1^*(x) = \frac{0.37 * x}{6 * Re_x^{0.2}} \quad (5.3)$$

où le nombre de Reynolds Re_x est de 15 000 000 à la position du col de la dernière pale ($x = 200$ mm). On obtient donc une épaisseur de déplacement de 0.5 mm. En assumant que le profil de vitesse est linéaire dans l'épaisseur de déplacement, que la vitesse à la frontière est environ la même qu'en dehors de la couche limite et que les propriétés de l'écoulement y sont celles après les deux chocs obliques (station 3 dans la Figure 36), on obtient un débit massique à extraire de 5.4 g/s par canal de cascade. Cela constitue environ 7 % du débit total qui passe dans un seul canal de cascade. Considérant que la pression statique à l'embouchure des canaux est suffisante pour étrangler ces derniers, la section totale des canaux devrait être de 16 mm², calculée de la même manière que pour le dimensionnement des purges internes à la section 4.2.2.

Ceci serait la taille optimale des canaux de purge pour les cascades essayées en soufflerie. Dans le compresseur, par contre, la couche limite est beaucoup plus mince que dans la soufflerie, car l'écoulement est beaucoup moins développé. Ce débit doit donc être revu à la baisse lors de l'adaptation du compresseur au R4E, présentée au chapitre 7.

5.3. Phénomènes physiques de l'écoulement

Pour prédire les performances des cascades, les propriétés de l'écoulement doivent être connues. Voici les phénomènes physiques de l'écoulement qui sont considérés.

5.3.1. Le choc détaché

Pour que les pales soient structurellement viables, elles admettent un rayon de courbure fini sur leur bord d'attaque. Le premier choc adopte alors une forme arquée puisque l'angle de rampe est localement plus grand que l'angle de rampe maximal. Il y a alors une zone subsonique derrière l'apex pour permettre à l'écoulement de tourner brusquement. Plus le rayon de courbure est grand, plus l'arc s'arrondit, et plus la zone subsonique s'agrandit. Les pertes de pression totale augmentent également puisque la section quasi normale de l'arc s'agrandit.

La géométrie du choc détaché est déterminée à l'aide du modèle de Moeckel [1949] et donne une allure présentée à la Figure 32. Le choc est par la suite discrétisé en un ensemble de chocs obliques. Selon l'angle d'inclinaison de chaque section de choc, on associe une perte de pression totale en connaissant le nombre de Mach normal au choc. Le modèle calcule alors la moyenne de pression totale à la sortie du choc avec l'équation 5.4 [Bloch *et al.*, 1999].

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{\sum P_{02} / P_{01} (y) * dy}{w_{canal}} \quad (5.4)$$

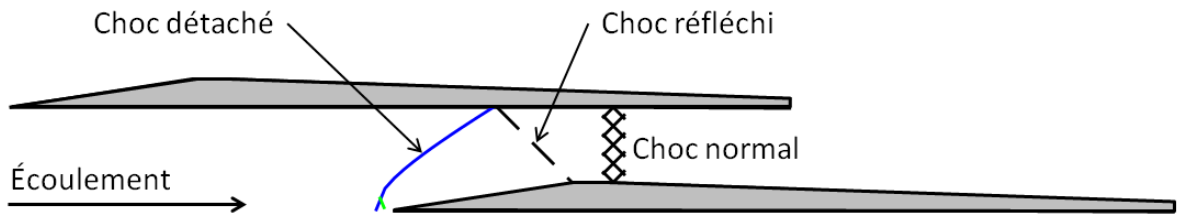


Figure 32 : Choc détaché devant le bord d'attaque des pales

5.3.2 Le choc oblique réfléchi et les expansions au col

Toutes les cascades, à part celles qui ne sont pas démarrées, utilisent des chocs faibles pour ralentir l'écoulement avant le choc normal dans le divergent. Si ces cascades sont mises dans un écoulement dont le nombre de Mach est plus grand que celui pour lequel elles ont été conçues, la deuxième onde ne sera pas réfléchi au col; il sera moins incliné et peut atteindre la pale dans son divergent, comme le montre la ligne hachurée illustrée. Des expansions pourraient alors apparaître pour retourner l'écoulement dans la direction parallèle aux parois et interagir avec l'onde de choc. Comme ces ondes d'expansion accélèrent l'écoulement, les pertes de pression totale au choc normal seront plus grandes. Les expansions sont montrées à la Figure 33 sous forme de lignes pointillées.

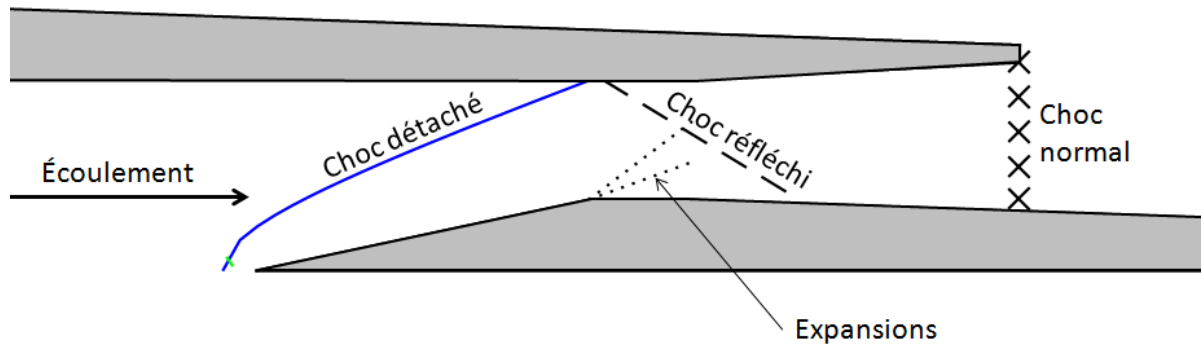


Figure 33 : Cascade supersonique avec des expansions à son col en opération off-design

La position du second choc est déterminée à l'aide des relations de choc oblique et on considère que ce choc naît directement au mur de la face de suction de la pale voisine, où le premier choc se termine. On néglige donc l'épaisseur de la couche limite. Pour les expansions, le modèle ne considère que deux ondes et leur position est donnée par les relations de Prandtl-Meyer [Thompson, 1988].

$$\mu(M) = \arcsin\left(\frac{1}{M}\right) \quad (5.5)$$

$$\omega(M) = \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \operatorname{atan}\left(\sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}(M^2-1)\right) - \operatorname{atan}\sqrt{M^2-1} \quad (5.6)$$

où μ est l'angle des ondes de Mach et ω est l'angle de Prandtl-Meyer.

5.3.3. Position du choc normal

La position du choc normal dépend de la pression adverse. La cascade est considérée comme une tuyère supersonique pour sa partie divergente. Ce graphique tiré de Thompson [1988] montre comment évolue la pression dans une tuyère selon la pression à sa sortie à la Figure 34.

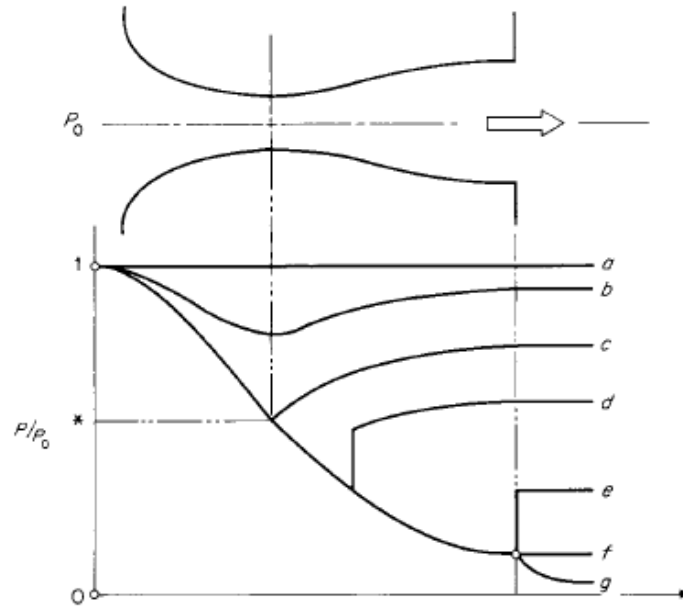


Figure 34 : Ratio de pression statique-totale dans une tuyère avec convergent et divergent. (a) Pas d'écoulement; (b) Écoulement subsonique partout; (c) Écoulement sonique au col et subsonique partout ailleurs; (d) Choc dans le divergent; (e) choc à la sortie de la tuyère; (f) Design supersonique; (g) jet sous-détendu [Thompson, 1988]

Le compresseur, contrairement à une tuyère, diminue la vitesse et augmente la pression statique, comme le montre le graphique de la Figure 35. Le nombre de Mach entrant est dans ce cas de 2, et la pression adverse est maximale avec le choc normal situé au col.

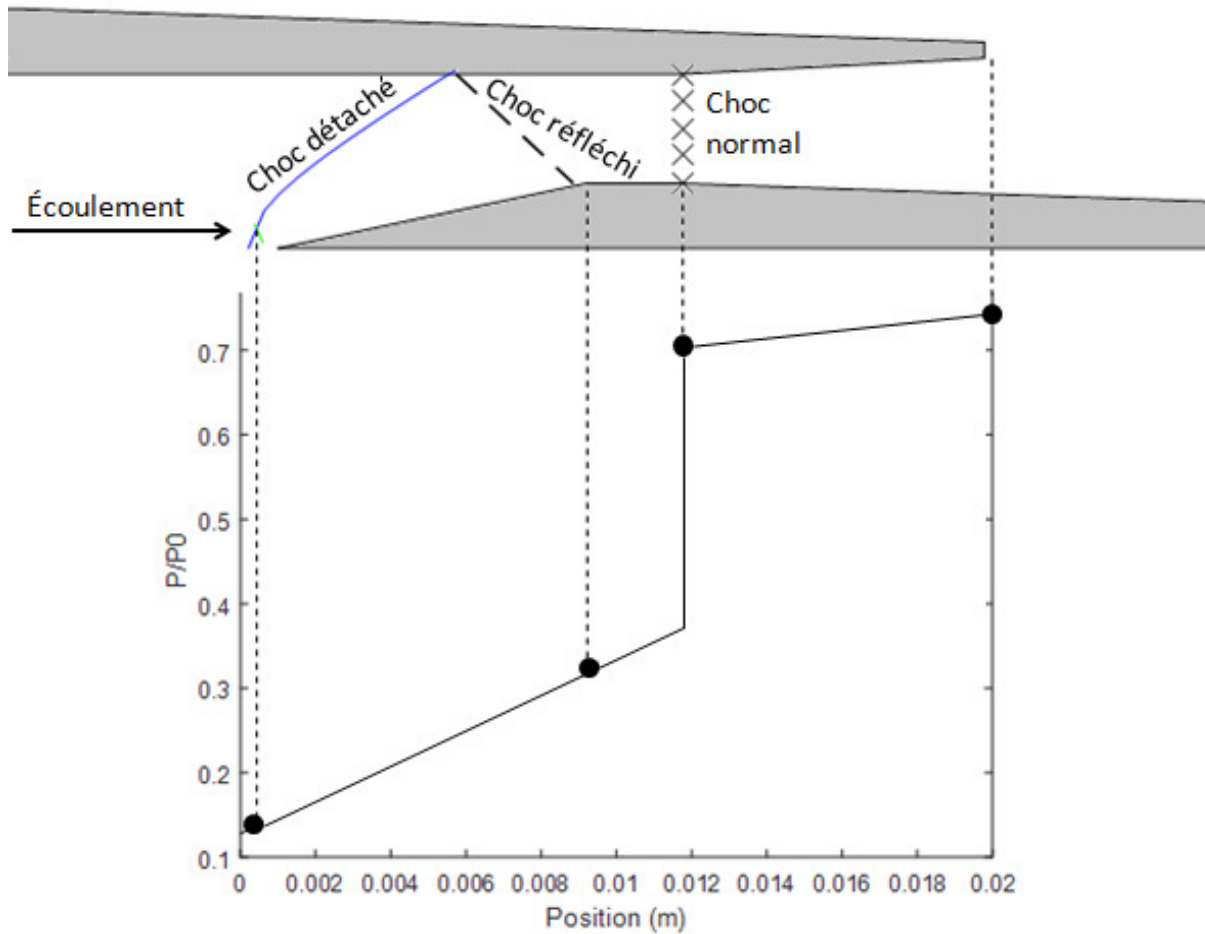


Figure 35 : Allure générale de la hausse de la pression statique à travers la cascade

Si le choc normal est au col et qu'il n'interagit pas avec la couche limite, l'écoulement continue de ralentir en mode subsonique puisque la section augmente dans le divergent. Le nombre de Mach est alors associé au changement de section par la relation 5.7 [Thompson, 1988].

$$\frac{A}{A^*} = \left(\frac{1}{M^2} \left(\frac{2}{\gamma+1} * \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right)^{0.5} \quad (5.7)$$

Comme l'écoulement ralenti et que la pression statique augmente, le risque de séparation de la couche limite est bien présent. Le critère de Stratford [1959] est le moyen utilisé pour déterminer la position du point de décollement dans un écoulement incompressible et

turbulent. Ce critère S prend compte de l'évolution du coefficient de pression C_p et du nombre de Reynolds, tel que montré dans l'équation 5.8.

$$S = \frac{\overline{C_p} \left(\bar{x} \left(\frac{d\overline{C_p}}{dx} \right) \right)}{\left(10^{-6} \overline{Re} \right)^{\frac{1}{10}}} > 0.35 \text{ pour qu'il y ait décollement} \quad (5.8)$$

Après le décollement, le modèle considère que l'écoulement cesse de ralentir puisque la section est considérée constante. La pression dynamique qui n'a pas été convertie est alors considérée comme perdue en friction jusqu'à la chambre à combustion.

Le modèle peut aussi assumer qu'il y a des interactions choc-couche limite dans le divergent. Dans ce cas, il fixe le nombre de Mach à la sortie du compresseur à Mach 1. En effet, s'il y a des interactions, il y a une suite d'accélération et de décélérations séparées par des chocs normaux. Donc la moyenne du nombre de Mach devrait tourner autour de 1 à la sortie du divergent. Il s'en suit une forte pénalité sur le ratio de pression statique, entre autres.

5.4 Résultats du modèle

Le modèle fournit des résultats sous plusieurs formes : il donne l'évolution des propriétés de l'écoulement à travers les stations de la cascade et donne les performances générales de cette dernière.

5.4.1 Les propriétés de l'écoulement dans une cascade

Le modèle permet de connaître l'évolution de diverses propriétés de l'écoulement à travers la cascade. Les graphiques de la Figure 37 montrent ces propriétés à 5 différentes stations d'une cascade conçue pour démarrer par survitesse à Mach 2. La Figure 36 montre la position des différentes stations :

1. En amont aux pales
2. Tout juste après le premier choc, qu'il soit oblique ou normal
3. Tout juste avant le dernier choc normal
4. Tout juste après le dernier choc normal
5. À la sortie du divergent.

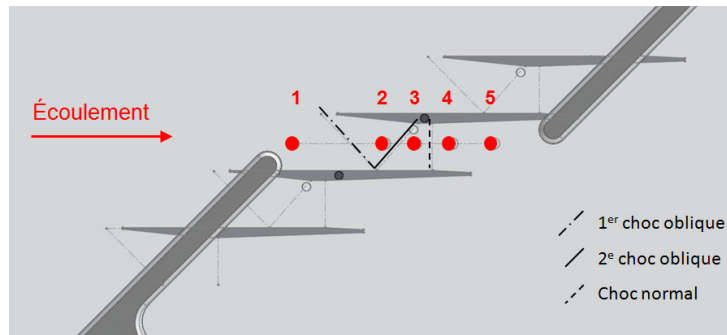


Figure 36 : Position des points de mesure de la pression statique dans la cascade

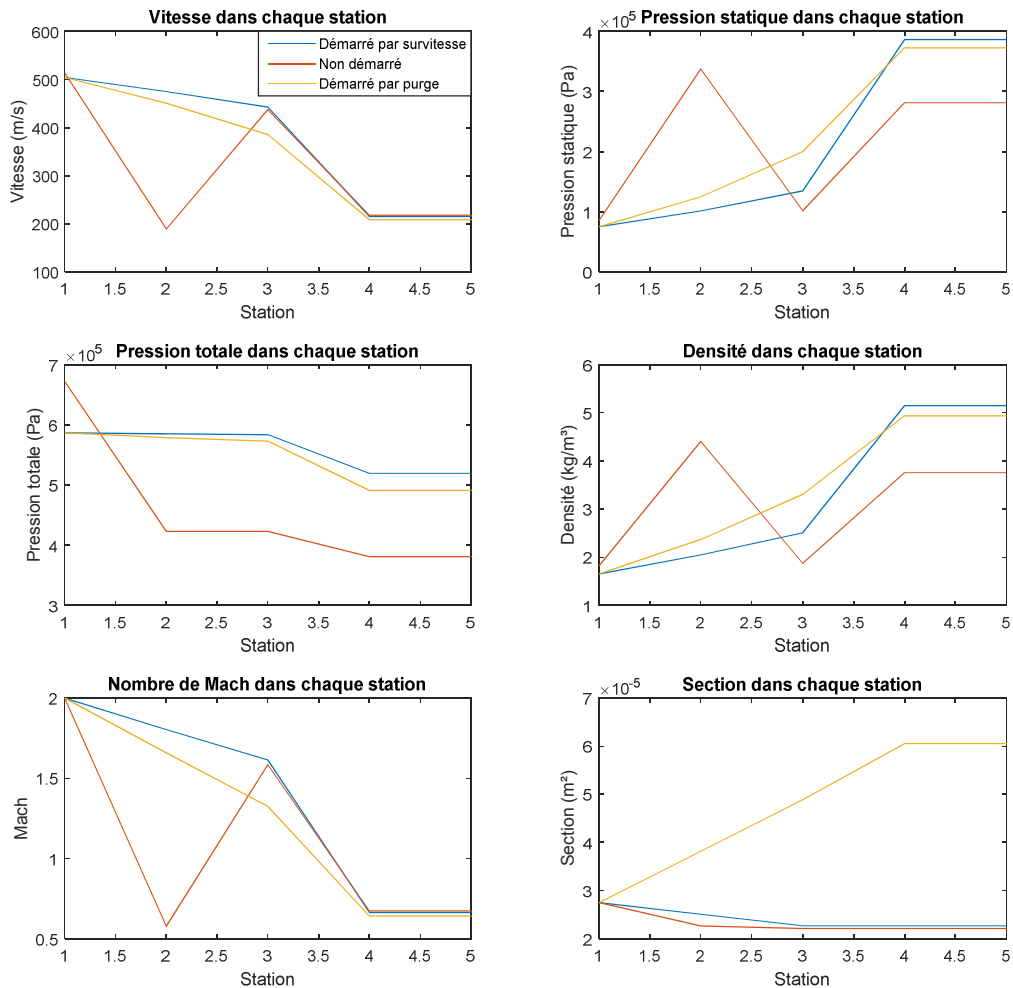


Figure 37 : Évolution des propriétés de l'écoulement à travers une cascade démarrée par survitesse (bleu), par purge (jaune) et une cascade non démarrée (rouge)

Pour une cascade démarrée, la vitesse et le nombre de Mach diminuent graduellement à travers les chocs obliques et le choc normal. La pression totale diminue aussi puisque les chocs ne sont pas isentropiques. La majorité de la hausse de pression statique est atteinte après le choc normal puisque le ratio de section du divergent est bas. C'est d'ailleurs le choc normal qui a le plus d'incidence sur la variation des propriétés de l'écoulement. S'il y avait des interactions choc-couche limite, le modèle aurait indiqué une accélération entre les stations 4 et 5 en plus d'un ratio de pression statique limité à un peu plus de 3 à Mach 2.

Dans le cas de la cascade non démarrée, l'écoulement est ralenti violemment par un choc normal à son entrée. Ce choc normal permet à l'écoulement de dévier vers l'extérieur du canal, entraînant un déficit de débit massique. Le débit qui passe est quant à lui réaccélééré jusqu'à Mach 1 au col. Comme on considère qu'il y a un second choc au col, ce qui est le comportement idéal pour maximiser l'efficacité, ce choc est très faible, donc aucune perte de pression totale additionnelle n'en résulte. Puis, encore une fois, le faible ratio de section du divergent ne permet pas à l'écoulement de ralentir de beaucoup.

