

MÉMOIRE DE THÈSE
présenté pour obtenir le titre de
DOCTEUR
DE
L'ÉCOLE CENTRALE DE LYON

SPÉCIALITÉ MÉCANIQUE

ÉCOLE DOCTORALE MEGA
MÉCANIQUE - ÉNERGÉTIQUE - GÉNIE CIVIL - ACOUSTIQUE

par

Marine FLEURY

**ÉTUDE EXPÉRIMENTALE D'INSTABILITÉS AÉROÉLASTIQUES DE JOINTS
LABYRINTHE**

Soutenue publiquement le 5 octobre 2021, devant le jury d'examen :

M. COLLET, Directeur de recherche CNRS, École Centrale de Lyon, LTDS	Président
C. PEZERAT, Professeur, Université du Mans, LAUM	Rapporteur
E. SADOULET-REBOUL, Maître de conférence, Université de Franche-Comté, FEMTO-ST	Rapporteur
P. GIRARD, Ingénieur R&T, Safran Aircraft Engines	Examineur
F. THOUVEREZ, Professeur, École Centrale de Lyon, LTDS	Directeur de thèse
L. BLANC, Maître de conférence, École Centrale de Lyon, LTDS	Co-encadrant
G. FIORE, Ingénieur R&T, CNES	Invité
G. PAMPOLINI, Ingénieur R&T, Ariane Group	Invité

Résumé

Dans les machines tournantes, les joints labyrinthes sont utilisés à plusieurs niveaux (turbine, compresseur) pour limiter les fuites et les phénomènes de recirculation entre les zones hautes pressions et les zones basses pressions. Ces composants sont donc critiques pour les performances du moteur. Ils opèrent sans contact, par perte de charge, en minimisant les jeux radiaux entre parties fixes et parties tournantes de la machine. De plus, l'épaisseur du stator est réduite pour obtenir des géométries légères. Ces contraintes de conception mènent à l'apparition d'instabilités aéroélastiques qui constituent un risque pour l'intégrité des parties internes du moteur (fissuration, rupture). Pour éviter ces problématiques, il est nécessaire de disposer de modèles prédictifs. Si des critères existent, peu de données expérimentales permettent de valider et recalculer ceux-ci aujourd'hui.

L'objet de ce travail est double : il s'agit d'abord de mettre en place un dispositif expérimental spécifique à l'étude d'instabilités aéroélastiques de joints labyrinthe et de réaliser des essais de stabilité pour constituer une base de données expérimentale suffisamment fournie. D'autre part, le développement d'un nouveau modèle numérique est proposé. Des premiers éléments de comparaison calculs-essais sont présentés avec les résultats des simulations.

Le banc d'essais mis en place est une reconception d'un premier dispositif expérimental dédié aux instabilités de joints labyrinthe. Le retour d'expérience, les analyses et optimisations réalisées, les solutions technologiques choisies ont permis de concevoir et fabriquer un banc d'essais modulaire et opérationnel pour l'observation et la caractérisation du phénomène. Les forts niveaux vibratoires relevés pendant les essais ont pu être associés à des instabilités aéroélastiques. Les analyses des campagnes d'essais ont permis de mettre en évidence deux paramètres d'influence : le débit massique et l'amortissement structural du stator.

Le modèle d'écoulement est basé sur les équations de Navier-Stokes et prend en compte les variations de température au sein du joint labyrinthe. La cinématique du stator est décrite par une théorie de coque cylindrique. Le système global fluide-structure obtenu est développé et linéarisé par la méthode de perturbation. La résolution du problème bidimensionnel (temps et espace) se fait par une approche de Galerkin.

Les résultats des simulations, confrontés aux résultats expérimentaux issus des campagnes d'essais, fournissent de nouvelles perspectives pour l'amélioration et le recalage du modèle et pour des campagnes d'essais futures.

Mots clés : turbomachine, couplage fluide-structure, aéroélasticité, joint labyrinthe, non-linéarités, instabilités, flottement

Abstract

In turbomachinery, labyrinth seals are used to control the leakage between high- pressure and low-pressure regions. Therefore, labyrinth seals are key components to reach high performance of the engine. These non-contact systems generate pressure drops, minimizing radial clearances between rotating and stationary parts of the structure. Moreover, manufacturers of sealing systems tend to reduce the thickness of structural parts to get lighter designs. These new designs could lead to aeroelastic instability issues, which entails fatigue cracks. To prevent such instability problems, an accurate prediction of the aeroelastic effective damping is necessary. Stability criteria used in the industry are mainly based on empirical observations and show limitations ; moreover, the lack of experimental data can't allow to validate existing models.

This work has a dual objective : firstly, the design and manufacturing of a specific experimental rig to study labyrinth seal aeroelastic instabilities and carry out test campaigns to provide a substantial database. The development of a new analytical model is also proposed. Comparison between numerical and experimental results are presented in the analyses of the simulations.

The developed test rig is a redesign of a first experimental device dedicated to labyrinth seal instabilities study. The feedback, analyses and optimisations carried out, the technological solutions set up allowed to design and manufacture an operational and modular test rig for the observation and characterisation of the phenomenon. High vibration levels recorded were associated to aeroelastic instabilities. Test campaigns analyses allowed to highlight two parameters of influence : the mass flow rate and the mechanical damping of stator part.

Fluid behavior is described by Navier-Stokes equations, using a one control- volume bulk flow model, and assuming temperature fluctuations. Stator dynamics equation is written using cylindrical shell theory. The resulting fluid- structure system is developed and linearized by a perturbation method. The problem resolution is carried out using a Galerkin approach.

Simulations results, compared to experimental results obtained from test campaigns provide numerous perspectives to get better fidelity models and to perform new test campaigns.

Keywords : turbomachinery, flutter, aeroelasticity, labyrinth seal, non-linearities, instabilities, flutter

*« La vie c'est gratuit je vais me resservir et tu devrais faire pareil
Moi je me couche avec le sourire et je dors sur mes 2 oreilles »*

*« Si j'aime la nuit c'est grâce au jour et j'aime le jour grâce à la nuit
J'aime être tout seul grâce à la foule et grâce au silence j'aime le bruit »*

« On va lever notre verre à c'qu'est non-essentiel »

Grand Corps Malade

Remerciements

Si la thèse est un travail scientifique personnel, elle n'en est pas pour autant une aventure solitaire et ne saurait être menée à bien sans les contributions et rencontres humaines qui la jalonnent. Que ce soit lors de réunions, de discussions informelles autour d'un café, ou dans un cadre extra-professionnel, ces échanges ont été déterminants et l'ensemble des personnes citées ci-après ont grandement participé au travail accompli durant ces trois années.

Mes premiers remerciements s'adressent à Manuel Collet pour avoir présidé le jury de cette thèse, ainsi qu'à Emeline Sadoulet-Reboul et Charles Pezerat pour avoir accepté de rapporter cette thèse.

Je tiens à remercier chaleureusement mon directeur de thèse Fabrice Thouverez, pour m'avoir accordé sa confiance en me proposant ce projet de recherche, et pour m'avoir accompagnée tout au long de celui-ci. Son expertise et ses conseils toujours avisés m'ont apporté un enrichissement scientifique et ont guidé l'orientation de ces travaux.

J'adresse mes profonds remerciements à Laurent Blanc. Pour sa bienveillance, sa pédagogie, sa disponibilité, son optimisme communicatif et sa patience à toute épreuve, ce fût un plaisir et une chance de bénéficier de son encadrement.

Cette thèse CIFRE est le fruit d'une association entre le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes et SAFRAN Aircraft Engines. Je remercie Nicolas De Cacqueray, pour avoir initié ce projet, pour son implication et son intérêt pour mon travail. À la suite de son départ, ce sont Renaud Daon et Patrick Girard qui m'ont accompagnée. Je les remercie sincèrement d'avoir accepté de reprendre la gestion de la thèse et d'avoir eu la patience de s'investir sur le sujet.

Ces travaux ont aussi mené à une collaboration avec Ariane Group et le CNES. Je tiens à remercier Anaïs Brandely, Martin Seive et Sébastien Le Martelot pour tout ce qu'ils ont apporté au projet, par leurs expertises techniques, les partages d'analyses et leur suivi actif de la thèse.

Le plus grand défi technologique de cette thèse fût très certainement la conception et la réalisation d'un banc d'essais. Cette étape cruciale n'aurait pu être une réussite sans l'aide considérable fournie par Matthieu Guibert et Thibaut Durand. Leurs expertises en conception et instrumentation ont apporté un éclairage indispensable au projet. Un grand merci pour leur disponibilité et leur enthousiasme qui ont permis de mettre sur pieds le banc Minotaur 2 !

La partie expérimentale d'une thèse est aussi constituée d'innombrables opérations de calibrations, usinages, montages, démontages, réglages, etc. Cette face cachée de l'expérience nécessite minutie, patience et pragmatisme. Je tiens à remercier très particulièrement Stéphane Lemahieu pour

toutes ses interventions sur le banc d'essais et son regard expérimenté sur un grand nombre de problématiques. Je retiendrai le nombre incalculable de montages de banc réalisés, plus ou moins rapidement, parfois à la recherche de vis ou clés mystérieusement disparues dans la halle d'essais. Je remercie également Lionel Charles pour son aide et sa gentillesse.

Ces travaux de recherche sur les joints labyrinthe ont été précédés par la thèse d'Alexa Dairien. Je tiens à la remercier pour ses conseils et les éclairages qu'elle m'a généreusement apportés sur ses travaux.

Ensuite, je remercie l'ensemble de l'équipe DySCo, en particulier mes collègues du G8 bis/ter/phare : merci aux doctorants, compagnons de galère dans cette drôle d'aventure qu'est la thèse. Merci aux ingénieurs pour leur présence et leur aide précieuse. J'ai une pensée toute particulière pour mes co-bureaux Bruno, Fabia, Corentin, Lionel et Claude, qui ont supporté mes sauts d'humeur et craquages au quotidien. J'adresse également mes remerciements à Isabelle, pour tout le travail réalisé pour simplifier les procédures administratives et déplacements liés à la thèse.

Je ne saurais aller plus loin dans ces remerciements sans y ajouter ceux que je tiens à adresser à Bruno Moreira, qui fait partie des collègues qu'on aimerait ne jamais voir partir. Et puisque, de co-bureau à ami la frontière est fine, c'est lors de sorties randonnées dans notre belle région ou autour d'un verre que nous avons maintenant l'habitude de nous retrouver. Je le remercie pour son soutien et pour cette complicité développée au fil du temps.

Je m'attarde maintenant pour adresser mes profonds remerciements à Claude Gibert. Pour ses conseils scientifiques d'expert d'abord, mais aussi et surtout pour tout le reste. Plus qu'un collègue, je le remercie d'avoir été mon allié et de m'avoir épaulée tant de fois. Merci pour tous les partages enrichissants et variés que nous avons eus, qu'ils soient littéraires, musicaux, sociétaux, écologiques, politiques ou houblonnés.

J'ai également eu la chance d'être chaleureusement accueillie dans l'équipe de Handball de Centrale Lyon (malgré mes origines nantraliennes !). Merci à toutes les filles pour ces moments de solidarité partagés sur le terrain. Rester sur le campus tardivement n'aura jamais été aussi agréable. Mention spéciale à Lipeth et Ziza, avec qui je continue de transpirer sur les tapis d'escalade et au bar.

Au moment de clore ce chapitre de la thèse, j'ai également une pensée envers mes nouveaux collègues d'Hashbang. Je les remercie de m'avoir fait confiance et de m'avoir embarquée avec eux pour démarrer une tout autre aventure. Merci à eux pour leur ouverture d'esprit, leur bienveillance et pour toutes les valeurs communes que nous partageons.

Je souhaite maintenant remercier l'ensemble de mes proches, qui ont tous été à leur façon, un soutien indispensable au cours de ces trois années de thèse : ma famille, mon colocataire Valentin, les padeleros lyonnais, mon amie d'enfance Maud, les copains internes de médecine, les potes de Centrale et de l'ARCCN. Merci pour les moments incroyables passés ensemble, à Lyon, Nantes, aux quatre coins de la France et d'ailleurs, et pour tous ceux qu'il reste à venir !

J'adresse une pensée singulière à ma dream team, au noyau dur grâce auquel je me sens si chanceuse et si bien entourée. Parce que malgré l'éloignement géographique, notre amitié reste bien

intacte : merci à Fanny, Emilie, Anne-Ju, Delphine, Victoire, Camille, Elena et Amélie d'être toujours là quoiqu'il arrive. A nos matches de rugby et aux troisièmes mi-temps, à nos retrouvailles traditionnelles nantaises, à nos folles aventures en Italie, dans les Alpes et en Suisse, à Marseille et Bordeaux, en Patagonie, et j'en passe...

Un merci tout particulier à Simon et Nana, mes « coachs » docteurs, mes maîtres Jedi, qui m'ont soutenue moralement tout au long de cette thèse, et en particulier lorsque j'en avais le plus besoin : « Allô, Docteur ? ».

Mes derniers remerciements vont bien sûr à mes parents, mes grands-parents et mon frère. Je les remercie pour leur soutien inconditionnel et pour l'amour qu'ils m'apportent depuis toujours. Merci de m'avoir encouragée pendant ces trois ans, bien que mon travail quotidien soit toujours resté un mystère pour vous.

Papa, Maman, pour être mes repères, mes premiers supporters, et pour avoir toujours cultivé cet esprit de famille si cher à mes yeux.

Papy, Mamie A., Mamie G., pour vos compétences impressionnantes en appels vidéo et sms, pour vos petits plats succulents, pour vos bons tuyaux et pour votre tendresse sans limite.

Enfin, je remercie infiniment mon frère Quentin. Pour la complicité incroyable que nous avons tous les deux, pour être mon confident dans les bons et les mauvais moments, pour être le premier à me traquenarder dans une soirée improvisée et encore le premier à me suivre dans des plans farfelus, pour toutes nos références musicales et cinématographiques que nous seuls comprenons. Merci pour ta présence permanente, ta joie de vivre et ton petit côté frère protecteur.

Table des matières

	Introduction	17
1	Joints labyrinthe et dynamique des rotors	21
1.1	Dynamique des rotors et vibrations	22
1.2	Généralités sur les joints labyrinthe	24
1.2.1	Description d'un joint labyrinthe	25
1.2.2	Instabilité aéroélastique dans les joints labyrinthe	27
1.3	État de l'art	28
1.3.1	Critères classiques	28
1.3.2	Modèles analytiques couplant dynamique de rotor et écoulement	31
1.3.3	Apports et limites de la CFD	32
1.3.4	Tendances actuelles : complémentarité analytique/expérimental	33
2	Conception et réalisation d'un banc d'essais	36
2.1	Spécifications du banc d'essai	38
2.1.1	Objectifs scientifiques	38
2.1.2	Cahier des charges fonctionnel	38
2.2	Stratégie de dimensionnement	39
2.3	Retour d'expérience du banc Minotaur 1	40
2.3.1	Présentation du banc Minotaur 1	40
2.3.2	Vérification de l'amortissement structural par analyse modale	42
2.3.3	Vérification des capacités en débit d'air comprimé	44
2.3.4	Conclusions sur les limitations et nouvelles préconisations	46
2.4	Optimisation de la sensibilité du module Minotaur 2	47
2.4.1	Études d'influence sur les paramètres géométriques et fluide	47
2.4.2	Choix des configurations	53
2.4.3	Spécifications des intervalles tolérables autour des paramètres nominaux retenus	60
2.5	Optimisation de l'opérabilité du banc	61
2.5.1	Démarche de conception et évaluation des solutions	61
2.5.2	Solutions techniques retenues	64
2.5.3	Pilotage, instrumentation, acquisition, sécurité	67

2.6	Validation de la réalisation du banc par les essais partiels	72
2.6.1	Caractérisation modale de la pièce statorique	72
2.6.2	Essais de performance en débit et vérification de la caractéristique du joint labyrinthe	79
2.7	Conclusions	83
3	Exploitation du banc d'essais	85
3.1	Essais préliminaires de mise en évidence d'une instabilité	87
3.1.1	Protocole expérimental	87
3.1.2	Analyse globale des mesures	89
3.1.3	Discussion, comparaison avec les modèles et critères	93
3.1.4	Modifications pour détecter la transition stable/instable	94
3.2	Méthode d'ajustement de l'amortissement mécanique	95
3.2.1	Choix des systèmes amortisseurs	95
3.2.2	Maîtrise de la plage de ce nouveau paramètre d'essai	96
3.3	Campagne d'essais de caractérisation des transitions stable/instable	98
3.3.1	Matrice d'essais	98
3.3.2	Vision globale, cartographie des résultats bruts	99
3.3.3	Procédures de dépouillement	102
3.3.4	Détection d'une transition stable/instable entre 51.6 et 54.5 g/s pour $\zeta = 7\%$	104
3.3.5	Étude détaillée de l'instabilité à 54.5 g/s	108
3.3.6	Discussion d'ensemble : influence des paramètres de pilotage	119
3.3.7	Autres phénomènes observés	122
3.4	Conclusions et perspectives	124
4	Modélisation du joint labyrinthe	127
	Nomenclature du chapitre	129
4.1	Motivations et stratégie	130
4.2	Hypothèses et description du modèle	131
4.2.1	Modélisation du fluide	131
4.2.2	Vibrations de flexion d'une coque cylindrique	137
4.2.3	Couplage fluide-structure	140
4.3	Validation du modèle	140
4.3.1	Préliminaires : validation des modèles fluide et structure	140
4.3.2	Vérification de l'ordre 1 : comparaison avec le modèle Safran	142
4.4	Analyses de stabilité : stratégie opératoire	150
4.5	Analyses sur le cas académique C0 : comparaison calculs-essais	151
4.5.1	Étude de la configuration Minotaur 2 : joint fixe	151
4.5.2	Sensibilité à l'amortissement mécanique et au débit-masse	153
4.5.3	Discussions	156

4.6	Analyses de configurations représentatives de joints industriels	156
4.6.1	Influence du côté d'encastrement du stator	156
4.6.2	Influence de la rotation de l'arbre	159
4.6.3	Influence du nombre de cavités	160
4.7	Bilan	161
	Conclusions et perspectives	165
	Appendices	171
A	Méthode de réduction de données pour l'identification modale	173
B	Analyse modale du stator libre-libre	174
C	Analyse modale du stator encasté-libre	177
D	Solutions technologiques	180
E	Interfaces graphiques de pilotage et d'acquisition	185
F	CAO intermédiaires du banc Minotaur 2	187
G	Réception du banc	189
H	Réglage fin de la coaxialité du stator et du rotor	192
I	Description de l'hypothèse de fluide bloqué	193
J	Résolution en cascade pour le calcul d'une solution initiale	195
K	Équations de fluide linéarisées	197
L	Coefficients de l'équation de structure	198
M	Interprétation des spectres fréquentiels en régime de butée	199
	Bibliographie	201
	Table des figures	209
	Liste des tableaux	210

Introduction

Contexte industriel et scientifique

Les machines tournantes telles que les turboréacteurs et turbopompes sont utilisées dans diverses applications avancées de l'aéronautique et l'aérospatiale. Ces mécanismes complexes, fonctionnant à hautes vitesses de rotation, représentent un défi majeur pour les concepteurs. La forte compétitivité dans ces domaines technologiques entraîne des contraintes économiques et environnementales exigeantes. Il s'agit également de répondre à l'enjeu sociétal d'amélioration des moyens de transports et de production d'énergie. Ce contexte favorise l'innovation permanente vers des systèmes plus performants en termes d'efficacité énergétique, de sécurité et d'impact environnemental.

Suivant l'application considérée, le mouvement de rotation d'une machine tournante a différentes fonctions. Néanmoins, il s'agit dans tous les cas de récupérer ou produire un travail pour générer une poussée (turbomachine), ou un transfert de puissance (courroie ou boîte de vitesse). Dans le cas d'un turboréacteur, la ligne d'arbre est typiquement constituée d'une succession de roues aubagées, fixes et mobiles. Au passage des étages du compresseur et de la turbine, le flux d'air subit plusieurs niveaux de compressions et détente. La conversion de l'énergie mécanique en énergie cinétique permet de générer la poussée de l'ensemble par principe d'action-réaction. Le principe est similaire dans le cas d'une turbopompe dont les roues aubagées peuvent prendre la forme de rouets. La présente étude s'intéresse aux applications de ce type.

Le dimensionnement des machines tournantes intègre des phénomènes multi-physiques complexes, tels que l'aérodynamique, la mécanique des structures, la thermodynamique ; la conception est optimisée pour répondre aux contraintes aérodynamiques de rendement tout en tenant compte des limites mécaniques. Dans cette démarche, de nouvelles technologies sont développées pour améliorer les performances de la turbomachine. Parmi elles, l'utilisation de matériaux innovants, comme les alliages de titane ou les composites, permet de satisfaire des contraintes mécaniques élevées. L'optimisation de l'architecture des organes technologiques constitue un autre levier. Ces solutions visent à augmenter le rendement tout en respectant les marges de fonctionnement. Ce dernier point est étroitement lié à la réduction des pertes entre les parties fixes et parties tournantes. Au-delà des problématiques de guidage, l'enjeu est d'éviter les fuites entre les zones amont hautes pressions et aval basses pressions (dans la turbine) et réduire les phénomènes de recirculation entre l'aval et l'amont (pour le compresseur). Pour ce faire, des systèmes d'étanchéité sont employés. Aux vitesses considérées pour nos applications, les dispositifs sans contact tels que les joints labyrinthe sont des solutions courantes. Leur principe est de provoquer une perte de charges de par leur géométrie : la fuite entre les zones à étancher se fait en effet au travers de passages les plus étroits possibles. Ainsi, ces dispositifs assurent la maîtrise du débit de jeu présent entre les zones amont et les zones aval. Typiquement, l'ordre de grandeur du jeu radial est de quelques centaines de micromètres, ce qui suppose des exigences drastiques sur les tolérances de fabrication de ces

systèmes.

La réduction des jeux fonctionnels et l'allègement des structures augmentent la criticité des vibrations présentes au sein des turbomachines. Ces vibrations sont causées par des effets de balourd, de sillage entre roues voisines, d'interactions du rotor avec des entrées ou sorties de fluide, ou des organes comme les injecteurs. Les joints labyrinthe, de par leur géométrie, participent à ces phénomènes : ils sont le siège d'interactions fluide-structure entre le rotor et le stator. L'amplitude de ces vibrations peut être accrue par des designs monoblocs, structurellement moins amortis. Si les niveaux vibratoires atteints sont trop élevés, des mécanismes de fatigue peuvent se produire, menant à la fissuration voire la rupture des éléments constitutifs du joint.

L'enjeu dans le design de machines tournantes à hautes vitesses, du point de vue de la dynamique des rotors, est d'abord de contrôler et minimiser la réponse aux excitations forcées comme le balourd. Mais il existe d'autres catégories d'excitations liées à des instabilités de rotor et à des vibrations auto-entretenues. Ces excitations entraînent un mouvement latéral du rotor, associé à de l'orbitage. Ce mouvement instable - dit de *whirl* - engendre des non-linéarités, sources de dissipation d'énergie dans le système. Il se caractérise par des amplitudes croissantes, atteignant la plupart du temps un cycle limite stable. Cependant, les larges amplitudes d'orbites peuvent mener à une perte de stabilité définitive. Des cas de contacts entre les parties fixes et tournantes peuvent survenir, avec des conséquences catastrophiques sur l'intégrité de la machine.

Les sources de telles excitations peuvent être multiples selon les composants impliqués. Des éléments typiquement mis en cause dans l'apparition de *whirl* sont les joints labyrinthe, mais aussi les paliers hydrodynamiques et roues aubagées. Selon les cas, les vibrations peuvent être générées soit par frottement, soit par l'écoulement fluide, qui transfère de l'énergie à la structure. Ces vibrations sont dites "auto-entretenues", car l'interaction fluide-structure tend à amplifier le phénomène.

Dans le cas des joints labyrinthe étudiés ici, l'écoulement considéré concerne des fluides gazeux. Ainsi, la dénomination d'instabilité aéroélastique - ou flottement - sera utilisée pour désigner le phénomène. Ces instabilités de joints labyrinthe sont identifiées comme la cause de plusieurs cas de rupture par fatigue constatés post-mortem sur des turbopompes et turboréacteurs industriels : le turboréacteur F100 de Pratt & Whitney est un des cas historiques sur lesquels des fissures par fatigue ont été observées en phase de maintenance.

Le comportement du fluide présente des non-linéarités complexes, d'où la difficulté d'obtenir des modèles représentatifs et rapides, pourtant indispensables dans les phases de pré-conception. Ainsi, dès le début des années 1960, des analyses de pertes de charges permettent une première caractérisation de l'écoulement fluide au sein des joints labyrinthe. Par la suite, des critères phénoménologiques basés sur des constats expérimentaux constituent des outils de référence pour le dimensionnement de ces organes. Puis, les analyses de stabilité de joints labyrinthe dans un contexte de dynamique des rotors apportent un éclairage conséquent sur la physique mise en cause. Le joint est assimilé à un système masse-ressort amortisseur, susceptible d'apporter une raideur "négative" au système. Cette raideur se traduit par une force déstabilisante pour le rotor. Des modèles semi-analytiques unidimensionnels sont ensuite développés à partir des années 1980. Ces modèles plus représentatifs permettent une prédiction améliorée de la stabilité des joints labyrinthe. Typiquement, la modélisation du comportement fluide est basée sur les équations de Navier-Stokes. Une hypothèse de petites perturbations est introduite pour résoudre un problème linéarisé. La compréhension du phénomène est ensuite améliorée par des calculs numériques tridimensionnels CFD basés sur une méthodologie RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). L'ensemble de ces

travaux mettent en exergue des paramètres critiques de stabilité : jeu radial, vitesse circonférentielle du fluide, surpression en entrée de joint labyrinthe. Enfin, le récent développement de moyens expérimentaux spécifiques à l'étude du flottement démontre également le besoin d'améliorer encore le niveau de compréhension du phénomène. Un état de l'art détaillé de l'étude des joints labyrinthe est dressé au paragraphe 1.3.

Objectifs de l'étude

Les pratiques de conception utilisées dans l'industrie se basent sur des critères historiques et empiriques, et peu de données expérimentales ouvertes permettent de valider ou recalculer les modèles existants. Une base de données expérimentales fournie permettra d'améliorer ces critères de conception et de mieux maîtriser la compréhension physique de cette instabilité aéroélastique.

Dans ce contexte, les objectifs de ces travaux se décomposent suivant deux volets. D'une part, une partie expérimentale : il s'agit de concevoir et fabriquer un dispositif expérimental permettant de provoquer une instabilité aéroélastique pour certains points de fonctionnement. Cette étape de conception est basée sur les travaux d'A. Dairien [1], qui ont mené au développement d'un premier banc d'essai dédié à l'étude du phénomène. Les faibles niveaux vibratoires obtenus lors de ces travaux n'ont pas permis d'observer le développement d'une instabilité. L'optimisation de la sensibilité et de l'opérabilité du premier banc mène à une deuxième version du banc, plus fonctionnelle. Par la suite, il s'agit de réaliser des campagnes d'essais et exploiter les résultats afin de disposer d'une base de données expérimentales fournie.

D'autre part, un travail numérique visant à améliorer les critères et modèles existants est mené : le développement d'un modèle plus représentatif, en lien avec les résultats CFD, est présenté dans ces travaux. Ce modèle permet d'analyser la stabilité de joints labyrinthe pour différentes configurations. La prise en compte des effets thermodynamiques (variations de température) au sein de l'écoulement constitue le principal apport du modèle. Les prévisions du modèle sont également confrontées aux résultats de la littérature et résultats expérimentaux.

Ce sujet a précédemment fait l'objet d'une collaboration entre le LTDS, Ariane Group et le CNES dans le cadre de la thèse d'A. Dairien [1] déjà évoquée. Les éléments et conclusions issus de ces travaux ont constitué une référence conséquente pour la thèse présentée dans ce mémoire. Ainsi, une collaboration a été mise en place entre le LTDS, Safran Aircraft Engines, Ariane Group et le CNES dans le but de mutualiser les connaissances sur le sujet. Les ressources matérielles (banc d'essai) et numériques (modèles) des différentes parties ont été exploitées pour l'ensemble des travaux.

Organisation du mémoire

Ce mémoire est divisé en 4 chapitres. Le chapitre 1 détaille la problématique d'instabilité aéroélastique des joints labyrinthe du point de vue de la dynamique des rotors. Après une contextualisation du sujet d'un point de vue scientifique, un état de l'art est présenté, afin de situer les objectifs des travaux par rapport à la littérature historique et aux études récentes menées sur le sujet.

Le chapitre 2 est dédié à la conception et réalisation du banc d'essais. En premier lieu, les objectifs et le cahier des charges fonctionnel du banc sont présentés. Puis, le retour d'expérience du banc issu des travaux d'A. Dairien [1] met en évidence les éléments critiques nécessaires à l'optimisation du nouveau banc d'essais. Pour améliorer la sensibilité du banc, les optimisations menées sur

des modèles 1D et 2D sont alors présentées. Les solutions technologiques apportées pour assurer l'opérabilité du banc sont également détaillées. Enfin, la conformité et les performances du banc sont validées par la réalisation d'essais partiels.

Le chapitre 3 est consacré à l'exploitation du banc d'essais. Dans un premier temps, des essais exploratoires montrent la capacité à observer des hauts niveaux vibratoires sur le banc, y compris à des niveaux de débit réduits. Ensuite, l'ajustement de l'amortissement mécanique offre la possibilité d'identifier plusieurs domaines de transition stable/instable, selon le débit massique imposé. Ce point crucial permet de statuer sur la nature des vibrations, et vient confirmer la présence d'une instabilité aéroélastique. Le post-traitement des données d'essais permet de caractériser l'instabilité par des analyses diverses et complémentaires : évolutions des signaux temporels, contenus fréquentiels, déformées spatiales.

Le chapitre 4 présente le modèle numérique développé. La première partie s'attache à présenter les hypothèses de modélisation. La résolution monolithique du problème implique un couplage fort fluide-structure. Les résultats obtenus sont comparés à d'autres calculs analytiques comme premier élément de vérification. Ensuite, une comparaison avec les essais réalisés sur banc Minotaur 2 vient confirmer les tendances et sensibilités observées expérimentalement. Pour améliorer la corrélation essais-calculs, des analyses supplémentaires sont réalisées sur des configurations plus représentatives de joints industriels. Les sensibilités observées grâce aux études d'influence permettent de dégager des pistes pertinentes pour des campagnes d'essais futures sur le banc. Des perspectives d'amélioration du modèle sont également proposées à la fin du mémoire.

Chapitre 1

Jointes labyrinthe et dynamique des rotors

Ce chapitre introduit le contexte bibliographique de l'étude. Une première partie situe la problématique dans le cadre de la dynamique des rotors. Ensuite, quelques généralités sont données sur les joints labyrinthes et leur principe de fonctionnement. Les problématiques d'interactions fluide-structure associées à ces composants sont détaillées. Une troisième partie propose un état de l'art. Les critères empiriques et modèles classiques de stabilité de joints sont présentés. Leurs limitations et l'absence de données expérimentales ouvertes sur le sujet permettent de situer les objectifs de la présente thèse par rapport à la littérature et aux besoins industriels.

Sommaire du chapitre

1.1	Dynamique des rotors et vibrations	22
1.2	Généralités sur les joints labyrinthe	24
1.2.1	Description d'un joint labyrinthe	25
1.2.2	Instabilité aéroélastique dans les joints labyrinthe	27
1.3	État de l'art	28
1.3.1	Critères classiques	28
1.3.2	Modèles analytiques couplant dynamique de rotor et écoulement	31
1.3.3	Apports et limites de la CFD	32
1.3.4	Tendances actuelles : complémentarité analytique/expérimental	

1.1 Dynamique des rotors et vibrations

Les parties tournantes, aussi appelées "rotors", constituent des organes critiques pour les concepteurs de turbomachines. Les hautes vitesses de rotation (3 000 à 15 000 tours/minute pour un turboréacteur, 30 000 tours/minute pour une turbopompe) de ces systèmes imposent une bonne maîtrise de la dynamique de l'ensemble. A de tels niveaux de vitesses, les phénomènes vibratoires associés au mouvement du rotor sont les principaux responsables de l'endommagement prématuré et de la ruine de la turbomachine. Les origines des vibrations sont diverses, et il est possible de distinguer plusieurs catégories (figure 1.1).

Les vibrations forcées désignent la réponse à une excitation périodique, synchrone ou asynchrone. Une excitation est dite synchrone lorsque sa fréquence correspond à une harmonique de la vitesse de rotation de l'arbre. On observe deux catégories pour ces excitations [2].

Les excitations d'origine aérodynamique, générées par l'écoulement du flux d'air dans la veine, constituent la principale source d'excitation des pales. Ces vibrations sont générées par la présence d'obstacles dans la veine d'écoulement d'air (redresseurs, distributeurs). Ceux-ci entraînent des fluctuations de pression et créent des phénomènes de sillages entre deux roues aubagées voisines. Des débits réduits sont aussi la cause de décollements tournants pouvant mener à du pompage. La distorsion d'entrée d'air est également un exemple de vibrations liées à l'écoulement fluide.

Les excitations d'origine mécanique sont principalement dues à l'excentricité du rotor, qui entraîne un effet de balourd. Ce phénomène est dû à une répartition non homogène de la masse du rotor autour de son axe de rotation, et vient directement impacter son mouvement. Les causes de balourd sont les défauts de fabrication ou un mauvais centrage des composants de la ligne d'arbre. Un des effets les plus connus induit par ces vibrations est le phénomène de résonance.

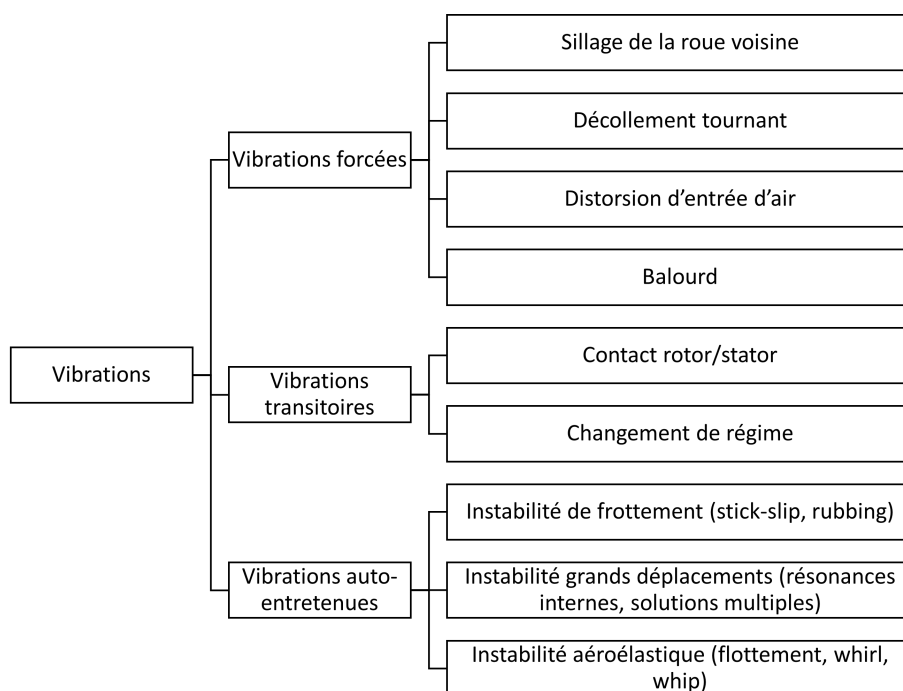


FIGURE 1.1 – Typologie des sources d'excitations au sein d'une turbomachine

Des vibrations libres sont également susceptibles d'apparaître dans le cas de phénomènes transi-

toires ou ponctuels (choc dû à un contact rotor/stator, changement de régime, effets gyroscopiques associés aux manoeuvres).

Enfin, des vibrations dites "auto-entretenues" sont susceptibles de se développer. La structure est alors sollicitée par un phénomène qu'elle a elle-même créé : le plus souvent, il s'agit d'une force fluide ou d'un mécanisme de frottement, qui agit en retour sur elle. L'énergie provient de la rotation ou de l'écoulement. On distingue plusieurs types de vibrations auto-entretenues : interaction modale dans le cas du contact aube/carter (stick-slip en tête d'aubage à faibles vitesses), phénomène de sauts entre deux cycles limites (dus à des non-linéarités de jeu influencées par la thermique), et des instabilités aéroélastiques comme le whirl (tourbillonnement), le whip (fouettement) [3] ou encore le flottement.

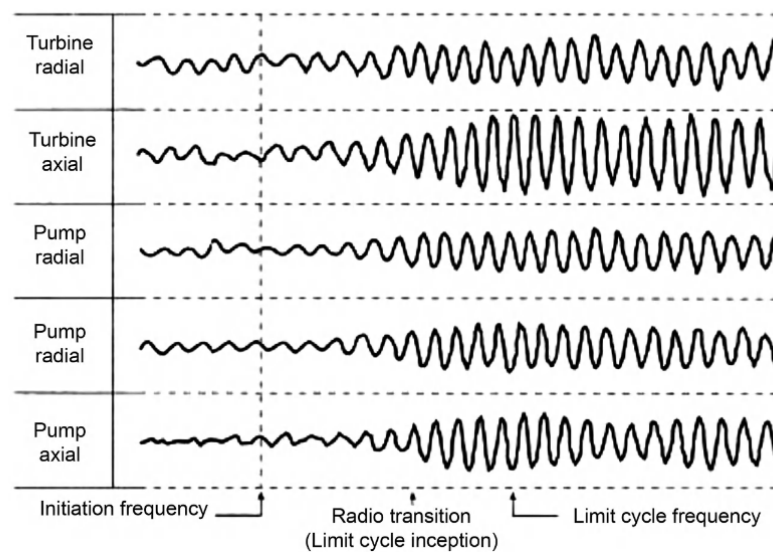
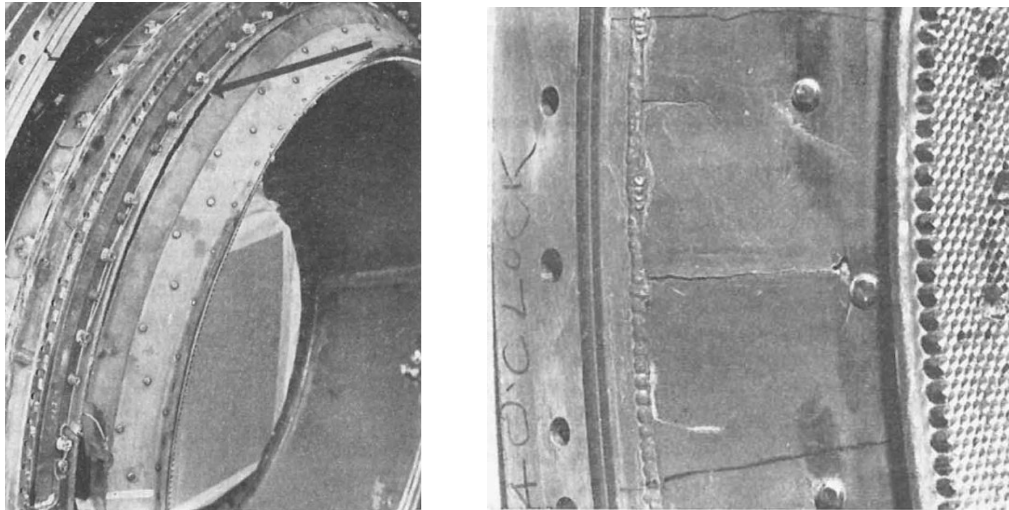


FIGURE 1.2 – Signature de vibrations anormales dans le cas d'une pompe à hydrogène liquide [2]

Le whirl est un mouvement asynchrone instable du rotor. Il se caractérise par des amplitudes croissantes (figure 1.2), atteignant la plupart du temps un cycle limite stable, sous l'effet de non-linéarités. Les mécanismes d'usure altèrent cependant le rendement de la turbomachine. Les larges amplitudes d'orbites peuvent aussi mener à une perte de stabilité définitive. Des cas de contact brutal entre les parties fixes et tournantes peuvent subvenir, avec des conséquences catastrophiques sur l'intégrité de la machine. Dans ces cas plus critiques, des fissures par fatigue apparaissent et mènent à la ruine des supports. Plusieurs exemples de fissuration des parties statoriques de turbomachines sont reportés dans la littérature (figure 1.3).

Au sein de la ligne d'arbre, les sources d'instabilités de type whirl sont multiples : amortissement propre du rotor, paliers hydrodynamiques et joints, couplages aérodynamiques (écoulements de jeu en tête de pales, forces d'interaction rouet-diffuseur), piégeage de fluide dans les rotors, frottements secs, etc. Dans tous les cas, la déstabilisation du rotor est liée à la création d'une force transverse à la direction de rotation (figure 1.4). Cette force vient rendre instable la composante orthoradiale de l'amortissement visqueux associée au mouvement de rotation.

Ainsi, la stabilité vibratoire des rotors est étroitement liée en particulier aux caractéristiques



(a) Fissuration par fatigue d'un carter après ajout d'un double renforcement

(b) Fissures sur stator d'un joint labyrinthe type "honeycomb"

FIGURE 1.3 – Dégâts post-mortem observés sur des parties fixes, d'après Alford [4]

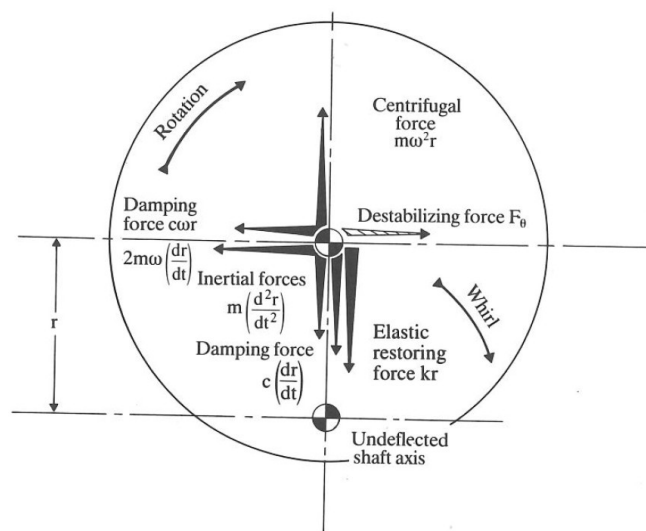


FIGURE 1.4 – Équilibre des forces sur ligne d'arbre dans le cas d'un mouvement de whirl [3]

dynamiques des supports de guidage (paliers hydrodynamiques) [5] et systèmes d'étanchéité [6],[7],[8] ces organes étant identifiés comme sources potentielles de vibrations auto-entretenues. Dans la suite de ce mémoire, l'étude est focalisée sur les joints d'étanchéité par labyrinthe. Les mécanismes impliqués dans la phénoménologie aéroélastique sont multi-physiques, complexes et peuvent mener à du whirl.

1.2 Généralités sur les joints labyrinthe

Dans les paragraphes suivants, nous présenterons les principales caractéristiques d'un joint labyrinthe et la problématique d'instabilité aéroélastique associée.

1.2.1 Description d'un joint labyrinthe

Les joints labyrinthe sont des composants de turbomachines, situés entre la partie statorique (fixe) et la partie rotorique (tournante) (figure 1.5). Ce système d'étanchéité dynamique permet de limiter et contrôler le débit entre les parties fixes et parties mobiles. La conception des joints labyrinthe est donc critique pour les performances de la turbomachine. Ils consistent en une succession de cavités annulaires (figure 1.6), formées par des lèchettes (aussi appelées dents). Leur rôle est d'assurer une étanchéité partielle (car sans contact) entre les zones à haute pression et les zones à basse pression ; la création de pertes de charge au travers des cavités annulaires permet de limiter et contrôler le débit de jeu par échappement de l'air pressurisé vers les zones aval, à plus basses pressions. Typiquement, les niveaux de surpressions sur les joints labyrinthe de turboréacteurs vont de 5 à 12 bar.

