



Open Archive Toulouse Archive Ouverte (OATAO)

OATAO is an open access repository that collects the work of some Toulouse researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author's version published in: <https://oatao.univ-toulouse.fr/17882>

To cite this version :

Binder, Nicolas Aéro-thermodynamique des Turbomachines en Fonctionnement Hors-Adaptation. (2016) [HDR]

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository administrator:

tech-oatao@listes-diff.inp-toulouse.fr



Habilitation à Diriger les Recherches

Université
de Toulouse

NICOLAS BINDER

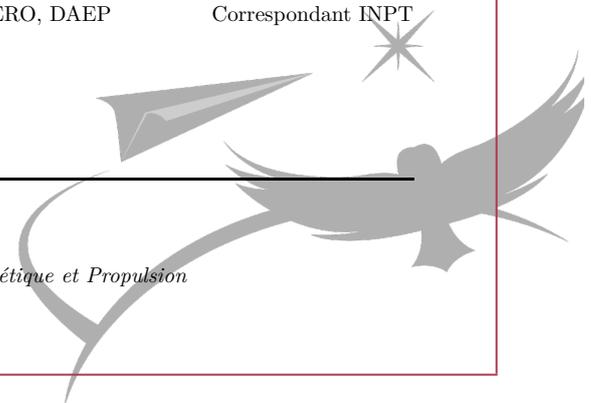
Aéro-thermodynamique des Turbomachines en Fonctionnement
Hors-Adaptation.

Soutenue le 6 juillet 2016 en présence de :

T. ARTS	VKI	Rapporteur
J. GALINDO	CMT Valencia	Rapporteur
X. OTTAVY	LMFA, ECL	Rapporteur
G. BOIS	ENSAM, LML	Membre du Jury
A. DAZIN	ENSAM, LML	Membre du Jury
X. CARBONNEAU	ISAE-SUPAERO, DAEP	Membre du Jury
L. JOLY	ISAE-SUPAERO, DAEP	Correspondant INPT

Unité de Recherche :

*Département d'Aérodynamique, Energétique et Propulsion
(ISAE-SUPAERO/DAEP)*



Remerciements

La rédaction d'un mémoire pour obtenir l'HDR est un exercice de synthèse. Rien ne se prête moins à un tel exercice que cette partie des remerciements, puisqu'une action de recherche de long terme est avant tout une aventure collective, dont l'auteur n'est que le plus petit dénominateur commun. Non, cette partie ne se prête pas à la synthèse, pas plus que ma reconnaissance envers tous ceux qui ont contribué, directement ou non, à ces travaux.

Mes premières pensées sont tournées vers la mémoire de Jean-Bernard Cazalbou. J'aurais voulu le remercier pour une infinité de choses : pour l'aiguillage initial, pour sa patience et sa bienveillance, pour son élégance si personnelle, pour son regard d'esthète et son esprit si juste ; pour sa démonstration qu'aucun cerveau, aussi brillant soit-il, n'a sa place dans un casque lorsqu'il s'agit de défendre la génétique d'une moto italienne. Le gouffre qui subsiste et qui absorbe une grande part de mon admiration est à la mesure de ce qu'il m'a apporté.

Je voudrais remercier ceux sans qui je serais toujours en train de spéculer sur le choix du fil rouge ou du fil bleu. Willy, Georges et Bernard, à mes débuts. Patou, Patrick et John ensuite, qui ont supporté l'essentiel de mes efforts et de mes calembours, avec compétence et résignation, mais surtout avec un savant cocktail de bonne humeur et de caractère trempé. Enfin, aujourd'hui, encore et toujours Patrick et Patou, Philippe M, Manu, Thierry, Henry, Philippe B, Sylvain... La compétence d'une équipe technique fait la force d'un laboratoire de recherche. Elle est aussi garante du lien qu'il faut maintenir entre les chercheurs et la planète Terre. Notre équipe technique offre aussi, à tous les coups, l'opportunité de progresser et/ou de rigoler. Merci pour tout cela, car c'est tous les jours !

Merci à Hélène de surseoir à beaucoup de mes défaillances organisationnelles, et pour son aide précieuse lorsqu'il s'agit prendre un formulaire par le bon bout ! Qui pourrait croire qu'il y a tant de combinaisons possibles pour poser des congés !

Aux contributeurs directs de ces travaux, en première ligne les doctorants que j'ai encadré, je veux adresser un immense merci. Ils sont tous cités dans ce mémoire, par leurs pseudonymes de l'état civil. Ils se reconnaîtront plus volontiers sous leur véritable identité : Gamin, Les Clowns Boso & Chicco, Le Boss, LoTuS. Merci pour leur confiance, leur engagement et leur patience qui leur permet de composer avec un co-encadrant buté à l'humour puéril. Merci par avance à ceux qui arrivent : ils sont prévenus.... Merci à ceux qui restent : la suite promet ! Aux autres doctorants/post-doctorant ancien ou actuels du DAEP je veux aussi adresser mes remerciements, pour ces mêmes dernières raisons. À ceux qui prennent le risque de me demander un avis, d'échanger sur un sujet que je connais, ou pas, ou tout simplement de plaisanter. L'immortel, Adrien G, Adriana, Gadhzi, Bord-du-Gouffre, Truc-Énorme, Dirita,

Tee-Hee, Le Fléau, Shepard, Gaëlle, les Siamois, Breakfast, Dovic... J'entendais dire, à leur place, que les thésards font la vie d'un labo. Je voudrais leur témoigner à quel point c'est vrai...

Je remercie mes collègues chercheurs du département pour cette ambiance de travail si particulière, où la discrétion n'est pas recommandée, où l'humour est infusé au café (il en a la couleur), et où le moindre écart se transforme en casserole (Yannick, c'est promis je ne les compte plus... mais je ne compte pas non plus les oublier!). C'est sans doute effrayant depuis l'extérieur, mais cette proximité devient une force lorsque les secousses surviennent, comme celles d'une refonte totale des cursus qui tire tout le monde vers la zone rouge.

Je voudrais vraiment remercier ceux dont le soutien a été marqué, en particulier pour stopper des boucles infinies de pensées stériles, par des interruptions à base de caféine : Jérémie, Le, Sébastien D, TJ... Ces pauses ont une fâcheuse tendance à se transformer en projets d'enseignement et/ou recherche dont certaines sont évoquées dans ce mémoire!

Parmi ces collègues, il en est trois que j'ai rencontré alors que nous n'étions tous que (post -) doctorants ; je suis encore surpris (et ravi) de nous savoirs tous dans le même département aujourd'hui. Pour ces frères d'armes, j'ai quelques pensées un peu spéciales. Je voudrais déjà les remercier collectivement, car ils ont tous une part de responsabilité dans mon évolution vers plus de mesure et d'ouverture!

Merci à Stéphane Jamme d'être un pilier quand ça tangué, et de supporter avec classe et constance mes jeux incisifs. Merci à Guillaume Dufour pour sa justesse et son élégance scientifique, pour sa franchise. Ses corrections précieuses ont grandement améliorées la clarté de ce mémoire! Merci à Jérôme Fontane pour son flux massif de rigueur totale (il faut bien cela car le terreau est chez moi peu fertile) et surtout pour l'esprit du 38-213! Ce bureau est un clapier pour deux lapins crétins noyés dans des questions de fond ...

Je remercie également Patrick Chassaing qui fut mon directeur de thèse, et co-reponsable de mon intégration définitive dans l'équipe. Il est indéniablement un modèle pour toute une génération d'enseignants en mécanique des fluides, qui ont eu la chance d'assister à ses cours, Magistres à plus d'un titre.

Mille mercis à M. Lafabrie pour avoir partagé avec moi son expérience et sa connaissance encyclopédique des turbomachines. Je partage à mon tour avec lui les appréciations positives du jury concernant la prise de recul et le questionnement de fond, puisqu'il en est la source.

Merci M. Faury pour ce matin de 2004 où il m'a apporté un exemple de tracé de performance de turbine radiale, « tels qu'ils étaient présentés au CEAT quelques décennies plus tôt » : sous forme d'iso-taux de détente dans le champ $\psi - \phi$. Cette photocopie que je conserve précieusement est finalement pour moi le point de départ de beaucoup de choses....

Je souhaite également associer à ces travaux les partenaires qui suivent et soutiennent notre activité depuis de nombreuses années. Les attentes et contraintes d'un service de Recherche et Développement d'une entreprise ne sont pas toujours en phase avec celles d'un labo académique très investi dans l'enseignement. C'est bien par le dialogue et la confiance que l'on avance! Cette relation particulière est précieuse. Merci donc à Denis Tisserant, Florent Challas, Mireille Lemasson, Christine Stephan, Grégoire Hanss, Sandrine Cros, Mathieu Roumeas, Vivianne Ciais, Richard Thillet, Jérôme Boust, ...

Je me dois également de remercier la succession d'élèves de l'ISAE (ENSICA et SUPAERO), puisqu'ils me renvoient d'une manière ou d'une autre une part de leur énergie et de leur passion. Ce retour donne du sens à un quotidien très mobilisant. Je pense en particulier aux quelques élèves de chaque promotion avec qui la discussion est plus facile, sur qui on garde un œil, et dont la réussite rend fier. Les années passant, ils se font en trop grand nombre pour un listing complet, mais je suis certain qu'ils se reconnaîtront !

J'ai la chance d'avoir une famille nombreuse que je remercie pour le soutien dont elle a fait preuve, sous toutes ses formes. Ce genre d'exercice est difficile à appréhender de l'extérieur, plus encore lorsque l'échéance finale recule au fur et à mesure du temps qui patauge. Le seul marqueur d'avancement est alors le caractère de l'impétrant qui se dégrade.... Un grand merci donc, du Nord au Sud, aux re-lecteurs et aux voyageurs; aux célébrations inattendues. Merci à mes garçons d'avoir su patienter, mais aussi perturber.

Je remercie chaleureusement tous les membres du jury et les rapporteurs d'avoir unanimement accepté de m'accorder de leur temps, et de leur expérience ! J'espère sincèrement que les discussions entamées lors de la soutenance pourront se poursuivre, et se concrétiser en action communes ! Merci également pour cette reconnaissance qui fait du bien, et qui donne une franche impulsion pour les années qui viennent.

Les quelques mots qui viennent sont bien peu en échange de ce que m'ont apportés mes deux guides, Laurent Joly et Xavier Carbonneau. Merci à toi Laurent pour la confiance, pour l'exigence et l'ambition, pour avoir su activer en moi les résonances qui font émerger la fondamentale. Merci à toi Xavier pour une liste trop longue et trop restrictive pour être énoncée ici. Ce document n'est que mon interprétation d'une partition commune, dont les dissonances ne font qu'enrichir la mélodie.

Il me resterait enfin à remercier celle à qui je dois le plus, et plus encore; celle qui ne le demande pas et ne le veut pas. Ainsi je ne le fais pas...

Table des matières

Notations	ix
Introduction	1
1 Revues des phénomènes physiques élémentaires	5
1.1 L'adaptation	6
1.2 Le fonctionnement hors adaptation	13
1.3 Un peu de tri...	20
2 Approche Stationnaire	21
2.1 Formalisme commun à toutes les situations hors-adaptation	21
2.2 Synthèse des problématiques traitées	28
3 Approche Instationnaire	43
3.1 Instationnarité principale	44
3.2 Instationnarité libre - Stabilité des compresseurs centrifuges	49
3.3 Instationnarité forcée - Alimentation instationnaire des turbines radiales	61
4 Projet Scientifique et Perspectives	71
4.1 Lien Formation-Recherche	73
4.2 Quelques perspectives du secteur aéronautique	76
4.3 Projet de recherche - Approfondissement des différentes formes de fonctionnement Hors-adaptation	79
4.4 Insertion dans la dynamique du département	91
Conclusion	95
Bibliographie	96
Annexes	107
a. Parcours professionnel et formation initiale	107
b. Enseignements	108
c. Encadrement de recherche	109
d. Liste de Publications	110
e. Activités contractuelles	113

Notations

Grandeurs		
Vitesse absolue	C	$m \cdot s^{-1}$
Diamètre	D	m
Puissance globale échangée	\dot{E}	$J \cdot s^{-1}$
Hauteur de pale	H	m
Moment d'inertie	J	$kg \cdot m^2$
Échelle de longueur	L	m
Vitesse de rotation	N	s^{-1} (ou rpm)
Pression	P	$N \cdot m^{-2}$
Constante spécifique des Gaz parfaits	R	$m^2 \cdot K^{-1} s^{-2}$
Température	T	K
Vitesse d'entraînement	U	$m \cdot s^{-1}$
Vitesse relative	W	$m \cdot s^{-1}$
Énergie interne massique	e	$J \cdot kg^{-1}$
Enthalpie massique	h	$J \cdot kg^{-1}$
Rapport de sections	k	
Débit masse	\dot{m}	$kg \cdot s^{-1}$
Rayon	r	m
Entropie massique	s	$J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
Temps	t	s
Travail utile	w_u	$J \cdot kg^{-1}$
Coordonnée axiale	z	m
Angle absolu	α	
Angle relatif	β	
Rapport des capacités calorifiques	γ	
Coordonnée tangentielle	θ	
Conductivité thermique	λ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Masse volumique	ρ	$kg \cdot m^3$
Vitesse angulaire	ω	s^{-1}

Indices	
Relatif à l'adaptation	a
État total	i
Au moyeu	h
Au carter	s
Projection méridienne	m
Projection radiale	r
Projection axiale	z
Projection tangentielle	θ
Exposant	
Grandeur adimensionnée	$.*$
Grandeur relative au rayon de référence	$\hat{\cdot}$
Paramètres de l'analyse dimensionnelle	
Nombre de Reynolds	Re
Nombre de Mach	M
Vitesse de référence isentropique	C_s
Diamètre spécifique	D_s
Vitesse spécifique	N_s
Coefficient de débit	ϕ
Coefficient de charge	ψ
Rendement	η
Taux de compression/détente	$\pi_{c/t}$

Introduction

La définition usuelle d'une turbomachine fait appel à sa description thermodynamique : il s'agit d'un dispositif mécanique qui échange du travail avec un flux continu de fluide. Si cet échange se fait au profit du fluide, on parle de compresseur. S'il est au profit du système mécanique c'est une turbine. Mais l'étymologie nous renseigne un peu plus précisément sur la nature des turbomachines. En latin, *turbo* traduit un mouvement de rotation circulaire, une tornade ; *turba* traduit le tumulte, le désordre, l'agitation. Le transfert de travail qui intervient dans les turbomachines implique un mouvement circulaire de roues aubées, et induit en effet un certain niveau d'agitation qu'il convient de maîtriser. Les cas d'applications sont nombreux (pompes, éoliennes, turbines hydrauliques, etc.) dans divers secteurs industriels (conversion d'énergie vers l'électrique, transports, applications médicales, chimie, etc.), pour des échelles de longueur qui s'étalent sur au moins cinq ordres de grandeurs (quelques mm pour une turbine à air entraînant les fraises de dentiste, 150 m de diamètre pour les plus imposantes éoliennes). Ainsi, une progression de l'état des connaissances des turbomachines, qui se quantifie notamment par une élévation du niveau de rendement moyen, participe à la maîtrise de la dépense énergétique à grande échelle.

D'un point de vue scientifique, l'analyse des écoulements traversant les machines tournantes constitue un champ de recherche particulier de la mécanique des fluides, très proche du secteur industriel. La grande diversité des cas d'applications induit aussi une diversité dans les fluides rencontrés, dont la rhéologie est parfois complexe. Il convient d'ores-et-déjà de restreindre le champ des cas envisagés dans ce mémoire. La nature de l'Institut dans lequel ces travaux ont été menés (Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace) n'est pas étrangère à cette restriction ; l'adjectif « aérodynamique » en résume assez bien le contour (fluide monophasique non-réactif et non-pesant, Newtonien, compressible). Par ailleurs la taille des machines considérées est telle que les écoulements rencontrés se situent dans des gammes de nombres de Reynolds qui légitiment le concept de couche limite.

La complexité sous-jacente à ces travaux ne vient donc pas d'un comportement atypique du fluide, mais bien de la classe de situations d'opération de la turbomachine. Ces situations constituent un fonctionnement que l'on qualifie de « hors-adaptation ». Cette appellation très générique, et très utilisée dans la littérature, mérite quelques précisions.

Le qualificatif hors-adaptation décrit formellement toute situation de fonctionnement qui s'écarte des conditions retenues pour le dimensionnement de la turbomachine. Cela recouvre un grand nombre de possibilités, pour lesquelles il n'existe pas de classification particulière. Dans ce mémoire, on retiendra la convention suivante :

- ▷ hors-adaptation dit « opérationnel » : seules les conditions de fonctionnement éloignent la turbomachine de son point de dimensionnement. Cela peut être conséquent à une variation du débit, de la charge à l'aval de l'étage, ou tout autre intervention stationnaire ou instationnaire sur les paramètres de fonctionnement ;
- ▷ hors-adaptation dit « géométrique » : la définition géométrique de l'étage diffère de la configuration nominale. C'est le cas des étages à géométrie variable ;
- ▷ hors-adaptation dit « fonctionnel » : la direction de l'échange d'énergie est inversée par rapport à la spécification. La fonction de la turbomachine en tant que fournisseur ou récupérateur de travail s'inverse.

Pour chaque catégorie, la « distance » qui sépare le fonctionnement hors-adaptation de son régime nominal a une grande influence sur la complexité de l'écoulement rencontré dans les turbomachines. Les différentes régions d'un champ de compresseur n'engendrent pas la même complexité d'écoulement, alors que l'ensemble de ces points représente, à divers degrés, du hors-adaptation opérationnel. Ainsi, plus cette distance est grande, et plus l'incursion en régime hors-adaptation est qualifié de « sévère ». Des situations extrêmes existent pour chacune de ces catégories, et vont être évoquées au cours de ce mémoire. C'est par exemple, pour la première catégorie, le pompage des compresseurs, ou l'ingestion de front brutaux de pression dans les turbines. La variation de près de 50° du calage du distributeur d'une turbine radiale pour la deuxième, ou le comportement éolien des ventilateurs pour la troisième.

L'intérêt de la communauté pour ces conditions assez inhabituelles de fonctionnement s'est fait croissant au cours des dernières décennies, du fait du couplage des turbomachines à des systèmes complexes (boucles de suralimentation de moteurs thermiques, systèmes de conditionnement d'air, etc.). C'est désormais dans ces régimes, qui deviennent de plus en plus fréquents, que se situent les gisements de progression de rendement. Dans la même période, la branche numérique de la mécanique des fluides (Computational Fluid Dynamics, ou *CFD* dans le langage courant) a enregistré des progrès remarquables. Les simulations numériques d'écoulements offrent aujourd'hui des résolutions inaccessibles à l'approche expérimentale, à partir de suites logicielles fonctionnelles, et pour des temps de calcul raisonnables. La tentation est donc grande d'utiliser directement un tel outil, et d'appréhender les écoulements de turbomachines hors-adaptation dans toute leur complexité. Or, si la contribution de la simulation à la progression de l'état de l'art est indiscutable, son utilisation va parfois au delà de ce qui est nécessaire. La communauté s'est habituée à avoir accès aux meilleurs niveaux de résolution ce qui pousse, tant les expérimentateurs que les numériciens, à se focaliser sur une description très locale de l'écoulement. Mais la compréhension d'un phénomène complexe requiert aussi, souvent, une première simplification pour en comprendre les mécanismes de premier ordre. Ce n'est qu'une fois cette étape franchie qu'il faut passer à l'ordre supérieur. Le réflexe actuel que j'observe, et qui consiste à engager une simulation de détail avant d'avoir fait un examen d'ensemble constitue un risque, je crois, de manquer l'essentiel du comportement physique.

Ce mémoire s'inscrit pour grande partie dans cette démarche d'analyse préalable, et de compréhension de mécanismes au premier ordre. Elle peut paraître à contre-courant des pratiques actuelles, voire un peu désuète puisque les méthodes d'ordre faible qui vont être appliquées sont anciennes. Mais je souhaite apporter la démonstration qu'une telle démarche est pertinente dans les problématiques modernes, pour lesquelles une description au niveau du « système » est aussi requise. Lorsque l'analyse au premier ordre ne sera plus suffisante pour progresser dans la compréhension, il sera alors temps de déployer des simulations et des expérimentations avec des résolutions plus fines.

Il se trouve que l'analyse de premier niveau, appliquée à l'étude hors-adaptation de différentes natures de turbomachines mono-étagées, a révélé un certain nombre de points communs qui permettent de formaliser le questionnement de manière générique. C'est par ce prisme que va être abordé le fonctionnement hors-adaptation des turbomachines au cours de ce mémoire d'habilitation : une vue d'ensemble regroupant des situations extrêmes, jusqu'alors traitées comme des cas particuliers, voire des spécialités. Je propose ainsi, dès le premier chapitre, de faire une revue synthétique des phénomènes génériques qui se produisent dans un écoulement de turbomachine, quelle que soit sa nature, lorsque celle-ci n'opère plus dans un régime de fonctionnement nominal et d'y associer les indicateurs qui permettront d'en assurer le suivi. Puis, plutôt que de décomposer de manière linéaire la synthèse des travaux réalisés suivant les différentes catégories de hors-adaptation, je propose au lecteur un découpage suivant le traitement de la variable temps. L'approche stationnaire du problème est détaillée dans le deuxième chapitre, avec l'adoption d'un formalisme qui permet une représentation unifiée des fonctionnements hors-adaptation. Les situations instationnaires, pour lesquelles une telle unification est plus délicate, font l'objet du troisième chapitre. Enfin, mon projet scientifique de formation et de recherche, en articulation avec les perspectives de mon département sont développés en dernière partie. Après la conclusion, en annexe du mémoire, j'ai reporté les informations relatives à mon parcours (universitaire et professionnel), ainsi que les recensements classiques d'un dossier d'Habilitation (encadrements, participation à la formation, ...).

Chapitre 1

Revue des phénomènes physiques élémentaires

Sommaire

1.1 L'adaptation	6
1.1.1 0D - Les cartes de corrélation du rendement	6
1.1.2 1D - La ligne moyenne	7
1.1.3 2D - Les plans méridien et aube-à-aube	8
1.1.4 3D - Les écoulements secondaires	11
1.2 Le fonctionnement hors adaptation	13
1.2.1 Déformation du triangle des vitesses	13
1.2.2 Influence de la compressibilité	15
1.2.3 Évolution des couches limites	16
1.2.4 Évolution des écoulements de jeu	19
1.3 Un peu de tri...	20

Faire un état des lieux de l'ensemble des contributions à la compréhension et à la prédiction des situations de hors-adaptation des turbomachines de la littérature, y compris dans le cadre des restrictions évoquées en introduction (machines à gaz compressible, mono-étagées), est une tâche fastidieuse. Outre le fait que toutes ces contributions ne sont pas d'égale pertinence, elles sont souvent dépendantes de la géométrie étudiée et ne se prêtent pas toujours à l'exercice de la généralisation. Ou alors elles sont très spécifiques à une situation particulière et ne concernent que les spécialistes qui participent à cette discussion scientifique. Ainsi, ce chapitre ne constitue pas une synthèse critique de l'état de l'art. C'est dans les chapitres suivants, avant de détailler les travaux réalisés sur les différentes situations de hors-adaptation, que je proposerai un tel examen de la littérature spécifique. La présente synthèse a pour but d'extraire une vision d'ensemble, applicable à tout type de turbomachine : une revue générique des différents mécanismes aérodynamiques élémentaires, dont la superposition et les interactions produisent la complexité de l'écoulement. Mon objectif est ici d'isoler ces mécanismes élémentaires, d'en proposer une classification, et d'identifier les indicateurs qui renseignent sur leur intensité.

Ces phénomènes élémentaires sont bien connus des spécialistes de la discipline auxquels ce mémoire se destine avant tout ; je n'en ferai donc pas une description exhaustive. C'est le recensement et la classification que j'en propose qui constitue ici le point de discussion. Cependant, je crois qu'un mémoire d'Habilitation a également vocation à servir aux jeunes chercheurs concernés par le sujet. A leur attention, j'apporte quelques éléments, et je cite parmi les ouvrages de référence de la discipline (Cumpsty, 1989; Whitfield & Baines, 1990; Moustapha et al., 2003; Japikse et al., 1994; Aungier, 2006; McKenzie, 1997; Lakshminarayana, 1995; Dixon & Hall, 2013, ...) la source qui me paraît la plus claire et la plus complète.

Les mécanismes dominants sont isolés dans la première partie, à la faveur d'une vision générique de la procédure d'adaptation d'une turbomachine. Les indicateurs pertinents qui permettent d'en suivre l'évolution et le poids relatif en fonctionnement hors-adaptation sont ensuite présentés, dans la deuxième partie. Une courte synthèse en troisième partie clôture ce chapitre.

1.1 L'adaptation

Du point de vue de la Thermodynamique, deux transformations macroscopiques fondamentales sont au centre du fonctionnement des turbomachines. La première est un échange d'énergie qui se réalise grâce au travail produit par l'effort aérodynamique sur la pale en déplacement suivant la coordonnée tangentielle. La seconde est une création d'entropie, consécutive à la nature dissipative et aux discontinuités des écoulements de fluides visqueux. Adapter une turbomachine, c'est dessiner une géométrie mécaniquement viable qui permette de réaliser la première tout en maintenant la seconde à son strict minimum. Plus concrètement, c'est parvenir à la définition des aubages qui permettront l'échange de travail imposé par la spécification (le cahier des charges) avec le rendement le plus élevé possible, et dans le respect des contraintes imposées.

Cela requiert la compréhension du comportement des écoulements de fluides, et de leurs interactions avec les parois solides. Je propose de décrire ces phénomènes tels qu'ils sont rencontrés lors de l'adaptation d'une turbomachine à sa spécification. Cette opération d'adaptation, qui participe à la procédure de dimensionnement de la machine, se décline généralement en plusieurs étapes, pour une prise en compte progressive de la complexité tri-dimensionnelle de l'écoulement. Je rappelle suivant la même progression les étapes de l'adaptation dans les différents plans, les mécanismes physiques impliqués et les enjeux associés.

1.1.1 0D - Les cartes de corrélation du rendement

Une spécification classique prescrit le débit de fluide traversant la machine, sa nature, son état à l'entrée de l'étage, et un montant de travail à échanger. C'est à partir de cette spécification qu'il faut fixer l'architecture de la machine (axiale, radiale, mixte, etc.), estimer un rendement réaliste, et borner les valeurs de diamètre et de vitesse de rotation. Physiquement, il s'agit de comparer le montant de travail à prélever/fournir au montant des différentes formes d'énergie déjà présentes dans l'écoulement, ceci afin de sélectionner le type de triangle des vitesses le plus adapté.¹ L'analyse dimensionnelle sert de support théorique à cette première

1. Cette classification des spécifications est apparue historiquement avec la conversion de l'énergie hydraulique. Les caractéristiques des cours d'eau telles que le débit, la variation d'altitude sur une portion donnée, ou la vitesse moyenne d'écoulement sont à l'origine du formalisme retenu pour exprimer les spécifications des turbomachines encore aujourd'hui.

adaptation, dite « 0D ». À partir d'une reformulation de la spécification, dimensionnelle ou non, des diagrammes de corrélation sont établis pour le rendement attendu. Le formalisme issu des travaux de [Cordier \(1955\)](#), qui introduit les indicateurs de vitesse spécifique (N_s) et de diamètre spécifique (D_s) fait office de référence. Ce formalisme est repris et appliqué par Balje (voir [Balje, 1981](#), section 3.1) afin de cerner les régions d'intérêt des différentes architectures; un diagramme de Balje est présenté en figure 1.1(a). On utilise d'autres indicateurs, d'égale pertinence, et dont l'interprétation physique est plus aisée. En particulier, les coefficients de charge (ψ) et de débit (ϕ), outre leur qualité d'indicateur de performance globale (le célèbre diagramme de Smith qui fait intervenir la version isentropique de ψ est reporté en figure 1.1b), peuvent être directement associés à des valeurs d'angles intervenant dans le triangle des vitesses. La grande richesse du formalisme ψ/ϕ va être évoquée tout au long de ce mémoire, bien au-delà du simple repère de représentation des corrélations de rendement.

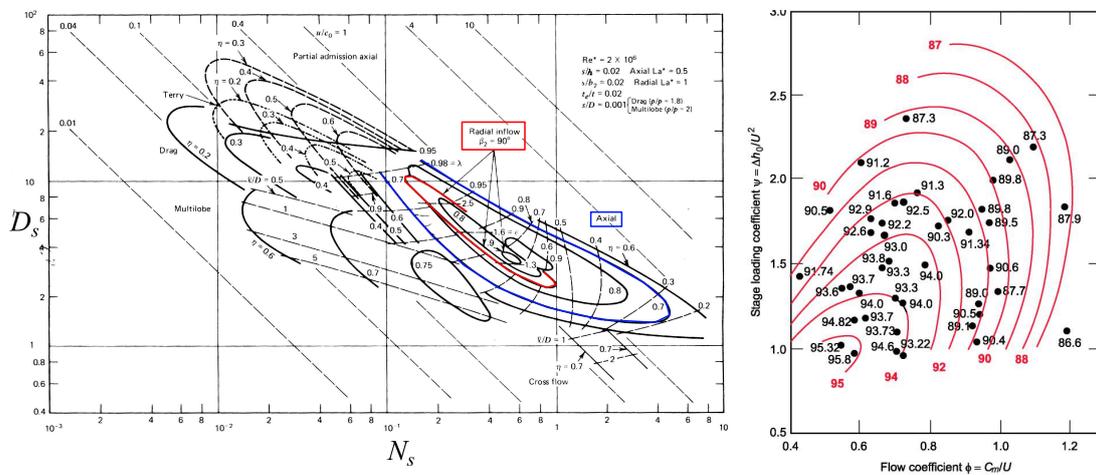
(a) Diagramme de turbines mono-étagées d'après [Balje \(1981\)](#).(b) Diagramme turbines axiales d'après [Smith \(1965\)](#).

Figure 1.1: Exemples de diagrammes de corrélation du rendement.

1.1.2 1D - La ligne moyenne

Lorsque le diamètre et la vitesse de rotation sont figés, il est possible d'envisager une première application du théorème d'Euler ainsi qu'un premier dessin de triangle des vitesses. Le théorème d'Euler est un bilan de quantité de mouvement suivant la coordonnée tangentielle entre l'entrée et la sortie de la roue mobile ([Lakshminarayana, 1995](#), Section 2.2). Cette approche occulte l'analyse directe du transfert du travail entre l'écoulement et les pales. Elle n'en évalue que les conséquences sur l'écoulement. Ainsi, on ne cherche pas nécessairement à quantifier la valeur de l'effort aérodynamique réalisé sur les pales, dont le travail est pourtant à l'origine du transfert d'énergie. Si la littérature récente montre les limites d'une telle approche globale (voir [Hodson et al., 2012a](#), ainsi que la discussion du chapitre 3), elle est malgré tout à l'origine de plus d'un siècle de développement et de progrès continu dans la prédiction et la maîtrise des performances des turbomachines.

L'application du théorème d'Euler sous sa forme mono-dimensionnelle n'a de sens que si les conditions d'entrée/sortie sont effectivement représentatives de l'écoulement dans ces sec-

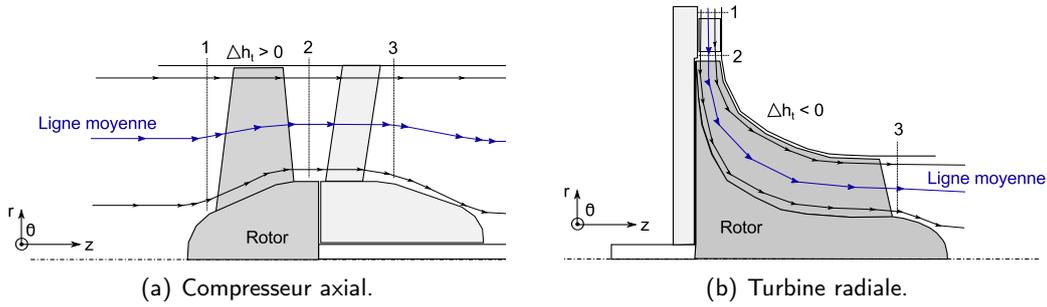


Figure 1.2: Veine méridienne de turbomachines.

tions. C'est tout l'enjeu de la juste définition de la ligne moyenne, qui vise à assurer cette représentativité. Les écoulements internes dans les conduites rectilignes à grand nombre de Reynolds sont assez bien représentés par une approche mono-dimensionnelle en fluide parfait telle que la ligne moyenne le préconise, moyennant une correction des effets visqueux (perte de charge, effet de blocage, etc.). L'application aux turbomachines nécessite quelques précautions et n'est pas toujours indiquée suivant la nature de la machine considérée (radiale/axiale, compresseur/turbine). La présence de giration dans l'écoulement, la variation de la vitesse d'entraînement des pales dans une section de passage donnée, ou l'évolution de la veine méridienne (voir figure 1.2) sont autant de raisons de définir avec soin la ligne moyenne et ses grandeurs de référence. Dans la littérature, deux pratiques sont évoquées mais peu détaillées sur le plan théorique : positionner la ligne moyenne à mi-hauteur de canal (ce qui revient à envisager la vitesse de rotation à mi-pale comme référence), ou positionner la ligne moyenne sur le rayon qui partage la section de passage en deux parts égales. Le choix du rayon de référence sera discuté au chapitre 2.

Une fois la ligne moyenne définie, la projection du triangle des vitesses est possible. Une représentation générique appliquée au cas du compresseur axial et à la turbine radiale est présentée sur la figure 1.3. Le théorème d'Euler relie alors la représentation locale de l'écoulement à l'échange global de travail entre la machine et l'écoulement (l'indexation est ici adaptée au compresseur) :

$$w_u = \Delta h_i = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} . \quad (1.1)$$

En dépit de la simplicité de l'approche, cette modélisation est d'une grande richesse. L'échange de travail entre la pale et l'écoulement constitue le phénomène physique de premier ordre dans la plupart des situations. Sa modélisation permet donc de restituer fidèlement le comportement de premier ordre. De nombreux modèles se contentent de ce niveau de description ; des corrections d'origine empirique ou physique viennent en compléter la justesse pour prendre en compte l'influence des pertes, l'effet de blocage et la déviation (écarts fluide-profil). La modélisation du comportement des turbines radiales présentée dans Moustapha et al. (2003), Partie 2, ou Aungier (2006), Chapitre 9, en est un bon exemple. Les premiers choix concernant le calage et les cambrures des pales, les niveaux d'incidence, etc., sont très clairement illustrés grâce à l'équation 1.1.

1.1.3 2D - Les plans méridien et aube-à-aube

Une première étape vers la prise en compte du caractère tridimensionnel de l'écoulement consiste à en faire l'analyse sur des projections en plan, à différentes positions dans la ma-

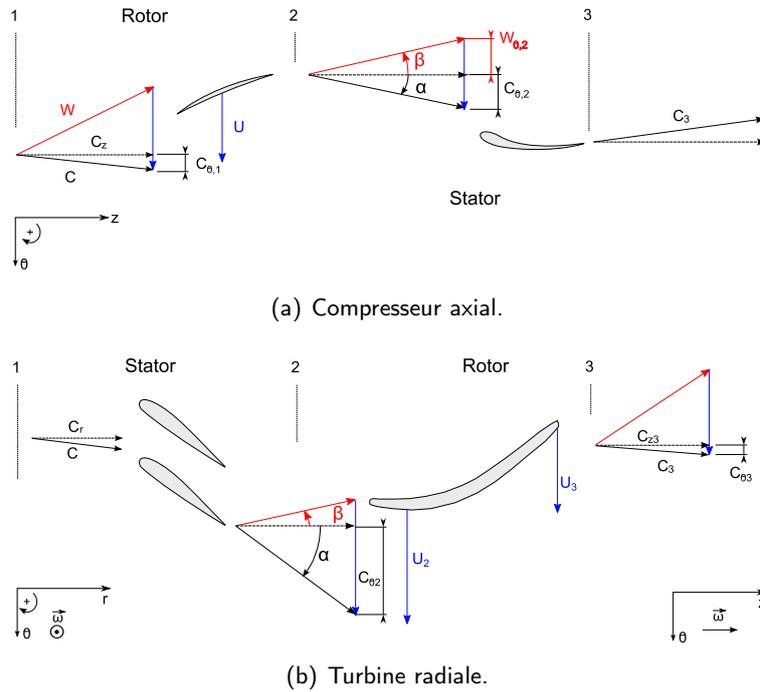


Figure 1.3: Triangle des vitesses sur la ligne moyenne, avec C la vitesse dans le repère absolu, W la vitesse dans le repère tournant, et U la vitesse d'entraînement des pales.

chine. On trouve dans [Cumpsty \(1989\)](#), section 3.2, le détail des différentes stratégies de projections envisagées. Nous retiendrons l'approche classique qui consiste à envisager le plan méridien porté par (\vec{r}, \vec{z}) sur lequel est projeté la moyenne azimutale des champs descriptifs de l'écoulement, et les plans aube-à-aube qui sont des coupes axi-symétriques à r constant ou variable (figure 1.4). L'adaptation de la pale selon le rayon se fait donc conjointement dans les deux plans, avec pour objectif de distribuer l'échange de travail sur la hauteur de pale, et de maîtriser les angles de l'écoulement. Dans la perspective d'évaluer la création d'entropie, et d'en maîtriser l'intensité, le caractère visqueux est pris en compte au travers d'une approche bi-dimensionnelle de la couche limite, des sillages et du mélange.

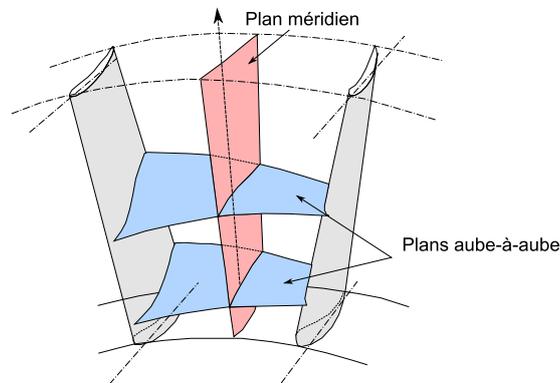


Figure 1.4: Illustration des plans méridien et aube-à-aube.

Le plan méridien

L'adaptation dans le plan méridien consiste essentiellement à converger sur la forme de veine (comprise entre le moyeu et le carter) qui tolère la distribution de travail suivant la hauteur de pale tout en maîtrisant les gradients de pression pour maintenir la stabilité des couches limites. La définition géométrique du carter et du moyeu permet de travailler sur les effets de courbure, de giration et de conicité de l'écoulement. Cela implique la résolution de l'équation de l'équilibre radial dans le plan méridien, dont une formulation adaptée est proposée par [Meauzé \(1995\)](#). Pour cela, une forme pour la distribution radiale de variation d'enthalpie totale doit être prescrite. Une pratique assez générique consiste à imposer un saut d'enthalpie constant sur toute la hauteur de pale (voir [Aungier, 2006](#), section 6.12, pour une analyse des différentes distributions). Cette distribution, dite du « tourbillon libre », a le mérite de la simplicité. Elle implique la conservation radiale du moment angulaire et de la vitesse méridienne. Elle impose, par contre, une variation radiale du degré de réaction dont il faut tenir compte. Le niveau de giration dans l'écoulement est également défini à cette étape. En général cette giration n'est présente qu'entre le rotor et le stator (dans cet ordre pour les compresseurs, dans l'ordre inverse pour les turbines), mais des situations particulières sont possibles.

La définition de la veine méridienne permet ainsi de maîtriser le niveau de vitesse axiale en entrée/sortie de l'étage par un effet de convergent/divergent. En aéronautique, il est fréquent de maintenir ce niveau de vitesse axiale en compensant les variations de masse volumique produite par la compression/détente par des variations de section de veine (voir [Dixon & Hall, 2013](#), section 4.5). C'est ce qu'on appelle le principe des « étages répétés », qui permet de conserver une certaine conformité du triangle des vitesses le long d'une machine axiale multi-étagée. Cette compensation géométrique doit évidemment tenir compte du développement des couches limites au moyeu et au carter. Le gradient de pression adverse rencontré dans les compresseurs n'en favorise pas la stabilité. La situation devient particulièrement complexe pour les géométries radiales, puisque la forte courbure méridienne produit également un gradient de pression depuis le carter vers le moyeu, et le long de ces deux surfaces qui sont alors respectivement convexe et concave ([Cumpsty, 1989](#), section 6).

Le plan aube-à-aube

L'adaptation dans le plan aube-à-aube est réalisée à différentes positions suivant la hauteur de pale pour parvenir à imposer la distribution de travail prescrite dans le calcul méridien. Ce plan est une version locale de l'approche « ligne moyenne ». On considère un tube de courant cylindrique qui échange du travail avec l'élément de pale concerné, et dont la pression s'équilibre avec celle des tubes adjacents. Le théorème d'Euler s'y applique localement. L'analyse du triangle des vitesses permet ainsi de définir les angles au bord d'attaque et au bord de fuite sur toute la hauteur des pales de l'étage.

Pour les géométries axiales, le comportement de l'écoulement dans le plan aube-à-aube des rotors comme des stators est souvent approché par équivalence avec la configuration d'une grille bi-dimensionnelle d'aubages fixes. De très nombreux travaux numériques et expérimentaux se concentrent sur l'analyse de ces grilles (voir [Dixon & Hall 2013](#), chapitre 3, [Cumpsty 1989](#), chapitre 4 pour les compresseurs et [Moustapha et al. 2003](#) pour les turbines), sur les-

quelles il est plus simple d'évaluer la charge des aubages et le comportement de la couche limite. Les résultats permettent d'établir des modèles comportementaux génériques pour la prédiction des pertes de charge (i.e. la création d'entropie), des écarts fluide-profil, ou de l'effet de blocage provoqué par les couches limites. Ces modèles simples (loi de Carter, corrélation d'Ainley, corrélation d'Howell, ...) porteurs d'une physique pourtant complexe sont basés sur des corrélations entre les facteurs (géométrie des profils, solidité, angle d'incidence, nombre de Reynolds et de Mach) et les différents coefficients d'intérêt (coefficient de perte, facteur de ralentissement, ...). À partir de ces prédictions il est possible de fixer la forme et le calage pour différentes hauteurs de pales, afin d'obtenir le triangle des vitesses cible.

Pour les géométries radiales, la simplification vers la grille souffre du non-alignement des composantes principales de la vitesse (portées par \vec{r} et $\vec{\theta}$) et du rotationnel créé dans le repère fixe par la rotation des pales (porté par \vec{z}). Dans le repère relatif, cela se traduit par la présence d'une force de Coriolis qui rend l'approche de grille moins pertinente. L'influence de cette force reste cependant confinée à la partie « radiale » du rotor, c'est à dire en entrée pour une turbine, et en sortie pour un compresseur (qui sont les plans d'intérêt d'après le théorème d'Euler). Pour les premières cela induit un réglage peu commun de l'incidence d'adaptation, puisqu'elle est négative, comprise entre -20° et -40° (voir [Whitfield & Baines, 1990](#), section 5.2.2). Pour les seconds, cela nécessite une modélisation spécifique du « facteur de glissement », est largement évoquée dans [Japikse \(1996\)](#), section 2.1.4.

1.1.4 3D - Les écoulements secondaires

La nature tri-dimensionnelle nécessite une distinction entre l'écoulement principal et les écoulements secondaires. Ces écoulements secondaires trouvent leur origine dans le comportement tridimensionnel de la couche limite. Lorsque les lignes de courant de l'écoulement principal sont courbées, un gradient de pression s'établit dans la direction du rayon de courbure qui s'écrit dans une version simplifiée :

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \rho \frac{C^2}{R_c},$$

où R_c est le rayon de courbure et C la vitesse. Ce gradient de pression est transmis à la couche limite, dans laquelle il y a un défaut de vitesse. Cela force une compensation par une augmentation locale de la courbure. On observe ainsi, avec la courbure de l'écoulement principal, l'apparition d'une composante transverse de vitesse dans une couche limite initialement bi-dimensionnelle (figure 1.5a). Cela donne lieu également à un enroulement tourbillonnaire lorsqu'une couche limite de paroi rencontre un bord d'attaque arrondi (figure 1.5b), pour former un tourbillon en « fer à cheval ». La stabilité de la couche limite, et sa capacité à résister au décollement en est affectée ([Malik & Poll, 1985](#)). Enfin, ces mécanismes persistent lorsque la couche limite est turbulente (voir [Cumpsty et al. 1968](#) et [Baker 1980](#)).

Il existe une autre famille d'écoulements secondaires : les écoulements de jeu qui naissent entre la tête de pale et le carter du fait des gradients de pressions locaux, et provoquent un enroulement tourbillonnaire qui contamine l'écoulement principal. Une revue complète du phénomène est proposée dans [Lakshminarayana \(1995\)](#), section 4.2.7. L'entraînement du carter dans le repère relatif tend à accentuer l'incursion de l'écoulement de jeu dans le canal pour les compresseurs, et à le confiner à proximité de la pale dont il est issu pour les turbines. Mais comme les pales de turbines sont généralement plus chargées que celles des compresseurs, la contamination de l'écoulement principal par les écoulements de jeu est comparable pour

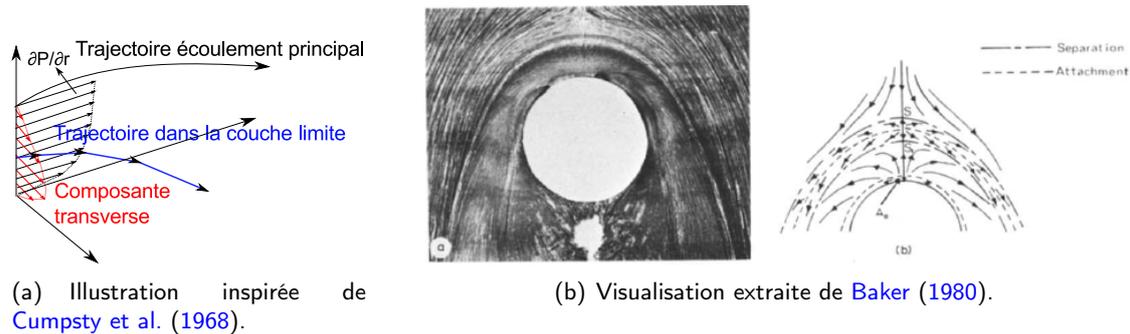


Figure 1.5: Origine des écoulements secondaires.

les deux applications. Les interactions entre la couche limite et ces écoulements secondaires rendent très difficile la définition d'une configuration générique.