Selon la Figure 37, le cas d'une cascade qui démarre par purge à Mach 2 est similaire à celui de la cascade qui démarre par survitesse dans les mêmes conditions. La seule différence est que l'évolution des propriétés d'une station à l'autre comporte des discontinuités de moindre envergure. Les pertes de pression totales sont donc mieux réparties entre les chocs obliques et le choc normal.

Ces traces de propriétés de l'écoulement peuvent maintenant être comparées directement avec les mesures effectuées lors des essais expérimentaux.

5.4.2 Les performances générales des cascades

Le modèle donne aussi une idée générale des performances de plusieurs cascades conçues pour différents nombres de Mach. Ces performances peuvent se traduire par l'efficacité, le ratio de pression statique ou encore les pertes de pression totale. Comme le compresseur à concevoir doit être optimal à Mach 2, les différentes cascades sont comparées dans ces conditions pour faciliter le choix de la meilleure cascade. Ici, l'efficacité isentropique est

définie comme [Saravanamuttoo *et al.*, 2009], à l'exception que la pression statique à la sortie du compresseur est utilisée plutôt que la pression totale, car la pression dynamique est perdue en friction dans la chambre à combustion:

$$\eta_c = \frac{\left(\left(\frac{p_2}{p_\infty} \right)^\gamma - 1 \right)}{\frac{\gamma-1}{2} M_\infty^2} \quad (5.9)$$

Les performances de chaque cascade ne sont que peu influencées si on considère ou pas les expansions au col ou le choc arqué à l'entrée. Par exemple, pour la cascade conçue pour démarrer à Mach 2, le ratio de pression statique décroît de 8 %, le ratio de pression totale décroît de 4 % et l'efficacité décroît de 3 % si les effets sont pris en compte. C'est bien peu par rapport aux effets dévastateurs que l'interaction entre la couche limite et les chocs peut avoir. Pour les graphiques de la Figure 38, les expansions et le choc arqué sont alors négligés.

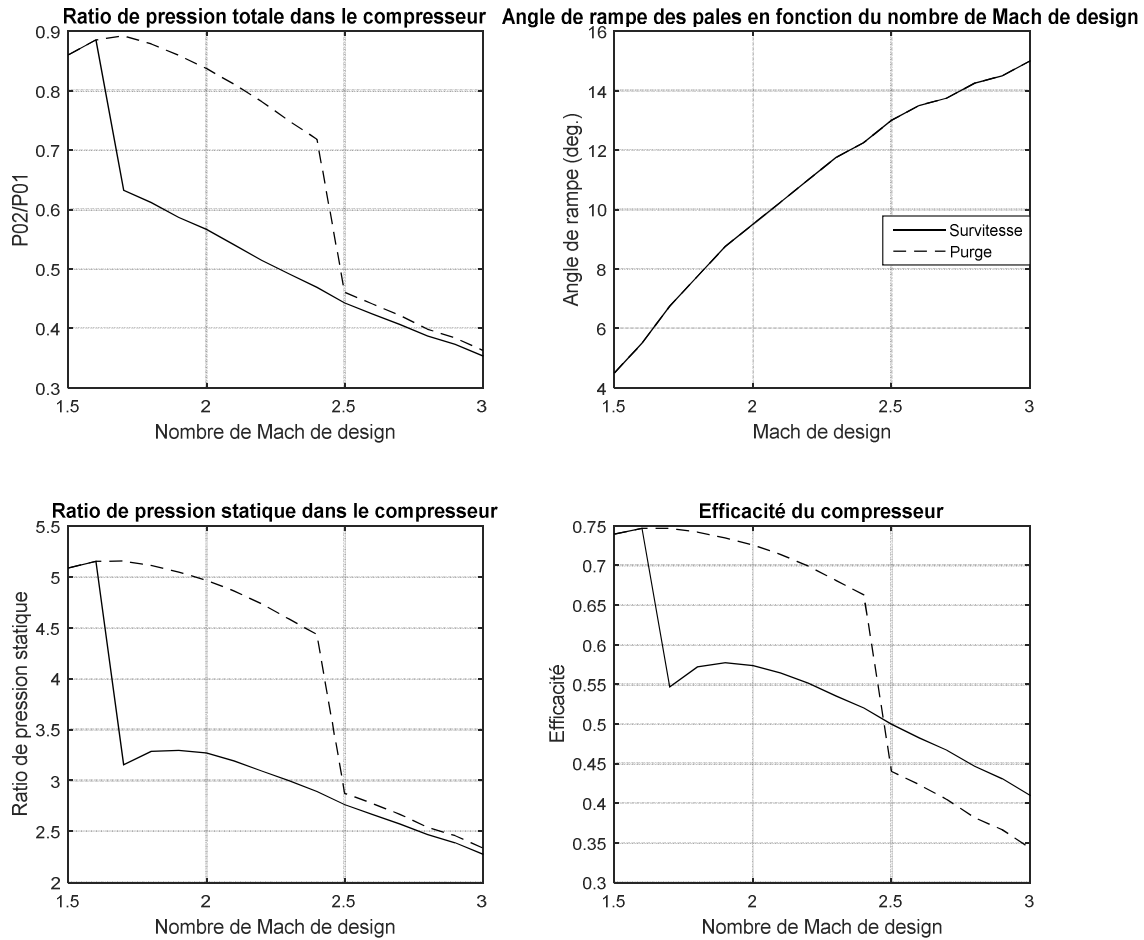


Figure 38 : Performance anticipée de diverses cascades en fonction de leur nombre de Mach de design

Les graphiques de la Figure 38 donnent le ratio de pression statique, le ratio de pression totale et l'efficacité pour différentes cascades dont le nombre de Mach de design varie. On rappelle ici que le nombre de Mach de design est le nombre de Mach auquel la cascade démarrée atteint un ratio de pression totale maximal, dans la mesure où elle peut démarrer. Le graphique montre une chute des performances pour les cascades qui démarrent par survitesse et dont le nombre de Mach de design est supérieur à 1.6. Ceci indique que ces cascades ne sont pas démarrées.

Pour les cascades munies de purges, on s'aperçoit dans un premier temps que la plage de nombre de Mach de design pour une bonne efficacité est très élargie par rapport aux cascades qui démarrent par survitesse. Les performances ne sont toutefois pas très différentes de celles

des cascades qui démarrent par survitesse. La meilleure cascade qui démarre par purge permet d'obtenir des pertes de pression totale inférieure de seulement 1 % par rapport à la meilleure cascade qui démarre par survitesse.

Selon les graphiques, les cascades les plus performantes sont celles qui sont tout juste démarrées par survitesse à Mach 2 avec une efficacité de 92 %. En soufflerie, la cascade ayant un Mach de design de 1.6 sera essayée pour valider le modèle.

5.5 Conclusion du modèle analytique

Le modèle analytique constitue la première étape de convergence dans le processus itératif de conception du compresseur supersonique du R4E. En ce sens, il permet de générer différentes cascades à deux chocs obliques conçues pour différents nombres de Mach et pouvant démarrer à l'aide de différentes méthodes. Seules les méthodes par purge et survitesse ont été utilisées. Les performances de ces concepts ont pu être comparées pour orienter le choix des concepts qui doivent être expérimentés en soufflerie.

Le modèle analytique a également permis d'évaluer les variations des propriétés de l'écoulement en fonction des phénomènes physiques qui ont été pris en compte. Ces variations doivent être observées en soufflerie pour valider le modèle et l'améliorer.

Pour les essais en soufflerie, une cascade conçue pour Mach 1.6 démarrée par survitesse à Mach 2 et une cascade conçue pour Mach 2 démarrée par purge seront essayées. Ces cascades présentaient une efficacité de 92 % et 93 % respectivement et un ratio de pression statique de 5.2 et 5.1 respectivement, faisant de ces concepts les plus performants sur papier.

Il est à noter que même si les performances de cascade non démarrée ont été calculées, il est peu pertinent de les essayer en soufflerie puisqu'elles ne peuvent pas représenter correctement un compresseur rotatif.

CHAPITRE 6

VALIDATION EXPÉRIMENTALE

Les essais expérimentaux ont pour but de valider le modèle analytique tant au niveau des performances prédites qu'au niveau de l'estimation des propriétés de l'écoulement aux différentes stations. Le tout sera fait avec la soufflerie supersonique et l'appareil de strioscopie.

6.1 Les essais en soufflerie supersonique

Le banc d'essai présenté à la Figure 39 a été développé pour permettre une étude approfondie de l'écoulement dans les cascades de compresseurs. Des fenêtres permettent la visualisation à l'aide d'un appareil de strioscopie et la prise de mesures de pression en plusieurs points dans les canaux de cascade.

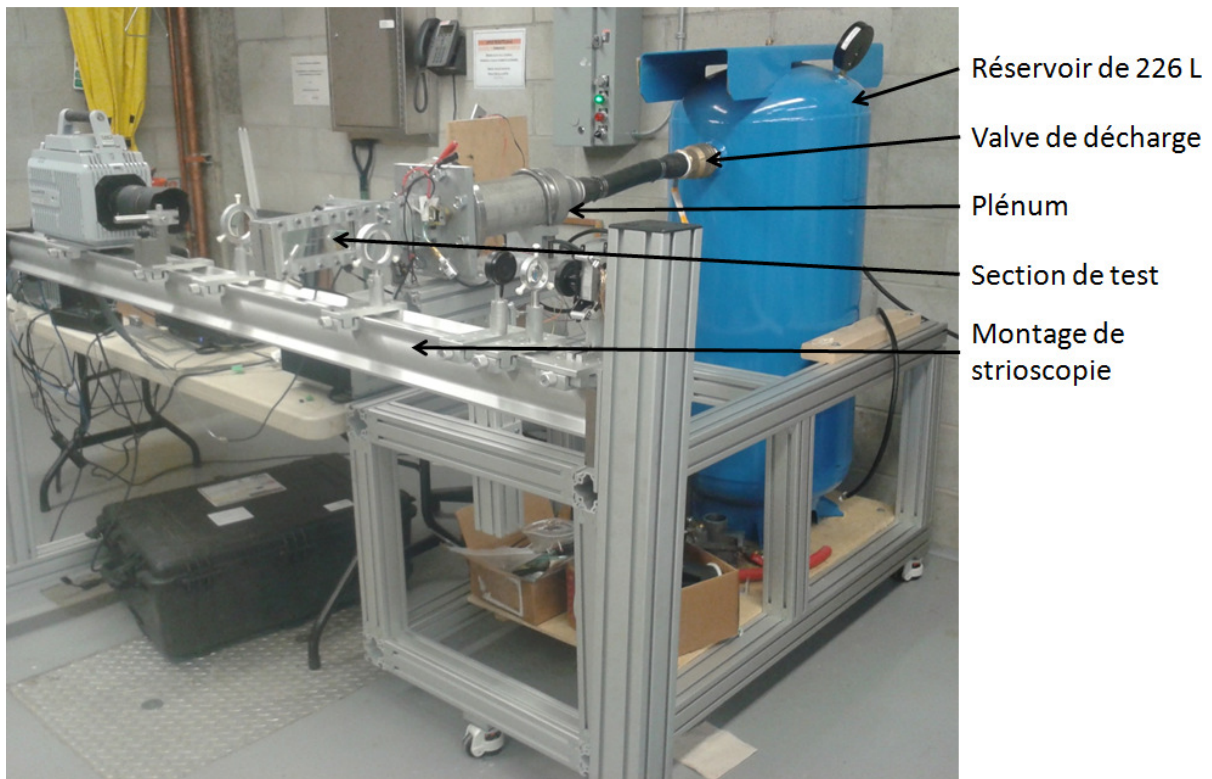


Figure 39 : Soufflerie supersonique utilisée pour les essais

6.1.1 Description générale du banc d'essai

Toutes les composantes pertinentes de la soufflerie sont présentées sous la forme d'un schéma bloc à la Figure 40. L'écoulement supersonique est produit par la vidange d'un réservoir sous pression de 226 L (60 gallons US). La pression utilisée est de 6.9 ± 0.2 barg. Une fois la valve ouverte, l'air est déversé dans un plénum où l'écoulement est uniformisé. L'air passe ensuite par un col formé de deux plaquettes symétriques qui forment ensemble une tuyère de Laval. Ces plaquettes peuvent être remplacées, aussi bien que des écoulements à Mach 1.8, 2, 2.2 et 2.5 puissent être produits. L'écoulement traverse alors la section de test, où se trouve la cascade de pales. Le canal rectangulaire fait 18 mm X 64mm avec un divergent de 0.2 degré sur tous les murs pour tenir compte de la croissance de la couche limite. Les pales sont supportées à l'aide de rails et de goujons insérés dans les fenêtres. Ces fenêtres sont faites d'acrylique, pour permettre une fabrication facile et une clarté optique adéquate. Il est à noter que les opérations de fabrication des fenêtres ne doivent pas induire de contraintes résiduelles dans ces dernières pour éviter de brouiller les images. Sept capteurs de pression sont présents : un dans le plénum, un autre tout juste après les plaquettes de col et les autres le long des canaux de cascade. Tous ces capteurs sont produits par SSI technologies et font partie de la gamme P51. Ils sont connectés à une carte d'acquisition National Instrument 6211 qui permet une fréquence d'acquisition de 1000 Hz. Le délai de réponse des capteurs est inférieur à 1 ms. Une telle fréquence d'acquisition permet de prendre entre 50 et 100 mesures de pression entre le début de l'essai et le moment auquel la pression adverse est trop élevée pour permettre la cascade de rester démarrée.

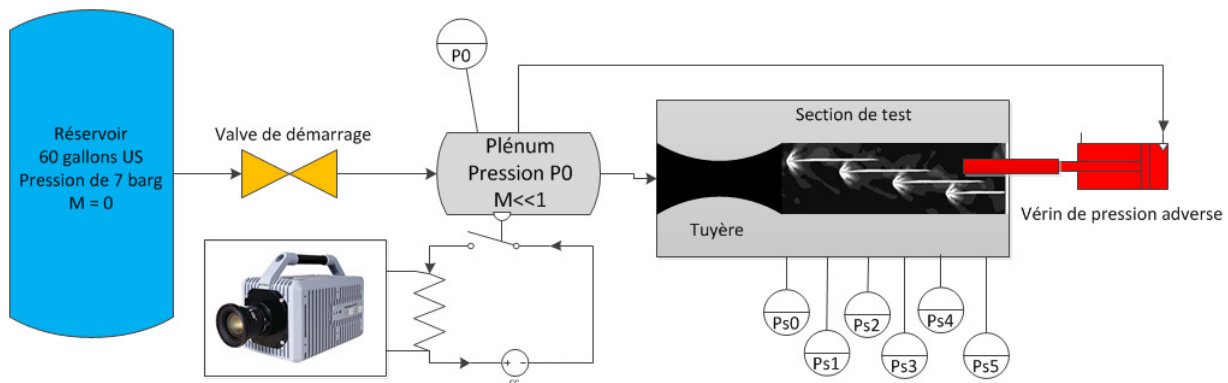


Figure 40: Schéma bloc de la soufflerie supersonique

La pression adverse est contrôlée par le coulissement d'un piston dans la direction de l'écoulement. À l'approche des pales, ce piston forme un col avec le bord de fuite des pales, contraignant l'écoulement à passer en mode subsonique pour permettre un déversement étant donné que ce col ne peut pas être démarré. Le piston est poussé en direction des pales par un vérin pneumatique alimenté depuis le plénum par l'intermédiaire d'un long tube assurant un délai d'action approprié.

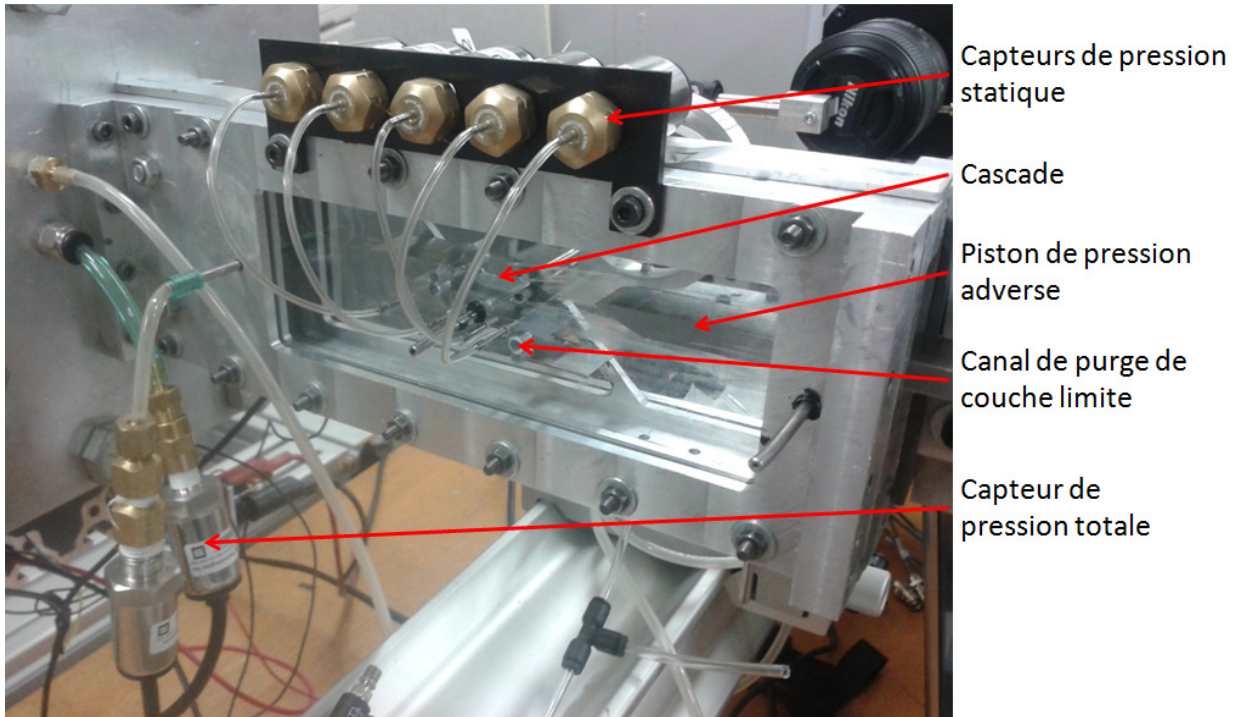


Figure 41 : Section de test de la soufflerie supersonique

À la sortie de la section de test, dont une photo apparaît à la Figure 41, l'air à haute vitesse est contenu par un garde qui permet de mitiger tout risque de projection. Par la même occasion, ce garde est conçu pour créer un léger vide, ce qui permet d'augmenter la durée des essais.

6.1.2 Comparaison du R4E à la soufflerie

La soufflerie est bien évidemment différente du R4E à l'égard de l'écoulement qu'elle peut produire. Le Tableau 2 donne une comparaison de différentes propriétés de l'écoulement pour un canal dans le banc d'essai opéré à Mach 2 et le moteur.

Tableau 2 : Comparaison des propriétés de l'écoulement de la soufflerie avec celles du R4E

Comparaison des technologies (à l'entrée)			
Par mesure			
Caractéristiques	R4E	SWT	Rapport (SWT/R4E)
Constante de gaz parfait	341,00	287,00	0,84
Ratio de chaleur spécifique	1,40	1,40	1,00
Section d'entrée (mm ²)	15,6	144	9.23
Nombre de Mach relatif	2	2	1
Pression de stagnation (Pa)	504 000,00	700 000	1.39
Pression statique (Pa)	70 600	84 800	1.2
Température de stagnation (K)	456	298,00	0,65
Température statique (K)	260	165	0,63
Par calcul			
Caractéristiques	R4E	SWT	Rapport (SWT/R4E)
Densité statique	0,80	1,79	2.24
Vitesse du son (m/s)	352	257	0,73
Débit massique (g/s)	8,48	133	15,7
Viscosité dynamique (kg/(m.s))	0,0000168	0,0000119	0,71
Nombre de Reynolds sur le diamètre hydraulique	65 939,04	621 983	9.43
Position du col (m)	0,00982	0,00982	2,00

La différence la plus importante est cependant l'accélération centripète présente dans le moteur lorsque celui-ci tourne à grande vitesse. La soufflerie est bien évidemment incapable de reproduire ce phénomène puisqu'elle ne tourne pas et que son canal est bien droit. L'accélération transversale est donc de 0 alors que dans le R4E, elle peut atteindre plusieurs millions de m/s^2 . Puisqu'il serait difficile de produire un appareil capable de permettre la visualisation de l'écoulement et une accélération transversale de cette envergure, un modèle analytique tiré de recherches appuyées de modèles numériques est présenté au chapitre 7. On y expliquera que l'écoulement est plus fortement influencé par l'accélération lorsque sa vitesse relative aux pales diminue, soit dans les couches limites et après des chocs normaux.