On peut également citer des solutions d'étanchéité avec contact comme les joints de type brush seals [9] ou honeycomb seals [10], ou encore les joints à revêtement abrasable. Le premier cité a un fonctionnement éloigné des joints labyrinthe, et ne sera pas étudié dans ce mémoire. Les systèmes type honeycomb ou revêtement abrasable ont eux, un fonctionnement similaire au joint labyrinthe sans contact (contact au rodage ou sur des manoeuvres/charges extrêmes). En tenant compte de la géométrie réelle (stator usé), les travaux développés dans le cadre de cette thèse s'appliquent à ces systèmes.

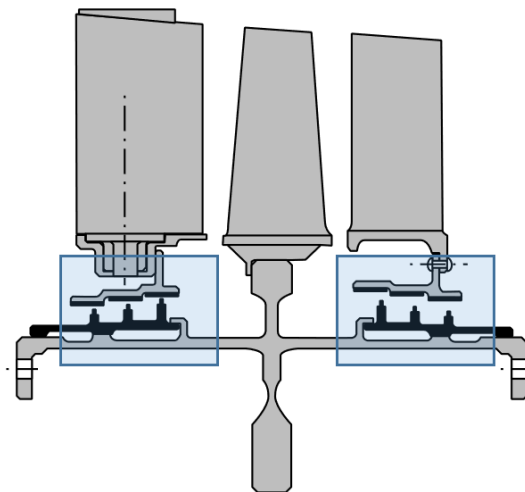


FIGURE 1.5 – Localisation des joints labyrinthe sur une ligne d'arbre (demie-vue)

Le paramètre dimensionnant de ce type de composant est le jeu radial compris entre l'extrémité des lèchettes et la partie statorique. A pressions données (pressions en entrée et sortie de joint labyrinthe), ce jeu détermine le débit axial (débit de jeu) à l'intérieur du joint labyrinthe. La réduction du jeu radial tend à augmenter l'efficacité du joint labyrinthe, et donc le rendement du moteur.

Typiquement, l'ordre de grandeur du jeu est de quelques centaines de micromètres. D'autre part, des géométries plus ou moins complexes de joints labyrinthe permettent d'augmenter les pertes de charges et ainsi améliorer l'étanchéité du système (figure 1.7).

Les problématiques de rendement et coût amènent aujourd'hui les motoristes à optimiser les turboréacteurs en termes de performances et masse. Dans cette démarche, deux contraintes sont à prendre en compte lors de la conception des joints labyrinthe :

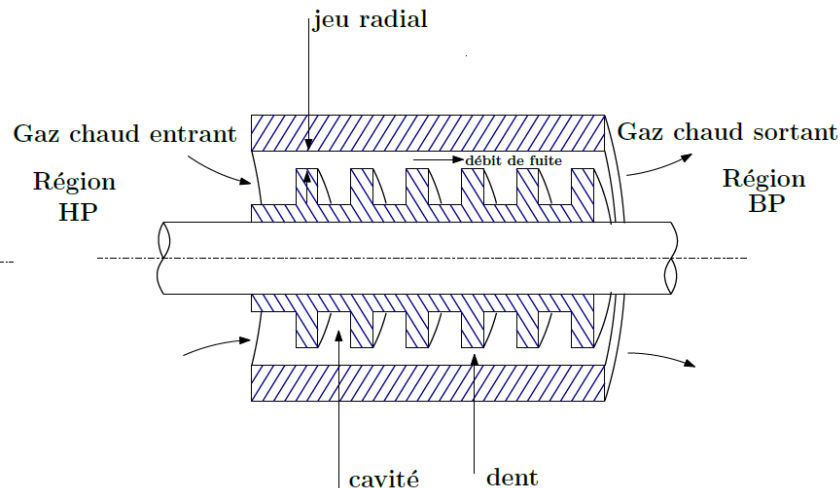


FIGURE 1.6 – Schéma de principe d'un joint labyrinthe [1]

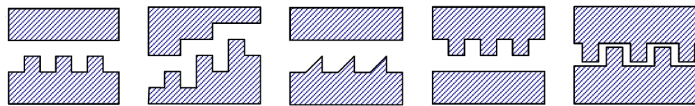


FIGURE 1.7 – Géométries de joints labyrinthe, de gauche à droite : dents sur rotor, labyrinthe à étages, dents triangulaires, dents sur stator, labyrinthe emboîté [11]

- la minimisation du jeu radial, qui améliore l'efficacité du joint labyrinthe, mais entraîne une déstabilisation du système d'un point de vue aéroélastique ; dans ce contexte, la modélisation du débit de jeu et des phénomènes d'interaction fluide-structure dans les zones proche-paroi (viscosité) sont des éléments critiques pour la représentativité des modèles numériques.
- l'allègement des structures, notamment la diminution de l'épaisseur du stator, qui met en défaut l'hypothèse de stator rigide historiquement utilisée pour modéliser le comportement des joints labyrinthe [12]. Sous ces conditions, les fluctuations de pressions internes et débit sont à associer à la déformabilité du stator, et aux déplacements radiaux de parois.

En termes de modélisation, ces organes sont le siège de phénomènes complexes et multi-physiques, ce qui rend la compréhension et la caractérisation de leur fonctionnement délicate. Les principales raisons sont les suivantes :

- les pertes de charge singulières générées par le joint labyrinthe doivent être prises en compte pour l'estimation du débit de jeu ;
- le comportement du fluide, régi par les équations de Navier-Stokes, fait intervenir des effets hautement non-linéaires, tels que la viscosité aux parois ;
- les phénomènes d'interaction fluide-structure imposent de prendre en compte la dynamique du rotor soumis à un écoulement fluide, mais il est aussi nécessaire de s'intéresser au comportement vibratoire des parties fixes du joint labyrinthe. En effet, l'intégration de carter allégés oblige à considérer un stator flexible ;
- le fluide est soumis à des effets thermodynamiques dus à sa rotation autour du rotor et aux détentes successives qu'il subit. Ce point implique de considérer des physiques ayant des constantes de temps très différentes (la thermique étant un phénomène lent par rapport à la dynamique).

1.2.2 Instabilité aéroélastique dans les joints labyrinthe

Dans le cas des joints labyrinthe, les instabilités mises en cause sont associées à des vibrations "auto-entretenues" (ou flottement). Elles résultent d'une déstabilisation de la structure par le fluide, et réciproquement. Ces vibrations sont classiquement appelées instabilités aéroélastiques. Le triangle de Collar (figure 1.8) situe les phénomènes aéroélastiques au croisement de trois physiques différentes. Les phénomènes impliqués font appel à des notions combinées de mécanique des fluides (par l'estimation des chargements aérodynamiques sur la structure), mécanique du solide (par l'estimation des déformations élastiques de la structure) et dynamique (par l'estimation des efforts d'inertie sur la structure). En résumé, le flottement se définit comme un phénomène aéroélastique asynchrone auto-entretenu et instable :

- aéroélastique : il s'agit d'un couplage mécanique fluide/structure (cette dernière étant considérée élastique),
- asynchrone : l'excitation n'est pas liée à la vitesse de rotation de la machine,
- auto-entretenu : la structure est sollicitée par des instationnarités aérodynamiques qu'elle a elle-même créées,
- instable : il s'agit d'un phénomène divergent.

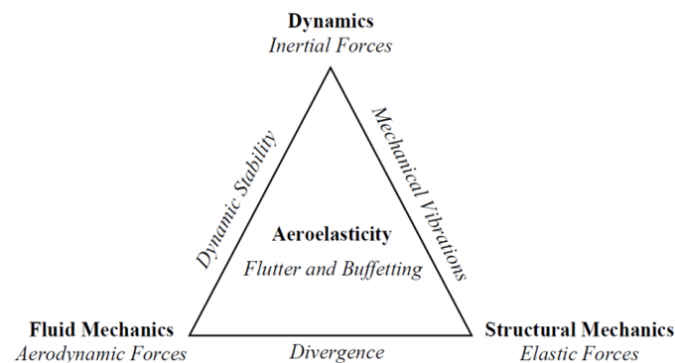


FIGURE 1.8 – Triangle de Collar

Les joints labyrinthe sont le siège de phénomènes d'interactions fluide-structure de premier ordre ; en effet, le jeu relatif très réduit entraîne des fluctuations de pression et vitesse importantes dans les différentes cavités. En outre, les parties statoriques sont déformables. Les vibrations de la structure entraînent une variation du jeu radial, et par conséquent des fluctuations de pression, qui conduisent au développement d'ondes acoustiques circonférentielles. On a alors une rétro-action de ces ondes sur la structure, et un couplage fluide-structure fort. L'interaction mise en cause ici correspond au couplage entre des modes à diamètres de la structure (modes mécaniques), des ondes acoustiques circonférentielles (modes du fluide) et l'écoulement.

D'un point de vue technologique, plusieurs solutions existent pour limiter ces phénomènes. L'ajout de "casseurs" de swirl (réduction de la composante circonférentielle de la vitesse du fluide) est une des solutions proposées pour améliorer la stabilité du système. D'autres technologies sont également classiquement utilisées pour prévenir l'apparition de flottement, comme l'ajout de système amortisseur (anneau [13, 14] ou jonc amortisseur [15]). Ces solutions ajoutent de fortes dissipations dans le système, empêchant l'instabilité de se développer. Enfin, un désaccordage intentionnel peut également être introduit pour stabiliser le système [16].

L'étude de telles solutions aide déjà à appréhender les phénomènes physiques mis en causes dans l'apparition d'instabilités aéroélastiques. L'amortissement mécanique apparaît comme un

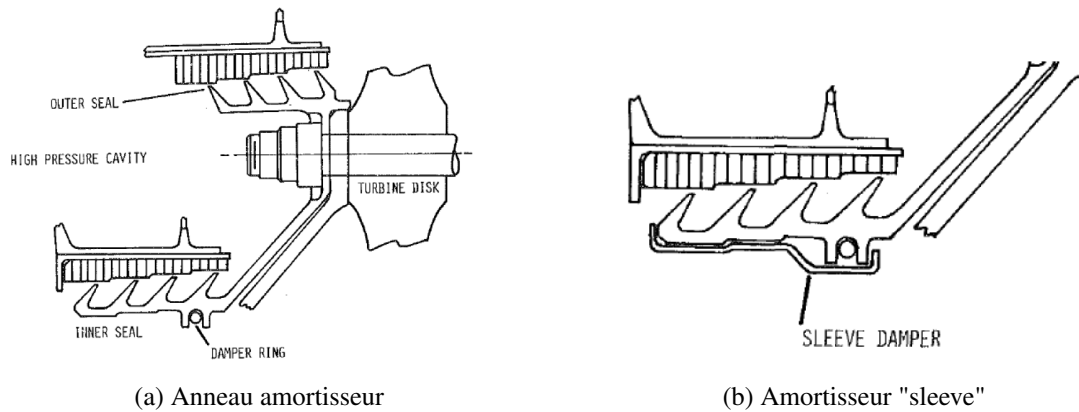


FIGURE 1.9 – Solutions de prévention du flottement d'après travaux d'Abbott [14]

paramètre critique. Ensuite, plusieurs modèles viennent fournir des niveaux de compréhension supplémentaires. Ces critères sont présentés ci-dessous.

1.3 État de l'art

Dans les paragraphes suivants, nous établissons un état de l'art sur les études de stabilité de joints labyrinthe. Une première partie expose les critères historiques ayant contribué à la compréhension globale du phénomène. Ces modèles proposent une approche analytique nourrie par des constats expérimentaux. Les principaux paramètres d'influence sont identifiés [14], [13], [4]. Ensuite, des modèles plus détaillés et représentatifs sont présentés. Ils incluent des modèles de dynamique des rotors et d'écoulement [17], [18]. Ces modèles analytiques unidimensionnels permettent une analyse rapide de stabilité. Les calculs tridimensionnels CFD apportent un niveau de compréhension supplémentaire à la problématique, mais sont coûteux en temps de calcul. Enfin, les développements récents sont présentés : ces derniers confrontent des analyses analytiques à des résultats expérimentaux issus de dispositifs d'essais spécifiquement conçus pour l'étude du flottement de labyrinthe [19], [20], [21].

1.3.1 Critères classiques

Les pertes de charges induites par les joints labyrinthe sont étudiées dès 1960. Dans ses travaux, Idel'cik [22] propose différentes formulations de coefficients de perte de charge, selon la géométrie du joint labyrinthe considéré : joint labyrinthe avec jeu allongé ou en forme de peigne. La perte de charge dépend de la longueur relative de la cavité du labyrinthe (figure 1.10). Celle-ci prend en compte les pertes par frottement dans le jeu, ainsi que les pertes d'énergie dans le noyau de masse constante. Les premières études s'intéressant à la stabilité des joints labyrinthe ont également été conduites dans les années 60. Aujourd'hui, l'état de l'art et la compréhension physique du phénomène se basent encore largement sur ces conclusions. Plusieurs paramètres d'influence ont pu être identifiés et permettent de définir des critères de conception pour les systèmes joints labyrinthe. Alford [4] rapporte des cas de fissuration par fatigue HCF dus à des instabilités aéroélastiques et met en évidence l'influence de la position d'attache du joint labyrinthe sur la stabilité du système. Il constate en effet que, pour des joints stationnaires (absence de rotation de l'arbre), des cas de rupture sont observés lorsque le joint labyrinthe est supporté du côté des hautes pressions, alors qu'aucun cas de rupture n'est relevé lorsque celui-ci est supporté du côté des basses pressions.

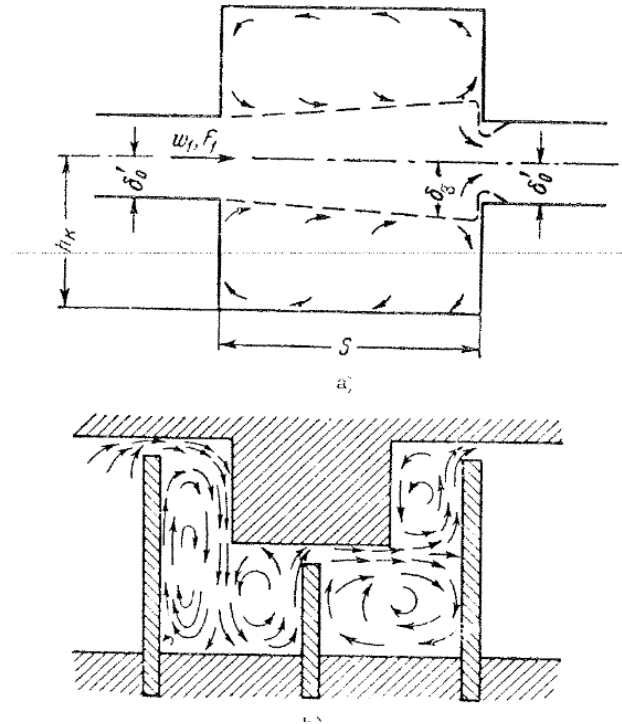
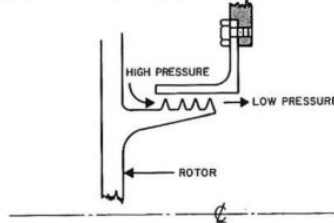


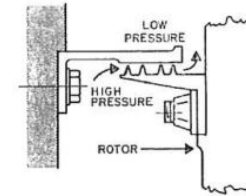
FIGURE 1.10 – Schéma de l'écoulement dans les labyrinthes : a) chambre d'un labyrinthe simple ; b) labyrinthe avec écoulement circulaire [22]

NO KNOWN STATIONARY SEALS FAILED
ROTATING SEALS HAVE FAILED WHEN SUPPORTED AS SHOWN



(a) Rotor maintenu du côté des hautes pressions
et stator supporté du côté des basses pressions

STATIONARY SEALS HAVE FAILED
NO KNOWN ROTOR FAILURES WHEN SUPPORTED AS SHOWN



(b) Rotor maintenu du côté des basses pressions
et stator supporté du côté des hautes pressions

FIGURE 1.11 – Configurations d'attache de joint labyrinthe

Il définit également un critère de stabilité phénoménologique basé sur l'amplitude de déflexion radiale normalisée :

$$\frac{w}{R} = \frac{n^2}{n^2 + 1} \frac{\Delta p L g}{4 \pi f^2 M} \leq \text{valeur seuil} \quad (1.1)$$

avec w le déplacement radial, R et L respectivement le rayon et la longueur du joint labyrinthe, Δp la différence de pression entre l'amont et l'aval, n le mode à diamètre considéré, M la masse généralisée du système, f la fréquence naturelle de la paroi et g l'accélération de la pesanteur. Les limitations de ce critère sont néanmoins multiples ; il s'agit d'un critère cas-dépendant, où la

valeur seuil est fonction du moteur étudié. De plus, il suppose un couplage faible fluide-structure, et ne prend pas en compte la viscosité ni la vitesse circonférentielle du fluide.

Plusieurs cas de défaillances dues à l'apparition d'instabilités aéroélastiques ont permis de constater l'influence de paramètres géométriques, notamment l'importance du diamètre et du jeu radial. Parmi ces cas, on peut citer l'étude expérimentale sur le F100 de Pratt & Whitney menée par Lewis [23]. D'autres travaux, comme ceux de Ehrich [24], viennent également souligner la criticité du jeu radial. Lewis montre notamment que, lors de l'abrasion de la partie fixe, l'agrandissement du jeu radial vient stabiliser le système. De plus, il met en évidence l'importance du jeu radial au niveau de la première dent, et propose des configurations avec un jeu radial variable d'une cavité à l'autre, permettant d'éviter l'apparition de flottement.

Dans les années 80, Abbott [14] propose un critère basé sur un couplage vibro-acoustique selon lequel la stabilité du joint labyrinthe stationnaire dépend du ratio entre fréquence mécanique et fréquence acoustique circonférentielle, à même diamètre nodal. Il distingue également les cas en fonction de l'attache du joint côté hautes ou basses pressions. La grandeur d'intérêt pour déterminer la stabilité du système est le coefficient d'amortissement aéroélastique. En effet, on remarque une variation brutale de la valeur de cet amortissement lorsque les fréquences mécaniques et acoustiques sont proches. Ici, par convention, le cas instable correspond à un amortissement aéroélastique négatif.

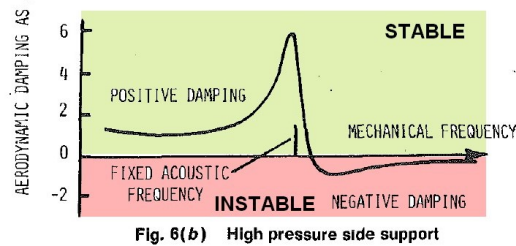
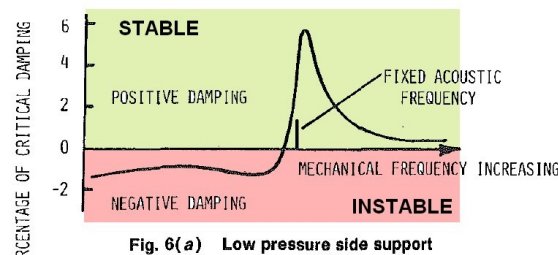


FIGURE 1.12 – Critère d'Abbott [14]

Le critère d'Abbott peut être formulé de la façon suivante :

- Attache côté HP : instable si $f_{structure} \geq f_{acoustique}$
- Attache côté BP : instable si $f_{structure} \leq f_{acoustique}$

Ce modèle analytique 1D est plus avancé que le modèle d'Alford, car la vitesse circonférentielle de l'écoulement est introduite. Cependant, il reste limité car il suppose une unique cavité (deux lèches), un stator rigide et un couplage faible fluide-structure : en effet, la fréquence du mode de structure ne dépend pas de la présence du fluide, de même que la fréquence acoustique ne dépend pas des paramètres mécaniques du joint. C'est néanmoins ce critère de stabilité aéroélastique qui est aujourd'hui encore largement utilisé en conception.

1.3.2 Modèles analytiques couplant dynamique de rotor et écoulement

Si les premiers critères présentés ci-dessus permettent d'établir des règles de conception, la bonne prédiction de la stabilité de joints labyrinthe reste limitée à des cas-type de turboréacteurs. Ces critères, fortement nourris de résultats expérimentaux, ne fournissent qu'une compréhension partielle des comportements de joints labyrinthe et des phénomènes physiques mis en jeu. Des approches analytiques plus détaillées sont nécessaires pour une meilleure prédiction de la stabilité des systèmes. L'étude des joints labyrinthe dans le contexte de la dynamique des rotors constitue une avancée notable dans la compréhension de la physique intervenant dans les mécanismes d'instabilités aéroélastiques. Les premières analyses sur les joints de turbopompes furent conduites par Lomakin [25], à la fin des années 50. Il introduit une force de rappel, appelée "effet Lomakin", pour caractériser l'action des joints lisses sur la stabilité des lignes d'arbres. Dans cette formulation, le fluide au sein du joint se comporte comme un palier souple élastique. Il est modélisé par un système masse-ressort amortisseur. Sa raideur est proportionnelle à la pression. Dans le cas d'un écoulement fluide, l'équation de dynamique entrant en jeu est :

$$\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{XX} & k_{XY} \\ k_{YX} & k_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{XX} & c_{XY} \\ c_{YX} & c_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_{XX} & m_{XY} \\ m_{YX} & m_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix}, \quad (1.2)$$

où $X - Y$ sont les coordonnées généralisées du système, et F la force totale de réaction. Le membre de droite fait apparaître respectivement les matrices de raideur fluide, amortissement fluide, et masse ajoutée. La prise en compte des systèmes labyrinthe dans cette équation va modifier la raideur de l'ensemble, et dans certains cas, sa stabilité. Celle-ci est fréquemment associée aux coefficients aérodynamiques couplés (coefficients hors-diagonale, en XY). Dans leurs travaux expérimentaux, Benckert et Wachter [26],[27],[28] mesurent ces grandeurs d'intérêt pour différentes géométries de joint labyrinthe. Le coefficient de raideur croisé (eq. (1.2)), fortement dépendant de la vitesse circonférentielle du fluide, apparaît comme critique dans la stabilité du système. Cette modélisation est également utilisée pour représenter les forces hydrauliques agissant sur les rotors de turbopompes dans les travaux de Black [29],[30]. Des vitesses de rotations élevées, associées à une excentricité, sont identifiées comme des causes d'instabilités synchrones de whirl.

Les travaux d'Arghir et al. [31], [17] poursuivent cette approche, et analysent la stabilité des joints labyrinthe sous conditions de blocage sonique. L'hypothèse de fluide bloqué en sortie de joint vient modifier la raideur statique de l'ensemble. Dans ce cas, les déplacements relatifs du rotor et stator induisent une force radiale dans la même direction que le déplacement du rotor. Le joint est alors dans une configuration instable.

Les premiers modèles semi-analytiques d'écoulements dans des joints labyrinthe à cavités multiples furent développés à la fin des années 1980 par Childs et Scharrer [18]. Le modèle de Childs s'appuie

sur les travaux d'Iwatsubo [32]. Le phénomène est décrit par les équations de conservation de Navier-Stokes, appliquées à un volume de contrôle du fluide. L'écoulement au travers du joint labyrinthe est supposé isotherme. La viscosité aux parois est introduite en utilisant une formulation de Blasius [33]. Mécaniquement, ce modèle suppose un stator et un rotor rigides, la variation de jeu radial étant induite par une excentricité entre l'axe du rotor et sa position initiale. Ces variations de jeu radial vont entraîner des fluctuations de pressions et vitesses, qui vont elles-mêmes amplifier le mouvement relatif entre rotor et stator, et mener à l'apparition d'instabilités aéroélastiques.

La résolution de ce modèle suppose que les grandeurs subissent de petites perturbations autour d'une position moyenne d'équilibre. Cette hypothèse permet une linéarisation des équations de Navier-Stokes.

Aujourd'hui, une des limitations principales que présente le modèle de Childs est l'hypothèse d'un stator indéformable ; en effet, les nouveaux designs de moteurs tendant à alléger les structures, cette hypothèse est mise en défaut. De plus, l'ensemble des équations sont écrites en supposant une approche isotherme. Ce dernier point est aujourd'hui remis en question et des approches adiabatiques ou plus générales sont préférées afin d'améliorer la représentativité des modèles.

Les travaux de Srinivasan [34] ont ensuite contribué à enrichir les modèles précédents via l'introduction de l'hypothèse de stator et rotor flexibles. Ces résultats sont comparables à ceux d'Abbott quant à l'influence de la rigidité du rotor sur la stabilité du système. Une approche en diamètres modaux est également présentée et permet de mettre en évidence les modes structuraux susceptibles de développer une instabilité sous l'effet d'une excitation fluide (figure 1.13). Dans ce cas, les modes à 2 et 3 diamètres rétrograde apparaissent comme les plus instables. Ici, la notion d'instabilité est directement liée au taux d'amortissement aéroélastique.

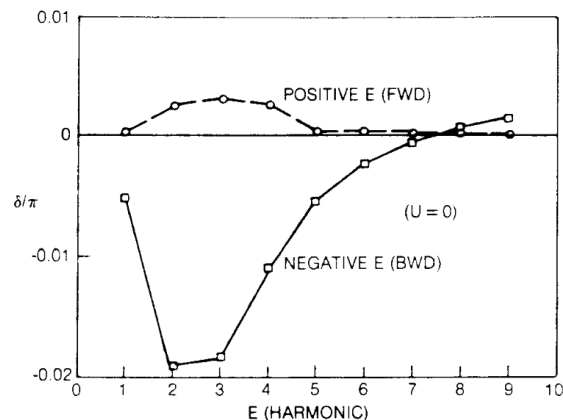


FIGURE 1.13 – Influence du mode à diamètre sur la stabilité du système

1.3.3 Apports et limites de la CFD

Dans l'optique d'améliorer la compréhension du phénomène, les analyses présentent des approches à des niveaux multiples. Les moyens de calculs, notamment en CFD, permettent de réaliser des simulations haute fidélité. D'une manière générale, ces calculs se basent sur les équations de Navier-Stokes à Reynolds moyenné (méthode RANS). Les premières analyses, réalisées par Nordmann et Dietzen [35], fournissent une estimation du débit de jeu et des coefficients aérodynamiques. Les premiers modèles tridimensionnels [36] se limitent au calcul des forces et coefficients aérodynamiques (eq. (1.2)) pour des joints labyrinthe à une cavité, pour des raisons de capacité de

calcul. Puis, des modèles CFD plus exhaustifs sont développés avec l'amélioration des moyens de calculs. Parmi ces travaux, Phibel et al. [37], [38] étudient le flottement d'un joint labyrinthe à trois cavités. Cette approche multi-cavités permet d'identifier des variations de phase dans la distribution des pressions instationnaires d'une cavité à l'autre. Les conclusions de ses travaux sont en accord avec ceux d'Abbott : le ratio des fréquences mécanique et acoustique et le côté de l'encastrement sont identifiés comme paramètres critiques. D'autres études présentant des calculs CFD d'écoulements de joints peuvent également être citées [39], [40], [41], [42]. L'estimation du débit de jeu et les forces aérodynamiques calculées sont comparées aux résultats analytiques. D'une façon générale, ces études démontrent que les prédictions des forces déstabilisantes issues des modèles analytiques de type "bulk-flow" sont supérieures aux effets calculés par les analyses CFD. Ainsi, les modèles analytiques classiquement utilisés sont conservatifs quant à la prédiction d'une instabilité. Enfin, plus récemment, Miura [43] confronte des calculs CFD à des résultats expérimentaux sur un joint labyrinthe à trois cavités. L'influence de la variation du jeu radial est mise en évidence, et des géométries spécifiques de joint labyrinthe sont proposées pour augmenter la stabilité du système. Cependant, les approches CFD restent limitées par des temps de calculs coûteux, et sont peu envisageables aux étapes de conception et dimensionnement.

1.3.4 Tendances actuelles : complémentarité analytique/expérimental

Les différentes analyses présentées ci-dessus mettent en évidence plusieurs paramètres d'influence dans l'apparition de flottement de labyrinthe. La difficulté dans les constats expérimentaux obtenus sur des configurations industrielles est de discriminer ces paramètres. Pour ce faire, on observe ces dernières années le développement de dispositifs expérimentaux dédiés à l'étude d'instabilité ; ces installations sont spécifiquement conçues de façon modulaire, pour pouvoir tester et isoler les paramètres d'influence. Les résultats obtenus constituent alors des bases de données précieuses, permettant une corrélation avec les modèles analytiques.

Modèles analytiques

Pour des raisons de rapidité de calcul, les approches semi-analytiques présentent un intérêt particulier. Parmi les plus récents développements, Cangioli [44] propose un modèle introduisant l'équation de bilan d'énergie à l'état stationnaire, avec une formulation enthalpique. La prise en compte de phénomènes thermodynamiques dans la caractérisation des écoulements de joints labyrinthe induit un couplage des équations gouvernant le comportement du fluide à l'état stationnaire. Cette approche suppose un processus adiabatique d'écoulement du fluide, ce qui constitue une différence notable avec le modèle développé par Childs.

D'autres développements analytiques récents, comme ceux de Corral et Vega [19], [45], se basent sur un critère énergétique et utilisent une formulation explicite du travail par cycle. La stabilité du joint labyrinthe est étudiée en comparant le temps de décharge et le temps de propagation acoustique au travers de la cavité. Ces travaux mettent en exergue l'influence de plusieurs paramètres sur la stabilité du joint labyrinthe : jeu radial, géométrie de la cavité, surpression entre l'amont et l'aval du joint labyrinthe, vitesse de preswirl du fluide, mode propre de vibration considéré. Ce critère est appliqué sur un joint labyrinthe à une cavité, et une extension à une approche multi-cavités est également proposée [45]. La principale faiblesse de ces travaux demeure l'absence de données expérimentales pour valider les prédictions du modèle. Dans les travaux présentés ici, nous proposerons un modèle multi-cavités, prenant en compte les fluctuations de température de l'écoulement au sein du joint labyrinthe (cf. chapitre 4). Les analyses seront ensuite confrontées aux résultats expérimentaux obtenus lors des essais sur le banc Minotaur 2 (cf. chapitre 3).

Approches expérimentales récentes

Dans de nombreux domaines technologiques, l'intérêt pour l'étude de la stabilité des joints labyrinthe se manifeste aujourd'hui par des développements de plateformes d'essais dédiées au phénomène. Vannini et al. [46] présentent un banc d'essai haute pression sur une application de compresseur centrifuge, développé par General Electric Oil & Gas [46]. Cet équipement, conçu pour étudier la stabilité des joints labyrinthe, est dimensionné pour des niveaux de pression allant jusqu'à 400 bar. Le fluide considéré est le nitrogène. Le banc est représentatif d'une centrale industrielle et est équipé d'une alimentation pneumatique à échelle 1. Le joint labyrinthe est composé de 14 dents. Le jeu radial entre le rotor et le stator est de 300 micromètres. L'installation mise en place permet une vitesse maximale de rotation de 15 000 tours/min. Les résultats expérimentaux obtenus sur cette installation sont mis en confrontation avec les principaux modèles analytiques [47].

Cette problématique de stabilité est également étudiée dans le domaine de l'aérospatiale. Les travaux de thèse d'A. Dairien [1] sont issus d'une collaboration entre Ariane Group et le CNES. Ceux-ci ont mené à la conception et au développement d'un banc d'essai au sein du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes. Ce module d'essais académique a été conçu dans le but d'observer et caractériser une instabilité aéroélastique, et de réaliser des corrélations modèles/essais. Aussi, si la géométrie choisie ne correspond pas à un joint labyrinthe industriel de turbopompe, elle assure le juste nécessaire pour reproduire la phénoménologie en question. Le joint labyrinthe d'étude est un joint stationnaire (pas de rotation de rotor), composé de deux dents et une cavité. La modularité du banc permet de tester différents points de supportage de la partie fixe (côté haute ou basse pression), et des jeux radiaux de 150 et 300 micromètres. Un système pneumatique permet d'alimenter le banc en air. Les surpressions visées entre l'entrée et la sortie du joint sont de l'ordre de 8 bar (associées à un débit de l'ordre de 70 grammes/seconde).

Dans l'aéronautique, les besoins de données expérimentales sont aussi notables, et se traduisent par des collaborations entre industriels du secteur. Parmi celles-ci, le projet européen ARIAS [21] implique sur ce thème Rolls-Royce, l'Imperial College, MTU Aero Engines, l'ITP-Aero et l'UPM. Cette collaboration comprend la conception d'un banc d'essai dédié à l'étude du flottement dans les joints labyrinthe. L'objectif est de fournir des données expérimentales de haute qualité pour l'étude du flottement des systèmes de joints labyrinthe. À terme, ces données valideront les approches analytiques et numériques récentes [45]. Le banc d'essai est conçu de façon à autoriser de larges plages de fonctionnement, pour identifier et quantifier l'influence de différentes géométries et conditions d'écoulement sur l'apparition du flottement. Pour quantifier le phénomène, l'équipement prévoit une instrumentation spécifique, fournissant des mesures dynamiques de pressions et déplacements. Les principales caractéristiques du banc sont les suivantes : la configuration est fixe (pas de rotation du rotor). Plusieurs géométries de joints labyrinthe peuvent être testées (une à trois cavités, avec des largeurs de cavité variables). Une section conique permet de tester différentes valeurs de jeu radial. Enfin, il est possible de modifier les fréquences acoustiques de cavités grâce à des insertions modulaires dans les directions axiales et radiales. D'autres travaux récents, comme ceux de Zhang et al. [48], présentent des résultats expérimentaux de calculs de coefficients aérodynamiques. Ces données sont corrélées à des calculs CFD.

Bilan et enjeux

En résumé, l'état de l'art des méthodes de dimensionnement des joints labyrinthe regroupe :

- des critères classiques (Abbott, Alford), permettant d'identifier des paramètres d'influence (jeu radial, débit massique, position de l'encastrement du joint, ratio des fréquences structurale et acoustique). Ces outils de dimensionnement sont très qualitatifs et peu représentatifs de la

réalité ;

- des modèles analytiques plus détaillés, qui prennent en compte le couplage fluide-structure et fournissent de meilleures prédictions ;
- des modèles CFD qui, bien que coûteux en temps de calculs, amènent une compréhension supplémentaire des interactions aéroélastiques mises en cause dans le flottement ;
- des développements expérimentaux récents ou en cours, qui démontrent de l'importance de disposer de bases de données expérimentales fournies, pour discriminer les paramètres d'influence et valider les modèles.

L'enjeu actuel est donc de disposer d'une base de données expérimentale pour confronter ces résultats aux prédictions des modèles existants et nouveaux. Pour ce faire, il est nécessaire de concevoir et fabriquer une plateforme d'essais modulaire, permettant de tester et d'isoler plusieurs paramètres d'influence. Le choix de ces derniers est directement lié aux critères décrits dans l'état de l'art. Typiquement, la plateforme d'essais doit accueillir plusieurs configurations, afin d'évaluer l'influence du jeu radial, du débit, du côté de l'encastrement, du preswirl, de la position axiale des dents. En outre, une instrumentation adaptée doit permettre de détecter et caractériser le phénomène de flottement. Enfin, dans le but d'améliorer les outils de dimensionnement disponibles en bureau d'études, un travail numérique est réalisé pour développer un modèle analytique plus représentatif de la réalité. Les configurations testées lors des campagnes d'essais seront analysées avec ce modèle, pour obtenir une corrélation essais/calculs.

Chapitre 2

Conception et réalisation d'un banc d'essais

Ce chapitre aborde les études de dimensionnement, conception, mise en place et déverminage du banc Minotaure 2 ("experiMental INvestigation Of a labyrinTh gas seAl Under aeRoleastic instabilities"). Ce banc d'essais est une reconception complète du premier banc Minotaure, développé dans les travaux de thèse d'A. Dairien. Une première partie du chapitre est consacrée au retour d'expérience issu de ce banc. L'objectif du dispositif développé est de fournir des données expérimentales sur le comportement dynamique du joint labyrinthe soumis à un écoulement d'air. Les deux moyens d'essais sont situés au LTDS de l'Ecole Centrale de Lyon. Le contrôle du flux d'air se fait au moyen d'une vanne de régulation permettant un pilotage du débit axial entrant dans le joint labyrinthe. L'écoulement vient exciter la partie statorique souple du module suivant des diamètres nodaux. La finalité recherchée est de provoquer de façon intentionnelle une instabilité aéroélastique pour pouvoir définir des domaines de stabilité et d'instabilité du joint. Le point de fonctionnement fluide (débit, pression d'entrée) constitue un jeu de paramètres possibles, permettant d'évaluer l'influence de ces grandeurs physiques sur le phénomène d'instabilité.

Sommaire du chapitre

2.1	Spécifications du banc d'essai	38
2.1.1	Objectifs scientifiques	38
2.1.2	Cahier des charges fonctionnel	38
2.2	Stratégie de dimensionnement	39
2.3	Retour d'expérience du banc Minotaure 1	40
2.3.1	Présentation du banc Minotaure 1	40
2.3.2	Vérification de l'amortissement structural par analyse modale	42
2.3.3	Vérification des capacités en débit d'air comprimé	44
2.3.4	Conclusions sur les limitations et nouvelles préconisations	46
2.4	Optimisation de la sensibilité du module Minotaure 2	47
2.4.1	Études d'influence sur les paramètres géométriques et fluide	47
2.4.2	Choix des configurations	53

2.4.3	Spécifications des intervalles tolérables autour des paramètres nominaux retenus	60
2.5	Optimisation de l'opérabilité du banc	61
2.5.1	Démarche de conception et évaluation des solutions .	61
2.5.2	Solutions techniques retenues	64
2.5.3	Pilotage, instrumentation, acquisition, sécurité	67
2.6	Validation de la réalisation du banc par les essais partiels	72
2.6.1	Caractérisation modale de la pièce statorique	72
2.6.2	Essais de performance en débit et vérification de la caractéristique du joint labyrinthe	79
2.7	Conclusions	83

2.1 Spécifications du banc d'essai

2.1.1 Objectifs scientifiques

La difficulté dans la compréhension des phénomènes de couplage fluide-structure dans les joints labyrinthe réside aujourd'hui dans l'absence de données expérimentales ouvertes. En effet, la mise en place d'essais de flottement sur des moteurs à échelle 1 serait complexe, potentiellement destructrice, et par conséquent coûteuse. La complexité du système, la maîtrise des conditions de fonctionnement et conditions aux limites, ainsi que la problématique de l'intégration de l'instrumentation pour observation, rendraient la vérification de la répétabilité ainsi que l'analyse des phénomènes plus difficiles. De plus, l'expérience doit pouvoir être comparée à un modèle numérique qui repose sur un certain nombre d'hypothèses et de paramètres limités au juste nécessaire, qu'il convient de vérifier dans le cadre de l'expérience.

Dans le cadre de ces travaux, l'objectif est de concevoir et développer un banc d'essai dédié à l'étude du phénomène, afin de pouvoir disposer d'une base de données expérimentales. Celle-ci permettra alors de confronter les modèles et critères existants à des résultats d'essais.

Le banc d'essai développé est une configuration académique à échelle réduite. La finalité est de reproduire et caractériser la phénoménologie d'instabilité ; la géométrie simplifiée du banc doit permettre d'isoler un certain nombre de paramètres d'influence.

Une matrice des besoins d'essais a été établie pour définir et hiérarchiser les priorités en termes de caractérisation de l'instabilité. On s'intéressera en particulier à l'impact des paramètres suivants :

- Paramètres géométriques du joint labyrinthe : jeu radial, hauteur de dent, largeur de cavité, position axiale des dents, nombre de dents ;
- Paramètre structure : rayon du stator, épaisseur du stator, côté de l'encastrement (HP/BP) ;
- Paramètres fonctionnels (fluide) : débit axial, ΔP , preswirl, température.

Les principaux organes constitutifs du banc sont : un module d'essai contenant le joint labyrinthe, un système d'alimentation en air comprimé (compresseur, cuve de stockage, sécheur d'air), et une vanne de régulation associée à un débit-mètre, permettant de piloter les essais en débit.

2.1.2 Cahier des charges fonctionnel

Afin de répondre aux objectifs scientifiques, le dispositif expérimental doit intégrer les fonctions principales suivantes :

- Fonction principale 1 (FP1) : Le dispositif expérimental doit permettre de déclencher une instabilité aéroélastique
 1. Permettre l'observation d'une transition stable/instable ;
 2. Être modulaire pour tester différentes configurations et mettre en évidence des paramètres d'influence ;
 3. Fournir un flux d'air contrôlé et stabilisé sur toute la durée de l'essai.
- Fonction principale 2 (FP2) : Un système d'acquisition et une instrumentation adaptée doivent permettre de monitorer les paramètres de fonctionnement révélateurs d'instabilité
 1. Mesurer les pressions et débit le long de la ligne d'alimentation en air comprimé (maîtrise du flux d'air) ;
 2. Mesurer le déplacement radial de la partie statorique du joint labyrinthe ;
 3. Mesurer les variations de température le long du banc d'essai ;
 4. Intégrer les différents composants à l'environnement matériel sans perturber le système (instrumentation, système de régulation en débit) ;

L'ensemble des données fournies, et la répétabilité des expériences, doivent permettre la comparaison aux modèles et la validation des hypothèses.

- Fonction principale 3 (FP3) : Un système spécifique de pilotage et surveillance doit garantir l'intégrité du banc et de l'instrumentation mise en place
 1. Assurer un temps de réponse rapide de la consigne en débit ;
 2. Surveiller les amplitudes vibratoires en temps réel ;
 3. Permettre d'arrêter l'essai rapidement en cas de divergence des signaux.

2.2 Stratégie de dimensionnement

Pour répondre aux spécifications énoncées ci-dessus, un travail de dimensionnement est mené. Celui-ci s'articule autour de plusieurs axes. La première étude se concentre sur le banc d'essai Minotaur 1, développé dans le cadre des travaux d'A. Dairien [1], qui n'avait pas permis d'observer une instabilité. Le banc mis en place respecte un cahier des charges permettant de tester différentes configurations et de les confronter aux critères historiques d'Alford et Abbott. Les données et constats expérimentaux obtenus à partir de ce banc d'essais permettent un retour d'expérience précieux en vue de la reconception d'un banc optimisé. Une caractérisation approfondie du comportement vibratoire de la structure et de la ligne d'alimentation en air comprimé mettent en évidence les limitations principales du banc en question.

En complément, une étude d'influence paramétrique est réalisée au moyen de modèles 1D et 2D. Les analyses de stabilité mettent en exergue les paramètres critiques (géométrie, fluide) et jeux de paramètres prépondérants pour l'apparition de flottement. L'optimisation de ces grandeurs permet de définir des configurations avec un risque d'instabilité a priori plus marqué que pour Minotaur 1. Parmi celles-ci, un choix est retenu, en prenant en compte les limites de faisabilité relatives à l'usinage. Bien qu'un seul design soit développé et exploité dans le cadre de ces travaux, l'ensemble des configurations testées et optimisées constituera une perspective intéressante pour des travaux ultérieurs. A terme, il s'agit en effet de tester plusieurs configurations sur le banc d'essais.

Les conclusions et limitations du banc Minotaur 1 associées à l'optimisation de la sensibilité du banc fournissent les éléments clés scientifiques à atteindre en vue de la reconception du banc. Des solutions techniques sont alors proposées pour assurer l'opérabilité du banc : efficacité de montage, souplesse d'utilisation, répétabilité, maintenabilité. Ce dernier point est primordial pour garantir la réussite des essais (FP1). En outre, un travail est réalisé sur le pilotage et l'acquisition des essais, afin d'obtenir des données expérimentales de qualité (FP2) et de garantir l'intégrité de l'ensemble (FP3).

La dernière étape du développement concerne les essais partiels (dits de déverminage). Ces essais visent à caractériser le banc d'essai à réception, et à vérifier sa conformité vis-à-vis du cahier des charges. La bonne réussite de ces essais partiels permet de valider la conception, avant l'exploitation du banc pour les essais "productifs".