La prise en compte de tous ces phénomènes est indispensable à l'évaluation précise des performances : les écoulements secondaires sont porteurs de cisaillement et donc responsables d'une partie la création d'entropie. De plus, l'interaction avec l'écoulement principal induit une structure d'écoulement complexe qu'il est nécessaire d'identifier. Par exemple, l'écoulement à l'adaptation des compresseurs centrifuges est particulièrement marqué par la présence d'écoulements secondaires. La double courbure (méridienne et aube-à-aube) impose une déflexion complexe des trajectoires dans les couches limites. La courbure y est telle qu'un décollement est fréquent dès la région du bord d'attaque. Le fluide à faible quantité de mouvement qui en est issu migre vers le carter, et se concentre dans une partie du canal inter-aube. On observe alors la formation de la structure dite de « jet-sillage », et ce même aux conditions de dimensionnement (Japikse et al., 1994, Section 2.2). Pour les turbines radiales, un décollement de la couche limite au bord d'attaque des pales est présent, y compris à l'adaptation (Moustapha et al., 2003).²

Si on comprend bien la nécessité d'identifier précisément les écoulements secondaires, cela requiert des résolutions spatiales et temporelles suffisamment fines pour capturer le comportement de l'écoulement en proche paroi. Dans une machine tournante, cela implique des méthodes expérimentales avancées, ou des simulations numériques coûteuses en ressources de calcul. C'est le dernier niveau de finesse de l'opération d'adaptation. Les ajustements de forme des pales, mais aussi du carter et du moyeu y sont proposés, dans l'objectif de limiter le développement des écoulements secondaires. On peut citer, parmi de nombreux exemples, le travail sur la forme des surfaces de moyeu/carter (Brennan et al., 2003) qui intervient dans le développement du tourbillon en fer à cheval, l'ajustement de la forme de tête de pale pour maîtriser les écoulements de jeux (Coull et al., 2014) ou encore les méthodes inverses permettant d'atténuer la présence d'écoulements secondaires dans les compresseurs centrifuges (Zangeneh et al., 1998).

2. Les pertes qu'engendrent cette topologie complexe sont compensées par l'effet centrifuge, qui lui est réputé isentropique. Cet effet centrifuge n'existe pas dans les rotors axiaux, mais dans de telles machines la seule courbure imposée est la courbure aube-à-aube. La structure des écoulements secondaires est donc plus simple et moins pénalisante.

1.2 Le fonctionnement hors adaptation

Nous avons sommairement retracé les étapes de l'adaptation : définir la géométrie qui minimise les pertes à la traversée de l'étage, pour une spécification donnée. Les phénomènes créateurs d'entropie ayant été contrôlés et confinés, c'est l'échange de travail qui est la transformation dominante. C'est logiquement à l'adaptation qu'une turbomachine atteint les meilleurs niveaux de rendement ; assez fréquemment au delà de 0,9 dans le secteur aéronautique.

Mais il faut envisager l'évolution du rapport d'intensité entre l'échange de travail et la création d'entropie lorsque la machine subit une altération des conditions d'opération. Il est difficile d'en donner une quantification précise sans examen approfondi, mais il faut s'attendre à une dégradation du rendement. Il est également possible de définir des indicateurs dont l'évolution est traçable lors d'un déplacement donné dans le champ de fonctionnement. Ces indicateurs ne sont pas directs. Ils sont avant tout représentatifs de conditions locales ou globales qui favorisent ou neutralisent une famille de phénomènes. Cela implique un regroupement préalable de ces phénomènes. Ainsi, je propose de définir quatre classes de réponses de l'écoulement (stationnaire ou non) à une sollicitation hors-adaptation³ :

1. déformation du triangle des vitesses ;
2. influence de la compressibilité ;
3. influence du développement des couches limites ;
4. influence du développement des écoulements de jeu.

Suivant la nature de la sollicitation hors-adaptation, tout ou partie de ces classes d'altération seront concernées. Elles ne sont pas toujours indépendantes, et leurs influences pas nécessairement linéaires. Une telle classification facilite cependant la lecture de situations complexes. Au sein d'une même classe, les phénomènes agissent préférentiellement sur l'échange de travail ou la création d'entropie. Je rapporte dans les parties suivantes quelques éléments de compréhension pour chacune d'elles. Je propose surtout de retenir des indicateurs qui permettent de tracer la contribution de chaque classe à la performance hors-adaptation.

1.2.1 Déformation du triangle des vitesses

Cette classe de réaction « hors-adaptation » agit directement sur l'échange de travail. Une approche de type *ligne moyenne* permet d'en illustrer les mécanismes (voir figure 1.3). La modification de l'une des composantes du triangle des vitesses « adapté » (suite à un changement de régime, de débit, de rapport de pression ou de variation géométrique) affecte le niveau de vitesse et la déviation globale de l'écoulement dans le repère relatif, donc la charge des pales.

Déformation dans le plan aube-à-aube

La déformation du triangle des vitesses en fonctionnement hors-adaptation est très classique pour la ligne moyenne ou dans le plan aube-à-aube et ne va pas être détaillée ici (voir Japikse et al. 1994 ou Moustapha et al. 2003). Il est quand même intéressant de mentionner les réactions différentes des compresseurs et des turbines à ce sujet. Une diminution de débit

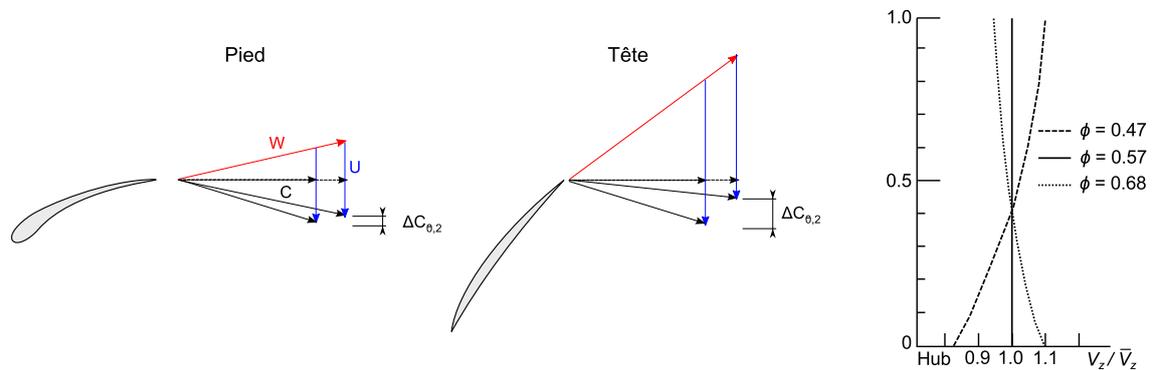
3. Ce découpage est physiquement assez similaire à celui qui est classiquement utilisé pour l'étude des ailes en aérodynamique externe, pour lesquelles on examine respectivement l'influence de l'incidence, de la compressibilité, des effets visqueux, et de l'allongement.

à iso-vitesse de rotation augmente par exemple la charge des pales pour l'un et l'allège pour l'autre.

Il faut également évoquer les conséquences d'une telle déformation dans le repère fixe. Par exemple, si l'adaptation d'une turbine est réalisée en vue de supprimer la giration en sortie, celle-ci apparaîtra progressivement hors-adaptation. Ainsi, sur un étage complet de compresseur ou de turbine, l'accord relatif des géométries du rotor et du stator peut être compromis. Pour les turbines, cela se traduit par une altération du degré de réaction. Pour les compresseurs, l'incidence sur les aubages du stator est affectée, ainsi que l'intensité de la diffusion. Enfin, pour les machines radiales, l'écart au fonctionnement nominal peut provoquer un nouvel équilibre entre les influences respectives de la rotation et de la courbure, qui se juge par l'évolution du nombre de Rossby.

Déformation radiale

Pour une machine axiale, la déformation du triangle des vitesses n'est pas homogène dans la direction radiale. Ainsi, la distribution de l'échange de travail, initialement fixée à l'adaptation, n'est plus maintenue. L'exemple du compresseur axial illustre bien cette déformation. Si une répartition constante du travail est choisie, l'évolution radiale du triangle des vitesses à l'adaptation sera telle que le produit $U_2.C_{\theta 2}$ est constant. L'angle de bord de fuite en tête est alors beaucoup plus important qu'en pied (figure 1.6a). La vitesse tangentielle en tête de pale sera alors plus sensible à la variation de vitesse débitante. Lorsque celle-ci se produit,



(a) Déformation locale en pied et tête de pale du triangle des vitesses, en réponse à une chute de débit. La variation de vitesse tangentielle est plus importante en tête qu'en pied.

(b) Evolution radiale de la vitesse débitante pour un compresseur axial, dimensionné à $\phi = 0.57$ selon la distribution de charge constante (extrait de [Cumpsty 1989](#)).

Figure 1.6: Illustration de la déformation radiale du triangle des vitesses pour un compresseur axial.

il en résulte un déséquilibre par rapport à la distribution de travail initiale. La loi de l'équilibre radial pilote ce mécanisme. Une déformation du profil de vitesse axiale (initialement uniforme) apparaît : sur-vitesse en tête et sous-vitesse en pied pour une réduction de débit à iso-vitesse de rotation (figure 1.6b). Le sens de la distorsion s'inverse pour les turbines. Plus le rapport entre le rayon de moyeu et le rayon de carter est faible, plus cette distorsion est intense.

Les machines radiales sont par nature moins sensibles à cette influence dans les plans d'intérêt car la vitesse de rotation ω est constante sur la hauteur du canal, ainsi que l'angle de pale en général. La courbure méridienne, ou la présence d'une giration résiduelle dans les parties axiales (principalement en sortie de turbine) peuvent cependant y imposer une déformation suivant la coordonnée axiale.

Les indicateurs de la déformation du triangle des vitesses

Pour comprendre l'origine du principal indicateur, il faut observer qu'il existe un ensemble de situations hors-adaptation pour lesquelles les proportions du triangle sont préservées. Cela est illustré sur la figure 1.7(a) pour un compresseur axial. Il est assez simple de montrer que cette conservation est assurée, pour une géométrie donnée et fixe, lorsque la vitesse axiale (i.e. le débit) et la vitesse de rotation ont le même taux de variation. Cela incite à adopter une description adimensionnelle du triangle des vitesses, et à en considérer la déformation au travers de l'évolution du coefficient de débit par rapport à sa valeur d'adaptation, que l'on peut ici approximer par : $\phi = \frac{V_{z1}}{U}$. Nous montrerons au chapitre 2 que cette valeur de ϕ fixe également, pour une géométrie donnée, l'expression adimensionnelle de l'échange de travail : $\psi = \frac{\Delta h_i}{U^2}$.

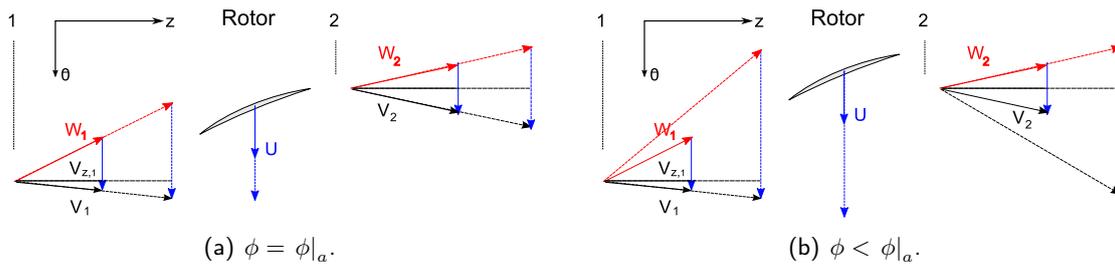


Figure 1.7: Modification du triangle des vitesses, avec et sans maintien des proportions.

1.2.2 Influence de la compressibilité

La spécification fixe le régime de compressibilité à l'adaptation. La compressibilité a des conséquences sur l'échange de travail et/ou la création d'entropie, qui augmentent de manière non linéaire avec le nombre de Mach. Comme pour un profil d'aile isolé, on distingue deux comportements. Tant que le nombre de Mach critique n'est pas atteint, cette influence est progressive et concerne principalement l'échange de travail. Dès l'apparition de régions supersoniques, la physique de l'écoulement change. Les discontinuités, et leurs interactions avec les couches limites participent alors à la création d'entropie.

Régime subsonique

En régime subsonique, l'influence de la compressibilité se révèle progressivement par le couplage entre la cinématique de l'écoulement et l'état du fluide. En particulier, la distribution de pression statique sur les pales est affectée, mais de manière auto-similaire. Un facteur $1/\sqrt{1-M^2}$, où M est le nombre de Mach relatif incident sur les pales, est à appliquer sur les coefficients de pression (voir Cumpsty, 1989, section 4.8). Cela se traduit par une amplification

des écarts entre les faces en pression et dépression d'une même pale, et donc de la charge globale (Japikse et al., 1994, section 6.6.6).

Régime transsonique et supersonique

Avec l'apparition des premières poches d'écoulement supersonique, des ondes de choc apparaissent. D'après Cumpsty (1989), section 4.8, la forte augmentation des pertes qui en résulte est principalement imputable à l'interaction choc-couche limite, qui provoque des décollements et épaissit les sillages (Lieblein, 1960). Il faut effectivement atteindre des nombres de Mach élevés pour que la création d'entropie intrinsèque au choc devienne significative (la limite symbolique des 5% de perte de pression totale est atteinte pour un choc droit à $M = 1.44$).

Pour ces régimes de fonctionnement, l'adaptation consiste en grande partie à fixer la position des chocs et détente qui dépendent directement des déviations de l'écoulement qu'impose la géométrie (les pales et la veine méridienne, voir Cumpsty, 1989, chapitre 5). Mais les angles des ondes de chocs et des faisceaux de détente dépendent aussi fortement du nombre de Mach relatif. La performance de tels étages est donc particulièrement sensible à toute modification de configuration d'écoulement.

Le blocage sonique (ou blocage du débit) est une autre manifestation du comportement transsonique hors-adaptation. Celui-ci intervient au niveau des minimums de section (au col) des canaux inter-aubes. Au delà des cols, l'écoulement est très fréquemment supersonique avec les mêmes difficultés liées aux interactions entre les chocs et la couche limite. Ainsi, le fonctionnement de l'étage au blocage provoque généralement une dégradation du rendement.

Les indicateurs de la compressibilité

L'indicateur usuel pour juger du régime de compressibilité est le nombre de Mach. Une limite conventionnelle est fixée autour de $M = 0,25$ en deçà de laquelle on juge négligeable le couplage entre la cinématique de l'écoulement et l'état du fluide (à $M = 0,25$ le facteur correctif de Prandtl-Glauert vaut 1,06). Dans le cas des rotors, le nombre de Mach caractéristique est associé à la vitesse d'entraînement des pales (nombre de Mach relatif). Le bout de pale sera le premier affecté et sert généralement de référence pour le calcul du Mach. L'usage est de lui préférer la vitesse de rotation réduite, mais ces deux grandeurs sont strictement équivalentes. Ainsi, un changement d'iso-vitesse de rotation dans un champ de fonctionnement correspond à un changement du régime de compressibilité.

Ajoutons que cet indicateur n'est pas suffisant puisqu'il n'évalue que le mouvement relatif des pales, et non celui du fluide⁴. Pour cela on cherche une indication de blocage sonique, que l'on repère à l'évolution du débit réduit en fonction du taux de compression ou de détente. Lorsqu'il atteint un plateau dans le champ de fonctionnement, le blocage sonique est effectif. C'est donc une manière indirecte d'évaluer le nombre de Mach des plus petites sections de l'étage.

1.2.3 Évolution des couches limites

Il est difficile de considérer cette classe de phénomènes comme indépendante des autres. L'évolution de l'écoulement vers des configurations hors-adaptation affecte en effet le comportement du fluide en proche paroi. Cette région de l'écoulement est responsable de la plus

4. Pour une turbine, le blocage sonique d'un stator peut tout à fait intervenir à faible vitesse de rotation ; c'est le cas pour les étages à faible degré de réaction

grande partie de la création d'entropie, ainsi que de possibles instabilités de l'écoulement. La physique est complexe et difficilement réductible à des indicateurs globaux ; elle est fortement dépendante de la géométrie considérée. Il existe cependant des comportements récurrents liés aux indicateurs suivants.

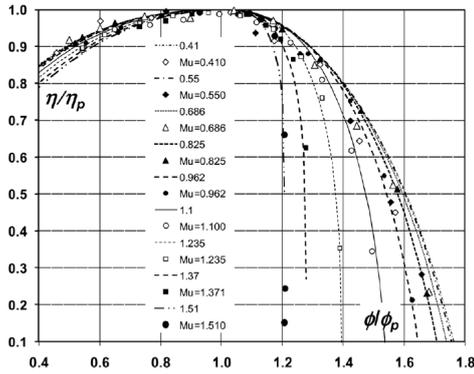
Variation du nombre de Reynolds

La valeur globale et locale du nombre de Reynolds détermine le caractère laminaire ou turbulent de la couche limite, et donc sa capacité à résister à des gradients de pression adverses ou à contourner des accidents géométriques. Pour les machines à air, le nombre de Reynolds est généralement considéré comme suffisamment grand pour que l'on puisse supposer le régime de la couche limite figé sur toute la plage de fonctionnement d'une machine en particulier (selon [Lakshminarayana, 1995](#), section 2.4, il faut une variation d'un ordre de grandeur du nombre de Reynolds pour en observer l'influence). Il est donc fréquent dans la littérature que son influence soit négligée hors-adaptation. Cette pratique devrait cependant être révisée pour les machines mono-étagées de petites dimensions : le point de transition laminaire/turbulent dans les couches limites devient sensible à la valeur du nombre de Reynolds global, lorsque celui-ci est faible ($Re \approx 10^5$). Cette variation peut être consécutive à un déplacement dans le champ de fonctionnement, mais aussi à une variation importante des conditions d'entrée de l'étage (chute de la pression totale d'entrée avec l'altitude, variation de la température de sortie de chambre de combustion). Or l'utilisation de champs en données réduites tend à occulter cette forme de fonctionnement hors-adaptation, puisque le nombre de Reynolds n'apparaît pas sur les cartes de fonctionnement classiques.

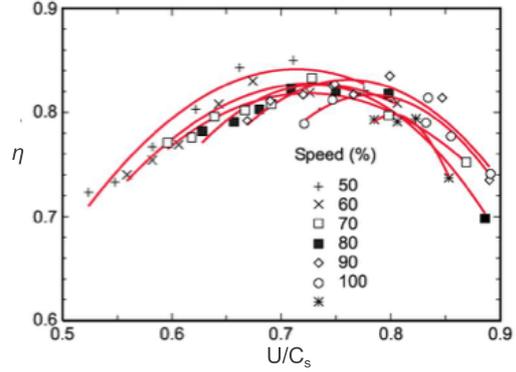
Pour les machines multi-étagées de taille plus imposante, l'influence du nombre de Reynolds est moins marquée. En particulier pour les derniers étages pour lesquels le taux de turbulence de tout l'écoulement est élevé, du fait des sillages générés et hachés par les roues fixes et mobiles des étages précédents.

Variation d'incidence sur les pales

La valeur de l'angle d'incidence détermine la position du point d'arrêt sur les pales, et donc le contournement du bord d'attaque. Pour un nombre de Reynolds donné, cela conditionne tout le développement de la couche limite sur les aubages, ses évolutions en bulbes ou décollements, et finalement la constitution du sillage (qui est susceptible d'être ingéré par l'élément suivant). La variation de l'incidence sur les pales est aussi représentative d'une évolution de la courbure moyenne de l'écoulement principal. L'augmentation de cette courbure, qui se traduit par une augmentation de la charge sur les pales, tend à intensifier les écoulements secondaires. Tous ces mécanismes ont un impact très significatif sur le niveau de pertes générées ([Dixon & Hall, 2013](#), sections 3.3 et 3.6), ce qui fait de l'incidence un indicateur très pertinent du niveau de sévérité de l'incursion en fonctionnement hors-adaptation. Un lien très étroit existe entre le niveau d'incidence sur les pales et la performance d'un étage, même si elle est rarement représentée de manière directe. Pour les compresseurs, une forte corrélation s'établit entre la valeur du rendement et la valeur du coefficient de débit ϕ . Un exemple en est proposé sur la figure 1.8(a). Or, au premier ordre, on peut démontrer que la variation de coefficient de débit est égale à la variation de l'arc-tangente de l'angle d'incidence. La corrélation entre le rendement et l'incidence devient alors directe.



(a) Rendement d'un compresseur centrifuge en fonction coefficient de débit, extrait de [Casey & Robinson \(2013\)](#).



(b) Rendement d'une turbine radiale en fonction de la vitesse réduite, extrait de [Japikse et al. \(1994\)](#).

Figure 1.8: Évolution du rendement des turbomachines.

Pour les turbines, la présence de pré-giration imposée par le stator modifie le lien qui existe entre l'incidence et le coefficient de débit. On utilise alors d'autres grandeurs telles que la vitesse spécifique pour les turbines radiales⁵ : $U/C_s = U/\sqrt{2\Delta h_{i, is}}$ (une version équivalente est employée pour les turbines axiales dans [Aungier, 2006](#), section 8). Mais il n'est pas compliqué de montrer que sa variation est une fonction monotone de l'angle d'incidence, et d'en observer l'influence déterminante sur le niveau de rendement (figure 1.8b).

Variations conjointes de la pression et du débit

La stabilité du fonctionnement d'un compresseur dépend des caractéristiques du système dans lequel il s'insère (volumes et longueurs des conduites à l'aval du compresseur), et pour lequel il faut évaluer les échelles de temps caractéristiques. Cette question sera discutée au chapitre 3, mais dans le recensement des indicateurs importants du fonctionnement hors-adaptation il faut d'ores-et-déjà mentionner la pente de la caractéristique de compression en fonction du débit. Une étude de stabilité mono-dimensionnelle ([Greitzer, 1980](#)) montre qu'une caractéristique à pente positive peut induire la perte de stabilité statique ou dynamique du système complet. C'est donc un indicateur important pour envisager les bornes du domaine d'utilisation de l'étage.

C'est le comportement des couches limites qui est responsable de cette modification du sens de variation de la courbe caractéristique. Pour illustrer ce fait, je propose une vision simplifiée du mécanisme à l'œuvre. L'évolution d'un fluide parfait dans une conduite à section variable dépend théoriquement du seul rapport des sections de passage d'entrée/sortie (hors effets de compressibilité). La contribution des effets visqueux induit une réduction de ces sections de passage, l'effet de blocage, mesuré par l'épaisseur de déplacement de la couche limite. Pour un conduit divergent, le ralentissement de l'écoulement réel de fluide visqueux est alors moindre que celui évalué en fluide parfait ; la pression statique de sortie est moins élevée que la prédiction non-visqueuse. Or l'épaisseur de déplacement est particulièrement sensible à la

5. Cette grandeur est en fait assez semblable à la version isentropique du coefficient de charge ψ_{is} .

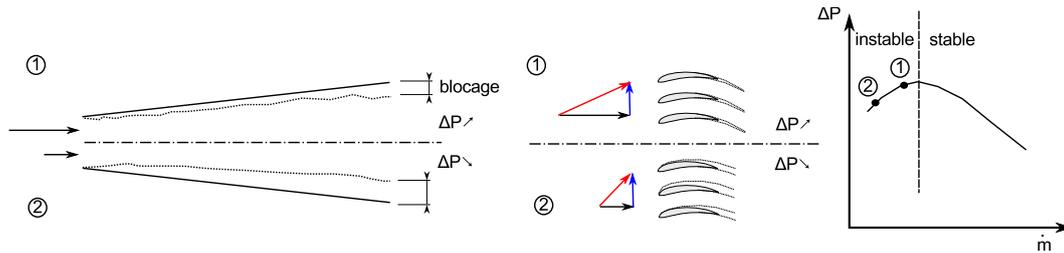


Figure 1.9: Illustration du caractère instable des éléments de systèmes de compression.

variation du nombre de Reynolds de l'écoulement interne. Si ce dernier diminue, les épaisseurs de couche limite augmentent, et plus encore si le gradient de pression dans la conduite est défavorable.

Appliquons ce mécanisme à un diffuseur conique dont le débit diminue (figure 1.9). La vitesse dans la conduite devient plus faible, tout comme le Reynolds global de l'écoulement interne. En sortie l'effet de blocage augmente tout comme les pertes, et la pression diminue (voir Japikse & Baines, 1998, chapitre 1). La pente de la caractéristique est bien positive. Pour des parties aubées, le mécanisme est le même. Si des décollements surviennent sur les profils, ils participent aussi à l'intensité de l'effet de blocage. C'est particulièrement vrai pour les rotors puisque la réduction de débit à iso-vitesse de rotation augmente l'incidence sur les pales, ce qui favorise la déstabilisation des couches limites à l'extrados.

Par le même mécanisme, une distorsion azimutale des conditions dans le plan d'entrée d'une conduite annulaire sera transmise, voire amplifiée par un diffuseur. Les conduites convergentes ont un fonctionnement inverse, et atténuent les perturbations.⁶

Finalement, la stabilité globale du système de compression dépend de la contribution des différents éléments qui le constituent (Cumpsty, 1989, Section 9.2). Elle est évaluée à l'aide du critère de pente dans le diagramme pression/débit pour chacun des composants. Un simple diffuseur est un élément déstabilisant. En revanche un rotor possède une plage de fonctionnement stabilisante, du fait de l'apport de travail vers l'écoulement (aux faibles débits, les pertes sont telles que l'apport de travail n'est plus suffisant, et la pente devient positive). Ainsi, tant que l'un des composants est suffisamment stable pour atténuer la croissance d'instabilités dans les autres, la stabilité globale est maintenue, même si des perturbations peuvent se développer localement. Lorsque l'évolution du taux de compression global est tel que $\partial\pi/\partial\dot{m} > 0$, la situation devient instable, et peut mener au pompage du compresseur si les échelles de temps du système complet sont défavorables.

1.2.4 Évolution des écoulements de jeu

Les écoulements de jeu sont à l'origine d'une part importante de création d'entropie. Mais le déplacement de fluide d'une face vers l'autre a également pour conséquence de décharger la

6. C'est ici que s'observe une des différences fondamentales entre les turbines et les compresseurs. Les écoulements de turbines sont réputés plus simples à maîtriser, du fait du gradient de pression négatif. Cet environnement est favorable à la stabilisation des couches limites. La turbine est un dispositif naturellement stable puisque $\partial\pi/\partial\dot{m} < 0$; il n'existe pas de limitation fonctionnelle pour les turbines, équivalente au pompage du compresseur. Les turbines présentent pourtant quelques complexités qui leur sont propres, puisqu'elles sont souvent soumises à des environnements de fonctionnement hostiles (hautes températures, instationnarités, etc.).

région de tête de pale. Cela affecte donc aussi l'échange de travail.

L'intensité des écoulements de jeux dépend d'un grand nombre de facteurs, parmi lesquels on trouve la taille du jeu, l'épaisseur des profils, le calage des pales, l'incidence, la charge des aubages, le nombre de Reynolds et le nombre de Mach ([Lakshminarayana \(1995\)](#), section 4.2.7.1). Les deux premiers sont mécaniques, et peuvent évoluer en fonction des déformations des pales. Pour le cas du hors-adaptation géométrique, les calages de pales peuvent être modifiés. Les quatre derniers facteurs dépendent du régime de fonctionnement. L'indicateur principal reste cependant la charge des pales, qui fixe la différence de pression entre les faces de la pale, à l'origine même du phénomène. Ainsi, pour un rotor, la variation du coefficient de charge ψ est représentative d'une variation d'intensité des écoulements de jeux. Pour le stator, si des jeux sont présents, il faut corrélérer les effets de jeux à un autre indicateur qui indique le niveau de variation de pression au passage de l'élément, tel que le degré de réaction.

1.3 Un peu de tri...

En résumé, les indicateurs importants à suivre sont :

- ▷ le coefficient de débit, ϕ ;
- ▷ le nombre de Mach, M ;
- ▷ l'évolution du débit réduit en fonction du taux de pression ;
- ▷ le nombre de Reynolds, R_e ;
- ▷ l'angle d'incidence ;
- ▷ le signe de l'évolution du taux de pression en fonction du débit ;
- ▷ le coefficient de charge, ψ .

Pour des situations courantes de fonctionnement hors-adaptation, les influences diverses peuvent se confondre : on parle alors de facteurs aliasés. Par exemple, pour un compresseur axial sans pré-giration, la réduction du coefficient de débit se fait conjointement à une augmentation de l'incidence, et une augmentation de la charge. Cela favorise la création d'entropie tant par l'intensification des effets visqueux et des écoulements secondaires que par des effets de jeux. Du point de vue de la modélisation, il est alors commode de faire porter l'ensemble du contenu physique par un seul paramètre. [Casey & Robinson \(2013\)](#) proposent un tel modèle, où le rendement et le coefficient de charge d'un compresseur centrifuge sont supposés fonction des seuls coefficients de débit et nombre de Mach. S'il fallait faire une hiérarchie entre les différentes influences, la littérature montrerait effectivement que ce sont bien ces effets de déformation du triangle des vitesses et de compressibilité qui sont dominants pour l'échange de travail. De même, l'évolution de l'incidence sur les pales (aliasée à celle du coefficient de débit) donne au premier ordre l'évolution de la création d'entropie. Cela explique dans ce cas les résultats satisfaisants obtenus (voir figure 1.8a).

En revanche lorsqu'il s'agit d'envisager les situations de non-adaptation géométrique et de non-adaptation fonctionnelle, les relations entre les phénomènes évoluent, et les rapports de force changent. Il convient alors de projeter l'analyse sur une base plus complète, telle que celle qui vient d'être présentée. C'est l'objet des travaux réalisés dans le cadre d'une approche stationnaire, et qui vont être exposés dans le chapitre suivant.

Chapitre 2

Approche Stationnaire

Sommaire

2.1 Formalisme commun à toutes les situations hors-adaptation . . .	21
2.1.1 Modélisation de l'échange de travail	22
2.1.2 Approche ligne moyenne	25
2.1.3 Suivi de la création d'entropie	27
2.2 Synthèse des problématiques traitées	28
2.2.1 Performance des turbines radiales à géométrie variable	28
2.2.2 Performance des ventilateurs axiaux en régime d'auto-rotation . . .	33

Je rassemble dans ce chapitre les travaux pouvant faire l'objet d'une approche stationnaire. Je propose au préalable, dans la première partie, une approche théorique qui est à l'origine du formalisme me permettant une représentation unifiée des trois catégories de fonctionnement hors-adaptation définies en introduction (opérationnel, géométrique et fonctionnel). Dans la seconde partie de ce chapitre, je propose deux exemples qui illustrent dans quelle mesure l'application de ce formalisme et le suivi des indicateurs proposés au chapitre 1 permettent de réaliser un examen d'ensemble de problématiques issues du secteur industriel, et d'articuler autour de cette vision simplifiée le déploiement de méthodes expérimentales et numériques mieux résolues.

2.1 Formalisme commun à toutes les situations hors-adaptation

Cela a déjà été évoqué à de nombreuses reprises, le phénomène d'intérêt des turbomachines est l'échange de travail entre les pales et le fluide. Nous allons montrer qu'une modélisation simplifiée de cet échange révèle un formalisme qui facilite la représentation du fonctionnement hors-adaptation. La simplification consiste à ne modéliser que deux des quatre classes de phénomènes « hors-adaptation » recensées au chapitre précédent (partie 1.2) : la déformation du triangle des vitesses et l'influence de la compressibilité. Ces deux classes portent l'essentiel du contenu physique de l'échange de travail, et permettent de manipuler des expressions simples. Ces expressions sont basées sur la définition des coefficients de débit ϕ et de charge ψ , dont l'importance a aussi été discutée au chapitre 1. Il est important de mentionner que cette modélisation est insuffisante pour prédire *a priori* la performance exacte de la turbomachine,

puisqu'elle est partielle et n'évalue pas la création d'entropie. Mais elle représente une forme de comportement idéal de la machine, pouvant servir de référence à l'analyse de situations complexes. Un complément d'information est requis pour envisager la question de la création d'entropie : en général le rendement de l'étage.

Ces différents points sont séquentiellement abordés dans cette partie : la présentation du formalisme, son applicabilité aux différentes configurations de turbomachines, et l'indicateur requis pour juger de la qualité de la transformation. Seuls les développements présentant une certaine originalité par rapport à ce qui existe dans la littérature sont rapportés ici.

2.1.1 Modélisation de l'échange de travail

Relation entre ϕ et ψ

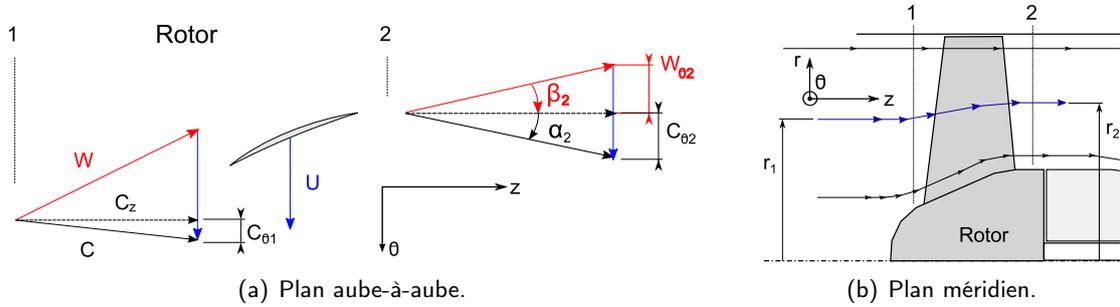


Figure 2.1: Rappel des références de notation.

Il existe plusieurs conventions dans la littérature pour la définition des coefficients de charge et de débit. Dans un souci de généralisation, les formulations issues de l'analyse dimensionnelle sont retenues (voir [Lakshminarayana 1995](#), ou [Whitfield & Baines 1990](#)) :

$$\psi = \frac{\Delta h_i}{U_1^2}, \text{ et } \phi = \frac{4RT_{i1}\dot{m}}{U_1 P_{i1} \pi D^2}. \quad (2.1)$$

Une relation existe entre ces deux coefficients en régime permanent, qu'il est possible de formaliser à partir d'une modélisation axi-symétrique et stationnaire de l'écoulement (supposé adiabatique). Le fluide considéré est un gaz parfait compressible, non-visqueux. L'écoulement peut alors être décomposé en une succession de nappes de courant aube-à-aube (tels que décrits en partie 1.1.3), qui sont définies par un rayon d'entrée r_1 et une épaisseur initiale $d\xi_1$, et qui évoluent dans l'étage vers r_2 et $d\xi_2$. Ainsi, pour une nappe de courant quelconque référencée par son rayon d'entrée r_1 et en suivant l'indexation de la figure 2.1, l'échange de travail est :

$$\Delta h_i(r_1) = \omega [r_2 (r_2 \omega + W_{\theta 2}) - r_1 C_{\theta 1}].$$

Le signe de l'échange d'énergie est au profit de l'écoulement. En notant C_m la vitesse méridienne on obtient :

$$\Delta h_i(r_1) = \omega (r_2 C_{m2} \tan \beta_2 - r_1 C_{m1} \tan \alpha_1) + (r_2 \omega)^2. \quad (2.2)$$

La contribution au débit masse de la nappe de courant est :

$$d\dot{m} = \rho C_m 2\pi r d\xi,$$

ce qui permet d'écrire en faisant apparaître la masse volumique de référence ρ_{i1} :

$$\Delta h_i(r_1) = r_1 \omega \frac{d\dot{m}}{\rho_{i1} 2\pi r_1 dh_1} \left(\frac{d\xi_1}{d\xi_2} \frac{\rho_{i1}}{\rho_2} \tan \beta_2 - \frac{\rho_{i1}}{\rho_1} \tan \alpha_1 \right) + \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 (r_1 \omega)^2. \quad (2.3)$$

Cette équation est locale au tube de courant considéré. Elle doit être intégrée pour obtenir les résultats globaux qui permettent de prédire la ligne de fonctionnement. Cette intégration est généralement hors de portée du traitement analytique car r_2 et $d\xi_2$ dépendent de l'écoulement. Or la cinématique de l'écoulement ne peut être déterminée localement, puisque les différentes nappes de courant sont couplées par la loi de l'équilibre radial. Une résolution globale est alors nécessaire.

Mais il est possible, moyennant quelques approximations adaptées à chaque machine étudiée, d'obtenir une version de l'équation 2.3 exploitable pour l'analyse globale et la détermination des trajectoires caractéristiques de la machine. Par exemple, l'approximation $d\xi_1/d\xi_2 \approx H_1/H_2$, où H est la hauteur de pale, lie l'évolution des nappes de courant à celle de la veine méridienne de manière générique. En divisant les deux termes de l'équation par $(r_1 \omega)^2$ on fait apparaître les versions locales de ψ et ϕ , et la relation affine qui les lie.

$$\psi(r_1) = \phi(r_1) \left(\frac{H_1}{H_2} \underbrace{\frac{\rho_{i1}}{\rho_2}}_{f(\pi_{ts}, \eta)} \tan \beta_2 - \underbrace{\frac{\rho_{i1}}{\rho_1}}_{g(M_1)} \tan \alpha_1 \right) + \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2. \quad (2.4)$$

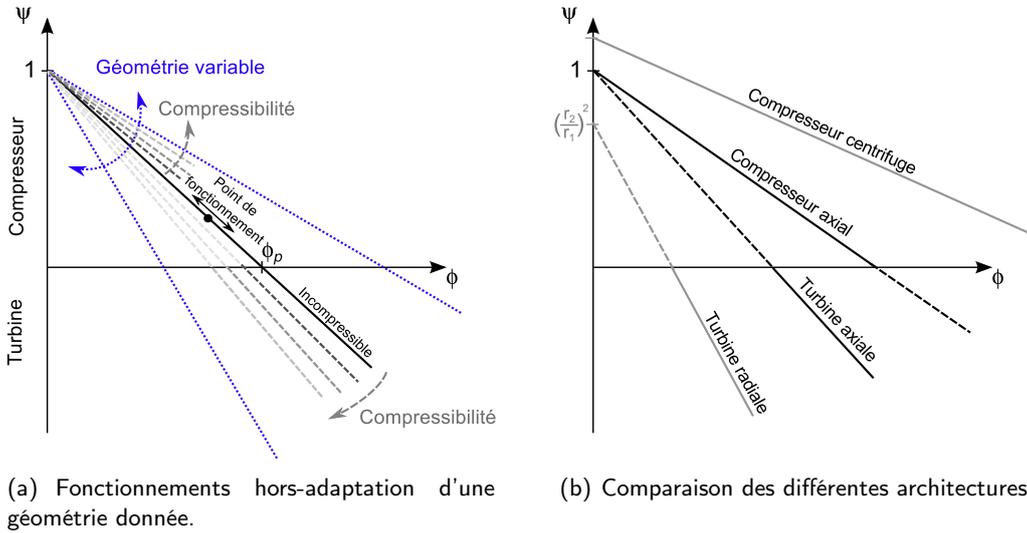
L'échange de travail est ainsi modélisé, et tient compte de la compressibilité au travers des deux termes de rapports de densité. Pour une géométrie donnée, on peut également y voir une lecture adimensionnelle du triangle des vitesses. Il est difficile de maintenir le caractère général au delà de cette expression. Cette dernière est applicable à toutes les machines, tant radiales que axiales, tant turbine que compresseur. Les caractéristiques d'un étage donné permettront de simplifier encore l'expression (compressibilité négligeable, rayon constant le long de la nappe de courant, etc.), et de réaliser l'intégration depuis le moyeu vers le carter. Mais cela implique un conditionnement supplémentaire vers le type de machine étudié.

C'est probablement l'une des raisons pour lesquelles cette relation qui lie ψ et ϕ est traitée de manière assez qualitative dans la littérature. Elle est évoquée dans de nombreux ouvrages (Cumpsty 1989, Lakshminarayana 1995, et surtout dans McKenzie 1997), mais sous une forme rarement généralisable, et les commentaires la concernant sont assez limités. C'est pourtant une expression qui définit des trajectoires théoriques dans un champ de fonctionnement dont le formalisme est, du point de vue de la similitude, tout aussi pertinent que la représentation classique (débit réduit en fonction du rapport de pression).

Analyse simplifiée de la trajectoire de fonctionnement

Cela vient d'être évoqué, l'équation 2.4 doit être formatée à la géométrie étudiée, et intégrée suivant l'envergure. Je donne un peu plus loin dans cette partie quelques éléments de méthode permettant cela, et deux exemples d'application sont présentés dans la partie 2.2. Mais il est d'ores et déjà possible de faire des remarques d'ordre générique, moyennant des simplifications dont la portée est limitée. Supposons en particulier que les grandeurs évaluées aux rayons r_1 et r_2 soient effectivement représentatives d'une moyenne sur toute la section

de passage considérée, et que l'angle de l'écoulement soit parfaitement imposé par l'angle des pales (écarts fluide-profil négligeables). Enfin, supposons que l'angle β_2 est de signe opposé à U . La figure 2.2(a) illustre alors les différentes trajectoires définies par l'équation 2.4, pour



(a) Fonctionnements hors-adaptation d'une géométrie donnée.

(b) Comparaison des différentes architectures.

Figure 2.2: Expression générique des fonctionnements hors adaptation dans le champ $\psi - \phi$.

une géométrie donnée. Il s'agit d'un faisceau de droites concourantes à l'ordonnée à l'origine (la valeur de l'ordonnée à l'origine dépend de la nature de la turbomachine, comme présenté sur la figure 2.2b). Si la compressibilité peut être négligée, la trajectoire de fonctionnement est unique. Elle coupe l'axe des abscisses au point ϕ_p , point de fonctionnement pour lequel l'échange de travail est nul. En deçà de cette valeur, la turbomachine fournit du travail à l'écoulement : c'est un compresseur. Au delà, c'est une turbine. Ainsi, le passage par $\phi = \phi_p$ marque l'incursion dans un régime hors-adaptation *fonctionnel*.

L'évolution du point de fonctionnement vers le hors-adaptation *opérationnel*, plus conventionnelle, reste confinée dans le quadrant de la spécification. Sa représentation dans le diagramme de la figure 2.2(a) est une composition du déplacement le long de la trajectoire de fonctionnement, et de la possible modification de la pente de cette trajectoire en réponse à l'influence de la compressibilité. Cette modification de la pente par la compressibilité est marquée par deux contributions. La première est une fonction du rapport de pression total-à-statique (génériquement appelé π_{ts}) et à un degré moindre du rendement de la machine (dépendance négligée dans la présente discussion). La seconde est une fonction du nombre de Mach en entrée du rotor. Ainsi, si le nombre de Mach varie peu en entrée ou si l'écoulement y est fortement axial, les iso-taux de pression d'une machine donnée sont des droites dans le diagramme $\psi - \phi$. La position du point de fonctionnement sur la droite dépend du dispositif fournisseur/consommateur d'énergie mécanique auquel l'arbre de la turbomachine est connecté.

L'expression du hors-adaptation *géométrique* est identique à celle du hors-adaptation *opérationnel* : la modification des angles caractéristiques (par exemple la modification du calage d'un distributeur de turbine) entraîne un changement de pente de la trajectoire, sur laquelle le point de fonctionnement se positionne à l'équilibre de puissance et de couple avec le fournisseur/consommateur.

Toutes les natures de fonctionnement hors-adaptation sont ainsi représentées¹ ; deux d'entre elles présentent une grande similarité. Le caractère linéaire des trajectoires renforce la pertinence champ $\psi - \phi$ pour une représentation simple et généralisable des régimes de fonctionnement non conventionnels (qui peuvent être une composition de plusieurs natures de hors-adaptation).

Enfin, on notera dans la littérature quelques variantes dans la définition de ϕ et de ψ , en fonction de la turbomachine étudiée. Ainsi, pour les compresseurs centrifuges, c'est la vitesse de pale en sortie qui sert de référence, de sorte que l'ordonnée à l'origine des trajectoires se trouve à $\psi = 1$, identiquement aux machines axiales. Il est également possible de s'affranchir de l'influence de la compressibilité dans cette relation, en simplifiant la définition de ϕ comme étant le rapport entre une vitesse méridienne et la vitesse des pales. Si l'hypothèse des « étages répétés » est applicable, la relation qui lie ψ et ϕ se factorise sans l'intervention de la masse volumique. L'intérêt de telles simplifications est à évaluer au cas par cas.

2.1.2 Approche ligne moyenne

Je propose dans cette partie de poursuivre la discussion précédente, et de donner quelques éléments de méthode permettant de particulariser l'expression des trajectoires théoriques de fonctionnement à un type de machine donné. L'objectif n'est pas d'obtenir un outil prédictif précis. On recherche plutôt une formulation analytiquement manipulable, la plus représentative possible des mécanismes physiques dominants, sur la base d'une approche de type « ligne moyenne ».

Intégration générique et choix du rayon de référence

On cherche à modéliser la puissance globale échangée entre l'écoulement et la machine. Il faut donc sommer les contributions de chaque nappe de courant, depuis le moyeu (h) vers le carter (s), et ainsi :

$$\dot{E} = \int_h^s \Delta h_i d\dot{m} .$$

L'équation 2.2 permet de décomposer cette relation en une somme de trois intégrales :

$$\dot{E} = I_1 + I_2 + \int_h^s (r_2\omega)^2 \underbrace{d\dot{m}}_{2\pi r_2 \rho_2 C_{m2} d\xi_2} ,$$

dont la dernière ne dépend pas des angles de l'écoulement et peut faire l'objet d'une intégration générique. Il faut, pour cela, négliger² la variation radiale du produit $\rho_2 C_{m2}$. Il vient alors :

$$2\pi\omega^2 \rho_2 C_{m2} \int_h^s r_2^3 dr = 2\pi\omega^2 \rho_2 C_{m2} \frac{(r_s^2 - r_h^2)(r_s^2 + r_h^2)}{4} .$$

Ce résultat incite à définir un rayon de référence tel que

$$\hat{r} = \sqrt{\frac{r_s^2 + r_h^2}{2}} , \quad (2.5)$$

1. Seul le cas particulier du fonctionnement dit « rotor bloqué » n'est pas traçable, puisque l'annulation de la vitesse de rotation impose une singularité dans la définition de ϕ et ψ .