Un autre phénomène différencie la soufflerie du moteur rotatif : les effets de confinement. Ces effets sont dus au fait que la couche limite de la soufflerie se développe à partir de l'entrée de la tuyère, donc elle occupe une part potentiellement importante de l'écoulement. Dans le moteur, la couche limite ne se développe qu'à partir de l'entrée du compresseur, donc elle aura

probablement un effet beaucoup moins important. Les effets de confinement sont un résultat indésirable des interactions choc-couche limite dont il a été question au chapitre 2.

6.1.3 L'appareil de strioscopie

La soufflerie a pour principal but de permettre la visualisation de l'écoulement. C'est pourquoi elle est toujours utilisée avec un appareil de strioscopie, qui permet de voir les gradients de densité. En effet, là où il y a des gradients de densité, il y a également des variations de l'indice de réfraction du gaz.

L'appareil développé est de type aligné, c'est-à-dire que le faisceau de lumière le traverse en ligne droite. Il utilise une diode électroluminescente verte Luminus PT-120-TE de haute puissance comme source lumineuse pour permettre l'acquisition d'images à haute vitesse et pour mitiger les aberrations chromatiques. Toutes les lentilles de l'appareil optique sont aussi achromatiques pour minimiser le coma et l'astigmatisme qui nuisent à la qualité des images. Un couteau opaque de type OLFA en position verticale coupe environ 50 % du faisceau lumineux à la sortie de la dernière lentille pour augmenter le contraste dans la direction horizontale. La caméra haute vitesse utilisée est une Photron SA-X2 opérée à un temps d'ouverture du déclencheur de 1/1000000s, à une fréquence d'acquisition de 10 000 Hz et à une résolution de 1024X856 pixels. Ce qui démarre l'enregistrement est un interrupteur en pression qui produit un signal en marche lorsque la pression augmente dans le plénum. L'image acquise est agrandie avec une lentille macro AF-S VR Micro-NIKKOR105mm f/2.8G IF-ED

6.1.4 Justification du système d'acquisition de données

Les images de l'appareil de strioscopie permettent de connaître l'allure de l'écoulement en tout point. Pour leur part, les mesures de pression statique fournissent des valeurs quantitatives pour certains points ponctuels. De plus, les images obtenues devraient concorder avec les mesures de pression, et peuvent donc donner une idée de l'incertitude sur les mesures.

La visualisation et les mesures de pression permettent à elles seules d'obtenir toutes les données requises pour bien caractériser les cascades. En effet, en sachant la pression statique

et la pression totale à l'entrée de la cascade, des analyses des images permettent de déterminer les propriétés aux stations du convergent de la cascade en observant l'inclinaison des chocs par rapport à l'écoulement.

Pour le divergent, où les effets visqueux peuvent se faire ressentir, il est requis d'avoir de nouvelles mesures de pression statique. En effet, les effets visqueux empêchent de savoir la force moyenne exacte du choc normal puisque ce dernier comporte systématiquement toujours une fourche à chacun de ses bouts. Les capteurs situés dans la cascade donnent donc une allure de la moyenne de la pression statique où ils se trouvent.

En connaissant la pression statique après le choc normal, il est théoriquement possible de déterminer la pression totale à cette même station, illustrée à la Figure 42. De toute façon, il n'est pas pertinent de mesurer à tout prix la pression totale, car la pression dynamique encore disponible à la sortie du compresseur sera perdue dans la chambre à combustion du R4E. Après les deux premiers chocs obliques, on connaît la pression statique par une mesure de cette dernière ou par visualisation. Le ratio de pression statique au choc normal permet d'obtenir la force équivalente d'un choc qui se produirait à un certain nombre de Mach, en isolant ce nombre de Mach dans la formule 6.1 [Thompson, 1988] de ratio de pression statique. Le choc normal se trouve normalement entre les stations 3 et 4 de la Figure 36.

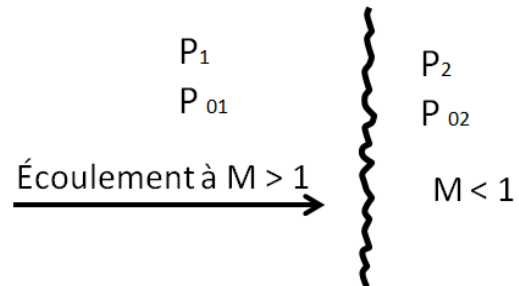
$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2}{\gamma+1} * (M^2 - 1) + 1 \quad (6.1)$$


Figure 42 : Écoulement de part et d'autre d'un choc normal

Si on connaît le nombre de Mach du choc normal équivalent à celui qui produirait un tel ratio de pression statique, on peut déterminer le ratio de pression totale avec l'équation 6.2 :

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{1}{\left(2 * \frac{\gamma}{\gamma+1} * M^2 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma+1}} * \left(\frac{2}{\left((\gamma-1) * M^2 + \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right)} \quad (6.2)$$

Toutes les autres propriétés de l'écoulement peuvent alors simplement être déterminées avec les relations d'écoulement isentropique. Cependant, lorsque ce cheminement est emprunté pour calculer le ratio de pression totale à travers le choc normal, on s'aperçoit que ce dernier est quasi isentropique. C'est dû au fait que la pression statique mesurée est erronée puisque la couche limite est épaisse à ces endroits, ce qui fait que la pression statique varie considérablement dans la direction perpendiculaire à la surface du mur. De plus, lorsque le nombre de Mach augmente, la partie normale cède de plus en plus de place à la partie oblique du choc λ .

Une autre approche consiste à regarder la position du choc normal sur les images de strioscopie. À pression adverse maximale, il se trouve à la sortie du divergent dans la plupart des cas. On calcule les propriétés à cet endroit en appliquant le ratio de section du divergent. Ce processus plus visuel donne des valeurs plus réalistes du ratio de pression totale, qui sont présentées au Tableau 3.

Comme la partie oblique des chocs n'a pas une inclinaison facilement mesurable et qu'il est aussi difficile de mesurer la portion de partie normale du choc, il faut prédire l'incertitude pour l'approche utilisée. La pression statique sera maximale si le choc est complètement normal et elle sera minimale si la portion oblique du choc occupe toute la section et que ces chocs ralentissent l'écoulement à Mach 1 seulement. Par exemple, si le nombre de Mach en amont au choc est de 1.6, l'incertitude sur la pression statique est

$$2.15P_{amont} < P_{aval} < 2.82P_{amont}$$

6.1.5. Les étapes d'un essai en soufflerie

Tel qu'indiqué dans les sections précédentes, la soufflerie fonctionne avec la vidange d'un réservoir d'air sous pression. Les essais sont donc courts, soit environ 600 ms. C'est cependant largement suffisant pour reproduire les conditions d'opération du R4E en régime permanent. Par exemple, si on considère que l'écoulement est stationnaire s'il reste inchangé sur une distance de 10 longueurs de pales, alors le régime permanent n'est obtenu qu'en environ 0.8 ms. 600 ms est aussi une éternité pour la caméra et le système d'acquisition.

Voici les étapes réalisées à chaque essai :

1. L'enregistrement des données de pression en tout point par les capteurs est démarré avant le début de l'essai.
2. Au moment où la valve est ouverte, le plénum devient sous-pression presque instantanément. L'interrupteur de pression se ferme, ce qui démarre l'enregistrement de la caméra. De plus, l'air sous pression commence à actionner le vérin qui pousse le piston de pression adverse vers les pales. Ce vérin est entièrement contrôlé par le conduit qui l'alimente : la longueur du tube dicte le délai d'action, fixé à 0.1 s, puis le diamètre fixe la vitesse du piston, qui atteint un maximum d'environ 10 m/s. Cette vitesse et ce délai sont satisfaisants pour laisser le temps à l'écoulement de s'établir et pour permettre d'acquérir suffisamment de données sur l'évolution de la pression dans le temps.
3. L'écoulement supersonique se développe dans la section de test. Lorsque la pression augmente dans le plénum jusqu'à la pression du réservoir, il se crée un écoulement sonique au col de la tuyère. Un choc normal apparaît dans le divergent de la tuyère, puis avec l'augmentation de la pression dans le plénum, se déplace vers la sortie du divergent. Les graphiques de la Figure 43 et de la Figure 44 montrent le nombre de Mach, la pression totale et la pression statique dans la soufflerie en fonction du temps lors d'un essai à Mach 2

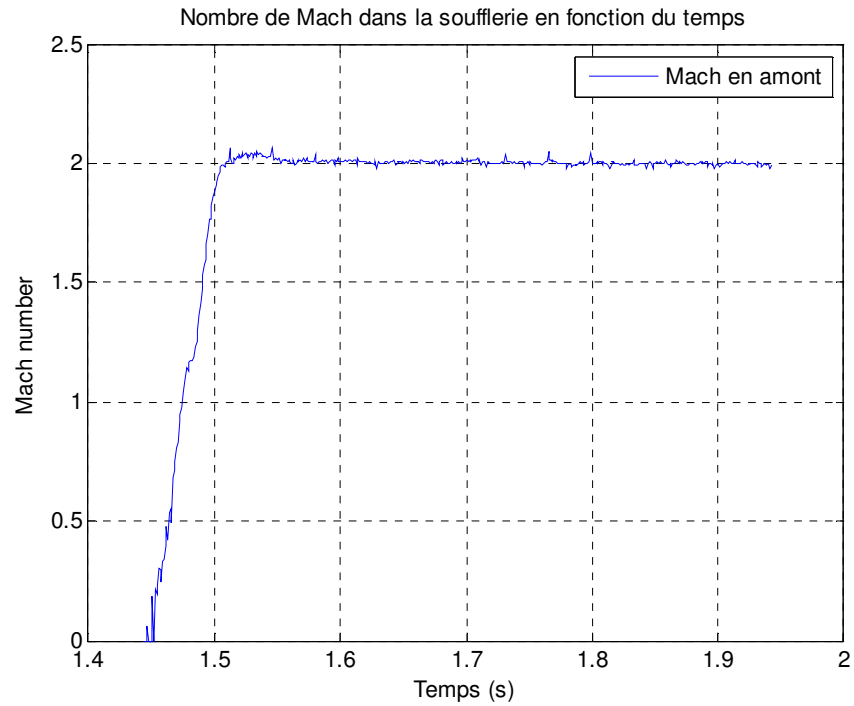


Figure 43 : Nombre de Mach en fonction du temps à la sortie de la tuyère pendant un essai

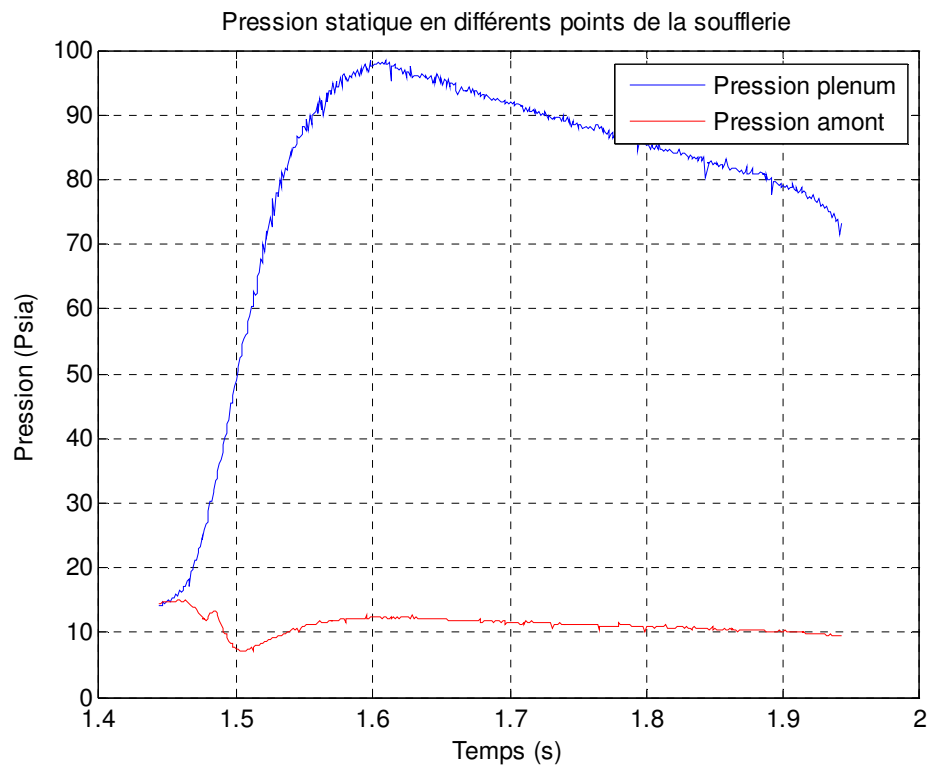


Figure 44 : Pression statique et pression totale en fonction du temps à la sortie de la tuyère durant un essai

Les étapes suivantes sont illustrées à la Figure 45 pour clarifier les explications.

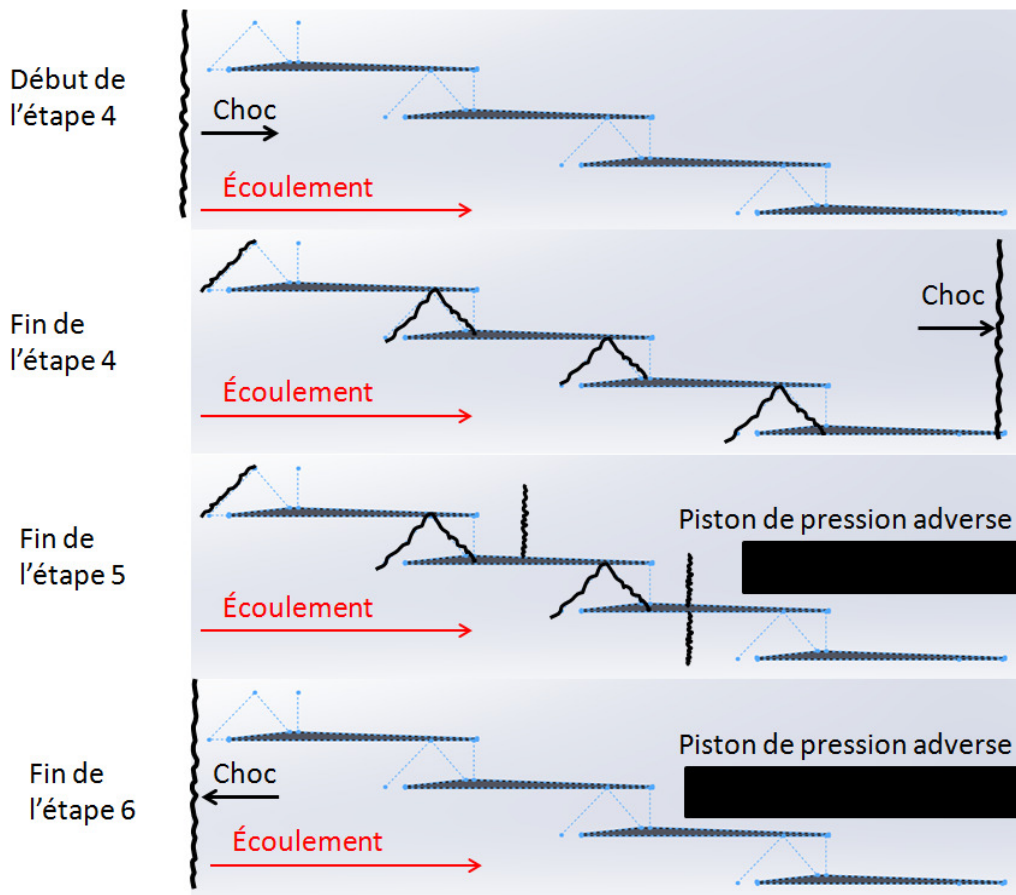


Figure 45 : Déroulement de la fin d'un essai avec la soufflerie supersonique

4. Le choc poursuit son chemin jusqu'aux pales. Le choc poursuivra son chemin vers l'aval si le ratio de contraction de ce qui se trouve devant lui est suffisamment faible. Puisque les pales sont conçues pour laisser passer le choc normal, la cascade démarre et le choc normal sort de la soufflerie, ne laissant que les ondes de choc obliques dans la cascade.
5. Une fois que la cascade est démarrée, le piston de pression adverse qui poursuit son chemin vers l'amont vient contraindre l'écoulement à la sortie de la cascade, au point où un choc normal doit s'installer dans le divergent des pales pour faire dévier l'écoulement et pour équilibrer la pression statique.

6. Le piston poursuit son chemin jusqu'au point où le choc normal dont il est responsable se positionne en amont à la cascade. L'essai est alors terminé puisque le compresseur opère alors au-delà de sa ligne de pompage.

6.2 Résultats expérimentaux

Le banc d'essai et l'appareil de strioscopie ont permis de mesurer ou d'observer les éléments suivants :

- Le processus de démarrage de la cascade par survitesse
- L'allure de l'écoulement avec pression adverse
- Une trace de pression statique dans les différentes stations de la cascade.

Au cours du processus de conception, plusieurs boucles itératives entre les concepts et les connaissances ont été nécessaires pour arriver à un concept favori. Voici quelques résultats généraux qui ont été obtenus pour les différents concepts.

- La cascade non démarrée : même si les cascades non démarrées ne sont pas une option pour respecter la condition de périodicité, elles ont été testées et le résultat obtenu était à la hauteur des prédictions du modèle. Ce dernier affichait une efficacité de 74 % et un ratio de pression statique inférieur à 3.
- La cascade démarrée par survitesse avec succion de couche limite : cette cascade a offert de bonnes performances et une bonne robustesse. Les rapports de pression sont légèrement inférieurs aux attentes à cause des effets visqueux qui ont été complètement négligés dans le modèle analytique.
- La cascade démarrée par survitesse avec murs interstitiels : bien que les murs interstitiels étaient censés isoler la cascade de la couche limite de la soufflerie, la couche limite se développant sur ces murs était suffisante pour générer des interactions choc couche limite et limiter le ratio de pression à 3 :1. Afin d'éviter que ces interactions se produisent, il aurait fallu essayer la cascade avec un angle d'incidence pour réduire la force du choc normal, comme [Fuchs *et al.*, 1977]. Ceci n'a toutefois pas été essayé puisque ce comportement est impossible dans le compresseur rotatif.

- Cascades démarrées par purges internes : ce type de cascade s'est avéré beaucoup plus capricieux que ce qui était prédit. Il n'a pas été possible de démarrer la cascade qui est supposée démarrer par purge de manière stable à Mach 2, même si les canaux ont été largement agrandis. Les essais de cascade ne sont donc pas représentatifs du comportement d'un compresseur en rotation dans ce cas. Le ratio de pression statique et l'efficacité étaient donc semblables à ceux de la cascade non démarrée. Il est possible que ceci puisse être expliqué par le fait que la géométrie des canaux essayés n'était pas appropriée. Si c'est bien le cas, il est d'autant plus risqué de développer une cascade démarrée par purge pour le R4E avec de simples essais en soufflerie, car l'accélération transverse pourrait changer complètement l'allure de la géométrie optimale. Les cascades qui démarrent par purge ont donc été abandonnées, aussi prometteuses soient-elles en théorie.

De plus, la taille initiale des cascades essayées en soufflerie a dû être réduite de moitié, car elles causaient une contraction empêchant la soufflerie complète de démarrer lorsqu'elles étaient essayées avec pression adverse.

Tel que discuté, une seule cascade avait des performances comparables avec les résultats du modèle analytique, soit celle qui démarre par survitesse. C'est donc de cette cascade qu'il sera question dans les prochaines sections.

6.3 Description géométrique du concept retenu

La cascade retenue, illustrée à la Figure 46, admet deux chocs obliques dans son convergent. Le rayon de courbure du bord d'attaque est de 0.1 mm, puis la rampe est positionnée de telle sorte que le deuxième choc soit réfléchi au col. Un angle de rampe de 6° a été retenu pour ralentir autant que possible l'écoulement dans le convergent. Le premier choc est modélisé avec l'asymptote d'un choc détaché à Mach 1.6, dont la distance qui le sépare du bord d'attaque a été calculée avec le modèle de Moeckel [1949]. La rampe est donc plus courte que si le premier choc avec été attaché. Le ratio de contraction est alors moins prononcé, laissant une marge de démarrage comme prescrit par Celikovsky [1978], bien que les couches limite aient été négligées pour le dimensionnement du convergent. Finalement, cette cascade était

accompagnée d'un système de succion de couche limite à son col. Pendant l'essai, la section optimale pour les canaux de purge s'est avérée plus petite que prévu par le modèle analytique, soit 7.32 mm^2 laissant passer 4 % du débit total.