2.3 Retour d'expérience du banc Minotaur 1

2.3.1 Présentation du banc Minotaur 1

La figure 2.1 présente une vue en coupe du banc Minotaur 1. La nomenclature associée est fournie dans le tableau 2.1. Ce dispositif expérimental [1],[49] a été réalisé dans le but de développer une instabilité aéroélastique, à un point de fonctionnement donné : géométrie du joint labyrinthe figée, débit massique imposé, surpression aux bornes du joint labyrinthe, conditions limites d'encastrement (côté hautes pressions ou basses pressions). Les choix de conception du banc ont été effectués en prenant en compte des conditions de fonctionnement du joint assez éloignées de celles d'un joint au niveau d'une turbine ou turbopompe, où les niveaux de pression, débit et vitesses sont élevés et difficilement reproductibles en laboratoire. Pour autant, l'objectif du banc n'est pas de se placer dans des conditions réelles de fonctionnement, mais bien d'observer et de caractériser la phénoménologie de flottement au sein du joint. Aussi, la configuration choisie a les caractéristiques suivantes :

- le joint labyrinthe est composé de deux dents et une cavité, les dents sont situées sur le rotor (2.2);
- deux jeux radiaux sont testés : 150 et 430 micromètres. Ces valeurs se rapprochent des jeux radiaux réels d'une turbopompe;
- il n'y a pas de système de rotation du rotor, l'ensemble des pièces est fixe ; ce choix permet de s'affranchir de toutes les problématiques associées à la mise en rotation d'une ligne d'arbre : entraînement, guidage, instrumentation embarquée...
- deux montages sont prévus pour la partie statorique : un encastrement du côté des hautes pressions ou du côté des basses pressions ;
- l'alimentation en air comprimé est assurée par un compresseur de 5 kW et une cuve de 500 litres ;
- un tube de Venturi intègre un débitmètre et une vanne de régulation ;
- des capteurs de pression stationnaires sont placés à l'intérieur du module, en amont, dans la cavité, et en aval. Des capteurs de mesures vibratoires sont répartis sur la circonférence du stator.

L'objectif est de tester la stabilité du banc pour différents points de fonctionnement, et d'observer une transition stable/instable au-delà d'un régime identifié. Les essais sont contrôlés en débit : le principe est de piloter le débit axial entrant dans le joint labyrinthe pour exciter la partie statorique souple suivant des diamètres nodaux. L'étude pour différentes valeurs de débits permet de tester la stabilité du système sur une plage de fonctionnement, et d'identifier des domaines de stabilité et d'instabilité et leurs causes.

Dans la configuration Minotaur 1 [1], le banc est en mesure de soumettre des écoulements d'air caractérisés par une pression de 3.2 bars, à un débit axial de 40 g/s. Grâce à l'instrumentation mise en place, il est possible d'analyser le comportement vibratoire, de déterminer le contenu fréquentiel, de reconstituer les déformées opérationnelles de la partie statorique. Toutefois, dans cette configuration du banc, les amplitudes vibratoires sont très faibles, et aucune instabilité aéroélastique n'est observée. Ce résultat est confirmé par le modèle développé au cours de cette même thèse ; la stabilité du système s'explique notamment par les niveaux de sollicitations insuffisants. En particulier, le cahier des charges préconisait un débit axial de 72 g/s, alors que le banc d'essai ne peut maintenir un débit stabilisé supérieur à 40 g/s.

Pour expliquer les faibles niveaux vibratoires observés, une attention particulière est également

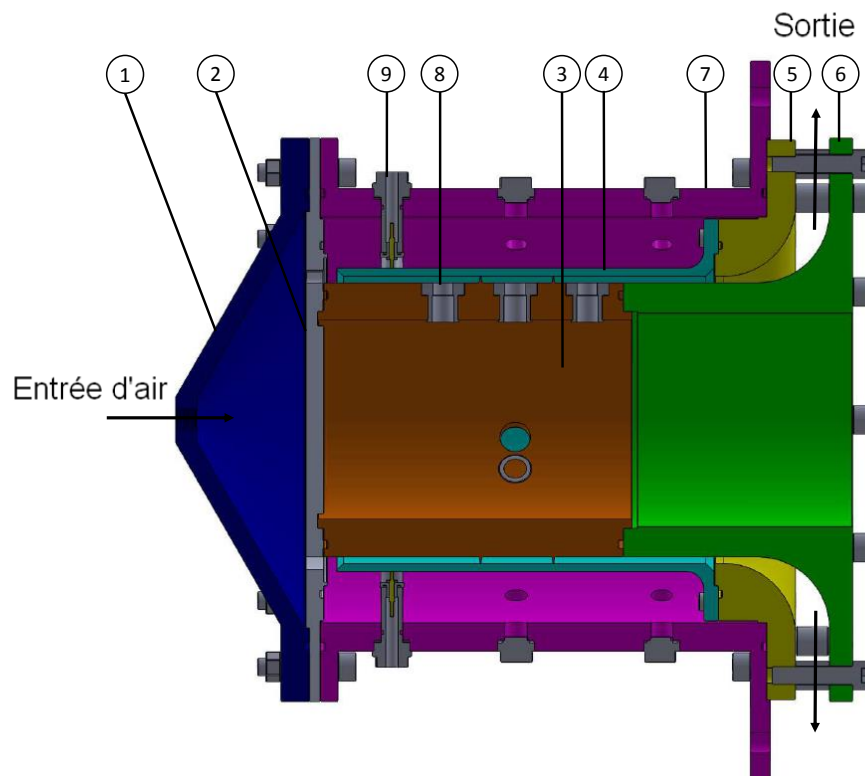


FIGURE 2.1 – CAO du module d'essai Minotaur 1 (vue en coupe)

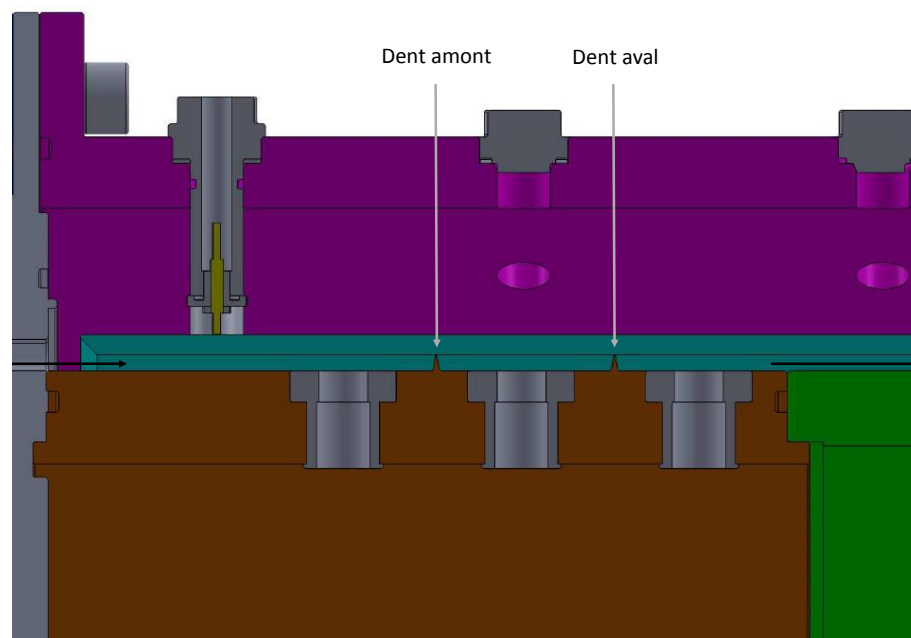


FIGURE 2.2 – Minotaur 1 : Zoom sur la cavité

portée sur l'amortissement mécanique de la structure. Il s'agit de vérifier que celui-ci reste inférieur aux effets d'instabilité induits par le fluide. Si au contraire les ordres de grandeur de ces

N°	Désignation	Matériau
1	Cône d'admission	Acier
2	Diffuseur	Acier
3	Rotor (ou arbre)	Acier
4	Stator	Aluminium
5	Support stator (sortie d'air)	Acier
6	Support rotor (sortie d'air)	Acier
7	Chambre	Acier
8	des capteurs de pression	Bronze
9	Support des capteurs de déplacement	Bronze

TABLE 2.1 – Nomenclature des éléments principaux du banc Minotaur 1, d'après [1]

valeurs sont proches, ce point élément peut constituer une des causes d'absence d'instabilité, l'amortissement mécanique du système entrant alors directement en compétition avec le phénomène de flottement. Sur le module d'essais Minotaur 1 (figure 2.1), la présence de nombreuses pièces support, épaulements, joints toriques laisse suspecter un amortissement mécanique important.

Dans les travaux d'A. Dairien [1], des modélisations EF et des analyses modales expérimentales sont présentées afin de définir le comportement vibratoire du stator. Dans le but d'approfondir la compréhension globale du banc Minotaur 1, un travail conséquent de caractérisation complémentaire a été mené afin de préciser les axes d'amélioration, en vue de la conception d'un banc optimisé. La caractérisation réalisée s'est concentrée cette fois-ci sur deux volets principaux :

- le comportement vibratoire de la structure : analyses modales du stator en configurations libre-libre sur stator isolé et sur l'assemblage stator+support ;
- le comportement de l'écoulement fluide : nouveaux calculs de dimensionnement de la ligne d'alimentation en air comprimé.

2.3.2 Vérification de l'amortissement structural par analyse modale

Stratégie

Dans la configuration Minotaur 1, les dents du joint labyrinthe sont situées sur la pièce rotative. Le dimensionnement (matériau, géométrie) permet de considérer cette pièce comme infiniment rigide vis-à-vis du stator. La pièce statorique, conçue en aluminium et avec une épaisseur de 4,5 mm, est la pièce mécanique supposée flexible. C'est cette pièce qui est susceptible d'entrer en vibration en cas d'instabilité aéroélastique. La maîtrise du comportement vibratoire du stator est donc primordiale. C'est pourquoi une caractérisation modale expérimentale du stator a été menée dans la thèse d'A. Dairien [1], et comparée à des calculs d'analyse modale EF. Les essais en libre-libre présentent une bonne corrélation essais/calculs. Les essais réalisés en configuration encastré-libre montrent des différences importantes avec la simulation sur le mode à 2 diamètres. C'est en effet le mode qui est le plus sensible aux conditions d'encastrement, car il fait plus travailler la liaison que les modes à plus hautes fréquences.

En complément de cette première analyse, une nouvelle caractérisation modale a été réalisée au début de la présente thèse. Pour améliorer la compréhension de la dynamique d'ensemble, l'étude

se focalise sur deux essais en particulier :

- un essai en libre-libre du stator isolé (figure 2.3a) : cet essai doit fournir des résultats similaires aux analyses modales réalisées dans le cadre des travaux d'A. Dairien. Il s'agit d'obtenir les fréquences naturelles du stator et l'amortissement intrinsèque lié au matériau ;
- un essai en libre-libre de l'assemblage stator+support (figure 2.3b) ; on désigne par support les deux pièces formant la sortie d'air, référencées ⑤ et ⑥ dans la nomenclature (cf. tableau 2.1). Le contenu fréquentiel peut être plus riche et faire apparaître des résonances associées aux pièces support. L'amortissement global du système est également évalué avec cet essai, prenant en compte les liaisons entre les différentes pièces.

Pour ces essais, le dispositif expérimental consiste à soutenir la pièce à un portique par des attaches sandow. Un accéléromètre est placé à l'extrémité du stator, et l'excitation est réalisée au moyen d'un marteau de choc.

L'acquisition fournit la fonction de réponse en fréquence (dénommée FRF par la suite) au point d'excitation. La FRF représente le ratio entre l'accélération de la structure et la charge de référence appliquée au niveau du marteau. Pour chaque essai, trois mesures identiques sont répétées et une moyenne est réalisée pour fournir une FRF minimisant les bruits parasites.

Pour calculer l'amortissement associé aux déformées opérationnelles, la méthode de la demi-puissance, passant par l'estimation de la largeur de bande à -3dB autour d'un pic, est utilisée. Ainsi, pour une fréquence de résonance f_0 , le taux d'amortissement est donné par :

$$\zeta_{f_0} = \frac{\Delta f}{2f_0}, \quad (2.1)$$

avec Δf la différence fréquentielle entre les deux amplitudes à -3 dB de l'amplitude maximale du pic.

Les résultats sont ensuite comparés aux calculs EF du stator isolé et de l'assemblage stator+support.

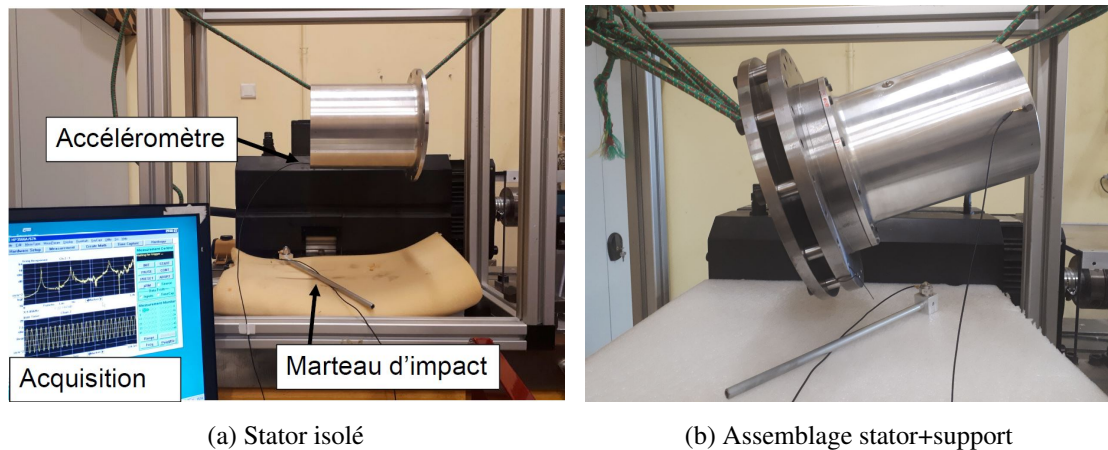


FIGURE 2.3 – Minotaur 1 : Montages expérimentaux des essais de caractérisation modale en libre-libre

Résultats

Les FRF obtenues pour les essais sur stator isolé et sur l'assemblage stator+support sont respectivement représentées sur les figures 2.4a et 2.4b. L'ensemble des résultats (fréquences et taux d'amortissement expérimentaux, calcul EF) est synthétisé dans les tableaux 2.2 et 2.3.

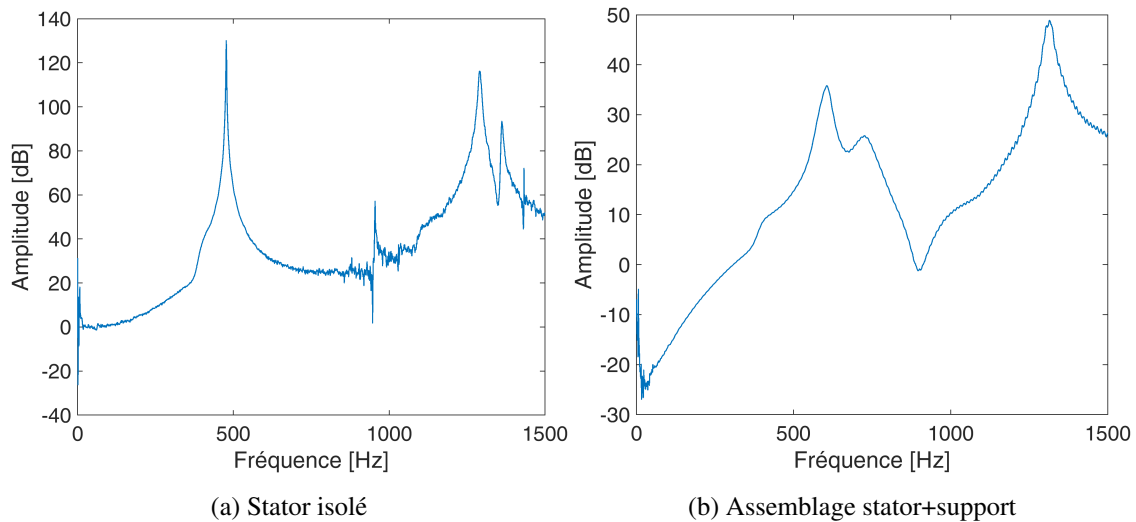


FIGURE 2.4 – Minotaur 1 : FRF des essais d'analyse modale en libre-libre

D'un point de vue fréquentiel, les essais fournissent des résultats cohérents avec les simulations EF. Sur la plage de fréquence étudiée, les modes à deux, trois et quatre diamètres sont bien identifiés. Dans le cas du stator sur son support, un dédoublement des fréquences est observé sur le mode à deux diamètres. Les résonances identifiées à 606 et 725 Hz témoignent de l'influence du support sur le comportement vibratoire de l'ensemble ; ces modes ne correspondent pas à un mode de stator (calculé et identifié expérimentalement à 477 Hz sur le stator isolé).

La largeur des pics de résonances observés sur la figure 2.4b traduit un amortissement global important de l'assemblage. L'amortissement mesuré dans le cas du stator sur support vient confirmer ce point : un taux d'amortissement mécanique de 5 % est associé au pic identifié à 606 Hz. Le système est donc très amorti mécaniquement, ce qui constitue bien un premier élément d'explication de l'absence d'instabilité aéroélastique.

N° du mode	Fréquence expé [Hz]	Fréquence EF [Hz]	Écart relatif [%]	ζ_{expe} [%]	ND EF
1	477	475	-0.4	0.14	2ND1F
2	1290	1288	-0.15	0.04	3ND1F
3	1364	1349	-1.1	0	4ND1F

TABLE 2.2 – Minotaur 1 : identification modale des essais en libre-libre sur stator isolé - comparaison avec simulations EF

2.3.3 Vérification des capacités en débit d'air comprimé

La représentation schématique du banc est présentée en figure 2.5. La ligne d'alimentation du module d'essais Minotaur est constituée d'une cuve de 500 litres et d'un compresseur de 5.5 kW. Un tube rigide sur lequel est placé le débitmètre permet d'assurer un écoulement laminaire et de contrôler le débit passant au travers du joint labyrinthe. Les organes sont reliés entre eux par des raccords flexibles de 1/2".

Le mémoire de thèse d'A. Dairien [1] souligne des difficultés à atteindre les débits cibles avec l'installation présente. Ce point représente une des limitations principales du banc. Les niveaux de

N° du mode	Fréquence expé [Hz]	Fréquence EF [Hz]	Écart relatif [%]	ζ_{expe} [%]	ND EF
1	606	756	+24	5	2ND1F
1'	725	756	+4.3	1	2ND1F
2	/	1306		/	3ND1F
3	1317	1349	+2.4	1	4ND1F

TABLE 2.3 – Minotaur 1 : identification modale des essais en libre-libre sur stator+assemblage - comparaison avec simulations EF

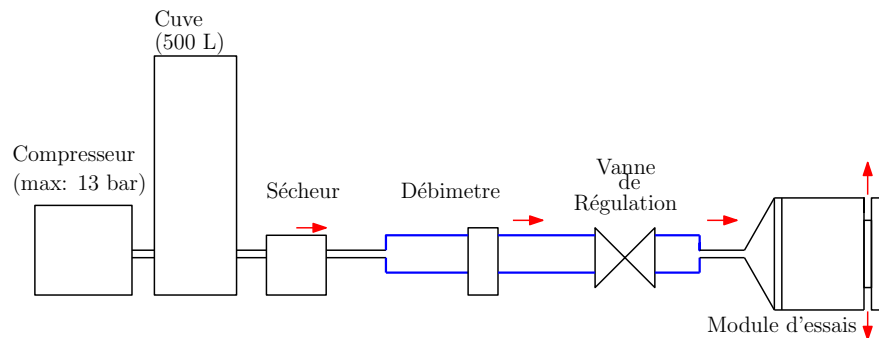


FIGURE 2.5 – Schéma de principe du dispositif expérimental (→ sens d'écoulement de l'air, — tuyauterie rigide) [1]

débit et pressions insuffisants ne permettent pas de déclencher une instabilité dans le module de joint labyrinthe.

Le graphe 2.6 présente les résultats d'acquisition des différents débits de fonctionnement testés. Le débit maximal stabilisé et maintenu sur 50 secondes est de 40 g/s. Le débit préconisé par le cahier des charges était de 72 g/s, à maintenir sur 2 à 3 minutes pour permettre la stabilisation de l'écoulement et le développement de l'instabilité. Un autre point important est la pression en amont du joint labyrinthe. La pression mesurée avant la cavité est de 3.2 bar absolu, soit une surpression de 2.2 bar entre l'amont et l'aval. La pression attendue en amont du joint labyrinthe était de 8 bar absolu. Dans les conclusions des travaux d'A. Dairien [1], plusieurs hypothèses ont été avancées pour expliquer ces limitations, parmi elles :

- la présence de pertes de charges non négligeables dans l'installation (tuyauterie, raccords coudés, changements de section importants) ;
- la limitation du volume de la cuve ;
- un problème de calibration et de pilotage du système de régulation vanne/débit-mètre.

Dans le cas des essais réalisés par A. Dairien, l'absence de points de mesure de pression le long de la ligne d'alimentation en air comprimé ne nous permet pas de discriminer les organes qui seraient sources de pertes de charges, et justifieraient les faibles capacités en débit et pression. Dans ce but, une modélisation de la ligne d'alimentation en air comprimé est réalisée. Les conclusions de cette étude montrent que la limitation principale sont les sections de passages des raccords flexibles. La section de passage limitante a un diamètre de 1/2". Une augmentation de ce diamètre permettra – a priori – d'obtenir des débits supérieurs.

D'autre part, un point d'amélioration est à apporter à l'acquisition le long de la ligne d'alimentation :

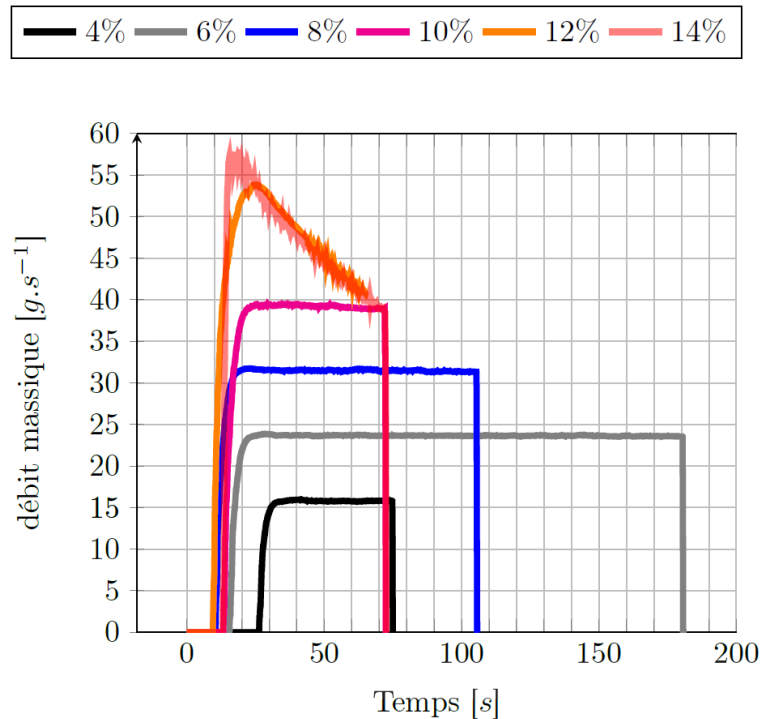


FIGURE 2.6 – Paliers de débits obtenus dans la configuration Minotaur d'après la thèse d'A. Dairien [1]

en effet, l'ajout de capteurs de pression stationnaires après la cuve, avant le débit-mètre et après la vanne de régulation permettrait d'avoir une meilleure maîtrise du comportement du fluide et de valider les modèles de pertes de charge.

2.3.4 Conclusions sur les limitations et nouvelles préconisations

Suite au retour d'expérience et aux travaux de caractérisation complémentaires réalisés en début de thèse, plusieurs limitations ont été soulevées, permettant d'expliquer l'absence d'instabilité aéroélastique sur le banc d'essai. Les deux principaux facteurs mis en cause sont :

- une alimentation en air comprimé insuffisante : impossibilité de maintenir le débit cible préconisé par le cahier des charges. La présence de pertes de charge le long de la ligne d'alimentation, et la faible capacité de la cuve sont les deux éléments qui permettent d'expliquer cette limitation ;
- un amortissement structural global de l'assemblage élevé : le système est très amorti mécaniquement, et ne peut donc pas devenir instable. Cela s'explique par la présence de nombreuses sources de dissipation (épaulements, joints toriques, pièces support).

Ces deux causes soulignées sont des leviers d'amélioration pour la mise en place des essais futurs. Il est nécessaire de définir des valeurs cibles en vue de la reconception. On s'attachera en particulier aux grandeurs d'amortissement mécanique (partie structure) et de débit (partie fluide).

Enfin, pour se placer dans une zone où le couplage fluide-structure tend à rendre le système instable, la configuration du joint labyrinthe est revue (géométrie, point de fonctionnement). Pour ce faire, une étude d'influence paramétrique basée sur des modèles 1D et 2D est présentée dans le paragraphe suivant. Pour améliorer les chances d'instabilité, la sensibilité du joint labyrinthe par rapport aux paramètres géométriques et fluide est quantifiée. Un choix de design est alors retenu. Ensuite,

une attention particulière sera accordée au niveau des solutions techniques apportées lors de la reconception du banc.

En résumé, la reconception se focalisera sur trois axes principaux : l'augmentation des capacités d'alimentation en air (volet fluide), la minimisation de l'amortissement mécanique du stator (volet structure) et la maximisation des effets d'instabilité aéroélastique (couplage fluide-structure).

2.4 Optimisation de la sensibilité du module Minotaur 2

En s'appuyant sur les outils internes de Safran Aircraft Engines (modèle analytique 1D) et Ariane Group (modèle 2D EF axisymétrique), il est possible de réaliser des analyses de stabilité impliquant une mise en oeuvre simple et des temps de calculs rapides en comparaison à des calculs CFD (inférieurs à une minute). Les études réalisées permettent de définir une géométrie optimisée de banc d'essai. Pour ce faire, le critère d'intérêt étudié est l'amortissement aéroélastique : lorsque cette grandeur est négative pour une configuration donnée, les effets de couplage fluide-structure tendent à déstabiliser le système. La démarche d'optimisation, les modèles utilisés et les résultats sont décrits dans les paragraphes suivants.

Il est important de noter que les modèles décrits ci-après ne prennent pas en compte toute la physique des joints labyrinthe (couplage faible entre les cavités par exemple). Néanmoins, ils sont pertinents dans le cadre du dimensionnement d'un joint labyrinthe avec une géométrie "académique" et simplifiée. Un modèle analytique plus exhaustif et représentatif de la réalité des joints moteurs sera développé dans le chapitre 4. Le développement d'un tel modèle est motivé par la volonté de tester, à termes, des géométries et configurations plus complexes de joints labyrinthe (configurations industrielles). Les prédictions des différents outils d'analyse seront alors comparées. De plus, les résultats expérimentaux obtenus lors de la campagne d'essais (chapitre 3) permettront de recalibrer et discriminer les modèles.

2.4.1 Études d'influence sur les paramètres géométriques et fluide

Description des modèles et démarche

Le tableau 2.4 présente un comparatif des trois modèles utilisés pour l'optimisation du module Minotaur 2. Pour chacun d'entre eux, les caractéristiques principales sont résumées, offrant une vision globale des différences de modélisation.

La grandeur d'intérêt observée pour juger du caractère instable est le coefficient d'amortissement aéroélastique. Par convention, on choisit qu'un coefficient négatif correspond à une configuration instable.

Une attention particulière sera aussi portée sur le ratio des fréquences acoustiques et mécaniques : la comparaison de celles-ci permet de vérifier la validité du critère d'Abbott. De plus, l'objectif est de choisir une configuration telle que les fréquences acoustiques et mécaniques soient proches. Ce choix permet de se placer dans des zones de fort couplage fluide-structure, où sont classiquement observées les instabilités les plus importantes par calcul.

Les étapes de la démarche suivie sont décrites ci-après :

- une étude d'influence mono-paramétrique : pour une configuration initiale donnée (configuration du banc existant), variation d'un unique paramètre (géométrique, fonctionnel ou structural) ;

Modèle	Abbott	Modèle 1D Safran	Modèle 2D axisym
Grandeur d'intérêt	$\frac{f_{ac}}{f_{struct}}$	ζ_{aero}	ζ_{aero}
Couplage fluide/structure	Faible	Faible	Fort
Distinction HP / BP [O/N]	O	O	O
Multi-cavités couplé [O/N]	N	N	O
Prise en compte vitesse circonférentielle [O/N]	O	O	O
Cinématique du stator	Déformable	Déformable	Déformable
Viscosité aux parois [O/N]	N	N	N
Modélisation cavités amont et aval du joint [O/N]	N	N	O
Thermodynamique	Isotherme	Adiabatique	Adiabatique

TABLE 2.4 – Tableau comparatif des modèles de stabilité

— une première optimisation multi-paramétrique, qui permet d'obtenir une configuration pré-optimisée, c'est-à-dire le jeu de paramètres le plus déstabilisant d'un point de vue aéroélastique ;

— optimisation basée sur un modèle 2D EF axisymétrique est réalisée à partir de la configuration pré-optimisée. Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des cavités fluides présentes en amont et en aval de la cavité. Ce niveau de compréhension supplémentaire permet de définir un design définitif amélioré en vue de la reconception du banc Minotaur 2. Les différents paramètres testés sont les suivants : largeur de cavité, hauteur des dents, rayon du stator, jeu radial, position axiale des dents, épaisseur du stator, débit, pression, longueur du stator, côté de l'encastrement (HP/BP).

L'étude mono-paramétrique se concentre d'abord sur la stabilité du joint labyrinthe dans le cas d'une sollicitation du mode à 2 diamètres, qui est classiquement instable dans la bibliographie. Puis, dans la phase d'optimisation, la stabilité des modes à diamètres 3 à 6 est aussi étudiée. L'objectif est de définir une configuration qui soit déstabilisante pour plusieurs modes à diamètres.

L'optimisation de la configuration de joint labyrinthe doit tenir compte de différentes contraintes expérimentales :

- les limites de faisabilité en termes d'usinage et d'alignement : les tolérances de cylindricité sur le stator en aluminium sont plus difficiles à tenir pour des épaisseurs très fines. D'autre part, le positionnement ¹ ne peut être garanti pour des valeurs de jeu radial très faibles (en dessous de la centaines de microns) ;
- la procédure de montage du système complet : par exemple, le rayon moyen stator-rotor ne peut être diminué pour des raisons d'accessibilité et d'encombrement des capteurs qui sont situés à l'intérieur du rotor.

Modèles de dimensionnement utilisés

Modèle 1D Safran - description L'outil de dimensionnement de Safran Aircraft Engines prend en compte les équations de couplage fluide-structure pour un joint labyrinthe à une cavité. Il permet également de réaliser des calculs sur des joints labyrinthe multi-cavités (avec un couplage faible

1. L'intervalle de tolérance sur le jeu radial se répartit entre deux cotes radiales : le diamètre au droit des dents (pièce rotor) et le diamètre intérieur du stator

entre les cavités).

La modélisation du fluide est basée sur les hypothèses suivantes :

- l'écoulement est uniforme, irrotationnel et isentropique ;
- l'air est considéré comme un fluide parfait (pas de viscosité et pas d'effets thermiques) ;
- dans une cavité, le fluide est décrit par les équations d'Euler ;
- l'évaluation de la perte de charge entre deux cavités successives suppose un phénomène incompressible ;
- la variation de pression dans une cavité est négligeable par rapport aux variations de pression d'une cavité à l'autre ;
- le bilan de quantité de mouvement est réalisé dans la direction orthoradiale (au sein de la cavité, la vitesse axiale est négligeable).

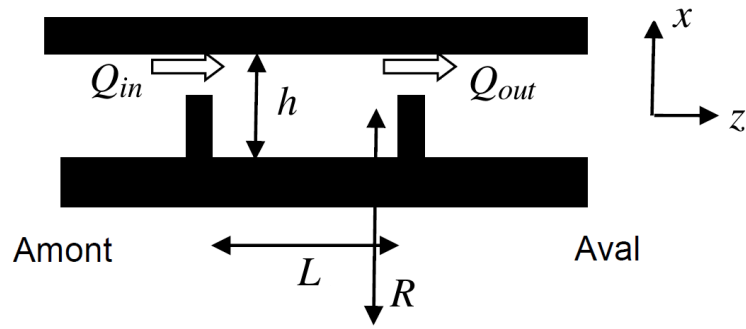


FIGURE 2.7 – Modélisation de la cavité fluide dans le modèle analytique 1D

Les équations d'Euler mènent à une unique équation d'acoustique décrivant le fluide dans la cavité. Notant $\frac{DY}{DX}$ la dérivée particulaire d'une variable Y par rapport à X (ici le temps ou l'espace), on a :

$$\frac{1}{c^2} \frac{D^2 p^*}{Dt^2} - \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 p^*}{\partial \theta^2} = -\frac{\rho_0}{h_0} \frac{D^2 h^*}{Dt^2} + \frac{1}{dV} \frac{D(Q_{in}^* - Q_{out}^*)}{Dt}, \quad (2.2)$$

avec c , R , ρ_0 , h_0 respectivement la célérité, le rayon moyen, la densité fluide et la hauteur nominale de la cavité. Les variables p^* et h^* sont respectivement la pression de la cavité et la position radiale de la structure, décrites dans le repère fluide (*). Q_{in}^* et Q_{out}^* représentent le débit entrant et le débit sortant de la cavité. Leur modélisation suppose une hypothèse quasi-statique :

$$Q_{in}^* = (k_{in} p^* + g_{in} h^*(z)) R d\theta \quad Q_{out}^* = (k_{out} p^* + g_{out} h^*(z+L)) R d\theta \quad (2.3)$$

Les coefficients k_{in} , k_{out} , g_{in} , g_{out} sont fonctions du jeu radial et de la surpression entre l'amont et l'aval de la cavité.

Les mouvements de la structure sont décrits par l'équation de la dynamique linéaire, écrite dans le repère structure (') :

$$M_s \ddot{x}' + C_s \dot{x}' + K_s x' = F_{surf}, \quad (2.4)$$

avec M_s , C_s , K_s respectivement les matrices masse, amortissement et raideur. F_{surf} est la force de pression exercée par le fluide. La variable x' est le déplacement radial de la structure.

Les solutions en pression et déplacement sont recherchées sous la forme de séries de Fourier. Cette formulation permet de traiter séparément les modes à diamètres. Ainsi, pour un mode n on écrit :

$$\begin{aligned} x'(z, \theta, t) &= \Phi(z) (a_j \cos(n\theta) + b_j \sin(n\theta)) e^{st} \\ p'(\theta, t) &= (A_n \cos(n\theta) + B_n \sin(n\theta)) e^{st} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Le système matriciel global linéaire à résoudre dans le repère structure est le suivant :

$$\left(s^2 \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ M_{fs} & M_f \end{bmatrix} + s \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ C_{fs} & 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & K_{sf} \\ K_{fs} & K_f \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} a_j \\ b_j \\ A_n \\ B_n \end{bmatrix} = 0. \quad (2.6)$$

Les termes anti-diagonaux $M_{fs}, C_{fs}, K_{fs}, K_{sf}$, traduisent le couplage fluide-structure.

La résolution aux valeurs propres fournit les pulsations du problème.

Modèle 1D Safran - mise en données et outputs D'un point de vue pratique, les données d'entrée du modèle sont :

- les caractéristiques géométriques du joint labyrinthe : positions axiales des dents, rayon moyen, côté de l'encastrement, hauteur de la cavité ;
- les paramètres fonctionnels : régime de rotation, débit massique, pression en amont et en aval de la cavité, jeu radial, vitesse circonférentielle fluide en entrée du joint.
- les paramètres mécaniques. Ces grandeurs sont issues d'un calcul EF réalisé au préalable sur la structure. Les données à renseigner sont : masse généralisée, fréquence du mode, diamètre nodal, déplacement radial au niveau de chaque léchette ;
- l'amortissement mécanique associé au mode étudié².

En sortie, le calcul fournit les fréquences propres couplées et taux d'amortissement aéroélastiques associés.

L'outil permet de réaliser N calculs, en faisant varier un des inputs cités ci-dessus. Ici, la stratégie choisie est d'étudier l'évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement au regard de la fréquence structurale (fréquence mécanique dans le vide). Ensuite, pour obtenir le taux d'amortissement aéroélastique, on se place à la fréquence propre du mode considéré. Si cette valeur est négative, la configuration présente un risque d'instabilité. En phase de conception, cette démarche présente plusieurs intérêts :

- la mise en évidence des zones de couplage autour d'une fréquence mécanique permet de rapprocher directement les résultats obtenus aux résultats d'Abbott. En effet, les fortes évolutions au voisinage d'une fréquence de structure donnée sont similaires au critère défini par Abbott ;
- pour le dimensionnement des joints labyrinthe industriels, la fréquence mécanique représente une variable d'ajustement ; typiquement, la modification de celle-ci permet d'éviter de se placer dans une zone de couplage fort fluide-structure ;
- en présence d'une vitesse circonférentielle de fluide, ce choix de paramètre permet d'identifier les couplages entre les modes acoustiques et modes de structures, et fournit ainsi une information sur le sens de propagation des modes mécaniques (onde directe ou rétrograde).

A titre illustratif, un exemple de résultat est donné en figure 2.8. Le mode à deux diamètres est étudié, sur des fréquences allant de 500 à 2000 Hz. Pour un joint labyrinthe à une cavité, quatre

2. Dans cette partie, les calculs sont réalisés en supposant un amortissement mécanique nul. Ce choix permet de définir une configuration déstabilisante d'un point de vue aéroélastique, indépendamment de l'amortissement mécanique, qui sera minimisé par des solutions de conception. La comparaison directe des deux grandeurs permet d'évaluer la stabilité du système.

modes sont obtenus. Une zone de fort couplage est observée pour des fréquences naturelles comprises entre 700 et 1000 Hz. Cette zone correspond aux croisements des fréquences acoustiques non couplées (représentées en pointillés sur 2.8a avec la fréquence de structure (droite $y = x$). Des échanges de déformées des modes sont observés : avant 700 Hz, les modes 1 et 2 sont à dominante structurale, et les modes 3 et 4 à dominante acoustique. Au-delà de 1000 Hz, cette tendance est inversée.

Le couplage des fréquences est associé à de fortes variations de taux d'amortissement aéroélastique dans cette zone. Les modes 3 et 4 présentent un risque d'instabilité dans cette plage de fréquences (minimum local négatif du taux d'amortissement aéroélastique).

Il est important de noter que sur cet exemple, le joint labyrinthe est en rotation (présence d'une rotation du rotor). Les quatre modes sont alors distincts (notion de modes directs et rétrogrades, par analogie avec les diagrammes de Campbell). Dans le cas particulier d'un joint fixe (cas d'étude pour la reconception du banc d'essais), l'absence d'élément en rotation implique que les solutions obtenues sont deux paires de modes doubles.

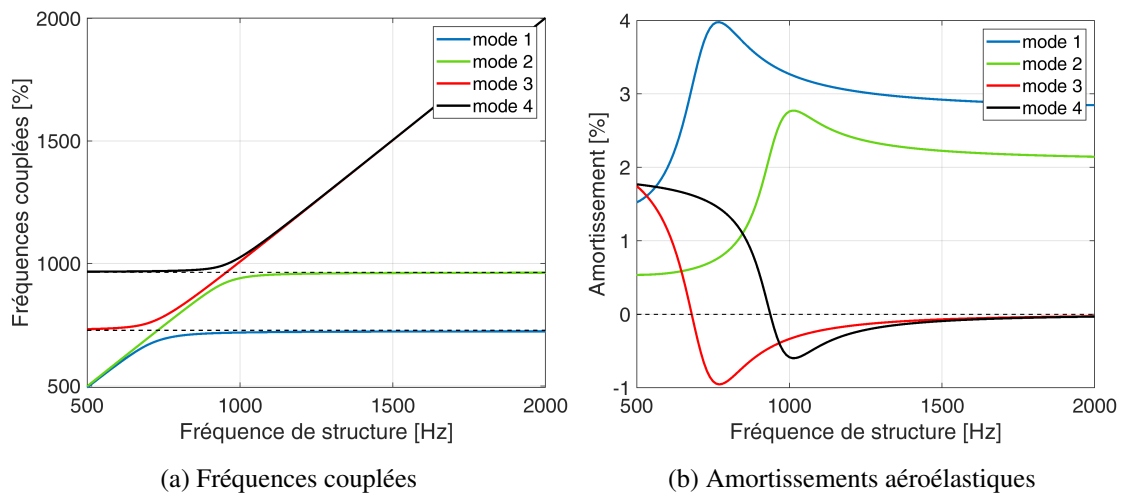


FIGURE 2.8 – Illustration des résultats du modèle 1D Safran sur une configuration d'un joint labyrinthe à une cavité

Modèle 2D axisymétrique - description Le modèle 1D décrit précédemment permet d'effectuer des analyses rapides de stabilité et de prédéfinir des configurations déstabilisantes. Il est intéressant de tester ces configurations sur un modèle 2D axisymétrique, qui permet de valider et améliorer les choix de conception.

L'outil 2D utilisé par Ariane Group est un modèle Éléments Finis vibroacoustique incluant des pertes de charge et prenant en compte la vitesse circonférentielle du fluide. Une géométrie axisymétrique est supposée. Le modèle permet de considérer une ou plusieurs cavités.

La principale différence avec le modèle 1D Safran est la prise en compte des cavités fluide en amont et en aval du joint labyrinthe dans la modélisation.

La modélisation fluide suppose :

- un fluide parfait à écoulement à haut Reynolds, subsonique, irrotationnel et isentropique ;
- un modèle compressible de cavité, et incompressible dans la perte de charges ;

- une vitesse moyenne uniquement portée par la vitesse azimutale ;
- une description basée sur une équation d'Helmholtz.

Plusieurs lieux de pertes de charges sont introduits : en entrée, sortie et à l'intérieur du joint labyrinthe. Les pertes de charges se traduisent par des conditions aux limites imposées au niveau du sommet des dents (zone inter-cavités). Elles se modélisent par l'ajout de volumes virtuels.

La mécanique de structure est modélisée par les équations d'élasticité linéaire. Les solutions sont recherchées sous la forme de séries de Fourier, pour un mode à diamètres donné.

L'écriture des formulations variationnelles et leur discrétisation donne accès à un système matriciel linéarisé. La résolution aux valeurs propres fournit les pulsations du problème couplé.

Modèle 2D axisymétrique - mise en données Les données d'entrée fonctionnelles sont les mêmes que pour le modèle 1D Safran, à savoir : débit, preswirl, pression en entrée.

La mise en données du calcul EF nécessite de construire la géométrie complète de la structure et du joint labyrinthe (cf. figure 2.9). Les propriétés matériau sont également renseignées. Une condition d'encastrement est appliquée sur les noeuds de la bride du stator.

Une fois la géométrie faite, les maillages sont générés pour la structure et pour les cavités fluide (y compris les cavités en amont et en aval du joint labyrinthe). Le solveur EF utilisé est FreeFem++ [50].

De façon analogue au modèle 1D Safran, pour un mode à diamètre donné, le calcul fournit les fréquences couplées et taux d'amortissement associés. Il permet également de visualiser les modes de structure (déformées) et modes acoustiques (pressions, vitesses).

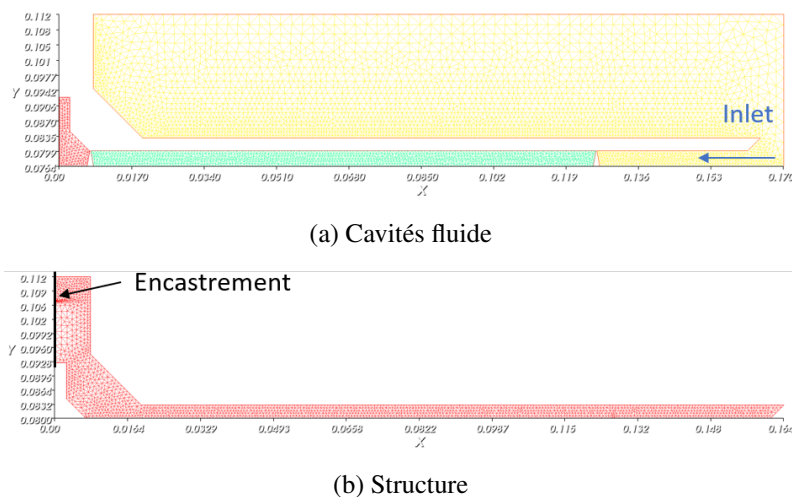


FIGURE 2.9 – Mise en données et maillages pour le modèle 2D axisymétrique

2.4.2 Choix des configurations

Préliminaire : Analyse de stabilité de la configuration Minotaur 1

Tout comme l'ensemble de la démarche de reconception du banc d'essais, le choix d'une configuration optimisée prend pour référence la configuration du banc Minotaur 1. Nous présentons dans cette section les prédictions de stabilité pour ce joint labyrinthe. L'ensemble des données d'entrée est fourni dans le tableau 2.5. Les paramètres fonctionnels choisis (ΔP , Q) sont les maxima atteints lors des essais réalisés [1].