2. Cette approximation a été évaluée sur un ventilateur de faible rapport de moyeu. Elle induit une erreur sur l'intégration de 1,5% à l'adaptation et de 14 % proche pompage.

puisque cela permet de faire apparaître le débit masse global \dot{m} et d'écrire, en adoptant la notation $\hat{\cdot}$ lorsqu'une grandeur est évaluée à ce rayon :

$$\dot{E} = I_1 + I_2 + \dot{m} (\hat{r}_2 \omega)^2 = I_1 + I_2 + \dot{m} \hat{U}_2^2.$$

Enfin, je propose une définition alternative du coefficient de charge à partir de la puissance globale échangée :

$$\hat{\psi} = \frac{\dot{E}}{\dot{m} \hat{r}_1^2 \omega^2} = \frac{I_1}{\dot{m} \hat{r}_1^2 \omega^2} + \frac{I_2}{\dot{m} \hat{r}_1^2 \omega^2} + \left(\frac{\hat{r}_2}{\hat{r}_1} \right)^2.$$

L'intégration générique s'arrête ici, puisque I_1 et I_2 font intervenir α_1 et β_2 , qui dépendent de la géométrie considérée. Toutefois la poursuite de cette intégration pour une machine donnée permet d'aboutir à la relation linéaire qui existe entre $\hat{\psi}$ et le coefficient de débit exprimé au rayon de référence :

$$\hat{\phi} = \frac{\dot{m}}{\hat{U}_1 \rho_{i1} \pi \hat{r}^2}.$$

Ces deux coefficients sont représentatifs du comportement global de l'étage. Cette analyse montre que l'ordonnée à l'origine des trajectoires de fonctionnement dans le champ $\hat{\psi} - \hat{\phi}$ a la même expression quelle que soit la machine étudiée. Ce n'est qu'avec cette définition du rayon de référence que les trajectoires sont effectivement concourantes sur l'axe $\hat{\phi} = 0$. J'en préconise donc l'utilisation pour définir la ligne moyenne.

Exemples de simplifications

La détermination de I_1 et I_2 , ou l'intégration directe de l'équation 2.4 nécessitent des simplifications. Ces simplifications dépendent de la machine considérée. Par exemple, pour un ventilateur « basse vitesse » dont la conicité de la veine méridienne est faible, on retiendra :

- ▷ $\rho = cste$;
- ▷ $r_1 \approx r_2$;
- ▷ $\phi \approx \frac{C_{m1}}{U}$;
- ▷ $C_{m2} = k C_{m1}$, avec k le rapport de section annulaire d'entrée/sortie ;
- ▷ $r_2 \cdot C_{\theta 2} = cste$ (hypothèse du tourbillon libre).

La formulation locale de l'équation 2.4 devient très simple, et plus encore si la pré-giration peut être négligée. L'hypothèse du tourbillon libre en sortie est discutable pour plusieurs raisons. D'une part, tous les ventilateurs ne sont pas dimensionnés suivant une distribution de travail uniforme le long de la pale. D'autre part, la déformation radiale du triangle des vitesses (voir partie 1.2.1) apparaît hors-adaptation. Mais la prescription d'une forme d'évolution radiale est nécessaire pour l'intégration. Celle du tourbillon libre est la forme la plus simple représentative d'un écoulement giratoire.

Pour une turbine radiale, il y a moins de simplifications possibles (là encore, l'hypothèse du tourbillon libre est retenue dans la perspective de l'intégration dans le plan de sortie) :

- ▷ r_1 , C_{m1} et α_1 constants sur la hauteur de veine ;
- ▷ hypothèse du tourbillon libre pour la distribution radiale de travail.

En restreignant le domaine de validité du modèle il est possible de simplifier d'avantage les expressions. Pour les turbines radiales proche de l'adaptation la giration en sortie de l'étage est négligeable : d'une part l'adaptation de l'étage vise généralement à la supprimer ; d'autre part, le rapport de diamètre entre l'entrée et la sortie en minimise l'importance dans le théorème d'Euler. Ainsi la relation n'a plus besoin d'intégration ; les trajectoires de fonctionnement dans le champ $\psi - \phi$ sont telles que :

$$\psi = -\frac{\rho_{i1}}{\rho_1} \tan \alpha_1 \phi.$$

C'est un exemple un peu extrême, mais qui peut avoir une utilité lorsqu'il s'agit de modéliser un étage dans un système complet.

Écarts fluide-profil

À l'opposé d'une stratégie de simplification extrême telle que celle qui vient juste d'être envisagé il est généralement nécessaire d'enrichir le modèle. La modélisation des écarts fluide-profil est essentielle pour estimer les angles de l'écoulement à partir de la définition géométrique des pales. Ces écarts sont généralement plus importants pour les compresseurs que pour les turbines. Pour les compresseurs, la loi de Carter (Dixon & Hall, 2013) donne des résultats satisfaisants. Pour les turbines, la loi sinus (Moustapha et al., 2003) est généralement suffisante. Il convient de rappeler que ces modèles ont été établis dans des conditions proches de l'adaptation. Leurs validités en situation de hors-adaptation sévère, impliquant notamment des grands angles d'incidence, reste discutable. Cela constitue l'une des principales limites de l'approche ligne moyenne, qui nécessite un approfondissement du travail de modélisation (voir les perspectives au chapitre 4).

2.1.3 Suivi de la création d'entropie

L'analyse dimensionnelle démontre que deux paramètres adimensionnels (trois si l'influence du nombre de Reynolds n'est pas négligeable, quatre si les propriétés du fluide changent) contrôlent la performance d'une turbomachine. On retient $\hat{\phi}$ et le taux de compression/détente $\pi_{c/t}$ comme paramètres de contrôle. $\hat{\psi}$ est représentatif de l'échange de travail, dont la modélisation a été longuement évoquée. Il faut maintenant sélectionner un indicateur représentatif de la création d'entropie (pour laquelle je n'envisage pas de modélisation théorique) pour compléter le jeu de paramètres globaux. L'usage le plus courant est d'utiliser le rendement isentropique η , ou le rendement polytropique. Mais la définition de ces rendements n'est pas adaptée à toutes les situations de hors-adaptation, en particulier lorsque l'échange de travail est faible, ou quasi-nul. En écoulement incompressible, une alternative existe au travers de la définition d'un coefficient de saut de pression statique³ :

$$\widehat{\Delta P}^* = \frac{2(P_2 - P_1)}{\rho \hat{U}^2}.$$

Cette expression se décompose en deux contributions :

$$\widehat{\Delta P}^* = \widehat{\Delta P}^* \Big|_{\dot{W}} + \widehat{\Delta P}^* \Big|_{pertes}. \quad (2.6)$$

3. Ce coefficient est très similaire au coefficient de traction utilisé dans la théorie des hélices.

La première est la variation de pression consécutive à l'échange de travail. On peut montrer qu'elle suit, sous cette forme, une trajectoire unique et quadratique en $\hat{\phi}$ (voir [Binder et al. 2015](#)). La seconde est la variation de pression conséquente à la création d'entropie : les pertes de charge. La comparaison de ces deux contributions permet aussi de juger de la qualité de l'échange de travail, tout au long de la trajectoire de fonctionnement.

2.2 Synthèse des problématiques traitées

Je souhaite maintenant montrer dans quelle mesure le formalisme précédemment établi présente une aide à la résolution de problématiques issues du secteur industriel, à partir d'une synthèse des travaux réalisés sur deux sujets. Pour chacun d'eux je rappelle quelques éléments du contexte dans lequel s'insèrent ces travaux. Puis un bref état de l'art me permet d'aborder la problématique scientifique spécifique. Enfin je développe l'approche retenue pour l'étude et les principales conclusions.

2.2.1 Performance des turbines radiales à géométrie variable

Cette étude de long terme, qui adresse principalement la question du fonctionnement hors-adaptation géométrique, constitue le point de départ de ma démarche scientifique, puisque ce fut le sujet de ma thèse de doctorat. Cela a débuté par un partenariat de 10 ans avec Honeywell TurboTechnologies (initialement AlliedSignal-Garrett) qui est un des principaux fournisseurs mondiaux de turbocompresseurs pour l'automobile : deux thèses en sont issues ([Binder 2004](#), et [Le Guyader 2009](#)). Ce fut pour moi l'occasion d'un premier encadrement de thèse, facilité par l'attitude engagée de Sébastien et par sa grande affinité pour les moteurs thermiques, surtout ceux qui sont montés sur un cadre de moto. À l'issue de cette deuxième thèse, la collaboration avec HTT s'est éteinte, et l'activité a vécu sur fonds propres. Ce sujet trouve aujourd'hui un nouveau ressourcement dans le cadre d'un partenariat avec Liebherr Aerospace, qui dimensionne et produit les systèmes de conditionnement d'air pour avions civils et militaires. Le constructeur automobile Renault SA participe également à cette nouvelle étape, pour laquelle une thèse a débuté le 1er janvier 2015. Pierre-Thomas Lauriau est très mobilisé, et réussit à intégrer de manière très construite l'expérience acquise sur ce sujet.

Problématique scientifique

L'insertion d'une turbine radiale dans un système n'est pas neutre si les conditions de fonctionnement du système sont changeantes. La caractéristique de fonctionnement est telle que le taux de détente et le débit masse qui traverse la machine sont étroitement liés (on peut parler de « perméabilité » de l'étage). Pour les taux de détente faibles, peu de puissance est prélevée. Pour les taux de détente élevés le blocage sonique intervient et limite la valeur du débit masse. L'élargissement de la plage de fonctionnement des turbines radiales est donc une question récurrente, pour des applications telles que les boucles de suralimentation automobiles, ou les systèmes de conditionnement d'air avion dans la perspective de l'électrification.

L'utilisation d'un système à géométrie variable se justifie donc sur deux niveaux. Le premier consiste simplement à modifier la perméabilité de l'étage pour en supprimer les limitations. Le second va plus loin et vise à adapter la géométrie de l'étage aux conditions de fonctionnement

pour obtenir la meilleure performance possible, et ainsi contenir la dégradation de rendement consécutive au fonctionnement hors-adaptation.

La plupart des contributions de la littérature se situe à l'intermédiaire de ces deux niveaux : on recherche bien l'optimisation de la performance, mais sans forcément remettre en cause les stratégies de variation de géométrie rencontrées dans l'industrie. Pourtant cette stratégie a assez peu évoluée depuis les premiers dimensionnements, principalement issus du secteur automobile. L'objectif étant avant tout d'intervenir sur la perméabilité de l'étage, on se contentait d'adjoindre une variabilité sur la partie statique (volute ou distributeur) d'un étage conçu de manière classique. L'amplitude et les caractéristiques des variabilités étaient dictées par des contraintes technologiques, ou des choix empiriques. Deux options concernant le distributeur (en particulier sa section de passage) se sont imposées dans l'industrie car réputées les plus efficaces (Moustapha et al., 2003) : les distributeurs à hauteur de veine variable, et les distributeurs à ouverture variable. La première présente l'avantage de la simplicité, et permet de conserver l'angle absolu de la vitesse en amont du rotor. Mais elle impose une alimentation partielle selon la hauteur de pale en entrée du rotor, ce qui pénalise le rendement. La seconde, réputée plus performante et désormais la plus répandue, offre un meilleur contrôle des conditions d'entrée du rotor dans le repère relatif. Mais elle nécessite un jeu mécanique pour faire pivoter les pales du stator, dans lequel se développent des écoulements secondaires. Ces deux options sont devenues les points focaux de la discussion scientifique. Si la question du dimensionnement spécifique de tels étages est rarement posée, la structure tridimensionnelle de l'écoulement est en revanche régulièrement commentée. Pour les distributeurs à calage variable, on retiendra en particulier que :

- ▷ la position d'ouverture du distributeur modifie la valeur optimale de U/C_s classiquement proche de 0,7 (Hakeem, 1995; Huang et al., 2012), puisque l'incidence relative optimale n'y est plus réalisée. Pour une ouverture donnée, des tentatives de compensations par adaptation de l'orientation des pales au bord d'attaque du rotor (backswept/forwardswept) démontrent une certaine efficacité (Huang et al., 2012; Barr et al., 2008). Mais cela se fait au prix d'une dégradation plus sévère pour les autres configurations d'ouvertures ;
- ▷ la déformation du triangle des vitesses imposée par la variation de géométrie du distributeur induit une modification de l'angle d'incidence. Cela altère la topologie du bulbe de décollement en entrée du rotor (Walkingshaw et al., 2010). Ce bulbe est susceptible de croître en taille à l'intrados lorsque l'on ouvre le distributeur, ou de passer de l'intrados à l'extrados lorsque l'on ferme le distributeur. Il peut ainsi entrer en interaction avec les écoulements de jeux. Dans les deux cas, le bulbe implique un blocage de la section de passage en entrée du rotor ;
- ▷ la déformation du triangle des vitesses se fait également ressentir en sortie de l'étage pour lequel on enregistre un niveau important de giration. Cette désadaptation de la sortie donne lieu à des zones décollées (Walkingshaw et al., 2010) ;
- ▷ de nombreuses études concernent l'influence des écoulements de jeu issus du stator (Meitner & Glassman, 1980; Okazaki et al., 1986; Spence et al., 2006; Tamaki et al., 2008; Roumeas & Cros, 2012; Walkingshaw et al., 2014; Natkaniec et al., 2011). Au delà des pertes dues au cisaillement, les écoulements secondaires issus des jeux du stator viennent amplifier ou atténuer l'écart à l'incidence optimale en entrée du rotor, en fonction de leur position (pied ou tête de pale) et de la configuration d'ouverture

(Walkingshaw et al., 2014). Il apparaît ainsi certaines configurations pour lesquelles le rendement est supérieur avec la présence des jeux (ouvert, jeu en pied).

Deux points sont à retenir : (i) un choix pertinent pour une région de fonctionnement peut s'avérer néfaste pour une autre. Ces antagonismes imposent une réflexion sur la définition du point de spécification et sur la mise en place d'une hiérarchie entre les régions du champ de fonctionnement, afin d'en favoriser certaines au détriment d'autres ; (ii) la littérature ne propose pas d'approche complète pour dimensionner spécifiquement un étage à géométrie variable (à quelques exceptions près basées sur un processus itératif comme Zhang et al., 2007, ou sur une optimisation multi-point automatisée). La raison en est sans doute la nature confidentielle des travaux, réalisés en partenariat direct avec les industriels pour un secteur d'application hautement concurrentiel (automobile). Ces deux constats sont au cœur de la démarche conduite sur ce sujet, que je présente maintenant.

Approche développée

La première étape de l'étude concernait l'influence des paramètres géométriques du distributeur sur la qualité du fonctionnement de l'étage. Cela s'est décliné en différentes études expérimentales multi-factorielles, dont l'analyse se focalise sur les paramètres classiques de fonctionnement (débit réduit, vitesse réduite et rendement ; voir Binder, 2004). Mais il est rapidement apparu qu'une mesure de l'incursion dans le régime hors-adaptation géométrique devenait nécessaire. Pour cela des indicateurs ont été définis, basés sur les critères de dimensionnement des turbines radiales à géométrie fixe. On cherche par ce moyen à apprécier la « distance » qui sépare une configuration de fonctionnement donnée du point de spécification initial. Ces indicateurs sont mesurés par approche expérimentale sur une large plage de fonctionnement. Ils permettent de quantifier la sévérité du hors-adaptation géométrique ainsi que ses conséquences sur le rendement (Binder, 2004; Binder et al., 2005b). La pertinence de ces indicateurs est ensuite remise en cause. Ils ne permettent pas d'expliquer de manière générique le comportement des turbines à géométrie variable, ni de progresser sur la manière de reformuler la spécification pour de tels étages. Un autre jeu d'indicateurs permet de traduire de manière plus directe l'expression des phénomènes physiques élémentaires : celui qui est présenté à la partie 1.3. Cela permet, par exemple, de révéler l'importance de la position de la section de blocage dans l'étage. Lorsque cette dernière se situe dans le rotor (pour des positions très ouvertes du distributeur), la compressibilité y provoque un effondrement du rendement.

C'est à la faveur de cette démarche que le formalisme⁴ $\psi - \phi$ s'est progressivement imposé dans mes travaux. La représentation unifiée des natures opérationnelles et géométriques du fonctionnement hors-adaptation est tout d'abord démontrée (Binder et al., 2008) sur deux étages de tailles et de champ d'application différents (petite turbine automobile, et turbine aéronautique de taille moyenne) : les lignes d'iso-taux de détente sont bien des lignes droites dont la pente dépend de la valeur du taux de détente, et de la configuration d'ouverture du distributeur (voir figure 2.3)⁵. La question de la transposition du champ $\psi - \phi$ depuis ou vers le champ classique est également abordée (Carbonneau & Binder, 2009, 2012).

4. Pour une turbine radiale, il n'y a pas d'ambiguïté concernant la valeur du rayon de référence en entrée. C'est pourquoi ψ et ϕ se substituent à $\hat{\psi}$ et $\hat{\phi}$.

5. Les travaux concernant le choix du rayon de référence de sortie n'ayant pas encore été réalisés, on observe une dispersion des ordonnées à l'origine, pour lesquelles les droites devraient être concourantes.

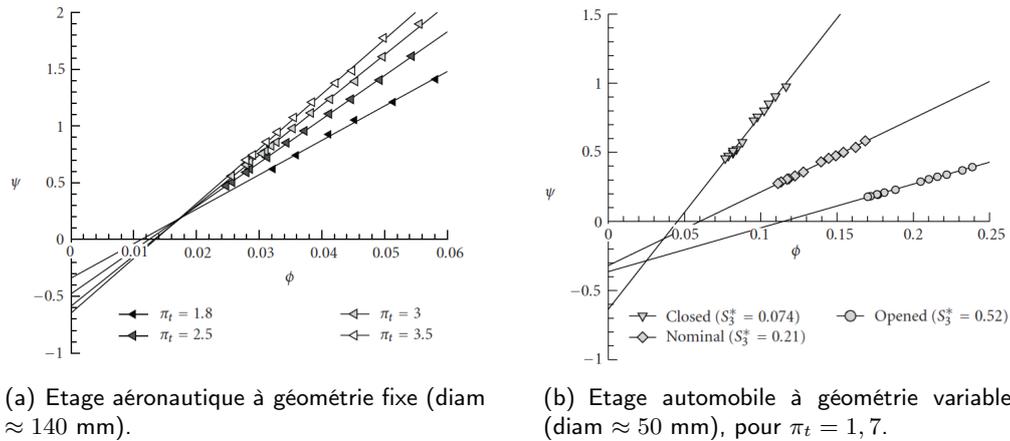


Figure 2.3: Évolution linéaire des iso-taux de détente pour deux étages, tiré de Binder et al. (2008). Résultats expérimentaux, banc PTM et banc TM151.

Ce travail théorique de fond permet de progresser sur une compréhension générique de l'influence du distributeur à géométrie variable. Il fait émerger une approche globale du problème, initiée dans Le Guyader (2009), qui vise à : (i) évaluer sur le plan théorique les différentes options qui permettent d'introduire la variabilité géométrique, (ii) identifier quels sont les indicateurs permettant de relier le comportement de l'étage à sa géométrie. Cette démarche est synthétisée dans Binder et al. (2012). La définition d'un paramètre sans dimension, caractéristique de la définition géométrique du stator, la section réduite :

$$S_3^* = \frac{S_3}{\frac{r_3}{r_4} \sin \alpha_3} ,$$

permet de s'affranchir de l'influence des facteurs dimensionnels, tels que représentés sur la figure 2.4. Il est ainsi possible de reproduire le comportement d'un distributeur à ouverture variable sans changer la valeur de l'ouverture, mais en intervenant sur les autres facteurs géométriques pour maintenir la loi de variation de S_3^* (voir figure 2.5a). Cela démontre que les deux stratégies les plus courantes de distributeurs à géométrie variable (ouverture variable et hauteur variable) sont théoriquement identiques sur le plan de l'échange de travail. Ce sont les conséquences qu'elles imposent (jeux au stator ou admission partielle du rotor) qui les différencient.

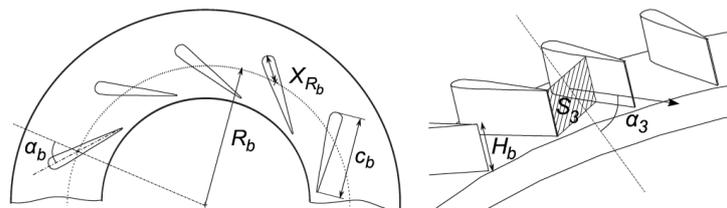
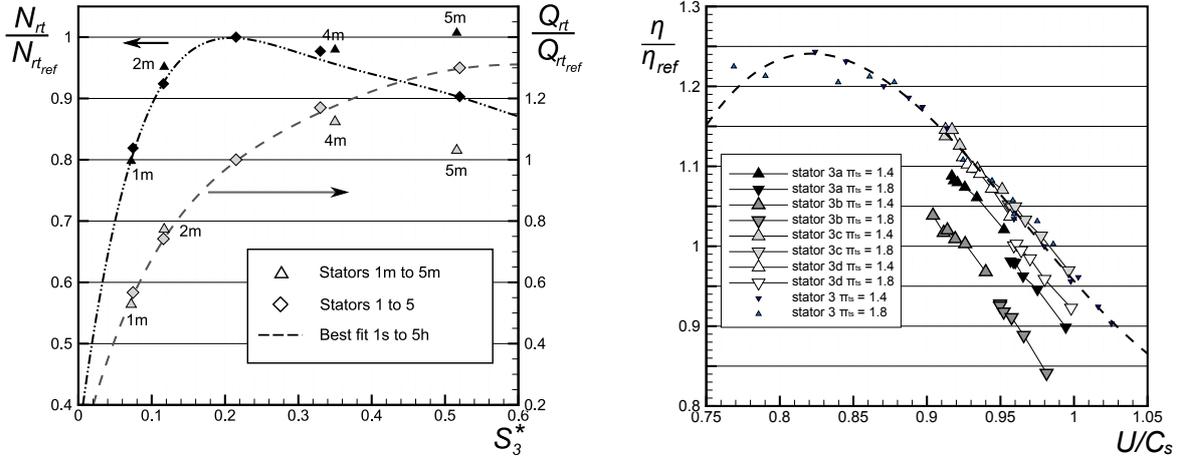


Figure 2.4: Facteurs géométriques de construction du distributeur.



(a) Reproduction d'une caractéristique de fonctionnement à ouverture variable (1 : fermé à 5 : ouvert), à partir de configurations équivalentes, dont l'ouverture est inchangée (1m à 5m).

(b) Évaluation du rendement de quatre configurations de stators (3a à 3d) présentant la même valeur de S_3^* que la configuration nominale (stator 3).

Figure 2.5: Contrôle de la performance globale par maîtrise de la section réduite S_3^* . Résultats expérimentaux, banc PTM.

En revanche, la maîtrise de S_3^* ne permet pas de prendre en compte les effets de deuxième ordre. Les phénomènes créateurs d'entropie s'expriment, ce qui n'est pas traçable par l'analyse en $\psi - \phi$, restreinte à l'échange de travail. On démontre ainsi qu'à même valeur de S_3^* , différentes combinaisons de facteurs géométriques produisent une dispersion sur le rendement (figure 2.5b). Ces combinaisons ne sont donc pas équivalentes au regard de la création d'entropie; certaines sont meilleures que d'autres. Les autres indicateurs phénoménologiques définis au chapitre 1 sont alors examinés. Suite à cet examen, les valeurs d'incidence (rotor et stator) ainsi qu'un critère propre aux turbines radiales, le critère d'espace lisse⁶ ΔR^* sont jugés crédibles pour progresser dans l'explication générique de la création des pertes.

Enfin, ces résultats permettent de progresser sur la définition d'une procédure de dimensionnement spécifique aux étages à géométrie variable. En particulier :

- ▷ une étude préalable de la plage de spécification est nécessaire. Une hiérarchie doit être établie entre les spécifications « dominantes » et des spécifications « secondaires ». Ce choix est imposé par la nature du système dans lequel la turbine est intégrée. Concernant la suralimentation automobile, une analyse des contraintes systémiques est proposée dans [Le Guyader \(2009\)](#), et des recommandations sont émises ;
- ▷ la plage de fonctionnement doit ensuite être convertie en une plage de spécification pour S_3^* . Cela permet un recensement des combinaisons de facteurs géométriques qui répondent à cette spécification, et d'envisager plusieurs options pour le choix du facteur à faire varier ;
- ▷ les indicateurs qui tracent la dégradation du rendement (incidences, critère d'espace lisse,...), qui sont applicable à partir d'une définition géométrique préliminaire, per-

6. Ce critère rend compte du compromis nécessaire entre un petit espace lisse qui génère peu de frottement à la paroi, et un grand espace lisse qui gomme les interactions rotor/stator, voir [Watanabe et al. \(1971\)](#).

mettent enfin de sélectionner l'option la plus compatible avec la hiérarchie retenue pour la spécification.

C'est seulement à l'issue de ce travail que peuvent être définies : la spécification du rotor (dont la géométrie est fixe), la géométrie de base du stator, et la stratégie finale de variation de géométrie.

Ce travail sur le dimensionnement spécifique des étages à géométrie variable se poursuit et fait l'objet de la thèse de Pierre-Thomas Lauriau. En parallèle, et toujours attendant à ces travaux de thèse, on cherche aussi à mieux cerner les phénomènes créateurs d'entropie, et à confirmer la pertinence des indicateurs pressentis. Une approche expérimentale est privilégiée ; un banc d'essai est en cours de montage. Les écoulements secondaires issus des jeux au stator sont particulièrement examinés, puisqu'ils sont à l'origine d'une dégradation substantielle de rendement. Cette dégradation est aujourd'hui telle qu'elle remet en cause l'utilisation de turbines à géométrie variable sur les systèmes d'air aéronautique modernes.

Des travaux sont déjà en cours de réalisation à ce sujet, entrepris sur des géométries typiques de turbocompresseurs. Dans [Carbonneau et al. \(2015\)](#) il est rappelé que les jeux en pied et en tête de pale du stator n'ont pas la même importance, et que l'intensité des écoulements secondaires dépend de la charge de la pale à proximité du jeu ([Lakshminarayana, 1995](#)). Ainsi, en contrôlant cette charge par utilisation de pales vrillées, on espère forcer l'intensité de l'écoulement de jeu là où elle a peu de conséquences, et ainsi réduire la création d'entropie. Mais cela suppose une certaine transparence du vrillage des pales du stator vis-à-vis de la caractéristique de fonctionnement de l'étage. Une approche par simulation numérique est rassurante sur ce point. Le maintien de S_3^* entre les différentes géométries de stator permet bien d'observer des caractéristiques de fonctionnement semblables (voir figure 2.6). Il reste maintenant à évaluer le gain potentiel lorsque les écoulements de jeux sont présents.

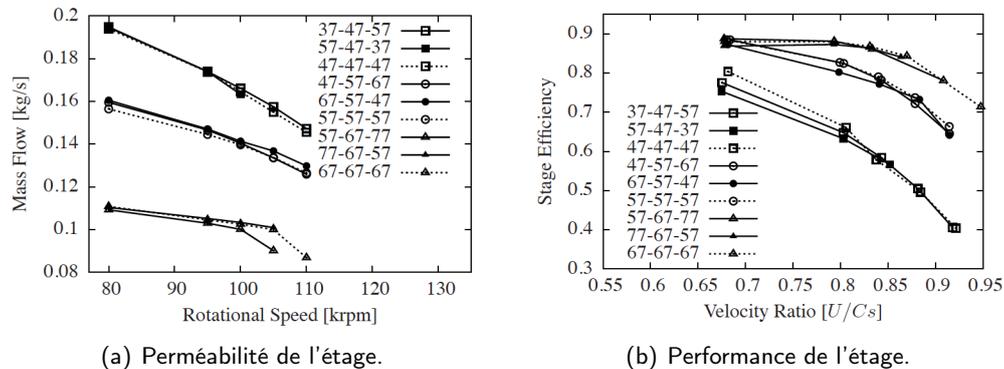


Figure 2.6: Comparaison des caractéristiques de fonctionnement avec et sans vrillage. La nomenclature donne l'angle de calage du pied de la section médiane et de la tête de pale. Ainsi, 47-47-47 est une pale réglée, et 37-47-57 est une pale vrillée pour laquelle le pied est en configuration ouverte, et la tête en configuration fermée. Résultats numériques stationnaires, FineTurbo.

2.2.2 Performance des ventilateurs axiaux en régime d'auto-rotation

Cette étude est plus récente, et pose la question du hors-adaptation fonctionnel. Elle s'inscrit dans la dynamique d'équipe qui nous mobilise sur les problématiques dites de « windmil-

ling ». Pour notre département, cela adresse deux questions posées par le secteur industriel : (i) dans quelle mesure la dégradation de la situation aérodynamique d'un réacteur en extinction génère de la traînée et limite les capacités de ré-allumage de la chambre, et (ii) comment valoriser la masse morte de certains équipements de ventilation qui sont embarqués en vol, alors qu'ils ne sont utiles qu'au sol. Les travaux détaillés ci-dessous sont issus de ce deuxième contexte, même si les résultats sont tout à fait transposables au premier.

Deux thèses CIFRE se succèdent sur ce sujet, grâce à un partenariat avec Safran/Technofan. Suk-Kee Courty-Audren a ainsi réalisé, entre 2012 et 2015, un fastidieux travail de défrichage du sujet, et le montage d'un premier banc d'essai en environnement industriel. Son calme et son humeur imperturbables, y compris dans l'adversité, ont ouvert des perspectives claires pour Aurélie Ortolan, sans l'immuniser contre la malchance chronique dont souffre la partie expérimentale de l'étude. Un banc d'essai aux standards académiques est effectivement en finalisation, permettant l'opération de ventilateurs dans toutes les configurations d'auto-rotation, et rencontre quelques difficultés de mise au point. Mais Aurélie assume avec autorité la continuité de ces travaux, et surmonte les difficultés grâce à une rigueur à toute épreuve, y compris celle imposée par la conception très personnelle que son encadrant a de l'organisation...

Problématique scientifique

Assez peu de données sont disponibles dans la littérature pour ce qui concerne les régimes non-conventionnels des ventilateurs qui apparaissent lorsqu'on opère un forçage de l'écoulement dans l'étage. Une classification existe néanmoins (Riegler et al., 2001; Zachos et al., 2011b) pour ces régimes d'auto-rotation ou « windmilling », basée sur les variations de pression totale et température totale à la traversée de l'étage. Lorsque la quantité de travail injectée est toujours positive ($\Delta T_i > 0$), mais insuffisante pour compenser les pertes de pression totale dues à la création d'entropie ($\Delta P_i < 0$), on parlera de régime « de brassage » (stirrer en anglais). Si la quantité de travail échangée entre la machine en rotation et l'écoulement devient négligeable ($\Delta T_i \approx 0$), on parle de régime « d'auto-rotation libre » (free-windmilling). Un autre cas de fonctionnement sans échange de travail existe lorsque le rotor ne tourne plus, c'est le cas dit « rotor bloqué » (locked rotor). Entre ces deux situations extrêmes, il existe une plage de fonctionnement pour laquelle l'échange de travail a changé de sens ($\Delta T_i < 0$) : « l'auto-rotation chargée » (load-controlled windmilling). C'est sur cette plage que la récupération de puissance est possible.

La majorité de la production scientifique analyse ces régimes par le prisme de l'application, en particulier l'extinction du turboréacteur pour laquelle l'auto-rotation est forcée par la vitesse de vol de l'aéronef. Cela traduit une couverture partielle du problème par la communauté, à plusieurs points de vue. D'une part, ces études n'adressent que le cas particulier de l'auto-rotation libre puisque la charge sur l'arbre est négligeable. D'autre part, une approche système est bien souvent déployée (Riegler et al., 2001; Pilet et al., 2011; Zachos et al., 2011b; Zachos, 2013), à un niveau ne requérant pas nécessairement d'identifier la topologie de l'écoulement, et qui force un certain nombre de couplages avec les autres éléments.

Pourtant, les premiers travaux réalisés sur ce sujet datent de plus de 50 ans. L'article de Turner & Sparkes (1963) propose une étude expérimentale de tous les régimes de fonctionnement possibles pour un ventilateur, sans qu'une application particulière ne soit envisagée (l'auteur conclut : « *it is hoped that the data in this paper will at least provide a guide to*

those concerned with the operation of fans under unusual conditions. »). Cette contribution, jamais citée, regroupe pourtant l'essentiel du formalisme et des caractéristiques des écoulements d'auto-rotation qui sont détaillés dans les articles publiés plus récemment (Gill et al., 2007; Prasad & Lord, 2010; Gill et al., 2012, 2014). Ces caractéristiques sont :

- ▷ la pertinence d'une approche quatre quadrants pour envisager de telles situations⁷ (Turner & Sparkes, 1963; Gill et al., 2007) ;
- ▷ les très mauvaises performances d'un ventilateur conventionnel utilisé comme turbine, sauf si la direction d'écoulement dans l'étage est inversée (Turner & Sparkes, 1963; Gill et al., 2012) ;
- ▷ la présence de décollements massifs à l'intrados des aubages, en particulier sur le diffuseur, en réponse aux très fortes incidences négatives (Turner & Sparkes, 1963; Prasad & Lord, 2010; Gill et al., 2012) ;
- ▷ et enfin, la plus surprenante au premier abord : la non-homogénéité du mode de fonctionnement le long de la pale, en particulier en situation d'auto-rotation libre. La tête de pale fonctionne comme une turbine ; le pied de pale comme un compresseur (Turner & Sparkes, 1963; Prasad & Lord, 2010; Gill et al., 2014; Rosa et al., 2015).

Dans un contexte de récupération d'énergie, l'élément crucial est le rotor. Et même au delà de ce contexte, le simple fait qu'il soit le seul élément échangeant de l'énergie avec l'écoulement lui confère un caractère particulier, y compris dans une approche système. C'est un point de désaccord avec la littérature, qui rapporte régulièrement l'importance du stator dans les mécanismes d'auto-rotation. Je ne conteste pas cette importance, puisque c'est dans le stator que la plus grande partie des pertes est générée. Ces pertes définissent la perméabilité du système complet, donc le débit qui traverse l'étage. Mais un traitement particulier du rotor permet d'éviter certaines approximations récurrentes de la littérature. Celle qui consiste à ne pas différencier l'échange de travail de la création d'entropie pour évaluer la part du rotor dans la perméabilité globale du système me semble pragmatique mais très discutable. Une telle analyse permet aussi de comprendre les mécanismes qui définissent la vitesse d'auto-rotation pour un débit donné, et les facteurs qui l'influencent.

C'est donc l'application de ce type d'approche au régime hors-adaptation fonctionnel des ventilateurs que je développe dans la partie suivante, afin de le comprendre, et tenter de dégager des recommandations menant à la définition d'un ventilateur au fonctionnement mixte.

Approche développée

La première étape consiste à mener de front l'analyse théorique, et la production de résultats d'origine expérimentale et numérique. Deux bancs d'essais sont déployés (voir figure 2.7) à l'occasion de la thèse de Courty-Audren (2015). Le premier dans un contexte industriel permettant une très large exploration du champ de fonctionnement, mais avec une instrumentation ne traduisant que la performance globale. Un second dans un contexte académique, qui offre moins de possibilités d'explorations, mais qui permet une instrumentation locale de l'écoulement (sonde 5 trous). La suite logicielle FineTurbo de NUMECA est utilisée pour effectuer des simulations de type RANS (modèle Spalart-Allmaras) avec méthode de résolution

7. Les axes partagent le diagramme $\hat{\psi} - \hat{\phi}$ en quatre quadrants, dont la convention est donnée dans Gill et al. (2007). Seuls les deux quadrants de droite sont considérés dans ces travaux, puisque la traversée de l'axe des ordonnées dans le diagramme peut être assimilée à un changement de géométrie

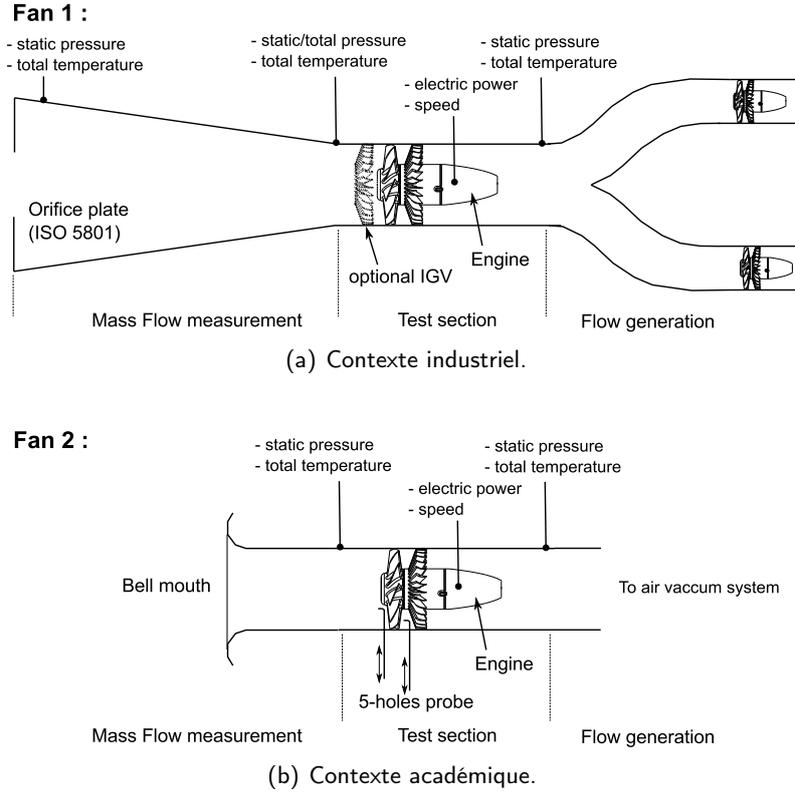


Figure 2.7: Architectures des bancs d'essais permettant le forçage de l'écoulement vers des régimes d'auto-rotation.

implicite et plan de mélange. Deux géométries de ventilateurs classiques sont examinées, toutes deux issues de système d'air avion. Ce sont donc des ventilateurs subsoniques, de dimension moyenne (diam. ≈ 150 mm). L'approche théorique est menée sur deux niveaux :

Au point de vue global, une intégration générique de l'équation 2.3 permet d'établir la linéarité de la trajectoire de fonctionnement dans le champ $\hat{\psi} - \hat{\phi}$, et la continuité de cette trajectoire lors du changement de quadrant. La relation intégrée devient :

$$\hat{\psi} = 1 + \kappa_n \hat{n} \hat{\phi} ,$$

où κ_n est un coefficient issu de l'intégration des données géométriques corrigées des écarts fluide-profil (voir Binder et al., 2015). Grâce à l'utilisation du rayon de référence \hat{r} l'ordonnée à l'origine est unitaire. La trajectoire coupe l'axe des abscisses en $\hat{\phi} = \hat{\phi}_p$, qui est un point remarquable puisqu'il représente le régime d'auto-rotation libre. Les différents régimes de fonctionnement sont alors identifiables (voir figure 2.8a).

À partir d'une formulation intégrale de l'effort axial sur la machine, on démontre que la contribution théorique de l'échange de travail au saut de pression statique (voir équation 2.6) a également une trajectoire de fonctionnement unique, quadratique en $\hat{\phi}$, et insensible au changement de quadrants (voir figure 2.8a). À cette contribution s'ajoute les pertes de charge, non évaluées par le modèle.

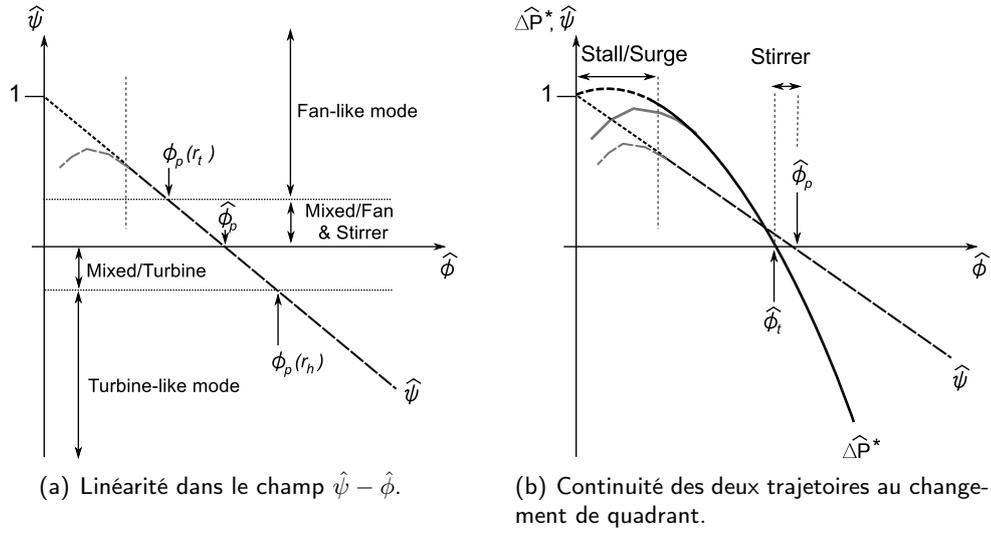


Figure 2.8: Trajectoires théoriques de fonctionnement. Illustrations génériques.

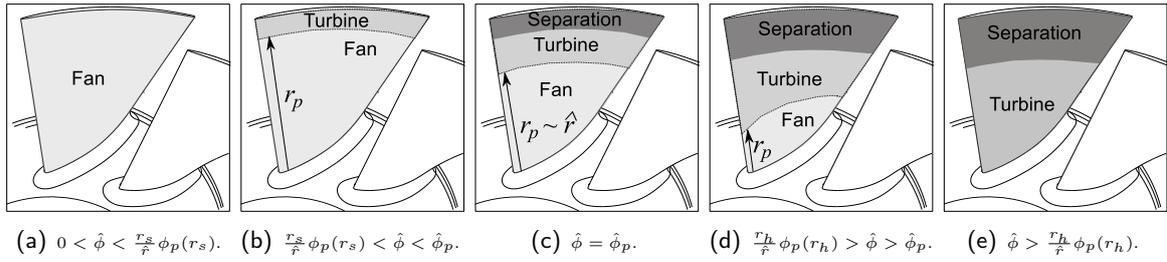


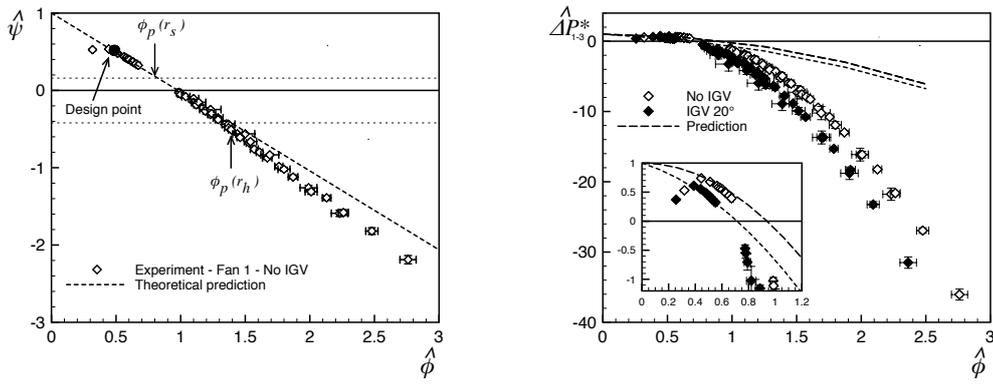
Figure 2.9: Scénario générique de l'évolution d'un fonctionnement compresseur vers un fonctionnement turbine, selon l'envergure de pale.

Au point de vue local, il s'agit d'analyser la déformation radiale du triangle des vitesses en fonctionnement hors-adaptation (voir partie 1.2). La relation locale entre $\psi(r)$ et $\phi(r)$ permet de définir une valeur critique du coefficient de débit $\phi_p(r)$, qui dépend de la géométrie locale et des écarts fluide profil, et qui renseigne sur le mode de fonctionnement. En comparant la valeur effective de $\phi(r)$ à $\phi_p(r)$ il est possible de dire si l'élément de pale considéré fonctionne en mode turbine ou compresseur. Si le profil radial de vitesse en entrée du rotor est constant, il existe un lien direct entre le coefficient de débit global $\hat{\phi}$ et sa version locale $\phi(r)$. Cela donne lieu à la condition suivante :

$$\begin{cases} \text{si } \hat{\phi} < \frac{r}{\hat{r}} \phi_p(r) \Rightarrow \text{mode compresseur} \\ \text{si } \hat{\phi} > \frac{r}{\hat{r}} \phi_p(r) \Rightarrow \text{mode turbine} \end{cases}$$

avec $\phi_p(r) = \frac{1}{k \tan \beta_2(r) - \tan \alpha_1(r)}$

L'analyse en pied ($r = r_h$) et en tête ($r = r_s$) permet d'envisager un scénario générique d'évolution de la distribution de travail sur l'envergure de la pale, lorsque l'on suit la trajectoire



(a) Trajectoire dans le champ $\hat{\psi}-\hat{\phi}$. Un écart avec le modèle apparaît aux grandes valeurs de $\hat{\phi}$.

(b) Trajectoire dans le champ $\Delta P^* - \hat{\phi}$. La prédiction ne concerne que la contribution de l'échange de travail. La différence entre la mesure et le modèle est donc représentative des pertes.

Figure 2.10: Résultats expérimentaux du Fan 1, comparés aux prédictions théoriques. Extrait de Binder et al. (2015).