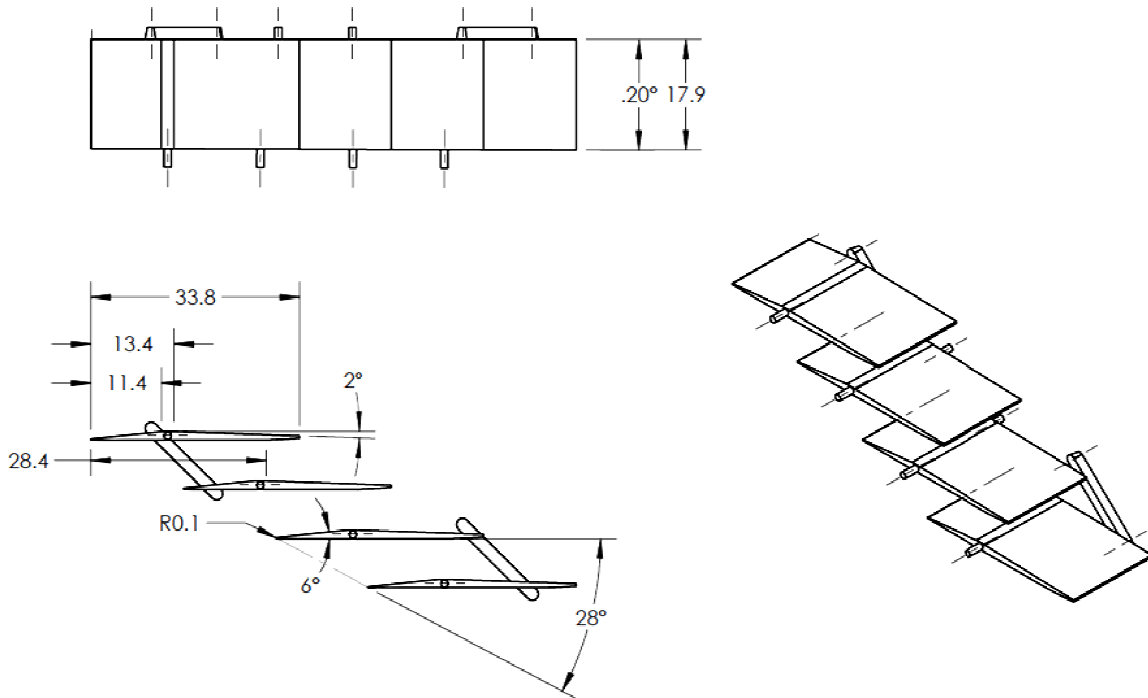


Figure 46 : Cascade avec convergent asymétrique à deux chocs obliques conçue pour démarrer à Mach 2

6.3.1. Processus de démarrage et écoulement avec pression adverse

Il a été possible de tirer profit de la caméra haute vitesse pour observer en détail le processus de démarrage de la cascade. Il a donc été possible de compter trois étapes dans le processus de démarrage avec une vidéo prise à 10 000 images/secondes.

1. Un choc normal se trouve en amont aux pales, tel que montré à la Figure 47. Ce choc permet à l'écoulement de dévier vers le canal suivant puisque le canal devant lequel il se trouve ne peut pas laisser passer plus de débit. C'est que le ratio de contraction du canal est trop prononcé pour démarrer au nombre de Mach actuel de l'écoulement. De plus, pour des nombres de Mach élevés, le choc normal peut causer le décollement de la couche limite sur les murs de la soufflerie et sur la face de succion de la pale

voisine, causant une contraction additionnelle de l'écoulement en y insérant une zone de recirculation.

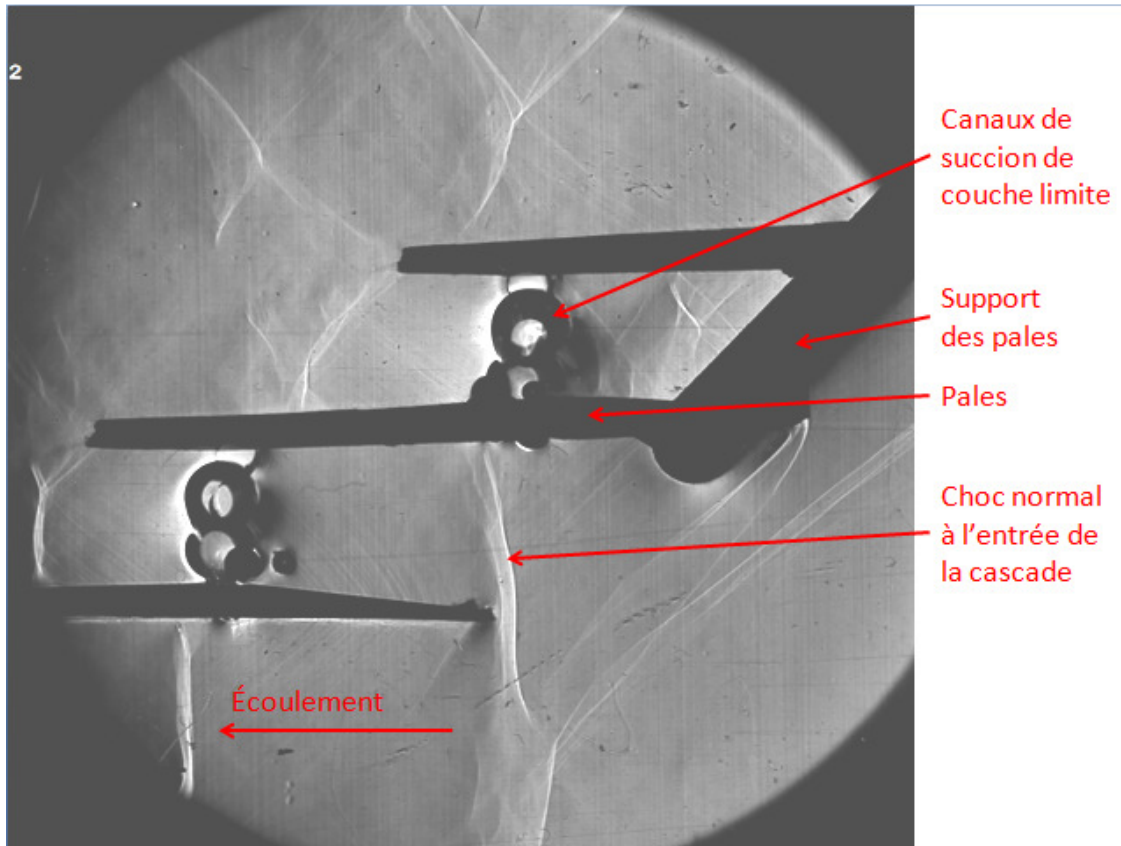


Figure 47 : Choc normal à l'entrée d'une cascade en cours de démarrage

2. Le choc normal s'introduit dans le convergent et peut s'y stabiliser, contrairement à ce qui se produit dans un écoulement purement 1 D. Mais il n'occupe pas la totalité de la hauteur du canal; il y a des chocs en fourche à ses deux bouts, tel qu'illustré à la Figure 48. Ces fourches sont le résultat d'une interaction avec les couches limite des pales et de la soufflerie. Ce sont ces chocs en fourche qui permettent à un choc normal de se stabiliser dans un convergent dans le cas d'un écoulement visqueux en 2D. En effet, ces tronçons de chocs faibles induisent des pertes de pression totale moindre qu'un choc normal, permettant ainsi à la totalité de l'écoulement de passer dans le col. On peut donc affirmer qu'il existe une ligne de Kantrowitz plus permissive pour les écoulements visqueux 2D. En effet, sans démarrer totalement, une cascade conçue pour démarrer à Mach 2 laissait pénétrer légèrement un choc normal à Mach 1.8 dans son convergent.

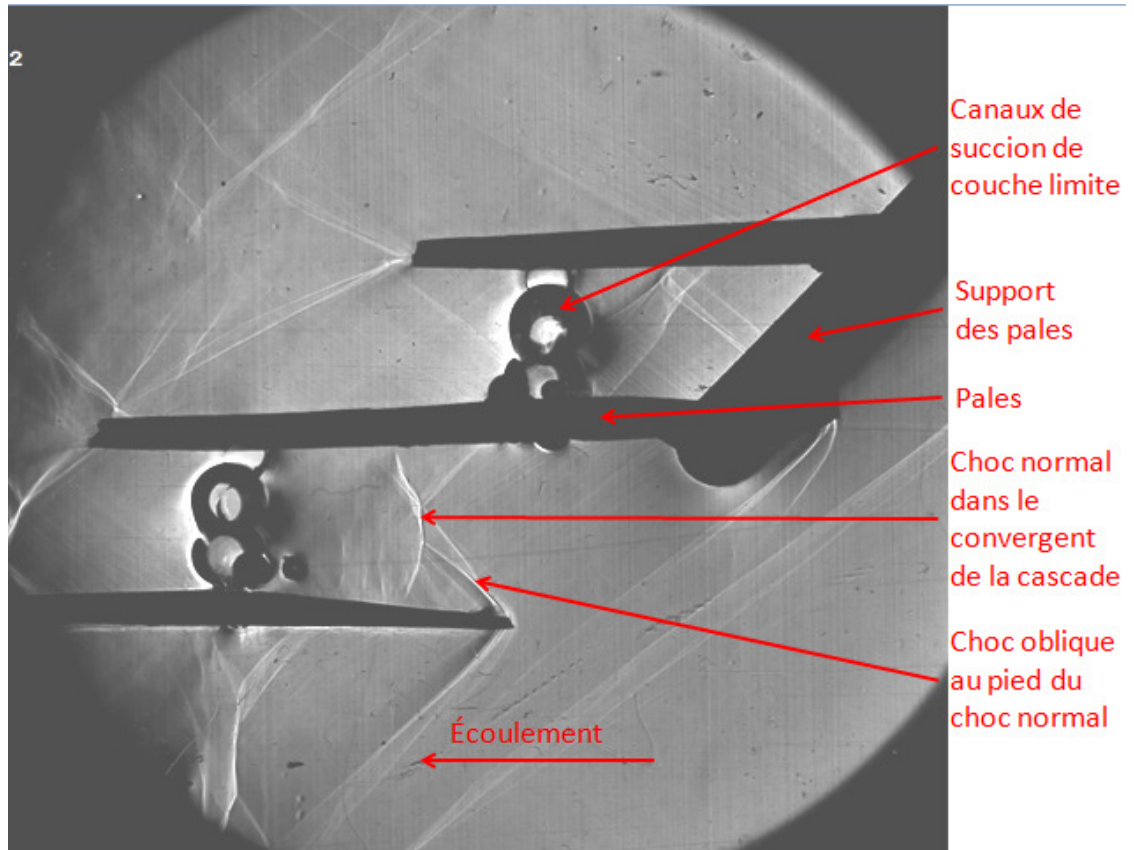


Figure 48 : Pénétration du choc normal dans le convergent pendant le processus de démarrage

3. Le choc normal finit par passer à travers le col du canal, comme à la Figure 49. Ce dernier est maintenant démarré. En connaissant maintenant ce processus, on remarque que l'effet de la viscosité n'est pas négligeable puisqu'elle permet à un choc normal de se stabiliser dans un convergent.

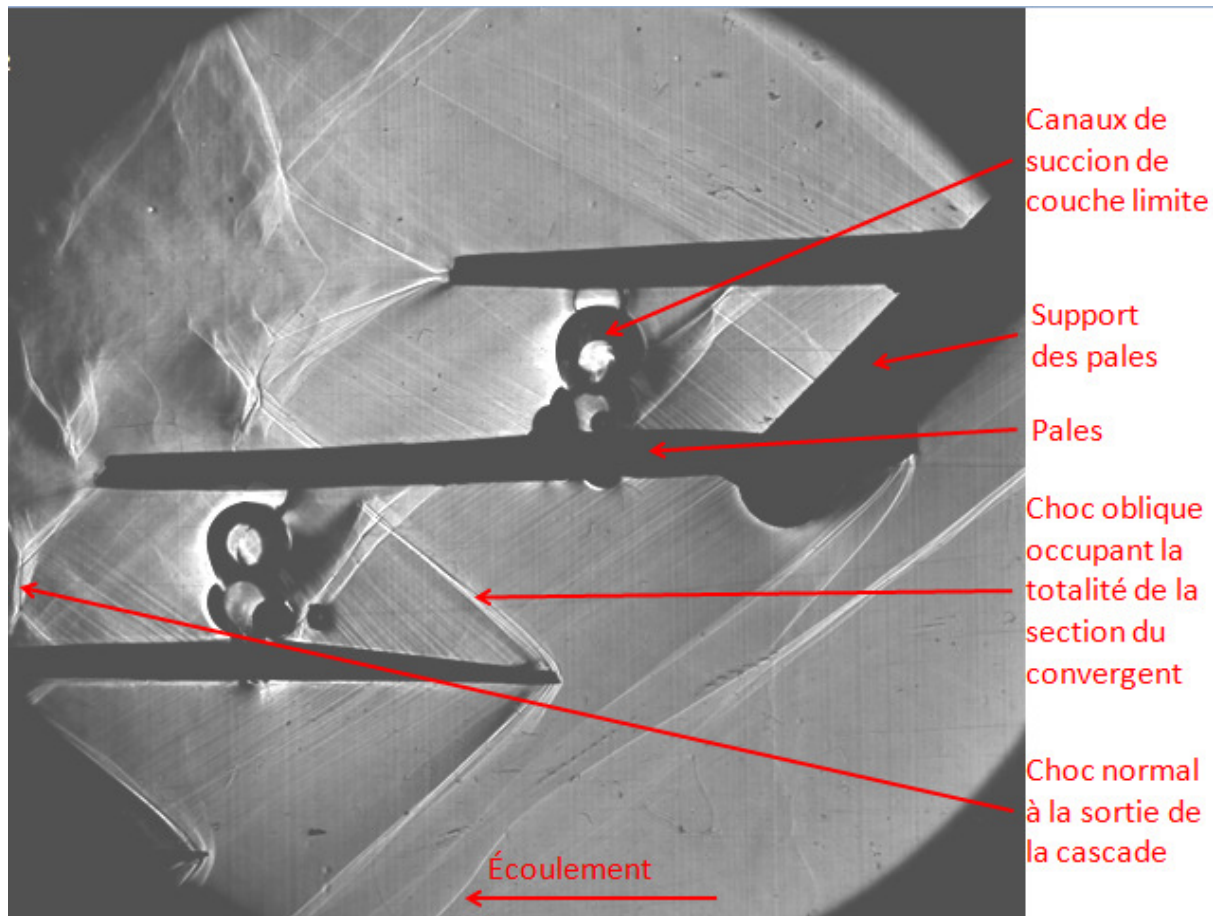


Figure 49 : Écoulement dans une cascade démarrée avec pression adverse

6.3.2 Mesures de pression statique

Cinq capteurs de pression étaient disposés le long d'un canal de la cascade. Le schéma de la Figure 36 montre la position approximative de ces capteurs.

Les graphiques de la Figure 50 et de la Figure 51 montrent les mesures de pression par rapport au temps et par rapport aux stations. On observe que lorsque le canal démarre, la pression à la station 1 diminue assez subitement. On voit d'autre part une augmentation très graduelle de la pression d'une station à l'autre. Ceci fera le sujet d'une discussion puisque les variations étaient censées être beaucoup plus marquées.

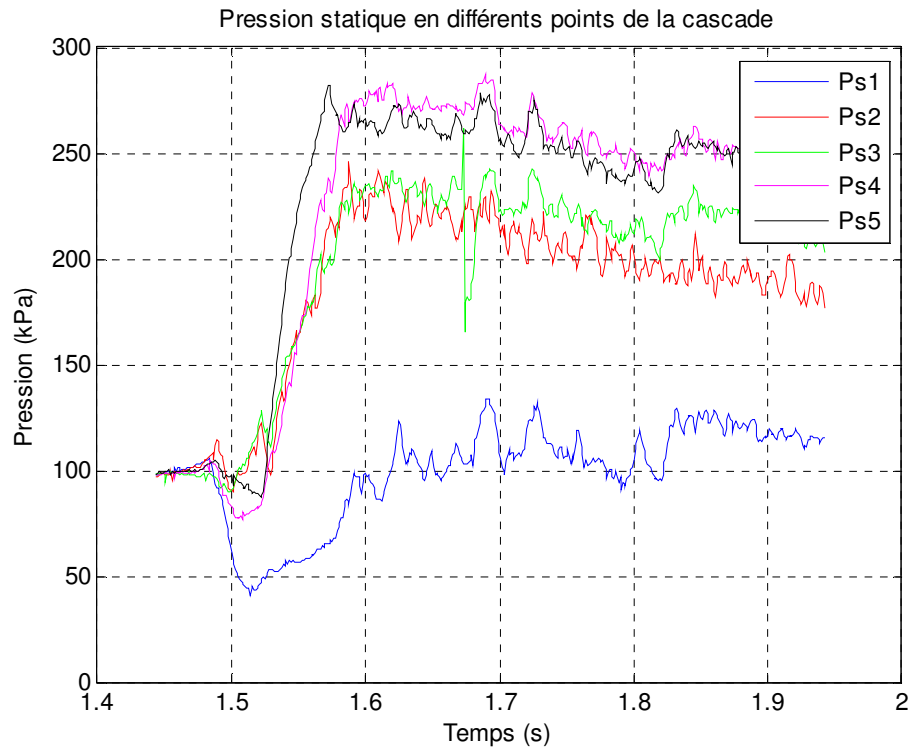


Figure 50 : Mesures de pression statique au courant d'un essai avec la cascade conçue pour Mach 1.6 à Mach 2

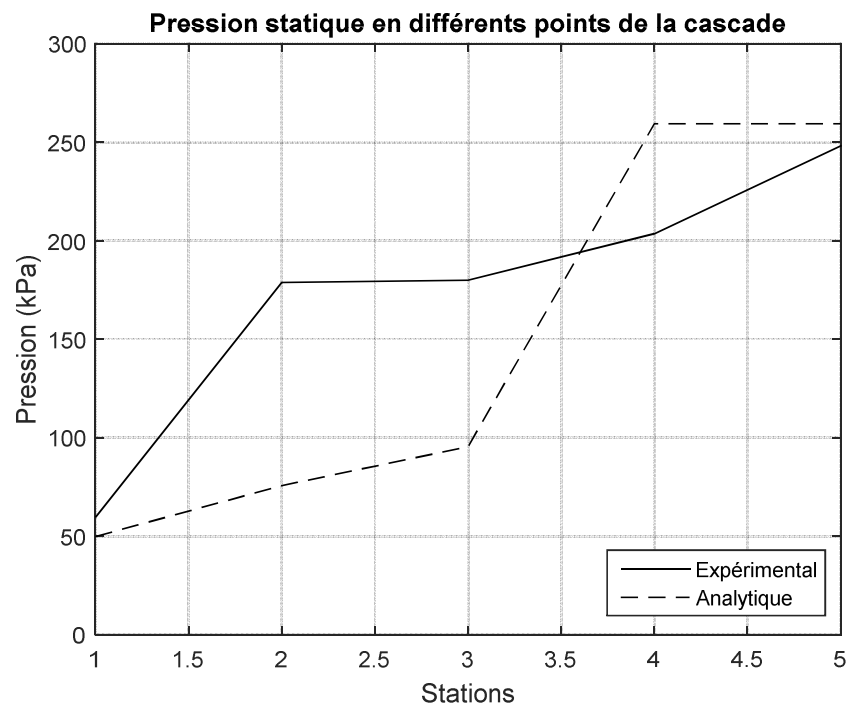


Figure 51 : Évolution de la pression statique dans la cascade à $t = 1,572$ s

Il a maintenant été possible de faire varier le nombre de Mach pour vérifier le comportement du compresseur dans diverses conditions d'opérations. Le Tableau 3 montre les ratios de pression statique et totale obtenus en fonction du nombre de Mach d'opération. Il est à noter que le ratio de pression statique est calculé en divisant la pression à la station 5 par celle de la station 1. De plus, bien qu'on n'a pas mesuré la pression totale pour une raison expliquée dans la discussion, il est possible de l'estimer, tel qu'expliqué à la section 6.1.4.