Pour le mode à deux diamètres, les résultats issus du calcul avec le modèle 1D Safran sont présentés en figure 2.10. Si quatre modes sont effectivement obtenus, on observe uniquement deux paires de modes doubles, car le joint labyrinthe est fixe (pas de giration du fluide, ni de rotation de l'arbre) dans le cas particulier du dispositif expérimental.

La fréquence acoustique fixe de la structure est donnée par la relation :

$$f_{acoustique} = \frac{nc}{2\pi R_s}, \quad (2.7)$$

avec n , le mode à diamètre considéré, c , la célérité, et R le rayon moyen du joint labyrinthe. Celle-ci est représentée en pointillés sur la figure 2.10a.

Le calcul EF du stator en encasté-libre indique une fréquence mécanique de 745 Hz. L'analyse des graphes se fait autour de cette valeur. L'évolution des fréquences couplées (figure 2.10a) montre que dans cette zone, le couplage est faible : il est aisé d'associer le mode 2 à un mode à dominante acoustique (très proche de la fréquence acoustique non couplée à 1365 Hz), et le mode 1 à un mode à dominante mécanique. A cette fréquence, ce mode présente un risque d'instabilité, avec un taux d'amortissement aéroélastique de -0.26 %. Néanmoins, la comparaison de cette valeur avec les taux d'amortissement mécaniques élevés obtenus lors de l'analyse modale 2.3.2 permettent d'expliquer l'absence de développement d'instabilité lors des essais réalisés sur banc.

Des analyses similaires sur les modes à diamètres supérieurs sont effectuées. Le résultat de l'ensemble des calculs est présenté en figure 2.11a. Les modes à diamètres ND = 2 et ND = 3 sont potentiellement à risque, avec un taux d'amortissement aéroélastique légèrement négatif.

Enfin, le tracé des fréquences mécaniques et acoustiques non couplées (figure 2.11b) permet de vérifier le positionnement de la configuration Minotaur 1 par rapport au critère d'Abbott. Avec un encastrement du stator du côté des basses pressions, le joint labyrinthe est potentiellement instable au sens d'Abbott, sur les ND 2, 3 et 4.

Paramètre d'entrée	
ΔP [bar]	2.2
Débit Q [g/s]	40
Jeu radial j [μm]	150
Largeur cavité L [mm]	40
Épaisseur stator e [mm]	4.5
Longueur stator L_s [mm]	195
Rayon stator R_s [mm]	80
Profondeur cavité h [mm]	3.65
Côté encastrement	BP
Amortissement mécanique du mode à 2ND [%]	0
Grandeur calculée	
Fréquence mécanique du mode à 2ND [Hz] (calcul EF)	745
Fréquence acoustique du mode à 2ND [Hz]	1365

TABLE 2.5 – Paramètres fonctionnels, géométriques et structuraux de la configuration Minotaure 1

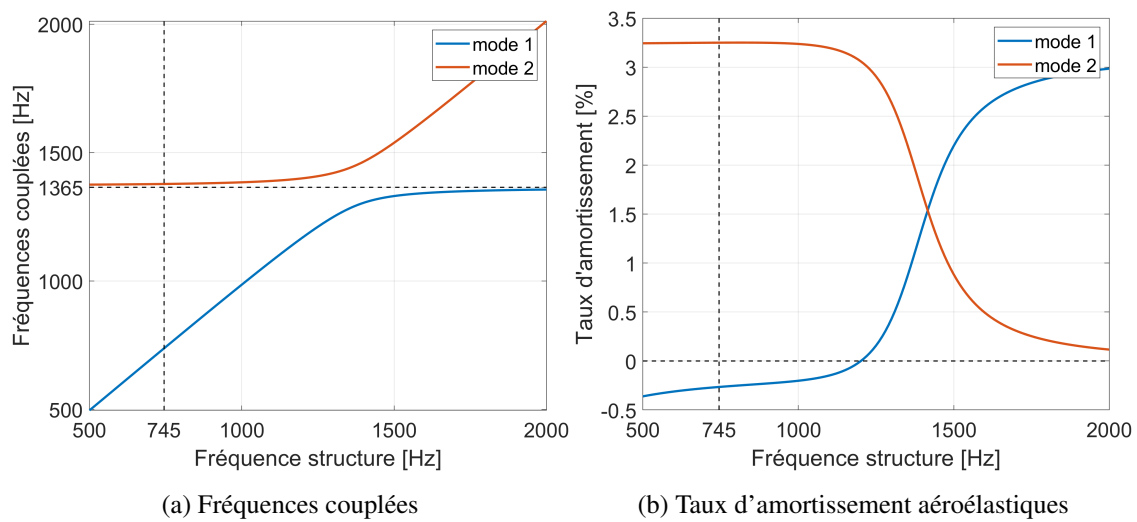


FIGURE 2.10 – Analyse de la stabilité de la configuration Minotaure 1 pour une sollicitation ND=2

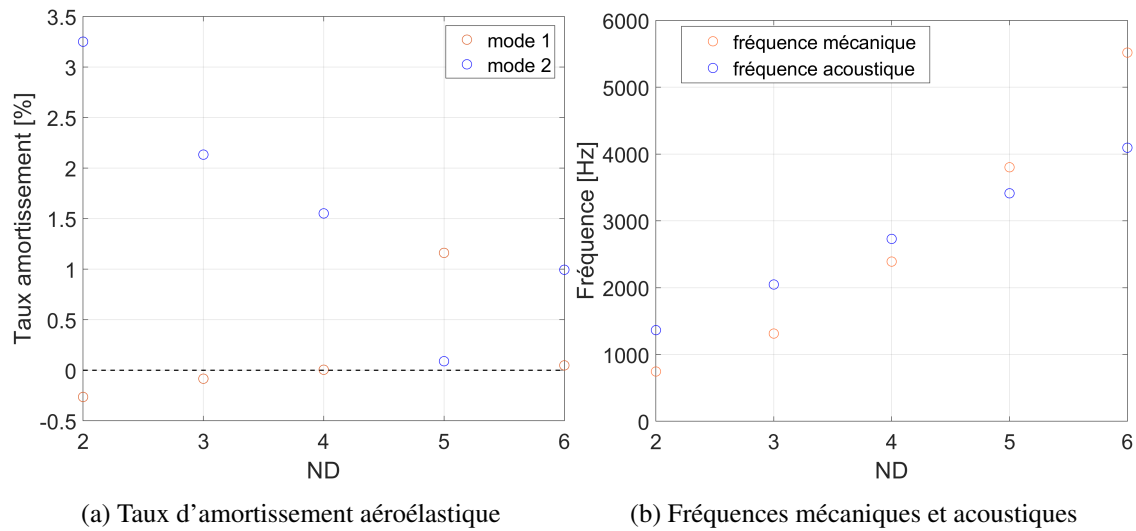


FIGURE 2.11 – Minotaur 1 : Taux d'amortissement aéroélastiques, fréquences acoustiques et mécaniques en fonction du diamètre nodal

Résultats de l'étude d'influence mono-paramétrique

Dans cette première phase, on s'intéresse particulièrement au mode à deux diamètres, souvent reconnu comme le plus instable (cf. figure 2.11a). Des calculs supplémentaires sont également présentés sur les modes à diamètres supérieurs lors de la phase d'optimisation. Ceux-ci sont présentés au paragraphe suivant.

A partir de la configuration d'essai initiale du banc (tableau 2.5), on fait varier un paramètre X (X = jeu radial, épaisseur du stator, longueur de cavité, etc.) d'un certain ΔX , tous les autres paramètres restant égaux par ailleurs. On étudie alors la variation du taux d'amortissement aéroélastique $\Delta \zeta$. Afin de quantifier la sensibilité du taux d'amortissement par rapport à chaque paramètre, on s'intéresse au ratio $\Delta \zeta / |\Delta X|$.

La figure 2.12 présente les analyses de sensibilités relatives à la variation du jeu radial et à la variation de l'épaisseur du stator. La configuration de référence (Minotaur 1) est tracée en traits gris pointillés.

La figure 2.12a montre qu'une diminution du jeu radial de 33% permet de passer d'un taux d'amortissement aéroélastique de -0.26 à -0.44%, ce qui correspond à une diminution de 69%.

La variation de l'épaisseur (figure 2.12b) entraîne une modification de la fréquence mécanique du stator, calculée à 620 Hz avec cette géométrie. On constate qu'à cette fréquence, l'instabilité aéroélastique est plus importante qu'à la fréquence mécanique de référence (745 Hz). Ainsi, une diminution de 33% de l'épaisseur permet de passer d'un taux d'amortissement de -0.26 à -0.47%, soit une diminution de 81%.

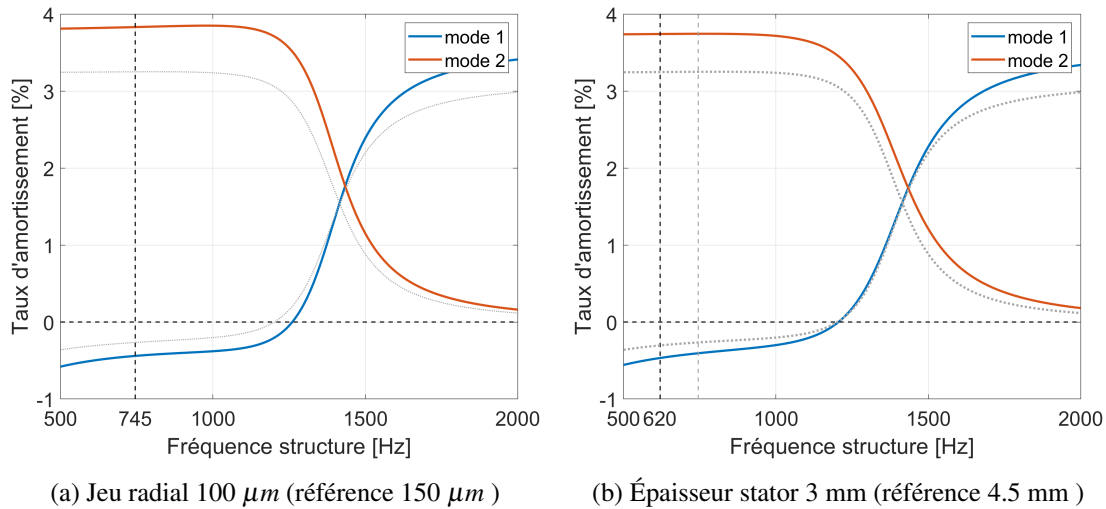


FIGURE 2.12 – Sensibilités du taux d’amortissement aéroélastique aux paramètres jeu radial (a) et épaisseur (b)

La synthèse des résultats obtenus sur l’ensemble des paramètres géométriques et fonctionnels testés est présentée dans le tableau 2.6 ci-dessous :

Paramètre testé X	ΔX [%]	$\Delta \zeta$ [%]	$\Delta \zeta / \Delta X $
ΔP , débit Q	+33	-28	-0.85
Épaisseur stator e	-33	-81	-2.5
Longueur stator L_s	-25	-35	-1.4
Rayon stator R_s	-25	+38	+1.52
Jeu radial j	-33	-69	-2.1
Largeur cavité L [mm]	+33	-25	-0.76

TABLE 2.6 – Sensibilités de l’amortissement aéroélastique aux paramètres d’entrée

La diminution du rayon du stator a un effet stabilisant ($\Delta \zeta > 0$). A l’inverse, l’augmentation du débit (et de la surpression), la diminution de l’épaisseur, la diminution de la longueur du stator, la diminution du jeu radial, l’augmentation de la largeur de cavité tendent à déstabiliser le système ($\Delta \zeta < 0$).

La phase d’optimisation, décrite au paragraphe suivant, consiste à tester des configurations de joint labyrinthe en faisant varier plusieurs de ces paramètres. Cette approche multi-paramétrique permet de définir des configurations instables. Parmi celles-ci, une configuration particulière sera retenue pour la reconception, en tenant compte des contraintes de faisabilité liées à l’usinage.

Résultats de l'optimisation multi-critères

Dans cette phase d'optimisation, plusieurs dizaines de configurations ont été évaluées.

Pour illustrer la démarche, trois de ces solutions sont présentées et comparées ci-après. Les paramètres caractéristiques sont détaillés dans le tableau 2.7. Dans les configurations présentées ci-après, le stator est encastré du côté des basses pressions. Ce choix permet de se positionner dans des cas instables au sens d'Abbott (les fréquences mécaniques calculées étant inférieures aux fréquences acoustiques). D'autres configurations, non présentées ici, ont permis d'évaluer l'influence du côté de l'encastrement.

Paramètre d'entrée	Minotaur 1	Optim A	Optim B	Optim C	Minotaur 2
ΔP [bar]	2.2	4	4	6	6
Débit Q [g/s]	40	30	62	86	86
Jeu radial j [μm]	150	75	150	150	150
Largeur cavité L [mm]	40	40	40	40	135
Épaisseur stator e [mm]	4.5	3	3	3	3
Longueur stator L_s [mm]	195	195	195	145	145
Rayon stator R_s [mm]	80	80	80	80	80
Profondeur cavité h [mm]	3.65	3.65	3.65	3.65	3.65
Amortissement mécanique ζ_{struct} [%]	0	0	0	0	0
Grandeur calculée (calcul EF)					
Fréquence mécanique du mode à 2ND [Hz]	745	620	620	1230	1230

TABLE 2.7 – Paramètres fonctionnels, géométriques et structuraux de trois configurations pré-optimisées et de la configuration finale Minotaur 2

Les résultats issus du calcul 1D sont présentés dans la figure 2.13. L'évolution du taux d'amortissement en fonction de la fréquence de structure est donnée pour chacune des configurations, ainsi que pour la configuration de référence Minotaur 1. Pour plus de lisibilité, pour chaque configuration, seule la branche présentant un risque d'instabilité ($\zeta < 0$) est représentée sur le graphique. Celle-ci est systématiquement associée au mode propre à dominante structurale.

La lecture du taux d'amortissement à la fréquence naturelle du stator (voir tableau 2.7) fournit la valeur du taux d'amortissement associé à chaque géométrie. Le modèle prédit un amortissement aéroélastique de -0.26% pour la configuration du banc Minotaur 1, à une fréquence naturelle de 745 Hz. Les optimisations A, B et C permettent d'atteindre un amortissement aéroélastique de -0.7 %, à des fréquences naturelles respectives de 620 et 1230 Hz.

La configuration A a un jeu radial resserré (75 μm contre 150 μm). Cette géométrie présente l'intérêt de nécessiter moins de débit massique pour un niveau de surpression donné. Ce point est intéressant pour s'assurer d'avoir les capacités suffisantes d'alimentation en air. Néanmoins, cette configuration n'est pas retenue pour des raisons de faisabilité ; en effet, la diminution du jeu radial d'un facteur 2 impliquerait des problématiques de centrage et des tolérances de fabrication difficilement atteignables.

Pour discriminer les deux autres solutions, il convient de s'intéresser aux rapports des fréquences acoustiques et mécaniques. La configuration C est préférée à la configuration B, car elle permet de

se positionner dans la zone de couplage mécanique/acoustique.

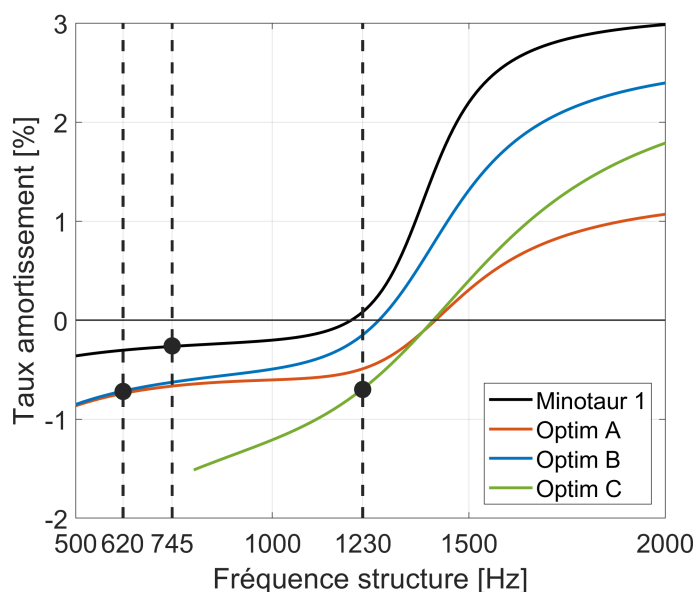


FIGURE 2.13 – Comparaison des taux d'amortissements aéroélastiques des configurations pré-optimisées A,B,C pour le mode à 2 diamètres

Jusqu'ici, les analyses se sont concentrées sur la stabilité du mode à deux diamètres. Pour approfondir l'étude, les calculs de taux d'amortissement sont également réalisés sur les modes à diamètres 3 à 6. Ce point permet d'évaluer la stabilité du joint labyrinthe selon le critère d'Abbott. Les résultats obtenus pour la configuration C sont présentés en figure 2.14 :

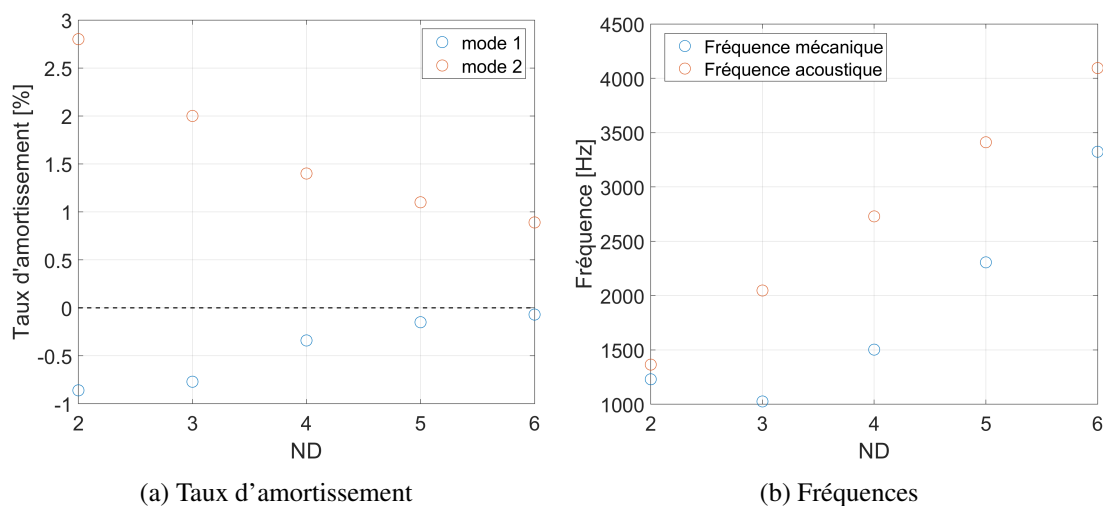


FIGURE 2.14 – Fréquences mécaniques et acoustiques et taux d'amortissement de la configuration C en fonction du diamètre nodal

Le mode le plus instable (figure 2.14a) est le mode à deux diamètres, ce qui est un résultat attendu. Le modèle prédit une configuration déstabilisante pour l'ensemble des modes (le taux d'amortissement aéroélastique du mode 1 est négatif quelque soit le diamètre considéré). Ce résultat permet de se placer dans des conditions optimales pour provoquer une instabilité ; quelque soit le mode qui s'exprimera majoritairement lors des essais, celui-ci est susceptible d'être instable. Pour chaque

mode propre, les fréquences naturelles de structure sont comparées aux fréquences acoustiques en figure 2.14b. Jusqu'au mode à 6 diamètres, la fréquence propre est légèrement inférieure à la fréquence acoustique. Ainsi, cette configuration se place dans un cas de risque d'instabilité selon le critère d'Abbott [14], lorsque le stator est encastré du côté des basses pressions. Les résultats d'essais permettront ensuite de vérifier ou améliorer ce critère. Cette configuration pré-optimisée est retenue. Une étude basée sur le modèle 2D axisymétrique est réalisée à partir de celle-ci. Cette analyse a pour but d'affiner la géométrie finale et de valider un choix définitif de reconception.

Apport du calcul 2D sur la configuration finale retenue

La configuration pré-optimisée C obtenue à partir du modèle analytique 1D est testée sur le modèle Éléments Finis 2D axisymétrique, prenant en compte la cavité entre les lèchettes, mais également les cavités fluide amont et aval, ainsi que la cavité fluide située au dessus du stator. C'est donc le domaine fluide global qui est modélisé. La prise en compte de l'ensemble des cavités fluide constitue le principal apport de ce modèle par rapport au modèle 1D utilisé dans la phase d'optimisation précédente.

Les résultats montrent que les cavités fluide amont et aval ont un caractère stabilisant pour le joint labyrinthe. Une nouvelle optimisation est alors menée, en faisant varier la distance entre les 2 lèchettes, c'est-à-dire en modifiant les largeurs des différentes cavités fluide (cavités inter-lèchettes, amont et aval). La configuration la plus déstabilisante est obtenue pour une distance inter-lèchettes maximale ; dans ce cas, on a une lèchette située au droit de l'extrémité libre du stator, et la seconde lèchette est située au droit de l'encastrement. Les cavités fluides amont et aval, très stabilisantes, sont alors réduites à un volume minimum, voire nul. En outre, le déplacement radial relatif du stator au droit des 2 lèchettes est maximisé, ce qui tend également à déstabiliser le système.

Une telle géométrie se rapproche des expériences de Schuck et Nordmann [51], [52] de l'université de Darmstadt. Ces derniers avaient mis en évidence des fluctuations de pressions élevées dans les cavités autour du joint labyrinthe pour une configuration comprenant une cavité très longue.

Les résultats des calculs avec les deux modèles (1D et 2D) sont donnés en figure 2.15. Le calcul 1D pour la configuration du banc Minotaur 1 est également superposé aux résultats, à titre de comparaison.

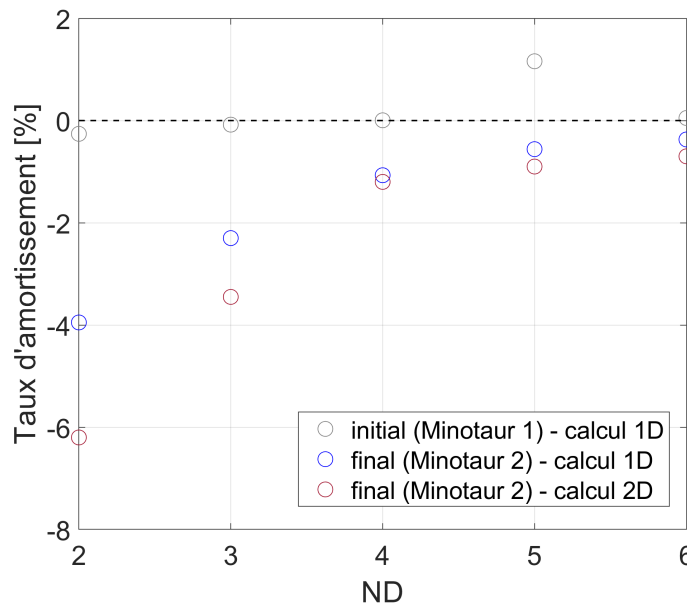


FIGURE 2.15 – Taux d’amortissement aéroélastique en fonction du ND pour la configuration finale Minotaur 2 - comparaison avec la configuration de référence Minotaur 1

Dans la configuration Minotaur 1, le modèle prévoit un amortissement aéroélastique minimal de -0.26% , sur le mode à deux diamètres. Cette valeur est largement compensée par l’amortissement structural élevé du stator, qui est de l’ordre de 5% . Ce résultat est cohérent avec l’absence d’instabilité constatée sur le banc.

Dans la configuration optimisée, les deux modèles utilisés prédisent un amortissement aéroélastique de -4 à -6% sur ce même mode. Le mode à trois diamètres est également un mode instable, avec des valeurs de taux d’amortissement de -2.2 à -3.5% . Par rapport à la configuration initiale du banc Minotaur 1, l’optimisation réalisée a permis de gagner un ordre de grandeur sur le taux d’amortissement aéroélastique. Ces résultats, qui présentent une bonne cohérence et les mêmes tendances entre les deux modèles utilisés, permettent de valider cette configuration optimisée comme choix de conception.

D’autres solutions de reconception sont également possibles, mais ne seront pas étudiées dans le cadre de ces travaux. La fabrication du banc nécessite de se limiter au choix d’un design spécifique. Cependant, il sera possible d’évaluer l’influence du débit et de la surpression sur la stabilité du banc.

2.4.3 Spécifications des intervalles tolérables autour des paramètres nominaux retenus

Les contraintes techniques de fabrication relatives à la reconception permettent de fixer les intervalles de tolérances. Ces éléments techniques sont critiques pour la bonne réalisation des essais ; ils résultent des conclusions du retour d’expérience du banc Minotaur 1 et de l’étude d’influence numérique réalisée.

L’écoulement fluide susceptible d’exciter le stator est contrôlé par le jeu radial de $150\ \mu m$ au droit des dents du joint labyrinthe. Le contrôle de ce jeu est critique pour la bonne tenue des essais. Une tolérance de $\pm 10\%$ ³ est imposée à cette valeur. Ainsi, le jeu réel entre le stator et les dents du

3. Cette contrainte de tolérance élevée justifiera par la suite la nécessité d’introduire un moyen de réglage spécifique pour garantir la coaxialité du stator et du rotor. Un simple positionnement par fabrication ne serait pas suffisant.

rotor doit être compris entre 135 et 165 μm . Pour la géométrie choisie et au débit nominal de 86 g/s, le modèle prédit des valeurs d'amortissement aéroélastiques respectives de -3.6 (jeu élargi) et -4.4 % (jeu resserré), soit une variation de 10 % par rapport au nominal calculé à -4 %. Ces prédictions valident l'intervalle de tolérance fixé sur le jeu radial, qui garantit – même dans la situation la plus défavorable – de se placer dans une configuration présentant un risque d'instabilité significatif.

Le stator est la pièce étudiée dynamiquement, et supposée déformable. La maîtrise du comportement vibratoire du stator est donc un paramètre clé : sa géométrie (longueur, épaisseur) est optimisée et est donc figée. De plus, elle doit respecter des contraintes de tolérances élevées. L'épaisseur est un point d'attention particulier : en effet, l'optimisation du banc suppose une épaisseur de stator de 3 mm. La cote nominale du rayon intérieur est de 80 mm. Celle-ci est directement liée au jeu radial, et doit être respectée sur toute la longueur de la pièce, avec une tolérance de $\pm 15\mu\text{m}$. De plus, le stator est en aluminium, ce qui suppose des contraintes de fabrication liées à la déformabilité du matériau lors de l'usinage.

Le bridage de la pièce statorique est également un élément critique : celui-ci doit être le plus propre possible, pour garantir un amortissement structural minimal. Pour se placer dans des conditions favorables à l'apparition d'une instabilité, une diminution d'un ordre de grandeur sur l'amortissement mécanique est attendue, ce qui correspond à une valeur maximale de 0.2 %. Cette valeur sera comparée aux amortissements aéroélastiques associés aux modes propres du système. En effet, pour que l'amortissement mécanique ne mette pas en cause les prédictions obtenues par les modèles, il doit être négligeable par rapport aux valeurs de taux d'amortissement aéroélastiques. Enfin, l'alimentation fluide doit pouvoir fournir des débits stabilisés allant jusqu'à 86 g/s, pour atteindre le point de fonctionnement cible.

2.5 Optimisation de l'opérabilité du banc

2.5.1 Démarche de conception et évaluation des solutions

Ce paragraphe décrit le processus de reconception suivi pour répondre aux points clés identifiés et quantifiés dans le paragraphe précédent. Les contraintes de tolérance élevées sur le positionnement du stator et sur l'amortissement mécanique nécessitent d'apporter des solutions technologiques innovantes par rapport au banc Minotaur 1. Ces solutions concernent le centrage, la réduction de l'amortissement structural, le montage, l'optimisation des performances en débit et les choix de pilotage, instrumentation et acquisition.

Pour illustrer le processus, les solutions proposées pour le réglage du jeu radial et le montage sont présentées ci-après. Les arguments justifiant les choix retenus seront décrits de façon plus exhaustive dans la section suivante.

Une des solutions majeures amenées pour permettre un positionnement stator/rotor par réglage ainsi qu'une meilleure maîtrise de la dynamique du stator (encastrement) est de supporter les pièces stator et rotor au moyen de deux équerres indépendantes (cf. figure 2.16). Ainsi, le banc d'essai est décomposé en deux sous-ensembles, et un rail de guidage est introduit sur le bâti pour assurer le positionnement axial relatif des deux entités. Ce point est détaillé et justifié dans la section suivante.

Les contraintes de tolérance associées au jeu radial nécessitent un système de centrage pertinent. Les éléments de réglage et contrôle doivent garantir un jeu sur toute la circonférence, et non pas

uniquement pour azimuth donné (cas d'un arbre fixe : figure 2.16a). Ainsi, pour l'étape de réglage, il est choisi d'introduire un guidage de l'arbre en rotation. Trois solutions de guidage sont envisagées initialement :

- par contact direct de surfaces, avec un assemblage conique non coinçant (figure 2.16b);
- par palier lisse (figure 2.16c);
- par roulements (figure 2.16d).

Dans le but de discriminer les solutions, les fonctions contraintes suivantes ont été évaluées et comparées pour chaque configuration : la modularité et facilité de montage, la maîtrise du jeu, la résistance à la poussée induite par la pression d'entrée, la faisabilité et les défauts de fabrication, le coût.

Une étude a également été menée pour définir l'attitude du banc (orientation horizontale 2.17b ou verticale 2.17a). Dans ce cas, les fonctions évaluées sont : l'introduction d'amortissement mécanique par les pièces support, la modularité de l'encastrement (côté HP/BP) la résistance à la poussée induite par la pression d'entrée, la résistance à la gravité (porte-à-faux éventuels), la maîtrise du comportement vibratoire de l'ensemble, l'échappement d'air axisymétrique.

La reconception de l'ensemble du banc a suivi une démarche générique d'intégration de systèmes. En effet, il s'agit d'un dispositif comprenant des technologies complexes et multi-physiques dont la compatibilité doit être assurée dans l'environnement global du banc. La complexité et la diversité des composants du banc ont nécessité l'engagement et la coopération de plusieurs acteurs.

Ainsi, chaque étape de dimensionnement et reconception du banc (de la phase d'avant-projet à la fabrication) a impliqué différentes collaborations. Les plus significatives sont détaillées ci-après. Le redimensionnement de la ligne d'alimentation en air comprimé (partie pneumatique) et l'intégration de nouveaux capteurs (partie instrumentation) ont fait l'objet d'interactions avec des fournisseurs spécialisés.

La reconception du module d'essais s'est décomposée en plusieurs étapes. D'abord, une phase d'avant-projet a permis de réaliser les premiers dessins. Ces premières études, réalisées par nos soins, ont permis de définir :

- les principaux organes constitutifs du banc, (notamment la décomposition du banc en deux sous-ensembles);
- les solutions potentielles de réglage et contrôle du jeu radial;
- l'attitude du banc.

Dans un second temps, une collaboration en interne avec des personnels du laboratoire a permis d'affiner les procédures de montage et de fournir une CAO avancée et un plan d'ensemble.

Sur cette base, un cahier des charges techniques a été rédigé, reprenant l'ensemble des objectifs, contraintes et spécifications (jeux fonctionnels, tolérancements) du banc. A partir de ces éléments, une collaboration avec un prestataire spécialisé en mécanique de haute précision (bureau d'étude et fabrication) a permis de finaliser les parties étude et conception, apportant des solutions complémentaires pour le montage et améliorant la praticité du module (facilité de montage, accessibilité des composants). Dans cette phase de collaboration, plusieurs échanges ont eu lieu afin de valider/invalidier les solutions proposées. L'usinage de l'ensemble, les contrôles de métrologie et les premiers tests de montage/démontage du banc ont également été réalisés par le prestataire.

Le banc d'essais développé est un dispositif original, pensé et conçu pour une utilisation spécifique. Ainsi, chaque itération avec de nouveaux acteurs a nécessité un effort de contextualisation du sujet, définition du besoin et des contraintes particulières associées à la phénoménologie étudiée.

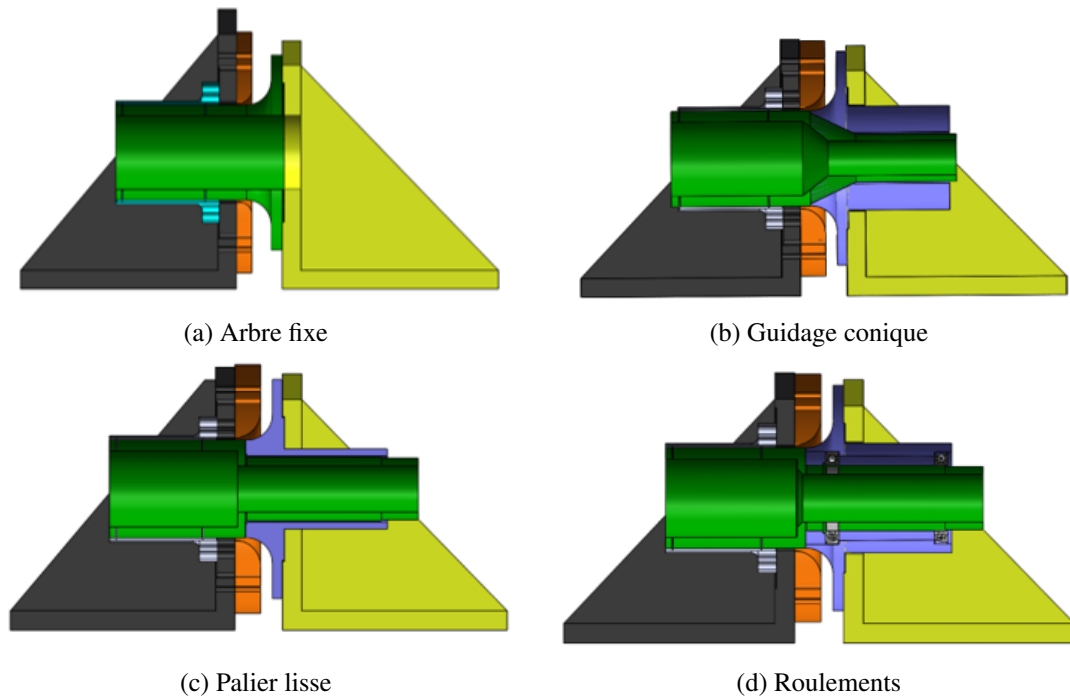


FIGURE 2.16 – Solutions de guidage pour le réglage du jeu radial

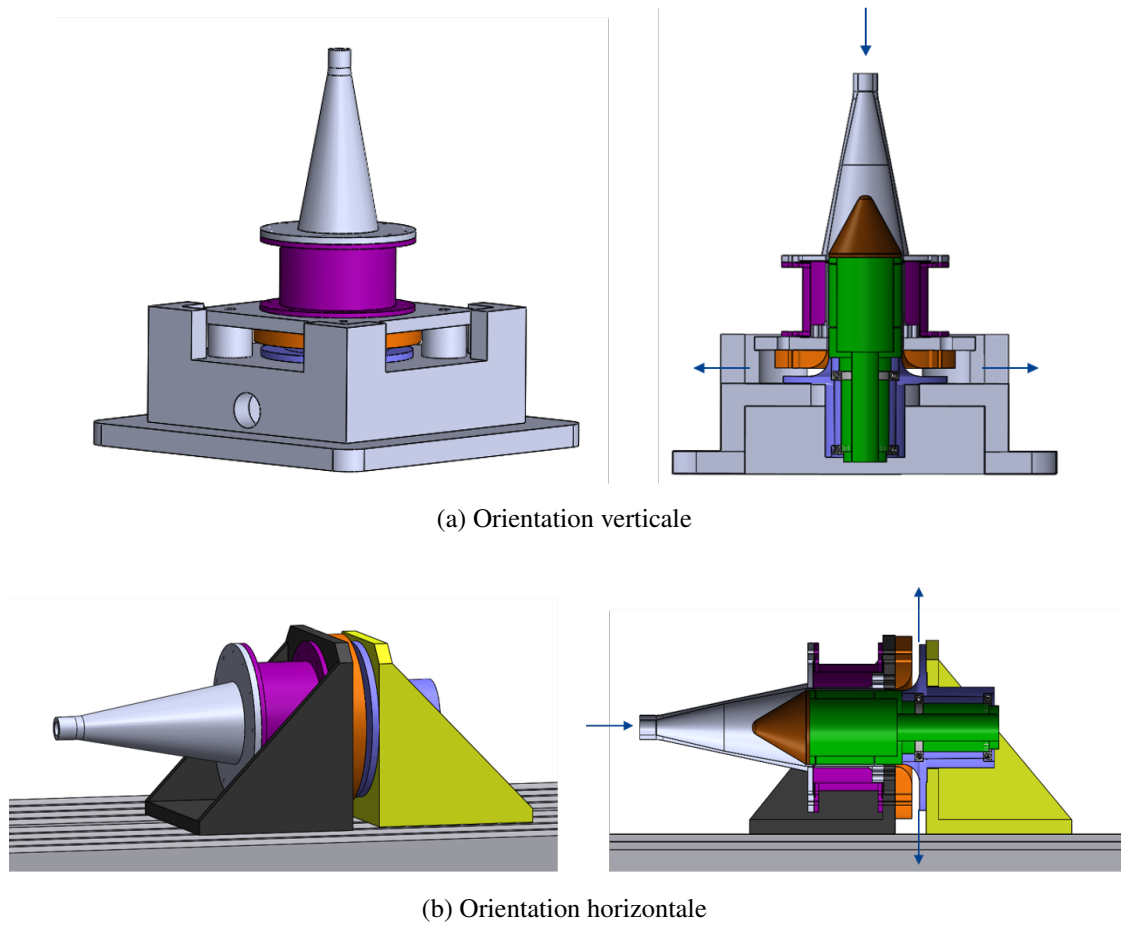


FIGURE 2.17 – Choix de l'attitude du banc

2.5.2 Solutions techniques retenues

La figure 2.18 présente une vue en coupe du module d'essai. Les flèches indiquent le chemin de l'écoulement d'air. La nomenclature des pièces est donnée dans le tableau 2.8.

Les caractéristiques principales du banc Minotaur 2 reprennent en partie le design du banc Minotaur 1, à savoir :

- le joint labyrinthe est un joint à deux dents, et une cavité ;
- pendant les essais, le banc est fixe : il n'y a pas de mise en rotation du rotor ;
- le jeu radial entre le sommet des dents et la partie interne du stator est de 150 microns ;
- le cône d'admission est relié à un système d'alimentation d'air, comprenant un ensemble compresseur/cuve et un tube venturi avec un débitmètre et une vanne de régulation permettant un contrôle des essais en débit ;
- le stator est encastré du côté des basses pressions. La configuration avec encastrement du côté des hautes pressions est également possible. Dans cette optique, une solution de montage différente a été étudiée. Pour des raisons de temps, cette configuration n'a pas été testée dans la campagne d'essais.

La figure 2.19 présente une vue détaillée du joint labyrinthe et de la veine d'air. Les pièces stator et rotor sont identifiées. Les dents sont situées sur le rotor. Le détail de l'instrumentation visible est donné dans le paragraphe 2.5.3.

Les modifications notables apportées pour optimiser l'opérabilité du banc sont détaillées en annexe D. Celles-ci concernent les choix de conception et les solutions technologiques retenues pour assurer la montabilité et l'alignement du module d'essais, tout en garantissant un amortissement structural faible. Le travail mené sur l'optimisation des capacités du système d'alimentation en air y est également détaillé.

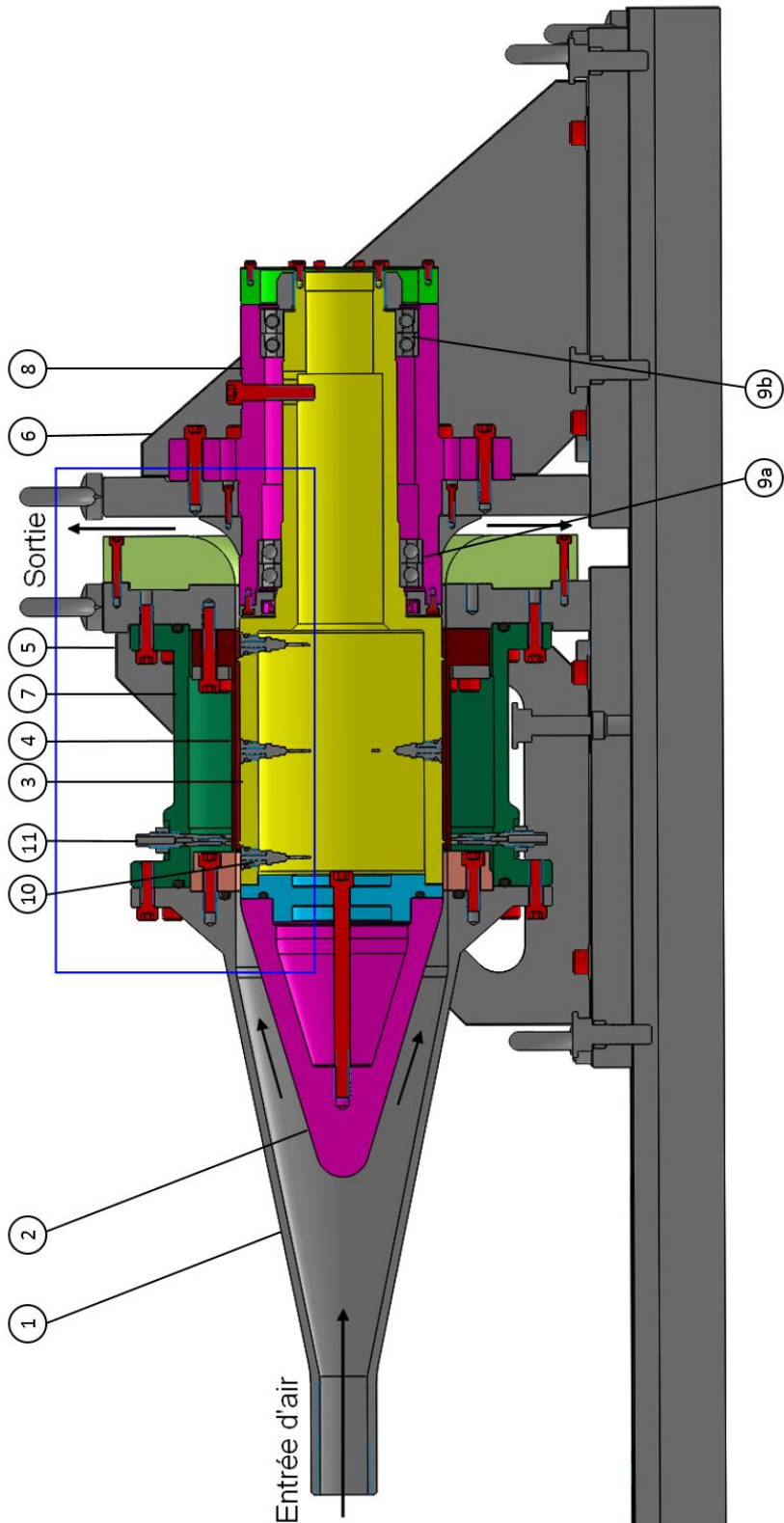


FIGURE 2.18 – CAO du module d’essai Minotaur 2 (vue en coupe)

N°	Désignation	Matériau
1	Cône d'admission	Aluminium 7075 (Fortal)
2	Nez	Aluminium 7075 (Fortal)
3	Rotor (ou arbre)	Acier
4	Stator	Aluminium 7075 (Fortal)
5	Équerre stator	Acier
6	Équerre rotor	Acier
7	Chambre	Aluminium 7075 (Fortal)
8	Moyeu	Acier
9a	Roulements amont	Acier
9b	Roulements aval	Acier
10	Support des capteurs de pression	Nylon
11	Support des capteurs de déplacement	Acier

TABLE 2.8 – Nomenclature des éléments principaux du banc Minotaure 2

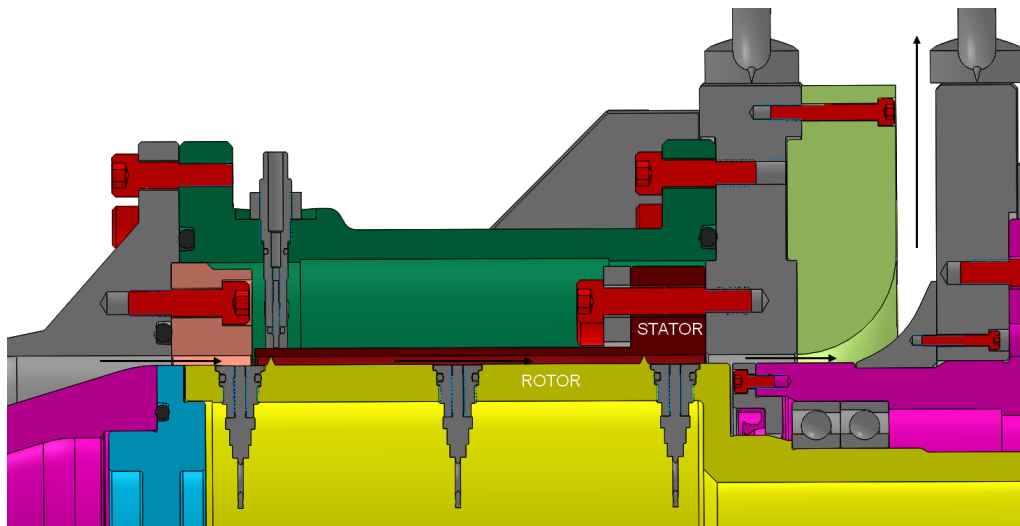


FIGURE 2.19 – Zoom sur le joint labyrinthe

2.5.3 Pilotage, instrumentation, acquisition, sécurité

Vue globale

Le schéma de câblage de l'instrumentation du banc d'essais est donné en figure 2.20. Celui-ci permet de visualiser et situer l'ensemble des instruments de contrôle, mesure et surveillance présents sur le banc d'essais. Les boîtiers et cartes d'acquisition permettant respectivement le conditionnement et la numérisation des signaux sont également présentés. L'ensemble des éléments est décrit dans les paragraphes suivants. Le pilotage en débit et l'acquisition des signaux s'effectuent au moyen de deux interfaces graphiques distinctes. La synchronisation des signaux en temporel est réalisée manuellement, en post-traitement des essais.