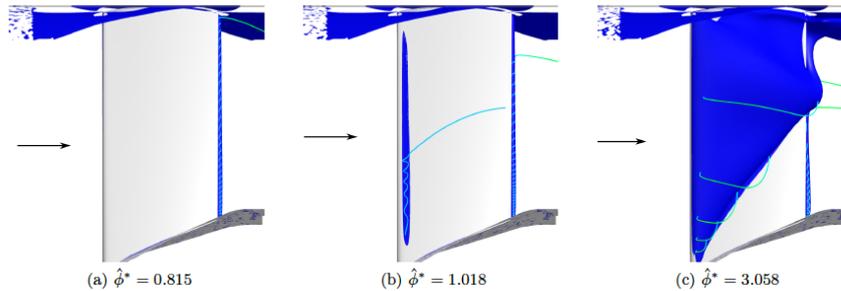
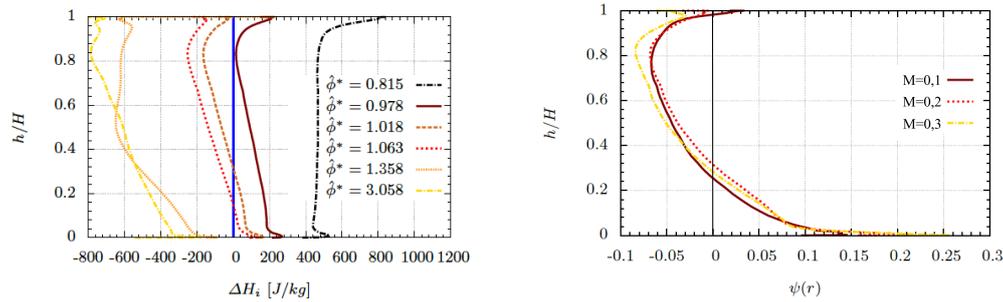


Figure 2.11: Visualisation du décollement à l'intrados des pales du rotor pour trois valeurs de $\hat{\phi}$. (a) : mode compresseur; (b) : auto-rotation libre; (c) : mode turbine. Iso-surface de vitesse nulle, FineTurbo. Extrait de Courty-Audren (2015)

de fonctionnement depuis le quadrant compresseur vers le quadrant turbine. Ce scénario est illustré en figure 2.9. Pour un ventilateur classique, les premières sections à être contaminées par le mode turbine sont en tête de pale. Le rayon neutre r_p (rayon limitrophe entre les modes de fonctionnement) progresse vers le moyeu au fur et à mesure que $\hat{\phi}$ augmente. Lorsque les contributions d'apport et de prélèvement de travail s'équilibrent, $\hat{\psi} = 0$, et $\hat{\phi} = \hat{\phi}_p$: c'est l'auto-rotation libre. Au delà, le ventilateur récupère de l'énergie même si le pied de pale continue à en fournir, jusqu'à extinction du mode compresseur. Ce mécanisme est accompagné d'une augmentation de l'incidence négative sur les pales, qui génère des décollements massifs à l'intrados. Ces décollements peuvent intervenir sur toute l'envergure, avec une taille croissante vers la tête de pale puisque la solidité y est plus faible.

Les résultats expérimentaux et numériques permettent de confirmer l'analyse théorique (voir Courty-Audren et al., 2013; Binder et al., 2015; Courty-Audren, 2015), tant globale que locale, malgré des différences qui surviennent principalement à $\hat{\phi}$ élevé (figures 2.10, 2.11 et



(a) Evolution de la distribution en fonction de la valeur de $\hat{\phi}$. Les zones de fonctionnement mixte sont observées à la frontière du quadrant (autour de $\hat{\phi} = 1$). La distorsion radiale du triangle des vitesses se marque lorsque l'on s'éloigne des conditions d'adaptation (profil constant à $\hat{\phi}^* \approx 0,8$).

(b) Comparaisons de trois distributions obtenues pour la même valeur de $\hat{\phi} \approx \hat{\phi}_p$, mais à trois valeurs de nombre de Mach de bout de pale différent. Le rayon neutre r_p est comparable pour les trois distributions. L'effet de compressibilité commence à apparaître en tête de pale pour le Mach le plus élevé.

Figure 2.12: Distribution radiale de travail, pour différentes valeurs de $\hat{\phi}$. Moyenne azimutale, FineTurbo. Extrait de Courty-Audren (2015).

2.12). L'analyse de ces différences révèle : (i) le comportement des pertes engendrées par la création d'entropie, qui croient fortement avec la valeur de $\hat{\phi}$, (ii) l'influence des distorsions du profil des vitesses à l'amont du rotor, (iii) la nécessité d'analyser les écarts fluide-profil en situation de forte incidence négative.

Pour résumer, la topologie locale et globale est fixée par la valeur de $\hat{\phi}$. Celle-ci s'établit en fonction de $\hat{\psi}$ qui est imposé par fournisseur/consommateur couplé sur l'arbre via la demande/fourniture de travail pour une vitesse de rotation donnée. Si une distorsion du profil de vitesse à l'amont du rotor existe, ou si le nombre de Mach devient important, le lien qui existe entre la valeur de $\hat{\phi}$ et la topologie locale est modifié.

Enfin, il apparaît qu'en mode turbine les pertes sont moins sévères aux valeurs faibles de $\hat{\phi}$, donc proche de $\hat{\phi}_p$. Or pour cette région de fonctionnement une partie de la pale fournit du travail à l'écoulement au lieu d'en prélever. Une géométrie qui élimine le fonctionnement mixte permettrait ainsi de récupérer du travail sur toute la hauteur de pale, aux faibles valeurs de $\hat{\phi}$ avec ainsi des pertes limitées (voir figure 2.13). Cette analyse donne un cadre théorique aux travaux de G. Meauzé avec qui F. Challas de Technofan a dimensionné une telle machine, en travaillant également sur le choix du point de spécification et sur les incidences du rotor. L'approfondissement de cette méthode de dimensionnement fait l'objet de la thèse d'Aurélien Ortolan. Les conséquences exactes du changement de point de spécification sur le mode compresseur doivent être établies. Plusieurs versions de la machine réversible sont à l'étude pour établir la hiérarchie des phénomènes dans l'établissement de la performance globale. Des rotors de référence serviront à établir un diagnostic différentiel (ventilateur et turbine purs...). Toutefois, Aurélien a réalisé une première évaluation du concept à l'aide de simulations numériques (figure 2.14). Les résultats sont très prometteurs (voir figure 2.15), avec une première validation expérimentale encourageante (Ortolan et al., 2016), sur le banc d'essais dont les limitations vibratoires seront, je l'espère, rapidement surmontées. Un tel niveau de performance requiert aussi l'adaptation de la géométrie du diffuseur à l'aval de l'étage, dont la mise en œuvre pratique est toujours en cours de définition (voir perspectives au chapitre

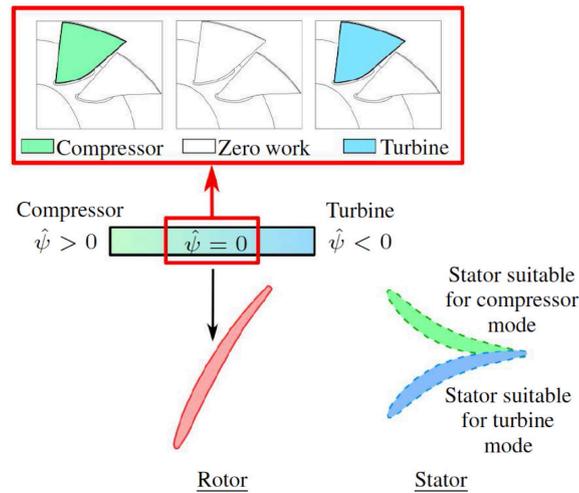


Figure 2.13: Principe de conception d'une turbomachine réversible. Extrait de [Ortolan et al. \(2015\)](#).

4), mais dont la pertinence sur le plan aérodynamique est en cours d'étude.

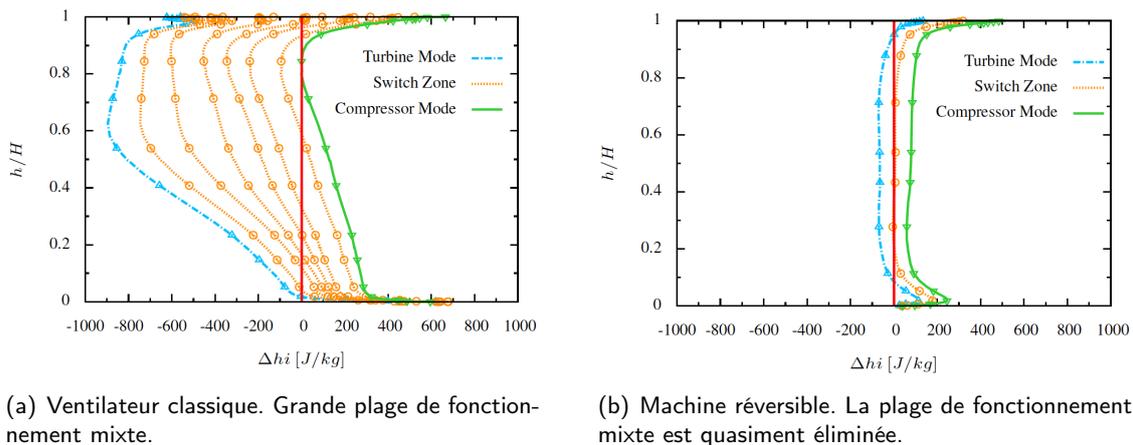


Figure 2.14: Distribution radiale de travail sur les pales du rotor, au cours d'un changement de quadrant. Moyenne azimutale, FineTurbo. Extrait de [Ortolan et al. \(2015\)](#).

Ces deux exemples illustrent bien, je crois, l'utilité du formalisme $\psi - \phi$ dans la définition d'une démarche scientifique. Cette approche est depuis récemment étendue à d'autres problématiques concrètes, qui concerne la modélisation des systèmes propulsifs ou « modèles moteurs » qui seront évoquées dans la partie du mémoire détaillant le projet et les perspectives (chapitre 4). Nous allons maintenant aborder les sujets pour lesquels l'approche stationnaire n'est plus envisageable.

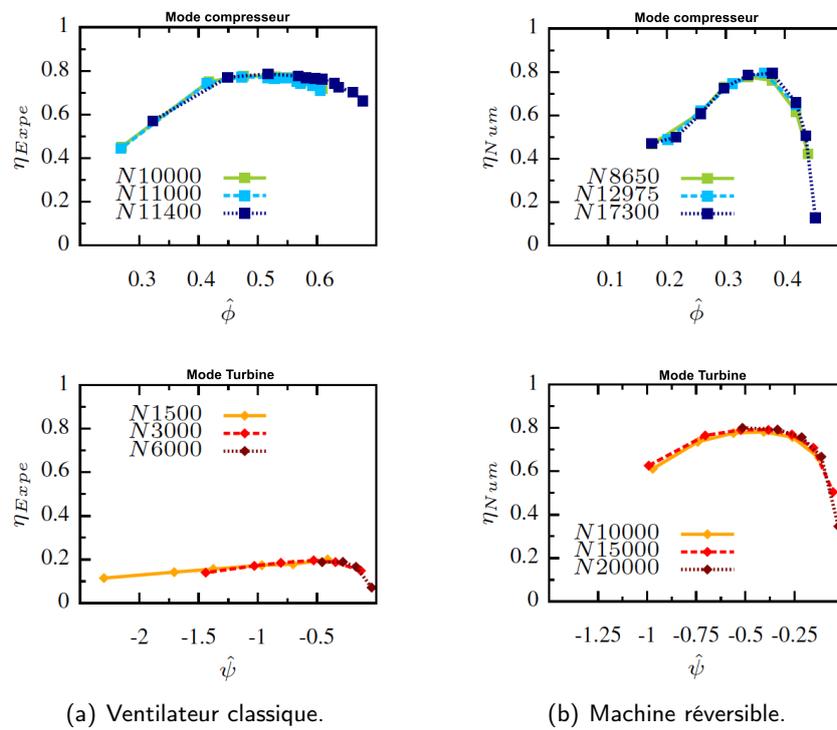


Figure 2.15: Évolution du rendement des deux machines, en mode compresseur et en mode turbine. Résultats expérimentaux (pour le ventilateur classique), et simulations numériques FineTurbo (pour la machine réversible). Extrait de [Ortolan et al. \(2015\)](#).

Chapitre 3

Approche Instationnaire

Sommaire

3.1 Instationnarité principale	44
3.1.1 Caractère instationnaire de l'échange de travail	45
3.1.2 Caractère instationnaire de la création d'entropie	49
3.2 Instationnarité libre - Stabilité des compresseurs centrifuges . .	49
3.3 Instationnarité forcée - Alimentation instationnaire des turbines radiales	61

Cela a été évoqué à l'occasion du chapitre 1, l'utilisation du théorème d'Euler occulte le détail du mécanisme de transfert de travail et se concentre sur une approche entrée/sortie. Cela permet, lorsque c'est possible, d'adopter une vision stationnaire de ce mécanisme (bien qu'il soit fondamentalement instationnaire), et d'en étudier les conséquences moyennes sur l'écoulement. Mais une telle approximation doit s'évaluer à partir des échelles de temps des différents phénomènes.

D'un point de vue générique on peut envisager deux origines à la nature instationnaire d'un écoulement. La première est un forçage instationnaire des conditions aux limites de l'écoulement. La seconde est le développement d'instabilités intrinsèques à l'écoulement¹. S'il est possible de garder une certaine maîtrise des échelles de temps dans la première situation, c'est plus compliqué dans la seconde, pour laquelle une dynamique propre à l'écoulement s'établit. Pour les écoulements de turbomachines, la rotation des pales peut être considérée comme un forçage instationnaire des conditions aux limites dans le repère fixe. Il est systématiquement présent. Mais d'autres sources d'instationnarités peuvent être présentes, et cohabiter avec ce dernier. C'est particulièrement vrai en fonctionnement hors-adaptation. Ce chapitre évoque de telles situations. L'alimentation instationnaire des turbines radiales est un cas de forçage des conditions aux limites de l'étage ; le décrochage du compresseur centrifuge est quant-à-lui un cas de développement d'instabilité propre de l'écoulement.

Ces sources d'instationnarités se superposent à celles induites par l'échange de travail. Mais les réponses de l'écoulement à ces sollicitations ne sont pas d'égale complexité. Ainsi je propose dans une première partie une réflexion d'ordre générique sur le caractère instationnaire

1. La turbulence est un cas particulier, car sa nature chaotique en gomme la cause initiale. L'écoulement est instationnaire même si l'instabilité n'est plus clairement identifiée. Toutefois, la cause première de la transition reste une instabilité.

de l'échange de travail, et une discussion sur les conditions d'application de l'approche stationnaire. Puis je synthétise les travaux réalisés autour des compresseurs centrifuges et des turbines radiales dans la deuxième et la troisième partie, afin de cerner les échelles de temps caractéristiques de ces situations.

3.1 Instationnarité principale

L'intense développement des turbomachines qui est intervenu à la première moitié du XXe siècle s'est appuyé sur une application stationnaire du théorème d'Euler. La nature fondamentalement instationnaire des turbomachines est pour la première fois évoquée par Dean (1959). Il y est fait démonstration que l'échange de travail entre l'entrée et la sortie de la machine, souvent considéré comme une « boîte noire » jusqu'alors, est nécessairement instationnaire. Le lien qui existe entre l'échange de travail et la fluctuation de pression y est alors explicitement formalisé² :

$$\frac{Dh_i}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t} . \quad (3.1)$$

Cette publication est depuis citée de manière récurrente dans les publications et ouvrages de références (par exemple Cumpsty, 1989; Dixon & Hall, 2013), mais relativement peu commentée.

Le regain d'intérêt de la communauté pour cette équation est assez récent. Il est provoqué par plusieurs observations difficilement explicables par l'approche stationnaire (Hodson et al., 2012b). Ces observations concernent l'atténuation des sillages dans les compresseurs (Smith, 1993) et les turbines (Marx et al., 2013; Rose & Marx, 2014) ou encore le phasage entre les sillages d'un stator et le passage des pales (Nolan et al., 2011). Le mécanisme responsable de ces comportements est nommé « travail instationnaire », et est défini sur la base de l'équation 3.1. Les acteurs de cette discussion incitent alors la communauté à changer d'approche (Rose, 2013), et à se rapporter plus systématiquement à une analyse instationnaire du repère fixe. Un tel changement de point de vue n'est pas simple pour une communauté qui est focalisée sur le théorème d'Euler depuis plus d'un siècle, et j'entrevois à cela au moins deux raisons. La première est que le lien formel qui existe entre le théorème d'Euler et l'équation 3.1 n'est quasiment jamais évoqué dans la littérature (Hodson et al. 2012b suggèrent que ce lien est une évidence; Rose (2011) fait mention des réticentes de la communauté à ce sujet). La seconde est que cette approche bouscule un certain nombre de réflexes, comme celui de considérer l'enthalpie totale constante le long d'une trajectoire dans un stator. Rose & Marx 2014 montrent à partir de l'équation 3.1 qu'une redistribution locale de l'énergie peut avoir lieu dans un canal fixe par un processus qui n'est pas diffusif, mais qui fait intervenir une fluctuation temporelle. Quoiqu'il en soit, l'approche classique est à l'origine du développement continu et fructueux des turbomachines. Elle porte de manière intrinsèque une validité qu'il convient de borner. Je propose donc au lecteur une démonstration claire du lien qui existe entre le théorème d'Euler et l'équation 3.1, qui permet ensuite de formuler quelques réflexions concernant le domaine de validité de l'approche stationnaire.

2. Cette équation ne tient pas compte des termes de diffusion visqueuse et thermique. Dans la littérature, elle est assortie du commentaire suivant : « *the only isentropic way of extracting enthalpy from a working fluid, or to do work on such a fluid, is unsteadily* ». (Dean, 1959; Rose & Marx, 2014)

3.1.1 Caractère instationnaire de l'échange de travail

Je propose au préalable de revenir sur l'établissement de l'équation 3.1 à partir des équations d'Euler compressible, sans forces de volume. L'omission du caractère dissipatif ne perturbe en rien la validité de cette discussion, mais alourdit considérablement la formulation. Ce type d'approche simplifiée est fréquent, (voir [Rose & Marx, 2014](#); [Hodson et al., 2012b](#)). Ainsi, en utilisant les notations d'opérateurs vectoriels, on a (toujours en notant \vec{C} la vitesse dans le repère absolu, et $\frac{D}{Dt}$ la dérivée particulaire) pour les bilans de masse, de quantité de mouvement, et d'énergie interne :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D\rho}{Dt} = -\rho \operatorname{div}\vec{C} , \\ \rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{g}\operatorname{rad}P , \\ \rho \frac{De}{Dt} = -P \operatorname{div}\vec{C} + \lambda\Delta T . \end{array} \right.$$

La définition de l'enthalpie statique donne :

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{De}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} .$$

L'équation de la dynamique permet d'écrire l'équation de transport de l'énergie cinétique :

$$\rho \vec{C} \frac{D\vec{C}}{Dt} = \rho \frac{De_c}{Dt} = -\vec{C} \cdot \vec{g}\operatorname{rad}P .$$

Ainsi, l'équation de transport de l'enthalpie totale s'écrit :

$$\rho \frac{Dh_i}{Dt} = \rho \frac{Dh}{Dt} + \rho \frac{De_c}{Dt} = -P \operatorname{div}\vec{C} + \lambda\Delta T + \frac{DP}{Dt} - \frac{P}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} - \vec{C} \cdot \vec{g}\operatorname{rad}P .$$

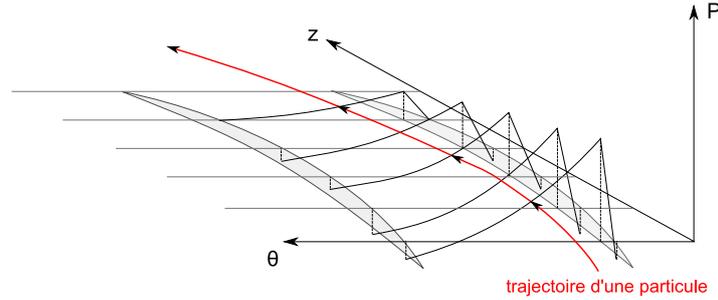
En développant la dérivée particulaire de la pression, et en utilisant l'équation de continuité pour celle de la masse volumique, on obtient :

$$\rho \frac{Dh_i}{Dt} = -P \operatorname{div}\vec{C} + \lambda\Delta T + \frac{\partial P}{\partial t} + \vec{C} \cdot \vec{g}\operatorname{rad}P - \frac{P}{\rho} \left(-\rho \operatorname{div}\vec{C} \right) - \vec{C} \cdot \vec{g}\operatorname{rad}P .$$

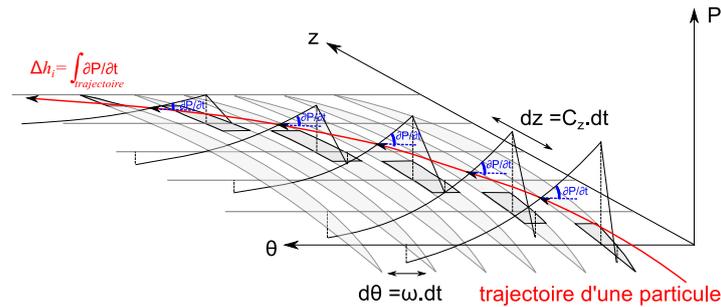
En négligeant l'influence de la diffusion thermique, on obtient dans le repère cylindrique (z, r, θ) , à r fixé :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D\rho}{Dt} = -\rho \operatorname{div}\vec{C} , \quad (\text{a}) \\ \frac{DC_z}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} , \quad (\text{b}) \\ \frac{DC_\theta}{Dt} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \theta} , \quad (\text{c}) \\ \frac{Dh_i}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t} . \quad (\text{d}) \end{array} \right. \quad (3.2)$$

On retrouve bien l'expression de Dean (1959) qui démontre qu'une particule ne reçoit ou ne cède de l'énergie sous forme de travail qu'au travers d'un processus instationnaire dans le repère fixe. Une illustration de ce processus est proposé sur la figure 3.1. Afin d'éviter les projections complexes, on se restreint au cas des machines axiales. Lorsque les pales sont fixes, en l'absence d'instationnarités propres de l'écoulement, le champ de pression est figé. Les équations 3.2 (b) & (c), la quantité de mouvement initiale et l'orientation d'injection d'une particule définissent sa trajectoire dans le canal (figure 3.1a). Lorsque les pales sont



(a) Canal inter-aubages fixe; le champ de pression est stationnaire dans le repère fixe.



(b) Canal inter-aubages en déplacement; le champ de pression est instationnaire dans le repère fixe. L'échange de travail dépend de cette variation temporelle.

Figure 3.1: Illustration du champ de pression de l'écoulement induit par la présence des aubages, dans le repère fixe.

mobiles, le champ de pression $P(z, \theta, t)$ subit une fluctuation temporelle périodique, forcée par le déplacement des pales. Ainsi, le montant de travail échangé par une particule est la somme des fluctuations temporelles du repère fixe, rencontrées le long de la trajectoire. C'est à ce niveau que la discussion sur la validité du modèle stationnaire intervient.

Retour sur l'approche stationnaire

Si aucune source d'instationnarité autre que le déplacement des pales n'est présent, une relation de périodicité s'instaure, illustrée en figure 3.2(a) et qui s'écrit au point (z_0, θ_0) :

$$P(z_0, \theta_0, t_0 + dt) = P(z_0, \theta_0 - \omega \cdot dt, t_0).$$

Ou encore

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \omega \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0, \quad (3.3)$$

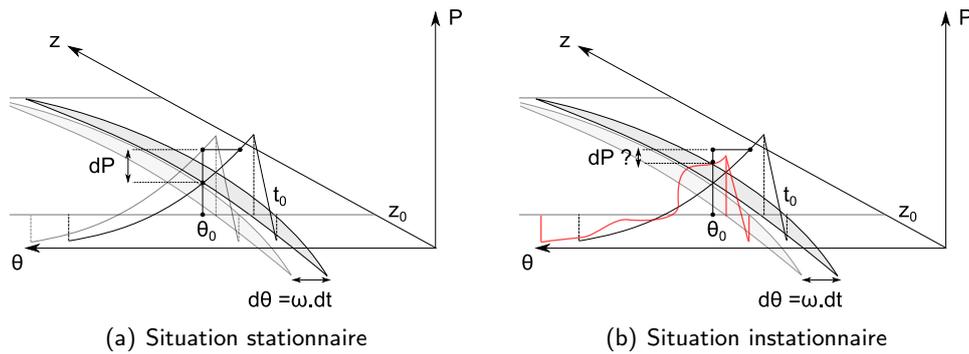


Figure 3.2: Variations spatio-temporelles de la pression dans le repère fixe.

qui a la forme d'une équation d'advection. En utilisant les équations de transport de l'enthalpie totale et de la vitesse tangentielle :

$$\frac{Dh_i}{Dt} = -\omega \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta} = r\omega \frac{DC_\theta}{Dt}.$$

Ainsi, en intégrant le long d'une trajectoire, on retrouve l'expression du théorème d'Euler :

$$\Delta h_i = r\omega \Delta C_\theta.$$

Le principe est le même pour les machines radiales ; il faut tenir compte du changement d'orientation des trajectoires, et de la variation de la vitesse des pales. Quelques remarques :

- ▷ le processus d'échange de travail est fondamentalement instationnaire, mais la nature explicite de la dépendance temporelle disparaît du fait de la relation d'advection. C'est par cette relation que le lien est possible entre le théorème d'Euler et l'équation 3.1. La question de la validité de l'hypothèse stationnaire revient donc à vérifier que cette relation d'advection s'applique (en tout instant ou en moyenne) ;
- ▷ la fluctuation de pression responsable de l'échange de travail est portée par la direction tangentielle. La direction longitudinale n'est pas exploitée ;
- ▷ le transfert de travail traditionnellement évalué entre l'entrée et la sortie de la machine implique une intégration le long des trajectoires des particules. Cela implique un temps de vol dans les canaux inter-aubes, qui n'est pas instantané.

La validité de l'approche stationnaire est généralement établie lorsque, pour des conditions de fonctionnement stabilisées, le point de fonctionnement se situe proche de l'adaptation. Les sources d'instationnarités sont alors principalement issues de la turbulence, du mouvement relatif du rotor par rapport au stator et des interactions qui en résultent (effet potentiel, sillages,...). Ces interactions participent à la fluctuation du champ de pression dans le repère fixe, donc à la redistribution de l'énergie. Elles sont identifiables car elle produisent un motif modal, correspondant à une combinaison du nombre de pales du rotor et du stator (formalisé par Tyler & Sofrin 1962). Mais proche de l'adaptation, l'intensité de ces phénomènes reste d'un ordre inférieur à la fluctuation imposée par le passage des pales. Si on en considère la moyenne sur un temps caractéristique (passage de pale, voire tour de roue), la relation 3.3 reste vérifiée.

Il existe aussi un domaine de validité de l'approche stationnaire pour des conditions de fonctionnement non stabilisées. On parle alors de fonctionnement transitoire « quasi-statique », c'est à dire équivalent à une succession de points de fonctionnements stabilisés, pour lesquels la relation 3.3 est vérifiée. Il faut toutefois gérer le déphasage qui existe entre l'entrée et la sortie de la machine. C'est la comparaison du temps caractéristique de variation des conditions de fonctionnement par rapport au temps de transfert d'une particule dans la machine qui permet de statuer sur la lenteur de la phase transitoire. On construit ainsi un nombre de Strouhal caractéristique du problème :

$$St = \frac{L_0}{C_0 \cdot t_0}. \quad (3.4)$$

Ce nombre intervient directement dans la formulation sans dimension de l'équation de continuité prise sous forme mono-dimensionnelle (voir Copeland et al., 2012), et permet de juger de l'importance relative du terme de fluctuation temporelle ; un Strouhal en deçà de l'unité mène à négliger le caractère instationnaire de l'écoulement, et permet en théorie l'approximation quasi-statique.

$$\mathbf{St} \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \mathbf{1} \frac{\partial \rho^* C^*}{\partial z^*} = 0. \quad (3.5)$$

En première approche on peut dire qu'au delà des situations bornées par ces indicateurs, l'approche stationnaire n'est plus suffisante. On montrera par la suite que ces critères classiques peuvent eux-même être incomplets.

Situation instationnaire

En fonctionnement hors adaptation, les causes d'instationarités se font de plus en plus présentes. Pour des conditions de fonctionnement stabilisées, les variations, tant de l'incidence que de la charge sur les pales, ont des conséquences sur le développement des couches limites. Le taux de compression ou de détente de la machine fixe également un environnement plus ou moins déstabilisant. Des décollements sont possibles à partir desquels se créent des régions de cisaillement, qui favorisent le développement d'instabilités et intensifient la turbulence ; les sillages s'épaississent. Ainsi, la forme du champ de pression porté par le repère relatif ne fait plus l'objet d'une simple advection (figure 3.2b) ; la relation 3.3 n'est plus strictement vérifiée. La variation temporelle du champ de pression devient alors plus marquée. Il faut faire la différence entre les instationnarités causées par l'intensification des interactions rotor-stator (toujours identifiables par l'analyse modale), et les instationnarités propres de l'écoulement. Le contenu spectral de ces dernières est généralement dé-corrélé de la fréquence caractéristique de rotation. C'est le cas, par exemple, si une instabilité de type Kelvin–Helmoltz se développe dans l'écoulement, ou si les conditions d'entrée de l'étage sont elles-mêmes instationnaires. Il s'agit donc de savoir si ces fluctuations supplémentaires sont significatives devant la fluctuation principale imposée par les pales. C'est en cela qu'une simple analyse d'échelle de temps est incomplète. L'amplitude de la fluctuation doit également être jugée, et comparée à la fluctuation principale³. Cela afin de vérifier si une relation de la forme de l'équation 3.3 peut être approchée en moyenne. Dans les faits, beaucoup de situations instationnaires satisfont une relation d'advection moyenne, et un traitement quasi-stationnaire est possible. Tel n'est pas

3. C'est bien le produit $\mathbf{St} \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*}$ qui porte l'instationnarité. Si \mathbf{St} est proche de l'unité, mais que $\partial \rho^* / \partial t^*$ est faible, le caractère instationnaire peut être négligé.

le cas dans des situations extrêmes telles que le fonctionnement proche pompage des compresseurs, ou le forçage de régimes transitoires sévères dans les turbines. L'analyse de l'échange de travail requiert alors une approche et des critères différents, tels que ceux qui vont être présentés dans la synthèse des travaux réalisés sur le sujet.

3.1.2 Caractère instationnaire de la création d'entropie

Afin d'être complet, et cohérent avec la structure du mémoire, j'évoque brièvement l'entropie. À partir des équations de transport de l'énergie interne et de la masse volumique, ainsi que de la relation de Gibbs–Duhem, on réduit l'équation de transport de l'entropie à :

$$\frac{1}{\rho} \frac{Ds}{Dt} = \frac{1}{T} \left(\tau_{ij} \frac{\partial C_i}{\partial x_j} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \right).$$

Cette relation ne fait intervenir que les dérivées spatiales des champs de vitesse et de température. Il n'y a donc pas de dépendance explicite à la variation temporelle, telle que celle relevée dans la relation 3.1. La dépendance temporelle est implicite, associée à la dynamique de l'écoulement. Ainsi, à un instant donné et contrairement à l'échange de travail, la variation d'entropie ne dépend que de la cinématique de l'écoulement.

Les travaux réalisés sont maintenant synthétisés. Comme précédemment, quelques éléments du contexte de l'étude sont rapportés avant d'en aborder le corps.

3.2 Instationnarité libre - Stabilité des compresseurs centrifuges

Mon implication dans l'analyse du pompage de compresseurs centrifuges s'est faite progressivement, conjointement à une participation croissante à l'encadrement des travaux de thèse de Yannick Bousquet. Cette thèse intervient dans le cadre du programme GENOME, dont la finalité est d'évaluer la pertinence des solutions « tout électrique » pour les avions civils. La société Liebherr Aerospace équipe de nombreux appareils en système de conditionnement d'air dont le principe impose un prélèvement d'air comprimé sur les étages de compression des réacteurs ; la suppression de ce prélèvement est envisagée. Cela impose l'adjonction d'un système de compression autonome, qui prélève l'air cabine à l'extérieur de l'avion, tant au sol qu'en altitude. Ces compresseurs doivent proposer une large plage de fonctionnement. Comprendre le mécanisme de pompage pour en réduire la marge s'avère alors indispensable. L'étude, essentiellement numérique, se fait en collaboration avec le LMFA de l'école Centrale de Lyon, et le CERFACS à Toulouse.

Ma part active dans l'encadrement de Yannick Bousquet, qui devait initialement se restreindre à assurer une harmonisation des pratiques de post-traitement entre les activités numériques et expérimentales de l'équipe, a progressivement muté vers un accompagnement plus conventionnel, au grès de l'intérêt et de la curiosité que j'ai nourri pour le sujet. L'adjectif « conventionnel » n'est peut être pas le plus approprié, étant donné l'autonomie remarquable de Yannick, assorti d'une détermination frisant l'entêtement. Tout le crédit des travaux réalisés, dont la qualité a été reconnue à de multiples reprises, est sien. Mais nos nombreux échanges, très mobilisants et très bruyants, m'ont permis de faire valoir l'importance d'aller au delà de

la très grande complexité de l'écoulement et de sa description; de chercher à généraliser et d'isoler les mécanismes élémentaires. C'est donc par ce versant, une fois l'état de l'art rappelé, que j'aborde ces travaux.

Problématique scientifique

Le problème de stabilité des systèmes de compression n'est pas nouveau. Le pompage des compresseurs constituait déjà un obstacle au cours des premiers développements de turbo-réacteurs, au début du siècle dernier. D'un point de vue industriel, la maîtrise du pompage représente un enjeu de taille. Ainsi, de nombreuses équipes sont mobilisées autour de ce sujet depuis près de 80 ans. Il n'est pas question de faire ici une revue exhaustive de la littérature prolifique associée à cette question. Seuls les faits marquants seront évoqués, ce qui constitue déjà une synthèse bibliographique substantielle. En particulier, au delà d'une progression dans la compréhension académique de cette instabilité, les productions de la littérature visent deux objectifs principaux : (i) l'identification de phénomènes précurseurs détectables et (ii) le contrôle actif ou passif du phénomène.

Mais il est très difficile d'envisager une description générique du processus menant au décrochage, voire au pompage, du fait de la forte dépendance à la géométrie, et aux conditions de fonctionnement. Une revue historique, objective et critique, des travaux dédiés à la compréhension du pompage et du décrochage des compresseurs axiaux est proposée dans [Day \(2015\)](#). Elle recouvre l'essentiel des progrès réalisés au cours de la période de recherche active sur ce sujet. L'auteur fait le constat que les travaux menés sont avant tout descriptifs, et qu'il reste toujours difficile de prévoir *a priori* le scénario de pompage d'un compresseur donné, malgré quelques avancées remarquables. Si la nature descriptive des travaux est possiblement critiquable, cette étape est néanmoins nécessaire pour dégager des comportements récurrents dans le développement de cette instabilité complexe. Mais le fait qu'une grande partie du débat se concentre sur la terminologie de classement de ces phénomènes récurrents, et sur les liens de causalité qui les relient, démontre que le sujet est toujours imparfaitement cerné. Avant de synthétiser les éléments de ce débat, on rappelle que :

- ▷ le pompage implique une instabilité selon la vitesse axiale, de basse fréquence, qui affecte la totalité du système de compression. Un système dynamique du deuxième ordre en représente assez bien le comportement, essentiellement mono-dimensionnel. Les coefficients du système dynamique font intervenir les caractéristiques géométriques du système de compression (longueur des conduites et volume, voir [Greitzer, 1980, 1981](#)). On différencie le pompage léger, ou « mild-surge » comme une oscillation légère et accordée sur la résonance de Helmholtz ([Zheng & Liu, 2015](#)), du pompage profond ou « deep surge », plus sévère et dont la fréquence n'est plus corrélée à la résonance de Helmholtz ([Day, 2015](#));
- ▷ le décrochage tournant affecte la composante tangentielle de la vitesse, et reste confiné aux parties aubées (une contamination des étages successifs est observée dans les machines axiales multi-étagées; le phénomène est également observé dans le diffuseur, lisse ou aubé, pour les compresseurs centrifuges). La fréquence caractéristique de cette instabilité est élevée, du même ordre que la fréquence de passage des pales (entre 20% et 80 %). On différencie le décrochage partiel qui n'affecte généralement que les sections supérieures des pales, du décrochage pleinement développé, pour lequel les cellules de décrochages se sont rassemblées;

- ▷ deux natures élémentaires d'itinéraires mènent au décrochage tournant : l'un implique des longueurs d'ondes azimutales élevées (de l'ordre de la circonférence du rotor) et des temps caractéristiques longs (autour d'une centaine de tour de roue), dit « modal » ; l'autre présente des longueurs d'ondes courtes (un ou deux canaux inter-aube), et des temps courts (quelques tours de roue), dit « spike ». Le premier est à la portée d'une analyse de stabilité linéaire (Moore & Greitzer, 1986), le second est non linéaire et à caractère stochastique (Tan et al., 2010) ;
- ▷ les autres phénomènes instationnaires, issus du développement d'instabilités hydrodynamiques locales à l'écoulement (comme des instabilités d'interfaces, ou des lâchers tourbillonnaires, en général au bord d'attaque des pales du rotor à proximité du cater) sont qualifiés de manière assez génériques « d'instabilités tournantes ».

Un schéma de synthèse de la vision la plus générique possible est proposé en figure 3.3. Il est maintenant reconnu et établi de manière assez claire que le pompage ne survient que si

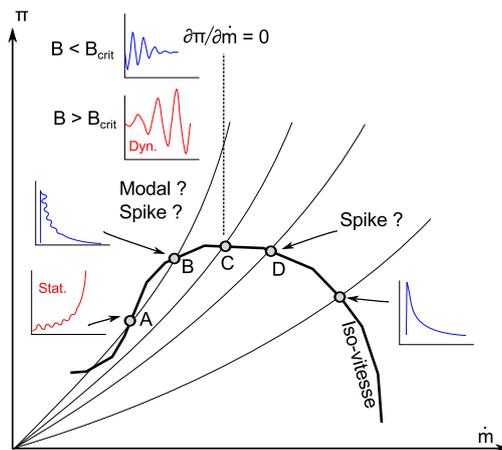


Figure 3.3: Schéma générique illustrant les différentes possibilités de perte de stabilité pour un compresseur.

les conditions d'une perte de stabilité statique ou dynamique sont remplies (Greitzer, 1981; Moore & Greitzer, 1986). La première condition est commune aux deux scénarios (ainsi qu'au développement d'autres types d'instabilités), et concerne l'un des indicateurs présentés à la fin du chapitre 2 : la pente de la caractéristique de fonctionnement à iso-vitesse de rotation, qui doit être nulle ou positive⁴.

Le critère de stabilité dynamique implique l'évaluation du paramètre B , qui dépend des caractéristiques du système de compression complet (volume, longueur de conduite aval, vitesse caractéristique, etc.). En deçà d'une valeur critique, le système est dynamiquement stable, et peut opérer sur la partie à pente positive de la caractéristique. Sinon, le pompage intervient, dès le maximum de la courbe si B est significativement au dessus de la valeur critique (pour des valeurs de B proche du niveau critique, un niveau de pente positive est admissible, voir Cumpsty 1989). L'interprétation de ce critère est posée dans Greitzer (1981), (et reprise dans Day, 2015) comme la comparaison entre l'inertie de l'écoulement dans la conduite

4. Le cas particulier d'apparition de spike sur le secteur à pente négative peut prêter à discussion, mais il faudrait alors envisager la pente instantanée de la caractéristique, et non sa trace stationnaire.

de décharge, et l'effort de pression générée par les fluctuations de masse volumique dans le volume aval, via une approche de type résonateur de Helmholtz. On peut également retenir une comparaison d'échelle de temps. Lorsque le temps de décharge de la surpression du volume aval vers la conduite est comparable ou supérieure au temps caractéristique de transfert dans l'étage, les oscillations du système de compression sont amplifiées. En d'autres termes, pour avoir la stabilité, il faut que la décharge de surpression du volume aval soit suffisamment rapide pour n'affecter que marginalement la position du point de fonctionnement sur sa ligne iso-vitesse. Un volume aval faible est intuitivement indiqué pour limiter ce comportement capacitif.

Le critère de stabilité statique compare la pente des lignes caractéristiques de l'étage et de la vanne de décharge dans le diagramme saut de pression/débit. Si la pente de la caractéristique de vanne est supérieure à celle de la ligne de fonctionnement du compresseur (point B de la figure 3.3) le système est stable, bien que des instabilités aérodynamiques de type décrochage tournant ou instabilités tournantes soient possiblement présentes. Si une inversion de pente survient (point A de la figure 3.3), le système devient instable.

Ces deux critères, simples en apparence, font intervenir, l'un comme l'autre, la trajectoire de la ligne de fonctionnement, dans une région où de fortes instationnarités sont enregistrées. De fait, l'identification précise de cette ligne est difficile. Dans Greitzer (1981), l'auteur encourage déjà une progression collective sur ce point. Cette progression est effective, en particulier grâce au déploiement de simulations numériques fortement résolues. Mais la difficulté est toujours d'actualité 35 ans plus tard (Day, 2015). L'identification du fonctionnement proche pompage est consommatrice de ressources numériques ou expérimentales, qui sont peu compatibles avec la pratique du secteur industriel.

L'origine physique de cette difficulté tient dans la progression de l'écoulement vers la situation de décrochage tournant, lorsque l'étage fonctionne sur la partie positive de la ligne de fonctionnement (ou même avant si le déclenchement est de type spike, illustré au point D de la figure 3.3). Les conditions d'apparition et de développement du décrochage tournant sont beaucoup plus floues, et évoluent avec le vieillissement du compresseur. C'est bien autour des différentes possibilités de ce développement que se situe l'essentiel du débat scientifique de la communauté, évoqué précédemment. Une synthèse non-exhaustive des discussions en cours peut se résumer ainsi :

▷ **Quels sont les frontières et les liens de causalité entre les différents phénomènes référencés ?**

On trouve dans Moore & Greitzer (1986) l'idée selon laquelle le pompage et le décrochage sont la signature du même problème d'instabilité, dont l'ordre d'expression diffère. Ils peuvent donc être envisagés comme indépendants. D'autres références démontrent que c'est le décrochage tournant qui déclenche l'initiation du pompage (Day 1994 pour les compresseurs axiaux, Ribí & Gyarmathy 1993 pour les compresseurs centrifuges). Aussi, la frontière qui sépare les instabilités tournantes, et le décrochage partiel n'est pas claire. Le critère le plus objectif concerne l'étalement de la signature spectrale de ces deux phénomènes. Dans Lee et al. (2015), les auteurs évoquent une continuité dans la signature fréquentielle, partant de l'instationnarité d'écoulement de jeux (qui est du ressort des instabilités tournantes), vers le développement du décrochage. Ces deux catégories pourraient alors être deux étapes d'évolution du même phé-

nomène. Encore, le rôle des instabilités tournantes en tant que précurseur au pompage, voir comme promoteur de la naissance de perturbation de type spike est couramment évoqué (Tan et al., 2010). Enfin, la naissance d'une perturbation de type spike, au cours du développement modal est également mentionné.

▷ **Quels sont les critères qui définissent la nature de l'origine du décrochage tournant ?**

La seule généralité que l'on puisse évoquer à l'heure actuelle, c'est qu'un décrochage d'origine modale se produira si le spike ne s'est pas manifesté avant. L'article de Camp & Day (1998) démontre que la perturbation de type spike est associée à un niveau d'incidence élevé en tête de pale, et qu'elle peut tout à fait être observée sur la partie à pente négative de la caractéristique de fonctionnement (contrairement à un scénario de type modal). Un rôle particulier de l'écoulement de jeu dans le mécanisme d'initiation du spike a longtemps été soupçonnée (Tan et al., 2010), mais les travaux de Pullan et al. (2015) semblent démontrer le contraire. Il est vrai que la localisation en tête de pale de l'incidence élevée (du fait de la déformation radiale du triangle des vitesses, telle que présentée en figure 1.6) à proximité de la présence d'écoulement de jeu rend la situation confuse. Cependant il est avéré que l'augmentation du jeu en tête de pale ou qu'un défaut de concentricité entre l'axe et le carter (qui rend variable la taille du jeu sur la circonférence) modifie le comportement proche pompage (Tan et al., 2010; Day, 2015). Le rôle de l'écoulement de jeu n'est donc pas neutre.

▷ **Les phénomènes instationnaires ont-ils une signature lisible via une approche stationnaire ?**

Cette discussion pose évidemment la question d'une méthode pragmatique de la prédiction de la limite de stabilité d'un compresseur donné, à portée d'une approche industrielle. Mais également celle de la juste représentation du fonctionnement instable par une ligne de fonctionnement, stationnaire par nature. L'incidence critique définie par Camp & Day (1998), mentionnée précédemment, fait partie de cette famille de critères objectifs qui sont accessibles à l'approche stationnaire. Des travaux numériques, réalisés par Vo et al. (2008), permettent de donner une topologie générique favorisant l'apparition d'une perturbation de type spike. En parallèle, des stratégies de couplage entre différents niveaux de modélisation émergent. Les aspects systèmes sont pris en compte via une approche mono-dimensionnelle, dont les résultats sont repris comme des conditions aux limites instantanées par des solveurs 3D (de Crecy et al. (2013)).

D'autres questions cruciales se posent : la juste représentativité de l'outil numérique, en particulier lorsqu'il fait appel à un modèle de turbulence ; le couplage aéro-mécanique qui sollicite la structure des aubages, et la dynamique des rotors, ou encore les possibilités de contrôle actif. Cette vision de l'état de l'art n'a pas pour ambition d'être exhaustive sur le sujet, mais bien de situer l'approche conduite au sein du département.