Tableau 3 : Ratio de pression totale et statique de la cascade en fonction du nombre de Mach d'opération

Nombre de Mach	Ratio de pression statique	Ratio de pression totale (%), estimé
1.75	1.69	83
2.02	4.25	89
2.15	4.26	84
2.43	4.75	72

Il est à noter que le résultat à Mach 1.8 est discutable puisque la cascade n'était pas démarrée, et donc ne peut pas simuler correctement le comportement d'un compresseur dans ces conditions.

Le graphique de la Figure 52 montre une comparaison des résultats expérimentaux avec ce que prédisait le modèle analytique. On s'aperçoit que la pression statique atteint un plateau à partir de Mach 2 en soufflerie. Ceci est dû aux effets visqueux, puisqu'en leur absence, le modèle prédisait une hausse environ constante. De plus, l'estimation de la pression totale grâce aux images semble plutôt optimiste en comparaison avec celle du modèle. Bien évidemment, il y a une erreur associée à la méthode qualitative pour obtenir la pression totale à partir des images.

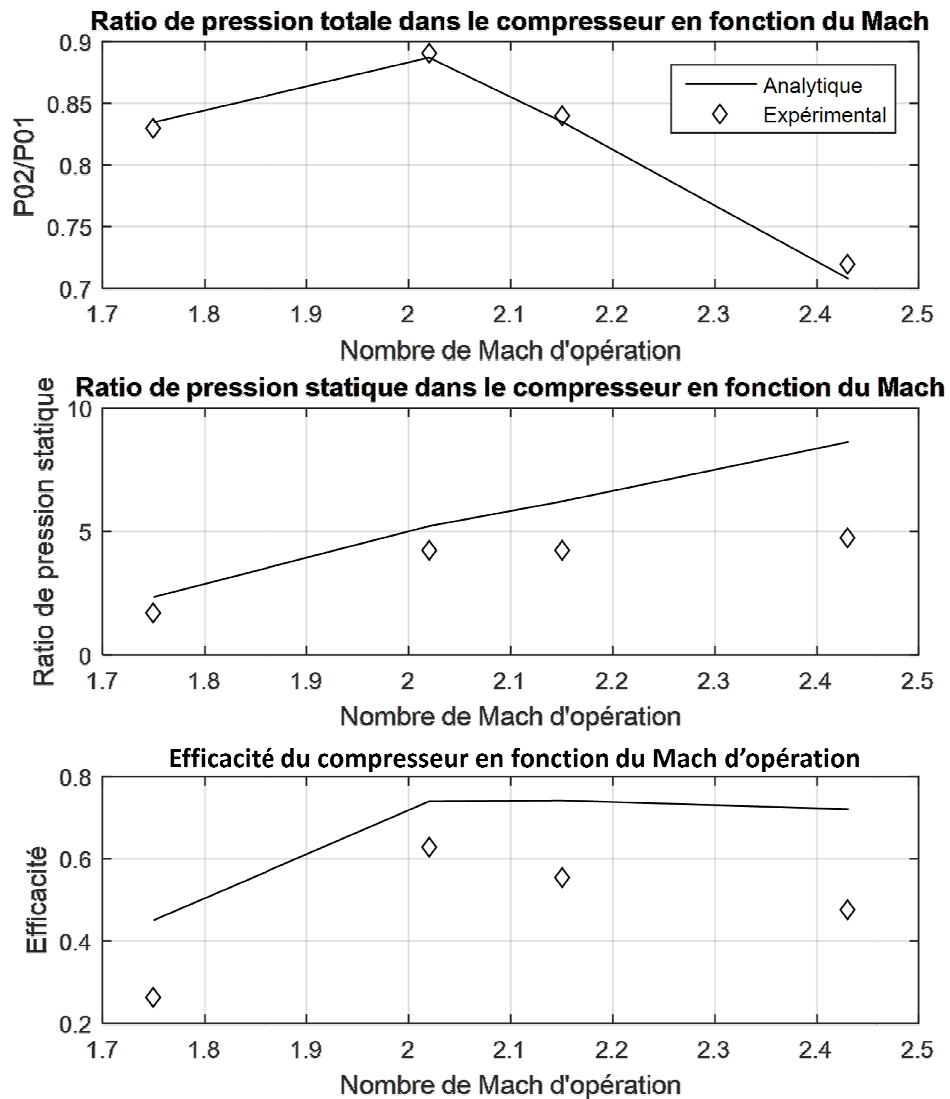


Figure 52 : Comparaison des résultats expérimentaux avec le modèle analytique

6.4 Discussion

Il y a un écart entre les résultats expérimentaux et les prédictions analytiques. Cette section vise à expliquer de manière réaliste ce qui peut introduire une erreur dans les mesures expérimentales et en quoi les hypothèses du modèle théorique ne sont pas exactes.

6.4.1 Interaction choc-couche limite

Une raison qui peut expliquer le fait que le ratio de pression expérimental était plus bas que celui théorique est les interactions entre les chocs et les couches limite. Même si les couches limites sur les fenêtres de la soufflerie sont retirées à l'aide de canaux de suction, rien n'est fait pour retirer celles des pales. Il est possible d'observer ces interactions par l'allure des chocs normaux : ils sont fourchus à proximité de murs. La Figure 5 montre clairement le pied d'un choc à proximité d'une surface.

6.4.2 Propagation de l'information dans les couches limites

Les capteurs de pression statique sont montés sur les murs de la soufflerie, donc leur embouchure est enfouie dans la couche limite. Normalement, ceci ne devrait pas être un problème, car la pression statique dans la couche limite devrait être la même que dans l'écoulement externe, puisqu'on assume qu'elle est mince. Cependant, à proximité des discontinuités telles que les chocs, la pression statique augmente graduellement dans la couche limite (sur une distance de 10 fois l'épaisseur de la couche limite, selon Babinsky [2013]) alors qu'elle augmente d'un seul coup dans l'écoulement externe. Ce comportement est dû au fait que la couche limite comporte une partie subsonique dans laquelle l'information peut se propager vers l'amont, comme le montre la Figure 53. Ces ondes provoquent une augmentation de l'épaisseur de la couche limite et peuvent même produire le décollement. Dans de telles conditions, la pression statique varie entre le mur et la surface extérieure de la couche limite. C'est ce qui explique les variations plutôt effacées entre les différentes stations de mesure de pression.

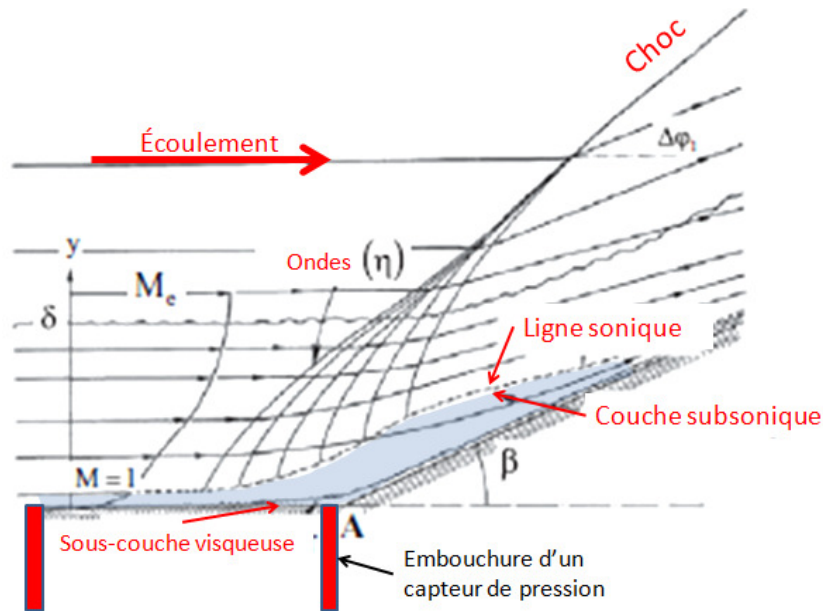


Figure 53 : Propagation des ondes de compression dans l'écoulement subsonique de la couche limite [Babinsky *et al.*, 2013]

6.4.3 Performances du compresseur en fonction du nombre de Mach

Les essais avec mesures de pression ont permis d'obtenir les ratios de pression statique et totale nécessaire pour quantifier les performances du compresseur. Or on observe que le compresseur donne un très faible ratio de pression statique s'il n'est pas démarré. Par la suite, à partir du nombre de Mach auquel il peut démarrer, le ratio de pression statique n'augmente que très peu avec une augmentation du nombre de Mach. C'est que la purge de couche limite prévient une interaction entre le choc normal et la couche limite que si le nombre de Mach avant le choc normal est de 1.6. Or, lors d'essais à Mach 2.2, le choc normal se produit à Mach 1.8, auquel n'importe quelle couche limite peut causer un train de choc, peu importe leur épaisseur, comme l'illustre la Figure 54. À partir de Mach 2.2, on peut donc assumer que l'écoulement reste à peu près sonique après le choc normal, faisant en sorte qu'une bonne part de pression dynamique est perdue. De plus, les pertes de pression totale sont plus grandes, ce qui réduit encore plus la capacité à convertir cette pression en pression statique.

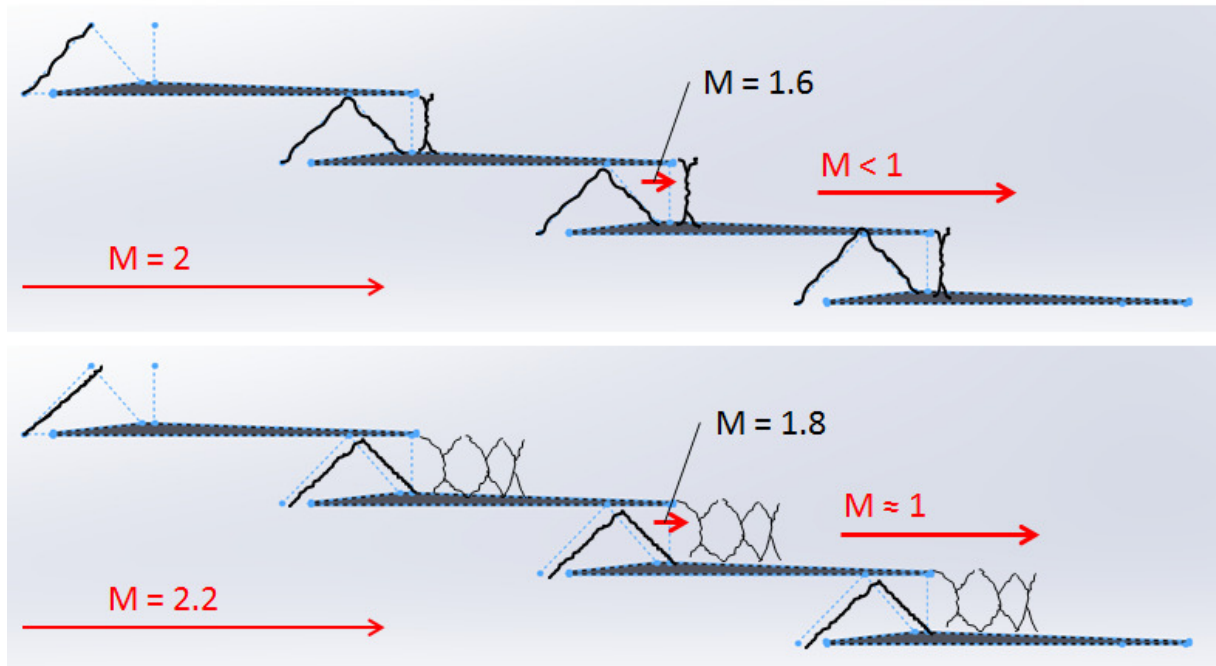


Figure 54 : Apparition d'un train de choc lorsque le nombre de Mach augmente

6.5 Conclusion des essais expérimentaux

Les essais expérimentaux ont permis de valider les modèles analytiques et les concepts qui en sont issus. Ainsi, il a été possible de valider les conditions de démarrage de cascades et de vérifier l'apparition des phénomènes physiques considérés dans le modèle. On en conclut que le modèle est bon pour prédire l'écoulement dans le convergent d'une cascade sans purge.

Cependant, le fait qu'il prédit de manière très approximative les effets visqueux n'a pas permis de prédire qu'il y aurait de fortes interactions choc-couche limite dans le divergent. Il a donc fallu trouver un moyen de se débarrasser de ces interactions. Les purges de couche limite au col se sont avérées prometteuses pour obtenir un ratio de pression statique à la hauteur des prédictions du modèle analytique.

Le modèle n'a pas réussi à bien prédire le comportement de cascades démarrant par purge. En effet, avec des canaux de purge de taille largement suffisante pour permettre le démarrage, la cascade démarrant par purge ne démarrait pas et n'avait pas la stabilité attendue.

Les essais expérimentaux ont permis de valider que le concept démarrant par survitesse à Mach 2 est le plus approprié pour le R4E. Ce concept doit cependant être accompagné d'un système de succion de la couche limite à son col. De tels systèmes ont déjà été utilisés dans les compresseurs, tel que décrit par Tweedt [1988]. Il offre une bonne stabilité et un bon ratio de pression statique tout en gardant une bonne efficacité. Le prochain chapitre montrera les éléments à prendre en considération lors de l'insertion de cet aubage dans le R4E.

CHAPITRE 7

ADAPTATION AU R4E

La présente section présente les considérations à prendre en compte lorsqu'il sera temps de transformer la cascade linéaire en un compresseur rotatif.

7.1 Les propriétés de l'écoulement à l'entrée

Afin que le compresseur ait un comportement stable à bord du R4E, il faut garder une vitesse axiale subsonique à l'entrée de ce dernier. Pour se faire, l'angle d'attaque des pales et la vitesse de rotation seront déterminés en conséquence. La vitesse de rotation étant imposée par la vitesse de design du compresseur et par le rayon moyen aux pales, le compromis sera fait en fixant l'angle des pales. On assume que l'écoulement à l'entrée est toujours parallèle à la face de succion des pales. Du bord d'attaque des pales émergera une onde de Mach qui « avertira » l'écoulement d'adapter sa direction, tel qu'illustré à la Figure 55. D'ailleurs, l'angle des pales est aussi choisi de sorte que cette onde puisse s'étendre en amont aux pales voisines. La figure suivante montre le triangle des vitesses à l'entrée des pales. Le nombre de Mach incident est fixé par la vitesse de design du compresseur, puis le nombre de Mach axial vaut :

$$M_{ax} = M_{incident} * \sin(\alpha) \quad (7.1)$$

Ce qui donne un nombre de Mach axial de 0.68 si le nombre de Mach incident est de 2 et que l'angle des pales α est de 20° , comme à la Figure 55.

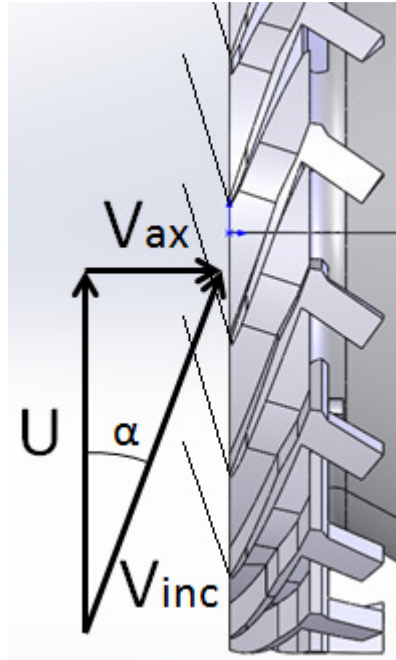


Figure 55 : Triangle de vitesse à l'entrée du compresseur en rotation

Connaissant le nombre de Mach axial, la pression et la température statique ainsi que le débit massique sont donnés par

$$p_1 = p_{atm} * \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{ax}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (7.2)$$

$$T_1 = T_{atm} * \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{ax}^2 \right) \quad (7.3)$$

$$\dot{m} = \frac{p_1}{RT_1} * A_{annulus} * M_{ax} \sqrt{\gamma RT_1} \quad (7.4)$$

Un moteur dont le diamètre en bout de pales est de 56.28 mm et dont les pales de compresseur sont hautes de 2.46 mm devrait consommer un débit de 90 g/s selon ces calculs.

Si le compresseur n'est pas démarré, le débit massique sera réduit. Le triangle de vitesse ne sera pas respecté pour réduire le nombre de Mach axial. Le débit massique sera alors fixé en fonction de ce qui peut passer au col du compresseur lorsqu'il est étranglé. Le processus pour déterminer le nombre de Mach axial est alors itératif; on prend le nombre de Mach axial en mode démarré comme valeur de départ, puis on le réduit incrémentalement jusqu'à ce que les propriétés à l'entrée concordent avec celles au col.

Pour ce qui est du canal d'admission du moteur, il sera possible de récupérer intégralement le design du canal actuel montré à la Figure 56. Cependant, les injecteurs de carburant devront être positionnés de manière à ce que le précieux gaz reste en contact avec la surface annulaire intérieure afin d'éviter qu'il s'échappe par les canaux de succion de couche limite, qui sont situés sur la jante. Ceci devrait être facile à exécuter puisque le méthane et l'hydrogène, qui sont les deux principaux carburants du R4E, sont plus légers que l'air, donc ils seront poussés vers l'intérieur par la poussée d'Archimède présente dans le repère tournant.

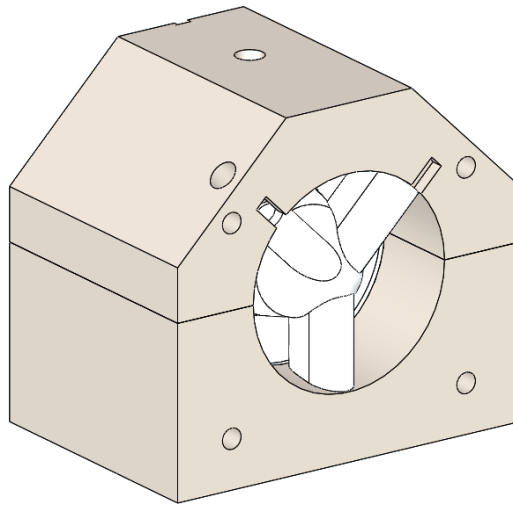


Figure 56 : Module d'admission des gaz du moteur R4E

7.2 Les effets de l'accélération transverse

L'accélération centrifuge présente dans le R4E n'a pas pu être simulée dans la soufflerie. On ne connaît donc pas en pratique ce qui se produira dans le compresseur en rotation. Par contre, de nombreuses recherches [Karimipناه *et al.*, 1993] se sont penchées sur les effets de la rotation sur les couches limites dans des aubages en rotation.

Pourquoi ne pas considérer aussi l'écoulement en dehors de la couche limite? Pour les éléments fluides ayant une grande vitesse par rapport au référentiel tournant, les effets de la centrifugation devraient être mitigés. En effet, dans le référentiel statique, ces éléments ne tournent pas; seuls ceux qui sont ralentis dans le référentiel tournant tournent avec le moteur. Il faudrait donc également prendre compte des éléments fluides à la sortie du choc normal dans le divergent des pales. Cependant, ceci dépasse le cadre du projet de ce mémoire.

7.2.1 Couche limite sur les pales en rotation

La méthode intégrale de Von Karman est couramment utilisée pour calculer plusieurs paramètres de couche limite avec gradient de pression. Tel que dans l'article de Karimipناه [1993], il est possible de modifier cette méthode pour inclure les effets de la compressibilité et de l'accélération transverse. Pour des pales avec gradient de pression dans un fluide compressible et rotationnel, voici les équations intégrales du momentum pour les directions parallèle et perpendiculaire à l'écoulement, respectivement [Karimipناه *et al.*, 1993] :

$$\frac{d\theta_{11}}{ds} = \frac{C_{fx}}{2} - (2 + H + M^2) * \frac{\theta_{11}}{u_e} * \frac{du_e}{ds} - K_{31} * (\theta_{11} - \theta_{22}) + \frac{2 * \omega * \delta_2^*}{u_e} \quad (7.5)$$

$$\frac{d\theta_{21}}{ds} = \frac{C_{fx}}{2} * \tan(\beta_w) - 2 * \theta_{21} * \left(\frac{1}{u_e} * \frac{du_e}{ds} + K_{31} \right) + (1 + H - M^2) * K_{13} * \theta_{11} - K_{13} * \theta_{22} + \frac{2 * \omega * \delta_1^*}{u_e} \quad (7.6)$$

Tous les termes de ces équations sont définis dans le tableau suivant :

Tableau 4 : Définition des termes des équations de la méthode intégrale

Termes	Définition
C_{fx}	Coefficient de friction en x
Θ_{11}	Épaisseur de momentum en x sur la ligne de courant 1
Θ_{21}	Épaisseur de momentum en z sur la ligne de courant 1
H	Facteur de forme de la couche limite
M	Nombre de Mach
U_e	Vitesse à l'extérieur de la couche limite
K_{31}	Courbure géodésique en z
K_{31}	Courbure géodésique en x
Θ_{22}	Épaisseur de momentum en x sur la ligne de courant 2
δ_2^*	Épaisseur de déplacement en z
δ_1^*	Épaisseur de déplacement en x
ω	Vitesse angulaire (rad/s)
β_w	Angle de la direction de la force résultante de friction

Ce modèle ne vise qu'à connaître l'influence de la rotation sur la couche limite. Il sera donc utilisé pour un cas simple seulement, soit celui d'une plaque plane en rotation. Les paramètres de la couche limite en rotation seront comparés à celle de la couche limite sur une plaque stationnaire.