Pour des raisons de sécurité, le pilotage des essais s'effectue à distance : le PC d'acquisition est déporté dans une salle séparée du hall d'essais.

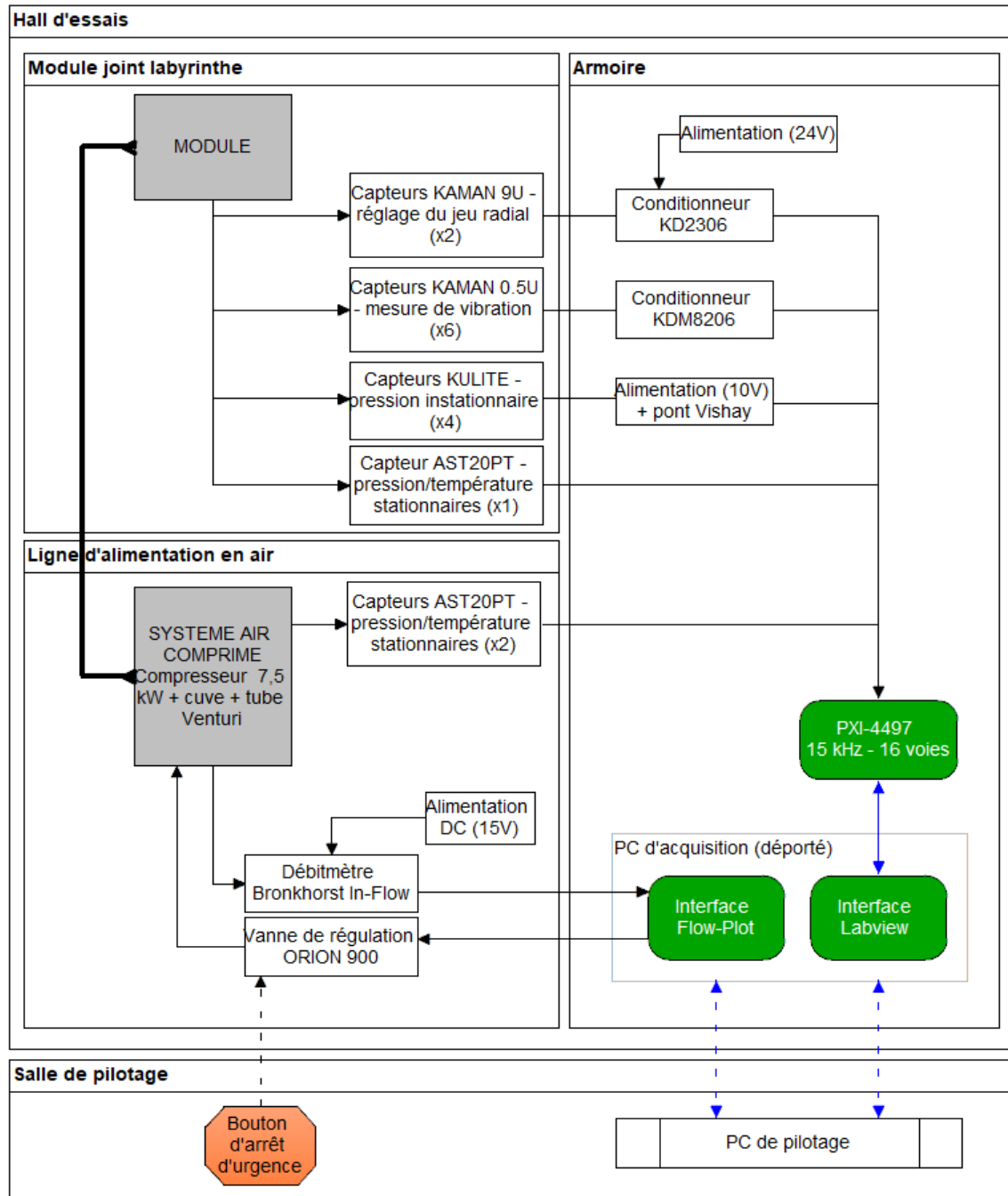


FIGURE 2.20 – Schéma de câblage de l'instrumentation

Stratégie de pilotage des essais au voisinage d'une instabilité

Le pilotage des essais de stabilité est délicat et nécessite une stratégie spécifique. En effet, le caractère instable suppose l'apparition potentiellement dangereuse d'une divergence des amplitudes de vibration de structure. Il est alors indispensable de définir des valeurs seuils à ne pas atteindre pour éviter l'endommagement des pièces mécaniques et des capteurs de proximité. Pour ce faire, une attention particulière est portée sur deux aspects :

- Éviter d'atteindre des niveaux de contrainte supérieurs à la limite en fatigue du stator (aluminium) ;
- Éviter un contact entre les dents et le stator.

Les simulations EF de la pièce statorique fournissent les déplacements obtenus à l'extrémité libre pour un niveau de contrainte donnée. Les modes à diamètres étudiés sont associés au premier mode de flexion du stator. Ainsi, les maxima des déplacements (et des contraintes) se situent au niveau de l'extrémité libre. En considérant une limite en fatigue de 70 MPa pour l'aluminium, les déplacements maximaux admissibles correspondants sont obtenus, et sont présentés dans le tableau 2.9 pour chaque mode à diamètre.

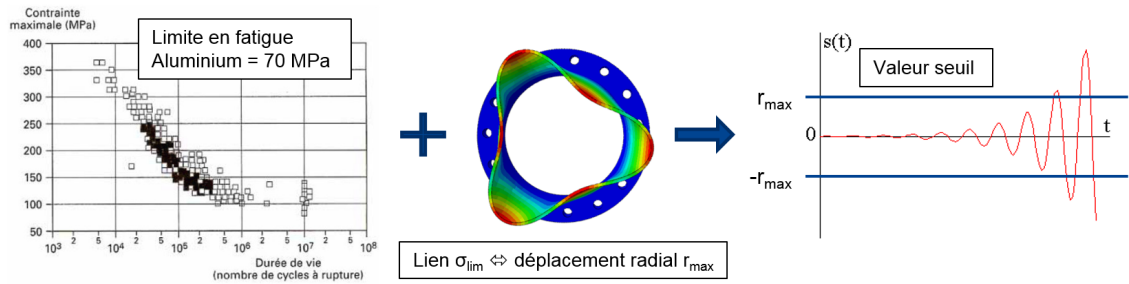


FIGURE 2.21 – Schéma logique de définition des valeurs seuil

Mode à diamètre	Fréquence [Hz]	Limite en fatigue [MPa]	Limite déplacement [mm]
3	1320	70	0.43
2	1734	70	0.26
4	1778	70	0.27
5	2686	70	0.18
6	3858	70	0.13

TABLE 2.9 – Déplacements radiaux admissibles pour une limite en fatigue de $\sigma = 70$ MPa

Le sixième mode à diamètre est le plus contraignant, avec un déplacement maximal admissible de 130 micromètres. Le choix d'une telle valeur seuil est conservatif, et pourra être discuté à posteriori suivant les modes à diamètres réellement excités lors des essais. A priori, les modes à deux et trois diamètres sont les plus susceptibles de s'exprimer en présence de l'écoulement fluide. Ces modes sont identifiés comme les plus instables. La prise en compte de la limite en fatigue garantit que les niveaux d'excitations atteints ne viennent pas endommager la pièce statorique de façon prématurée.

Le second point essentiel pour assurer l'intégrité du banc (stator et capteurs de déplacements) est d'éviter toute mise en contact entre les éléments. Pour cela, des butées mécaniques sont mises en place à proximité des capteurs de déplacement, pour éviter un contact stator/capteur ou stator/dents.

Les butées sont positionnées à 100 (+/- 10) micromètres du stator, distance inférieure à la valeur du jeu radial nominal (150 micromètres).

Lorsque les amplitudes de vibration deviennent trop élevées, plusieurs indicateurs permettent de constater la mise en butée : la visualisation des signaux temporels sur les capteurs de déplacement (amplitudes vibratoires du même ordre de grandeur que la distance stator/butées), l'apparition d'un signal sonore haute fréquence, la visualisation d'un contenu fréquentiel riche et multi-harmonique (cf. annexe M).

Un bouton d'arrêt d'urgence est relié directement à la vanne de régulation, pour pouvoir forcer la fermeture de celle-ci lorsque le régime de butée est atteint. Cette sécurité garantit de pouvoir mettre fin à l'essai indépendamment du système de pilotage de la vanne de régulation. Ainsi, on s'affranchit d'une potentielle panne informatique liée au logiciel de pilotage, et il est possible de mettre le banc en sécurité à tout instant.

Pilotage et monitoring des paramètres fluides

Le point de fonctionnement (surpression, débit) est un paramètre déterminant dans la stabilité du joint labyrinthe. Dans le but de pouvoir distinguer une transition stable/instable, les essais sont réalisés à différents paliers de surpressions et débits. Les essais sont pilotés en débit-masse, par un système débit-mètre + vanne de régulation. La technologie utilisée est un débit-mètre massique anémométrique (Bronkhorst, type In-Flow), qui assure de couvrir une large gamme de débits et pressions. Avec ce modèle, la plage d'étude est de 0 - 10 bar relatif, soit des débits allant de 8 à 400 g/s [1]. L'élément régulateur est une vanne pneumatique (Orion 900), alimentée en air comprimé. Un tel régulateur, dit à "action directe", garantit une temps réponse rapide et une bonne stabilité. La consigne en débit et les paramètres de contrôle de la réponse (rampe de réponse, PID, etc) sont gérés avec l'interface Flow Plot.

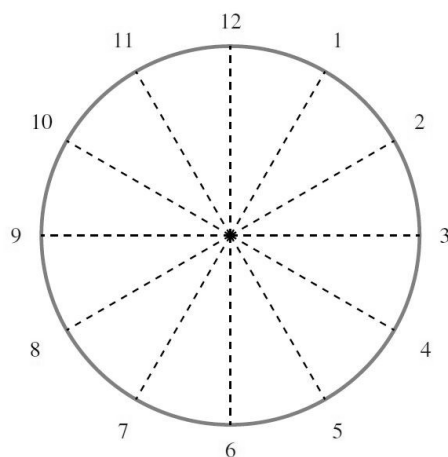
Comme décrit précédemment (cf. 2.3.3), une maîtrise des paramètres fluides est nécessaire pour la bonne tenue des essais. Dans ce but, trois capteurs de pression stationnaire, à jauges piézorésistives et compensés en température (type AST20PT), sont ajoutés le long de la ligne d'alimentation en air, à trois niveaux pertinents : en aval de la cuve (prise de pression en amont du système régulateur de débit, permet de contrôler la pression dans la cuve), en aval du système débit-mètre/vanne (le contrôle de ce point permet de visualiser si la vanne est fermée i.e, si le module du joint labyrinthe "voit" un débit) et au niveau du cône d'injection (point de prise de pression le plus proche du joint labyrinthe). Leur plage de fonctionnement est 0 - 10 bar relatif.

Pour identifier le développement d'ondes acoustiques circonférentielles dans le joint labyrinthe, la mesure des fluctuations de pression est nécessaire. Quatre capteurs de pression instationnaires piézoélectriques (type KULITE) sont positionnés dans le module de joint labyrinthe. Trois de ces capteurs sont situés à iso-azimuth, avec trois positions axiales différentes correspondant aux trois zones d'intérêt du joint labyrinthe : en amont de la cavité, dans la cavité et en aval de la cavité). Un quatrième capteur est positionné dans la cavité, à un azimuth de 180° par rapport aux trois autres, dans le but vérifier la symétrie cyclique du banc d'essai (absence d'effets de sol du côté de la plaque support). Une attention particulière a été portée sur le caractère potentiellement intrusif de l'élément de mesure qui, par son encombrement, peut modifier l'écoulement de façon non négligeable. Ainsi, pour ne pas perturber l'écoulement fluide, les corps des capteurs sont situés dans l'arbre (en dehors de la veine fluide), et leur partie sensible est affleurante à la veine fluide.

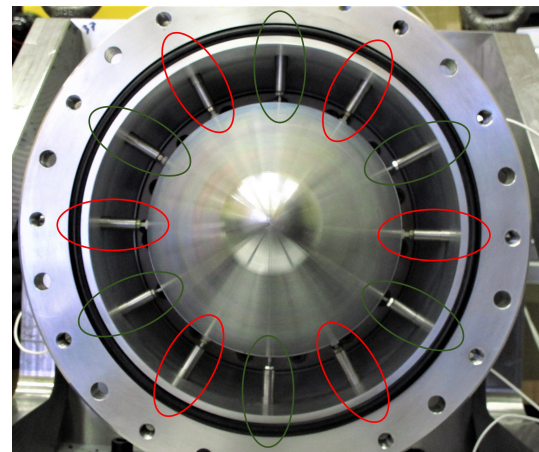
Monitoring des vibrations de la structure

Dans la configuration du banc d'essai développé, la partie statorique est l'élément de structure susceptible de se déformer sous l'excitation du fluide. Pour identifier le développement d'une

instabilité, et confronter les résultats aux critères utilisés en conception [14], [4], il est nécessaire de mesurer les amplitudes de vibration associées aux modes d'intérêt. La technologie choisie est des capteurs de déplacement inductifs à courant de Foucault (KAMAN 8206-0.5U), solution qui avait déjà été retenue pour la conception du banc Minotaur 1 [1]. La plage de mesure réduite de ces capteurs (500 microns) et leur résolution (0,1 micron) garantissent une très bonne sensibilité à la détection de mouvement de faibles amplitudes. Douze positions, réparties sur toute la circonférence, permettent d'accueillir les logements des capteurs (figure 2.22a). Pour les essais réalisés, six capteurs sont positionnés (figure 2.22b), et placés à 250 micromètres de la cible, avec une précision de réglage de 10 micromètres. Cette valeur correspond à la plus petite épaisseur de cale servant au positionnement et à la vérification de la distance capteur/cible. La condition d'échantillonnage de Shannon indique que pour caractériser un nombre k de modes à diamètres, $2k$ capteurs sont nécessaires sur la circonférence. Dans la configuration actuelle, il est donc possible de représenter les trois premiers modes à diamètres. Le développement d'une instabilité se caractérise par la divergence exponentielle des amplitudes de vibrations du stator. Cette amplification peut mener à des amplitudes de vibration élevées (quelques centaines de microns) et à un endommagement du module d'essai (stator et capteurs de déplacement). Pour sécuriser l'ensemble, des butées sont conçues et positionnées de part et d'autre de chaque capteur, dans les emplacements disponibles sur la circonférence. La distance choisie correspond à la valeur seuil définie plus haut, à savoir 100 micromètres (+/- 10).



(a) Position des emplacements possibles de capteurs



(b) Visualisation des capteurs et butées

FIGURE 2.22 – Emplacements des capteurs de déplacement pour mesures vibratoires
— capteurs, — butées

Acquisition des signaux

L'acquisition synchronisée de l'ensemble des signaux (pressions, déplacements) est réalisée au moyen d'une interface Labview spécifiquement développée par les services techniques du laboratoire pour répondre au présent cahier des charges. Le matériel utilisé est une carte rapide PXI 4497 avec filtre anti-repliement, permettant une acquisition de 16 voies de mesures à une fréquence d'échantillonnage de 15 kHz. La plage fréquentielle d'étude est alors de [0 - 6] kHz (critère de Shannon), et couvre l'ensemble des fréquences d'intérêts. L'interface graphique permet d'afficher, de surveiller et d'enregistrer les voies d'acquisition. Les seuils de surveillance sont également définis sur les voies de mesures de déplacement, permettant une vérification des niveaux vibratoires.

Une visualisation de l'interface d'acquisition et de pilotage est proposée en annexe E.

2.6 Validation de la réalisation du banc par les essais partiels

Cette section décrit l'ensemble des opérations de déverminage réalisées pour valider la reconception du banc d'essais. La première étape consiste à vérifier la conformité des pièces (contrôles visuels, métrologie) et la montabilité de l'assemblage. Pour les détails concernant la réception du banc et le réglage de la coaxialité, le lecteur pourra se référer aux annexes dédiées G et H. Ensuite, des essais d'analyse modale viennent vérifier le faible amortissement mécanique du stator (en comparaison avec les mesures réalisées sur Minotaure 1). Ces essais permettent également une caractérisation du comportement vibratoire de la pièce. En dernier lieu, des essais de performance en débit permettent d'évaluer les capacités en débit du système d'alimentation en air. Ces essais valident aussi le comportement calibrant du joint labyrinthe.

2.6.1 Caractérisation modale de la pièce statorique

Stratégie et mise en place

Pour valider la reconception du module de joint labyrinthe, des essais de caractérisations modales sont nécessaires afin de se positionner par rapport aux résultats obtenus sur le banc Minotaure 1 (cf. 2.3.2) et aux intervalles tolérables définis lors de l'optimisation. Un point d'attention particulier est la vérification de la diminution de l'amortissement mécanique du stator dans la configuration essais.

De façon générale, la maîtrise du comportement vibratoire du stator est un élément critique pour la bonne réalisation et la compréhension des essais de flottement. Des analyses modales expérimentales sont réalisées, en configurations libre-libre et encastré-libre. Les montages respectifs sont présentés sur les figures 2.23 et 2.24. Ces essais ont pour objectifs :

- identifier les fréquences propres de la structure (modes à diamètres, désaccordage);
- identifier l'amortissement mécanique de la pièce.

Les essais en libre-libre présentent un double intérêt. Les fréquences propres expérimentales obtenues permettent un recalage des simulations EF, indépendamment des conditions d'encastrement qui seraient potentiellement mal maîtrisées dans la configuration essais. L'observation des modes doubles fournit aussi des indications quant au désaccordage de la pièce. Ce dernier point constitue un élément de contrôle supplémentaire de la qualité de fabrication (avec le rapport de métrologie, donnant des indications sur la concentricité). De plus, ces essais permettent de caractériser l'amortissement intrinsèque du matériau.

Les essais en encastré-libre quant à eux, sont réalisés directement sur le banc d'essais : ainsi, le stator est exactement dans les conditions d'encastrement qui sont les conditions d'essais. Ces essais permettent d'identifier les modes à diamètres et l'amortissement structural du stator dans le montage. Il s'agit également de vérifier et valider la qualité de l'encastrement (couple de serrage des vis). Ce dernier point est essentiel dans la validation des solutions de reconception choisies.

L'ensemble des essais est réalisé dans les conditions normales de températures et pression (température ambiante, air libre). Ce choix se justifie a posteriori par la qualité de l'identification obtenue. Les modes obtenus sont suffisamment peu amortis et distincts pour être identifiés. Dans le cas où des modes auraient été difficiles à distinguer et caractériser, des essais sous vide auraient pu être envisagés. A noter que pour les essais de flottement, la présence d'un écoulement fluide peut faire

varier légèrement les fréquences observées.

Les essais d'analyse modale sont réalisés avec un vibromètre laser PSV400. Cette technologie est choisie pour son caractère non intrusif par rapport à des accéléromètres classiques (pas d'ajout de masse sur la pièce), ce qui évite l'introduction de désaccordage additionnel. Ce système est également pertinent pour réaliser des analyses modales multi-points de la pièce. Ici, douze points de mesure sont définis sur la circonférence du stator. La source d'excitation dépend de la configuration testée. Dans le cas libre-libre, un pot vibrant est utilisé (figure 2.23b). Ce choix permet d'éviter des mouvements de la pièce, incompatibles avec le dispositif vibromètre. Pour la configuration encasturé-libre, l'utilisation d'un marteau de choc est préférée (2.24), cette technologie présentant l'avantage de ne pas introduire de masse ajoutée au système (par opposition au pot vibrant).

La plage de fréquence étudiée est 0-4000 Hz, plage dans laquelle se situent les six premiers diamètres nodaux d'après les simulations EF. L'acquisition permet d'obtenir les fonctions de réponse en fréquence (FRF) des douze points de la circonférence de la pièce. Pour chaque configuration testée, trois essais identiques sont réalisés afin de vérifier la répétabilité et la reproductibilité des mesures.

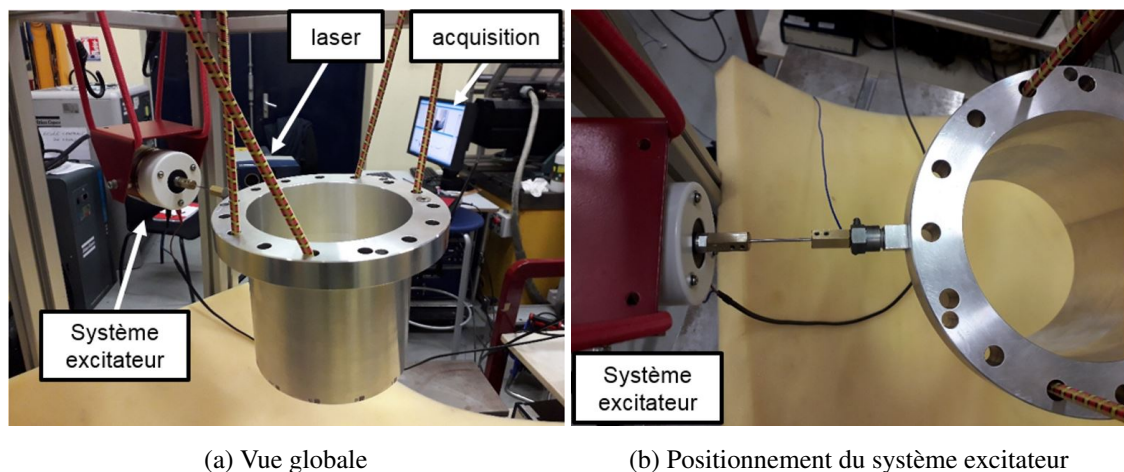


FIGURE 2.23 – Montage de l'analyse modale en configuration libre-libre

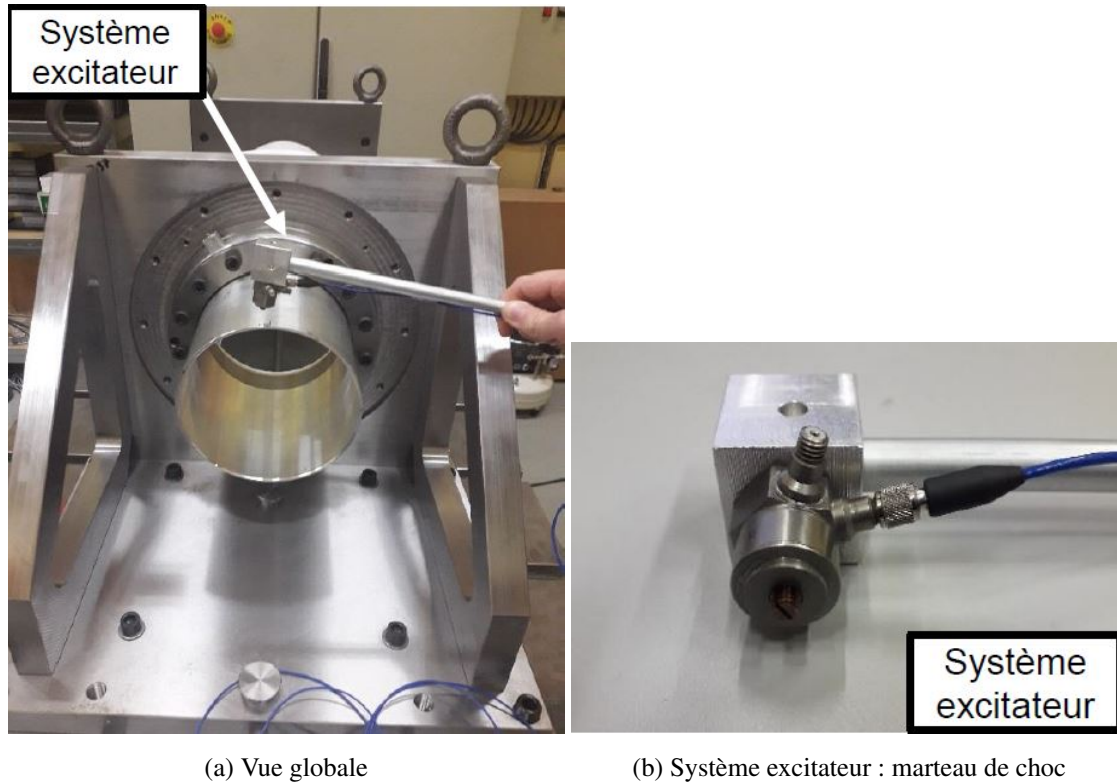


FIGURE 2.24 – Montage de l'analyse modale en configuration encastré-libre

Ensuite, une fois que les signaux FRF sont collectés, un post-traitement permet de réaliser l'identification modale sur la plage de fréquence étudiée. Le lissage de la FRF théorique avec les valeurs expérimentales permet d'obtenir numériquement les pôles et résidus associés à chaque pic de résonance. Les fréquences propres et taux d'amortissement associés à chaque pic sont obtenus. Les résidus permettent de reconstituer les formes propres. Le détail de la méthode est explicité en annexe A. Les résultats de chacune des configurations sont ensuite comparés à des simulations EF.

Qualité des signaux obtenus

Pour valider le dispositif expérimental, il est intéressant, avant tout traitement de données, de vérifier la qualité des signaux bruts obtenus. Un exemple de FRF mesurée est donné en figure 2.25. Un point d'attention particulier est porté sur la résolution fréquentielle du signal, qui doit permettre d'avoir un nombre de points suffisants sur la plage de fréquences étudiée. Ici, les pics de résonances obtenus sont bien différenciés.

Ensuite, la qualité de l'identification des paramètres modaux peut être évaluée. Un exemple est donné en figure 2.26. Sur ce graphique, le signal synthétisé est superposé au signal brut du point de mesure n°3. Les amplitudes et phases de la FRF sont bien décrites par la fonction obtenue.

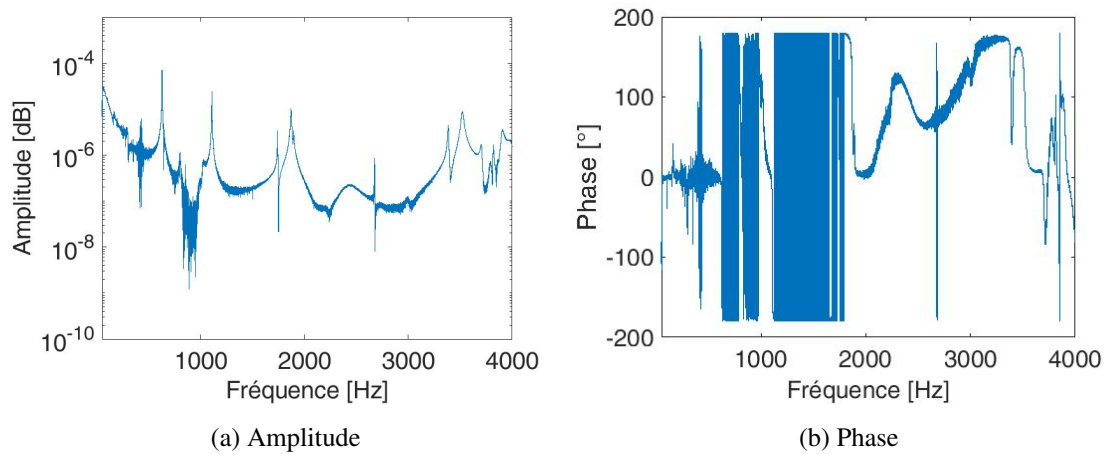


FIGURE 2.25 – Visualisation des signaux bruts de la FRF mesurée sur la voie 3

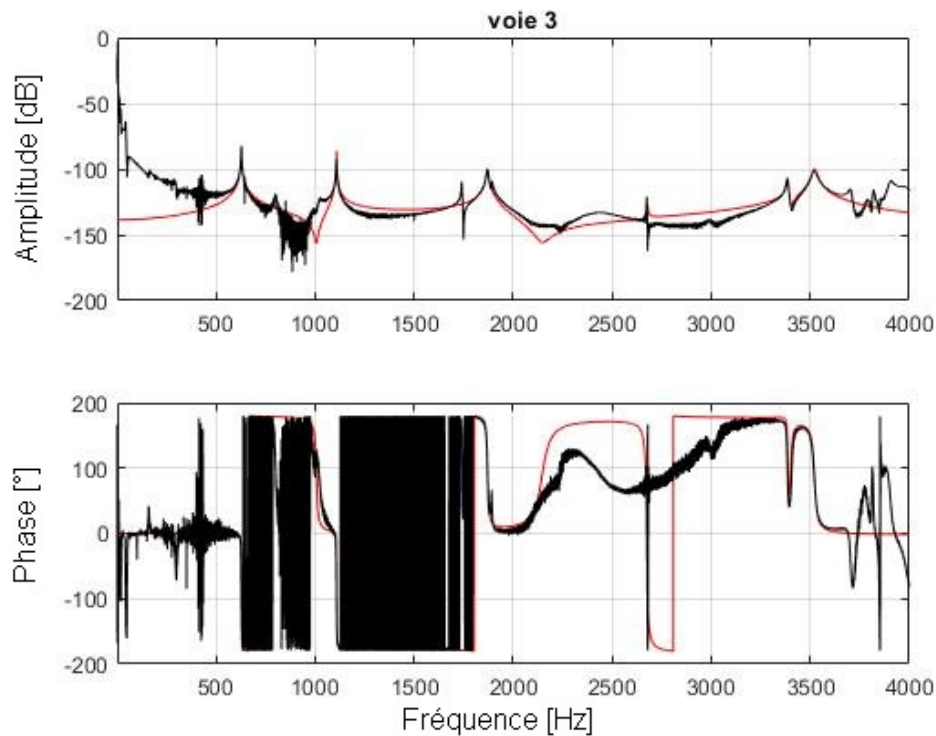


FIGURE 2.26 – Essai en libre-libre : Superposition de la FRF mesurée sur la voie 3 (—) et de la FRF synthétisée (—)

Résultats des essais en libre-libre

L'identification modale réalisée à partir des douze signaux FRF fournit les fréquences propres et taux d'amortissement du stator en configuration libre-libre. Ces résultats sont présentés dans le tableau 2.10 et comparés au calcul EF. Classiquement pour une structure axisymétrique, le calcul EF met en évidence l'existence de modes doubles orthogonaux. Cette parité s'explique par la construction mathématiques des bases modales [53]. Expérimentalement, la géométrie de la pièce n'étant pas parfaite, les modes doubles présentent des fréquences légèrement différentes. Ainsi, deux pics de résonance distincts sont associés à un même mode. Chaque paire de modes est bien

identifiée, ce qui valide la qualité des signaux et de la méthode utilisée. L'écart fréquentiel entre deux modes doubles permet de quantifier le désaccordage dû à la fabrication de la pièce. Cet écart peut aussi être dû aux conditions opératoires de l'essai. La liaison entre le pot vibrant et la structure peut apporter une certaine raideur à l'ensemble.

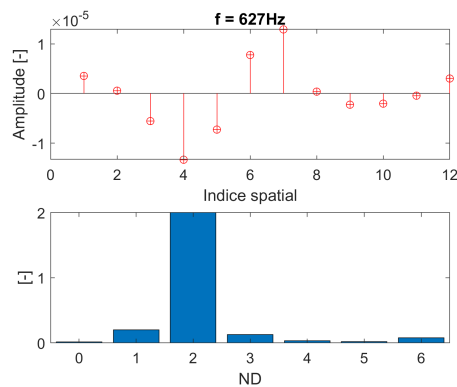
Sur les données obtenues, l'écart maximal avec le calcul EF est de -17,7 %. Cette différence est observée pour le mode à deux diamètres nodaux et peut être imputée au dispositif expérimental. Sur l'ensemble des données, l'écart fréquentiel moyen est inférieur à 5 %. Cette corrélation est satisfaisante et permet de valider le modèle EF de la pièce.

Le modèle utilisé dans l'identification modale utilise une hypothèse sur la dissipation de type visqueuse. Les taux d'amortissement ζ_{struct} associés à chaque fréquence de résonance sont donnés dans le tableau 2.10, et sont calculés avec la même méthode qu'au 2.3.2. Les réglages d'échantillonnage des essais permettent de déterminer l'incertitude des identifications. La résolution fréquentielle est de 0.13 Hz.

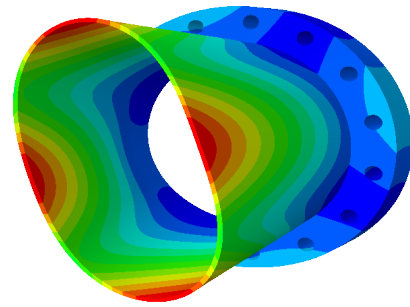
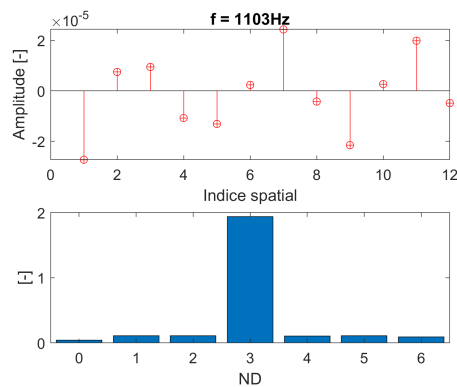
N° du mode	Fréquence [Hz]	ND	Fréquence EF [Hz]	ND EF	δf [%]	ζ_{struct} [%]
1	627	2ND	654	2ND1F	4.3	0.11
1'	795	2ND	654	2ND1F	-17.7	0.62
2	1103	3ND	1110	3ND1F	0.7	0.02
2'	1218	3ND	1110	3ND1F	-8.9	0.73
3			1745	4ND1F		
4	1843	2ND	1935	2ND2F	5.0	0.17
4'	1869	2ND	1935	2ND2F	3.6	0.22
5	2674	5ND	2678	5ND1F	0.1	0.04
6	3390	4ND	3407	4ND2F	0.5	0.10
7	3511	3ND	3541	3ND2F	0.9	0.25

TABLE 2.10 – Identification modale des essais en libre-libre et confrontation avec les simulations EF

Dans le domaine fréquentiel, l'amplification observée sur la fonction de réponse en fréquence permet pour chaque fréquence de reconstituer la déformée opérationnelle de la structure ; Cette déformée opérationnelle est une combinaison linéaire des formes propres des modes. L'analyse modale des FRF permet donc d'identifier les formes propres des modes, leur diamètre et les contributions relatives des diamètres nodaux pour chaque pic observé. Les résultats obtenus pour les fréquences à 627 et 1103 Hz sont présentés ci-après (figure 2.27). Les modes propres identifiés correspondent respectivement aux modes à deux et trois diamètres (figures 2.27a et 2.27c). Dans la configuration libre-libre, ces modes expérimentaux sont "purs" : il n'y a pas de contribution significative d'autres modes à ces fréquences. Les résultats indiquent une bonne corrélation avec le calcul EF (figures 2.27b et 2.27d). Les autres modes sont donnés en annexe B. Pour des fréquences plus élevées, les modes identifiés présentent un contenu diamétral plus riche. Le terme de diamètre "dominant" est alors utilisé pour désigner le mode dont le diamètre s'exprime le plus. Ce mode définit alors la forme propre de la structure.



(a) Identification du mode à 2 diamètres

(b) Déformée modale à $f = 654$ Hz (résultat EF)

(c) Identification du mode à 3 diamètres

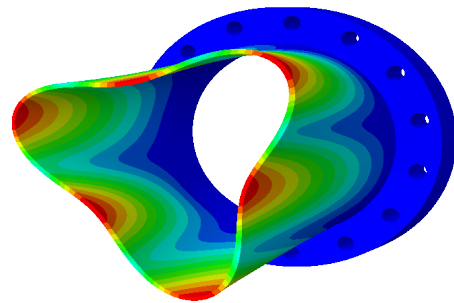
(d) Déformée modale à $f = 1110$ Hz (résultat EF)

FIGURE 2.27 – Contributions des modes à diamètres pour les fréquences à 627 et 1103 Hz - Comparaisons avec simulations EF

Résultats des essais en encastré-libre

En configuration encastré-libre, la source d'excitation choisie est un marteau de choc. Plusieurs essais sont réalisés, avec différents points d'impact au niveau de l'extrémité de la pièce, de façon à ne pas se placer sur un nœud de vibration. Différents niveaux de couples de serrage de la bride sont également testés, ce qui permet de vérifier l'influence de ce paramètre sur l'amortissement structural. Les résultats sont présentés dans le tableau 2.11. De façon générale, les données fréquentielles montrent une bonne corrélation avec le calcul EF.

L'amortissement structural est obtenu pour chaque pic de résonance. Sa valeur moyenne est de 0.11 %. Ce résultat est satisfaisant, et peut être directement rapproché de deux grandeurs d'intérêt :

- l'amortissement mécanique du banc Minotaur 1 (cf. 2.3.2), calculé à 5%. Ce fort amortissement avait été mis en cause pour justifier la non-apparition de flottement. Ici, l'amortissement est donc réduit de 98% ;
- l'amortissement aéroélastique calculé par l'optimisation paramétrique (cf. 2.4). Ce dernier est respectivement estimé à -5% et -3% pour les modes à deux et trois diamètres. Il y a donc un ordre de grandeur de différence entre l'amortissement mécanique et l'amortissement aéroélastique, ce qui permet de valider le design du nouveau banc.

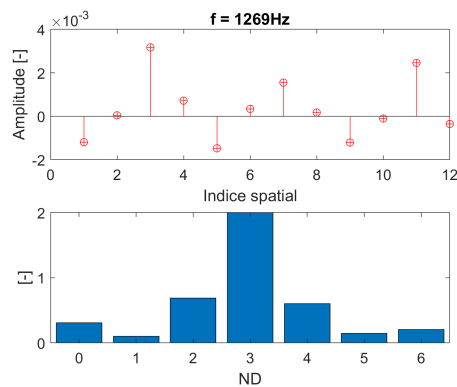
L'amortissement maximal est de 0.35%, observé pour le mode à 1560 Hz, qui correspond au mode

à deux diamètres. Ce résultat est attendu : le mode à deux diamètres est moins localisé que les modes supérieurs. De ce fait, il est plus sensible aux conditions d'encastrement.

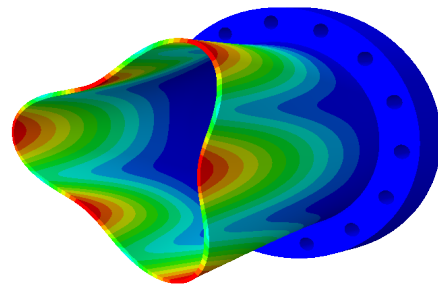
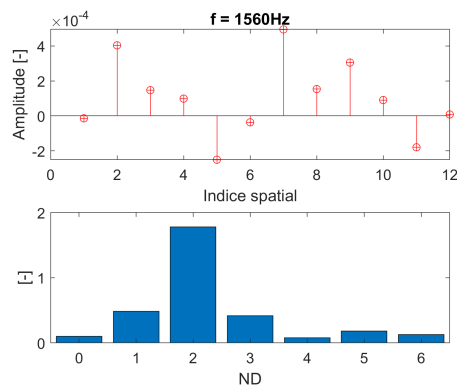
L'ensemble des analyses en diamètres est donné en annexe C. L'identification des modes pour les fréquences à 1269 et 1560 Hz est présentée sur la figure 2.28. Ces fréquences sont associées aux modes à deux et trois diamètres, qui sont classiquement les modes d'intérêt dans l'étude des phénomènes de flottement. A priori, ces formes modales sont les plus susceptibles de s'exprimer et d'être instables (§ 2.4). Les analyses des contributions montrent que ces deux modes sont bien identifiés (modes "purs").

N° du mode	Fréquence [Hz]	ND	Fréquence EF [Hz]	ND EF	δf [%]	ζ_{struct} [%]
1	1269	3ND	1320	3ND1F	4.1	0.05
1'	1272	3ND	1320	3ND1F	3.8	0.06
2	1560	2ND	1734	2ND1F	11.2	0.35
3	1764	4ND	1778	4ND1F	0.8	0.04
4	2677	5ND	2686	5ND1F	0.4	0.03
5	3413	4ND	3533	4ND2F	3.5	0.14
6	3852	6ND	3858	6ND1F	0.2	0.11

TABLE 2.11 – Identification modale des essais en encasté-libre et confrontation avec les simulations EF



(a) Identification du mode à 3 diamètres

(b) Déformée modale à $f = 1320$ Hz (résultat EF)

(c) Identification du mode à 2 diamètres

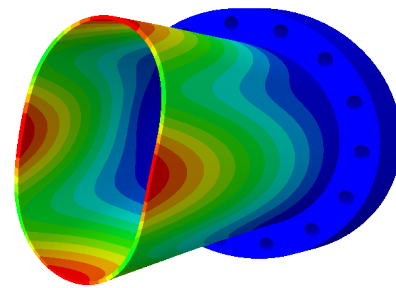
(d) Déformée modale à $f = 1734$ Hz (résultat EF)

FIGURE 2.28 – Contributions des modes à diamètres pour les fréquences à 1269 et 1560 Hz - Comparaisons avec simulations EF

2.6.2 Essais de performance en débit et vérification de la caractéristique du joint labyrinthe

Lors de la reconception du banc, des sections de passage de la ligne amont ont été augmentées, dans le but d'améliorer les capacités en termes de débit, en diminuant les pertes de charges et en supprimant les sections "limitantes" (sections les plus étroites). Pour valider le redimensionnement de la ligne d'alimentation en air comprimé, des essais de paliers en débit sont réalisés. L'objectif est de vérifier que les débits cibles sont atteignables, et peuvent être maintenus sur un temps d'essai suffisamment long pour permettre le développement d'une instabilité lors des essais productifs. Typiquement, la durée d'un essai de flottement est de l'ordre de la minute.