Avant d'en faire le détail, il faut rappeler que l'essentiel des travaux publiés dans la littérature portent sur des configurations de compresseurs axiaux, généralement multi-étagées, et basse vitesse. Les compresseurs centrifuges mobilisent moins d'attention, alors que la situation n'est pas moins complexe. Du point de vue des généralités, les compresseurs centrifuges présentent, dans la partie à pente positive, des lignes de fonctionnement généralement moins

discontinues que les géométries axiales pour lesquelles la mise en place du décrochage tournant peut s'avérer brutale (en particulier lorsqu'il sont dimensionnés à ϕ élevé, voir [Greitzer 1981](#), ou [Cumpsty 1989](#)). Comme pour les géométries axiales le scénario menant vers le pompage change suivant l'iso-vitesse de rotation considérée ([Emmons et al., 1955](#); [Zheng & Liu, 2015](#)). Le mécanisme originel de la perte de stabilité trouve deux localisations dans l'étage : soit en entrée du rouet, soit dans le diffuseur. Le décrochage dans le rouet est généralement rapporté pour les étages à faible taux de compression avec diffuseur lisse ($\pi \approx 2$, comme dans [Emmons et al. 1955](#); [Mizuki & Oosawa 1991](#); [Zheng & Liu 2015](#)). Le décrochage dans le diffuseur est observé plutôt pour les étages à taux élevé avec diffuseur aubé ($\pi > 5$, dans [Spakovszky 2004](#); [Spakovszky & Roduner 2009](#); [Trébinjac et al. 2011](#)). Dans un cas comme dans l'autre, la perturbation menant au décrochage est principalement modale. Une adaptation des modèles de stabilités initialement dévolus aux compresseurs axiaux donne des résultats intéressants ([Spakovszky, 2004](#)), et pointe l'élément le plus instable du système de compression (en général l'espace lisse entre le rouet et le diffuseur) comme lieu privilégié de développement de la perturbation modale principale. Un décrochage de type spike a également été clairement observé et analysé sur un diffuseur aubé ([Spakovszky & Roduner, 2009](#); [Everitt & Spakovszky, 2013](#)), mais cela reste un cas isolé. On ne recense à ce jour aucun cas de spike en entrée du rouet⁵.

Approche développée

L'étage considéré dans ces travaux a un positionnement intéressant, vis-à-vis des cas rapportés dans la littérature. Il a la particularité d'avoir un diffuseur aubé, alors que son taux de compression est modéré, $\pi_c = 2,5$ (cette configuration a été adoptée pour des raisons de compacité de l'étage, voir figure 3.4). Une analyse détaillée de ce compresseur permet de diagnostiquer les scénarios de perte de stabilité sur une architecture représentative des machines de Liebherr. Comme évoqué précédemment, la complexité du phénomène est hors du champ d'application de méthodes simples. Un examen de détail est ici indispensable, qui requiert des résolutions spatiales et temporelles très fines. Une approche complémentaire entre l'expérimentation et la simulation permet un tel examen.

La partie expérimentale est dévolue au LMFA ; la partie numérique au DAEP. Cette dernière a été réalisée en avance de phase sur les essais. Un changement dans le choix de l'étage à expérimenter est intervenu entre temps, ce qui implique qu'il n'y a pas de résultats expérimentaux avec un niveau d'instrumentation suffisamment résolu pour comparer aux prédictions des simulations numériques. Seuls des essais globaux sont disponibles, réalisés chez LTS. Ce manque de données de validation est un problème récurrent lorsqu'il s'agit de valoriser les résultats obtenus au cours de cette étude auprès de la communauté, à juste titre. Mais l'analyse de ces simulations apporte un éclairage intéressant aux discussions en cours, et mérite d'être rapporté. Elle offre également des perspectives applicatives puisque la pratique courante retenue dans l'industrie jusqu'alors consiste à considérer qu'un défaut de convergence du calcul stationnaire marque la limite de stabilité de l'étage.

L'objectif principal de cette étude consiste ainsi à identifier des mécanismes précurseurs, et de sélectionner ceux qui (i) sont détectables par une instrumentation, si possible embarquée, et qui offre un temps de réaction suffisant pour une mise en sécurité du système et (ii) sont ac-

5. Le faible nombre de pale généralement observé en entrée, du fait de l'utilisation d'inter-pales, ainsi que l'effet de courbure méridienne qui provoque une migration radiale vers le carter dans les zones de décollement peut en être l'origine.

cessibles par utilisation de simulations stationnaires, afin de prédire le plus justement possible les limites de stabilité d'un compresseur, dès sa conception. Cela implique de recueillir des informations sur la partie instable de la ligne de fonctionnement (partie à pente positive), et de les confronter aux données « système ». L'importance des volumes à l'aval de l'étage sur la stabilité dynamique étant relativement cernée par le critère B, on se concentre sur le problème de stabilité statique. On recherche, en particulier, les mécanismes qui mènent à l'altération de la pente de la caractéristique, ce qui provoque la perte de stabilité statique (comparaison avec la pente de la vanne aval). L'approche conduite se rapproche des travaux menés par [Vo et al. \(2008\)](#).

La première étape est essentiellement méthodologique. La méthode retenue est basée sur la résolution des équations de Navier-Stokes moyennées au sens de Reynolds, avec convergence vers une solution stationnaire (RANS), ou permettant l'expression d'une dépendance temporelle (URANS). Cette méthode est la seule permettant, à l'heure actuelle, d'avoir des niveaux de résolutions satisfaisants pour des temps de calculs raisonnables (qui se comptent, pour la présente étude, en centaines de milliers d'heures de calcul, sur un serveur de 512 processeurs). Des simulations de type LES sur un étage complet sont possibles, mais à des coûts de calcul prohibitifs.

Il s'agit en premier lieu de garantir l'indépendance du résultat des simulations au maillage, et de procéder au paramétrage du modèle numérique (disponible dans [Bousquet, 2014](#)). La configuration simulée est représentée sur la figure 3.4(b), pour laquelle un conduit d'alimentation, le rotor, l'espace lisse, le stator, et un conduit coudé sont maillés. Le code de calcul utilisé est le solveur esLA développé à l'ONERA. Le modèle de turbulence retenu est le modèle à une équation de Spalart-Allmaras, dont l'utilisation est largement répandue dans la littérature.

Puis on procède à une étude comparée des résultats obtenus avec différents niveaux de for-

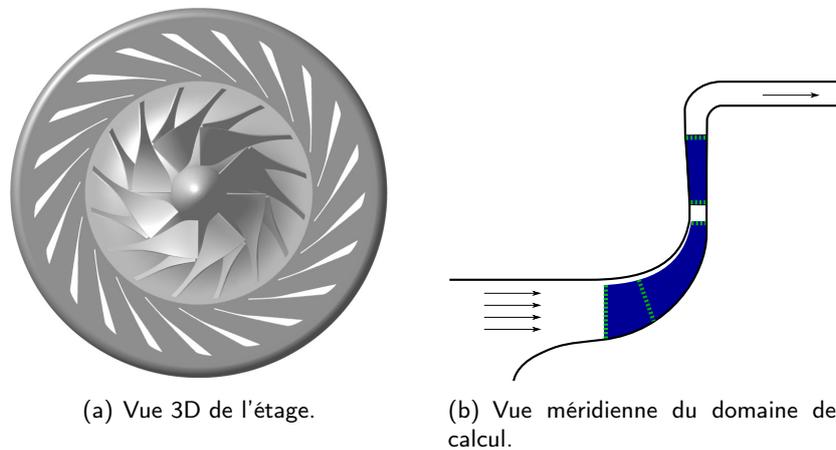


Figure 3.4: Étage étudié, dimensionné par Liebherr Aerospace ($\pi_c \approx 2,5$, $N \approx 40\,000$ rpm, $D \approx 150$ mm).

çages spatiotemporels dans la perspective d'étudier la courbe de fonctionnement sur sa partie instable : simulation stationnaire mono-canal (qui force une application stricte de l'équation 3.3) avec plan de mélange à l'interface rotor-stator, méthodes périodiques mono-canal de type chorochroniques, méthodes instationnaires sur la circonférence complète, avec maillages glissants (URANS 360).

Les résultats de simulations montre que l'approche stationnaire simple (RANS - Plan de

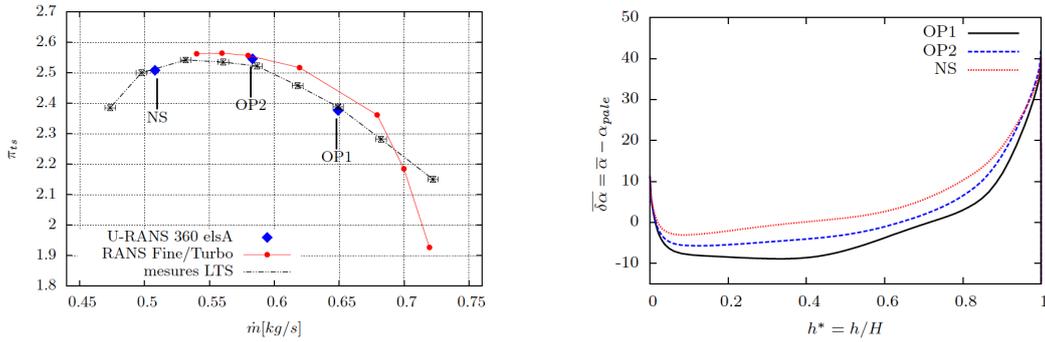
mélange) comparée à une approche instationnaire mono-canal (URANS - chorochronique) propose une vision locale satisfaisante de l'écoulement moyenné, sur une part substantielle de la ligne de fonctionnement (voir [Bousquet et al., 2012](#)). La représentativité devient plus discutable à proximité du maximum du taux de compression, en particulier dans l'espace lisse qui se trouve être l'élément le plus déstabilisant de l'étage. La suite des travaux démontre également les limites de l'approche mono-canal chorochronique, dont la périodicité spatio-temporelle imposée par le mouvement relatif du rotor et du stator filtre les phénomènes découplés de la fréquence de passage des pales. Les instationnarités libres de l'écoulement ne peuvent pas s'exprimer. C'est assez logiquement l'abandon du forçage temporel qui permet d'accéder à la partie positive de la ligne de fonctionnement, pour laquelle la richesse de la phénoménologie va être abordée. Pour cela une importante puissance de calcul est requise, telle que celle proposée dans les centres nationaux de calcul intensif; ces simulations ont été réalisées sur les calculateurs du CINES. La simulation URANS 360 n'est pas non plus sans restriction. Le coût de calcul contraint la durée de la simulation à quelques tours de roue. Cela n'est pas compatible avec les échelles de temps de développement d'instabilités modales. Une analyse du taux de croissance des perturbations permet cependant de faire un suivi du développement modal dans les premiers instants, mais dont on ne peut que pré-juger l'issue.

[Bousquet \(2015\)](#) démontre enfin qu'une simulation instationnaire mono-canal à plan de mélange peut être une alternative viable pour prédire le niveau de performance sur la partie instable de la courbe de fonctionnement. Cette méthode ne permet évidemment pas de simuler le décrochage tournant, puisque les phénomènes à longueur d'onde élevée (instabilité modale) et la propagation azimutale d'une perturbation à courte longueur d'onde ne sont pas envisageables. Elle autorise cependant l'expression des phénomènes instationnaires qui en sont l'origine, et offre des perspectives intéressantes dans l'identification des précurseurs.

La deuxième étape, une fois la méthodologie numérique définie, propose un diagnostic de l'évolution de l'écoulement, lorsque le débit est réduit à iso-vitesse de rotation. Cela consiste assez directement à diminuer le coefficient de débit ϕ de l'étage. La discussion du chapitre 1 permet d'envisager les conséquences « stationnaires » d'une telle action : la mise en sur-incidence progressive au bord d'attaque des pales, tant du rouet que du diffuseur, particulièrement marquée en tête de pale. Cette sur-incidence, dans un environnement de gradient de pression défavorable, provoque des décollements de couche limite. De plus, la structure jet-sillage induit une distorsion de l'écoulement selon la hauteur du canal en entrée de l'espace lisse, qui favorise l'apparition du décollement tournant dans les diffuseurs lisses (voir [Japikse & Baines, 1998](#)).

Cette évolution attendue pour l'écoulement est assez générique, et est effectivement observée sur l'étage (voir figure 3.5). Le détail en est présenté dans [Bousquet et al. \(2013\)](#). Au cours de cette évolution, le niveau de fluctuations dans l'écoulement augmente, tant dans le rotor (figure 3.6) que dans le stator (figure 3.7) au niveau du bord d'attaque. Cela sort du cadre de l'étude stationnaire générique, et fait appel à l'analyse spectrale.

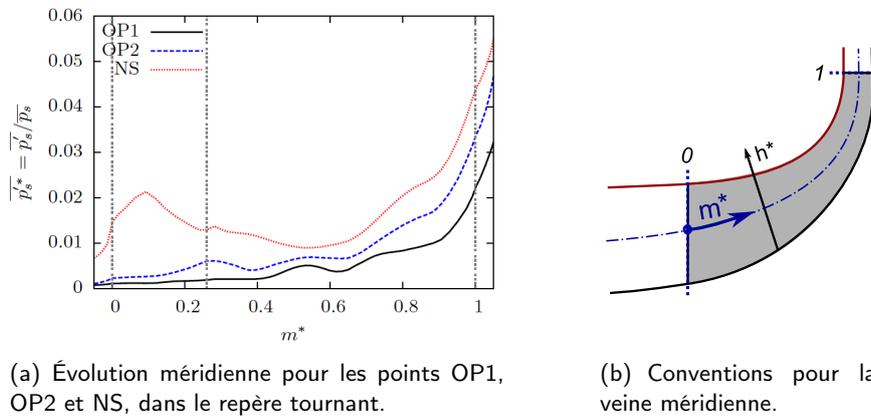
En entrée du rotor, l'analyse des fluctuations dans le repère tournant révèle l'apparition progressive d'un contenu spectral non corrélé avec les fréquences caractéristiques de l'interaction rotor-stator (voir figure 3.8). Ce signal marque le développement d'une instabilité intrinsèque à l'écoulement, de type Kelvin-Helmoltz (voir [Bousquet et al., 2015](#), illustré en figure 3.9). Elle prend naissance dans la couche de cisaillement produite à l'interface entre l'écoulement principal, dont la quantité de mouvement est importante, et la zone de décollement



(a) Performance globale, d'origine numérique et expérimentale.

(b) Angle d'incidence sur le rotor.

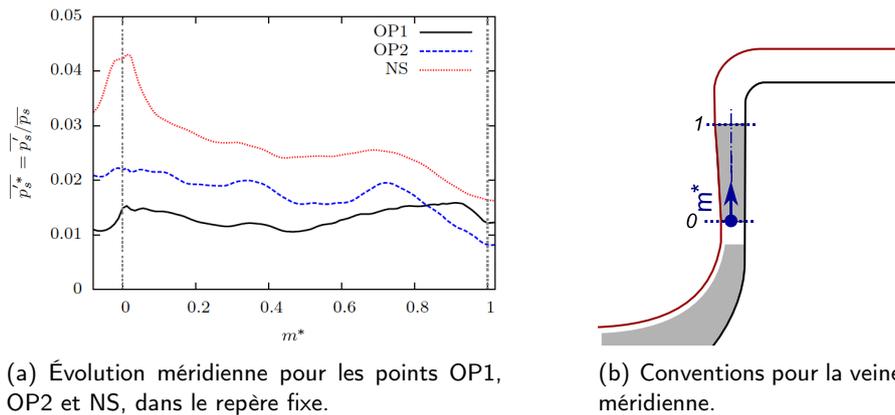
Figure 3.5: Évolution de l'étage le long de la ligne de fonctionnement de référence.



(a) Évolution méridienne pour les points OP1, OP2 et NS, dans le repère tournant.

(b) Conventions pour la veine méridienne.

Figure 3.6: Suivi du niveau de fluctuation (variance temporelle sur un tour de roue) au carter du rotor.



(a) Évolution méridienne pour les points OP1, OP2 et NS, dans le repère fixe.

(b) Conventions pour la veine méridienne.

Figure 3.7: Suivi du niveau de fluctuation (variance temporelle sur un tour de roue) au carter du diffuseur.

en tête de pale. Cette zone est alimentée en fluide à faible quantité de mouvement par la migration radiale d'une part, et par l'écoulement de jeu d'autre part. L'orientation de cette interface, ainsi que l'intensité du cisaillement produit, changent à mesure de la réduction de

débit. L'importance de cette interface est évoquée dans la littérature, d'autant qu'une signature en est observable via les méthodologies stationnaires. Son redressement vers la direction tangentielle, au point d'observer un alignement avec le front des bords d'attaque de la machine, constitue selon [Vo et al. \(2008\)](#) une des conditions d'apparition d'une perturbation de type spike pour les géométries axiales.

De fait, lorsque cette interface est suffisamment redressée, les tourbillons produits par l'insta-

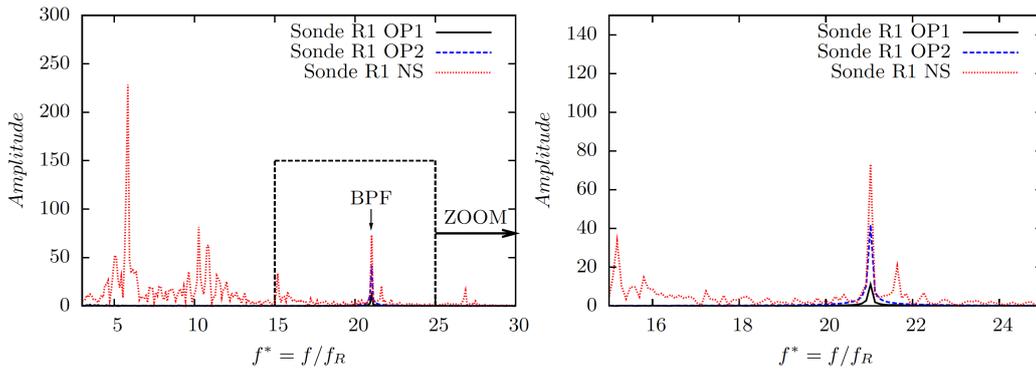


Figure 3.8: Analyse spectrale des fluctuations de pressions

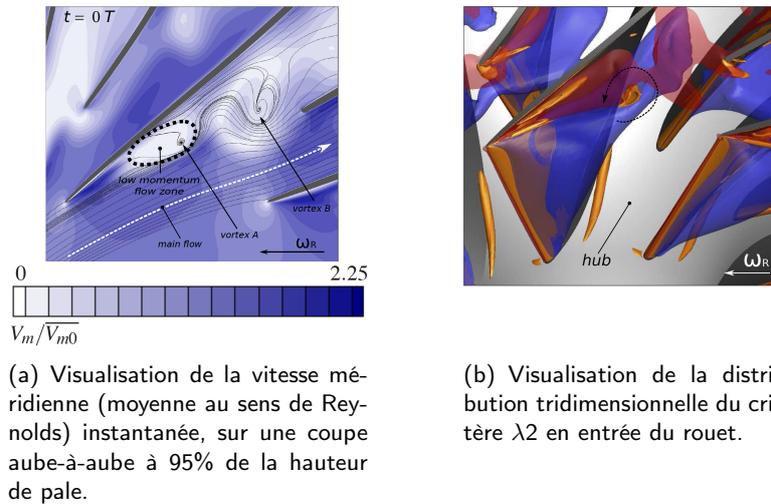


Figure 3.9: Visualisation de l'instabilité de type Kelvin-Helmoltz se développant sur la couche de cisaillement produite à l'interface de l'écoulement principal, et de l'écoulement de jeu. Point de fonctionnement NS.

bilité sont plus difficilement advectés et évacués dans les canaux. Ils participent à la croissance progressive de l'effet de blocage et des pertes, qui induit le changement de pente de la ligne de fonctionnement. Lorsque l'interface est alignée, ils produisent un motif modal dans le repère tournant, dont il est possible d'extraire une signature à partir d'une mesure de pression statique dans le repère fixe, comme montré dans [Bousquet et al. \(2015\)](#). Cela constitue un possible moyen de détection du redressement de l'interface, qui est reconnu comme précurseur fiable.

En entrée du diffuseur, la fluctuation reste accordée à la fréquence de passage des pales du rotor (figure 3.10). La sur-incidence en tête de pale produit une zone de décollement sur la face en dépression. Mais cette sur-incidence varie fortement au cours de la période caractéristique de passage de pale. Cela mène à l'enroulement, puis au détachement de la nappe tourbillonnaire, qui est ensuite advectée dans le canal. Ce détachement se fait en phase avec le passage des pales principales. Pourtant le rotor est équipé de pales intercalaires. Et on observe en effet, dans l'espace lisse, un transfert dans la distribution spectrale de la fluctuation de pression, depuis le pic marquant la trace des pales principales et intercalaires ($f^* = 16$) vers la seule périodicité des pales principales ($f^* = 8$), lors de la réduction de débit (OP1 vers NS). La distorsion de la périodicité du signal de pression en sortie du rotor est un indicateur de la proximité de la zone de pompage, mesuré et utilisé comme précurseur par Gallus & Hoenen (1986); Inoue et al. (1991); Dhingra et al. (2003). Ici, en plus de cette distorsion, on observe l'étalement fréquentiel caractéristique des instabilités tournantes, qui signe l'occurrence du lâcher tourbillonnaire.

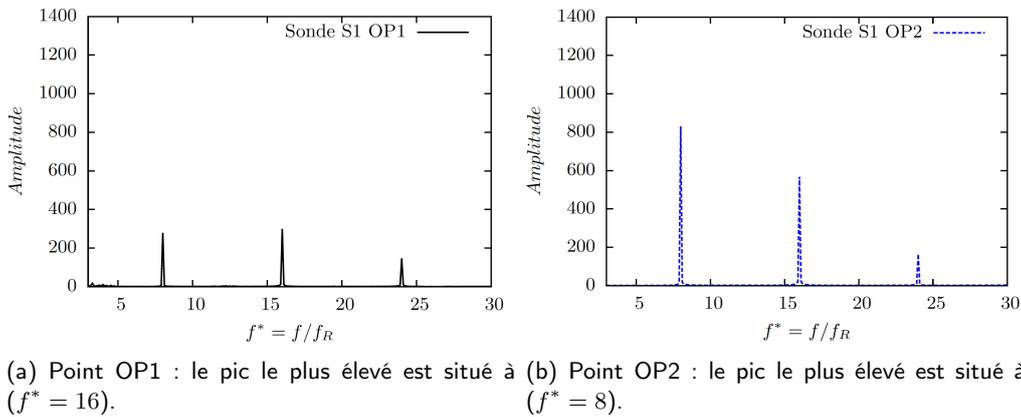


Figure 3.10: Analyse spectrale des fluctuations de pression dans l'espace lisse, pour les points OP1 et OP2.

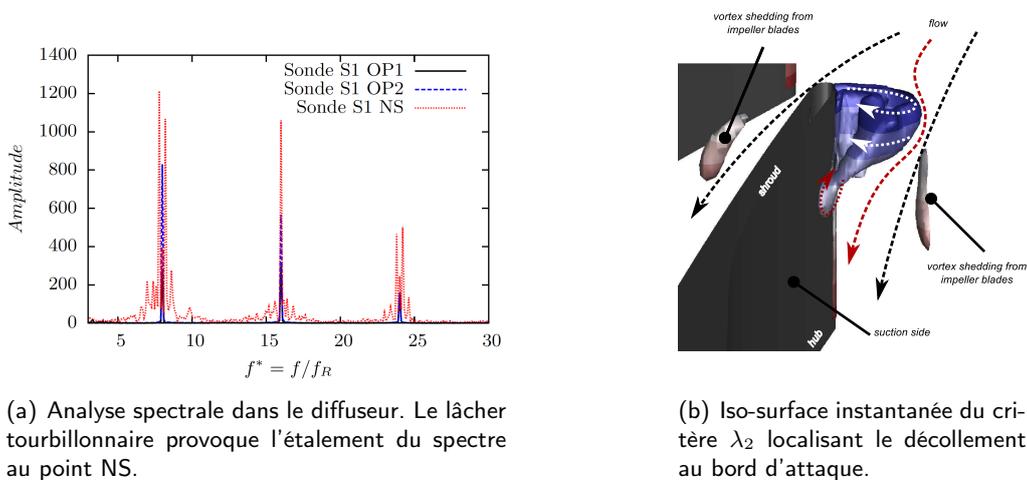
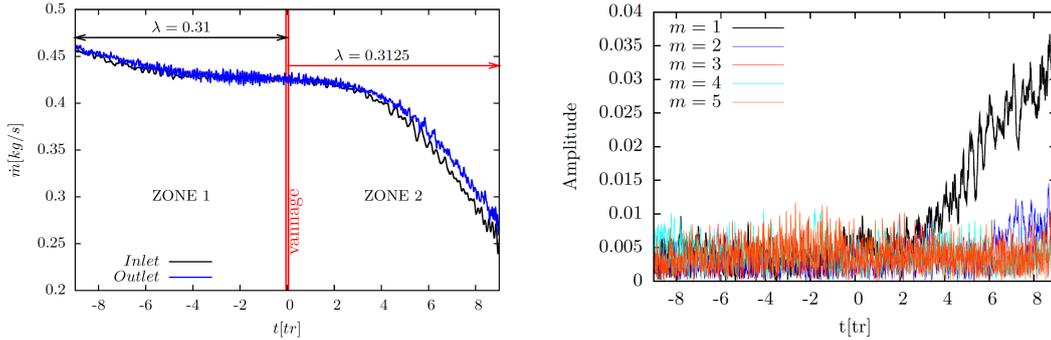


Figure 3.11: Étude de l'écoulement dans le diffuseur.

Dans la **troisième étape**, on force progressivement la réduction de débit jusqu'à la perte de stabilité statique, par action sur la condition de vanne en sortie du domaine de calcul. Si la perte de stabilité est effectivement restituée par la simulation, elle n'est pas le fait de décrochage tournant qui n'a pas été clairement établi sur ce compresseur, mais bien par le couplage avec la condition de vanne. Cela induit la chute de débit reportée en figure 3.12(a). D'autres conditions de vanne ont été testées, et permettent de maintenir, sans difficulté, la stabilité de l'écoulement. Il est d'ailleurs à noter que la condition de vannage des simulations



(a) Chute du débit instantané consécutive à l'action sur la vanne.

(b) Analyse du taux de croissance des cinq premiers modes.

Figure 3.12: Phase de perte de stabilité statique.

de compresseurs proche pompage est peu discutée dans la littérature, en particulier la pente de sa caractéristique. C'est pourtant le critère essentiel de perte de stabilité statique. Un forçage adéquat offre la possibilité d'accéder de manière artificielle à une grande plage de la partie instable de la caractéristique. Par contre, sans conscience claire de ce qui est imposé, l'interprétation du phénomène observé risque d'être erronée.

La phase de la réduction de débit imposée par la perte de stabilité permet tout de même deux remarques intéressantes :

- ▷ ce compresseur ne présente pas, pour la ligne de fonctionnement considérée, de dégénérescence clairement établie vers le décrochage tournant. Comme évoqué précédemment, la caractéristique des compresseurs centrifuges est réputée être continue, et progressive dans sa partie à pente positive. Une perturbation modale émerge dans l'espace lisse (figure 3.12b), mais son taux de croissance est lent comparé à la chute de débit imposée par la vanne. La seule progression remarquable est celle des instabilités tournantes qui gagnent en intensité, mais pas au point de donner naissance à une perturbation de type spike. Pourtant, la quasi-totalité des éléments évoqués dans Pullan et al. (2015) sont présents, et on peut noter une grande similitude entre ce qui est illustré dans l'article, et les figures 3.11 et 3.13. L'apparente immunité de l'entrée des rotors centrifuges à la perturbation de type spike mérite d'être examinée (voir chapitre 4).
- ▷ une interaction propre à la famille des compresseurs dits « subsoniques » est identifiée, illustrée sur la figure 3.13. La perturbation modale qui se développe dans l'espace lisse se propage en amont du rotor, et interagit avec l'instabilité tournante. Cette interaction perturbe la trajectoire des tourbillons qui sont alors capables de se propager d'un

canal à l'autre, voir de s'apparier. Ainsi, les signatures spectrales et modales de cette instabilité se décalent. Cette retro-propagation des modes instables n'est pas observée sur les compresseurs à taux élevé, puisqu'ils délivrent des vitesses supersoniques en sortie.

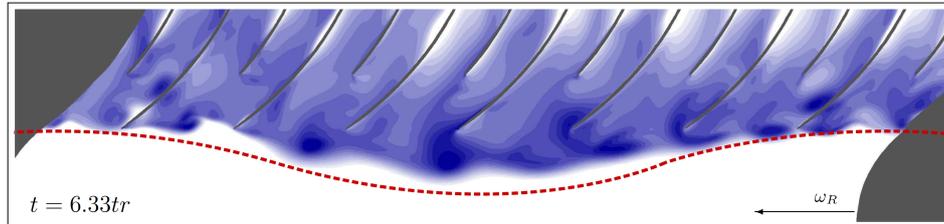


Figure 3.13: Visualisation de l'entropie à 95% de la hauteur de pale, à $t = 5$ tours.

La dernière étape, consiste en une synthèse des travaux pour établir des indicateurs utilisables par LTS, sur différents compresseurs de la gamme, et pour des vitesses de rotation qui diffèrent de la valeur de dimensionnement. Cette partie ne sera pas évoquée dans ce mémoire (voir Bousquet, 2014).

À l'issue de ces travaux de thèse, et de la période de post-doc qui a suivi, beaucoup de questions restent ouvertes. L'absence de données de validation est un frein majeur à l'utilisation de ces résultats. D'autre part, une généralisation est nécessaire. Un module expérimental est en cours de développement, autour d'un compresseur centrifuge similaire à celui que nous venons d'étudier. L'analyse détaillée de cette nouvelle géométrie devrait permettre de progresser sur ces deux limitations, et ouvrir des perspectives d'analyse qui seront évoquées dans le chapitre suivant.

3.3 Instationnarité forcée - Alimentation instationnaire des turbines radiales

Le sujet du comportement des turbines radiales soumises à des conditions d'alimentations instationnaires a émergé assez naturellement, dans la continuité des travaux menés sur les applications de suralimentation automobile. La première réflexion a été entreprise dans la perspective d'une prolongation de la collaboration avec Honeywell TurboTechnologies. L'interruption de cette collaboration a eu deux conséquences. La première concerne bien évidemment le ressourcement de cette activité, qui s'est éteint. Mais l'activité a pu se maintenir *a minima* grâce à des sources internes de financement, et la confiance bienveillante de l'axe de recherche et du département. La seconde conséquence est plus appréciable, puisque le désengagement du secteur industriel offre une certaine liberté quant à l'approche scientifique à mener.

Le revers de ce mode de fonctionnement est la tendance indéniable à replacer ce sujet « au bas de la pile », du fait des urgences, jalons de projets et de soumissions, évaluations de promotions d'élèves, refontes d'enseignement, etc, qui font le régime permanent d'un enseignant-chercheur. C'est par la proposition de sujets de fin d'étude dans le cadre de Master Recherche (M2R) que j'ai réussi à ne pas rompre le fil des études en lien avec cette question. Ainsi, la

survie de cette activité expérimentale est à mettre au crédit d'une succession d'étudiants en fin de cursus, de la grande qualité de l'équipe technique du département alors dispersée sur les deux sites historiques de l'ENSICA et de SUPAERO, et de la conviction que cette question mérite d'être examinée. La très grande qualité des étudiants qui se sont succédés a été déterminante. Jaime Garcia-Benitez, Jean-Luc Rippinger et Thomas Brichard ont opéré la mutation progressive du banc, pour l'amener à une configuration permettant le suivi d'un régime transitoire brutal. De personnalités bien différentes, ils ont tous pris le risque de s'engager sur ces travaux dont l'issue était (et reste) incertaine, et de les faire progresser avec engagement et compétence. En parallèle, une méthodologie numérique a été définie par Adria Argemi-Samso et Jorge Jimenez-Iglesias, avec le concours et l'expertise de Yannick Bousquet, pour réaliser des simulations numériques du régime transitoire et assurer un post-traitement adéquat. Et si la place de cette question a finalement assez peu évolué « dans la pile », que le banc est en jachère, que le rythme de production est insuffisant, et que l'étude manque probablement encore de maturité, il est encourageant de constater que des résultats intermédiaires sont bel et bien présents, et qu'ils nourrissent et renforcent mon intérêt envers ce sujet.

Problématique scientifique

Les cas d'application de turbines, radiales ou non, soumises à une variation temporelle des conditions d'alimentation sont nombreux. Cela se produit par exemple pour des cycles moteurs comprenant une combustion isochore (cycle de Humphrey, cycle Diesel, cycle Beau de Rochas, etc), dont l'augmentation d'entropie, à même quantité de chaleur échangée, est moindre comparée à une combustion isobare. Le rendement global de cycle s'en trouve amélioré. Dans l'aéronautique, des perspectives d'évolution vers des moteurs à détonations sont envisagées, afin d'accroître la performance globale (George et al., 2014). Mais ce sont bien les travaux réalisés pour l'application de suralimentation automobile qui sont les précurseurs de cette question (Wallace & Blair, 1965; Benson & Scrimshaw, 1965), et les principaux contributeurs. Cela pour deux raisons : la première, qui est également la mieux documentée, est que la turbine est positionnée à l'aval des pistons et souffre ainsi d'un régime périodique dit « pulsé », quel que soit le point de fonctionnement. La seconde, peut être moins détaillée sur le plan aérodynamique, est qu'un véhicule automobile ne fonctionne en régime stabilisé qu'en de rares occasions, et subit une succession de régimes transitoires pour lesquels il doit être réactif. Ce sont deux expressions d'une problématique scientifique commune, qui est avant tout associée à une analyse d'échelles de temps, et qui mène *in fine* à juger de la pertinence de l'approche quasi-statique déjà évoquée en partie 3.1.1.

On trouve dans Baines (2010) une synthèse détaillée de la littérature, couvrant près de deux décennies d'effort collectif pour comprendre la performance des turbines radiales en régime pulsé. Il est possible d'en résumer l'essentiel de la manière suivante. La séparation entre les phénomènes instationnaires à partir de leurs échelles de temps n'est pas aussi claire que les ordres de grandeurs le laissent penser. Pourtant la fréquence principale de passage des pales est élevée (≈ 10 kHz, du fait des faibles tailles rencontrées pour l'application automobile), comparée à la fréquence caractéristique du régime pulsé (≈ 100 Hz). Cette séparation d'échelle de 2 ordres de grandeurs semble légitimer l'approche quasi-statique. Mais le transport du pulse n'est pas uniquement advectif, et se fait également par propagation. Le temps caractéristique associé à cette propagation (par exemple sur le pourtour d'une volute) est bien plus proche du temps caractéristique de passage des pales, ce qui implique une possible interaction. Un consen-

sus général existe, qui tend à imputer à l'essentiel du comportement non quasi-stationnaire à la partie statique de l'étage : les remplissages/vidanges périodiques de ces volumes tampons induisent des déphasages (de l'ordre de grandeur du temps de transfert dans l'étage, évoqué en partie 3.1.1), le principal étant observé entre le taux de détente et le couple produit sur la turbine. Cela donne lieu à des caractéristiques de fonctionnement cycliques, lorsque tracées dans les diagrammes classiques. Cela produit également des rendements instantanés supérieurs à l'unité. Le rotor, quant-à-lui, semble présenter un comportement quasi-statique, et est modélisé comme tel.

Ce type d'approche du caractère instationnaire permet une modélisation « système » de la boucle de suralimentation, dont la représentativité a continuellement progressé au cours du temps (voir Galindo et al., 2014; Chiong et al., 2015; Cao & Xu, 2014, pour les versions les plus récentes). De même, la question du choix du point de dimensionnement progresse : plutôt que choisir le débit moyen en lissant les pulses, on privilégie le débit instantané le plus élevé de l'écoulement pulsé (Padzillah et al., 2014). Mais l'influence exacte du forçage instationnaire en entrée de l'étage reste une question ouverte, pour laquelle la discussion sur les échelles de temps appropriées est toujours d'actualité (Copeland et al., 2012). L'un des objectifs consiste à corriger, à l'aide de ces échelles de temps, les déphasages ayant cours dans l'étage, afin de séparer les phénomènes fondamentalement instationnaires de ceux qui peuvent faire l'objet d'une approche quasi-statique. Le nombre de Strouhal évoqué plus tôt dans ce chapitre (équation 3.4) est un indicateur classique ; son utilisation renforce l'hypothèse du caractère quasi-stationnaire du rotor soumis aux effets pulsés (Chen & Winterbone, 1990; Szymko et al., 2005). Mais une remise en question de sa pertinence émerge (Winterbone et al., 1991; Copeland et al., 2012) ; en particulier lorsque les variations temporelles sont brutales. Le nombre de Strouhal est alors jugé incomplet, en cela qu'il ne donne pas d'information sur la forme du forçage périodique (cf discussion en partie 3.1.1, et Copeland et al. 2012). D'autre part, il n'est pas possible de corriger les déphasages à partir de cette donnée. Cao et al. (2014) proposent une nouvelle échelle de temps qui est bâtie sur la composition du temps caractéristique de propagation, et de l'échelle de temps due à l'inertie de l'écoulement. Cette définition permet effectivement, pour le rotor, l'élimination du déphasage entre le taux de détente et le couple produit (post-traitement de simulations numériques). Cela tend à nouveau à confirmer la nature quasi-statique de cet élément. Mais là encore, lors d'une sollicitation brutale, l'approche quasi-stationnaire échoue. Cela démontre l'intérêt d'analyser ce type de forçage, en réponse duquel un réel comportement instationnaire est observé. Le critère Λ , proposé par Copeland et al. (2012), ou sa version locale $|\epsilon(t)| \beta_{local}(t)$ proposée par Cao et al. (2014), sont construits pour isoler les familles de sollicitations donnant lieu à un comportement instationnaire du rotor.

Et c'est bien ce comportement instationnaire qu'il est nécessaire d'étudier, puisqu'il reste à ce jour relativement méconnu. Plusieurs observations expérimentales tendent à suggérer qu'une activation du couple sur la turbine pourrait en être une conséquence. Par exemple, Gugau & Roclawski (2014) observent un comportement inattendu sur une boucle de suralimentation complète, à basse vitesse de rotation du moteur (i.e. lorsque les pulses sont particulièrement marqués). Aussi, l'un des résultats de Binder et al. (2013), qui va être évoqué dans la partie suivante, est la réactivité anormalement élevée, pour certaines configurations d'ouverture du distributeur de l'étage. Dans Cao et al. (2014), les auteurs envisagent l'influence non-linéaire de l'onde comme cause possible de ce type de comportement. Mais ces observations doivent

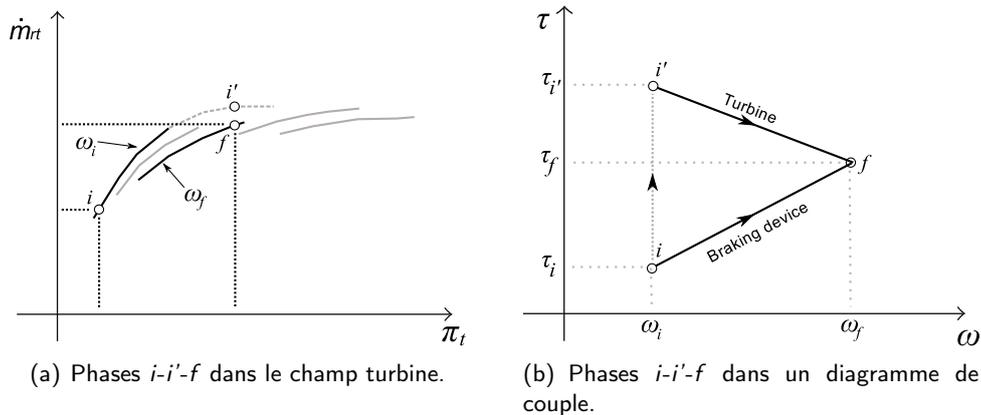


Figure 3.14: Décomposition de la phase transitoire en deux sous-phases. Extrait de Binder et al. (2013).

être confirmées, et analysées pour en comprendre l'origine.

Approche développée

À partir des mêmes géométries que celles utilisées pour l'étude stationnaire de l'influence du calage variable (rotor ≈ 50 mm, $N \approx 100\,000$ rpm), la première action a consisté à déterminer expérimentalement le lien qui existe entre le rendement et la réactivité d'un étage. Ce lien, jamais clairement établi dans la littérature, permet de juger la pratique courante du ré-usinage du moyeu entre les pales en entrée du rotor (scallop en anglais), qui réduit le moment d'inertie de l'ensemble tournant, au détriment de la performance aérodynamique. Or le rendement n'est à priori pas étranger à ce mécanisme, puisque son niveau fixe le couple appliqué du côté de la turbine lorsque le taux de détente est imposé. Afin de s'extraire de tout contexte attendant à la boucle de suralimentation, on étudie la réponse du turbocompresseur isolé à une perturbation académique classique, sous la forme d'un échelon le plus sévère possible. Cette étude est décrite dans Binder et al. (2013); je n'en rapporte ici que les éléments qui participent à la démarche d'ensemble.

Une modélisation du temps de réponse permet de cerner les influences attendues. Il est nécessaire pour cela de décomposer la phase transitoire (depuis l'état initial stabilisé « i » vers un état final stabilisé « f ») en deux sous-phases, tel que présenté sur la figure 3.14(a). L'état intermédiaire « i' » sépare la sous-phase $[i - i']$ pendant laquelle on suppose une variation instantanée du taux de détente et du débit masse à iso-vitesse de rotation, de la sous-phase $[i' - f]$ au cours de laquelle l'ensemble tournant accélère jusqu'à attendre un nouvel équilibre de couple (voir figure 3.14b). C'est au cours de la première phase que le caractère instationnaire est susceptible de s'exprimer; la seconde peut être considérée comme quasi-statique.

La forme du modèle démontre bien l'influence du moment d'inertie sur le temps de réponse, mais également celles du rendement et du débit masse final de la phase transitoire.

Les prédictions du modèles sont comparées aux résultats expérimentaux obtenus sur le banc PTM, en particulier la mesure instantanée de la vitesse de rotation. Plusieurs configurations pour la géométrie du stator sont prévues, pour tester le plus indépendamment

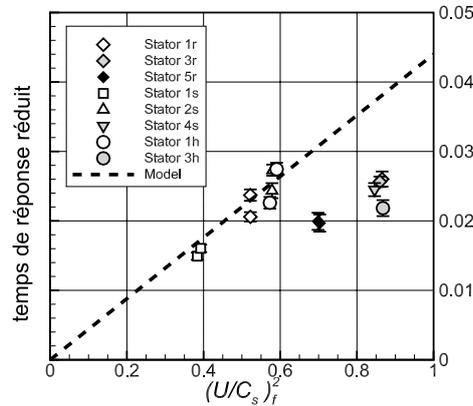


Figure 3.15: Comparaison entre les prédictions théoriques du temps de réponse, et les mesures effectuées sur les différentes configurations de stator (1 : distributeur fermé (blanc) ; 3 : ouverture nominale (gris) ; 5 : distributeur ouvert (noir) ; r : hauteur de pale de référence ; s : hauteur de pale faible ; h : hauteur de pale élevée). Le temps de réponse adimensionné est tracé en fonction du carré de la vitesse de rotation réduite, en fin de transitoire. Extrait de Binder et al. (2013).

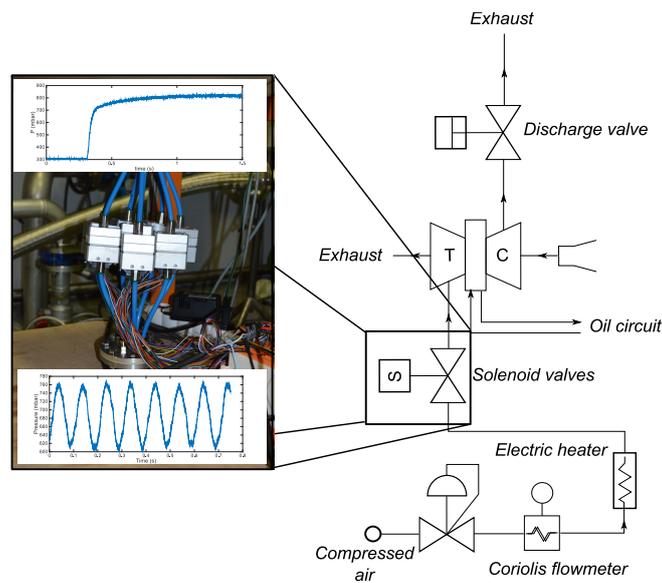
possible l'influence du débit masse, et du rendement de l'étage. Les résultats démontrent une bonne représentativité du modèle (dispersion d'environ 10%) lorsque la géométrie du stator est en configuration fermée (voir figure 3.15). Lorsque l'ouverture du distributeur devient plus importante, un écart se creuse. Ce qui paraît surprenant, c'est que l'étage soit plus réactif que la prédiction, et ce de manière très significative.

Les différentes hypothèses du modèle ont été testées, la plus sensible étant l'estimation du couple produit par la turbine au point i' . Selon l'approche quasi-statique, ce couple doit être estimé à partir du champ turbine. Or le point stationnaire équivalent au point i' requiert un freinage important, qui est hors des capacités d'exploration du banc. Des simulations numériques⁶ permettent alors la prédiction de ce couple, et démontrent qu'il n'est pas suffisamment important pour expliquer une telle réactivité. Plus l'ouverture est importante, et plus cette sur-réactivité est observée. On suspecte donc que le couple produit par la turbine en i' bénéficie d'un phénomène non quasi-statique, que l'on cherche à identifier.

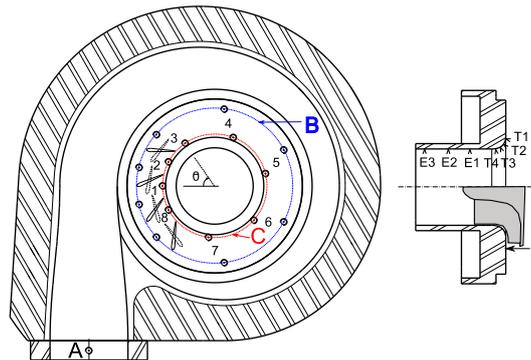
Cette dernière remarque constitue la conclusion de Binder et al. (2013). La poursuite de ces travaux n'a pas encore fait l'objet de publication. Je suis donc contraint d'être un peu moins synthétique sur les questions de méthodologies.