L'approximation de la plaque plane est bonne pour le cas des pales du concept retenues, qui ne comporte que des segments de droite. Pour chacun de ces segments, la vitesse à la frontière de la couche limite u_e est constante. Entre chaque segment, les ondes de choc créent des discontinuités sur u_e , donc il est impossible d'utiliser la méthode intégrale pour le cas complexe des pales complètes avec choc.

Pour la plaque plane, les équations du momentum sont grandement simplifiées puisque la vitesse est constante à l'extérieur de la couche limite, donc $\frac{du_e}{ds} = 0$. De plus, les courbures géodésiques K_{13} et K_{31} s'annulent. Le système de coordonnées suivant les lignes de courant coïncide avec l'axe des x , tel qu'illustré à la Figure 57.

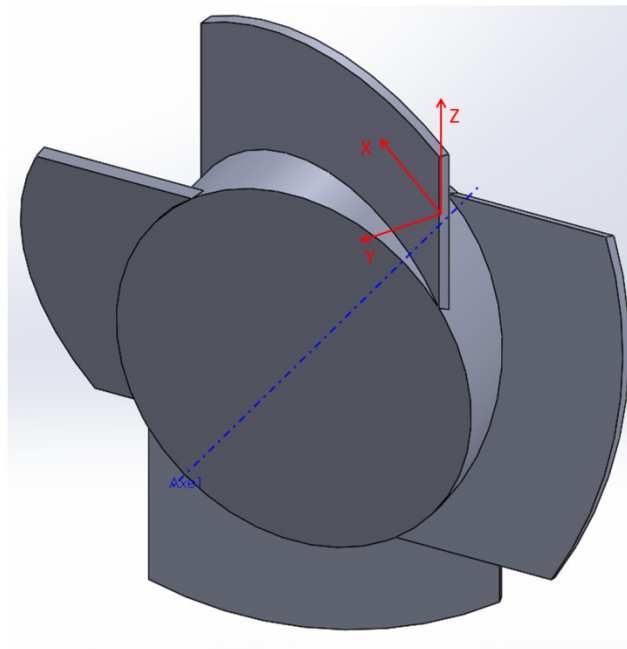


Figure 57 : Système de coordonnées pour le modèle de couche limite en 3D

Les équations du momentum deviennent alors [Karimipناه *et al.*, 1993]

$$\frac{d\theta_{11}}{dx} = \frac{C_{fx}}{2} + \frac{2^* \omega^* \delta_2^*}{u_e} \quad (7.7)$$

$$\frac{d\theta_{21}}{dx} = \frac{C_{fx}}{2} * \tan(\beta_w) - \frac{2^* \omega^* \delta_1^*}{u_e} \quad (7.8)$$

Il faut alors trouver les inconnus C_{fx} , δ_1^* , β_w , θ_{11} , θ_{21} et δ_2^* à chaque pas en x . Normalement, il faudrait démarrer le modèle en calculant les propriétés de la couche limite laminaire à partir de la solution analytique au point de stagnation. Afin de simplifier le modèle, ce dernier ne prendra pas compte de ce court segment de la couche limite puisqu'il est difficile de déterminer la position du point de transition. Pour ce faire, on fixe une valeur initiale de 1.5 pour le facteur de forme H_{12} au premier pas en x . Cette valeur de facteur de forme est typique d'une couche limite tout juste après la transition laminaire-turbulente. À ce même point, on assume que le momentum dans la direction perpendiculaire aux lignes de courant est nul, donc $\theta_{21} = \delta_2^* = \beta_w = 0$. De plus, on calcule C_{fx} et δ_1^* avec les équations de Blasius, qui ne sont valables que pour calculer les valeurs initiales étant donné que le courant radial est négligeable près du bord d'attaque des pales.

$$C_{fx}(x) = \frac{0.0592}{Re_x^{0.2}} \quad (7.9)$$

$$\delta_1^*(x) = \frac{0.37 * x}{6 * Re_x^{0.2}} \quad (7.10)$$

On intègre alors l'équation du momentum dans la direction des lignes de courant pour obtenir θ_{11} . Pour les autres pas en x , on doit utiliser les relations suivantes pour trouver les mêmes inconnus.

$$\delta_2^* \approx \frac{\theta_{21}}{G^* \sqrt{\frac{C_{fx}}{2}}} \quad (7.11)$$

$$1 - \frac{1.1}{1.1}$$

Où

$$G = \frac{H_{12} - 1}{H_{12}} * \sqrt{\frac{2}{C_{fx}}} \quad (7.12)$$

$$\tan(\beta_w) = -\frac{\delta_2^*}{\delta_1^* * \left(\frac{E_1 * G * H_{12}}{I_1 * (H_{12} - 1)} \right)} \quad (7.13)$$

$$\text{Où } H_{12} = \frac{\delta_1^*}{\theta_{11}}; \quad E_1 = \frac{1}{A_3 * (A_1 * (A_2 - 1) + 1)}; \quad A_1 = \frac{20.6 * I_1}{G^2}; \quad A_2 = \frac{0.317}{2.21} + 0.856;$$

$$A_3 = \frac{2.28 * G^2 - 6.3 * G}{2 * I_1^2}; \quad I_1 = 0.613 * G - \left(3.6 - 76.86 * \left(\frac{1}{G} - 0.154 \right)^2 \right) * \frac{1}{G} \quad (7.14)$$

$$R_I^2 + B_R * R_I + C_R = 0 \quad (7.15)$$

$$\text{Avec } B_R = \frac{-2 * (1 - 2 * H) * (2.12 + L) + 4.25^2 * H}{(1 - 2 * H)^2}; \quad C_R = \left(\frac{2.12 + L}{1 - 2 * H} \right)^2; \quad H = \frac{H_{12} - 1}{H_{12}};$$

$$R_I = \sqrt{\frac{2}{C_{fx}}}; \quad L = \frac{1}{\kappa} * \ln \left(u_e * \frac{\delta_1^*}{\nu} \right) \quad (7.16)$$

où κ est la constante de Kàrmàn et vaut environ 0.4, puis ν est la viscosité cinématique.

$$\frac{d(\delta - \delta_1^*)}{dx} = \left(0.074 * G - \frac{1.0957}{G} \right) * \sqrt{\frac{C_{fx}}{2}} \quad (7.17)$$

Où on assume que δ est la même que pour le cas sans rotation, selon l'approximation des écoulements perpendiculaires négligeables.

On peut alors calculer à nouveau le momentum pour le prochain pas en x, jusqu'à obtenir les graphiques des Figure 58, Figure 59 et Figure 60.

Le modèle a cependant une limitation importante : il n'est pas approprié pour la couche limite près du bord d'attaque, où le coefficient de friction C_{fx} est très grand. Ceci est dû au fait qu'on a négligé la partie laminaire de la couche limite. On ne peut donc l'utiliser que quelques pas en x plus loin, soit après la transition laminaire-turbulente. Dans le cas du modèle dont les résultats sont présentés ci-dessous, les pas en x faisaient 0.0001 m et le modèle donnait des

résultats satisfaisants à partir du 5^e pas. Avant ce pas, le polynôme de second degré avec R_I conduit à des valeurs imaginaires de C_{fx} .

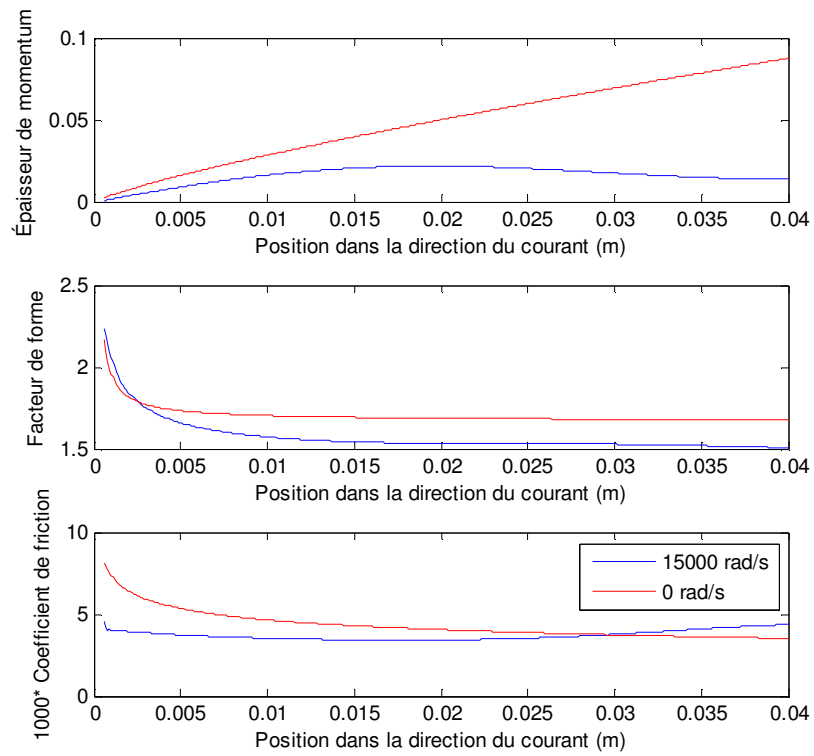


Figure 58 : Épaisseur de momentum en x, facteur de forme et coefficient de friction en fonction de x ($U_e = 500$ m/s)

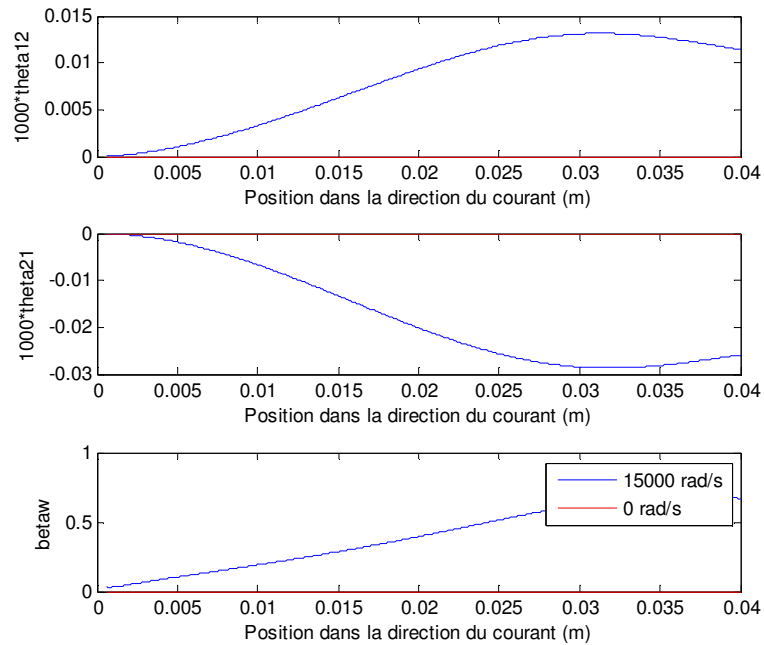


Figure 59 : Épaisseur de momentum dans la direction perpendiculaire aux lignes de courant et direction du vecteur de cisaillement en fonction de x ($U_e = 500$ m/s)

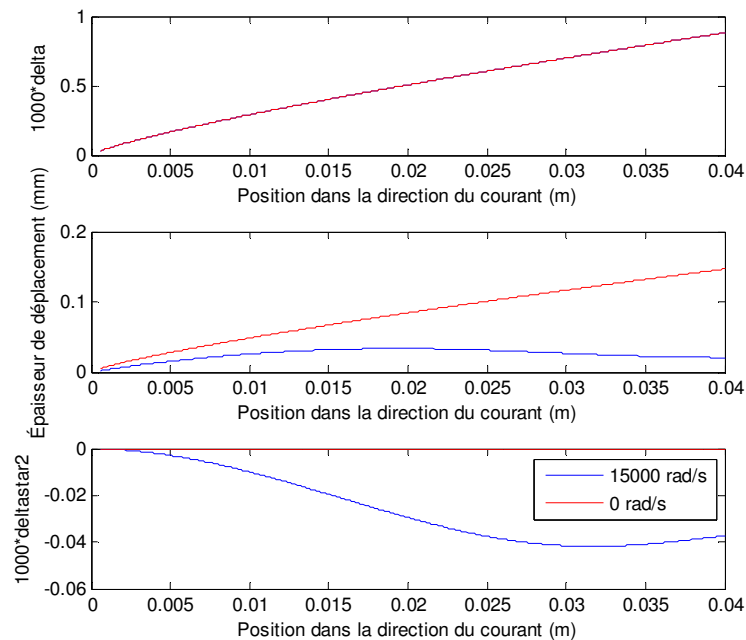


Figure 60 : Épaisseur de la couche limite, épaisseur de déplacement dans la direction du courant et épaisseur de déplacement perpendiculaire à l'écoulement en fonction de x ($U_e = 500$ m/s)

Peu importe les valeurs initiales, c'est-à-dire les valeurs considérées au bord d'attaque, le modèle donne toujours les mêmes courbes pour les régions loin du bord d'attaque. De plus, les résultats obtenus sont du même ordre de grandeur que pour la plaque stationnaire. Le modèle est donc valide.

On remarque qu'à une vitesse de rotation de 15 000 rad/s, soit près de 150 kRPM, l'effet de la rotation sur la couche limite est légèrement favorable puisqu'elle réduit l'épaisseur de déplacement des couches limite sur les pales. Les effets de confinement devraient donc être un peu moins susceptibles de se produire dans le R4E, ce qui pourrait conduire à un rapport de pression statique un peu plus élevé.

7.2.2. Couche limite sur la jante et le moyeu

L'accélération centrifuge se fait également sentir sur les murs du moyeu et de la jante. Pour quantifier les effets, il est encore possible d'utiliser la méthode intégrale de Von Karman. Ces calculs peuvent négliger les écoulements transverses pour les régions loin des pales, donc le modèle utilisé prédit le comportement d'un écoulement 1 D. Des analyses par CFD sont nécessaires pour déterminer les propriétés de l'écoulement aux jonctions entre les pales et la jante et entre les pales et le moyeu. Ces analyses vont cependant au-delà du cadre de cette étude.

Tout d'abord, il est nécessaire de s'intéresser à un écoulement en dehors de la couche limite à proximité d'une surface cambrée. Dans l'écoulement supersonique du compresseur, des ondes de Mach émaneront des murs de la jante et du moyeu, tel qu'illustré à la Figure 61. Celles du moyeu provoqueront une expansion alors que celles de la jante donneront lieu à une contraction. Le gradient de pression sera donc favorable sur le moyeu, ce qui aura pour effet d'amincir la couche limite par rapport au cas de la plaque plane. Le contraire apparaîtra pour la couche limite de la jante.

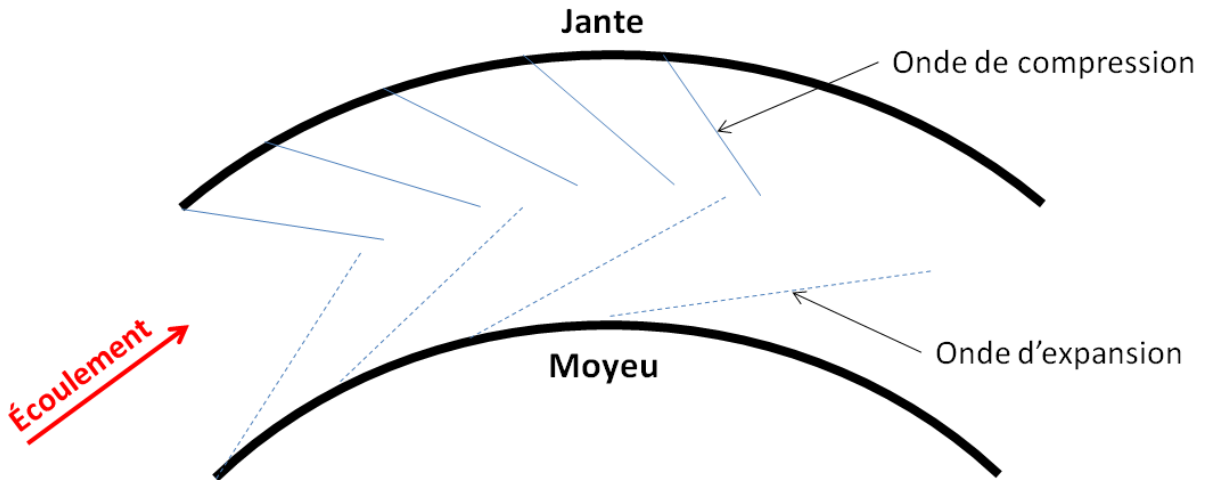


Figure 61 : Ondes de Mach provoquant une expansion sur le moyeu et une contraction sur la jante

Comme la courbure des murs est constante, on assume que la vitesse varie de manière linéaire à partir de l'entrée du compresseur. La vitesse ainsi que le gradient de la vitesse sont donc obtenus à l'aide de l'équation 4.7 et en considérant l'angle de virage de la partie convergente du compresseur, qui est d'environ 14° .

Par la suite, on utilise les équations 7.18 afin de déterminer les propriétés des couches limites en plusieurs pas de la position dans le sens de l'écoulement.

$$\frac{d\theta}{dx} + (2+H) * \frac{\theta}{u_e} \frac{du_e}{dx} = \frac{Cf_x}{2} \quad (7.18)$$

$$Cf_x \cong \frac{0.3e^{-1.33H}}{\log_{10} Re_\theta^{1.74+0.31H}}$$

$$-\lambda^2 H * \frac{\theta}{u_e} * \frac{du_e}{dx} = -0.4 + 0.76\pi + 0.42\pi^2$$

$$\lambda = \frac{2 + 3.179\pi + 1.5\pi^2}{0.41(1+\pi)} \left(\frac{H}{H-1} \right)$$

$$\lambda = \frac{\theta^2}{\nu} \frac{du_e}{dx}$$

$$H = \frac{\delta^*}{\theta}$$

$$Re_\theta = \theta^* \frac{u_e}{\nu}$$

Les propriétés obtenues peuvent alors être comparées à une simple couche limite qui se développe sur une plaque plane. Les graphiques sur la Figure 62 et sur la Figure 63 montrent l'évolution de ces propriétés sur les surfaces du compresseur.