Cette étape permet également de prendre en main le pilotage et l'acquisition, et de vérifier la bonne régulation du débit par le système vanne/débit-mètre. Des réglages de PID et de rampe sont notamment réalisés pour assurer une réponse optimale du système de contrôle : il s'agit d'améliorer la rapidité de la réponse tout en évitant les phénomènes d'oscillations ou d'overshoot.

Les essais partiels se décomposent en deux niveaux :

- essais de capacité en débit avec échappement d'air libre en aval de la vanne ;
- essais de capacité en débit sur banc complet et amorti.

Les premiers essais permettent de valider la capacité du système amont (cuve+compresseur),

indépendamment du module d'essais. Les seconds essais, sur banc complet, ont un double intérêt : ils visent d'abord à vérifier que le joint labyrinthe est bien calibrant, c'est-à-dire qu'il joue effectivement son rôle d'étanchéité. Pour cela, les niveaux de pression obtenus dans la cavité sont comparés aux valeurs théoriques données par la modélisation du joint labyrinthe, à un débit donné (le détail de l'évaluation du débit massique sera présenté au chapitre (4)). Ensuite, il est nécessaire de vérifier que malgré le caractère étanchéifiant du module et la modification du comportement pneumatique de l'ensemble, les débits cible restent d'un ordre de grandeur conforme aux prédictions. A noter que pour ces essais, un système amortissant est placé sur le stator⁴, du côté qui ne perturbe pas le flux, pour empêcher toute instabilité de se développer.

Essais sur la ligne amont

Dans un premier temps, la ligne amont (cf. figure 2.5) est testée indépendamment du module de joint labyrinthe. L'ensemble cuve/compresseur est raccordé au tube venturi et à l'ensemble de régulation débit-mètre/vanne. L'échappement d'air se fait directement en aval de la vanne de régulation. La démarche suivie est la suivante : la cuve est remplie entièrement avant le début de chaque essai. Pour des raisons de sécurité, le contrôle et l'envoi de consigne sont réalisés à distance, depuis un poste de pilotage en écran déporté. Des rampes successives de débit sont réalisées, jusqu'à atteindre un débit maximal limitant. L'essai présenté sur la figure 2.29 affiche un débit de pointe à 110 g/s. Lorsque le système atteint ce débit, la quantité d'air restant disponible est insuffisante pour obtenir un débit stable et maintenu ; la vanne s'ouvre alors au maximum pour compenser, mais le débit chute. Dans la nouvelle configuration, la capacité maximale de la ligne est de 89 g/s (figure 2.30). Ce débit est maintenu sur une durée de 100 secondes, ce qui est satisfaisant pour les essais de stabilité.

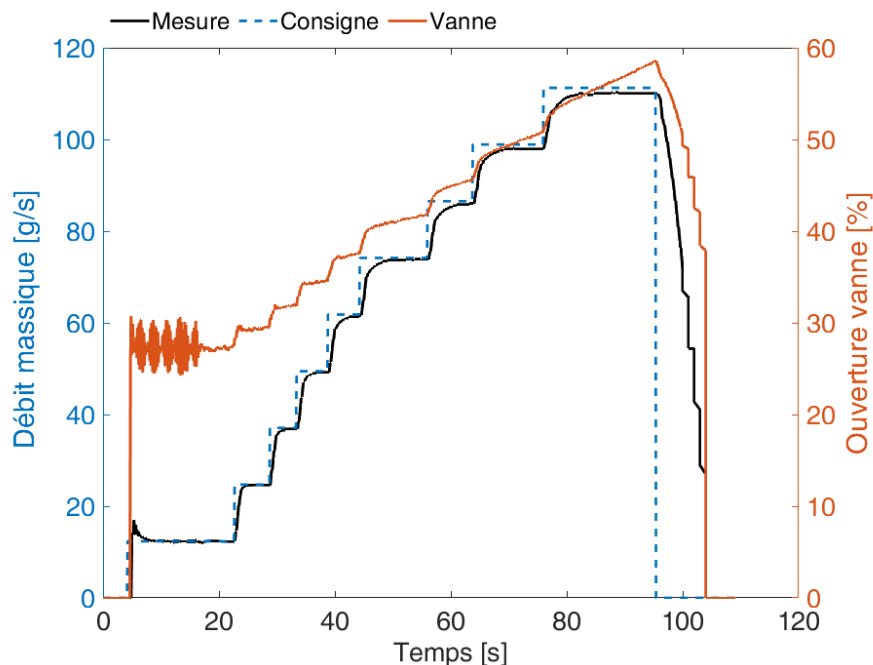


FIGURE 2.29 – Essai de paliers successifs de débit : visualisation de la consigne, de la mesure et du pourcentage d'ouverture de la vanne de régulation

4. Les butées mécaniques ont été mises en œuvre ultérieurement, pour les essais de flottement

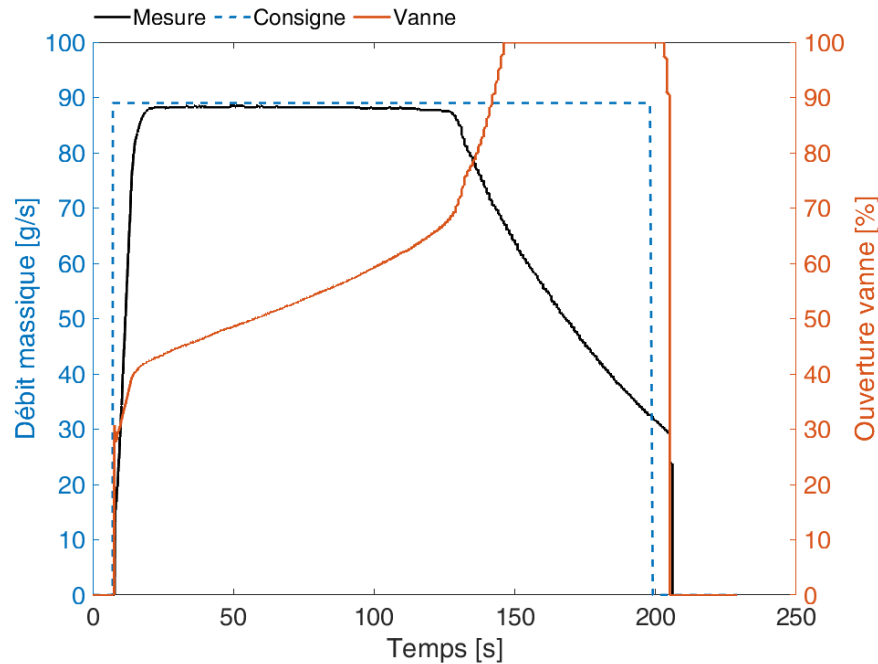


FIGURE 2.30 – Essai de maintien de débit à 89 g/s : visualisation de la consigne, de la mesure et du pourcentage d'ouverture de la vanne de régulation

Essais sur banc complet amorti

A réception du module d'essai, la même démarche que précédemment est appliquée, en intégrant cette fois-ci le joint labyrinthe à l'ensemble. D'un point de vue pneumatique, la configuration correspond exactement à celle des essais de stabilité à venir. L'installation globale de l'essai est présentée sur les figures 2.31. et 2.32. Pour éviter un couplage fluide-structure lors des essais de capacité, un amortissement important est ajouté sur le stator, via l'introduction d'une pièce épaisse en caoutchouc.

L'objectif de ces essais est de vérifier la caractéristique du joint labyrinthe et le débit maximal atteint et maintenu sur une durée suffisante. Les paliers de débits testés fournissent des doublets (pression amont, débit massique). Il s'agit de comparer les valeurs obtenues aux calculs issus de la modélisation du débit au travers du joint labyrinthe (les hypothèses de calcul du débit seront présentées au chapitre 4). Les résultats sont donnés en figure 2.33. Les points expérimentaux sont cohérents avec les calculs. Le joint est donc bien calibrant et agit comme système d'étanchéité.

Un dernier point à vérifier est la capacité du système en débit, en présence du joint. Le débit maximal atteint et stabilisé sur 100 secondes est de 89 g/s. Pour rappel, avant reconception de la ligne d'alimentation, le débit maximal atteint était de 40 g/s [1], ce qui constituait une des limitations principales du banc.

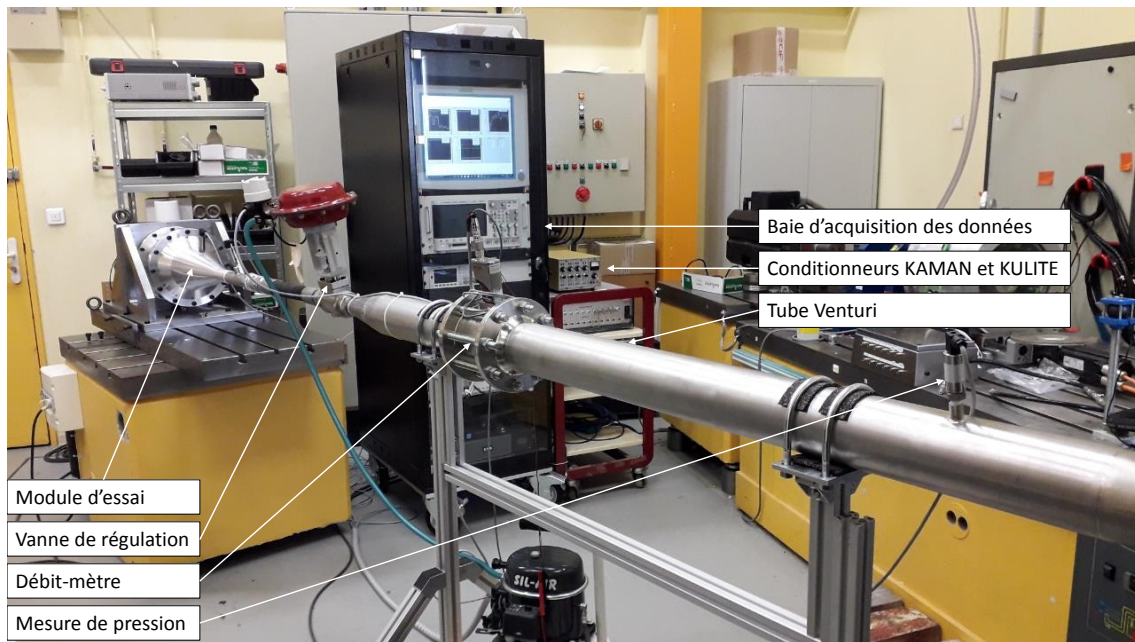


FIGURE 2.31 – Installation globale du banc Minotaur 2 - vue 1

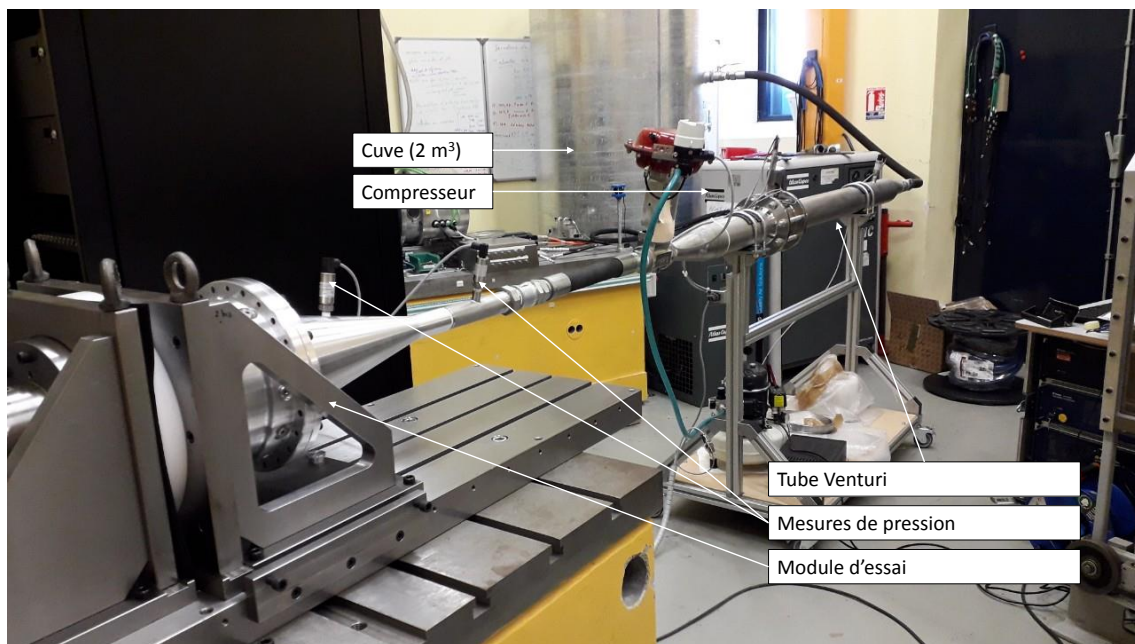


FIGURE 2.32 – Installation globale du banc Minotaur 2 - vue 2

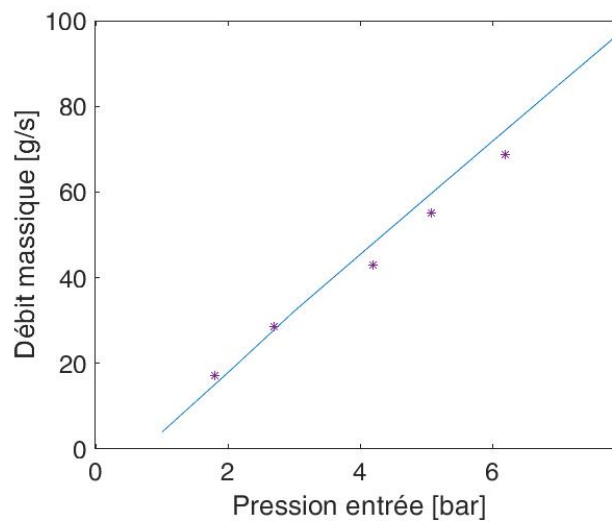


FIGURE 2.33 – Vérification de la caractéristique du joint labyrinthe : comparaison modèle (—) VS points expérimentaux (*)

2.7 Conclusions

Ce chapitre s'est concentré sur la conception d'un banc d'essai complet dont l'objectif principal est l'étude des phénomènes d'instabilités aéroélastiques pouvant apparaître sur une turbomachine au niveau des joints labyrinthe. Le retour d'expérience du banc Minotaure 1 développé dans le cadre des travaux d'A. Dairien [1] a permis de mettre en évidence les limitations de ce design. En vue d'une reconception, l'optimisation du banc s'est concentrée sur deux leviers d'améliorations principaux : l'augmentation des capacités en débit (volet fluide) et la diminution de l'amortissement mécanique du stator dans l'assemblage (volet mécanique). En parallèle, une étude de sensibilité des paramètres géométriques et fluide a été menée avec des calculs de dimensionnement 1D et 2D, de façon à définir un point de fonctionnement au voisinage duquel une transition stable - instable pourra être détectée.

A réception du banc, des essais partiels de caractérisation modale et performances en débit ont été menés pour valider la solution de redesign du banc Minotaure 2. D'autre part, un travail a été réalisé sur la stratégie de pilotage des essais de stabilité. En effet, le caractère instable du phénomène de flottement suppose l'apparition d'une divergence potentiellement rapide des amplitudes de vibrations de la structure, pouvant mener à des contacts rotor/stator ou stator/capteurs. Ce dernier point constitue un risque pour l'intégrité de l'instrumentation et du module d'essais. Pour mémoire, la sécurité de l'ensemble est assurée par l'ajout de butées mécaniques et par la définition de valeurs seuil des déplacements de stator. Si les déplacements obtenus atteignent de tels niveaux vibratoires, l'essai est immédiatement arrêté manuellement.

Les résultats des essais de déverminage permettent de positionner le banc Minotaure 2 par rapport au premier banc. Les améliorations majeures sont les suivantes :

- gain d'un ordre de grandeur sur le niveau d'instabilité aéroélastique ;
- réduction de l'amortissement structural de 98% ;
- augmentation des capacités en débit d'un facteur 2 ;
- décomposition du module en deux sous-ensembles indépendants vis-à-vis de l'encastrement ;

ce point est crucial pour la maîtrise des conditions aux limites et pour le réglage de la coaxialité rotor/stator ;

- ajout d'un guidage par roulements pour le rotor : cette solution technique permet un réglage fin de la coaxialité rotor/stator et une bonne maîtrise du jeu radial sur toute la circonférence ;

L'ensemble de ces solutions garantit la sensibilité et l'opérabilité du banc. Les essais réalisés par la suite permettront de distinguer des plages de fonctionnement avec transitions stable/instable. En outre, les données obtenues avec l'instrumentation (pression, déplacement) apporteront des éléments de comparaison avec les modèles numériques développés.

Chapitre 3

Exploitation du banc d'essais

Ce chapitre présente le protocole et les résultats des essais réalisés sur le banc Minotaure 2, décrit au chapitre précédent. Les essais de déverminage, également présentés plus haut, ont permis de valider les choix de reconception et garantissent le bon fonctionnement du banc dans la perspective des essais de flottement. L'objectif des essais est d'identifier des zones de stabilité et d'instabilité. Le paragraphe 3.1 décrit les premiers essais réalisés, pour lesquels le paramètre d'essai est le débit massique, piloté par la vanne de régulation. Les premiers résultats mettent en exergue des amplitudes de vibrations élevées, indépendamment du débit imposé. Il est alors choisi d'introduire un nouveau paramètre en ajustant l'amortissement mécanique du stator (cf. 3.2). La maîtrise de cette valeur constitue un degré de réglage supplémentaire, rendu possible par les choix de reconception qui ont permis de minimiser et contrôler l'amortissement mécanique (cf. chapitre 2). La campagne d'essais présentée dans 3.3 permet de distinguer des zones de transitions stable/instable en fonction de la configuration de l'essai (débit, amortissement mécanique). Une large plage de débits est étudiée grâce à la variation de ces deux paramètres. Les données expérimentales issues de ces essais seront comparées aux prédictions des différents modèles analytiques et critères classiques (chapitre 4), dans le but d'améliorer ces outils d'analyse.

Sommaire du chapitre

3.1	Essais préliminaires de mise en évidence d'une instabilité	87
3.1.1	Protocole expérimental	87
3.1.2	Analyse globale des mesures	89
3.1.3	Discussion, comparaison avec les modèles et critères	93
3.1.4	Modifications pour détecter la transition stable/instable	94
3.2	Méthode d'ajustement de l'amortissement mécanique	95
3.2.1	Choix des systèmes amortisseurs	95
3.2.2	Maîtrise de la plage de ce nouveau paramètre d'essai	96
3.3	Campagne d'essais de caractérisation des transitions stable/instable	98
3.3.1	Matrice d'essais	98
3.3.2	Vision globale, cartographie des résultats bruts	99
3.3.3	Procédures de dépouillement	102

3.3.4	Détection d'une transition stable/instable entre 51.6 et 54.5 g/s pour $\zeta = 7\%$	104
3.3.5	Étude détaillée de l'instabilité à 54.5 g/s	108
3.3.6	Discussion d'ensemble : influence des paramètres de pilotage	119
3.3.7	Autres phénomènes observés	122
3.4	Conclusions et perspectives	124

3.1 Essais préliminaires de mise en évidence d'une instabilité

3.1.1 Protocole expérimental

Pour cette première série d'essais, l'objectif est de visualiser une instabilité aéroélastique autour du point de fonctionnement choisi. Le joint labyrinthe a un jeu radial nominal de $150\ \mu\text{m}$ ($\pm 10\%$). À ce stade, les pré-réglages de la partie mécanique (précharge des roulements, centrage du stator) ont été effectués (cf. H). Le paramètre variable est le débit massique : les essais sont pilotés en débit au moyen de la vanne de régulation (cf. 2.5.3). L'objectif de ces premiers essais est d'observer, quand on augmente le débit, une valeur seuil délimitant une zone stable d'une zone instable.

Il est choisi de limiter l'instrumentation pour la réalisation des premiers essais. Seulement deux capteurs de mesures vibratoires sont positionnés sur le stator. Des butées mécaniques sont ajoutées autour de ces capteurs. Cette précaution vise à vérifier le comportement du banc sous écoulement d'air et à préserver l'intégrité des capteurs. L'ensemble des capteurs de pressions (stationnaires et instationnaires) est monitoré. L'objectif des essais préliminaires est de valider la capacité du dispositif à recréer le phénomène en préservant les moyens d'observation qui seront ensuite exploités¹.

Les essais sont réalisés selon le protocole suivant : la première étape consiste systématiquement à remplir la cuve d'alimentation en air comprimé par mise en marche du compresseur², pour garantir des conditions initiales identiques pour chaque essai. La capacité maximale de la cuve est utilisée ; celle-ci fournit une pression de 9 bars absolus en amont du module d'essais. Ensuite, l'essai démarre lorsqu'une consigne est envoyée au régulateur de débit. La vanne de régulation s'ouvre pour atteindre le débit demandé.

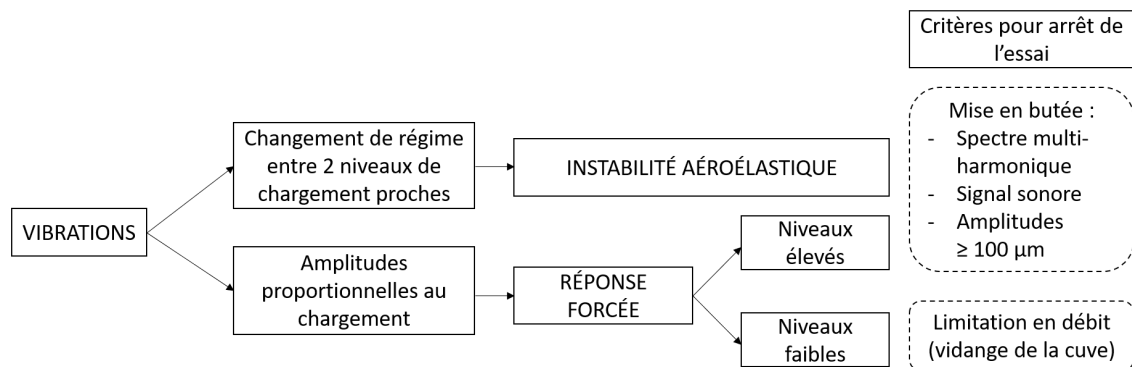


FIGURE 3.1 – Logigramme de caractérisation des vibrations et critères d'arrêt d'un essai

La fin de l'essai dépend de l'apparition ou non de hauts niveaux vibratoires (figure 3.1) dans la durée permise par la capacité de la cuve. Ceux-ci sont caractérisés par l'augmentation divergente de la réponse des capteurs de déplacement, observés depuis l'interface de suivi de l'expérience. Ces amplitudes de vibrations élevées peuvent être associées à une instabilité aéroélastique ou des

1. Dans la campagne d'essais proprement dite (cf. 3.3), les six capteurs de déplacement seront positionnés sur la circonférence du stator. Les données recueillies permettront alors de réaliser des analyses avec un maillage spatial des mesures plus fin, pour caractériser l'instabilité (analyse signée des diamètres nodaux au moyen de transformées de Fourier spatiales).

2. Le compresseur sert uniquement à remplir la cuve avant le début de l'essai ; il est arrêté pendant l'essai. Ce choix permet de s'affranchir d'un écoulement potentiellement pulsé.

vibrations de réponse forcée (dont l'amplitude du cycle limite serait potentiellement supérieure à la distance stator-butées).

La discrimination des deux phénoménologies est délicate. L'instabilité se distingue des vibrations de réponse forcée car elle correspond à un changement de régime notable pour une variation faible d'un paramètre d'essai (changement du comportement vibratoire entre deux niveaux de débits proches). Les amplitudes vibratoires présentent une divergence forte et de type exponentielle. A l'inverse, dans le cas d'une réponse forcée, les niveaux vibratoires enregistrés augmentent de façon proportionnelle avec le chargement (ici, associé au flux d'air donc au débit massique).

Dans les deux cas, les vibrations entraînent potentiellement des mises en contact avec les butées mécaniques ; le signal vibratoire est alors écrêté, la valeur de "coupure" correspondant à la distance des butées. Typiquement, ce phénomène se traduit par un contenu fréquentiel multi-harmonique des signaux, comme expliqué en annexe M. En outre, une manifestation sonore de fort niveau traduit ce contact. Dans ce cas, l'essai est arrêté rapidement (avec le bouton d'arrêt d'urgence ou en imposant un débit de consigne nul) afin de préserver l'intégrité du moyen d'essais.

En l'absence d'une réponse vibratoire significative dans la durée de l'essai, celui-ci est arrêté manuellement en envoyant une consigne de débit nul (fermeture de la vanne).

Un essai consiste en la visualisation et l'enregistrement des mesures de vibrations, pressions et débit pour un couple de valeurs débit-pression choisi, pendant une durée bornée. L'ensemble des essais est répertorié dans une matrice d'essais, décrite dans le tableau 3.1. Les essais sont réalisés dans l'ordre croissant des débits.

Pour ces essais exploratoires et au vue du caractère potentiellement dangereux associé au développement d'instabilités, les premiers débits testés sont très en-deça du point de fonctionnement cible de 86 g/s défini au chapitre 2. Ce choix permet de sécuriser les expériences et de vérifier la réponse du banc à de faibles niveaux de débits et pressions. Cette démarche garantit également – a priori – d'identifier une valeur seuil de transition stable/instable.

Le débit minimum imposé est défini par la plage de fonctionnement du système de régulation vanne/débit-mètre, et vaut 5.7 g/s. Il s'agit du niveau minimal de consigne imposable à la vanne. Ce débit correspond à une pression stationnaire de 1.1 bar absolu en amont du joint labyrinthe.

Lorsque des hauts niveaux vibratoires sont atteints autour d'une valeur seuil, des valeurs de débit plus rapprochées sont testées autour de ce niveau de débit. L'incrément minimum mesurable entre deux niveaux de débit est de 2.5 g/s. Enfin, chaque essai est réalisé trois fois dans des conditions atmosphériques semblables (pression, température) pour évaluer la répétabilité du phénomène³. Entre deux incréments de débits proches, la notion de répétabilité est à nuancer au regard de la précision du système de régulation vanne/débitmètre.

En outre, autour du point de fonctionnement critique, le caractère potentiellement instable du module d'essais implique une notion de variabilité intrinsèque à la phénoménologie étudiée. La transition stable/instable peut correspondre à une plage de débits plus ou moins large autour de cette valeur seuil. Ainsi, les essais présentés par la suite correspondent systématiquement à un essai représentatif et répétable. Le niveau de répétabilité "suffisant" est déterminé en prenant en compte les éléments évoqués ci-dessus.

3. Les trois essais sont effectués par le même opérateur, pour un montage de banc donné (il n'y a pas d'opération de montage/démontage entre deux essais réputés identiques)

N°	Débit de consigne [g/s]	$P_{th\ amont}$ [bar]
1	5.7	1.1
2	11.5	1.4
3	13.0	1.6
4	17.2	1.9
5	22.9	2.1
6	29.0	2.7
7	34.0	3.2
8	40.1	3.5
9	45.9	4
10	51.6	4.5
11	57.3	4.9
12	63.1	5.3
13	68.8	5.7

TABLE 3.1 – Matrice d'essais initiale définie par paliers de débits

3.1.2 Analyse globale des mesures

Démarche

Pour les résultats obtenus, une analyse des essais dans leur globalité permet de s'assurer du comportement du banc d'un point de vue macro. Il s'agit de vérifier les éléments suivants :

- la consigne de débit imposée est atteinte et stabilisée ;
- les capteurs de pression stationnaires présents dans le module fournissent des données cohérentes avec la mesure de débit : ces deux grandeurs physiques étant liées, leurs évolutions doivent être similaires ;
- l'apparition d'une instabilité aéroélastique est potentiellement observée.

Le premier niveau d'analyse des essais consiste à observer les évolutions temporelles des signaux en déplacement et pression. Une synchronisation manuelle en temps permet de faire correspondre temporellement l'évolution du débit massique avec les événements détectés sur l'acquisition des autres signaux (pressions, déplacements).

Un second niveau d'étude consiste à analyser le contenu fréquentiel à partir des signaux temporels, sur toute la durée de l'essai ou sur une plage de temps spécifique. Deux types d'analyses sont présentées dans le paragraphe suivant :

- une transformée de Fourier appliquée sur chaque signal vibratoire. Sur la durée temporelle choisie, les DFT obtenues fournissent le contenu fréquentiel de la réponse vibratoire, indépendamment de la nature des phénomènes qui s'y développent ;
- un spectrogramme (analyse temps-fréquence) appliqué sur chaque signal vibratoire, sur toute la durée de l'essai ou sur une plage temporelle réduite, permet de visualiser l'évolution du contenu fréquentiel au cours du temps. Cette analyse sera particulièrement intéressante à mener autour de l'augmentation divergente des amplitudes vibratoires.

Les spectres obtenus fournissent les fréquences de résonance et permettent ainsi d'identifier les participations majoritaires des modes excités. De plus, l'évolution du contenu spectral au cours du temps fournit des informations sur l'apparition du régime de butée. Celui-ci se traduit par les

caractéristiques suivantes :

- une augmentation des niveaux d'amplitude, déjà visible sur les signaux temporels ;
- un shift fréquentiel : lorsque les vibrations mènent à une mise en butée, celle-ci introduit un raidissement de la structure. La valeur de la fréquence de résonance observée ensuite est supérieure ;
- un contenu spectral complexe, avec la présence de fréquences multi-harmoniques.

Mise en évidence d'une instabilité par les analyses temporelle et fréquentielle

Sur la matrice d'essais initiale, rappelée dans le tableau 3.2, les essais 1 à 7 ont été réalisés, soit une plage de débits variant de 5.7 à 34 g/s. A un débit donné, les essais réalisés sont répétables. De plus, quelque soit le débit imposé, les essais présentent le même comportement. Dans tous les cas, l'expérience est caractérisée par l'apparition brutale et exponentielle d'amplitudes vibratoires élevées, de l'ordre du jeu radial. Cette observation semble traduire – a priori – le développement d'une instabilité aéroélastique. Néanmoins, l'hypothèse de vibrations de réponse forcée ne peut être entièrement écartée à ce stade, car aucun changement de régime n'est mis en évidence entre deux niveaux de débits proches.

Pour préserver l'intégrité du banc, les essais aux débits supérieurs (n°8 à 13) n'ont pas été réalisés. Ce choix se justifie aussi par le fait que dans cette configuration, le banc présente des réponses analogues quelque soit le débit de consigne.

N°	Débit de consigne [g/s]	$P_{th\ amont}$ [bar]	Divergence des amplitudes vibratoires
1	5.7	1.1	Oui
2	11.5	1.4	Oui
3	13.0	1.6	Oui
4	17.2	1.9	Oui
5	22.9	2.1	Oui
6	29.0	2.7	Oui
7	34.0	3.2	Oui
8	40.1	3.5	Non testé
9	45.9	4	Non testé
10	51.6	4.5	Non testé
11	57.3	4.9	Non testé
12	63.1	5.3	Non testé
13	68.8	5.7	Non testé

TABLE 3.2 – Bilan des essais réalisés

Par souci de synthèse, seuls les résultats d'un essai sont présentés ci-après. Les figures 3.2, 3.3, 3.4 et 3.5 présentent les résultats obtenus pour un essai avec une consigne de débit de 13g/s. Les signaux temporels affichés sont les données brutes (pas de filtrage de la composante continue). Pour l'ensemble des signaux, les amplitudes sont indiquées en unités physiques.

Après synchronisation des échelles de temps entre le signal de débit et les signaux dynamiques issus de l'acquisition, les mesures fournissent des données cohérentes : l'application de la consigne

autour de $t = 65$ secondes se traduit par un pic transitoire du débit et de la pression dans le module du joint labyrinthe (figures 3.2a et 3.2b). A noter que ce pic est dû au choix des paramètres PID associés à la vanne de régulation ; par la suite, l'ajustement de ces réglages permet de le supprimer. La figure 3.3 présente l'évolution temporelle des déplacements radiaux des capteurs K3 et K12. Les valeurs en pointillés représentent les limites en butées, et correspondent à la valeur du jeu radial. Une première partie, avant l'envoi de la consigne, est caractérisée par un déplacement nul. Puis, la mise sous pression du système est associée à l'apparition immédiate d'amplitudes de vibrations élevées sur le stator. Les maximas obtenus sont de l'ordre de $150\ \mu m$, ce qui correspond aux limites en butée. De plus, une signature acoustique forte est audible pendant l'essai. À ce stade et au vue de ces éléments, une forte hypothèse de contact est supposée.

Un zoom sur l'instant d'ouverture de la vanne (figure 3.4) montre que la divergence des amplitudes vibratoires est très rapide, et a lieu pendant le transitoire de l'essai, avant même que le débit de consigne et les niveaux de pressions ne soient atteints et stabilisés.

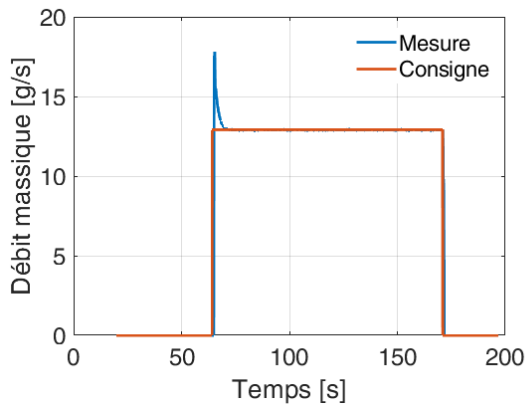
Le spectre associé au déplacement de K3, calculé sur toute la durée de l'essai, est présenté en figure 3.5a. Un pic de résonance est identifié à 1291 Hz. Si ce pic est très majoritaire, d'autres pics sont présents, à 2581 et 3873 Hz. Le tracé du spectrogramme pour la plage [60 80] secondes met en évidence l'apparition de plusieurs bandes de fréquences à $t = 66$ secondes. Cette signature riche et complexe est caractéristique d'une non-linéarité de contact. Une telle observation traduit une mise en butée du stator (cf. annexe M), conséquence de l'apparition d'amplitudes vibratoires élevées. La participation principale est associée à la fréquence à 1291 Hz, et les autres lignes spectrales en présence sont des multi-harmoniques de celle-ci.

D'autre part, une analyse spectrale plus fine est réalisée. La DFT du signal avant la mise en butée fournit un spectre avec une unique fréquence à 1255 Hz. Cette différence par rapport à la valeur de 1291 Hz observée ensuite sur toute la durée de l'essai traduit un raidissement du système dû à la mise en contact.

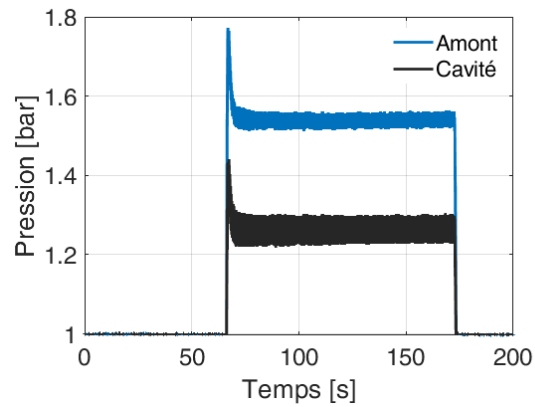
En conclusion, l'ensemble des éléments relevés ci-dessus mettent en évidence l'augmentation brutale et immédiate des signaux vibratoires pour cet essai à 13 g/s.

Sur l'ensemble des essais réalisés (3.1), les résultats présentent tous un comportement similaire du joint labyrinthe, à savoir l'apparition d'une divergence exponentielle des niveaux vibratoires dès le transitoire, menant à une mise en butée du stator (spectre fréquentiel complexe et multi-harmonique).

En l'état, aucun palier de débit n'est identifié comme stable, et il n'est pas possible de mettre en évidence l'influence du débit massique sur la réponse du système. Aussi, les débits supérieurs (3.1) ne sont pas testés dans cette configuration car ils n'apporteraient pas d'information supplémentaire.

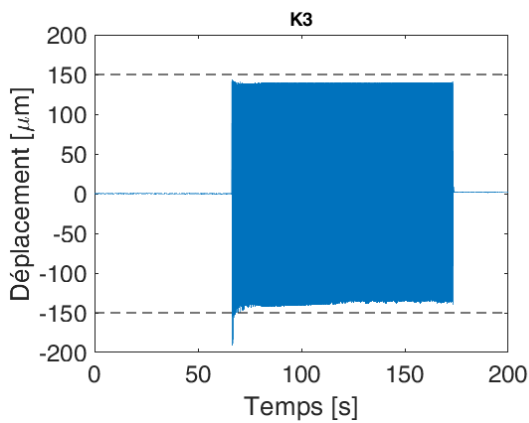


(a) Consigne et grandeur mesurée du débit-masse

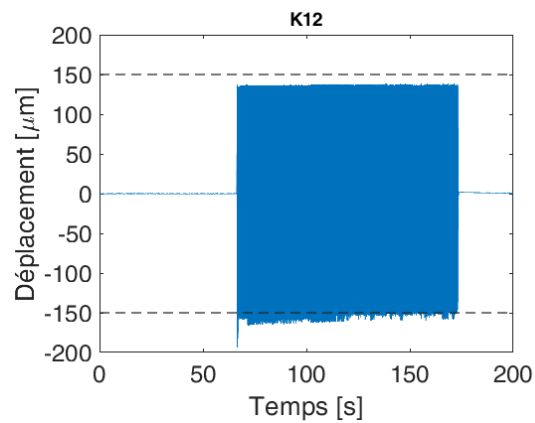


(b) Pressions dans le joint labyrinthe

FIGURE 3.2 – Visualisation de la consigne en débit et de l'acquisition temporelle des signaux de pression dans le joint labyrinthe pour un essai à 13 g/s

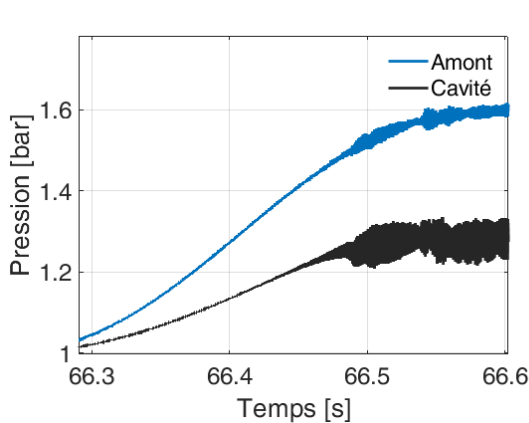


(a) Capteur K3

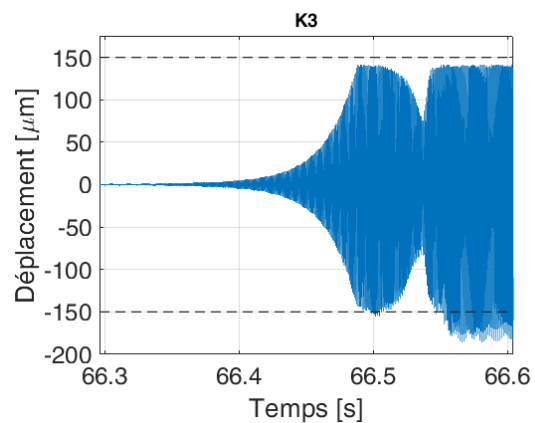


(b) Capteur K12

FIGURE 3.3 – Visualisation des signaux temporels de déplacements radiaux dans le joint labyrinthe pour un essai à 13 g/s



(a) Visualisation des pressions



(b) Visualisation du déplacement sur K3

FIGURE 3.4 – Zoom sur le transitoire de l'essai à 13 g/s

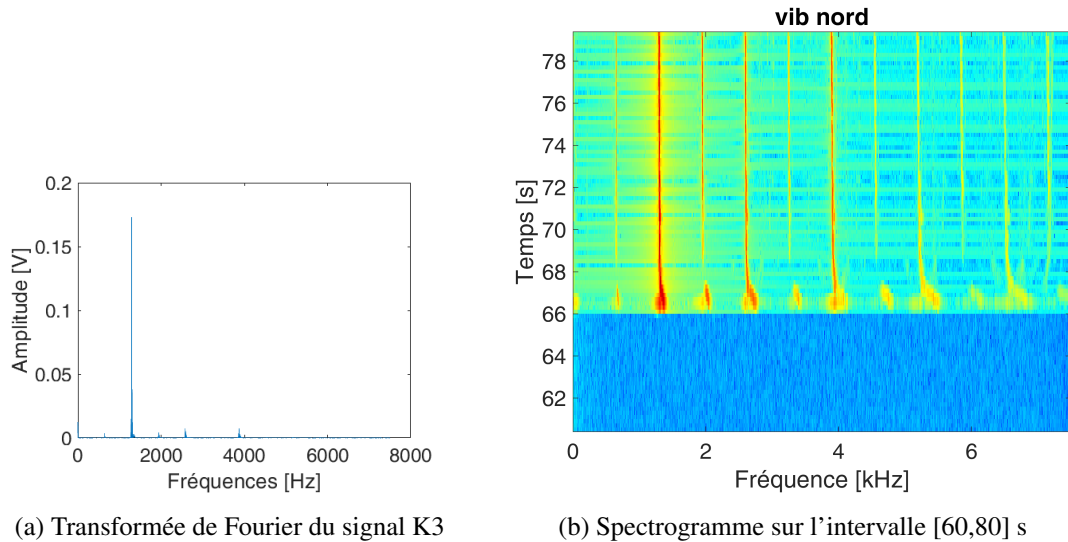


FIGURE 3.5 – Analyse fréquentielle du signal vibratoire pour un essai à 13 g/s

3.1.3 Discussion, comparaison avec les modèles et critères

À ce stade, le banc d'essais semble présenter un comportement instable quel que soit le point de fonctionnement (débit-pression) choisi. Les débits testés lors des essais sont inférieurs au débit cible retenu en phase de dimensionnement. En effet, les capacités d'alimentation en air constituaient une des limitations identifiées par le retour d'expérience du banc Minotaur 1 (cf. 2.3). Pour rappel, sur ce banc, des essais à 40 g/s ont été réalisés, sans pouvoir détecter d'instabilité aéroélastique. Les études de reconception se sont focalisées principalement sur des débits supérieurs à cette valeur, pour s'assurer de se placer dans un cas permettant d'observer une transition stable/instable.

Pour maximiser les chances d'observer une instabilité, la reconception du banc (cf. chapitre 2) s'est axée sur trois axes : l'augmentation des capacités de débit, la diminution et le contrôle de l'amortissement mécanique du stator et la maximisation du désamortissement aéroélastique. Le résultat de cette reconception multi-critères constitue donc une configuration très déstabilisante (pour rappel, le taux d'amortissement aéroélastique minimal est calculé à -4 %). L'apparition d'une instabilité à des niveaux de débits plus faibles semble donc également possible.

Des simulations supplémentaires sont réalisées avec les modèles 1D Safran et 2D axisymétrique présentés dans la partie 2.4.1. L'objectif est de vérifier que le calcul prédit une configuration instable, également à des bas niveaux de débit.

La figure 3.6 présente les taux d'amortissements aéroélastiques obtenus pour les paliers de débit n°1,2,4,6,8,10,12 du tableau 3.1, sur les diamètres 2 à 6.

Pour les huit essais simulés, le modèle prédit un risque d'instabilité sur tous les modes à diamètres étudiés (taux d'amortissement aéroélastique négatif), excepté au plus bas débit, où le mode à deux diamètres est stable. En considérant un taux amortissement mécanique de 0.2 %, seul le premier palier de débit ($Q=5.7\text{ g/s}$) devrait être stable ($\zeta_{\text{mini}} = -0.14\%$, compensé par l'amortissement mécanique). Pour tous les paliers supérieurs, le banc d'essais présente un comportement instable d'après le modèle.