L'identification directe par la mesure du couple instantanée sur la turbine pendant la phase transitoire serait la méthode adéquate pour cerner le phénomène. Mais un tel dispositif expérimental s'avère difficile à concevoir, et coûteux pour cette étude dont le financement est porté par des ressources internes. Une approche intermédiaire consiste à exploiter la complémentarité des simulations numériques et de l'expérimentation. La partie expérimentale consiste essentiellement à faire évoluer le système de contrôle instationnaire des conditions en entrée, et à réaliser une instrumentation de l'étage avec des capteurs de pression à large bande passante.

6. Calculs réalisés sous FineTurbo. Méthode RANS avec plan de mélange, modèle de turbulence : Spalart-Allmaras, avec $Y^+ < 5$.



(a) Architecture du banc PTM. L'instationnarité d'alimentation est contrôlée à partir d'électrovannes de petite dimension.



(b) Position des capteurs de pression - A : entrée volute - B : entrée stator (1 mm en amont des bords d'attaque en position ouverte) - C : sortie stator (1 mm en aval des bords de fuite en position ouverte) - T : turning - E : sortie.

Figure 3.16: Schéma de la configuration expérimentale.

Une volute prototype est conçue et réalisée en interne, qui permet le montage affleurant de capteurs Kulite de type XT-140M, aux positions référencées sur la figure 3.16(b). Les capteurs sont conditionnés par un ensemble développé en interne, sur la base d'amplis Texas Instruments INA128 (coupeure à -3dB @ 200 kHz pour un gain de 100). Trois cartes NI PCI-6133 (8 differential Analog Input 14 bits, simult. measurement@2.5 Mech/s/channel) sont chaînées par un bus NI-RTSI, permettant ainsi l'acquisition simultanée de 24 signaux.

Un ensemble d'électrovannes rapides (temps de réponse $\approx 5\text{ ms}$) est positionné en amont de l'entrée turbine (voir figure ??a). Cette solution présente l'avantage d'une grande souplesse dans la définition des conditions d'alimentation : le débit moyen, l'intensité de la fluctuation, et la forme du motif peuvent tous être choisis de manière indépendante, ce qui n'est pas le cas

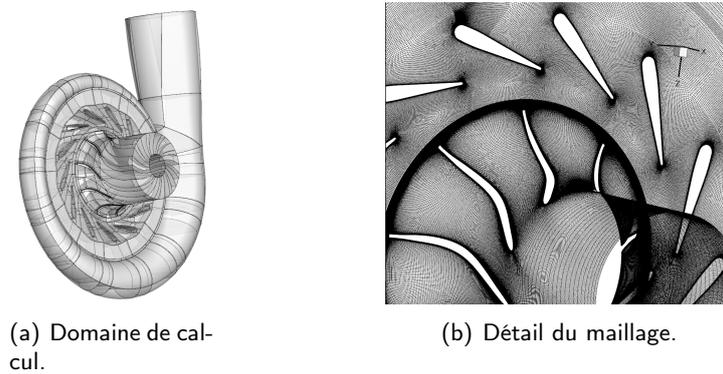


Figure 3.17: Modèle numérique de l'étage de turbine radiale.

pour les systèmes classiquement rencontrés dans la littérature (disques percés, etc). Mais la réactivité des électrovannes s'avère décevante, puisqu'elles ne permettent pas de dépasser 40 Hz pour une alimentation périodique. Une évolution de ce système est en cours de développement.

Conjointement à ce travail expérimental, des simulations numériques de type URANS sont déployées sur l'ensemble volute/stator/rotor (figure 3.17). Ces calculs sont réalisés par le solveur esLA de l'ONERA⁷, sur toute la circonférence (simulation de U-RANS 360°). Le maillage compte environ $60 \cdot 10^6$ mailles, avec un critère $Y^+ < 1$ pour l'utilisation du modèle Bas Reynolds de Spalart-Allmaras.

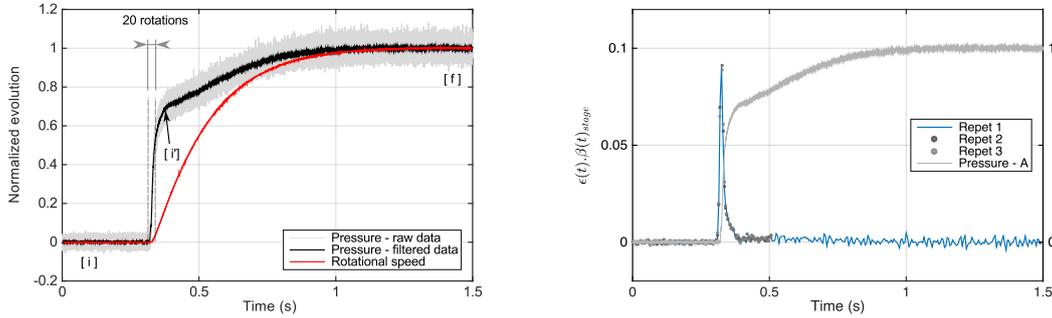
Le premier résultat à retenir est la validation de l'hypothèse qui envisage la décomposition d'un transitoire complet en deux sous-phases (figure 3.18a). Le signal brut de pression est filtré à l'aide d'une moyenne glissante dont la fenêtre est adaptée en continu pour couvrir exactement un tour de roue. Ce signal est ensuite différencié pour obtenir une grandeur équivalente au paramètre $|\epsilon(t)|\beta(t)$ suggéré dans Cao et al. (2014) :

$$\epsilon(t)\beta(t)_{stage} = \frac{\Delta P}{P_{[i],inlet}} \cdot \frac{t_{f,stage}}{\Delta t}, \quad (3.6)$$

où $t_{f,stage}$ est le temps caractéristique de transfert d'une particule dans l'étage. On autorise dans notre formulation les valeurs négatives. Le paramètre perd son caractère local puisqu'il est défini sur l'ensemble de l'étage; la limite de 0,07 envisagée par (Cao et al., 2014) pour différencier les situations quasi-stationnaires n'est donc plus applicable. Quoiqu'il en soit, les deux phases $[i-i']$ et $[i'-f]$ se démarquent clairement (figure 3.18b). La première, très brève, correspond au passage du front. La seconde, bien plus lente, correspond à l'adaptation progressive du niveau de pression à la variation de vitesse de rotation.

Une deuxième analyse se concentre sur l'atténuation du front de pression qui survient dans les différentes parties de l'étage. Il est possible de quantifier cette atténuation en comparant la forme du front en entrée (plan A) à celle que l'on mesure à l'emplacement considéré (plan B ou C). Le facteur de forme que je propose est la valeur maximale de $\epsilon(t)\beta(t)_{stage}$ au

7. Solveur compressible, avec discrétisation spatiale suivant un schéma centré d'ordre 2, et discrétisation temporelle d'ordre 2 (schéma de Gear) suivant une méthode d'intégration multi-pas, avec une formulation implicite de type Euler rétrograde pour la boucle interne.



(a) Évolution temporelle de la pression (avec et sans le filtrage adaptatif) et de la vitesse de rotation. L'état initial (i), final (f) et intermédiaire (i') sont également représentés.

(b) Dérivée du signal temporel de pression moyenné pour trois répétitions de l'essai. Le signal non dérivé est également rappelé.

Figure 3.18: Front de pression typique, enregistré en position A (cf figure 3.16b), pour le stator 3 (ouverture nominale).

cours du transitoire (voir figure 3.19a). Ainsi, le profil azimuthal d'atténuation est disponible pour le distributeur d'ouverture nominale (figure 3.19b), les configurations les plus fermées (figure 3.20a), et les configurations les plus ouvertes (figure 3.20b). Plus le distributeur est fermé, plus l'atténuation qu'il provoque à son passage est sévère (entre plans B et C). Par contre, le profil d'atténuation présente une grande homogénéité azimuthale. En revanche le distributeur ouvert n'impose pas d'atténuation propre, mais induit dans la volute un profil azimuthal d'atténuation hétérogène. Ceci est probablement dû à la grande perméabilité des distributeurs ouverts. Finalement, si la nature quasi-statique du fonctionnement est effectivement soumise à un seuil critique de $\epsilon(t)\beta(t)_{stage}$ en entrée du rotor, on observe qu'un distributeur fermé la préserve, puisqu'elle atténue fortement le front de pression. C'est la configuration ouverte qui transmet les fronts intenses, même si elle n'en assure pas une distribution homogène sur l'azimut. Ces deux résultats donnent une première explication de la différence de réactivité observée au niveau global sur la figure 3.15 et précédemment discutée.

Les résultats expérimentaux servent également de base de validation pour les simulations numériques. Une première simulation instationnaire est réalisée pour des conditions d'alimentation stabilisées, correspondant au point de fonctionnement initial i . En particulier, les conditions totales en entrée sont imposées, et le taux de détente de l'étage fixé à la valeur expérimentale. Cette simulation est comparée aux résultats expérimentaux sur la base des grandeurs globales (débit masse exp. : 58.5 ± 1 g/s; débit masse CFD : 55 g/s), et des mesures de pressions instationnaires qui ont été réalisées. Pour cela, on opère une moyenne sur la surface de maillage équivalente à l'élément sensible des capteurs Kulite. L'évolution temporelle de cette moyenne est comparée au signal des capteurs, moyenné en phase sur plusieurs tours de roue (figure 3.3a). Cette validation est imparfaite, mais satisfaisante pour une première approche. La même niveau de validation est obtenu au point de fonctionnement final. A partir du point de fonctionnement initial, les conditions aux limites de pression totale en entrée du calcul sont brutalement modifiées, et fixées au niveau final. Cela constitue une phase transitoire bien plus brève que ce qui est atteignable sur banc d'essai. Deux raisons justifient pourtant cette différence. La première est pragmatique, et vise à réduire le temps de simulation, donc le

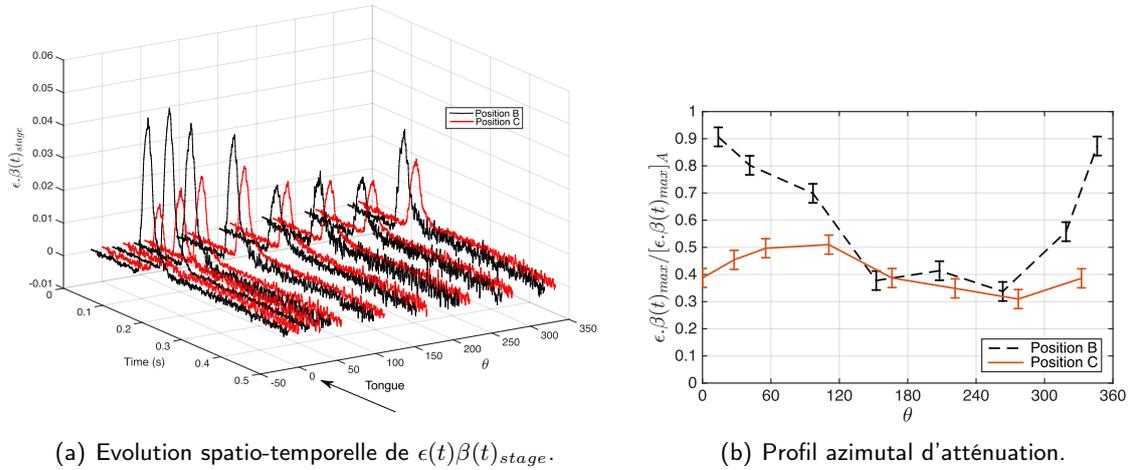


Figure 3.19: Étude de l'atténuation pour le stator 3 (ouverture nominale) aux plans de mesure B & C (cf figure 3.16b).

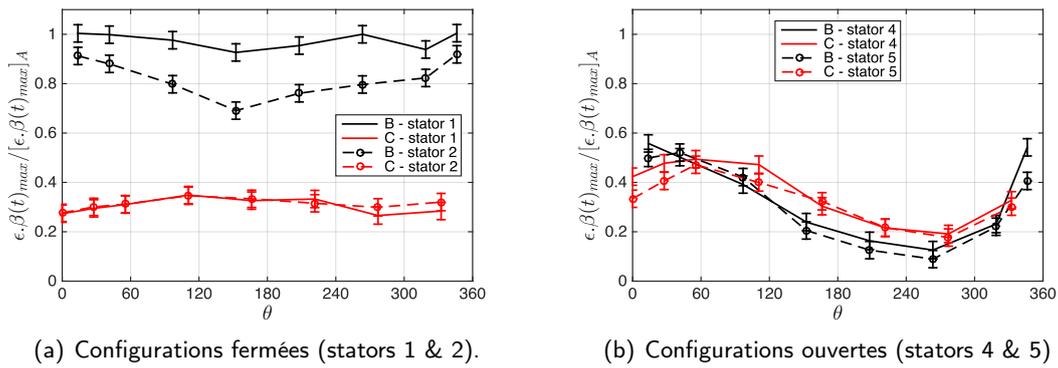


Figure 3.20: Profil azimuthal d'atténuation aux plans B & C, relative au plan A

coût de calcul. La seconde est exploratoire : puisque l'on cherche à quantifier un phénomène non quasi-statique, cette sévérité donne les conditions les plus propices. Ainsi, il n'est pas possible d'assurer une validation stricte de ces simulations transitoires, qui ne constituent que la première approche numérique du phénomène.

On peut toutefois comparer des éléments caractéristiques de la propagation du front de pression dans l'étage. D'une part, on vérifie que l'ordre des positions de capteurs impactées par le front est respecté (non présenté ici). D'autre part, on compare le profil d'atténuation en entrée du rotor (figure 3.3b), pour lequel on observe une tendance commune, et une plage de variation comparable ; mais également des écarts significatifs.

Même si la validation est qualitative et imparfaite, l'évolution du couple instantanée (obtenue par l'intégration des efforts sur la surface de la turbine à chaque pas de temps) reste intéressante à extraire de la simulation. Cette extraction est reportée sur la figure 3.3. Un sur-couple instantané, hors de portée de l'approche quasi-stationnaire, est bien généré lors du

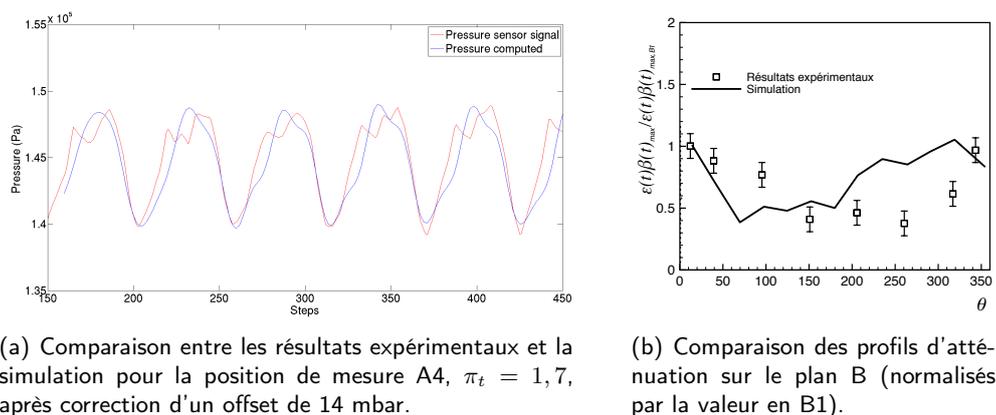


Figure 3.21: Éléments de validation des simulations numériques, pour l'ouverture nominale (stator 3).

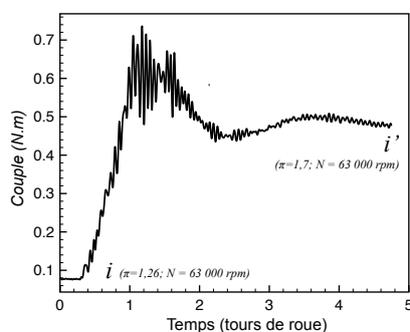


Figure 3.22: Extraction du couple produit par l'écoulement sur la turbine, sur la phase $[i-i']$.

passage du front. Ce résultat préliminaire doit être consolidé, et généralisé aux autres configurations d'ouvertures, afin de vérifier les influences suspectées (le profil d'atténuation imposé par le stator, mais également la vitesse du rotor relativement à la propagation du front). Mais ces conclusions intermédiaires sont encourageantes pour la poursuite de ces travaux. Elles renforcent également la certitude qu'une alternative à la pratique courante d'atténuation des instationnalités en entrée des turbines est possible. L'équation 3.1, mentionnée dans la partie 3.1.1 montre effectivement à quel point les écoulements de nature instationnaire sont adaptés aux échanges d'énergie. Il doit être possible d'en tirer bénéfice.

C'est sur cette note optimiste que la revue des travaux réalisés s'achève. Le dernier chapitre de ce mémoire en développe les perspectives, sous la forme d'un projet scientifique.

Chapitre 4

Projet Scientifique et Perspectives

Sommaire

4.1	Lien Formation-Recherche	73
4.1.1	Rédaction des supports/sujets d'exercices	73
4.1.2	Cours magistraux	74
4.1.3	Méthodes d'évaluation	74
4.1.4	Projets	75
4.1.5	Perspectives	75
4.2	Quelques perspectives du secteur aéronautique	76
4.2.1	Intégration des systèmes propulsifs sur la cellule avion	76
4.2.2	La propulsion distribuée	77
4.2.3	Les nouvelles architectures motrices	77
4.3	Projet de recherche - Approfondissement des différentes formes de fonctionnement Hors-adaptation	79
4.3.1	L'équipe TMP	79
4.3.2	Hors-adaptation opérationnel	80
4.3.3	Hors-adaptation géométrique	87
4.3.4	Hors-adaptation fonctionnel	88
4.4	Insertion dans la dynamique du département	91
4.4.1	Approche système	91
4.4.2	Approche multi-physique	93

Cette dernière partie du mémoire ambitionne de mettre en cohérence les travaux en cours et une stratégie à long terme adressant des objectifs plus amont. Cet exercice important dans la vie d'un chercheur offre aussi l'opportunité de faire un bilan sur l'action menée et la méthode déployée, nécessairement marquée par l'identité et la personnalité du chercheur. Il est important je crois d'en rappeler quelques éléments factuels, en commençant par les conditions initiales de mon parcours. Mon entrée dans l'univers des turbomachines s'est faite de manière assez fortuite, à l'occasion d'un entretien d'arrivée (en tant qu'étudiant de DEA) avec Jean Bernard Cazalbou. Il était alors l'adjoint de Patrick Chassaing, chef du Département de Mécanique des Fluides de l'ENSICA. À l'issue d'un parcours universitaire de physique générale, et souhaitant approfondir la dynamique des fluides, ma seule requête au cours de cet entretien était de pouvoir conduire des travaux de nature expérimentale au sein du département, sur les conseils des Pr Lachaise et Pr Monge alors en poste à l'Université de Pau et des Pays de

l'Adour. Mon injection dans l'orbite naissante de la recherche en turbomachines à l'ENSICA s'est faite ainsi. Je me suis donc positionné comme (premier) satellite de Xavier Carbonneau qui en était l'attracteur, et le principal artisan. Cette position s'est avérée confortable à plus d'un titre. D'une part, cela m'a donné l'occasion (rare) d'observer et de contribuer au montage ambitieux d'une activité de recherche, tel qu'il est décrit dans [Carbonneau \(2013\)](#). D'autre part j'ai bénéficié d'une grande liberté, protégé par Xavier d'un grand nombre de tâches qui font une part substantielle du quotidien d'un chercheur, mais qui contribuent de manière moins directe à la production des résultats. Il est, dans ces conditions, indéniablement plus aisé de se focaliser sur les sillons scientifiques, alors que la croissance d'une activité en germe en réclame bien d'autres...

Les partenariats avec le secteur industriel ont été structurants pour la montée en puissance de l'activité. L'éventail de problématiques traitées s'est avéré large. Nous avons alors identifié le risque important de disperser nos efforts et nos compétences. Mais je crois aujourd'hui que cette diversité nous a permis de construire une identité scientifique, en nous incitant à prendre du recul vis-à-vis des différentes situations d'application pour en apprécier les similarités. J'ai ainsi peu à peu évolué vers un mode de fonctionnement me permettant de travailler à la charnière entre les études contractuelles, et les questions plus fondamentales. Les deux points essentiels de ma démarche ont été : (i) la recherche systématique d'un modèle simplifié permettant d'expliquer le premier ordre des phénomènes étudiés, et (ii) la mise à profit de temps morts des bancs d'essais pour répondre à des questions que l'on pourrait rétrospectivement qualifier de naïves ou de pure curiosité. Lorsque l'approche s'est avérée concluante, le partenaire associé en a systématiquement bénéficié. Lorsqu'elle fut stérile, cela n'a pas eu de conséquences pour le projet, mais a participé à la prise de recul sur le sujet. Ces respirations naïves et curieuses me sont devenues essentielles avec le temps.

C'est en adoptant ce mode de fonctionnement pour des questions en apparence très différentes (turbines radiales à géométrie variable, ventilateur en auto-rotation, etc.) que j'ai peu à peu mesuré l'intérêt de décloisonner les situations. Notre communauté scientifique et industrielle tend à scinder les problématiques, séparant les compresseurs, les turbines, les géométries axiales ou radiales, l'activité expérimentale ou numérique, les rotors carénés ou non,... C'est particulièrement marqué lors de congrès d'envergure, comme le TurboExpo. Je concède volontiers qu'un tel découpage est utile pour traiter les problèmes spécifiques de chaque architecture, et qu'il a permis d'atteindre des rendements spectaculaires dans les composants d'un turbofan moderne. Mais il me semble aussi que formuler les problèmes au niveau de la turbomachine au sens large, éprouver des modèles comportementaux sur différentes architectures,..., est un moyen d'avancer dans la compréhension générique de nos écoulements, et de mutualiser les efforts¹.

C'est dans cet esprit que mes perspectives vont être développées. Il subsiste une grande diversité dans la nature des études que je réalise, et je compte la mettre à profit. Il y a donc deux niveaux de progression attendus. Un premier niveau qui adresse la question directement

1. Un exemple : le papier de [Cao et al. \(2014\)](#) qui propose une correction pertinente du déphasage en écoulement pulsés mentionne l'intervention de Nick Cumpsty dont les travaux dans les années 1980/1990 sur les compresseurs ne sont plus à présenter, et font intervenir des constructions d'échelles de temps assez similaires à ce qui est proposé dans l'article. Or cette question de l'échelle de temps est en débat dans la littérature des turbines radiales depuis un certain nombre d'années...

posée, et un second qui cherche à extraire des éléments génériques, transposables à d'autres situations. Mais avant d'en détailler le contenu je souhaite revenir sur mon expérience d'enseignement et ma pratique du lien formation-recherche. Cette articulation est fondamentale pour nos métiers et offre une lecture différente de l'évolution d'un enseignant-chercheur. C'est l'objet de la première partie de ce chapitre. En deuxième partie, à l'interface entre l'activité d'enseignement et de recherche, je propose de revenir sur quelques tendances du secteur industriel aéronautique, qui concernent tant les élèves en cours de formation que nos équipes de recherche. Enfin, je détaille mon projet et son insertion dans la dynamique du département dans les deux dernières parties.

4.1 Lien Formation-Recherche

Le Lien formation-recherche est un héritage du modèle universitaire « humboldtien » (l'adjectif persiste même si l'influence réelle de la pensée de Wilhelm von Humboldt sur l'évolution de ce courant universitaire est fréquemment remise en cause, par exemple dans [Ash 2006](#)), très largement revendiqué dans les institutions d'enseignement supérieur au niveau mondial. Pour l'ISAE-SUPAERO, qui est un institut dans la tradition des Grandes Écoles françaises (dont la génétique initiale diffère de la vision humboldtienne), on mesure les bénéfices pour la formation des élèves, en particulier les aspects suivants :

1. la formation de futurs chercheurs ($\sim 15\%$ d'une promotion) ;
2. la sensibilisation à la méthode et au questionnement appliqués dans la recherche ;
3. l'apprentissage du dialogue avec le monde de la recherche ;
4. la confrontation des élèves à des problèmes non résolus.

Cette volonté de l'enseignement par la recherche se concrétise dans le quotidien des enseignants-chercheurs, au moment du face-à-face pédagogique. Mais elle mène également à des pratiques et/ou expérimentations ponctuelles, qui reposent plus explicitement sur le lien formation-recherche. Je propose donc au lecteur quelques éléments d'illustration, en lien avec les tâches récurrentes qui ont jalonné mon expérience d'enseignement (le détail disciplinaire en est proposé en annexe).

4.1.1 Rédaction des supports/sujets d'exercices

Plusieurs formats de séances de travaux encadrés existent en école d'ingénieur. Les Petites Classes, Travaux Dirigés, Bureaux d'Étude et Travaux Pratiques sont autant d'occasions de scinder les promotions, et suivre les élèves en effectifs restreints (~ 20 élèves). Ces séances s'appuient sur un sujet rédigé, qu'il est possible d'articuler autour des points 2 et 4 précédemment cités. En complément de ces deux points, il faut évoquer ici l'évolution récente du métier d'enseignant, induite par la mise à disposition des connaissances à toute personne « connectée » ([Serres, 2012](#)). L'enseignant devient alors un guide, qui propose un tri et une hiérarchie de la connaissance. Le chercheur est confronté aux mêmes difficultés, par la dilution des travaux dans un grand nombre de publications. Il est alors fondamental de confronter les élèves à cette surabondance d'information. Leur montrer comment le questionnement évoqué au point 2 et l'esprit critique permettent de la filtrer.

Ainsi, quand je construis une séance de cours en petite classe ou un sujet de travaux dirigés, l'information pertinente est volontairement noyée dans une quantité importante de données intéressantes, mais pas directement pertinente pour la résolution de l'exercice. On proposera un tableau plutôt qu'une valeur, un faisceau de courbes plutôt qu'une évolution unique, etc.

A contrario, l'enchaînement des questions est réduit à son strict minimum, et si possible condensé en une question unique qui adresse la finalité de l'exercice. Cela permet (i) de donner aux étudiants la sensation qu'ils travaillent sur un problème concret dont la solution n'est pas établie, (ii) de les inciter à mettre la démarche de résolution au même niveau que la justesse du résultat, (iii) de ne jamais perdre l'objectif de la séance et (iv) de pré-positionner l'encadrant dans son rôle de guide. Par exemple, pour les Travaux Pratiques, on demande simplement d'illustrer expérimentalement une notion présentée en cours. L'adoption d'une stratégie et la mise en place du protocole expérimental sont de la responsabilité des étudiants. L'esprit de contradiction qui les anime bien souvent devient alors moteur.

4.1.2 Cours magistraux

La préparation d'un cours magistral, et des supports de cours associés, est un exemple de bénéfice du lien formation-recherche au profit de la recherche. Cet exercice impose une grande prise de recul, un effort d'illustration, de formalisation et de synthèse qui s'accompagnent mécaniquement d'une progression du chercheur dans la discipline enseignée. Par contre, l'efficacité pédagogique des cours magistraux dispensés en amphithéâtre est très largement remise en cause (voir par exemple [Freeman et al., 2014](#)). Cette discussion est fortement empreinte de la notion du « coût » de l'enseignement, qui est minimal lorsqu'un seul professeur est face à une promotion entière, au détriment de l'efficacité pédagogique. Mais même en scindant la promotion, l'attitude active des élèves est loin d'être acquise. C'est à l'occasion d'un cours électif que j'ai testé un format différent pour le cours magistral. Il s'agit de reproduire un débat de spécialistes, inspiré de ceux qui se tiennent en conférence. Ainsi, deux professeurs entament une discussion sur plusieurs séances, à laquelle les élèves prennent progressivement part. Tous les points du cours sont balayés, mais à la faveur de la discussion, et plus selon une structuration déductive. Ce format fonctionne, et est toujours en application pour ce cours. Il reste cependant un format cher, puisqu'il implique plusieurs enseignants par groupe d'élèves.

4.1.3 Méthodes d'évaluation

Concernant les évaluations écrites, les propriétés d'un sujet d'examen restent assez proches de ce qui a été décrit précédemment : surabondance d'information, et mise en contexte des objectifs. La seule différence est un détail un peu plus fourni de la démarche au travers de questions intermédiaires. L'évaluation orale se prête plus volontiers aux expérimentations. Beaucoup de modules électifs sont évalués au travers de la réalisation de projets, dont les élèves proposent une restitution. Plusieurs formats ont été envisagés, très fortement inspirés des pratiques d'échanges scientifiques, comme le format d'une conférence : tous les élèves du module assistent à toutes les présentations. C'est aux élèves de l'assistance de poser les questions, complétées par celles des évaluateurs si besoin. L'évaluation tient compte de la qualité des présentations et de celle des questions posées aux camarades. Un autre format renforce la notion de coopération entre différentes équipes. Une question est proposée aux élèves, dont le traitement requiert une répartition des tâches entre les différents groupes. La

restitution du travail doit impérativement refléter d'une part la contribution individuelle de chaque groupe, et d'autre part les conclusions issues de l'effort collectif. Un dernier format d'évaluation orale est envisagé dans le cadre de notions plus académiques. Les élèves sont répartis en groupe de 4, et se voient affecter un article de la littérature à travailler en amont. Cet article sert de base à une discussion avec un duo d'évaluateurs constitué d'un chercheur permanent, et d'un doctorant/post-doctorant. Les questions de cours et de compréhension sont abordées pendant cet entretien collectif.

4.1.4 Projets

Cette forme de face-à-face pédagogique est naturellement propice à favoriser le lien formation-recherche. Elle permet une intégration directe des élèves dans les différents programmes de recherche, en isolant des objectifs à leur portée. Ce type de projet intervient généralement en deuxième année du cycle ingénieur. Deux exemples marquants ont donné lieu à communication des travaux en congrès. Le premier concerne la mise au point d'une méthode de mesure du couple aérodynamique des aubages d'un distributeur radial à géométrie variable (dans [Binder et al., 2005a](#)), qui a mobilisé une succession d'étudiants sur trois années. Cette méthode a été également importée chez le partenaire industriel. L'autre, plus récente, concerne les méthodes de détection de sources acoustiques dans le repère tournant (dans [Crabé et al., 2015](#)), en partenariat avec François Vincent du département Electronique Optronique et Signal de l'établissement. Les élèves ont présenté eux mêmes leurs résultats sous la forme d'un poster à la conférence TurboExpo 2015, et ont remporté le 2e prix de la session étudiante.

Enfin, pour renforcer la présence de la recherche dans l'environnement de nos élèves, j'ai participé au montage de la section étudiante de l'ASME en tant que référent académique. Ce montage fut à l'initiative de Bastian Gindroz, alors élève de 1er année et déjà très attentif à l'importance des sociétés savantes. Cette sensibilité reste marginale parmi nos étudiants, ce qui explique le développement limité de l'activité de notre section. Elle reste à ce jour la seule antenne étudiante française de l'ASME. Mais quelques faits marquants sont à rapporter au cours de ses 4 années d'existence : une participation systématique d'une équipe de l'ISAE à la compétition annuelle « Student Design Contest », (compétition de robotique), avec une très belle victoire mondiale en 2012. Aussi, l'investissement d'une succession d'élèves (Bastian Gindroz, Clément Jambou, Louis-Jérôme Burtz et Jean Mallol) dans les positions à responsabilité de l'ASME au niveau européen et mondial est remarquable. Leur implication est fortement appréciée, tant dans la mise en musique de la réforme structurelle de l'ASME, que dans l'organisation des conférences.

4.1.5 Perspectives

Les perspectives envisagées sont en directe continuité des actions menées. Je suis convaincu que c'est par la promotion du lien formation-recherche que l'on pourra activer la motivation individuelle et collective de nos étudiants. La situation actuelle pour laquelle il faut déployer toute une artillerie persuasive en début de cours pour recueillir une attention fragile n'est pas tenable. Plusieurs solutions existent déjà (amphis interactifs, pédagogie inversée, etc) et méritent d'être expérimentées ; le déploiement du nouveau cursus ingénieur de l'établissement offre des opportunités pour cela. Mais d'autres pistes sont à explorer, basées sur l'analyse des

contenus numériques dont nos élèves sont friands. Cela peut donner des clés, tant dans le choix de médias plus efficaces que dans la gestion de la motivation de cette génération connectée ; la gestion de la motivation est l'élément moteur des stratégies de développement des créations vidéoludiques. L'approche dite du « serious game » s'en inspire et constitue en effet une option crédible selon [Connolly et al. \(2012\)](#). Je souhaite travailler sur l'adaptation de ces méthodes à nos disciplines.

Dans un établissement comme l'ISAE, l'évolution du secteur industriel auquel nous destinons nos étudiants se trouve à la charnière du lien formation-recherche. Cela constitue un cadre pour définir le contenu de la formation, mais également des perspectives d'application pour l'activité de recherche. Quelques éléments de cette évolution sont donc maintenant évoqués, à l'interface des perspectives de formation et de recherche.

4.2 Quelques perspectives du secteur aéronautique

La progression vers la sobriété énergétique requiert une évolution du transport aérien, qui va au delà de la simple évolution des architectures présentes. Beaucoup de concepts dits « de rupture » émergent, dont certains concernent directement les systèmes propulsifs ([Sehra & Whitlow, 2004](#); [Frota et al., 2011](#); [Greitzer et al., 2010](#)). La grande prise de risque que constituent ces évolutions pour l'industrie aéronautique implique un horizon lointain pour un déploiement effectif. Mais nos étudiants doivent y être préparés, et la discussion scientifique est déjà engagée sur un certain nombre de sujets, pour lesquels la question du comportement hors-adaptation des turbomachines intervient. Je propose de recenser très brièvement quelques-uns de ces sujets et de qualifier la nature du fonctionnement hors-adaptation alors impliqué.

4.2.1 Intégration des systèmes propulsifs sur la cellule avion

Le positionnement actuel des moteurs sous la voilure de l'appareil est remis en cause du fait de l'accroissement du taux de dilution des turbofans, qui induit une augmentation du diamètre du fan, donc de la nacelle. En parallèle, l'idée d'alimenter l'entrée d'air du réacteur à partir de la couche limite qui se développe sur la cellule progresse. Le principe en est assez simple ; on le dénomme « ingestion de couche limite » (Boundary Layer Ingestion, ou BLI pour l'acronyme). Il s'agit de produire la poussée à partir du fluide issu de la couche limite, qui a une vitesse plus faible que la vitesse de vol. La ré-accélération de ce fluide, idéalement jusqu'à la vitesse de vol, favorise grandement le bilan propulsif de l'appareil et atténue le sillage comme illustré sur la figure 4.1(a). Cela donne lieu à plusieurs configurations, dont les intégrations dites « enterrées » couramment observées sur les illustrations de prototypes d'avion civils (voir [Graham et al., 2014](#)). Pour le moteur, cela implique un plan d'alimentation présentant une forte hétérogénéité, comme présenté en figure 4.1(b). [Plas et al. \(2007\)](#) analysent le concept en tenant compte de l'hétérogénéité d'entrée, et statuent sur la pertinence de cette solution.

Pour les rotors présents dans le réacteur, cette distorsion d'entrée va imposer du hors-adaptation opérationnel que l'on pourrait qualifier de cyclique. Des échelles de temps sont à évaluer en fonction de la sévérité du profil de distorsion et de la vitesse de rotation des pales. Il faudra les comparer aux échelles de temps caractéristiques de l'écoulement afin de statuer sur la nature quasi-statique du problème. Enfin, la question de la transmission de la distorsion aux étages suivants se pose.

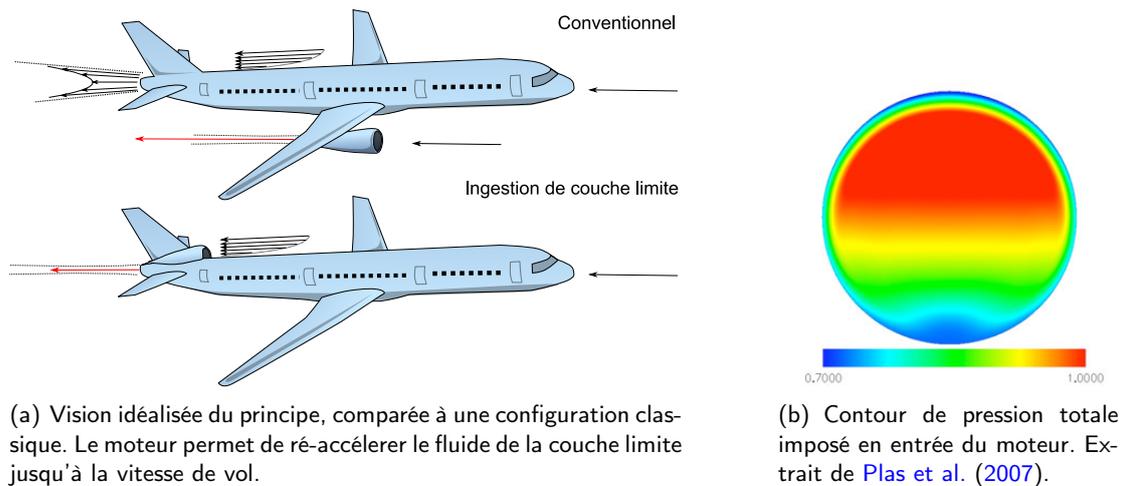


Figure 4.1: Principe et conséquences de l'ingestion de couche limite.

4.2.2 La propulsion distribuée

La décentralisation de la production de poussée est au cœur de la notion de propulsion distribuée. En multipliant le nombre d'unités il est possible de maintenir sur chacune d'elles un fonctionnement proche de la spécification, donc un rendement optimum. Le réglage de puissance globale requise par les différentes phases de vol se fait par la gestion de systèmes individuels, dont la mise en marche et le réglage de régime sont indépendants. Plusieurs stratégies sont envisageables, en fonction de la localisation des unités, et de la phase de vol considérée. Ce concept, qui est indépendant de la nature des unités propulsives, est généralement associé à une solution d'entraînement électrique d'hélices ou de soufflantes, carénées ou non. Cette association est pertinente à de nombreux titres. D'une part, cette solution est une des seules permettant d'envisager une propulsion de nature électrique pour le transport aérien. La masse d'un moteur électrique croît essentiellement avec le couple produit. Un faible couple implique nécessairement l'entraînement d'une turbomachine faiblement chargée qui ne peut, seule, délivrer la totalité de la puissance propulsive. Il faut donc trouver l'optimum entre le nombre d'unités et la charge des composants, sachant qu'une charge faible est propice à des rendements élevés. D'autre part la nature réversible du fonctionnement des machines électriques (moteur ou générateur) offre une grande souplesse dans la gestion de la puissance embarquée, même si la mise en œuvre reste complexe (Gohardani et al., 2011).

Une telle architecture de propulsion distribuée va donc imposer des régimes d'auto-rotation libre aux éléments de turbomachines non utilisés en vol, voire d'auto-rotation chargée si une récupération de puissance est envisagée en phase de descente. De plus, les dispositifs propulsifs sont positionnés afin de profiter de l'effet d'ingestion de la couche limite, comme décrit au paragraphe précédent. Les turbomachines faiblement chargées y sont particulièrement sensibles. Il s'agit donc d'étudier une superposition de hors-adaptation fonctionnel, et de hors-adaptation opérationnel cyclique, pour des machines faiblement chargées.

4.2.3 Les nouvelles architectures motrices

Depuis plusieurs décennies le turbofan motorise la majeure partie des avions civils et militaires dont le nombre de Mach de vol est supérieur à 0,75. Cette architecture a peu évolué

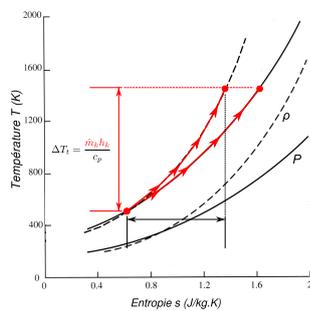


(a) E-Thrust d'Airbus.

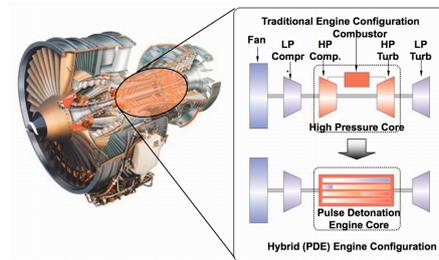


(b) NX-3 de la NASA.

Figure 4.2: Vue d'artiste de concepts d'appareils civils à propulsion électrique distribuée, avec une génération de la puissance électrique par une unité de turbine à gaz.



(a) Comparaison des combustions isobares et isochores dans le diagramme T-s.



(b) Concept de moteur hybride-PDE de Général Electric; extrait de [Sehra & Whitlow \(2004\)](#).

Figure 4.3: Illustration de l'intérêt des moteurs à détonation pulsées (PDE pour l'acronyme anglais).

sur le principe, mais significativement progressé au niveau de sa performance. Au niveau du cycle thermodynamique cette progression se résume par l'augmentation continue du taux de compression, du taux de dilution, et de la température de sortie de chambre de combustion, combinée à une amélioration progressive des rendements. Plus récemment l'évaluation (SP3 du programme E-BREAK dans le cadre du FP7) et l'implémentation progressive de variabilités des éléments de turbomachines introduit la problématique du hors-adaptation géométrique dans les systèmes propulsifs.

Mais la littérature démontre de manière récurrente (voir par exemple [Wortman, 1986](#); [Wintemberger & Shepherd, 2006](#)) l'intérêt d'envisager une évolution du cycle à combustion isobare (cycle de Brayton) vers une combustion isochore (cycle de Humphrey). La combustion isochore permet une élévation de température à moindre variation d'entropie, comme illustré en figure 4.3(a). Plusieurs architectures sont envisagées, dont celle qui propose de remplacer le cœur par une chambre de combustion à détonation pulsée (figure 4.3b), ou à combustion isochore. Cette tendance existe également dans des domaines d'application autres que l'aéronautique, tel que la génération d'électricité. Cela implique l'alimentation fortement instationnaire des turbines qui se trouvent directement à l'aval de ces unités, généralisant ainsi la problématique du hors-adaptation opérationnel instationnaire traitée jusque là dans le contexte de la suralimentation automobile. S'agissant de l'ingestion d'ondes de choc par les parties aubées, l'opportunité de l'approximation quasi-statique est cependant très fortement remise en cause.

4.3 Projet de recherche - Approfondissement des différentes formes de fonctionnement Hors-adaptation

Les quelques exemples repris ci-dessus démontrent que l'avènement d'évolutions franches de l'architecture d'un avion implique une progression sur toutes les catégories de fonctionnement hors-adaptation des turbomachines. D'autres sous-systèmes de l'avion sont également concernés, tels que ceux qui ont été évoqués dans les chapitres 2 & 3. D'autres secteurs industriels sont confrontés aux mêmes problématiques.

Avant de détailler le projet, je souhaite présenter le contexte dans lequel il s'insère.

4.3.1 L'équipe TMP

L'équipe de recherche **TurboMachines** et **Propulsion** (TMP) à laquelle j'appartiens est animée par Xavier Carbonneau. Nicolás García-Rosa, Guillaume Dufour, Sébastien Duplaa, et très prochainement Yannick Bousquet en sont les membres. Cette équipe équilibrée en terme de profils (expérimentateurs, numériciens, ...) a pour ambition scientifique la compréhension et l'analyse du fonctionnement hors-adaptation des turbomachines, du composant au système complet. Nous sommes soutenus pour cela par un réseau de partenaires industriels. Ces partenariats, construits sur la durée, et pour lesquels le lien de confiance est essentiel, nous ont conduit à développer un important parc d'installations expérimentales. On recense en particulier un banc d'essai de turbocompresseur automobile (diam. rotor ≈ 50 mm) avec condition d'alimentation instationnaires, deux turbocompresseurs de système de conditionnement d'air (diam. rotor ≈ 100 mm) avec une instrumentation complète de la turbine ou du compresseur, un banc de ventilateurs (diam. rotor ≈ 200 mm) fonctionnant dans les quatre quadrants, un banc réacteur complet autour du moteur DGEN 380 (cycle double flux avec réducteur, diam. fan ≈ 350 mm, poussée ≈ 255 daN), et un banc d'entraînement de compresseurs de 450 kW. Nous déployons sur ces bancs de la métrologie globale et locale (sondes 5 trous, fils chauds, PIV, pression instationnaire, ...). En complément de ces installations, nous disposons de moyens informatiques performants qui permettent une résolution parallélisée de simulations numériques d'écoulements. Cette diversité de configurations et de méthodologies, ainsi que notre réseau de partenaires, participent aux forces de notre équipe.

En revanche, nous devons progresser sur notre visibilité et notre rayonnement dans la sphère académique. Nous sommes une jeune équipe de recherche, et je ne fais pas référence à notre moyenne d'âge (qui n'est pas très élevée non plus). Notre activité de recherche en turbomachines, telle que nous l'envisageons aujourd'hui, a tout juste deux décennies d'existence et de montée en régime. C'est une durée courte, qui-plus-est pour une période de construction. La reconnaissance de la communauté scientifique demande du temps, ainsi que de la constance dans le rythme et le niveau des publications.

Le projet que je soumetts dans ce mémoire doit servir cet objectif de progression. Il n'est pas question de délaissier l'activité contractuelle, mais bien d'y adosser un travail de fond. Je souhaite pouvoir mobiliser nos moyens expérimentaux, y compris en marge des programmes auxquels ils sont dédiés, pour progresser sur la généralisation des résultats et des concepts (sans remettre en cause le périmètre des confidentialités). Cela requiert naturellement l'autorisation de nos partenaires, qui sont propriétaires des géométries. Mais le lien de confiance précédemment évoqué montre qu'ils sont sensibles à ce qui sert la complémentarité entre les

laboratoires et l'industrie.

Enfin, si j'assume pleinement les propositions faites dans ce chapitre, je n'envisage pas leur mise en œuvre sans l'assentiment, le concours et le soutien des membres de mon équipe, avec lesquels j'ai le plus grand plaisir à travailler. Mais ce projet trouve, je crois, des points d'accroche avec les perspectives de chacun d'eux : les modèles d'architectures propulsives qui mobilisent Nicolás depuis de nombreuses années, et à laquelle Xavier cherche à offrir une nouvelle dimension stratégique ; la propulsion distribuée pour laquelle Sébastien a des perspectives prometteuses ; le windmilling et la BLI que Guillaume étudie grâce à une appropriation et une application des plus pertinentes des méthodes numériques dites « body forces » ; la stabilité des compresseurs que Yannick continue de décortiquer, tout en évoluant vers des rotors moins chargés. C'est par cette complémentarité que notre projet commun progresse !