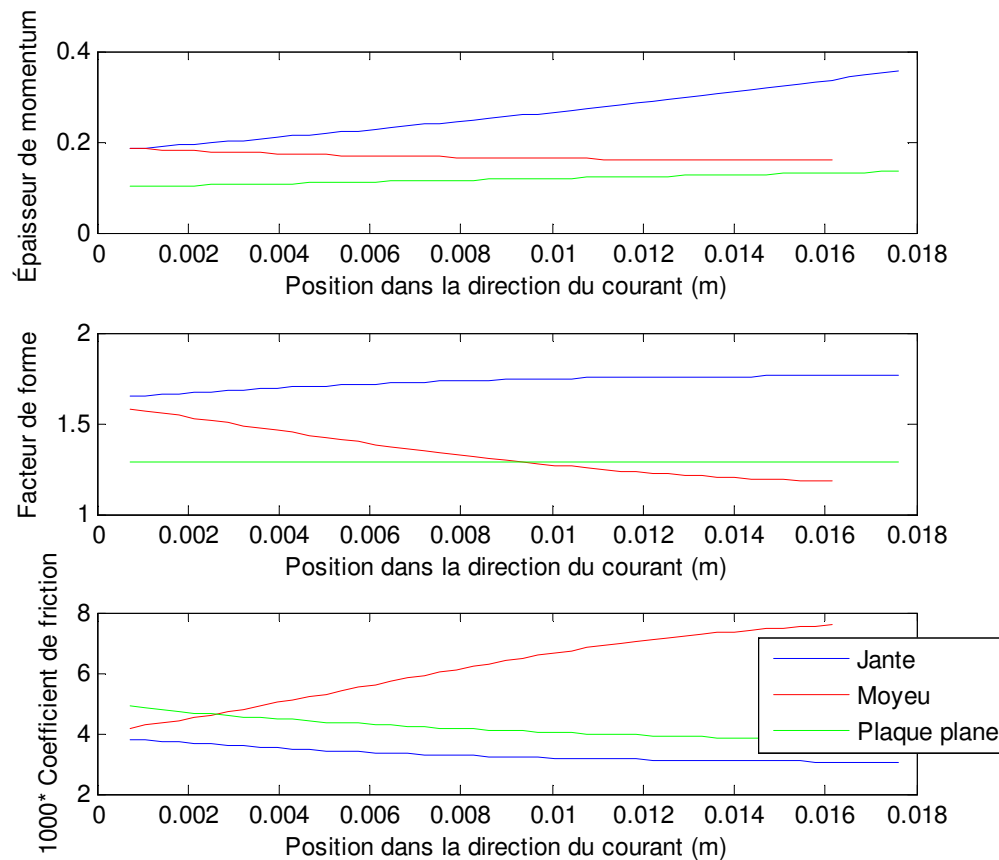


Figure 62 : Évolution de l'épaisseur de momentum, du facteur de forme et du coefficient de friction en fonction de la position dans le compresseur dans la direction de l'écoulement

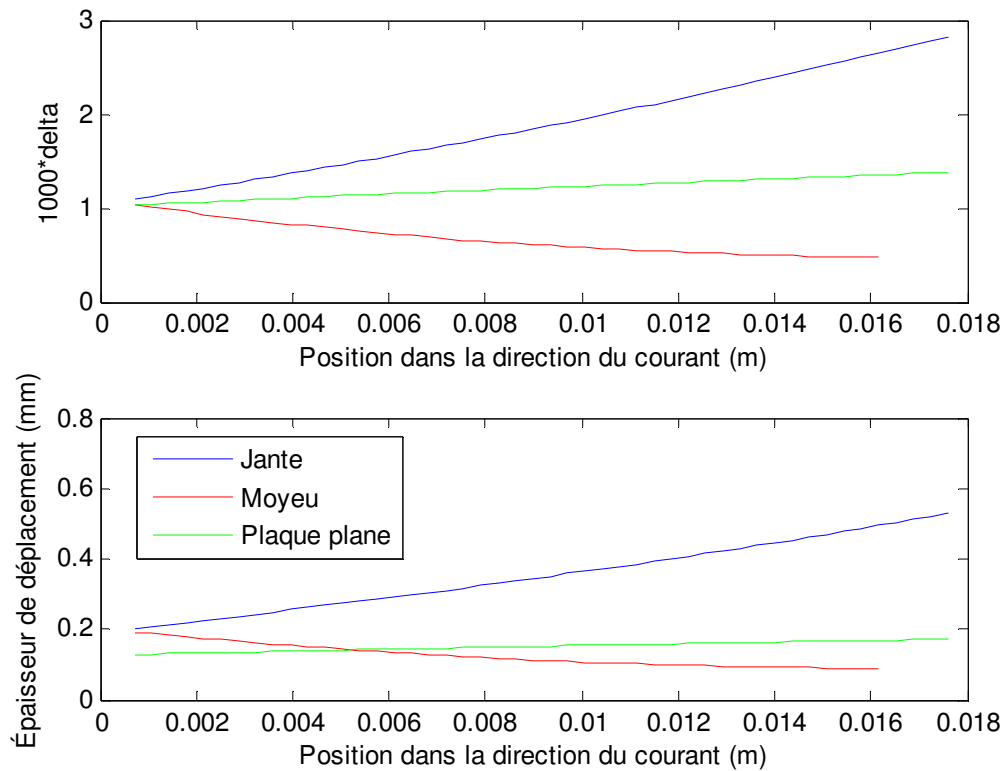


Figure 63 : Évolution de l'épaisseur de déplacement et de l'épaisseur de la couche limite en fonction de la position dans le compresseur dans la direction de l'écoulement

On remarque un comportement diamétralement opposé entre le moyeu et la jante. Ainsi, la couche limite sur le moyeu s'amincit étant donné que le gradient de pression est favorable. Pour la même raison, le profil de cette couche est plus plein, ce qui donne un facteur de forme qui diminue et un coefficient de friction qui augmente. C'est tout le contraire qui se produit sur le mur de la jante, où le gradient de pression est adverse.

On remarque aussi que le comportement d'une couche limite sur une plaque plane se retrouve entre ces deux contraires. Il est même possible de déduire que l'amincissement de la couche limite sur le moyeu compense presque pour l'épaississement de la couche sur la jante. En conclusion, la couche limite sur les murs de la jante et du moyeu ne devrait pas changer beaucoup les performances du compresseur par rapport à celles obtenues en soufflerie. De plus, les purges auraient avantage à se retrouver sur le mur de la jante pour limiter la croissance de la couche limite.

7.3. Redimensionnement des canaux de succion

Tel que discuté au chapitre 5, la taille des canaux de succion devait être revue à la baisse pour le R4E puisque l'épaisseur de déplacement y est plus petite que dans la soufflerie. De plus, les résultats expérimentaux montrent que la section optimale des canaux de purge en pratique est plus petite de 44 % par rapport à ce que prédisait le modèle analytique. Or, la section précédente donne l'épaisseur de déplacement partout sur une plaque plane. Au col, elle est de 0.03 mm sur les pales et sera de 0.1 mm sur la jante, qui agit comme une plaque sans accélération transverse. En prenant les mêmes hypothèses qu'au chapitre 4 en ce qui concerne le profil de vitesse, on obtient un débit massique de 0.7 g/s à retirer par canal, ce qui donne une fraction de 8 %. On applique à cela le facteur de correction de 0.56 trouvé expérimentalement et on se retrouve avec un débit de purge de 0.4 g/s, pour une fraction de 4.5 %. La section du canal à son entrée devrait donc être de 0.75 mm².

7.4. Refroidissement de la jante

Il n'existe actuellement aucun système de refroidissement pour protéger la jante de composite carbone-polyimide de la température élevée de la chambre à combustion. Pourtant, la température de la jante ne doit pas dépasser 700 K selon Proof Research (dont le produit utilisé est le P2Si 900HT) pour garder de bonnes propriétés mécaniques, alors que la température dans la chambre à combustion est d'environ 1500 K. Dans l'optique d'opérer un R4E en régime permanent, il faudra donc isoler la jante contre la chaleur.

Le concept de compresseur retenu est intéressant puisqu'il serait possible d'utiliser le débit extrait par la succion de la couche limite pour refroidir la jante. En effet, la température dans la couche limite à l'entrée des canaux de succion sera relativement basse. Même si la température du gaz à son entrée dans la couche limite avoisine la température totale, qui est de l'ordre de 540 K dans le repère tournant, la couche limite devrait être rapidement refroidie par l'écoulement externe par transfert de masse et de chaleur catalysé par de possibles instabilités de Rayleigh-Taylor. De plus, à cause de l'accélération transverse, les particules chaudes tendront à s'éloigner de la jante par la poussée d'Archimède exercée par le fluide plus froid. Malgré toutes ces raisons, dans l'optique d'obtenir un résultat conservateur, le modèle assumera que la température à l'entrée des canaux de refroidissement est de 540 K pour une première itération. Une seconde itération sera nécessaire pour tenir compte du réchauffement

du courant froid lors de son passage dans les canaux. Cette seconde itération répétera les mêmes calculs que la première, mais avec une température moyenne pour le courant froid.

7.4.1. Modèle de transfert thermique dans les canaux

Le présent modèle ne vise pas à dimensionner de manière définitive le système de refroidissement. Il vise à donner une idée générale des performances de ce dernier.

Des canaux de refroidissement pourraient être usinés à même la bague intermédiaire, située entre la jante et le moyeu. Cette bague sera faite de titane et une autre bague plus fine sera interposée entre cette dernière et la jante de composite. La Figure 64 montre une configuration possible de ces canaux.

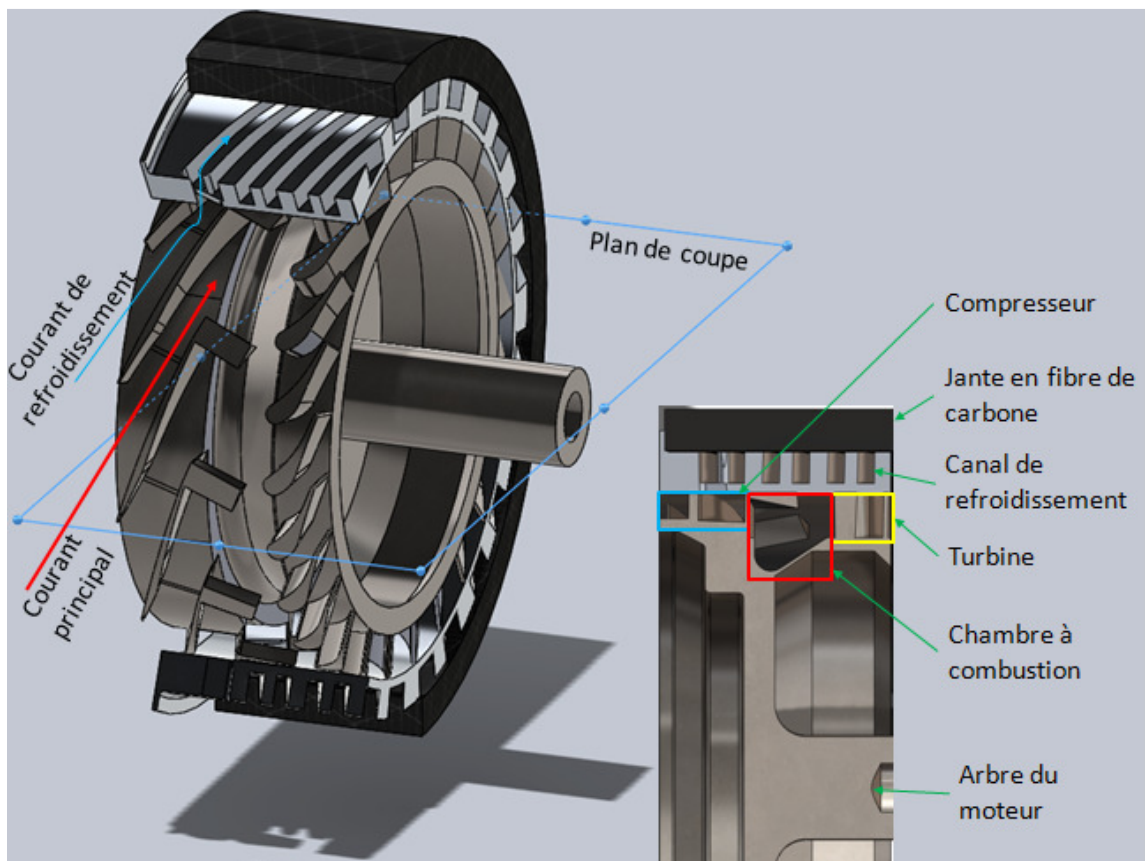


Figure 64 : R4E équipé d'une bague de canaux de refroidissement alimentés par le compresseur

Un modèle thermique a été développé pour déterminer la température à plusieurs points du rotor dans la turbine, dont la température de la jante. Pour se faire, on considère le réseau de

résistances de la Figure 65. Ce réseau de résistance en 2D se retrouve conceptuellement sur le plan de coupe de la Figure 66.

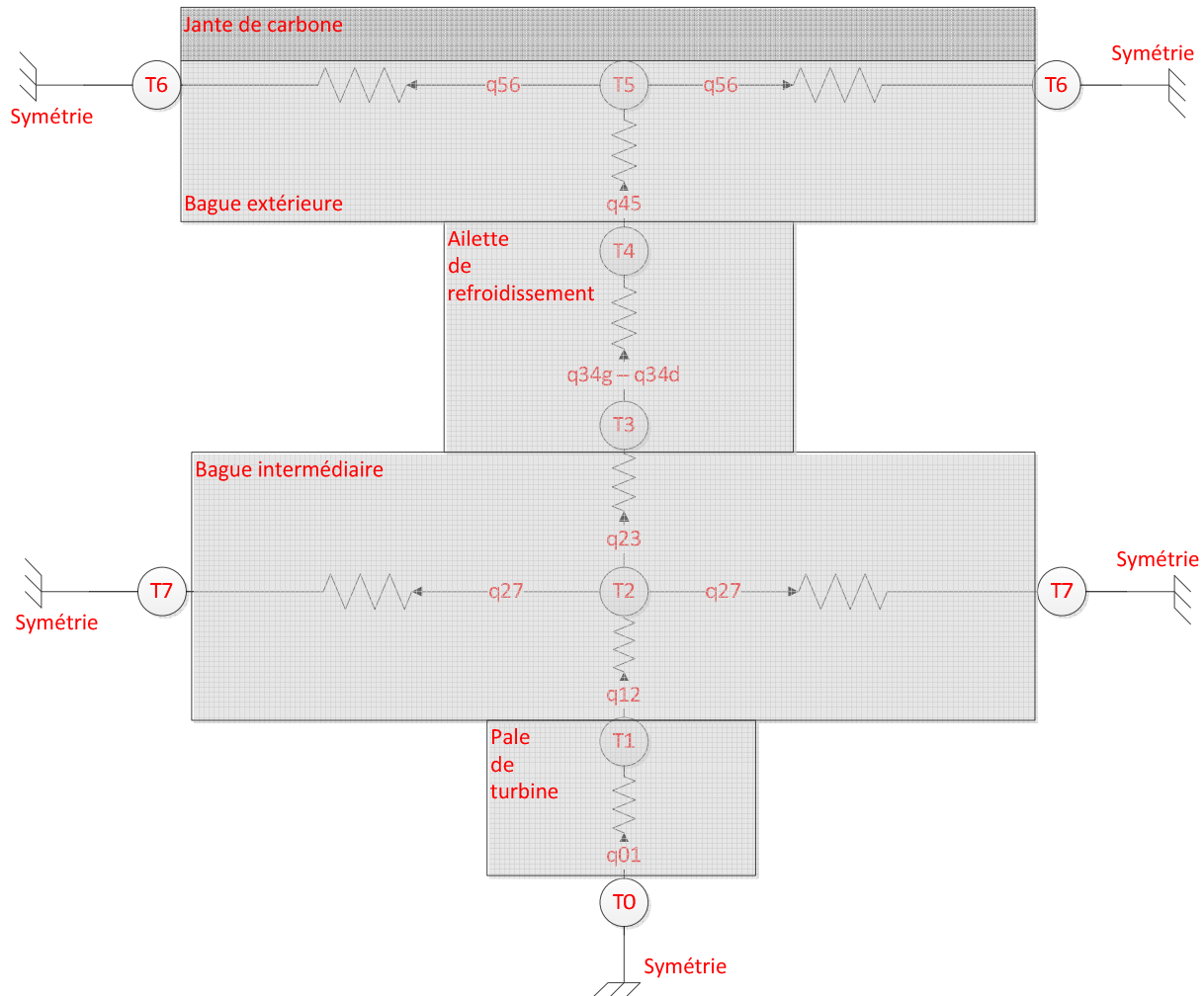


Figure 65 : Réseau de résistance thermique considéré pour le modèle du système de refroidissement

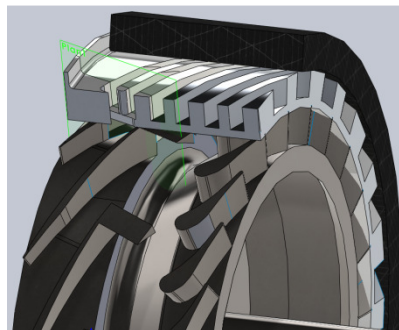


Figure 66 : Plan de coupe (en vert) de la vue du réseau de résistance thermique

Avant de lancer la résolution de ce système, il faut déterminer la température du flux chaud et du flux froid ainsi que les coefficients de convection pour ces deux flux. Pour le flux chaud, les conditions du Tableau 5 sont tirées du modèle 1 D de [Picard, 2011] :

Tableau 5 : Propriétés de l'écoulement chaud dans la turbine

Paramètres	Valeurs
Température	1493 K
Vitesse	623 m/s
Densité	0.3176 kg/m ³
Diamètre hydraulique	4.4 mm
Viscosité dynamique	5.3 x 10 ⁻⁵ kg/(m.s)
Conductivité thermique	0.085 W/(m.K)

Pour l'écoulement dans la turbine, on considère une convection forcée sur une plaque plane puisque l'écoulement n'est pas pleinement développé. On calcule donc le nombre de Reynolds Re_d et le nombre de Nusselt Nu [Cengel *et al.*, 2010] :

$$Re_d = \frac{\rho * V * D_{hydraulic}}{\mu} \quad (7.19)$$

$$Nu = 0.664 * Re_d^{0.5} * Pr^{0.33} \quad (7.20)$$

Où μ est la viscosité dynamique, ρ est la densité, V est la vitesse et Pr est le nombre de Prandtl.

Le coefficient de convection h peut alors être obtenu avec l'équation suivante :

$$h_{hot} = \frac{Nu * k_{hot}}{D_{hydraulic}} \quad (7.21)$$

Où k est la conductivité du fluide. Pour l'écoulement froid, il faut calculer les propriétés en fonction de ce qui se produit dans le convergent du compresseur. D'abord, les modèles et les expérimentations ont montré que la pression dans l'écoulement vis-à-vis la purge était suffisante pour étrangler l'écoulement dans l'orifice d'entrée des purges pour une pression de sortie atmosphérique. Ainsi, le débit massique peut être déterminé :

$$\dot{m} = \frac{P_{in}}{T_{in} * R} * A_{orifice} * \sqrt{\gamma * R * T_{in}} \quad (7.22)$$

Par la suite, on assume que l'écoulement redevient subsonique dans les canaux. En assumant que la pression statique y est quasi atmosphérique et que la température est la même que dans la couche limite du compresseur, on trouve la vitesse de l'écoulement :

$$V = \frac{m}{\left(\frac{P_{canaux}}{T_m} * R * A_{canaux} \right)} \quad (7.23)$$

On peut alors calculer le coefficient de convection en assumant cette fois que l'écoulement est pleinement développé dans les canaux. On utilise donc l'équation de Colburn [Cengel *et al.*, 2010] :

$$Nu = 0.023 * Re_d^{0.8} * Pr^{0.4}$$

Le modèle est donc conservateur puisqu'il maximise la valeur du coefficient de convection dans l'écoulement chaud et la minimise dans l'écoulement froid. On obtient les conditions du Tableau 6 :

Tableau 6 : Propriétés thermiques des flux chaud et froid

Paramètres	Valeurs
Température chaude	1493 K
Température froide	360 K
Coefficient de convection chaud	2220 W/m ² K
Coefficient de convection froid	300 W/m ² K

Ces paramètres peuvent être utilisés pour la méthode itérative de Newton-Raphson de résolution du système de résistance avec les données géométriques du R4E. La résolution du système matriciel peut alors commencer. Des températures initiales sont fixées arbitrairement à chaque station. Ensuite, on calcule la valeur de chaque résistance à l'aide des équations 7.24

$$R_{conduction} = \frac{L}{kA}; R_{convection} = \frac{1}{hA}; R_{total} = R_{conduction} + R_{convection} \quad (7.24)$$

On calcule également les flux thermiques entre chaque station. On peut alors assembler la matrice de différence de flux thermique (F) qui relie chaque station entre elles. Cette matrice

montre la différence entre ce qu'une station reçoit et ce qu'elle perd, donc elle quantifie le déséquilibre thermique. Lorsque le régime permanent sera atteint, les pertes et les gains d'énergie thermique devront s'équilibrer, et la matrice F sera alors nulle.

Par la suite, on impose une faible variation de température à toutes les stations. On recalcule un nouveau flux et une nouvelle résistance entre chaque station. On fait alors la différence entre le déséquilibre de flux initial et le nouveau déséquilibre de flux; on obtient donc le Jacobien de la matrice de déséquilibre.

$$J = \frac{(F' * T' - F * T)}{T' - T} \quad (7.25)$$

Une nouvelle température est alors calculée pour chaque station avec l'équation 6.25.

$$T = T - \frac{F * T}{J} \quad (7.26)$$

Le calcul est répété jusqu'à ce que F*T soit inférieur à un seuil acceptable. Pour la géométrie montrée à la Figure 64 et les conditions d'opération pour le flux chaud et le flux froid, on obtient une température de 811 K à la jante.