Pour corroborer ces analyses, les deux paliers de débit 13.0 et 29.0 g/s (correspondant respectivement aux essais n° 3 et 6 du tableau 3.1) sont également simulés avec le modèle 2D axisymétrique. Le tableau 3.3 présente les taux d'amortissements aéroélastiques obtenus. Ces résultats sont co-

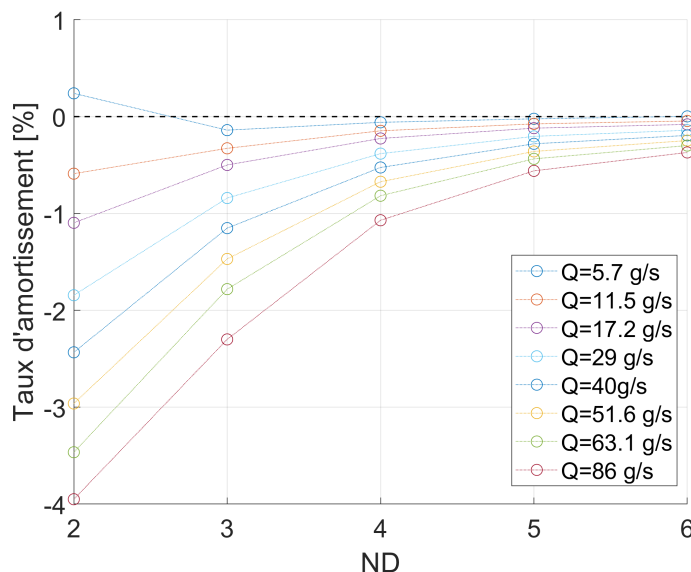


FIGURE 3.6 – Stabilité de la configuration d'essais Minotaur 2 en fonction du mode à diamètres pour les paliers de débits n°1,2,4,6,8,10,12 et le débit nominal à 86 g/s

hérents avec les simulations réalisées sur le modèle 1D Safran, et mettent en évidence un risque d'instabilité sur les diamètres 2 à 5, pour les deux paliers de débits testés.

ND \ Débit [g/s]	2	3	4	5	6
13.0	-1.1	-0.4	-0.3	-0.3	$\simeq 0$
29.0	-2.0	-0.9	-0.4	-0.1	$\simeq 0$

TABLE 3.3 – Taux d'amortissements aéroélastiques calculés à partir du modèle 2D EF pour les paliers de débits expérimentaux n°3 et 6

D'après ces calculs et dans la configuration actuelle du banc, le débit seuil de transition stable/instable se situe donc en dessous de 11.5 g/s. Ces résultats sont cohérents avec les observations expérimentales, qui montrent des réponses vibratoires fortes à ces niveaux de débits.

3.1.4 Modifications pour détecter la transition stable/instable

Les premiers essais sur banc Minotaur 2 visaient à tester des faibles niveaux de débit, par valeurs croissantes, avec un double objectif : vérifier le comportement du banc sous écoulement d'air et identifier une transition stable/instable en fonction du débit-massique imposé. Sur la configuration testée, les résultats mettent systématiquement en exergue une divergence exponentielle des amplitudes vibratoires et ce, quelque soit le débit imposé. De plus, cette augmentation apparaît dès la phase transitoire de l'essai (i.e. avant la stabilisation du débit). Ce double constat prouve une forte sensibilité du banc à la présence d'un écoulement d'air.

L'analyse des signaux permet de mettre en exergue la participation prédominante d'un mode : les spectrogrammes obtenus sur l'ensemble des signaux font ressortir un pic principal à 1255 Hz, ainsi

que les fréquences multiples associées à ce mode. La présence de ces harmoniques traduit la mise en contact due aux fortes amplitudes de vibrations présentes dans le joint labyrinthe.

Cette réponse brutale peut –a priori – être associée au phénomène d'instabilité aéroélastique, comportement qui est en accord avec les prévisions des modèles et avec le critère d'Abbott.

Ces résultats valident partiellement la reconception du banc et répondent –a priori – à la fonction principale du cahier des charges initial, à savoir provoquer et observer une instabilité aéroélastique de joint labyrinthe. Néanmoins, en l'état, il est difficile de caractériser la phénoménologie observée pour les raisons suivantes :

- des hauts niveaux vibratoires sont observés quelque soit le débit imposé ; il n'est pas possible de distinguer une transition stable/instable ni d'évaluer l'influence du couple de valeurs débit-pression sur le comportement du joint labyrinthe ;
- les amplitudes de vibrations divergent et amènent le stator en butée pendant le transitoire, avant d'atteindre le débit nominal. Ce point ne permet pas d'écarter des phénomènes liés au transitoire. En outre, ce constat rend difficile la corrélation avec le modèle numérique (cf. chapitre 4) qui suppose un débit moyen établi ;
- en l'absence d'essais "stables", il est difficile de statuer sur la nature de la divergence des niveaux vibratoires observée ; si l'hypothèse d'une instabilité aéroélastique est retenue ici, il pourrait également s'agir d'une réponse forcée avec des niveaux vibratoires élevés et dont le cycle limite serait atteint à une amplitude supérieure à la distance des butées ;
- la mise en butée introduit des phénomènes non-linéaires, difficiles à analyser et exploiter.

Aussi, plusieurs solutions ont été avancées pour permettre d'observer une transition stable/instable et de caractériser la phénoménologie d'instabilité. D'abord, des réglages de la rapidité d'ouverture de vanne ont été testés. Des essais avec une cuve remplie à une pression inférieure ont également été réalisés. Ces modifications se sont révélées sans influence notable sur l'apparition du phénomène. Il est alors choisi d'ajouter de l'amortissement sur le stator. Ce nouveau paramètre constitue un levier pour tester de nouvelles configurations. Le réglage de l'amortissement mécanique a pour objectif de diminuer la sensibilité du système à l'écoulement d'air. L'objectif recherché est double :

- permettre la stabilisation du débit avant le développement de l'instabilité ;
- obtenir des plages de débit d'étude plus larges, en particulier pouvoir identifier un débit minimum de transition stable/instable.

Il est important de noter que l'ajustement de l'amortissement mécanique est rendu possible grâce à la reconception du banc ; en effet, comme présenté au chapitre 2, une attention particulière a été portée sur la minimisation et le contrôle de l'amortissement du stator au sein de l'assemblage. Ce paramètre critique est difficile à maîtriser, et il est plus aisé d'ajouter de l'amortissement au système - par l'introduction de solutions dissipatives - que de diminuer celui-ci a posteriori. Les solutions de systèmes amortisseurs choisies et les essais réalisés dans les nouvelles configurations sont développés dans les paragraphes suivants.

3.2 Méthode d'ajustement de l'amortissement mécanique

3.2.1 Choix des systèmes amortisseurs

L'ajustement de l'amortissement mécanique du stator doit permettre de balayer une plage de débit et identifier une transition stable/instable progressive. L'apparition de l'instabilité doit également être "retardée" et être observée après le régime transitoire, pour se placer dans des conditions d'un

débit stabilisé. Ce point permet de d'écarter les effets du transitoire sur la phénoménologie mise en cause (liés aux choix de rampes de pilotage).

Différents types de systèmes amortisseurs sont testés sur le stator (figure 3.7a). Ces solutions sont classiquement utilisées pour des applications d'isolation acoustique ou d'atténuation de vibrations. Les bandes auto-adhésives sont collées sur la face externe du stator, le long de toute la circonférence. Différentes épaisseurs et largeurs de bandes sont testées. Le positionnement axial de l'amortisseur sur le stator est un paramètre permettant d'obtenir une large plage d'amortissements mécaniques pour un système donné, l'amortissement étant fonction de la forme propre du mode associé, cela étant lié à la manière dont l'élastomère travaille.

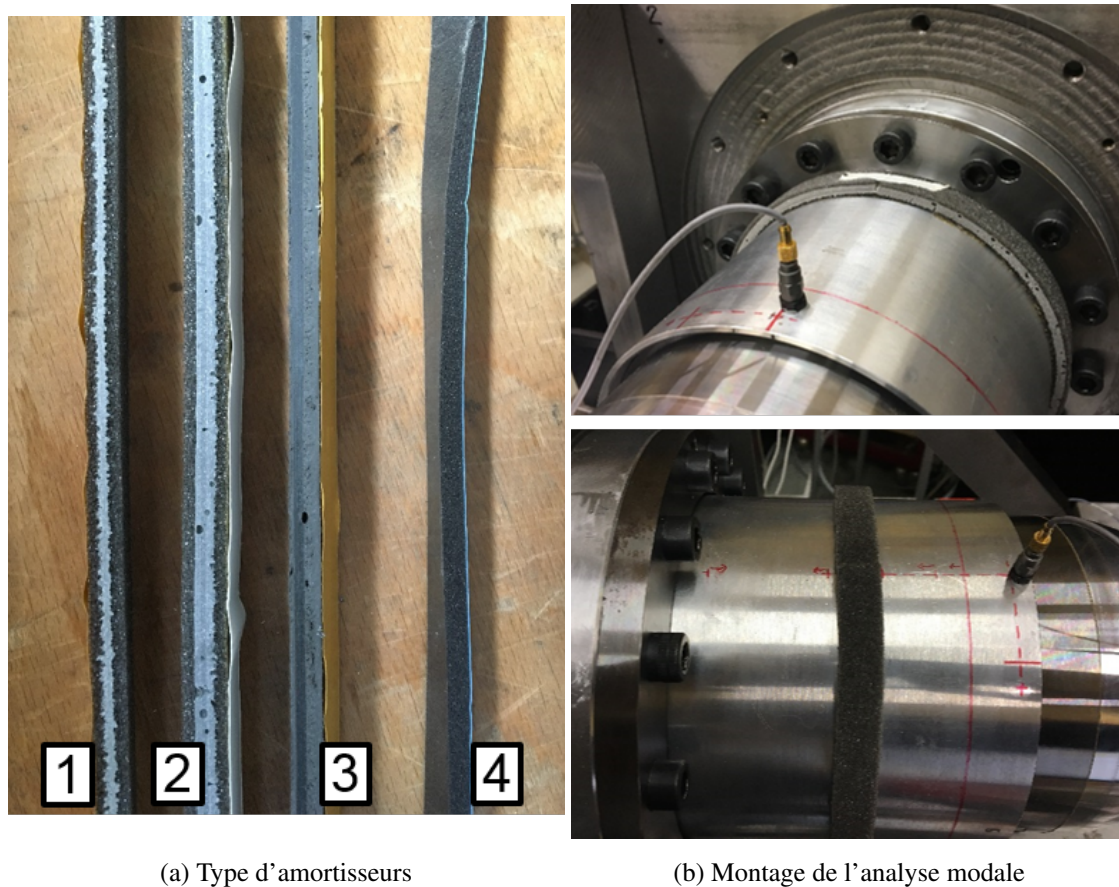


FIGURE 3.7 – (a) Systèmes amortisseurs testés pour ajustement de l'amortissement mécanique du stator : bandes de mousse avec renfort en PVC (1),(2), renfort élastomère (3), ruban en mousse simple (4) - (b) Dispositif de caractérisation modale

3.2.2 Maîtrise de la plage de ce nouveau paramètre d'essai

Des essais d'analyse modale sont réalisés pour caractériser les configurations avec système amortisseur. Un accéléromètre est positionné sur l'extrémité libre du stator. L'excitation colocalisée est générée avec un marteau de choc. La figure 3.8 présente la superposition des FRF obtenues pour un renfort en PVC donné, suivant sa position axiale sur le stator. La FRF du stator nu (i.e. sans système amortisseur) est également représentée, et sert de référence. L'influence de la position axiale du système amortisseur pour le mode observé est notable ; visuellement, il est aisé de remarquer que

plus l'amortisseur est proche de l'extrémité libre du stator ($x \rightarrow L$), plus les pics de résonances sont larges et écrêtés en amplitude. Cette largeur de pic est directement associée à l'amortissement mécanique du stator.

Lors des essais préliminaires, l'analyse des spectrogrammes a révélé que la participation principale était située à une fréquence de résonance de 1255 Hz. Le taux d'amortissement associé à ce mode est la grandeur d'intérêt ici. La quantification de celui-ci s'effectue avec une méthode de calcul de la demie-puissance (équation 2.1). Le choix de cette méthode dans le cas présent se justifie par le fait que les pics sont bien identifiés et suffisamment éloignés les uns des autres. Les conditions opératoires (choix du point d'impact) sont bien définies et systématiquement répétées à l'identique entre chaque analyse modale. Les essais sont ainsi comparables et la méthode à -3dB est licite. Les résultats obtenus pour l'ensemble des systèmes amortisseurs testés sont fournis dans le tableau 3.4.

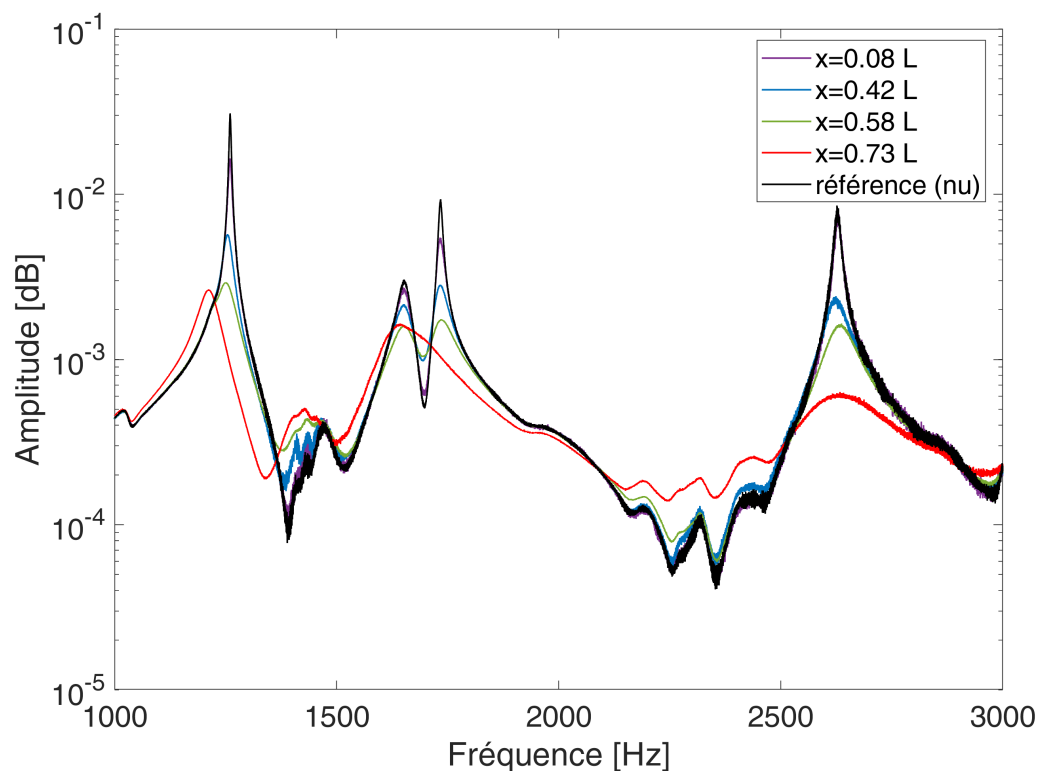


FIGURE 3.8 – Superposition des FRF obtenues avec renfort PVC2050 suivant la position axiale x sur le stator

Une large plage de taux d'amortissement mécaniques est obtenue, allant de 0.17 % en l'absence de système amortisseur à 7 % dans la configuration la plus dissipative. En outre, un shift fréquentiel de 60 Hz est présent entre ces deux configurations extrêmes. Cette diminution de fréquence s'explique par l'effet de masse ajoutée dû à l'introduction d'un système amortisseur. A noter que cette modification de la fréquence mécanique est négligeable : c'est bien l'amortissement mécanique qui joue à l'ordre 1 sur le comportement du système (et sur le débit d'apparition d'instabilités).

Ainsi, l'ajustement de l'amortissement du stator constitue un paramètre supplémentaire ; l'ajout de systèmes dissipatifs vient modifier les propriétés mécaniques de la structure. Cette solution présente plusieurs avantages : elle fournit de nouvelles configurations d'essais. De nouveaux points de fonctionnement du banc peuvent alors être testés. D'autre part, ce paramétrage est rapide à

Type amortisseur	Position axiale x [% L]	Fréquence [Hz]	$\zeta_{\text{méca}}[\%]$
Référence (nu)	-	1260	0.17
PVC2050L15	0.08 L	1260	0.33
PVC2050L15	0.42 L	1254	0.85
PVC2050L15	0.58 L	1251	1.47
PVC2050L15	0.73 L	1212	1.65
PVC2100L35	0.58 L	1209	3
PVC2100L15	0.73 L	1200	7

TABLE 3.4 – Mesures FRF pour les configurations avec systèmes amortisseurs

mettre en œuvre. En effet, ces réglages n'impliquent aucune modification majeure du banc d'essais, ni un ré-usinage d'un autre stator, ni même de refaire les réglages de coaxialité.

A partir des résultats obtenus dans 3.4, une nouvelle matrice d'essais est définie. Cette fois, un essai est caractérisé par un couple de valeurs débit-pression et un amortissement mécanique donné. Le réglage de l'amortissement mécanique doit permettre de déplacer le point de transition stable/instable, en stabilisant les débits les plus bas. Dans la campagne d'essais présentée au paragraphe suivant, l'objectif est de parcourir une large plage de débits et d'évaluer l'influence de l'amortissement structural sur la stabilité du système, pour comparaison avec les modèles.

3.3 Campagne d'essais de caractérisation des transitions stable/instable

3.3.1 Matrice d'essais

Pour la campagne d'essais, le banc est instrumenté avec l'ensemble des capteurs à disposition. Les six capteurs de déplacement sont positionnés sur la circonférence du stator, axialement au niveau de l'extrémité libre et au droit de la première dent du joint labyrinthe (cf. figure 3.9). Les pressions instationnaires sont monitorées en trois positions axiales du module : en amont, à l'intérieur et en aval de la cavité.

La matrice d'essais est présentée dans le tableau 3.5. Celle-ci fait intervenir deux paramètres, le débit massique⁴ et l'amortissement mécanique ajusté du stator. Chaque taux d'amortissement est associé à une configuration avec un système amortisseur particulier (cf. 3.4).

4. Lorsqu'une transition stable/instable est identifiée entre deux niveaux de débits, des essais supplémentaires sont réalisés avec des incréments plus fins autour de ces valeurs seuil. Par souci de synthèse, les valeurs de débit intermédiaires ne sont pas répertoriés dans le tableau 3.5.

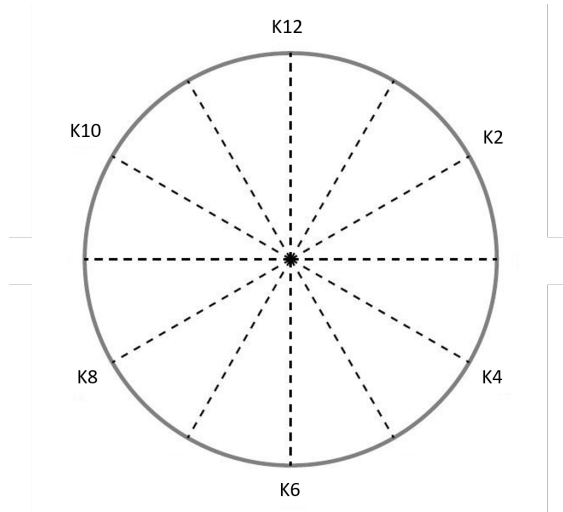


FIGURE 3.9 – Position des six capteurs Kaman pour la campagne d'essais

$\zeta_{1255}[\%]$ Débit [g/s]	0.17	0.85	3	7
5.7	x	x		
11.5	x	x		
17.2	x	x	x	
22.9	x	x	x	x
28.7	x		x	x
34	x		x	x
40.1			x	x
45.9			x	x
48.7			x	x
51.6				x
54.5				x
57.3				x
60.2				x
63.1				x
65.9				x

TABLE 3.5 – Matrice d'essais de débits testés pour quatre configurations : x essai stable, x essai instable

3.3.2 Vision globale, cartographie des résultats bruts

Au total, 104 essais sont réalisés et constituent une base de données opérationnelle pour la mise en évidence des paramètres d'influence sur la stabilité et pour la corrélation et la validation des modèles analytiques de joint labyrinthe. L'ensemble des expériences réalisées est répertorié dans un fichier de données type tableur. Chaque essai est référencé suivant les caractéristiques suivantes :

- la date⁵ ;
- l'objectif de l'essai ;
- la température du hall d'essais ;
- le système amortisseur (le cas échéant) ;
- l'instrumentation (en particulier, le nombre de capteurs de mesures vibratoires autour du stator) ;
- l'emplacement et la référence du fichier d'acquisition (enregistré au format Labview tdms) ;
- le débit de consigne imposé ;
- les observations notées pendant l'essai ;
- le caractère stable ou instable.

Une synthèse des débits et configurations testés est présentée en figure 3.10. Les essais en vert présentent un comportement stable, tandis que les essais en noir indiquent une instabilité. Pour rappel, un essai est défini comme "stable" lorsqu'aucune instabilité n'est développée dans la durée limite permise par la capacité de la cuve. Sur les trois configurations où l'amortissement mécanique est ajusté ($\zeta = 0.85, 3$ et 7%), l'analyse comparative des essais à différents niveaux de débit permet de mettre en évidence des domaines distincts de stabilité et instabilité.

La répétabilité des expériences est vérifiée en reproduisant strictement à l'identique un essai avec un niveau de débit donné. Pour se placer dans les mêmes conditions opératoires, la comparaison se fait entre deux essais réalisés à la même date (pour éviter des différences de température du hall d'essais notamment), et selon le protocole d'essais décrit plus haut. Entre deux expériences, la cuve est systématiquement remplie (cette opération dure plusieurs minutes ce qui permet d'assurer un retour à l'équilibre du banc). A titre d'exemple, les résultats de deux essais identiques réalisés avec un amortissement ajusté à 7% et un débit de consigne de 60 g/s sont présentés dans la figure 3.11. Dans les deux cas, un débit stabilisé est obtenu sur 100 secondes. Puis, une instabilité apparaît au bout de 60 secondes pour le premier essai, et 64 secondes pour le second. Un zoom sur l'enveloppe divergente permet également de confirmer que les deux essais se comportent de façon similaire.

5. Permet une corrélation avec le cahier de banc, où sont répertoriés les différents montages - démontages et les qualités de réglages obtenus.

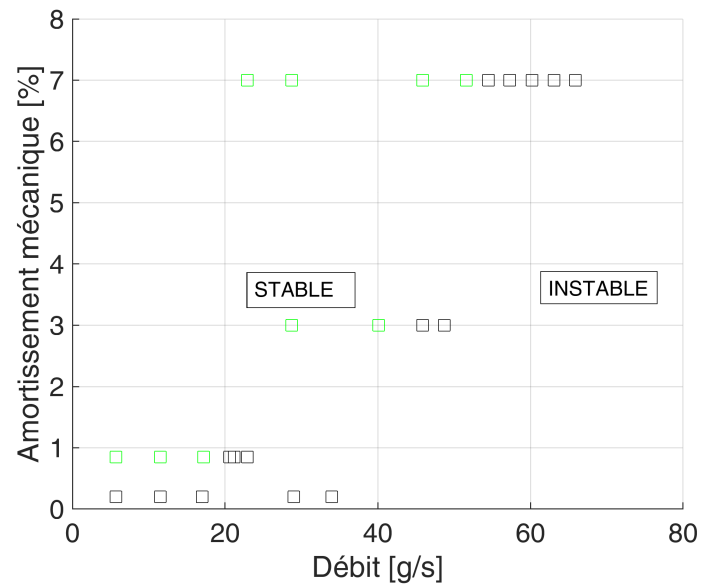
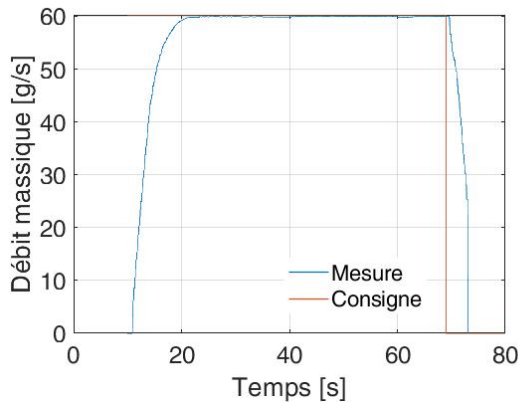
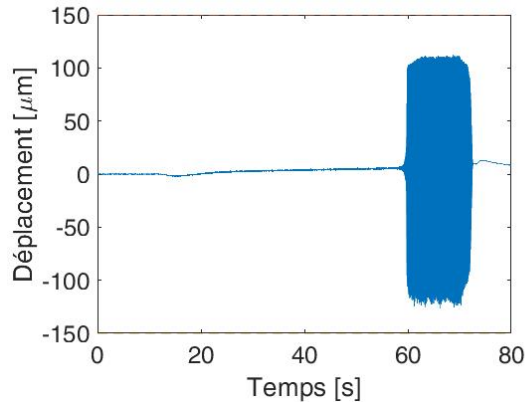


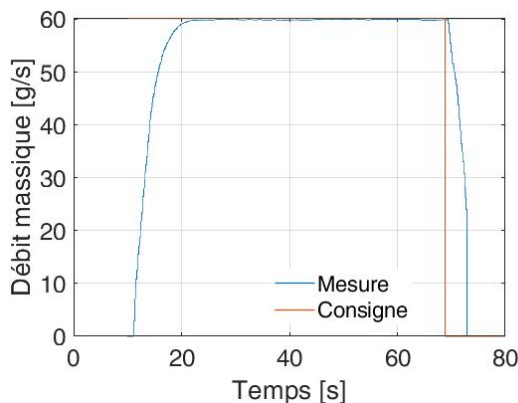
FIGURE 3.10 – Synthèse des essais réalisés sur banc Minotaur 2 : mise en évidence de domaines stable/instable en fonction du débit massique et de l'amortissement mécanique du stator
(□) essai stable ; (□) essai instable



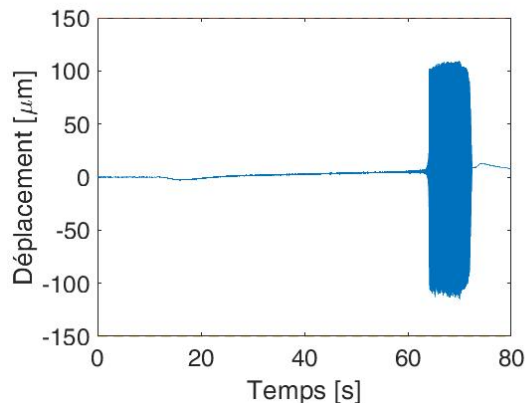
(a) Consigne et mesure du débit-masse sur essai 1



(b) Signal vibratoire sur Kaman K2 sur essai 1



(c) Consigne et mesure du débit-masse sur essai 1bis



(d) Signal vibratoire sur Kaman K2 sur essai 1bis

FIGURE 3.11 – Répétabilité du phénomène de flottement sur deux essais réputés identiques à $Q = 60 \text{ g/s}$

3.3.3 Procédures de dépouillement

Approche globale : séquençage temporel

Les signaux des différents capteurs sont analysés au moyen des outils suivants : d'abord une analyse temporelle, brute ou filtrée⁶ en fréquence des signaux ; ce premier point permet de vérifier la bonne tenue de l'essai et d'identifier rapidement l'apparition ou non d'une instabilité.

Ensuite, pour l'analyse fine, l'essai est décomposé en plusieurs parties, comme illustré sur la figure 3.12 :

- avant la mise sous pression (0) ;
- régime transitoire : pendant la montée en pression, avant stabilisation du débit (1) ;
- régime établi : pression et débit stabilisés. Si une instabilité apparaît, on distinguera la partie avant mise en contact (2,3) de la partie avec contact (4). Pour caractériser l'instabilité aéroélastique, l'analyse des signaux avant la mise en butée est privilégiée. En effet, les phénomènes non-linéaires associés aux contacts sont difficilement dissociables du phénomène de flottement. Le système est alors changé et n'est plus celui d'intérêt ;
- transitoire : fermeture de la vanne (5) ;
- retour à l'état initial après fermeture de la vanne.

6. Le filtrage permet de s'affranchir de la composante continue liée à la mise sous pression du module.

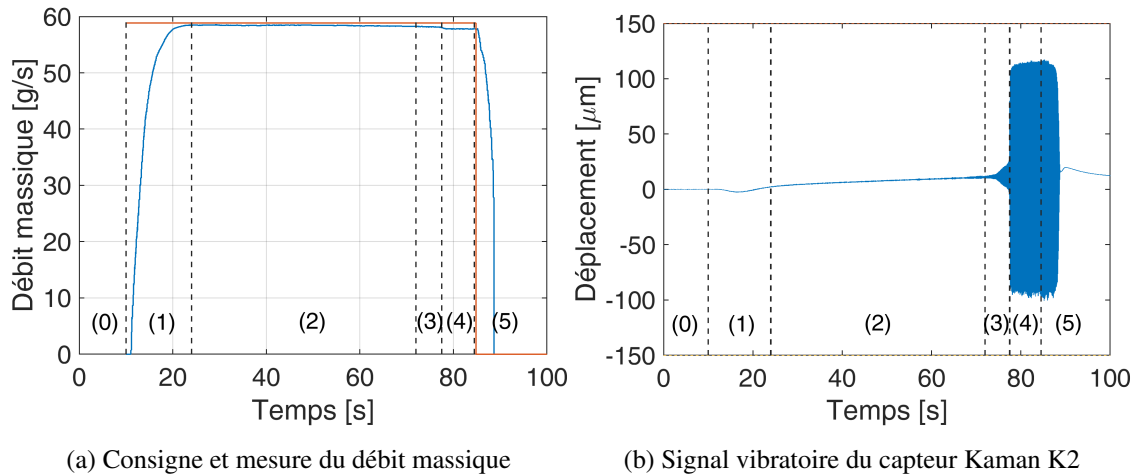


FIGURE 3.12 – Découpage temporel d'un essai type de flottement : essai réalisé à $Q = 58.8$ g/s

Sur les plages temporelles d'intérêt, notamment autour de l'instabilité, une étude du contenu fréquentiel est menée, comprenant :

- analyse temps-fréquence (spectrogrammes) permettant de suivre l'évolution du contenu fréquentiel des signaux au cours du temps ;
- transformées de Fourier spatiales sur l'ensemble des signaux vibratoires, pour l'analyse signée des diamètres nodaux.

Analyse spectrale des plages temporelles instables

Les deux outils d'analyses spectrales appliqués aux signaux de déplacement et pression sont explicités ci-après.

Une analyse fréquentielle à court terme effectuée en appliquant une transformée de Fourier discrète (STFT - Short-Time Fourier Transform) sur des blocs d'échantillons successifs "glissants" permet de tracer l'évolution du contenu fréquentiel de chacune des voies de mesure au cours du temps. La résolution fréquentielle est égale au ratio entre la fréquence d'échantillonnage et le nombre d'échantillons choisis pour l'analyse. Un compromis doit donc être trouvé entre la meilleure résolution possible et la durée du phénomène d'intérêt [54].

Une autre analyse est appliquée cette fois-ci à l'ensemble des signaux issus des six capteurs de déplacement, équirépartis sur la circonférence du stator. Celle-ci se base sur une transformée de Fourier discrète à deux dimensions (2D DFT - Two-dimensional Discret Fourier Transform). L'analyse donne, pour chaque fréquence du spectre, la décomposition spatiale en diamètres de la réponse. L'étude du spectre spatial complet permet d'identifier les participations directe et rétrograde pour un diamètre donné. Un diamètre nodal négatif est interprété comme une onde progressive rétrograde par rapport à l'ordre de numérotation des capteurs dans la direction circonférentielle. Si les participations directe et rétrograde sont égales (même amplitude), l'onde est stationnaire. Cette propriété se vérifie avec la visualisation de l'évolution des phases au cours du temps. En effet, à la différence d'une onde progressive, la phase d'une onde stationnaire reste constante au cours du temps. L'analyse complète du spectre (amplitude et phase) fournit donc des informations sur la nature des ondes développées au sein du joint labyrinthe. Celle-ci est motivée par le fait que le couplage fluide-structure mis en cause suppose un couplage entre l'écoulement, des modes à diamètres du stator et des ondes acoustiques circonférentielles. Les six points de mesure présents sur la structure fournissent un échantillonnage spatial suffisant pour identifier les diamètres de zéro

à trois sans ambiguïté⁷.

3.3.4 Détection d'une transition stable/instable entre 51.6 et 54.5 g/s pour $\zeta = 7\%$

Par souci de synthèse, les résultats présentés dans ce paragraphe se focalisent sur les essais réalisés avec un amortissement mécanique ajusté à 7 %. Cette configuration permet de balayer la plus large plage de débits.

Cette valeur d'amortissement mécanique correspond à une configuration avec système amortisseur PVC2100L15 collé sur la circonférence du stator, positionné axialement à 73 % de la longueur totale (proche de l'extrémité libre du stator). Dans cette configuration, la fréquence de résonance identifiée lors des essais de caractérisation modale sans écoulement est de 1200 Hz.

Mesures de débit et pressions

Les valeurs de débit testés sont données dans le tableau 3.5. La plage varie de 22.9 à 65.9 g/s. Sur les 12 niveaux de débit testés, une différence notable de la réponse du banc est identifiée entre les essais avec un débit de consigne inférieur ou égal à 52 g/s et les essais avec un débit supérieur ou égal à 54 g/s. Pour illustrer cette transition, deux essais représentatifs, avec des débits de consigne autour cette valeur seuil sont présentés : un essai à 51.6 g/s et un essai à 54.5 g/s.

La figure 3.13 fournit l'enregistrement du débit massique pour les deux essais. Après ouverture de vanne, le débit de consigne est atteint en 12 secondes, et maintenu sur 140 secondes pour chacun des deux essais. Sur l'essai à 51.6 g/s (figure 3.13a), on remarque que le débit est maintenu sur toute la durée de l'expérience, jusqu'à la fermeture de la vanne autour de 150 secondes.

Sur l'essai à 54.5 g/s (figure 3.13b) une fluctuation du débit de -0.1 % est identifiable à partir de 150 secondes. Puis autour de 180 secondes, une diminution plus importante est remarquable. Cette modification brutale de la perméabilité sera rapprochée au développement d'une instabilité par la suite. Le débit est maintenu avec cette précision jusqu'à la fin de l'essai à 190 secondes.

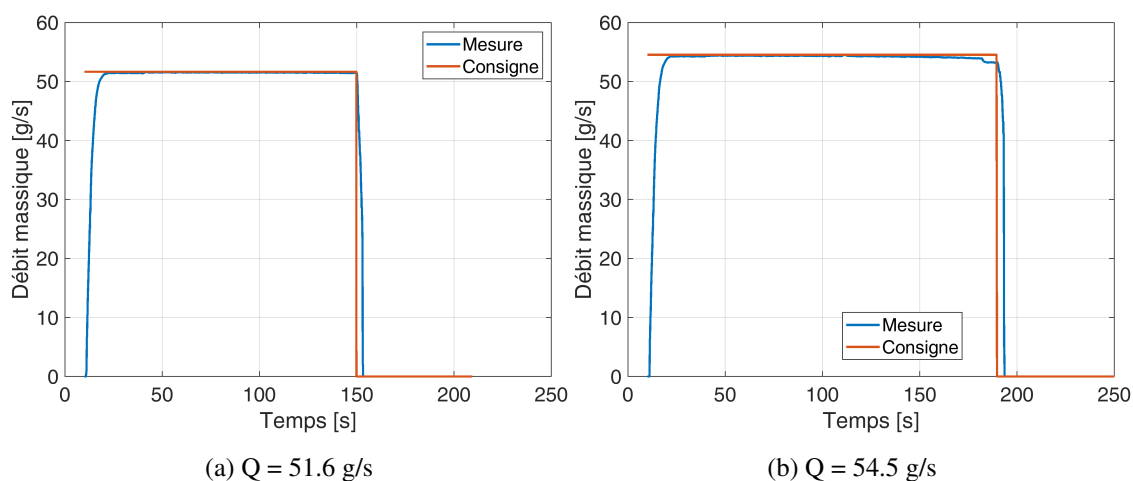


FIGURE 3.13 – Consignes et mesures du débit massique pour les essais à 51.6 g/s et 54.5 g/s

L'évolution du débit est à mettre en parallèle avec les mesures de pression enregistrées dans le module d'essai. Pour rappel, les trois capteurs de pressions instationnaires sont respectivement situés en amont, à l'intérieur de la cavité et en aval de celle-ci (cf. 2.5.3). La figure 3.14 présente

7. pour le mode à trois diamètres, l'information sur le signe n'est pas accessible.

les profils de pression pour les deux essais en question. A ce stade, aucun filtre n'est appliqué : le signal observé contient une composante continue, qui correspond à la pression moyenne. Une première phase de montée en pression, visible en amont et à l'intérieur de la cavité, est associée à l'ouverture de vanne. Une fois que le débit de consigne est atteint, les pressions ont un profil de "plateau montant". On note une augmentation de 4 % des pressions dans le module sur la durée globale de l'essai⁸. Sur l'essai à 54.5 g/s, des fluctuations de pressions apparaissent autour de 182 secondes ; l'amplitude des variations est de 0.3 bar. Ces fluctuations sont associées à l'apparition d'une instabilité et seront discutées plus en détails par la suite.

A l'inverse, le profil de pression ne présente pas de fluctuation sur l'essai à 51.6 g/s.

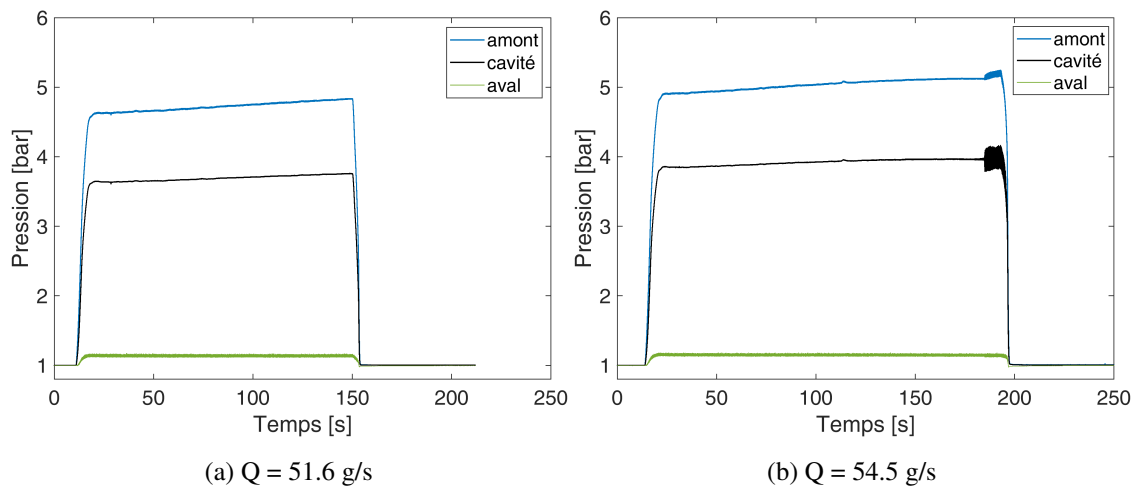


FIGURE 3.14 – Profils de pression pour les essais à 51.6 g/s et 54.5 g/s

Observation des signaux vibratoires

Les figures 3.15 et 3.16 présentent les mesures vibratoires des capteurs de déplacement répartis comme indiqué sur la figure 3.9, respectivement pour les essais à 51.6 et 54.5 g/s.

Sur l'ensemble des mesures vibratoires, la phase transitoire est caractérisée par un déplacement positif de l'ordre de $10 \mu\text{m}$. Cette composante continue est associée à la mise sous pression de l'ensemble, et peut s'interpréter comme un "gonflement" du stator. Pour les analyses spectrales, la composante stationnaire sera supprimée à l'aide d'un filtre passe-bande⁹ afin de s'intéresser spécifiquement au vibratoire.

Pour une comparaison des amplitudes vibratoires entre les deux essais, les figures 3.15 et 3.16 sont à iso-échelles de déplacements. Pour l'essai à 51.6 g/s, les amplitudes vibratoires sont faibles et ne dépassent pas les $5 \mu\text{m}$ sur la durée de l'expérience. L'essai est maintenu pendant 150 secondes, puis un débit de consigne nul est imposé pour fermer la vanne.

A l'inverse, sur l'essai au palier supérieur (54.5 g/s), les niveaux vibratoires atteignent des valeurs de $130 \mu\text{m}$. Il est possible de décomposer le signal temporel en trois périodes. Une première phase, entre $t = 0$ et $t = 180$ secondes qui correspond à la montée et stabilisation du débit. Celle-ci se caractérise par un signal avec une composante majoritairement continue, due à la mise sous pression du banc, et des amplitudes vibratoires de l'ordre de $5 \mu\text{m}$, comparables aux amplitudes observées sur l'essai à 51.6 g/s. Puis, à partir de 182 secondes, une amplification du niveau vibratoire est

8. Cette légère augmentation peut s'expliquer par la pressurisation de la cavité aval ou par la présence éventuelle de petites fuites dans le module

9. Les fréquences de coupure sont 50 et 7000 Hz. La fréquence de coupure haute respecte le critère de Shannon pour un échantillonnage à 15000 Hz.

remarquable, des amplitudes de $20\ \mu\text{m}$ sont enregistrées. A $t = 185$ secondes, une augmentation brutale des niveaux vibratoires est visible. Les niveaux de déplacement atteints sont de $130\ \mu\text{m}$, ce qui correspond à la distance entre le stator et les butées. À ce stade, ces mesures indiquent une mise en butée du système. Par la suite, l'analyse du contenu spectral viendra corroborer ce point. Cette augmentation exponentielle avant la mise en butée est caractéristique de la phénoménologie de flottement.

L'instabilité se développe après la stabilisation du système fluide en débit-pression (figure 3.13b), ce qui constitue une différence notable par rapport au comportement du banc lors des essais décrits dans le paragraphe 3.1. L'analyse du signal juste avant la mise en butée est particulièrement pertinente pour caractériser l'instabilité aéroélastique. Sur cette plage temporelle, le signal correspond à la réponse du système à un régime stabilisé de débit-pression, et exclut des phénomènes non-linéaires qui seraient dûs à une mise en contact.

La comparaison des réponses vibratoires entre les débits à 51.6 et $54.5\ \text{g/s}$ met en évidence une transition entre deux domaines de stabilité, fonction du débit de consigne imposé. Cette observation est également vérifiée sur configurations avec des taux d'amortissements mécaniques ajustés à $\zeta = 0.85$ et $3\ \%$. L'influence des paramètres d'essai (débit massique et amortissement mécanique) est mise en évidence avec ces résultats expérimentaux. Ce résultat est également prédit par le modèle 1D et sera discuté au paragraphe 3.3.6.