Je développe ci-après mon projet de recherche. La classification des situations de fonctionnement hors-adaptation proposée en introduction de ce document me permet maintenant d'en faire un affichage structuré.

4.3.2 Hors-adaptation opérationnel

Plus que le simple déplacement quasi-statique le long d'une ligne de fonctionnement (qui donne lieu à l'analyse présentée au chapitre 2), les situations intéressantes de hors-adaptation opérationnel sont celles qui font intervenir une variation spatiale et/ou temporelle des conditions de fonctionnement. Cette variation peut être forcée (comme conséquence de l'intégration de l'étage dans un système) ou libre si l'écoulement est en situation de perte de stabilité. Ce sont ces situations qui méritent un approfondissement. Pour la situation forcée je propose de séparer l'influence de la distorsion spatiale de celle de la variation temporelle des conditions de fonctionnement. Cela même si elles peuvent être conjointes et avoir des conséquences similaires lorsqu'il s'agit d'étudier les rotors. Pour la situation libre, une telle séparation n'est plus possible : le phénomène doit être étudié dans son ensemble. Ces trois axes de recherches sont maintenant détaillés.

Distorsion spatiale des conditions de fonctionnement

L'influence de distorsions spatiales des conditions d'entrée d'une turbomachine n'est pas un sujet nouveau de la littérature, puisqu'il est très étroitement lié à la problématique des entrées d'air, des plenums d'alimentation ou de l'intégration système au sens large. Des études les plus anciennes (Conrad & Sobolewski, 1950) aux plus récentes (Lucas et al., 2014), les résultats démontrent systématiquement une perte de performance, comparée au cas d'alimentation homogène. Un tel résultat est peu surprenant, puisque les méthodes de dimensionnement impliquent généralement une hypothèse d'écoulement axi-symétrique (approche « méridienne » ou de périodicité spatiale des canaux afin d'économiser le coût de calcul des simulations numériques). Pour la communauté, on entrevoit deux objectifs :

- ▷ la prédiction de la dégradation des performances d'une géométrie donnée, en réponse à une collection de distorsions génériques ;
- ▷ la recherche des leviers de dimensionnements qui permettent d'immuniser au mieux la géométrie contre la distorsion des conditions d'alimentation.

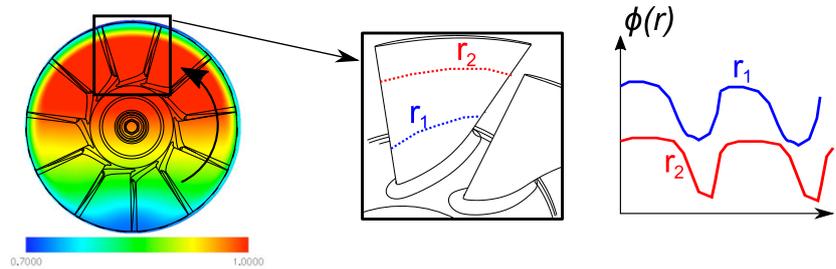


Figure 4.4: Illustration de la variation spatio-temporelle du coefficient de débit local à une pale, imposée par une distorsion non-axisymétrique des conditions d'entrée.

Lucas et al. (2014) évoquent d'ailleurs dans la conclusion cette nécessité d'envisager des géométries tolérantes aux distorsions, afin de concrétiser le potentiel du principe d'ingestion de couche limite. Les perspectives que j'envisage sont en phase avec ces objectifs. Mais une question se pose en amont : celle du domaine de validité de l'approche quasi-statique. En effet, pour une pale de rotor, la distorsion spatiale des conditions d'entrée correspond à un forçage cyclique vers la désadaptation (figure 4.4). L'échelle de temps caractéristique de ce cycle dépend de la forme de la distorsion d'entrée, mais aussi du régime de rotation. L'influence de cette échelle de temps sur l'écoulement doit être établie, pour mener à un critère de séparation entre le régime quasi-statique et le régime instationnaire.

Ainsi, je propose de mener les travaux sur deux fronts :

1. **à partir de l'hypothèse quasi-statique**, la mise en place d'une approche similaire à ce qui a été présenté au chapitre 2. La distorsion des conditions d'entrée peut être ainsi assez directement convertie pour chaque pale en distorsion spatio-temporelle du coefficient de débit local $\phi(r)$. Il est donc possible de proposer un modèle simplifié de l'évolution cyclique de la charge des pales d'un rotor, grâce à la relation qui lie ϕ , ψ et l'angle d'incidence sur le rotor. Cette relation dépend aussi de la pré-giration, qui peut être activée par la distorsion d'entrée (Fidalgo et al., 2012). La plage de variation du nombre de Mach sera aussi à examiner pour tenir compte ou non de la compressibilité. Par application sur une collection de distorsions de formes génériques, mais d'intensités variables, il devrait être possible d'avoir des premiers éléments de modélisation, voire quelques pistes pour le dimensionnement. Ce travail s'insère particulièrement bien en complément de la thèse d'Aurélien Ortolan, puisque le ventilateur réversible a vocation à être intégré dans un canal de ventilation d'avion, qui provoque une distorsion non-axisymétrique des conditions d'alimentation. Je propose ainsi d'initier les travaux sur les rotors qui ont été conçus pour cette étude. Des travaux préliminaires de nature numériques sont d'ailleurs engagés, dans le cadre de projet recherche d'étudiants du cursus ingénieur. Pour l'approche expérimentale, peu d'évolutions sont à prévoir sur le banc d'essai. Les distorsions d'entrée peuvent être imposées de manière similaire à ce qui a été réalisé à Virginia Tech (Lucas, 2013), à l'aide de grilles partiellement masquées. À l'issue de cette première étape, j'envisage une étude similaire sur les compresseurs centrifuges pour confirmer les mécanismes actifs précédemment identifiés, étudier les conséquences sur le dimensionnement du diffuseur et de la volute. Comme les compresseurs centrifuges sont particulièrement sensibles au forçage modal au cours de la perte

de stabilité, une identification de l'influence des distorsions sur la marge au pompage semble également intéressante. Enfin, une étude sur le DGEN permettra d'analyser la propagation de la distorsion dans un système propulsif complet ;

2. **une étude spécifique des échelles de temps** de la désadaptation cyclique et de la réponse de l'écoulement, dans la continuité des discussions décrites au chapitre 3. Pour cela, il faut déployer des méthodologies offrant une résolution temporelle suffisante. Il s'agira alors d'étudier, pour une forme de distorsion d'entrée donnée, l'influence de la vitesse de rotation du rotor sur les caractéristiques de l'écoulement, tout en maintenant le même niveau de fluctuation du coefficient de débit. Là encore, le banc dédié à l'étude de l'auto-rotation offre une telle souplesse. J'envisage donc le démarrage de ce travail sur les ventilateurs basse vitesse, pour lesquels des simulations instationnaires sans périodicité peuvent également être déployées.

Ces différentes actions peuvent être menées sans support externe au département autre que l'autorisation d'utiliser les géométries. Je pense qu'il est préférable pour ce sujet d'intégrer la sphère académique et de participer à la discussion scientifique avant d'envisager un partenariat structurant avec les acteurs industriels intéressés par la question. Cette discussion est principalement portée à ce jour par Virginia Tech, le Whittle Lab de Cambridge, et le Gas Turbine Lab du MIT. Ces contributeurs de renom fixent le niveau d'exigence requis, ce qui impose de prendre le temps de monter en compétence sur le sujet. C'est au moment d'envisager l'étude concrète de géométries tolérantes aux distorsions d'entrée et, je l'espère, fort d'une existence académique sur la question, que des partenariats pourront se mettre en place.

Variation temporelle des conditions de fonctionnement

On considère maintenant la variation temporelle, sans distorsion spatiale particulière des conditions de fonctionnement. Il est généralement admis dans la littérature que ce type de situation dégrade la performance des turbines, qui sont les éléments plus généralement concernés. C'est encore une fois peu surprenant, puisque le dimensionnement s'opère sur une spécification stationnaire supposée équivalente. La définition de géométries tolérantes aux instationnarités reste aussi un objectif pour la communauté. Mais au delà de cet objectif, la question d'un possible bénéfice exploitable provoqué par l'instationnarité est à creuser. Je propose ainsi trois axes de travail :

la première perspective est en continuité directe des travaux présentés en partie 3.3. Le sur-couple instationnaire pressenti par l'approche expérimentale et prédit par les simulations va faire l'objet d'une attention particulière à court terme, afin de le quantifier et d'en cerner les conditions d'apparition. Pour cela, de nouvelles simulations du même étage de turbine radiale, pour des configurations d'ouvertures différentes, sont d'ores et déjà engagées. Une évolution du banc d'essai est également nécessaire, permettant la génération de front de pression plus intenses, sur des temps caractéristiques plus courts. Le front de l'ordre de 10 ms actuellement généré sur banc est peu compatible avec le coût de calcul des simulations instationnaires. Cet écart de forçage des conditions d'entrée ne permet pas de procéder à une validation stricte des résultats numériques. Il serait également souhaitable d'avoir accès à la mesure du couple instantané produit par la turbine, mais ce dispositif est complexe à mettre en œuvre sur des architectures de type turbocompresseur automobile, car la vitesse de rotation est élevée, et les valeurs de couple sont faibles. Des collaborations avec des laboratoires ayant de l'expérience

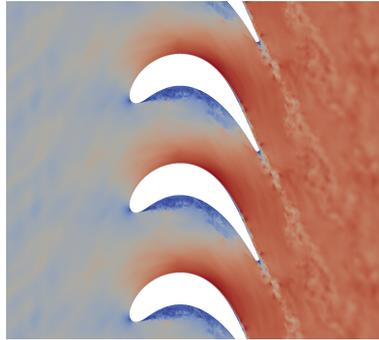


Figure 4.5: Visualisation de la simulation de l'écoulement autour de la grille d'aubes T27 avec le solveur Charles^X, d'après l'expérience de [Ladisch et al. \(2009\)](#)

sur cette question et des installations adaptées, comme le CMT Valence ou l'Imperial College de Londres sont probablement à privilégier.

L'étape suivante consiste en une étude paramétrique classique, mêlant les approches expérimentales et numériques. Cette étude concernera en priorité l'influence des trois facteurs pressentis comme étant les plus influents sur la réponse du sur-couple : la géométrie du stator, l'intensité du front, et le rapport de la vitesse des pales du rotor à la vitesse de propagation du front. L'introduction d'une périodicité temporelle des conditions d'entrée pourra intervenir lorsque le comportement induit par un front unique sera mieux appréhendé. Le motif de périodicité (signal carré, triangulaire, etc.) est également à étudier. Enfin, à plus long terme, une étude similaire portant sur les géométries axiales pourra être entreprise.

La deuxième perspective ambitionne de traiter la question par un examen plus détaillée, puisqu'un grand nombre de complexités se cumulent pour cette classe d'écoulements (réflexion et réfraction de fronts d'onde sur des géométries fortement courbées, interaction choc/couche limite, etc). Isoler les mécanismes génériques impose de revenir à des situations académiques, pour lesquelles le meilleur niveau de simulation reste accessible. On envisage ainsi l'étude, principalement par simulations numériques très résolues, de diverses configurations d'écoulements internes alimentées par des conditions fortement instationnaires. L'équipe TISN (Turbulence Instabilité et Simulation Numérique) du département, en particulier Julien Bodart et Jérémie Gressier, porte en interne le développement de Charles^X, un code de simulation d'écoulements compressibles à haute fidélité de type LES et DNS. Cet outil a démontré sa capacité à capturer des phénomènes physiques complexes dans un contexte de simulation parallèle haute performance ([Bermejo-Moreno et al., 2011, 2013](#)), y compris sur des grilles d'aubes (voir figure 4.5). En collaboration étroite avec les membres de cette équipe, une demande de bourse de thèse vient de recevoir un avis favorable de la DGA et fera l'objet d'une étude en trois temps : (i) mise en place d'une méthodologie de calcul avec ingestion de fronts d'onde en écoulement interne. Il faut définir et assurer la mise en place de conditions aux limites en entrée et en sortie de l'outil de simulation sans introduire de réflexion parasite des fronts d'ondes. (ii) Étude de la propagation de fronts d'ondes en canal à section variable. Il s'agit de mieux caractériser les différents régimes d'écoulements et les limites de bon fonctionnement en particulier en interaction avec le développement des couches limites. Les risques de décollement tout comme les capacités de recollement ne sont pas encore bien caractérisés en régime transitoire (front d'onde unique) ou périodique (régime intermittent). Une expérience

de validation sur le tube à choc du département pourra être envisagée pour cette configuration. (iii) Étude de l'interaction d'un front d'onde avec une grille d'aubes de la littérature ouverte (comme celle publiée par [Arts et al., 1997](#), par exemple), en interaction avec un front d'onde. Les réflexions/diffractions sur la grille, et les interactions avec les couches limites en proche paroi vont imposer une distorsion du front d'onde qu'il faut caractériser. L'écoulement en sortie de grille sera particulièrement examiné, en particulier l'évolution instantanée du vecteur vitesse. L'analyse instationnaire des efforts aérodynamiques sur les aubages permettra de conclure sur les bénéfices des échanges de puissance instationnaires dans un rotor. Plusieurs conditions d'incidence de front d'onde par rapport au front de grille seront examinées.

La troisième perspective concerne un travail fondamental sur les indicateurs de performances des turbines, lorsque les conditions de fonctionnement ne sont plus stationnaires. Dans [Baines \(2010\)](#), l'auteur propose de travailler directement sur la valeur de la puissance extraite, mais sans référence « idéale » il est difficile d'évaluer la qualité de la récupération d'énergie. Ce travail s'inscrit donc dans la mouvance proposée par [Hodson et al. \(2012b\)](#); [Marx et al. \(2013\)](#); [Rose & Marx \(2014\)](#), avec comme point de départ les résultats présentés dans [Cao et al. \(2014\)](#) et [Suresh et al. \(2012\)](#). Il s'agit de progresser sur la définition d'un ou plusieurs rendements dont la validité ne serait pas remise en cause par le déphasage qui existe entre l'entrée et la sortie de l'étage. Cela doit également permettre d'évaluer la qualité de l'échange de travail de manière certaine, en chaque instant, quel que soit le type de forçage instationnaire : périodique ou non. Une première idée consisterait à adapter la définition du rendement polytropique, puisqu'elle offre la possibilité d'évaluer localement (en espace ou en temps) une transformation thermodynamique.

Je propose également de poursuivre l'étude d'un critère permettant de faire une ségrégation claire du domaine de validité de l'approche quasi-statique. La proposition de [Cao et al. \(2014\)](#) constitue une avancée significative sur cette question, mais sa généralisation n'est pas démontrée.

Ces travaux doivent permettre de s'insérer dans les discussions ayant cours sur la performance des turbines radiales en écoulement pulsés, dans lesquelles les équipes de l'Imperial College de Londres en partenariat avec l'UTM de Kuala Lumpur, et celles du CMT Valence sont très impliquées. Concernant l'ingestion de fronts d'ondes par les turbomachines, la littérature est moins fournie. Un suivi de PFE a été l'occasion de rencontrer le Pr Martin Rose de l'Université de Stuttgart, qui nourrit une curiosité prospective à ce sujet. Mais l'approche de grille retenue peut intéresser les équipes du Von Karman Institute de Bruxelles, et celle du LMFA de Centrale Lyon, qui ont une longue expérience de ce type d'approche, et sont des contributeurs actifs de la littérature attenante.

Stabilité des compresseurs

Pour un système de compression en perte de stabilité les distorsions spatiales et temporelles apparaissent librement dans l'écoulement et non plus, comme dans les cas précédents, en réponse à un forçage. C'est sans aucun doute la situation la plus complexe, qui reste un objectif scientifique majeur pour la communauté scientifique. Les questions restent nombreuses sur le sujet. Dans [Day \(2015\)](#) l'auteur propose quelques perspectives en phase avec l'évolution des pratiques du secteur aéronautique. Comme Greitzer en 1981, il appelle de ses vœux un progrès dans le niveau de prédictibilité des simulations numériques, jugé toujours insuffisant,

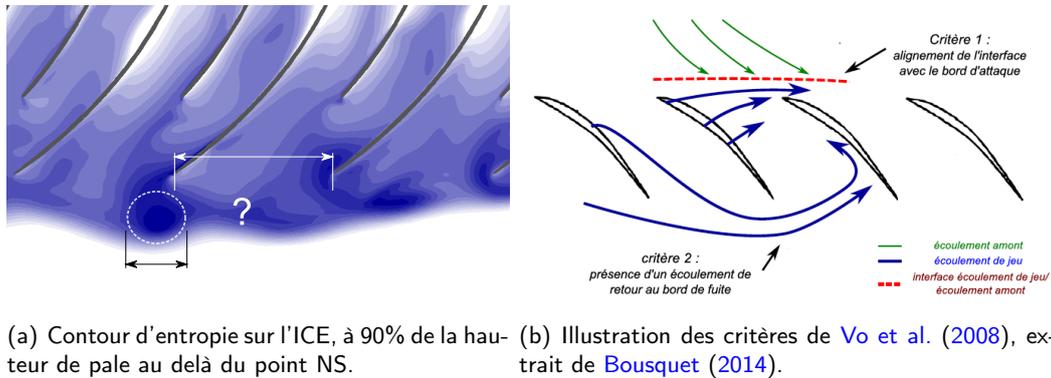


Figure 4.6: Étude du mode de décrochage de type spike.

bien que cet outil ait largement progressé. Cela permettrait d'évaluer des solutions anciennes, abandonnées car trop laborieuses à étudier. Il évoque l'importance des effets de jeu et des défauts d'excentricité, en lien avec la tendance actuelle à réduire la taille des machines, et surtout le vieillissement des composants. Enfin, il revient sur la difficulté rencontrée dans les compresseurs multi-étagés, à fort taux de compression.

Les axes que je propose de creuser ne s'inscrivent pas vraiment dans l'une ou l'autre de ces perspectives, mais plutôt en continuité de l'effort collectif déjà réalisé. Il me semble en effet qu'il faut continuer d'approfondir certains points qui ne sont pas encore définitivement tranchés dans la littérature. Deux questions m'intéressent plus particulièrement :

La première concerne la représentation du fonctionnement d'un étage de compression dans sa partie instable : la partie de la ligne de fonctionnement à pente positive. Les critères de stabilité classiques s'appuient sur la possibilité de définir une telle ligne dans le champ compresseur. Elle est une trace stationnaire (ou moyenne) d'un régime de fonctionnement résolument instationnaire, et fortement influencé par le système dans lequel il est intégré. Peu d'études proposent une analyse détaillée de cette ligne de fonctionnement, de la manière de la définir et de sa sensibilité à l'environnement système. Il est pourtant légitime de se demander si l'évolution de l'écoulement est unique, et bifurque seulement lorsque les conditions de perte de stabilité sont remplies (par exemple pour deux configurations de vannage, qui permettraient une incursion plus ou moins importante sur la partie à pente positive), ou si une réelle interaction existe entre la trajectoire de fonctionnement et le système.

La seconde revient sur l'apparente immunité des rotors centrifuges vis-à-vis du décrochage de type spike. C'est une manière alternative de travailler sur ce phénomène, encore mal cerné, et dont les mécanismes d'amplification sont pourtant bien décrits (Pullan et al., 2015) mais difficilement prédictibles pour une géométrie donnée. À ma connaissance, aucun cas de spike en entrée de rouet n'a été reporté dans la littérature. Les seuls cas de spike observés sur les géométries centrifuges l'ont été dans le diffuseur aubé. Pourtant tous les éléments favorisant son apparition (tels que décrits dans Pullan et al. 2015) sont observés, aussi, au bord d'attaque des pales du rotor !

Plusieurs hypothèses sont envisageables en première réflexion. La plus simple consiste à dire

que l'utilisation de pales intercalaires induit une plus grande distance entre les pales principales sur le plan d'entrée, et que le mécanisme de transmission de la perturbation d'un canal à l'autre devient inopérant. Si tel est le cas, le rapport d'échelle entre la longueur d'onde azimutale de perturbation à croissance maximale et la distance entre deux pales est vraisemblablement pertinente (illustré en figure 4.6a). On devrait alors identifier une valeur critique instable pour ce rapport d'échelle. Or cette conjecture n'a pas fait, à ma connaissance, l'objet de travaux publiés. De plus, le mécanisme est probablement plus complexe que cette simple analyse d'échelle de longueur, car c'est également le faible guidage de l'écoulement sur le plan du bord d'attaque du rotor qui induit un décollement important à cette station lors de la réduction de débit. En réduisant la distance entre deux pales (par augmentation du nombre de pales principales) on améliore le guidage et confine le décollement qui a moins de chance de dégénérer en spike.

Des hypothèses moins immédiates surviennent lorsque l'on recense les différences fondamentales qui existent entre les géométries axiales (potentiellement vulnérables au spike) et radiales (vraisemblablement immunisées). Deux différences sont marquées. La première est le faible rapport d'aspect des pales des compresseurs centrifuges, qui présentent une corde longue, comparée à la hauteur de pale. Or dans [Vo et al. \(2008\)](#), les auteurs rapportent la nécessité d'un écoulement de retour par le bord de fuite pour que le spike apparaisse (voir critère 2 sur la figure 4.6b). Un tel écoulement de retour n'est pas présent dans les géométries centrifuges. La seconde est la courbure méridienne, qui provoque une forte migration radiale des zones décollées, qui sont alors confinées à proximité du carter. Ce mécanisme freine la croissance de la perturbation dans la direction radiale généralement observée en axial. Si cela s'avérait exact, il pourrait être intéressant d'associer le spike à une étude de stabilité dans la direction radiale, sur le modèle de ce qui a été développé dans les directions axiales et azimutales ([Moore & Greitzer, 1986](#)). En interne, les spécialistes du département des questions de stabilité d'écoulement (Laurent Joly et Jérôme Fontane) pourraient apporter une aide précieuse. Une collaboration avec le Laboratoire de Mécanique de Lille, qui mène des études de stabilité (linéaire ou non) sur les systèmes de pompes serait alors à envisager.

Pour traiter cette question complexe, je propose de renverser le problème, et d'essayer de faire apparaître un décrochage de type spike en entrée d'un rouet centrifuge. C'est en comprenant comment imposer les conditions qui assurent la promotion de ce mode de décrochage que l'on pourra progresser et tester les différentes hypothèses évoquées. On envisage ainsi de modifier les conditions d'entrée voire quelques éléments de géométrie, à cette fin.

Des éléments de réponse à ces deux questions sont, je crois, susceptibles d'apporter un éclairage complémentaire aux contributions actuelles de la littérature. Je propose d'initier ces travaux en marge du programme NGTURB (Nouvelle Génération de TURBomachines), pour lequel un banc d'essai de compresseur centrifuge avec diffuseur aubé est en cours de développement. Cette étude, en partenariat avec Liebherr Aerospace a pour objectif d'évaluer une sélection de solutions technologiques sur le plan de la performance brute du système de compression, mais également d'apprécier la marge au pompage offerte. Ainsi, la capacité du banc à déterminer la limite de pompage d'une configuration donnée fait partie du cahier des charges. L'utilisation de ce banc et des géométries numériques pour une étude plus fondamentale requiert l'accord préalable de notre partenaire. Il me semble également que la mise en place de collaboration avec des partenaires académiques nationaux, ayant une expertise reconnue sur le sujet serait bénéfique. Une collaboration est déjà active avec le LMFA et pourra, je l'espère, se renforcer. Des perspectives sont envisagées avec le LML et le CMT Valence, qui n'attendent

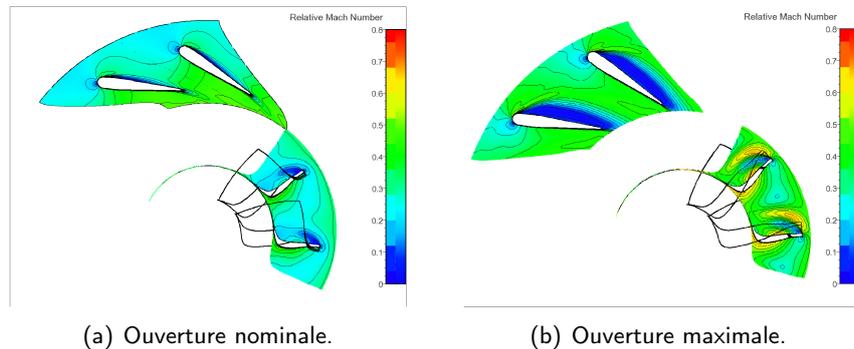


Figure 4.7: Projection du nombre de Mach relatif sur une coupe à 50% de la hauteur de pale; solveur Euranus, extrait de [Le Guyader \(2009\)](#).

plus qu'un cadre favorable à la mise en place d'un projet commun.

4.3.3 Hors-adaptation géométrique

Deux types de situations justifient l'implémentation d'un système à géométrie variable sur une turbomachine :

- ▷ lorsqu'il y a incompatibilité entre la caractéristique de fonctionnement de l'étage, et celle du système dans lequel il s'insère. L'exemple classique est celui de la turbine du turbocompresseur, dont la ligne de fonctionnement diffère fortement de celle d'un moteur à combustion interne. La variation de géométrie permet alors d'adapter en temps réel la perméabilité de l'étage turbine, pour qu'elle coïncide au mieux avec le régime du moteur. Mais on pourrait également évoquer les éoliennes dont le pas variable permet d'adapter au mieux la récupération de puissance vers une génératrice électrique.
- ▷ pour atténuer la détérioration du rendement, consécutive au fonctionnement hors-adaptation opérationnel. C'est par exemple la variation du calage du diffuseur d'un compresseur axial, pour limiter une variation trop importante d'incidence sur les pales.

Ce dernier point peut sembler paradoxal, puisque l'on crée de nouveaux phénomènes hors-adaptation, en essayant d'éliminer les premiers. En réalité, la difficulté ne vient pas tant du principe de variation de géométrie, mais bien du faible nombre de degrés de liberté disponibles pour la réaliser. Un système à géométrie variable avec un très grand nombre de degrés de liberté permettrait d'adapter en temps réel la géométrie et de supprimer le concept même de fonctionnement hors-adaptation. Or il est difficile en pratique d'envisager des systèmes à plus d'un degré de liberté, et de traiter la partie tournante de l'étage. L'adaptation de la géométrie reste alors très incomplète et induit de nouvelles causes de dégradation des performances. Le dispositif de calage variable d'une turbine radiale illustre bien ce point (voir figure 4.8). La grandeur à faire varier est la section au col du distributeur, le degré de liberté est le calage des pales. Or, avec un seul degré de liberté, on intervient effectivement sur la section de passage, mais aussi sur la position des bords de fuite et sur l'angle d'incidence. Ainsi, la configuration ouverte présente une désadaptation géométrique marquée, réduisant l'espace lisse à une valeur trop faible et forçant un angle d'incidence trop important. Une configuration à deux degrés

de liberté, tel que proposée dans Binder (2004) et Le Guyader (2009) permettrait de limiter cette désadaptation. J'imagine ainsi deux axes de progression :

Le premier est en continuité directe avec les travaux en cours. Il consiste à améliorer les procédures de dimensionnement d'étages disposant d'un faible nombre de degrés de liberté. Cela signifie qu'il faut anticiper, et gérer les inévitables désadaptations de la géométrie sur certaines plages de fonctionnement. Je propose de travailler sur la formalisation d'un examen spécifique de la plage de fonctionnement à couvrir. Cet examen doit aboutir à la définition claire du point de dimensionnement des composants dont la géométrie est figée, en particulier le rotor, de la grandeur pertinente à faire varier et surtout du degré de liberté à retenir. Pour cela, il est indispensable d'établir une hiérarchie entre les régions de la plage de fonctionnement, pour en favoriser certaines au détriment d'autres. Tous les leviers permettant d'opérer ce transfert de performance doivent être identifiés. Un certain nombre sont déjà connus pour les turbines radiales, comme par exemple l'inclinaison des pales au bord d'attaque du rotor (voir Barr et al., 2010). D'autres sont en cours d'évaluation. Ce travail est assez similaire à l'étude de facteurs de dimensionnement, à ceci près que la plage d'évaluation est beaucoup plus grande. Ainsi certains paramètres qui ont été jugés peu pertinents pour la problématique de l'adaptation à une spécification unique doivent être ré-évalués. Il ne faut pas s'interdire de converger sur des configurations géométriques inhabituelles. C'est le cas par exemple de la possibilité d'utiliser des pales intercalaires (assez peu conventionnel pour les turbines), ou de vriller les pales du stator. Cette étude de long terme est engagée par Pierre-Thomas Lauriau pour ce qui concerne les turbines radiales. Mais, une réflexion équivalente devra être menée sur d'autres types d'architectures.

Ce sujet serait également l'occasion de mettre en place une collaboration active avec l'équipe de Stephen Spence, de Queen's University of Belfast, dont l'expertise sur les turbines radiales à géométrie variable est reconnue. Je sais que la volonté est partagée ; il reste à trouver un cadre formel pour la concrétiser.

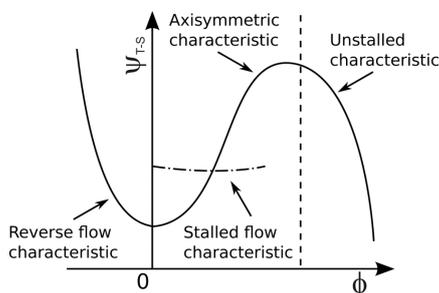
Le second axe de progression est à plus long terme, et sort du champ exclusif de l'aérodynamique interne. Il consiste à suivre la voie d'une augmentation du nombre de degrés de liberté, qui est indispensable pour étendre plus avant les zones de rendement optimal. Des compétences en mécanique, matériaux, actuation et régulation sont à mobiliser pour cela. Ces compétences existent en interne à l'ISAE, et dans la région toulousaine. Plusieurs dispositifs locaux encouragent la coopération entre les laboratoires de différentes disciplines (Toulouse Tech Interlabs, programmes IDEX Recherche, etc.) en proposant des financements, et un cadre de collaboration. Je propose de rassembler les différents contacts que j'ai pu nouer à l'occasion de discussions sur le sujet (François Pigache, Laboratoire Laplace ; Marc Budinger, INSA Toulouse ; Frederic Lachaud, Institut Clément Ader, Valérie Budinger, ISAE-Supaero, ...), et d'initier un projet ayant pour ambition de produire un étage à géométrie déformable, tant dans le stator que dans le rotor.

4.3.4 Hors-adaptation fonctionnel

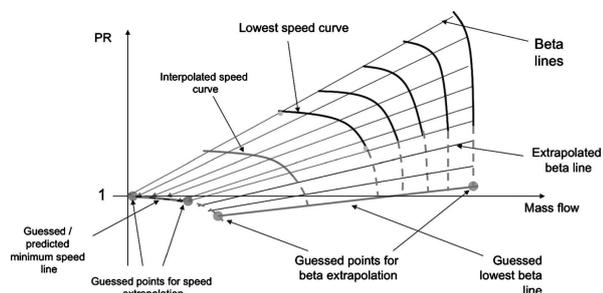
J'entrevois trois situations motivant l'étude du fonctionnement hors-adaptation fonctionnel. Ces situations diffèrent par l'importance qu'occupe le mode fonctionnel inverse par rapport au mode principal.

- ▷ La première consiste à subir la performance en mode fonctionnel inverse, mais à identifier au mieux cette performance pour en tenir compte, par exemple, dans une approche système. Dans ce cas de figure, le mode principal est le seul prescripteur de la spécification de dimensionnement, et ne fera l'objet d'aucun compromis. C'est très probablement dans cette situation que les écoulements rencontrés seront les plus complexes, et la dégradation des performances la plus sévère. L'exemple classique est celui du dimensionnement de la soufflante d'un turbofan dont les capacités de ré-allumage doivent être évaluées.
- ▷ La deuxième vise l'équilibre entre les deux modes de fonctionnement, et impose la définition d'une machine parfaitement réversible. Cette situation est fréquemment rencontrée pour des applications hydrauliques, telles les turbopompes des centrales hydroélectriques qui assurent le stockage/restitution de l'énergie électrique au réseau. Un tel équilibre n'est pas difficile à produire si la direction du flux peut être inversé. Cela devient plus délicat si une contrainte de direction d'écoulement existe.
- ▷ La troisième est intermédiaire et reconnaît la nécessité d'une certaine maîtrise du mode fonctionnel inverse, mais la spécification principale reste dominante. Des ajustements à la marge sont envisageables, à condition que la dégradation des performances en fonctionnement principal soit contenue. L'exemple d'une telle situation pourrait être une boucle de suralimentation équipée de deux compresseurs, dont l'un est un dispositif d'appoint. Ce compresseur serait en régime d'auto-rotation libre dans la boucle lorsqu'il est inutilisé. L'objectif pourrait alors être de rendre le régime d'auto-rotation le plus neutre possible, vis à vis de la génération de pertes.

A ces trois situations concrètes, on peut ajouter une motivation plus académique. On trouve en effet assez régulièrement dans la littérature des stratégies d'interpolation à partir de régimes conventionnels ou non (par exemple la courbe cubique des compresseurs proposée par [Koff & Greitzer \(1986\)](#) pour envisager la performance dite « axisymétrique » en régime instable ou la procédure proposée par [Zachos et al. \(2011b\)](#) pour prévoir les régimes d'auto-rotation), qui se situent loin de la zone d'intérêt.



(a) Courbe cubique des compresseurs, proposée par [Koff & Greitzer \(1986\)](#), illustration extraite de [Day \(2015\)](#) (ici $\psi_{t,s}$ représenter le taux de compression total-statique).



(b) Schéma d'interpolation des faibles vitesses de rotation des fans à partir de la courbe à vitesse nulle, extrait de [Zachos et al. \(2011b\)](#).

Figure 4.8: Interpolations réalisées à partir de régimes éloignés de la zone d'intérêt.

La proposition d'un avis scientifique consolidé sur ces différentes situations requiert des travaux préalables, pour lesquels je propose la structure suivante :

1. **Mécanismes génériques en mode fonctionnel inverse sur tout type d'architecture.** Des actions de l'équipe sont déjà engagées sur ce sujet. Guillaume Dufour a initié l'exploration du fonctionnement du compresseur centrifuge du DGEN par voie numérique, en mode fonctionnel inversé. Sebastien Duplaa et Nicolas Garcia-Rosa étudient par voie expérimentale ce même réacteur en situation d'auto-rotation, en particulier le fan. Pour poursuivre l'effort collectif mené autour de ces problématiques qui tiennent une place importante dans la stratégie scientifique de notre équipe, je propose à nouveau d'exploiter la diversité des bancs d'essais dont dispose le département et de conduire des analyses similaires à ce qui est synthétisé dans [Binder et al. \(2015\)](#). Plusieurs géométries de compresseurs centrifuges issues d'applications de suralimentation ou de système de conditionnement d'air peuvent être opérés en mode turbine à l'aide du réseau de vide. L'entraînement de turbines radiales est tout aussi envisageable. Enfin, une géométrie de turbine axiale est déjà réalisée et prévue pour être opérée en mode réversible sur le banc dédié aux ventilateurs de basse vitesse. Ces différentes études peuvent être initiées à court terme, si une fenêtre d'utilisation des bancs d'essais se libère. Une métrologie standard, basée sur des mesures globales et locales (sondes 5 trous et fil chaud) devrait permettre de constituer une base de donnée. L'analyse comparée des différentes architectures devrait mener à une connaissance très générique du fonctionnement opérationnel inverse, et des spécificités de chaque géométrie.

A un peu plus long terme, il sera souhaitable d'approfondir la question de l'influence du nombre de Reynolds sur ces structures d'écoulements très complexes, et fortement dépendantes de la stabilité des couches limites. Expérimentalement, c'est envisageable par intervention sur les grandeurs génératrices en entrée. Le département dispose déjà d'un caisson d'altitude, d'un réseau d'air comprimé, et d'un réchauffeur électrique, permettant une certaine liberté dans les conditions d'entrée. Mais même en combinant ces dispositifs un facteur sur le Reynolds supérieur à 10 sera difficile à atteindre pour une géométrie donnée. Il faudra alors très probablement intervenir également sur la taille caractéristique des machines, pour altérer significativement le caractère laminaire ou turbulent des couches limites, et en mesurer l'influence. Cela suppose le dimensionnement et la réalisation de nouveaux étages, pour lesquels un financement et des partenaires doivent être trouvés.

2. **Élargissement du domaine de validité des modèles de perte et de déviation.** Cela a été évoqué à de nombreuses reprises, le mode fonctionnel inverse fait intervenir des écarts d'incidence très importants, qui sont hors du domaine de validité des modèles usuels de pertes (corrélations de Ainley & Mathieson, de Soderberg, etc.) ou d'écarts fluide-profil (loi de Howell, loi de Carter, loi « sinus », etc.). L'apparition de décollements massifs fortement tri-dimensionnels pour des régimes de fonctionnement qui sont pourtant stables est caractéristique des écoulements d'auto-rotation. Les outils de prédiction adaptés à l'approche ligne moyenne doivent être adaptés. Il existe à ce jour assez peu d'initiatives en ce sens. L'une des plus aboutie est issue d'une analyse de grille à forte incidence négative, réalisée à l'Université de Cranfield ([Zachos et al., 2011a](#)). Il serait intéressant de pouvoir associer une telle approche à l'analyse déjà prévue pour les étages à notre disposition. Cependant la mise en place concrète d'une telle

étude me semble pour l'instant difficile, car les équipes techniques sont fortement mobilisées autour des nouveaux bancs d'essais, qui ne sont pas encore tous opérationnels. Ainsi, à court terme c'est bien l'exploitation directe des résultats obtenus sur étage qui servira de base pour l'évaluation des modèles existants, et pour la proposition de formulations alternatives. Mais une partie du savoir-faire expérimental existe en effet en interne pour revenir à une configuration plus académique, et de faire fonctionner la synergie entre l'expérience et les simulations de type LES haute-résolution. Je propose donc de mettre en place un tel projet dès que nos ressources internes nous le permettront, voire de mettre en place des collaborations avec d'autres équipes qui pourraient être intéressées par ce type d'approche.

3. **Choix de la spécification d'un étage.** Ce dernier point implique un travail assez similaire à ce qui a été proposé pour les étages à géométrie variable. Il s'agit à nouveau de faire le bon choix du point de dimensionnement de l'étage, en réponse à une spécification duale imposée. En ce qui concerne les ventilateurs à basse vitesse, une procédure a été proposée et fonctionne. Mais il faut reconnaître que ce type d'étage, très faiblement chargé, se prête volontiers à l'exercice. Une tentative équivalente sur une architecture plus chargée permettrait d'éprouver le principe retenu. Il faut également travailler sur le principe de sélection du point de dimensionnement, pour le rendre sensible à la pondération du régime fonctionnel inverse, par rapport au mode principal. J'ai proposé trois classes de situations au début de ce paragraphe ; chacune d'entre elles doit pouvoir être traitée.

4.4 Insertion dans la dynamique du département

La dynamique d'évolution de notre département est portée par celle de l'établissement, qui reste forte depuis l'opération de rapprochement de l'ENSICA et SUPAERO. Nous atteignons tout juste un régime de fonctionnement stabilisé, 9 ans après le regroupement officiel. Cette phase transitoire fut l'occasion de la mise en cohérence des activités de recherche, et du rapprochement géographique des deux équipes initiales, dans des infrastructures totalement rénovées et agrandies. La politique scientifique du département est également en mutation. Le positionnement résolument disciplinaire, commun aux deux laboratoires d'origines s'ouvre aux approches de modélisation des systèmes complexes et aux problématiques multi-physiques. Cette volonté s'exprime dans les différentes équipes du département, dont TMP. La dernière partie de ce chapitre aborde donc l'articulation de mon projet avec celui du département.

4.4.1 Approche système

Notre équipe accumule de l'expérience sur la mise en œuvre de simulations de niveau système depuis plus de dix ans, par la modélisation complète d'ensembles propulsifs aéronautiques ou « modèles moteurs ». L'activité s'est particulièrement développée ces dernières années à l'occasion de partenariats directs avec SNECMA, Airbus, et plus récemment par une participation active à trois programmes européens (FP7) : E-BREAK, ENOVAL et ULTIMATE. Ce sujet tient aujourd'hui une place stratégique dans la politique scientifique du département, à l'intersection des périmètres de l'avionneur et du motoriste.

C'est le logiciel PROOSIS (PPropulsion Object-Oriented SIMulation Software), développé dans le cadre du programme VIVACE du FP6, qui sert de support aux simulations du département.

Cet environnement orienté-objet couple les différents éléments des systèmes propulsifs, dont les performances sont modélisées au seul niveau des grandeurs moyennes d'entrée/sortie (approche 0D). Ainsi mon action a moins vocation à produire des simulations complètes, qu'à contribuer à la modélisation des différents éléments de turbomachines. Le formalisme stationnaire présentée au chapitre 2 s'avère particulièrement adapté à ce type d'approche.

Contribution à la modélisation

La modélisation d'ordre faible du comportement des étages dans l'environnement PROOSIS est avant tout assurée par l'utilisation de champs de performance, dont l'origine peut être expérimentale, numérique, ou par mise à l'échelle d'un champ générique. La précision de la simulation complète dépend fortement de la représentativité des champs. Or, pour des régimes de fonctionnement fortement hors-adaptation la représentativité de ces champs n'est pas acquise. Il peut être nécessaire de les corriger, interpoler ou extrapoler. Ces questions se sont posées au cours de programme E-BREAK, lorsqu'il a fallu évaluer la pertinence de systèmes à géométrie variable sur les distributeurs de turbine BP sur une architecture de type turbofan. Seul un champ générique de turbine BP, proposé par la bibliothèque de PROOSIS, était disponible. Ce fut l'occasion de développer une procédure de distorsion du champ de base, pour tenir compte d'une modification de l'angle des pales du distributeur. Cette procédure est détaillée dans un rapport interne; elle est composée de plusieurs étapes qui impliquent une transformation du champ classique vers le formalisme $\psi - \phi$. Les propriétés de ce formalisme décrites au chapitre 2 permettent ensuite de simuler simplement une déformation du champ initial, pour tenir compte d'une possible modification de la géométrie du distributeur.

Cette procédure doit encore être améliorée, enrichie, et généralisée. En particulier, il faut affiner les distorsions de rendement lorsque la plage de variation considérée devient grande. Une partie de ce travail est en cours, puisque des questions similaires se posent à l'occasion du programme ENOVAL, qui évalue l'opportunité d'un fan à calage variable sur des architectures de turbofan à fort taux de dilution par une approche système.

Cette approche est également utile lorsqu'il s'agit d'interpoler ou d'extrapoler l'information existante, afin de converger sur des régimes de fonctionnement non conventionnels, tel le windmilling. D'un point de vue plus général, ce travail pose la question du bon formalisme pour une représentation des performances adaptée aux modèles moteur. Je propose donc d'évaluer les différentes possibilités (π -débit, MFT, $\psi - \phi$, etc.) en fonction de l'objectif de modélisation final.

Perspectives vers l'automatique

Une perspective à plus long terme concerne les stratégies de régulation des étages de turbomachines. L'obtention d'un modèle physique simplifié mène assez naturellement à leur implémentation dans des dispositifs de régulation. Le caractère linéaire du formalisme $\psi - \phi$ est un atout pour son utilisation. Cette question est abordée dans le cadre du programme GENOME, puisqu'il s'agit d'asservir le fan réversible présenté au chapitre 2 à la demande d'un réseau électrique. Le système de régulation de la vitesse de rotation du fan est en cours de développement. Les travaux menés et l'expression de la performance dans le champ $\psi - \phi$ servent de base à ce développement. Mais d'autres situations sont envisageables, comme le pilotage des dispositifs à géométrie variable.

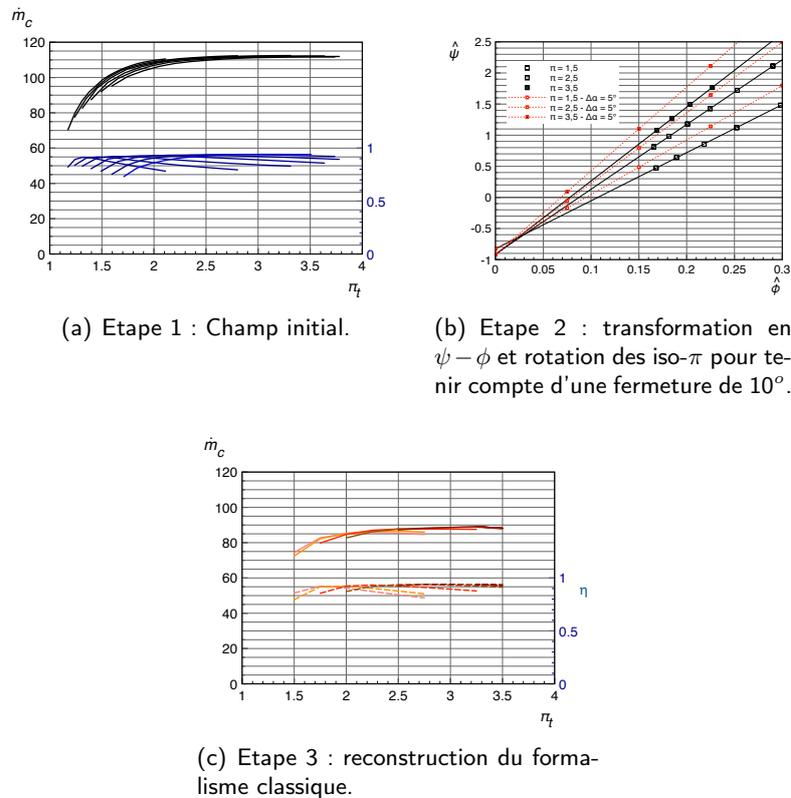


Figure 4.9: Illustration de la procédure permettant de prédire la performance d'un étage de turbine BP à géométrie variable, à partir du champ à géométrie fixe.

4.4.2 Approche multi-physique

Si l'importance du socle scientifique disciplinaire du DAEP n'est pas remis en cause, l'ambition de progresser sur les problématiques multi-physique est affichée. En particulier, le département impulse un mouvement d'ensemble vers l'aéro-acoustique, concrétisé par le recrutement de Marc Jacob, enseignant-chercheur expérimenté de la discipline, par le projet ambitieux de la Soufflerie Aéro-Acoustique (SAA) dont le balisage des fondations débute au moment même où j'écris ces lignes, et par la finalisation de la chambre Anéchoïque. Plusieurs actions communes avec des collègues de l'établissement s'insèrent dans ce mouvement, d'autres adressent le couplage fluide-structure.