Cependant, il est impossible de considérer que le flux froid gardera une température constante tout au long de son passage dans les canaux. Il va se réchauffer, c'est pourquoi il faut plutôt considérer une température moyenne entre celle à l'entrée et celle à la sortie des canaux. Cette température est obtenue à l'aide des équations suivantes :

$$T_{out} = T_{in} + \frac{hA_{wall} (T_{gaz} - T_{aillette})}{cp * \dot{m}} \quad (7.27)$$

Le modèle indique que le gaz s'échauffera de 25 K pour atteindre une température à la sortie des canaux de 565 K. La température moyenne du gaz est donc de 553K. En reprenant cette température moyenne pour le calcul de la température de la jante, on obtient 820K, ce qui indique qu'il faudra effectuer un travail d'optimisation pour protéger adéquatement la jante. La Figure 67 montre la température aux différentes stations du circuit thermique.

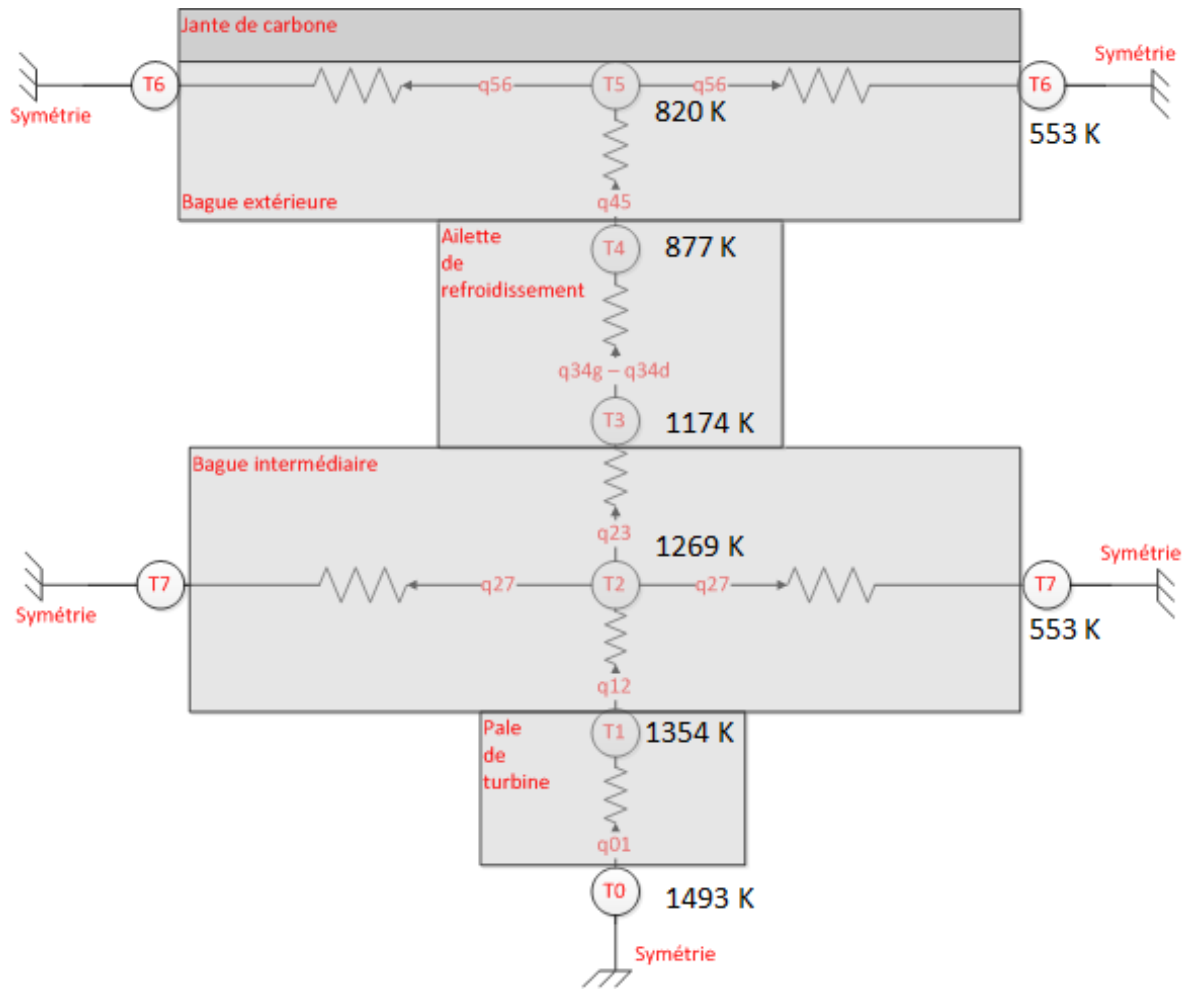


Figure 67 : Résultats du modèle thermique

7.5 Conclusion de l'intégration du compresseur au R4E

Le présent chapitre a permis d'adapter la conception du R4E pour bénéficier de son nouveau compresseur. Les défis de nature structurelle n'ont pas été pris en compte étant donné qu'ils pourraient en soi faire l'objet d'un travail de recherche. Ces défis trouveront leurs réponses dans les travaux d'autres membres de l'équipe Ramjet.

Il a d'abord été possible de concevoir un canal d'admission approprié pour respecter le triangle de vitesse à l'entrée du compresseur. En effet, dans la soufflerie, la direction, la pression statique et la direction de l'écoulement à l'entrée de la cascade étaient imposées, ce qui ne sera pas le cas dans le moteur où ces propriétés dépendront de l'aubage du compresseur.

Étant donné que l'accélération transverse n'a pas pu être reproduite à l'aide de la soufflerie, un modèle analytique a permis d'obtenir l'influence possible de ce phénomène sur l'écoulement dans le compresseur. À l'aide d'une méthode inspirée de la méthode intégrale de Von Kàrmàn, il a été possible de conclure que l'accélération transverse aura un effet positif, mais mitigé sur l'écoulement. L'épaisseur de déplacement dans le sens de l'écoulement diminue, ce qui réduit le risque d'interaction avec les chocs et augmente le ratio de pression potentiel du compresseur.

L'utilisation de purge de couche limite est aussi intéressante pour le R4E, car le débit qu'on en tire peut alimenter des canaux de refroidissement pour protéger la bague de carbone contre la chaleur. Un modèle thermique utilisant un réseau de résistance a permis de conclure que le débit serait suffisant pour garder une température raisonnable à la jante, soit 820 K. Des essais de plus longues durées sont donc envisageables avec le nouveau R4E.

CHAPITRE 8

CONCLUSION

L'objectif du projet était de connaître le comportement de cascades supersoniques dans un écoulement à Mach 2 et de concevoir le meilleur compresseur dans ces conditions pour le R4E. Pour se faire, des modèles analytiques ont permis de générer et d'analyser diverses cascades et de déterminer lesquelles seraient les plus intéressantes à essayer en soufflerie. La génération de concepts de cascade a bien sûr été catalysée par la connaissance des cascades supersoniques ayant vu le jour depuis le tout début des compresseurs supersonique. Une soufflerie supersonique a été construite pour permettre la visualisation de l'écoulement et la prise de mesures.

Les essais ont confirmé que le modèle analytique prédisait bien le comportement de l'écoulement là où les effets de la viscosité étaient mitigés. Il a cependant fallu apporter quelques correctifs pour permettre d'éviter que ces effets ne limitent les performances des aubages à l'essai. Des canaux de succion de couche limite ont donc été ajoutés au col des cascades. Les essais ont vite fait d'infirmer les concepts de compresseur démarrant par purge. Le concept de compresseur retenu est conçu pour démarrer en survitesse à Mach 2 et comporte des canaux de succion de couche limite à son col pour éviter les interactions choc-couche limite qui compromettent le ratio de pression statique maximal. Il a présenté de bonnes performances en soufflerie à Mach 2, avec un ratio de pression statique de 4.3 et une efficacité isentropique de 84 % lorsque le débit de succion était de 4 %. Les essais ont également permis d'observer le processus de démarrage et la réponse de la cascade à une augmentation graduelle de la pression adverse.

Étant donné que la structure actuelle du R4E ne lui permet pas d'opérer à un nombre de Mach tangentiel de 2 en régime permanent, il n'a pas été possible d'essayer le nouveau compresseur sur le banc d'essai rotatif. Cependant, il a été possible de concevoir le moteur avec le nouveau compresseur. Ce nouveau moteur comprend un système de refroidissement alimenté par les canaux de succion de la couche limite du compresseur qui permet de limiter la température du

Rim Rotor à 820 K même si la température dans la chambre à combustion est de 1500K. Finalement, l'influence de l'accélération centrifuge du moteur en rotation sur l'écoulement a aussi été étudiée. Ce phénomène devrait avoir un effet favorable au bon fonctionnement du compresseur.

8.1 Recommandations et travaux futurs

Il reste beaucoup à faire avant de voir un compresseur supersonique produire un ratio de pression statique de 5 avec une vitesse tangentielle égale au double de celle du son. Cette section fait état des différentes considérations à venir.

8.1.1 Modèle analytique

Tel qu'il a été mentionné, le modèle analytique comportait des limitations, car il ne prédisait pas correctement l'effet de la viscosité à l'approche des chocs. Ultimement, pour optimiser pleinement le compresseur, il faudra avoir recours à des simulations numériques pour améliorer le design du système de suction. Ceci permettra sans doute de permettre d'augmenter le ratio de pression statique à 5 :1, tel que prédit par le modèle analytique. Cependant, de telles simulations demanderont de développer une expertise en CFD en s'appuyant sur les résultats expérimentaux obtenus au cours de ce travail de recherche.

8.1.2 Essais supplémentaires en soufflerie

Développer des modèles numériques demandera une validation très pointue en soufflerie. Cette dernière est pour le moment instrumentée adéquatement pour connaître des informations essentielles à la comparaison de cascades entre elles. Mais elle ne permet pas d'obtenir toutes les informations quantitatives nécessaires pour décrire complètement l'écoulement. Des mesures de la direction de l'écoulement et de la température, pour ne nommer que ces deux propriétés, seraient pertinentes. De plus, l'instrumentation actuelle ne permettait pas d'avoir assez de points de mesures de pression, surtout à proximité des chocs. Il faudra donc raffiner l'instrumentation de la soufflerie en faisant appel à des sondes spécialisées de plus petite taille, mais aussi plus dispendieuses.

8.1.3 Développement d'un compresseur en rotation

Il y a de nombreux défis à surmonter pour que la cascade développée se retrouve dans le R4E avec des performances équivalentes. En effet, il faudra une structure qui puisse résister à l'accélération centrifuge colossale et aux vibrations du rotor. De plus, il faudra éviter autant que possible que ne se produisent des écoulements secondaires tels que ceux qui ont grandement compromis les performances du SRGT. Ceci passera peut-être par le développement de joints d'étanchéité appropriés ou par une révision en profondeur du design de la cavité dans lequel se trouve le rotor.

8.2 Contribution des travaux du mémoire

La cascade développée a obtenu des résultats prometteurs qui pourront bientôt lui permettre de se démarquer. Elle pourrait tout aussi bien équiper un futur R4E qu'un stator de compresseur axial supersonique à impulsion.

La soufflerie construite et validée dans le cadre de cette recherche restera un outil très complet pour étudier les écoulements supersoniques. Elle pourra certes être utilisée pour exécuter les travaux de recherche du compresseur. Mais elle pourrait permettre d'étudier l'écoulement autour de modèles réduits de toute forme d'objets supersoniques, comme des véhicules. Finalement, elle pourra servir d'outil pédagogique pour les étudiants de premiers cycles qui, pour la plupart, en sont à leur première expérience avec les écoulements compressibles.

Le moteur R4E pourrait devenir un excellent moyen de produire une densité de puissance sans précédent, ce qui pourrait avoir un impact sur l'industrie du transport et de l'énergie. Ainsi, il serait possible d'utiliser le moteur R4E tant pour régénérer les piles électrochimiques des véhicules hybrides que pour des génératrices portatives. Sa simplicité fait également en sorte que ses coûts de fabrication et d'entretien risquent d'être très avantageux par rapport aux turbines à gaz traditionnelles.

LISTE DES RÉFÉRENCES

Babinsky, H. et Harvey, J.K.. (2011). *Shock Wave-Boundary-Layer Interaction*, première édition. Cambridge University Press, 461 p.

Bloch, G. S., Copenhaver, W. W. et O'Brien, W. F. (1999). « A shock loss model for supersonic compressor cascades ». *Journal of Turbomachinery*, vol. 121, no. 1, pages 28-35.

Broichhausen, K.D., Ziegler, K.U.(2005), «Supersonic and Transonic Compressors, Past, Status and Technology Trends», *ASME Turbo Expo*, vol. 6

Brouillette, M. et Plante, J. S. (2008). Rotary ramjet engine. U.S. Patent 7,337,606, États-Unis,

Celikovsky, K. et Safarik, P. (1978). «To the Problem of Starting and Airfoil-Shape Optimization of the Supersonic Compressor Cascade». *Acta Technica Csav*, vol. 23, numéro 6, p. 732-754.

Cengel, Y. et Ghajar, A.J. (2010) *Heat and Mass Transfer – Fundamentals & Applications*, Fourth edition, McGraw-Hill, 924 pages

Chaves, H. et Seifert, T. (2008). «A Simple L2F Velocimeter Based on Self-Mixing of Laser Diodes», *14 th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, vol. 07-

Dahm, W. J. A., Lapsa, A. P. et Hamlington, P. E. (2006). «Inside-out rotary ramjet turbogenerator», *4th International Energy Conversion Engineering Conference, June 26, 2006 – June 29*, vol. 2, pages 1221-1235.

Ferri, A. et Nucci, L. M. (1951). «Preliminary investigation of new type of supersonic inlet», *National Advisory Committee for Aeronautics -- Technical Notes*, pages 41.

Fortier-Topping, H. (2014) Conception d'une Chambre à Combustion pour la Microturbine à Gaz SRGT-2, Maîtrise, Université de Sherbrooke

Fry, R. S. (2004). «A Century of Ramjet Propulsion Technology Evolution», *Journal of Propulsion and Power*, vol. 20, no. 1, pages 27-58.

Fuchs, R. et Starcken, H. (1977). «Experimental Investigations of Supersonic Cascades Designed for High Static Pressure Ratio», *American Society of Mechanical Engineers*, no. 37,

Gallus,H.E., Broichhausen, K.D. et Mönig, R. (1988), «Off design Performance of Supersonic Compressors with Fixed and Variable Geometry», *American Society of Mechanical Engineers*, pages 312-321

- Georgia Tech (2001),
<http://soliton.ae.gatech.edu/people/jseitzma/classes/ae3450/supersonicinlets.pdf>
- Greitzer, E. M. (. M.), 1941, Tan, C. S. et Graf, M. B. (. B.), 1968 (2004). *Internal flow: concepts and applications*. Cambridge University Press
- Grosvenor, A. D., Taylor, D. A., Bucher, J. R., Aarnio, M. J., Brown, P. M., Draper, R. D. et Lawlor, S. P. (2008). «Measured and predicted performance of a high pressure ratio supersonic compressor rotor». *2008 ASME Turbo Expo*, June 9, 2008 — June 13, vol. 6.
- Hunczak, H.R., Kremzier, E.J. (1950) «Characteristics of Perforated Diffusers at Free-Stream Mach Number 1.90», *NACA Research Memorandum*, vol. R ME 50B 02, 69 pages
- John, J. et Keith, T. (2005). *Gas Dynamics*, Third édition. Pearson, 672 pages
- Kantrowitz, A. (1950). «Supersonic axial-flow compressor». *National Advisory Committee for Aeronautics*, 9 pages
- Karimipناه, M.T. et Olsson E. (1993), «Calculation of Three-Dimensional Boundary Layers on Rotor Blades Using Integral Methods», *American Society of Mechanical Engineers*, vol. 115, pages 342-353
- Kenney, J. T. et Webb, L. M. (1954). «Summary of techniques of variable Mach number supersonic wind tunnel nozzle design». *AGARDograph*, no. 3, pages 133.
- Klapproth, J. (1950). «Approximate Relative-Total-Pressure Losses of an Infinite Cascade of Supersonic Blades with Finite Leading-Edge Thickness», *National Advisory Committee for Aeronautics -- Publication*, vol. E9L21.
- Kuethe, A. et Chow, C. — . (1986). *Foundation of Aerodynamics - Bases of Aerodynamic Design*, Fourth édition. Wiley, 555 pages
- Lawlor, S. P. et Baldwin, P. (2005). «Conceptual design of a supersonic CO2 compressor», *ASME Turbo Expo 2005 — Gas Turbine Technology: Focus for the Future, June 6, 2005 - June 9, volume 4. American Society of Mechanical Engineers*, pages 309-316.
- Leblanc, J. (2013) Ils ont réinventé le moteur!, *Québec Science*
- Lichtfuss, H. J. et Starcken, H. (1974). «Supersonic Cascade Flow», *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 14, pages 37-149.
- Merzkirch, W., (1974). *Flow visualization*, Second édition. Elsevier, 250 pages

- Moeckel, W. E. (1949). «Approximate Method for Predicting Form and Location of Detached Shock Waves Ahead of Plane or Axially Symmetric Bodies», *National Advisory Committee for Aeronautics -- Publication*, vol. TN 1921
- Moradian, N., Timofeev, E. (2012). «Limiting Contraction for Starting Prandtl-Meyer Type Scramjet Inlets with Overboard Spillage», *volume International Symposium on Shock Waves*, p. 307-312.
- Mossman, E.A. et Pfyl, F.A. (1956), «An Experimental investigation at Mach Number from 2.1 to 3 of circular-internal-contraction inlets with translating centerbodies», *NACA*, vol. RM A56G06
- Picard, M. (2011). Dynamique des gaz et combustion du Rim-Rotor Rotary Ramjet Engine (R4E). Maîtrise, Université de Sherbrooke
- Plante, J., (2001). Conception Préliminaire D'un Moteur Rotatif Continu à Combustion Induite Par Onde De Choc. Maîtrise, Université de Sherbrooke
- Rancourt, D. (2011). Analyse structurelle et validation expérimentale d'un Rim-Rotor Rotary Ramjet Engine (R4E). Maîtrise, Université de Sherbrooke
- Saravanamuttoo, H., Rogers, G., Cohen, H. et Straznicky, P. (2009). *Gas Turbine Theory*, Sixth édition. Pearson, Essex, England, 590 pages
- Seddon, J., Goldsmith, E.L. (1999). *Intake Aerodynamics*, Second édition. AIAA Education Series, Oxford, 407 pages
- Settles, G. S. (2001). *Schlieren and Shadowgraph Techniques : visualizing phenomena in transparent media*, First edition. Springer, Berlin, 376 pages
- Shapiro, A. (1953). *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, 1* édition. The Ronald Press Company, New York, 647 pages
- Simon, H. et Bohn, D. (1974). «Comparison of theoretical and Experimental Investigations of Two Different Axial Supersonic Compressors», *2nd International Symposium on Air Breathing Engines*
- Simon, H. et Bohn, D. (1974). «Experimental Investigations Of a Recently Developed Supersonic Compressor Stage (Rotor and Stage Performance)», *2nd International Symposium on Air Breathing Engines*

Stratford, B. S. (1959), «The Prediction of Separation of the Turbulent Boundary Layer», *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 5, pages 1-16.

Thompson, P. A. (1988). *Compressible-fluid dynamics*, Irving H. Shames, 663 pages

Tweedt, D. L., Schreiber, H. A. et Starcken, H. (1988). «Experimental investigation of the performance of a supersonic compressor cascade», *Journal of Turbomachinery*, vol. 110, no. 4, pages 456-466.

Vézina, G. (2014) Aérodynamique d'une Turbomachine à Architecture Concentrique de Type SRGT (Supersonic Rim-Rotor Gas Turbine) Maîtrise, Université de Sherbrooke

Wikipedia (2015), https://en.wikipedia.org/wiki/Oblique_shock

Wilcox, W. W. (1952). «An analysis of the potentialities of a two stage counterrotating supersonic compressor». *National Advisory Committee for Aeronautics*

Wright, L.C. et Klapproth, J.F. (1949), «Performance of supersonic axial-flow compressors based on one dimensional analysis», *National Advisory Committee for Aeronautics*