Aéro-Acoustique

Les travaux menés en aéro-acoustique sont tournés vers les méthodes de localisations de sources dans le repère tournant. Cela a été évoqué un peu plus tôt dans ce chapitre, en partie 4.1.4, ces travaux font l'objet d'une collaboration avec François Vincent du DEOS, et ont démontré l'indépendance de la résolution de mesure vis-à-vis du nombre de capteurs utilisés. Ainsi, il est possible d'obtenir une localisation d'égale précision avec un seul capteur, là où une grille est nécessaire dans le repère fixe. Une poursuite de ces travaux est prévue, mais reste soumise à la disponibilité des différents bancs d'essais. L'ambition finale de cette étude est d'aboutir à une méthode permettant de localiser des phénomènes aérodynamiques,

en particulier de zones de décollement, à partir de leurs signatures acoustique. Un tel outil serait précieux pour l'étude des écoulements dans les turbomachines en auto-rotation, voir le comportement proche pompage. De nombreuses étapes sont encore nécessaires. Mais les perspectives offertes par l'arrivée de Marc Jacob, et la possible collaboration avec le LMFA, sont très encourageantes.

Aéro-Mécanique

J'ai déjà détaillé en partie [4.3.3](#) l'importance d'une approche couplée aérodynamique et mécanique pour l'évolution des étages à géométrie variable. Une action en ce sens est en cours dans le cadre de la thèse d'Aurélié Ortolan. Si un rotor réversible a pu être dimensionné, il est nécessaire d'envisager un diffuseur à calage variable pour bénéficier de tout le potentiel de récupération d'énergie. Plutôt que de faire varier le calage de toute la pale, nous cherchons à concevoir un stator déformable, moins pénalisant pour les performances aérodynamiques. Le dimensionnement d'un tel système est actuellement étudié en coopération avec Frédéric Lachaud de l'Institut Clément Ader. Ce travail implique des méthodologies couplées, principalement des simulations (Numeca FineTurbo/ Dassault System Abaqus), qui sont en cours de définition. Mais cela requiert avant tout d'envisager les conséquences des choix dictés par les contraintes mécaniques sur la performance du diffuseur, qui reste un élément critique du point de vue du comportement des couches limites.

À plus long terme....

Je souhaite, en toute fin de ce mémoire, revenir aux premières lignes de l'introduction. J'ai alors rappelé qu'une turbomachine est un dispositif permettant d'échanger du travail avec un écoulement permanent de fluide (de gaz pour ce qui nous concerne). Le seul vecteur de cet échange de travail est l'effort aérodynamique porté par la direction azimutale, c'est à dire principalement les forces de pression. Mais c'est bien cet échange de travail qui est visé, et qu'il faut favoriser par tous les moyens disponibles. Il me semble donc restrictif de s'en tenir aux seules forces de pression ; il existe d'autres possibilités d'appliquer des forces aux particules fluides. Je pense en particulier aux forces de volume, et voudrais citer les initiatives récentes de l'utilisation d'effets électrohydrodynamiques (effet Biefeld-Brown, voir [Gilmore & Barrett, 2015](#)). Si ces effets ne peuvent à eux seuls assurer la totalité de l'échange de travail, des stratégies hybrides peuvent être envisagées. Je n'ai pas encore pris d'initiatives en ce sens, mais je souhaiterais (i) contacter le groupe PSC de l'IMPFT qui a mené des travaux sur ce sujet précis et (ii) trouver un partenaire académique, spécialiste de la physique des gaz, pour revenir sur le lien macroscopique/microscopique de l'échange de travail par action des efforts de pression, et trouver des pistes pour augmenter encore le transfert d'énergie.

Conclusion

Afin d'éviter l'usure du lecteur, je ne vais pas marteler une nouvelle synthèse des faits marquants développés dans ce mémoire. Je souhaite en revanche, au terme de cet exercice fort mobilisant, conclure sur une mission essentielle d'une personne Habilité à Diriger les Recherches : l'encadrement et la formation des jeunes chercheurs, et en particulier des doctorants. Cet accompagnement vise à favoriser leur accomplissement scientifique et personnel. Il requiert un réglage subtil entre la transmission directe, tant des connaissances que de la vision que l'encadrant se fait du sujet, et la liberté de construire un questionnement, de se fourvoyer, et de nourrir sa propre perception du problème. Je ne prétends pas avoir trouvé le juste équilibre, d'autant que le dosage change pour chaque doctorant. Mais j'accorde une grande importance à cette tâche, en retour de l'encadrement que j'ai moi même reçu. Il semble que le moment de l'Habilitation, pour laquelle je sollicite le consentement du jury, marque une bifurcation dans la trajectoire professionnelle d'un chercheur, qui l'éloigne peu à peu de l'opérationnel de l'activité de recherche. Face à cette dérive à laquelle j'espère naïvement échapper, j'observe que c'est par l'encadrement que la possibilité de contribuer activement aux travaux reste ouverte.

Je m'efforce au quotidien de considérer cet engagement moral envers les anciens, actuels et futurs « thésards » comme prioritaire ; ils sont les ressources premières des laboratoires. Ce mémoire leur est aussi destiné, afin de clarifier mon positionnement et mes intentions et, je l'espère, leur permettre de les bousculer.

Bibliographie

- T. Arts, J.-M. Duboue, & G. Rollin (1997). 'Aero-thermal performance measurements and analysis of a two-dimensional high turning rotor blade'. In *ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, pp. V003T09A013–V003T09A013. American Society of Mechanical Engineers.
- M. G. Ash (2006). 'Bachelor of What, Master of Whom? The Humboldt Myth and Historical Transformations of Higher Education in German-Speaking Europe and the US1'. *European Journal of Education* **41**(2) :245–267.
- R. Aungier (2006). 'Turbine aerodynamics'. *American Society of Mechanical Engineers Press, New York*.
- N. Baines (2010). 'Turbocharger Turbine Pulse Flow Performance and Modelling 25 Years On'. In *9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*, p. Paper No. C1302/028. IMechE, London, May 19/20.
- C. Baker (1980). 'The turbulent horseshoe vortex'. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* **6**(1) :9–23.
- O. Balje (1981). *Turbomachines*. John Wiley.
- L. Barr, S. Spence, & J. McNally (2010). 'A Numerical Study of the Performance Characteristics of a Radial Turbine with Varying Inlet Blade Angle'.
- L. Barr, S. W. Spence, & P. Eynon (2008). 'Improved performance of a radial turbine through the implementation of back swept blading'. In *ASME Turbo Expo 2008 : Power for Land, Sea, and Air*, pp. 1459–1468. American Society of Mechanical Engineers.
- R. S. Benson & K. H. Scrimshaw (1965). 'Paper 23 : An Experimental Investigation of Non-Steady Flow in a Radial Gas Turbine' **180**(10) :74–85.
- I. Bermejo-Moreno, J. Bodart, J. Larsson, B. Barney, J. Nichols, & S. Jones (2013). 'Solving the compressible Navier-Stokes equations on up to 1.97 million cores and 4.1 trillion grid points'. *Supercomputing conference 2013, Denver(CO)*.
- I. Bermejo-Moreno, J. Larsson, L. Campo, J. Bodart, R. Vicquelin, D. Helmer, & J. Eaton (2011). 'Wall-modeled large eddy simulation of shock/turbulent boundary-layer interaction in a duct'. *Annual Research Briefs, Center for Turbulence Research, Stanford University*.
- N. Binder (2004). *Étude aérodynamique expérimentale des étages de turbines centrifètes à géométrie variable*. Ph.D. thesis, Toulouse, INPT.

- N. Binder, X. Carbonneau, & P. Chassaing (2005a). ‘Aerodynamic moment measurements on stator blades of a small dimension variable geometry radial turbine stage’ .
- N. Binder, X. Carbonneau, & P. Chassaing (2005b). ‘Influence of a variable guide vane nozzle on the design parameters of a radial turbine stage’ .
- N. Binder, X. Carbonneau, & P. Chassaing (2008). ‘Off-design considerations through the properties of some pressure-ratio line of radial inflow turbines’. *International Journal of Rotating Machinery* **2008**.
- N. Binder, S.-K. Courty-Audren, S. Duplaa, G. Dufour, & X. Carbonneau (2015). ‘Theoretical Analysis of the Aerodynamics of Low-Speed Fans in Free and Load-Controlled Windmilling Operation’. *Journal of Turbomachinery* **137**(10) :101001.
- N. Binder, J. Garcia Benitez, & X. Carbonneau (2013). ‘Dynamic Response in Transient Operation of a Variable Geometry Turbine Stage : Influence of the Aerodynamic Performance’. *International Journal of Rotating Machinery* **2013**.
- N. Binder, S. Le Guyader, & X. Carbonneau (2012). ‘Analysis of the variable geometry effect in radial turbines’. *Journal of Turbomachinery* **134**(4) :041017.
- Y. Bousquet (2014). *Modélisation et analyse des mécanismes impliqués dans l’apparition du pompage d’un étage de compresseur centrifuge*. Ph.D. thesis, Toulouse, INPT.
- Y. Bousquet (2015). ‘Rapport d’avancement GENOME 2015’. Tech. rep.
- Y. Bousquet, X. Carbonneau, & I. Trébinjac (2012). ‘Assessment of steady and unsteady predictions for a subsonic centrifugal compressor stage’. In *ASME 2012 Turbo Expo : Turbine Technical Conference and Exposition, Copenhagen, Denmark*. American Society of Mechanical Engineers.
- Y. Bousquet, X. Carbonneau, I. Trebinjac, N. Binder, & G. Dufour (2015). ‘Numerical Investigation of Kelvin-Helmholtz Instability in a Centrifugal Compressor Operating Near Stall’. In *ASME Turbo Expo 2015 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. V02CT42A015–V02CT42A015. American Society of Mechanical Engineers.
- Y. Bousquet, G. Dufour, X. Carbonneau, I. Trébinjac, & M. Roumeas (2013). ‘Description of the unsteady flow pattern from peak efficiency to near surge in subsonic centrifugal compressor stage’. In *10th European Turbomachinery Conference, Lappeenranta, Finland, April*.
- G. Brennan, N. Harvey, M. Rose, N. Fomison, & M. Taylor (2003). ‘Improving the efficiency of the trent 500-hp turbine using nonaxisymmetric end walls—part i : Turbine design’. *Journal of turbomachinery* **125**(3) :497–504.
- T. Camp & I. Day (1998). ‘1997 Best Paper Award—Turbomachinery Committee : A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor’. *Journal of Turbomachinery* **120**(3) :393–401.
- T. Cao & L. Xu (2014). ‘A Low Order Model for Predicting Turbocharger Turbine Unsteady Performance’. In *ASME Turbo Expo 2014 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. V02DT42A022–V02DT42A022. American Society of Mechanical Engineers.

- T. Cao, L. Xu, M. Yang, & R. F. Martinez-Botas (2014). ‘Radial Turbine Rotor Response to Pulsating Inlet Flows’. *Journal of Turbomachinery* **136**(7) :071003.
- X. Carbonneau (2013). *Contributions à l'étude et l'analyse des turbomachines de petites tailles en fonctionnement hors-adaptation*. Ph.D. thesis, Toulouse, INPT.
- X. Carbonneau & N. Binder (2009). ‘Analysis of the pressure-ratio lines for a radial turbine’ .
- X. Carbonneau & N. Binder (2012). ‘Performance back-deduction from a loading to flow coefficient map : Application to radial turbine’. *Journal of Thermal Science* **21**(6) :509–517.
- X. Carbonneau, Y. Bousquet, N. Binder, B. Belkouchi, & A. Emmanuelli (2015). ‘Analysis of variable geometry nozzle flow with twisted vanes in radial turbines’. In *11th European Turbomachinery Conference, March 23-27, Madrid, Spain*.
- M. Casey & C. Robinson (2013). ‘A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage’. *Journal of turbomachinery* **135**(2) :021034.
- H. Chen & D. Winterbone (1990). ‘A method to predict performance of vaneless radial turbines under steady and unsteady flow conditions’. *IMEchE Turbocharging and Turbochargers, Paper (C405/008)* :13–22.
- M. Chiong, S. Rajoo, A. Romagnoli, A. Costall, & R. Martinez-Botas (2015). ‘Non-adiabatic pressure loss boundary condition for modelling turbocharger turbine pulsating flow’. *Energy Conversion and Management* **93** :267–281.
- T. M. Connolly, E. A. Boyle, E. MacArthur, T. Hainey, & J. M. Boyle (2012). ‘A systematic literature review of empirical evidence on computer games and serious games’. *Computers & Education* **59**(2) :661–686.
- E. W. Conrad & A. E. Sobolewski (1950). ‘Investigation of Effects of Inlet-Air Velocity Distortion on Performance of Turbojet Engine’ .
- C. Copeland, P. Newton, R. Martinez-Botas, & M. Seiler (2012). ‘A comparison of timescales within a pulsed flow turbocharger turbine’. *Proceedings of IMechE, Paper (C1340/086)* :389–404.
- O. Cordier (1955). “Similarity considerations in turbomachines”. *VDI Report* **3** :85.
- J. D. Coull, N. R. Atkins, & H. P. Hodson (2014). ‘Winglets for Improved Aerothermal Performance of High Pressure Turbines’. *Journal of Turbomachinery* **136**(9) :091007.
- S.-K. Courty-Audren (2015). *Identification et compréhension des mécanismes aérodynamiques liés au potentiel de récupération d'énergie. Application à un ventilateur axial subsonique en autorotation*. Ph.D. thesis, Toulouse, INPT.
- S.-K. Courty-Audren, X. Carbonneau, N. Binder, & F. Challas (2013). ‘Analysis of the pressure-ratio lines for a radial turbine’ .

- C. Crabé, E. Spieser, , N. Binder, & F. Vincent (2015). ‘Analysis of the Best Resolution Achievable in Rotating Sound Sources Imaging Using Acoustic Arrays’. In *Student Session, ASME Turbo Expo 2015 : Turbine Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers.
- N. Cumpsty et al. (1968). *Crossflow in Turbulent Boundary Layers*. HM Stationery Office.
- N. A. Cumpsty (1989). *Compressor aerodynamics*. Longman Scientific & Technical.
- I. Day (1994). ‘Axial compressor performance during surge’. *Journal of propulsion and power* **10**(3) :329–336.
- I. Day (2015). ‘Stall, Surge and 75 Years of Research’. *Journal of Turbomachinery* .
- F. de Crecy, G. Despres, G. N. Boum, & F. Leboeuf (2013). ‘Study of the aerodynamic instabilities in an axial flow compressor using 3d-1d codes coupling approach’. In *10th European Turbomachinery Conference, Lappeenranta, Finland, April*, pp. 15–19.
- R. C. Dean (1959). ‘On the necessity of unsteady flow in fluid machines’. *ASME J. Basic Eng* **81**(1) :24–28.
- M. Dhingra, Y. Neumeier, & J. Prasad (2003). ‘Stall and Surge Precursors in Axial Compressors’. In *Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*.
- S. L. Dixon & C. Hall (2013). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann.
- H. Emmons, C. Pearson, H. Grant, et al. (1955). ‘Compressor surge and stall propagation’. *Trans. AsME* **77**(4) :455–469.
- J. N. Everitt & Z. S. Spakovszky (2013). ‘An Investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor Vaned Diffuser1’. *Journal of Turbomachinery* **135**(1) :011025.
- V. J. Fidalgo, C. Hall, & Y. Colin (2012). ‘A study of fan-distortion interaction within the nasa rotor 67 transonic stage’. *Journal of Turbomachinery* **134**(5) :051011.
- S. Freeman, S. L. Eddy, M. McDonough, M. K. Smith, N. Okoroafor, H. Jordt, & M. P. Wenderoth (2014). ‘Active learning increases student performance in science, engineering, and mathematics’. *Proceedings of the National Academy of Sciences* **111**(23) :8410–8415.
- J. Frota, K. Nicholls, J. Whurr, M. Müller, P. Gall, J. Loerke, et al. (2011). ‘NACRE final activity report 2005–2010. NACRE project report’.
- J. Galindo, A. Tiseira, P. Fajardo, & L. García-Cuevas (2014). ‘Development and validation of a radial variable geometry turbine model for transient pulsating flow applications’. *Energy Conversion and Management* **85** :190–203.
- H. Gallus & H. Hoenen (1986). ‘Experimental Investigations of Airfoil-and Endwall Boundary Layers in a Subsonic Compressor Stage’. In *ASME 1986 International Gas Turbine Conference and Exhibit*, pp. V001T01A057–V001T01A057. American Society of Mechanical Engineers.

- A. S. George, R. Driscoll, E. Gutmark, & D. Munday (2014). ‘Experimental Comparison of Axial Turbine Performance Under Steady and Pulsating Flows’. *Journal of Turbomachinery* **136**(11) :111005.
- A. Gill, T. Von Backström, & T. Harms (2007). ‘Fundamentals of four-quadrant axial flow compressor maps’. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy* **221**(7) :1001–1010.
- A. Gill, T. Von Backström, & T. Harms (2012). ‘Reverse flow turbine-like operation of an axial flow compressor’. In *ASME Turbo Expo 2012 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. 183–195. American Society of Mechanical Engineers.
- A. Gill, T. W. Von Backström, & T. M. Harms (2014). ‘Flow Fields in an Axial Flow Compressor During Four-Quadrant Operation’. *Journal of Turbomachinery* **136**(6) :061007.
- C. K. Gilmore & S. R. Barrett (2015). ‘Electrohydrodynamic thrust density using positive corona-induced ionic winds for in-atmosphere propulsion’. In *Proc. R. Soc. A*, vol. 471, p. 20140912. The Royal Society.
- A. S. Gohardani, G. Doulgeris, & R. Singh (2011). ‘Challenges of future aircraft propulsion : A review of distributed propulsion technology and its potential application for the all electric commercial aircraft’. *Progress in Aerospace Sciences* **47**(5) :369–391.
- W. Graham, C. Hall, & M. V. Morales (2014). ‘The potential of future aircraft technology for noise and pollutant emissions reduction’. *Transport Policy* **34** :36–51.
- E. Greitzer (1980). ‘Review—axial compressor stall phenomena’. *Journal of Fluids Engineering* **102**(2) :134–151.
- E. Greitzer, P. Bonnefoy, E. De la Rosa Blanco, C. Dorbian, M. Drela, D. Hall, R. Hansman, J. Hileman, R. Liebeck, J. Lovgren, et al. (2010). ‘N+ 3 Aircraft Concept Designs and Trade Studies Final Report’. *Nasa cr-2010-216794/vol2, NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio* **44135**.
- E. M. Greitzer (1981). ‘The stability of pumping systems—the 1980 Freeman Scholar Lecture’. *Journal of Fluids Engineering* **103**(2) :193–242.
- M. Gugau & H. Roclawski (2014). ‘On the Design and Matching of Turbocharger Single Scroll Turbines for Pass Car Gasoline Engines’. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **136**(12) :122602.
- I. Hakeem (1995). *Steady and unsteady performance of mixed-flow turbines for automotive turbochargers*. Ph.D. thesis, Imperial College London (University of London).
- H. Hodson, T. Hynes, E. Greitzer, & C. Tan (2012a). ‘A physical interpretation of stagnation pressure and enthalpy changes in unsteady flow’. *Journal of Turbomachinery* **134**(6) :060902.
- H. Hodson, T. Hynes, E. Greitzer, & C. Tan (2012b). ‘A physical interpretation of stagnation pressure and enthalpy changes in unsteady flow’. *Journal of Turbomachinery* **134**(6) :060902.

- L. Huang, W. Zhuge, Y. Zhang, L. Hu, D. Yang, & J. Wang (2012). 'Numerical Investigation of the Effect of Rotor Blade Leading Edge Geometry on the Performance of a Variable Geometry Turbine'. In *ASME Turbo Expo 2012 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. 813–822. American Society of Mechanical Engineers.
- M. Inoue, M. Kuroumaru, T. Iwamoto, & Y. Ando (1991). 'Detection of a rotating stall precursor in isolated axial flow compressor rotors'. *Journal of Turbomachinery* **113** :281.
- D. Japikse (1996). 'Centrifugal compressor design and performance(Book)'. *Wilder, VT : Concepts ETI, Inc, 1996*. .
- D. Japikse, N. Baines, et al. (1994). *Introduction to turbomachinery*.
- D. Japikse & N. C. Baines (1998). *Diffuser design technology*. Concepts Eti.
- S. Koff & E. Greitzer (1986). 'Axisymmetrically stalled flow performance for multistage axial compressors'. *Journal of Turbomachinery* **108**(2) :216–223.
- H. Ladisch, A. Schulz, & H.-J. Bauer (2009). 'Heat transfer measurements on a turbine airfoil with pressure side separation'. In *ASME Turbo Expo 2009 : Power for Land, Sea, and Air*, pp. 783–793. American Society of Mechanical Engineers.
- B. Lakshminarayana (1995). 'Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery' .
- S. Le Guyader (2009). *Analyse des performances d'un turbocompresseur intégré à la boucle de suralimentation*. Ph.D. thesis, Toulouse, INPT.
- J. Lee, B. Bai, S. Geng, & F. Lin (2015). 'Circumferential Propagation Characteristic in the Blade Tip Region of an Axial Flow Compressor'. In *12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, 13–16 July 2015, Genova, Italy*.
- S. Lieblein (1960). 'Incidence and deviation-angle correlations for compressor cascades'. *Journal of Fluids Engineering* **82**(3) :575–584.
- J. R. Lucas (2013). *Effect of BLI-Type Inlet Distortion on Turbofan Engine Performance*. Ph.D. thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.
- J. R. Lucas, W. F. O'Brien, & A. M. Ferrar (2014). 'Effect of BLI-Type Inlet Distortion on Turbofan Engine Performance'. In *ASME Turbo Expo 2014 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. V01AT01A037–V01AT01A037. American Society of Mechanical Engineers.
- M. Malik & D. Poll (1985). 'Effect of curvature on three-dimensional boundary-layer stability'. *AIAA journal* **23**(9) :1362–1369.
- M. Marx, M. Lipfert, M. G. Rose, S. Staudacher, & D. Korte (2013). 'Unsteady Work Processes Within a Low Pressure Turbine Vane Passage'. In *ASME Turbo Expo 2013 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. V06CT42A005–V06CT42A005. American Society of Mechanical Engineers.
- A. B. McKenzie (1997). 'Axial flow fans and compressors'. *Aerodynamic Design and Performance* .

- G. Meauzé (1995). *Turbomachines : calcul des écoulements compressibles*. Ed. Techniques Ingénieur.
- P. L. Meitner & A. J. Glassman (1980). ‘Loss model for off-design performance analysis of radial turbines with pivoting-vane, variable-area stators’. Tech. rep., SAE Technical Paper.
- S. Mizuki & Y. Oosawa (1991). ‘Unsteady flow within centrifugal compressor channels under rotating stall and surge’. In *ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, pp. V001T01A033–V001T01A033. American Society of Mechanical Engineers.
- F. K. Moore & E. M. Greitzer (1986). ‘A theory of post-stall transients in axial compression systems : Part I—Development of equations’. *Journal of engineering for gas turbines and power* **108**(1) :68–76.
- H. Moustapha, M. F. Zelesky, N. C. Baines, & D. Japikse (2003). *Axial and radial turbines*, vol. 2. Concepts NREC Wilder, VT.
- C. K. Natkaniec, J. Kammeyer, & J. R. Seume (2011). ‘Secondary flow structures and losses in a radial turbine nozzle’. In *ASME 2011 Turbo Expo : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. 977–987. American Society of Mechanical Engineers.
- S. Nolan, B. Botros, C. Tan, J. Adamczyk, E. Greitzer, & S. Gorrell (2011). ‘Effects of upstream wake phasing on transonic axial compressor performance’. *Journal of turbomachinery* **133**(2) :021010.
- Y. Okazaki, N. Matsudaira, & A. Hishikawa (1986). ‘A case of variable geometry turbocharger development’. *C111/86 IMechE* pp. 191–195.
- A. Ortolan, X. Carbonneau, N. Binder, F. Challas, & G. Meauzé (2015). ‘Innovative fan design for both high compressor and windmilling performance’. In *12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, 13–16 July 2015, Genova, Italy*.
- A. Ortolan, C.-A. Suk-Kee, N. Binder, X. Carbonneau, & F. Challas (2016). ‘Experimental And Numerical Flow Analysis Of Low-Speed Fans At Highly Loaded Windmilling Conditions’. In *ASME Turbo Expo 2016 : Turbine Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers.
- M. Padzillah, M. Yang, W. Zhuge, & R. Martinez-Botas (2014). ‘Numerical and Experimental Investigation of Pulsating Flow Effect on a Nozzled and Nozzleless Mixed Flow Turbine for an Automotive Turbocharger’. In *ASME Turbo Expo 2014 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. V02DT42A027–V02DT42A027. American Society of Mechanical Engineers.
- J. Pilet, J.-L. Lecordix, N. Garcia-Rosa, R. Barènes, & G. Lavergne (2011). ‘Towards a Fully Coupled Component Zooming Approach in Engine Performance Simulation’. In *ASME 2011 Turbo Expo : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. 287–299. American Society of Mechanical Engineers.

- A. Plas, M. Sargeant, V. Madani, D. Crichton, E. Greitzer, T. Hynes, & C. Hall (2007). 'Performance of a boundary layer ingesting (BLI) propulsion system'. In *45th American Institute of Aeronautics and Astronautics Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, January*, pp. 8–11.
- D. Prasad & W. K. Lord (2010). 'Internal losses and flow behavior of a turbofan stage at windmill'. *Journal of turbomachinery* **132**(3) :031007.
- G. Pullan, A. Young, I. Day, E. Greitzer, & Z. Spakovszky (2015). 'Origins and structure of spike-type rotating stall'. *Journal of Turbomachinery* **137**(5) :051007.
- B. Ribi & G. Gyarmathy (1993). 'Impeller rotating stall as a trigger for the transition from mild to deep surge in a subsonic centrifugal compressor'. In *ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, pp. V03AT15A085–V03AT15A085. American Society of Mechanical Engineers.
- C. Riegler, M. Bauer, & J. Kurzke (2001). 'Some aspects of modeling compressor behavior in gas turbine performance calculations'. *Journal of turbomachinery* **123**(2) :372–378.
- N. G. Rosa, G. Dufour, R. Barènes, & G. Lavergne (2015). 'Experimental Analysis of the Global Performance and the Flow Through a High-Bypass Turbofan in Windmilling Conditions'. *Journal of Turbomachinery* **137**(5) :051001.
- M. Rose (2013). 'Unsteady Flow in Axial Turbines : A Shift of Paradigm' .
- M. G. Rose (2011). *Unsteady flow in axial turbines*. dissertation. de.
- M. G. Rose & M. Marx (2014). 'Unsteady Work Transfer Within a Turbine Blade Row Passage'. *Journal of Turbomachinery* **136**(9) :091001.
- M. Roumeas & S. Cros (2012). 'Aerodynamic investigation of a nozzle clearance effect on radial turbine performance'. In *ASME Turbo Expo 2012 : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. 715–723. American Society of Mechanical Engineers.
- A. K. Sehra & W. Whitlow (2004). 'Propulsion and power for 21st century aviation'. *Progress in Aerospace Sciences* **40**(4) :199–235.
- M. Serres (2012). *Petite Poucette*. Le Pommier.
- L. H. Smith (1993). 'Wake ingestion propulsion benefit'. *Journal of Propulsion and Power* **9**(1) :74–82.
- S. Smith (1965). 'A simple correlation of turbine efficiency'. In *Von Karman Inst. for Fluid Dyn. Proc. of the Seminar on Adv. Probl. in Turbomachinery, Pt. 1 24 p(SEE N 79-21053 12-07)*.
- Z. Spakovszky (2004). 'Backward Traveling Stall Waves in Centrifugal Compressors'. *Journal of Turbomachinery, ASME* **126** :921–930.
- Z. Spakovszky & C. Roduner (2009). 'Spike and modal stall inception in an advanced turbo-charger centrifugal compressor'. *Journal of Turbomachinery* **131**(3) :031012.

- S. T. Spence, J. O'Neill, & G. Cunningham (2006). 'An investigation of the flowfield through a variable geometry turbine stator with vane endwall clearance'. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy* **220**(8) :899–910.
- A. Suresh, D. C. Hofer, & V. E. Tangirala (2012). 'Turbine efficiency for unsteady, periodic flows'. *Journal of Turbomachinery* **134**(3) :034501.
- S. Szymko, R. Martinez-Botas, & K. Pullen (2005). 'Experimental evaluation of turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions'. In *ASME Turbo Expo 2005 : Power for Land, Sea, and Air*, pp. 1447–1457. American Society of Mechanical Engineers.
- H. Tamaki, S. Goto, M. Unno, & A. Iwakami (2008). 'The effect of clearance flow of variable area nozzles on radial turbine performance'. In *ASME Turbo Expo 2008 : Power for Land, Sea, and Air*, pp. 1519–1529. American Society of Mechanical Engineers.
- C. Tan, I. Day, S. Morris, & A. Wadia (2010). 'Spike-type compressor stall inception, detection, and control'. *Annual review of fluid mechanics* **42** :275–300.
- I. Trébinjac, N. Bulot, X. Ottavy, & N. Buffaz (2011). 'Surge inception in a transonic centrifugal compressor stage'. In *ASME 2011 Turbo Expo : Turbine Technical Conference and Exposition*, pp. 1481–1491. American Society of Mechanical Engineers.
- R. Turner & D. Sparkes (1963). 'Paper 6 : Complete Characteristics for a Single-Stage Axial-Flow Fan'. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, vol. 178, pp. 14–27. SAGE Publications.
- J. M. Tyler & T. G. Sofrin (1962). 'Axial flow compressor noise studies'. Tech. rep., SAE Technical Paper.
- H. D. Vo, C. S. Tan, & E. M. Greitzer (2008). 'Criteria for spike initiated rotating stall'. *Journal of turbomachinery* **130**(1) :011023.
- J. Walkingshaw, S. Spence, J. Ehrhard, & D. Thornhill (2010). 'A numerical study of the flow fields in a highly off-design variable geometry turbine'. In *ASME Turbo Expo 2010 : Power for Land, Sea, and Air*, pp. 1951–1960. American Society of Mechanical Engineers.
- J. Walkingshaw, S. Spence, J. Ehrhard, & D. Thornhill (2014). 'An Experimental Assessment of the Effects of Stator Vane Tip Clearance Location and Back Swept Blading on an Automotive Variable Geometry Turbocharger'. *Journal of Turbomachinery* **136**(6) :061001.
- F. Wallace & G. Blair (1965). 'Pulsating-flow performance of inward radial-flow turbines'. In *MECHANICAL ENGINEERING*, vol. 87, p. 141. ASME-AMER SOC MECHANICAL ENG 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017.
- I. Watanabe, I. Ariga, & T. Mashimo (1971). 'Effect of dimensional parameters of impellers on performance characteristics of a radial-inflow turbine'. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **93**(1) :81–102.
- A. Whitfield & N. C. Baines (1990). 'Design of radial turbomachines' .
- E. Wintenberger & J. Shepherd (2006). 'Thermodynamic cycle analysis for propagating detonations'. *Journal of propulsion and power* **22**(3) :694–698.

- D. Winterbone, B. Nikpour, & H. Frost (1991). 'A contribution to the understanding of turbocharger turbine performance in pulsating flow'. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part C : Mech. Eng. Sci., Paper (C433/011)* :19–28.
- A. Wortman (1986). *Detonation Wave Compression in Gas Turbines*. National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center.
- P. Zachos, N. Grech, B. Charnley, V. Pachidis, & R. Singh (2011a). 'Experimental and numerical investigation of a compressor cascade at highly negative incidence'. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* **5**(1) :26–36.
- P. K. Zachos (2013). 'Modelling and Analysis of Turbofan Engines Under Windmilling Conditions'. *Journal of Propulsion and Power* **29**(4) :882–890.
- P. K. Zachos, I. Aslanidou, V. Pachidis, & R. Singh (2011b). 'A sub-idle compressor characteristic generation method with enhanced physical background'. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **133**(8) :081702.
- M. Zangeneh, A. Goto, & H. Harada (1998). 'On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers'. *Journal of turbomachinery* **120**(4) :723–735.
- J. Zhang, W. Zhuge, L. Hu, & S. Li (2007). 'Design of turbocharger variable nozzle'. In *ASME Turbo Expo 2007 : Power for Land, Sea, and Air*, pp. 1313–1319. American Society of Mechanical Engineers.
- X. Zheng & A. Liu (2015). 'Phenomenon and Mechanism of Two-Regime-Surge in a Centrifugal Compressor'. *Journal of Turbomachinery* **137**(8) :081007.

Annexes

a. Parcours professionnel et formation initiale

▷ État civil :

NOM, Prénom BINDER, Nicolas.

Né le 29 novembre 1977 à Suresnes (92).

Nationalité . . . Français.

Réside à Toulouse.

▷ Formation initiale :

1999-2000 Diplôme d'Études Approfondies en Dynamique des Fluides, à l'École Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Construction Aéronautique (ENSICA).

1997-1999 Licence et Maîtrise de Physique, Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA).

1995-1997 DEUG de Mathématiques, Informatique et Applications aux Sciences, UPPA.

▷ Parcours professionnel :

2007- Professeur associé à l'Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace (ISAE), au Département d'Aérodynamique Energétique et Propulsion (DAEP).

2006-2007 Enseignant-Chercheur à l'ENSICA.

2004-2006 Chercheur post-doctorant à l'ENSICA.

2001-2004 Doctorant CIFRE Honeywell TurboTechnologies/ENSICA.

b. Enseignements

▷ **Cursus ENSICA, tronc commun :**

2000-2016 Interventions en Petites Classes, Travaux Dirigés et Bureau d'Étude de Thermodynamique (1A), Mécanique des fluides visqueux (2A), Mécaniques des fluides compressibles (2A), Aérodynamique (2A).

2007-2011 Responsable de la remise à niveau (pédagogique et technique) des travaux pratiques du département (2A).

2012-2015 Responsable de la partie Aérothermodynamique du cours de Thermodynamique (1A)

2012-2016 Responsable du cours de Mécanique des Fluides compressible (2A)

▷ **Cursus ENSICA, modules électifs :**

2007-2011 Responsable du module (2A) « approche expérimentale en mécanique des fluides ».

2012-2016 Responsable du module (2A) « Turbomachines ».

▷ **Cursus SUPAERO, tronc commun :**

2014 Co-responsable de la définition préliminaire du cursus SUPAERO 2015 pour l'enseignement situé dans le périmètre du DAEP.

2015-.... Interventions en Amphi, Petites Classes, Travaux Dirigés et Bureau d'Étude de Thermodynamique (1A), Pratique Expérimentale (1A), Mécanique des fluides compressibles et visqueux (2A).

2016-.... Co-responsable de la partie « Propulsion »(2A).

▷ **Cursus SUPAERO, modules électifs :**

2015-.... Responsable du module de la filière spécialisante en Dynamique des Fluides, « Aérodynamique des turbomachines »(3A).

▷ **Diplôme National de Master :**

2007-2011 Responsable du cours de tronc commun du cursus DNM AMA de l'ISAE « Applied Aerodynamics » dispensé en anglais.

▷ **Cursus Ingénieur ENAC :**

2010-2016 Responsable du cours « Aérodynamique approfondie »en tronc commun de spécialité « Transport ».

c. Encadrement de recherche

▷ Thèses :

- 2006-2009 – Sébastien Le Guyader *Analyse des performances d'un turbocompresseur intégré à la boucle de suralimentation.*
- 2011-2014 – Yannick Bousquet *Modélisation et analyse des mécanismes impliqués dans l'apparition du pompage d'un étage de compresseur centrifuge.*
- 2012-2015 – Suk-Kee Courty-Audren *Identification et compréhension des mécanismes aérodynamiques liés au potentiel de récupération d'énergie. Application à un ventilateur axial subsonique en autorotation.*
- 2014-... – Aurélie Ortolan *Compréhension des mécanismes liés aux écoulements tournants fortement décollés induits par de fortes incidences négatives. Application à un ventilateur axial subsonique en autorotation adapté à la récupération d'énergie.*
- 2015-... – Pierre-Thomas Lauriau *Identification des mécanismes à l'origine de la dégradation des performances dans un étage de turbine centrifuge à géométrie variable. Application aux systèmes d'air avion.*

▷ Masters (M2R et échanges internationaux) :

- 2011 – Jaime Garcia-Benitez *Analyse de la relation entre la performance d'un distributeur d'étage turbine de turbocompresseur et la réactivité du dispositif en fonctionnement transitoire.*
- 2012 – Jean-Luc Ripplingier *Analyse expérimentale du déploiement d'un front de pression dans la partie statique d'un étage de turbine radiale à géométrie variable.*
- 2012 – Adria Argemi-Samso *Analyse numérique du déploiement d'un front de pression dans la partie statique d'un étage de turbine radiale à géométrie variable.*
- 2012 – Gabriel Jacquinot *Étude numérique des effets de jeu dans une turbine radiale à géométrie variable.*
- 2013 – Thomas Brichard *Analyse expérimentale de la propagation d'un front de pression dans la partie statique d'un étage de turbine radiale à géométrie variable.*
- 2013 – Joao Salmim Ferreira *Numerical Assessment of the Flow Field in a Variable Geometry Radial Inflow Turbine.*
- 2014 – Saad Esquelli *Aerodynamic Performance Optimization of a Variable Geometry Radial Inflow Turbine.*
- 2015 – Jorge Jimenez Iglesias *Analysis of a Pressure Front in a Variable Geometry Radial Turbine Stage.*
- 2015 – Ariane Emmanuelli *Influence des effets de jeux dans un étage de turbine radiale à distributeur vrillé et calage variable.*

d. Liste de Publications

Thèse

Binder, N. (2004) *Etude aérodynamique expérimentalement des étages de turbines centrifuges à géométrie variable*. Thèse INPT n° 2124.

Publications dans revues

Bousquet, Y., Binder, N., Roumeas, M., Dufour, G., Carbonneau, X., & Trébinjac, I. (2016) Numerical investigation of Kelvin- Helmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall. *J. of Turbomachinery*, **138** 071007-1 :9, doi :10.1115/1.4032457.

Binder, N., Courty Audren, S.K., Duplaa, S., Dufour, G., & Carbonneau, X. (2015) Theoretical Analysis of the Aerodynamics of Low- Speed Fans in Free and Load-Controlled Windmilling Operation.. *J. of Turbomachinery*, **137** 101001-1 :12.

Bousquet, Y., Carbonneau, X., Dufour, G., Binder, N., & Trébinjac, I. (2014) Analysis of the Unsteady Flow Field in a Centrifugal Compressor from Peak Efficiency to Near Stall with Full-Annulus Simulations. *Int. J. of Rotating Machinery*, **138**071007-1 :9, doi :10.1115/1.4032457.

Binder, N., Garcia-Benitez, J., & Carbonneau, X. (2013) Dynamic Response in Transient Operation of a Variable Geometry Turbine Stage : Influence of the Aerodynamic Performance.. *Int. J. of Rotating Machinery*, **2013** 10.1155/2013/735321.

Binder, N., Le Guyader, S., & Carbonneau, X. (2012) Analysis of the Variable Geometry Effect in Radial Turbines.. *J. of Turbomachinery*, **134** 041017.1 :9.

Carbonneau, X., & Binder, N., (2012) Performance Back-deduction from a Loading to Flow Coefficient Map : Application to Radial Turbine.. *J. of Thermal Science*, **21** 509-517.

Binder, N., & Carbonneau, X. (2012) Performance of a Thrust Vectoring Solution for UAV.. *J. of Propulsion and Power*, **28** 1125-1129.

Carbonneau, X., Binder, N., & Jamme, S. (2010) Evaluation of the thrust recovery of an aircraft flapped outflow valve.. *J. of Aircraft*, **47** 1473-1480.

Binder, N., Carbonneau, X., & Chassaing, P., (2008) Off-design considerations through the properties of some pressure-ratio line of radial inflow turbines.. *Int. J. of Rotating Machinery*, **2008** 1542-3034.

Conférences internationales

Ortolan A., Courty-Audren SK., Binder N., Carbonneau X., & Challas F., (2016) Experimental and numerical flow analysis of low-speed fans at highly loaded windmilling conditions.. *ASME Turbo-Expo*, accepté et recommandé pour publication dans Journal of Turbomachinery.

Emmanuelli, A., Carbonneau, X., Bousquet, Y., & Binder, N., (2016) Effect of Twisted Vanes on Leakage Losses in Variable Geometry Radial Turbines.. *15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC)*, Hawaii, USA.

- Ortolan, A., Carbonneau, X., Binder, N., Challas, F., & Meauzé, G., (13-16 July 2015) Innovative fan design for both high compressor and windmilling performance.. *12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, Genova, Italy.
- Carbonneau, X., Bousquet, Y., Binder, N., Belkouchi, B., & Emmanuelli, A., (2015) Analysis of variable geometry nozzle flow with twisted vanes in radial turbines.. *11th European Turbomachinery Conference*, Madrid, Spain.
- Bousquet, Y., Carbonneau, X., Dufour, G., Rouméas, M., Binder, N., & Trébinjac, I., (2015) Numerical investigation of KelvinHelmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall.. *ASME TurboExpo*, Montréal, Canada.
- Courty Audren, S.K., Carbonneau, X., Binder, N., & Challas, F., (2013) Comparaison des Méthodes Numériques Stationnaires et Instationnaires dans la Prédiction des Ecoulements Décollés – Application à un Ventilateur Subsonique en Autorotation.. *Congrès Français de Mécanique*, Bordeaux, France.
- Courty Audren, S.K., Binder, N., Carbonneau, X., & Challas, F., (2013) Potential of power recovery of a subsonic axial fan in windmilling operation.. *10th European Turbomachinery Conference*, Lappeenranta, Finland.
- Carbonneau, X., & Binder, N., (2012) Back deduction of the radial turbine map from a loading to Flow coefficient diagram.. *14th International Symposium on 10 Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC)*, Honolulu, Hawaii, USA.
- Minck, O., Binder, N., Cherrier, O., Lamotte, L., & Pommier-Budinger, V. (2012) Fan noise analysis using a microphone array.. *Fan 2012 - International Conference on Fan Noise, Technology, and Numerical Methods*, Senlis, France.
- Carbonneau, X., & Binder, N., (2009) Analysis of the pressure-ratio lines for a radial turbine.. *8th European Conference on Turbomachinery*, Graz, Austria.
- Le Guyader, S., Binder, N., Carbonneau, X., & Chassaing, P., (2008) Back pressure effects on variable geometry turbine performances.. *6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics - HEFAT 2008*, Pretoria, South Africa.
- Binder, N., Carbonneau, X., & Chassaing, P., (2008) Properties of some pressure-ratio line of radial inflow turbines and application to off-design considerations.. *12th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, Hawaii.
- Le Guyader, S., Binder, N., Carbonneau, X., & Chassaing, P., (2007) Aerodynamic approach of a variable stator controllability for a small radial turbine.. *5th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics - HEFAT 2007*, Sun City, South Africa.
- Carbonneau, X., Binder, N., & Chassaing, P., (2006) De la conception à la réalisation d'un turboréacteur de 100 daN de poussée destiné à la propulsion de drones.. *41ème Colloque d'Aérodynamique Appliquée*, Lyon.
- Binder, N., Carbonneau, X., & Chassaing, P., (2005) Aerodynamic moment measurements on stator blades of a small dimension variable geometry radial turbine stage.. *2nd EVI-GTI Conference*, Dubrovnik.

Binder, N., Carbonneau, X., & Chassaing, P., (2005) Influence of a variable guide vane nozzle on the design parameters of a radial turbine stage.. *6th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics* , Lille, France.

Binder, N., Carbonneau, X., Chassaing, P., (2004) Volute outlet conditions study by measurements on the stator blades of a small radial turbine stage.. *3rd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Cape town, South Africa.

Conférences nationales

Binder, N., Carbonneau, X., & Chassaing, P., (2001) Caractérisation de l'écoulement dans un étage de turbine centripète à géométrie variable.. *XVIème Congrès Français de Mécanique*, Nancy, France.

Rapports internes

Binder, N., & Khaled, Z., (2014) Étude théorique de la distorsion du champ d'une turbine axiale à géométrie variable.. *Rapport interne DAEP*, document support pour une partie des travaux réalisés dans E-Brake.

Expertise d'articles

ASME Turbo Expo (2007-2016) sessions : « radial turbomachinery », « centrifugal compressor », « radial turbine », « low-order methods », ...

European Turbomachinery Conference (2013, 2015)

ISROMAC (2012, 2014, 2016)

e. Activités contractuelles

▷ Partenariats directs :

1999-2009 : Honeywell TurboTechnologies	<i>Étude des turbines radiales à géométrie variable ;</i>
2004 : Liebherr Aérospace	<i>Étude expérimentale de l'aéroacoustique de turboventilateurs ;</i>
2004-2005 : JPX/Mécachrome	<i>Étude expérimentale d'un turboréacteur de 100 daN de poussée ;</i>
2004-2005 : Liebherr Aérospace.....	<i>Étude expérimentale des vannes à récupération de poussée ;</i>
2010-2011 : Liebherr Aérospace.....	<i>Étude expérimentale de systèmes d'anti-givrage pour avion ;</i>
2014-... : SAFRAN/Technofan.....	<i>Étude des turbomachines au fonctionnement réversible ;</i>
2015-... : Liebherr Aérospace	<i>Étude des turbines radiales à géométrie variable.</i>

▷ Programmes nationaux :

2010-2011 : DGA/MRIS.....	<i>Solution de vectorisation de poussée pour drones (Dassault Aviation) ;</i>
2011-2014 : CORAC/GENOME.....	<i>Stabilité des compresseurs centrifuges (Liebherr Aérospace) ;</i>
2011-2014 : CORAC/GENOME.....	<i>Comportement éolien des ventilateurs (SAFRAN/TECHNOFAN) ;</i>
2011-2014 : FUI/NGTURB	<i>Performance des turbomachines issues de conceptions innovantes(Liebherr Aérospace) .</i>