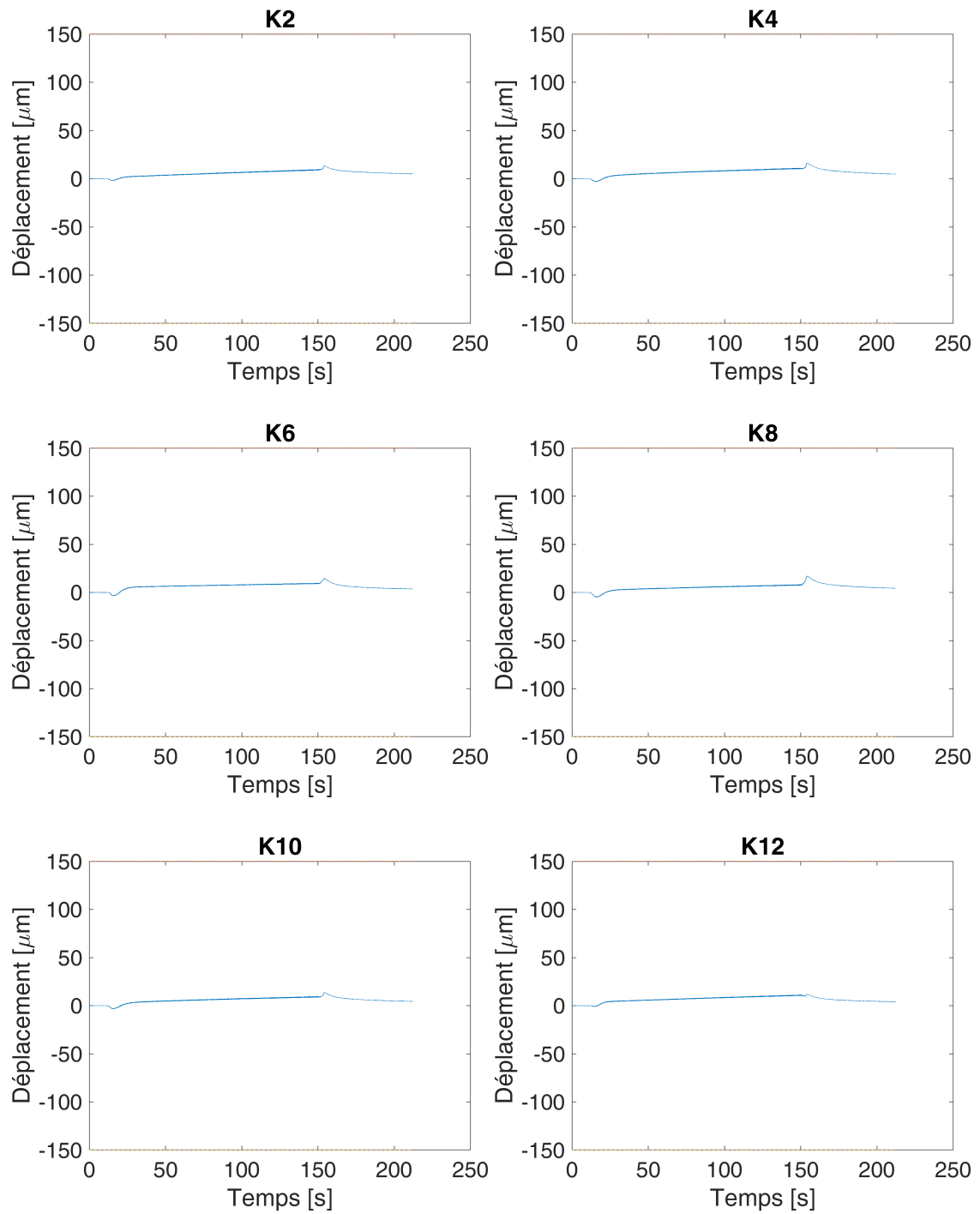


FIGURE 3.15 – Visualisation des déplacements sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 51.6 g/s

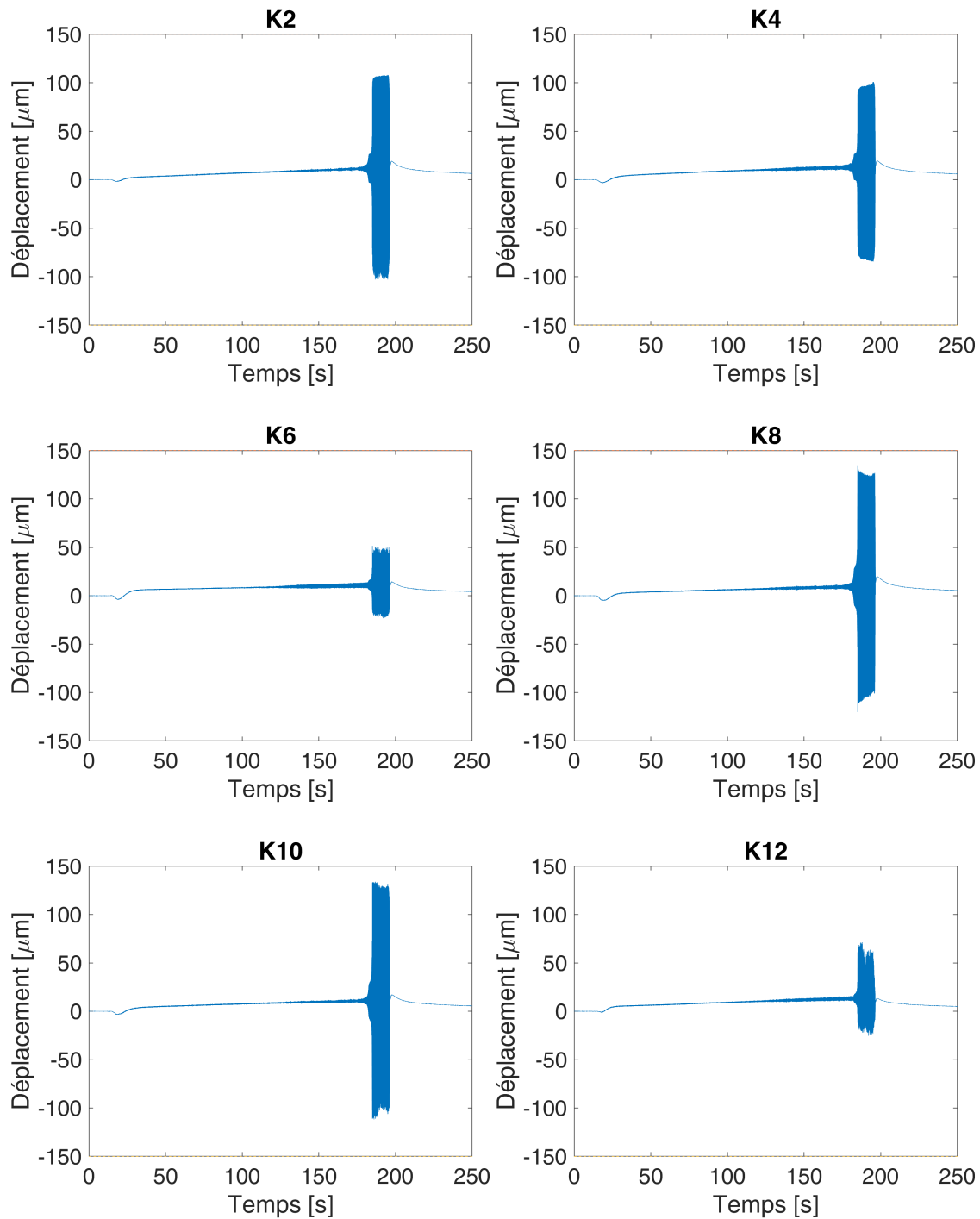


FIGURE 3.16 – Visualisation des déplacements sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 54.5 g/s

3.3.5 Étude détaillée de l'instabilité à 54.5 g/s

Initiation de l'instabilité

La figure 3.17 présente les signaux vibratoires des capteurs de déplacement, avec un zoom sur la plage temporelle [180 190] secondes.

Entre les instants $t = 182$ et $t = 184$ secondes, une augmentation des niveaux vibratoires est visible : des amplitudes allant jusqu'à $20 \mu\text{m}$ sont constatées sur les capteurs présentant le plus de signal (K8 et K10). Cette amplification du signal est identifiée comme le signe précurseur de l'instabilité.

La figure 3.18 propose une superposition de la mesure de débit avec les signaux de déplacements et de pressions sur cette plage temporelle. On remarque que l'augmentation des amplitudes de vibrations s'accompagne d'une diminution de 1.5 % du débit massique, traduisant une modification de la perméabilité du joint labyrinthe.

L'instabilité se développe ensuite brutalement à 185 secondes, où les niveaux vibratoires enregistrés atteignent $130\text{ }\mu\text{m}$ sur les signaux des capteurs K8 et K10. De telles amplitudes impliquent une mise en butée du stator. Celle-ci se traduit également par des fluctuations notables de pressions dans la cavité (cf. figure 3.18b).

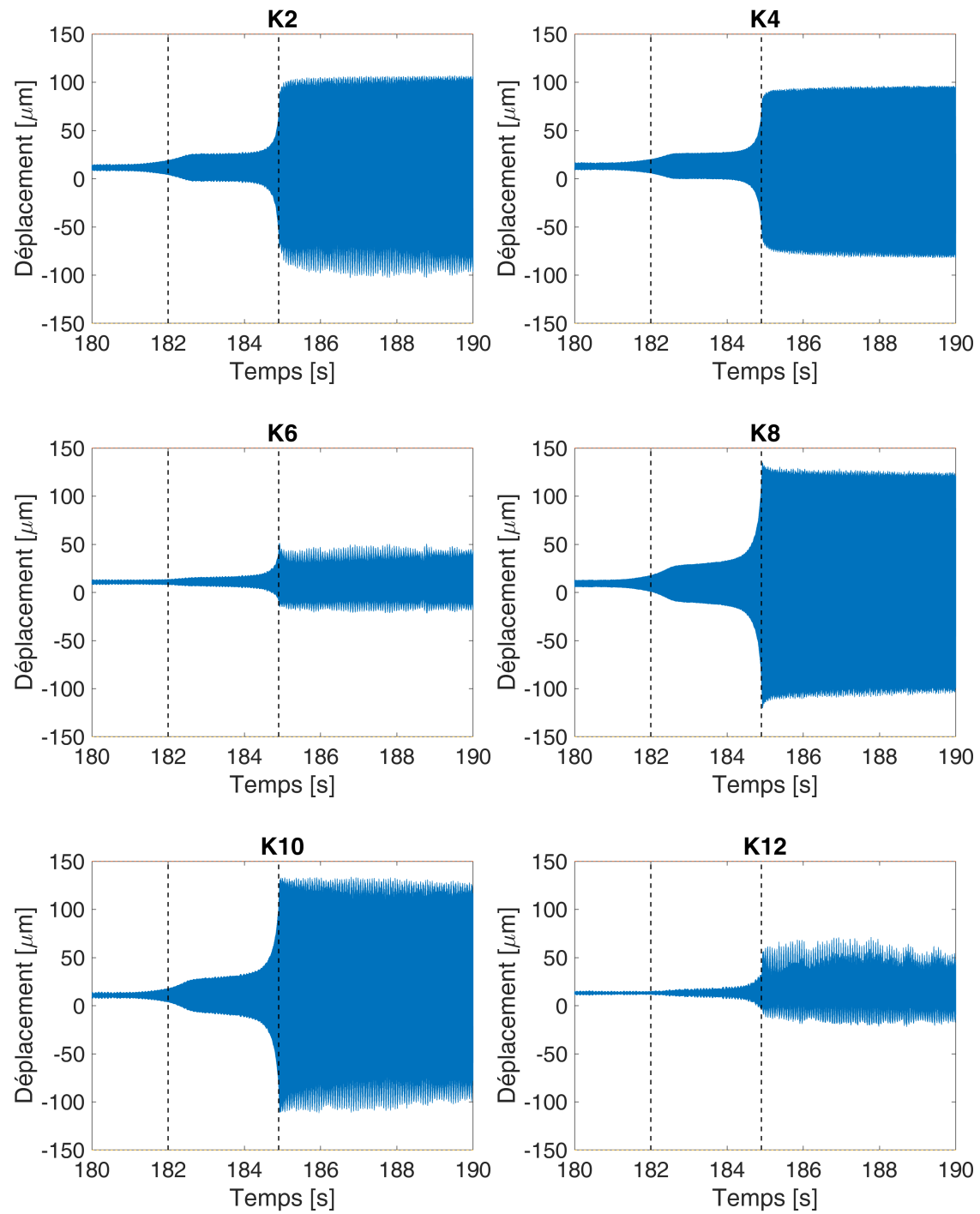


FIGURE 3.17 – Déplacements sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 54.5 g/s, zoom sur la fenêtre temporelle [180 190] secondes

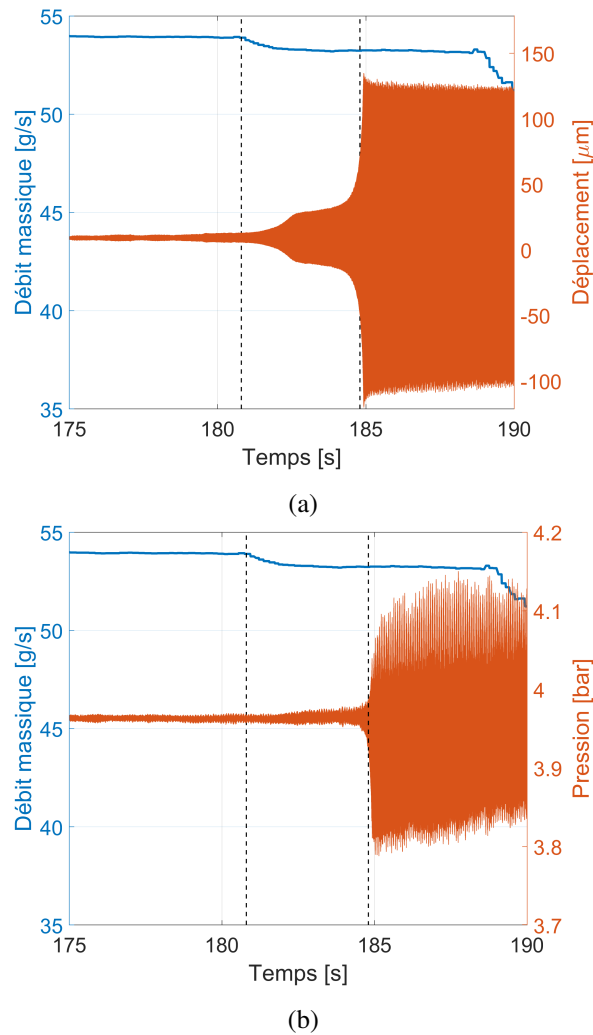


FIGURE 3.18 – Superposition des mesures de débit avec les mesures (a) de déplacement sur K8, (b) de pression dans la cavité

Étude du contenu fréquentiel et analyse spatiale

L'analyse fine consiste aussi à s'intéresser à l'évolution du contenu fréquentiel et spatial autour de l'apparition de l'instabilité. Comme expliqué plus haut, plusieurs intervalles de temps sont identifiés, en particulier : le régime établi avant la divergence, puis pendant la divergence, avant et après la mise en butée. L'étude se focalise sur les plages temporelles avant la mise en contact, pour s'affranchir des phénomènes non-linéaires induits par celle-ci.

Les spectrogrammes (figure 3.19) permettent de visualiser l'évolution temporelle du contenu fréquentiel autour de l'instabilité. Un fenêtrage de 15000 échantillons est choisi pour le calcul sur la plage temporelle [180 190] secondes. Ce découpage temporel assure un bon compromis entre précisions temporelle et fréquentielle.

Au début de l'essai, une ligne spectrale est majoritaire à 1243 Hz. Puis, à partir de $t = 185$ secondes, l'amplitude de celle-ci augmente, et le spectre s'accompagne de plusieurs bandes fréquentielles à 2494, 3743, 5033 et 6269 Hz. Ces fréquences sont des harmoniques de la fréquence principale. Ce changement de contenu fréquentiel apparaît lorsque les niveaux vibratoires augmentent brutalement (3.17), c'est-à-dire lorsque l'instabilité aéroélastique se développe et amène à une mise en butée. A

cet instant, un zoom sur la fréquence de résonance (figure 3.20) met en évidence un shift fréquentiel : la fréquence passe de 1243 à 1253 Hz. Ce raidissement vient corroborer l'hypothèse d'un contact sur les butées ¹⁰.

Les diagrammes "fréquences - diamètres nodaux" (figure 3.21) permettent d'identifier les modes excités par l'écoulement d'air et la nature des ondes en présence (progressive ou stationnaire). Les instants étudiés sur les figures 3.21a, 3.21b, et 3.21c correspondent respectivement au régime établi avant divergence, à l'initiation de l'instabilité avant contact, et à l'instabilité après mise en contact. Les graphes sont tracés à iso-échelles. Une augmentation des amplitudes est notable entre les trois instants, avec un facteur 40 entre le régime établi avant divergence (fig.3.21a) et le régime en butée (fig.3.21c).

A 1246 Hz, fréquence de résonance du système, les modes à $ND = +2$ et $ND = -2$ apparaissent majoritaires, avec des contributions égales en amplitude. Une composante secondaire apparaît également à 1237 Hz, associée au mode $ND = 3$. Pour ce diamètre nodal en particulier, qui correspond exactement à la moitié du nombre de capteurs, l'information sur le signe de l'onde en présence est manquante (il peut s'agir d'une contribution purement directe ou rétrograde, mais aussi d'une contribution égale des deux).

Cette signature spatiale très majoritaire des modes $ND = +2$ et $ND = -2$ à iso-amplitudes permet – a priori – de statuer sur la nature stationnaire de l'onde en présence. En effet, il n'y a aucun élément de giration dans le système expérimental : pas d'introduction de preswirl ni de rotation d'arbre. Dans ce cas particulier (éloigné des configurations industrielles sur machines tournantes), aucune direction de propagation n'est privilégiée. Par la suite, la visualisation de la déformée opérationnelle du stator permettra de confirmer ce point.

Après la mise en butée, le diagramme fréquence - diamètre nodaux (figure 3.21c) fait apparaître des participations modales à plusieurs fréquences, multiples de la fréquence principale à 1246 Hz. Ce résultat vient corrélérer les observations des spectrogrammes (figure 3.19).

Le mode à deux diamètres apparaît comme le mode sollicité dans la phénoménologie d'instabilité aéroélastique observée. Ce résultat est cohérent avec les prévisions des modèles (amortissement aéroélastique minimal systématiquement calculé sur $ND2$) et les observations classiquement constatées sur les cas industriels.

Par contre, la fréquence à laquelle l'instabilité se développe est différente de la fréquence identifiée pour le mode à deux diamètres avec les essais de caractérisation modale et les simulations EF (cf. paragraphe 2.6.1). Plusieurs éléments peuvent être amenés pour expliquer cet écart significatif :

- l'ajout d'amortissement mécanique sur le stator, impliquant un effet de masse ajoutée. En effet, comme expliqué plus haut, le mode à deux diamètres est particulièrement dépendant des sources de dissipation présentes dans le système. C'est également cette forme propre qui est la plus sensible au désaccordage ;
- l'écoulement d'air, et en particulier la mise sous pression de la chambre du joint labyrinthe, induit également un effet de masse ajoutée ; cet effet pourrait être une des causes de la différence observée entre les fréquences sollicitées à pression atmosphérique (chambre ouverte) et sous pression ;
- les conditions limites d'encastrement peuvent justifier des différences avec le calcul numérique ; en effet, celui-ci suppose un encastrement parfait de toute la surface de la bride. Expérimentalement, la bride est fixée sur l'équerre au moyen d'un boulonnage sur toute sa

10. Ce contact n'est pas dangereux pour le système car l'extrémité des butées est en plastique

circonférence.

Le mode à 3 diamètres apparaît à 1237 Hz, ce qui est cohérent avec la valeur de 1269 Hz obtenue lors de l'analyse modale. Les deux participations modales se retrouvent donc à des fréquences très proches l'une de l'autre, avec néanmoins une participation majoritaire du mode à 2 diamètres.

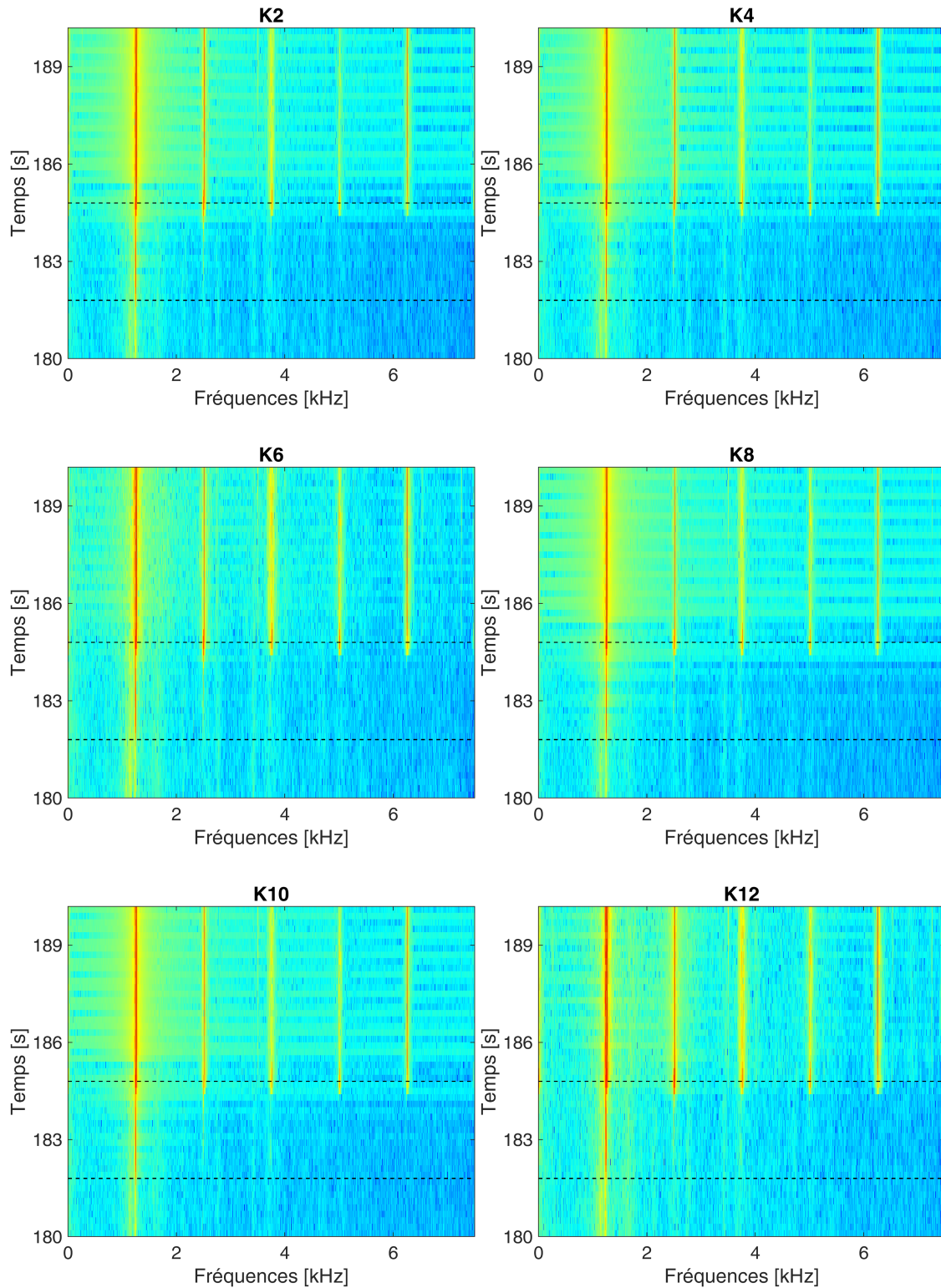


FIGURE 3.19 – Spectrogrammes sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 54.5 g/s sur la fenêtre temporelle [180 190] secondes

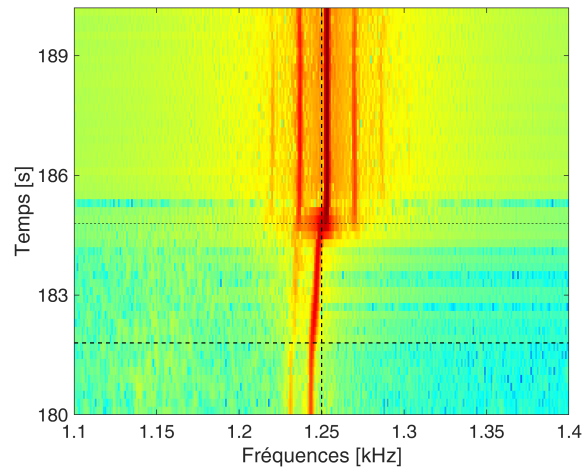


FIGURE 3.20 – Évolution de la fréquence de résonance autour de l'instabilité sur le capteur K2

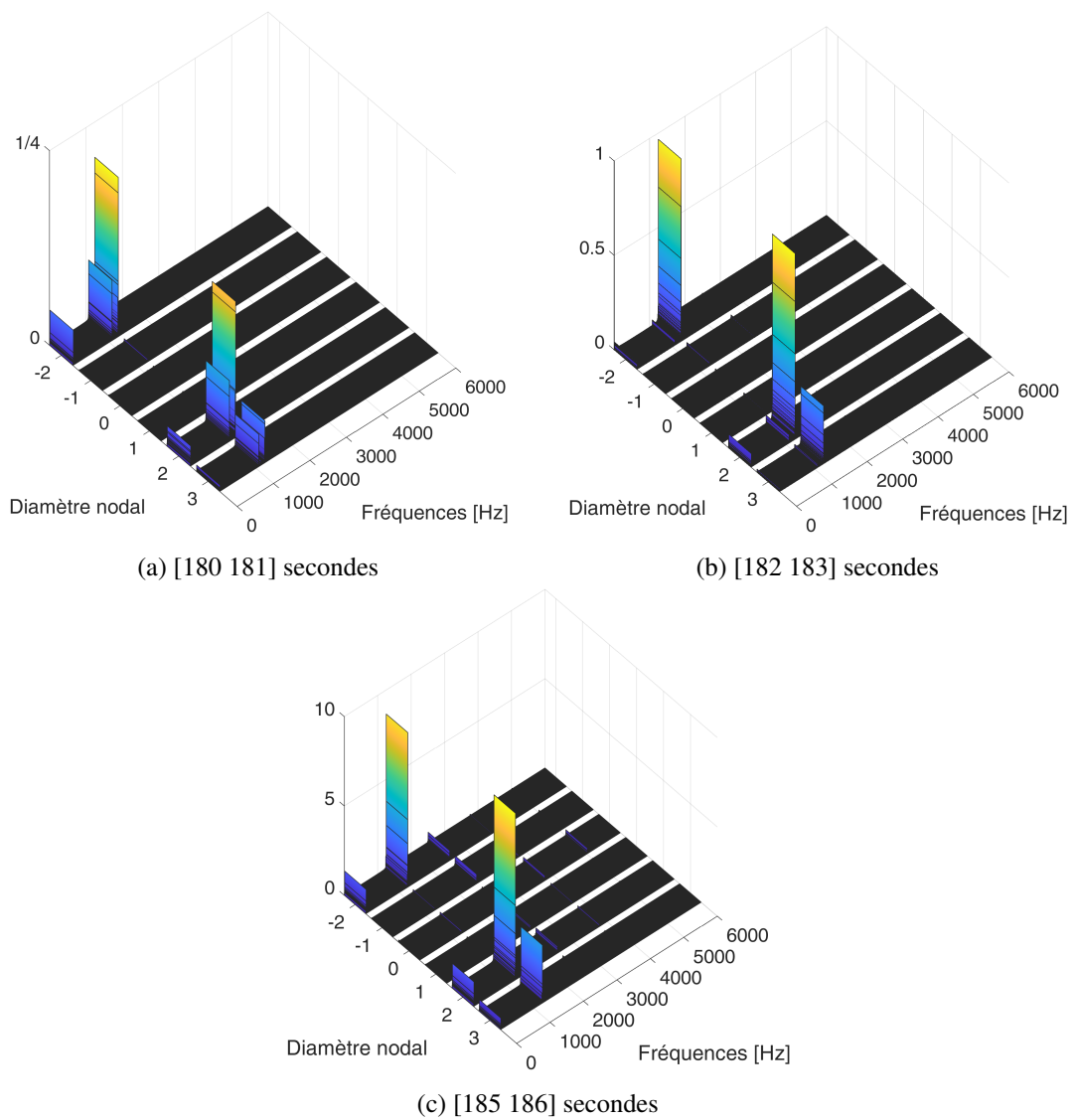


FIGURE 3.21 – Diagrammes fréquences - diamètres nodaux du stator autour de l'instabilité

Reconstitution de la déformée opérationnelle du stator

La reconstitution de la déformée opérationnelle du stator à partir des signaux des six capteurs de déplacements, et à différents instants donnés, vient corroborer les analyses issues des diagrammes "fréquences - diamètres nodaux". Dans le cas où une participation modale est très majoritaire, la déformée opérationnelle obtenue correspond directement à un mode à diamètres bien identifié. Dans le cas où les participations modales sont multiples, il est également possible d'extraire et de reconstruire, à partir des spectres des signaux, les déformées modales associées à une fréquence de résonance donnée.

L'analyse fréquentielle et spatiale met en évidence une participation majoritaire du mode à deux diamètres ainsi qu'une participation du mode à trois diamètres. Ainsi, pour reconstruire la déformée du stator à partir des six points de mesure disponibles, une interpolation est réalisée, en supposant que, à un instant t donné, le déplacement radial s'écrit sous la forme :

$$u_t(\theta) = a\cos(2\theta) + b\sin(2\theta) + c\cos(3\theta) + d\sin(3\theta), \quad (3.1)$$

le quadruplet d'inconnues (a, b, c, d) est obtenu en utilisant une méthode des moindres carrés.

La reconstitution de la déformée opérationnelle du stator est tracée sur la figure 3.22 en 4 instants donnés, autour de 183 secondes, soit juste avant la mise en butée. Un facteur d'amplification est appliqué sur les déplacements mesurés et interpolés pour permettre de visualiser la forme de la déformée. Le stator se déforme selon le mode à deux diamètres. La comparaison des coefficients (a, b) et (c, d) indique un ratio de 10, ce qui confirme la contribution majoritaire du mode à deux diamètres par rapport au trois diamètres. Ces résultats viennent corroborer les résultats de l'analyse fréquentielle précédente, qui mettait en évidence la participation dominante de ce mode dans la réponse dynamique.

En outre, la superposition des déformées à différents instants donnés permet de "suivre" l'évolution de l'onde dans le temps. Ici, le stator se déforme dans deux directions orthogonales uniquement. Cette observation met en évidence la présence d'une onde stationnaire, résultat déjà observé avec l'analyse fréquentielle (participations à amplitudes égales des modes direct et rétrograde).

Enfin, la représentation de la déformée du stator permet de justifier les différences d'amplitudes déjà observées sur les capteurs de déplacement (figure 3.16) : les amplitudes les plus faibles sont enregistrées sur les capteurs K6 et K12, qui correspondent à des noeuds de vibration. Les capteurs K10 et K8 enregistrent des signaux d'amplitudes vibratoires élevées car ils sont tous les deux proches d'un ventre de vibration.

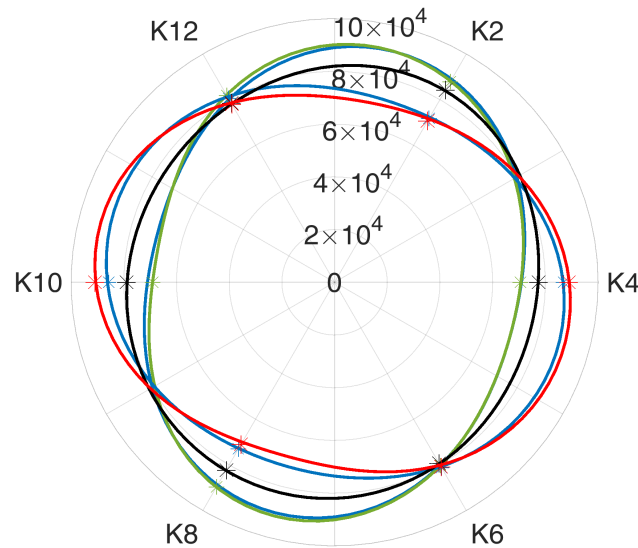


FIGURE 3.22 – Reconstitution de la déformée opérationnelle du stator en $R - \theta$ à partir des 6 points de mesures expérimentaux (*), en 4 instants donnés autour de 183 secondes

Comparaison avec les mesures de pressions instationnaires

Une analyse complémentaire de la dynamique du système est menée à partir des mesures issues des capteurs de pressions instationnaires. Un traitement de type passe-haut est appliqué sur les signaux pour s'affranchir de la composante continue et étudier la partie instationnaire. De façon analogue aux paragraphes précédents, les analyses présentées se focalisent sur la plage temporelle [180 190] secondes. La figure 3.23 présente les fluctuations de pressions et les spectrogrammes associés pour les trois capteurs. Les amplitudes des fluctuations les plus élevées sont enregistrées à l'intérieur de la cavité. Les signatures spectrales des signaux des pressions en amont et à l'intérieur de la cavité sont similaires à celles des mesures de déplacement 3.19. La fréquence principale à 1246 Hz est présente sur toute la plage temporelle. Ensuite, à $t = 185$ secondes, le contenu fréquentiel devient multi-harmonique.

Pour le signal de pression à l'intérieur de la cavité, la figure 3.24 fournit les DFT calculées sur les instants [180 181], [182 183] et [185 186] secondes, correspondant respectivement au régime établi avant la divergence, à l'initiation de l'instabilité et à l'instabilité en régime de butée. On note à nouveau un facteur 10 sur l'amplitude entre le régime avant divergence et le régime en butée, après apparition de l'instabilité. Avant l'apparition de la divergence, deux résonances sont identifiées, à 1072 et 1231 Hz. Dans la phase de développement de l'instabilité, le deuxième harmonique de la fréquence principale apparaît, les résonances sont situées à 1072, 1246 et 2492 Hz. Enfin, une fois que le régime en butée est atteint, le contenu spectral est le suivant : 1253, 2507, 3760, 5013 et 6267 Hz.

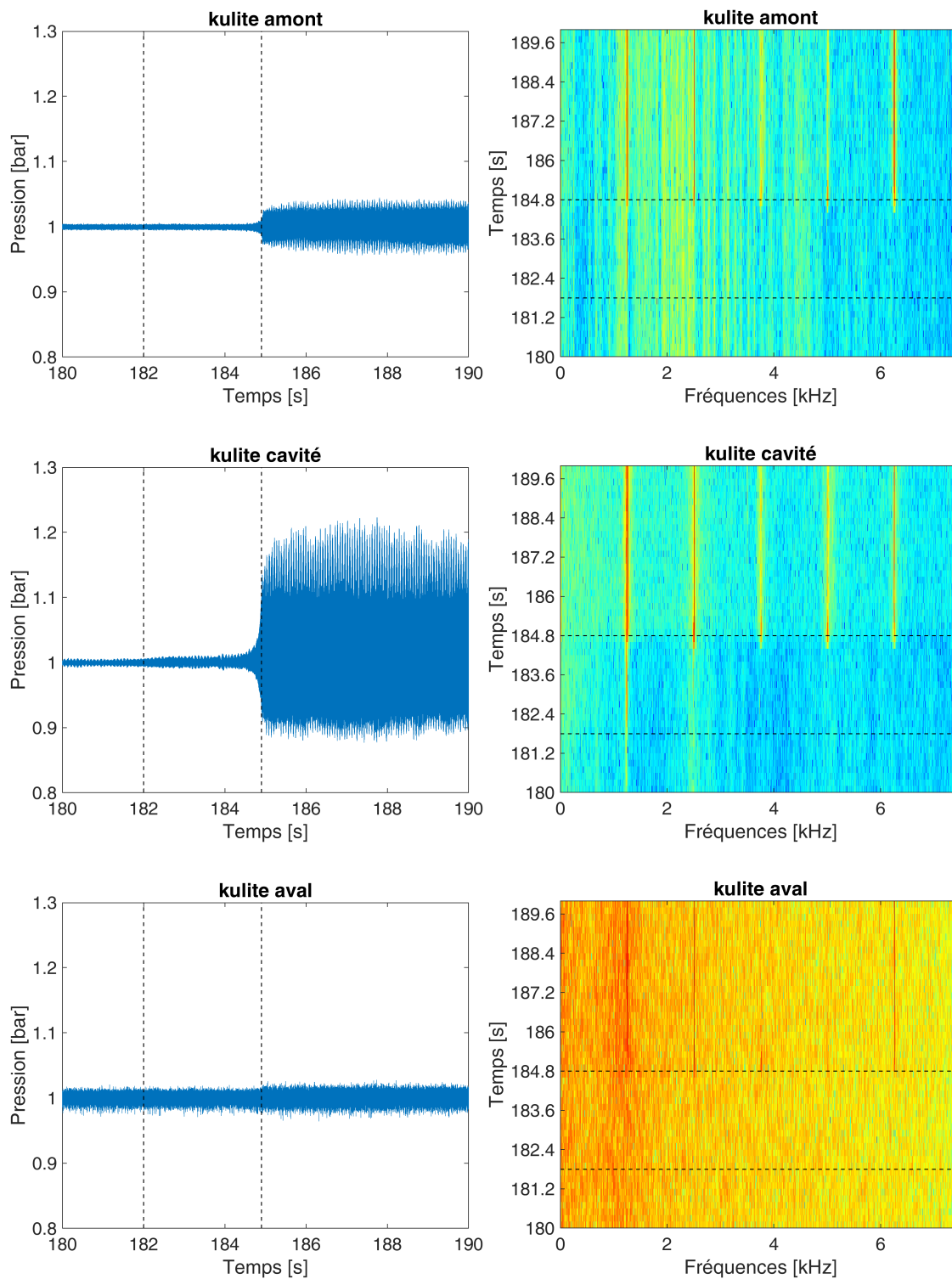


FIGURE 3.23 – Spectrogrammes sur les 3 capteurs de pressions instationnaires Kulite pour l'essai à 54.5 g/s sur la fenêtre temporelle [180 190] secondes

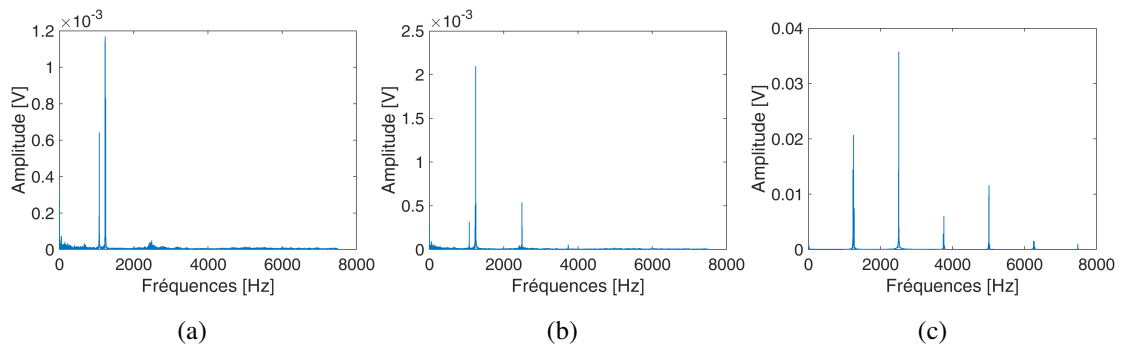


FIGURE 3.24 – DFT du signal de pression dans la cavité sur les plages (a) [180-181], (b) [182 - 183], (c) [185 186] secondes

3.3.6 Discussion d'ensemble : influence des paramètres de pilotage

Influence du débit massique

Les résultats présentés mettent en évidence l'influence du débit massique sur la stabilité du joint labyrinthe. Celle-ci s'observe à plusieurs niveaux. Tout d'abord, l'identification d'une valeur seuil de débit permet de distinguer des domaines de stabilité et d'instabilité du joint labyrinthe. Des plages de stabilité ont été identifiées sur les trois configurations testées (chaque configuration correspondant à un amortissement mécanique ajusté). Ce résultat vient confirmer les études d'influence réalisées en phase de dimensionnement du banc, où le point fonctionnel de débit/pression a été identifié comme un paramètre de premier ordre sur la stabilité. Autour de la limite de stabilité, un incrément entre deux niveaux de débits entraîne un changement de régime de la dynamique vibratoire de l'ensemble (figures 3.15 et 3.16).

Ensuite, dans la zone d'instabilité (valeurs de débits supérieures à la valeur seuil), l'augmentation du débit entraîne un développement plus précoce de l'instabilité. La figure 3.25 illustre cette observation : pour 7 essais avec des valeurs de débit allant de 54.5 à 63.1 g/s (zone instable), les signaux vibratoires enregistrés sur le capteur K2 sont superposés. Pour chaque essai, le débit de consigne est imposé à $t = 10$ secondes, ce qui permet une comparaison directe des signaux en temporel. Le régime établi est atteint autour de $t = 25$ secondes pour tous les essais. Le premier essai instable (i.e. proche de la limite de stabilité) est celui à une consigne imposée à 54.5 g/s, détaillé plus haut. Pour cet essai, l'instabilité se développe au bout de 185 secondes. Puis, plus la consigne en débit imposée est élevée, plus le phénomène d'instabilité se développe tôt (cf. figure 3.26). Pour le plus fort débit à 63.1 g/s, celle-ci apparaît à 32 secondes, soit juste après la stabilisation du débit. Pour des valeurs de consigne encore supérieures, les niveaux vibratoires élevés sont enregistrés avant d'avoir atteint le régime établi en débit. De façon asymptotique, des hauts niveaux de débit mènent donc à des comportements très instables du banc. Ce résultat fournit une information relative à la durée nécessaire au développement de l'instabilité une fois le régime de débit/pression établi, point qui n'est pas renseigné par les modèles numériques.

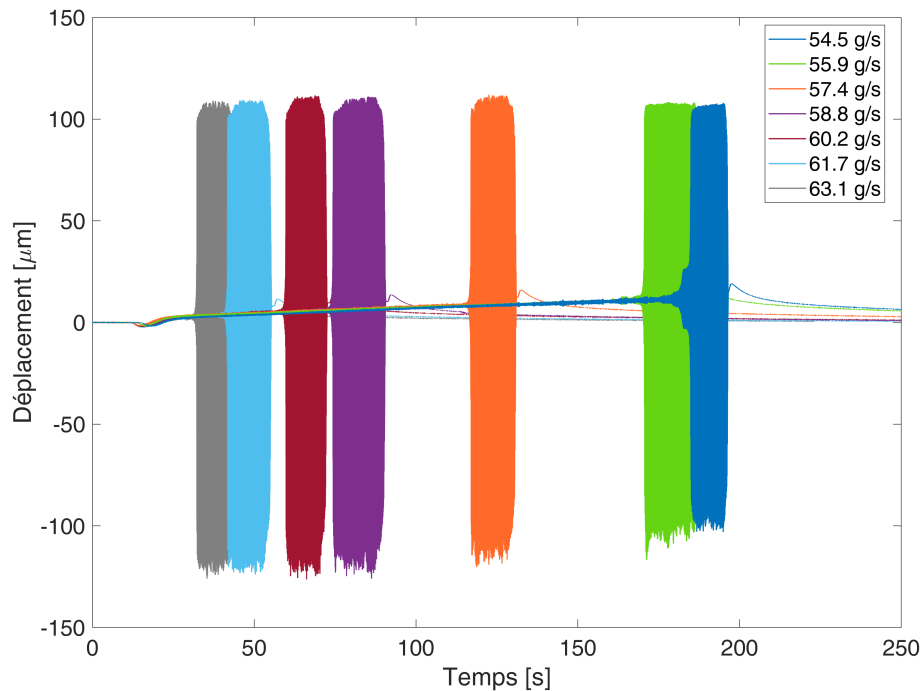


FIGURE 3.25 – Superposition des évolutions temporelles des signaux vibratoires sur K2 pour 7 essais réalisés à différents niveaux de débits entre 54.5 et 63.1 g/s pour la configuration $\zeta = 7\%$

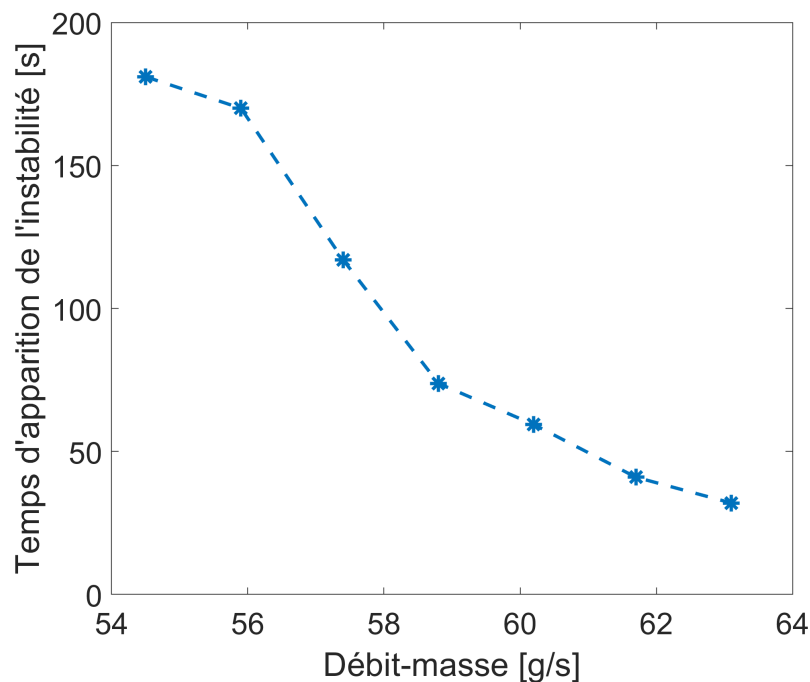


FIGURE 3.26 – Temps d'apparition de l'instabilité en fonction du débit massique imposé pour 7 essais réalisés à différents niveaux de débits entre 54.5 et 63.1 g/s pour la configuration $\zeta = 7\%$

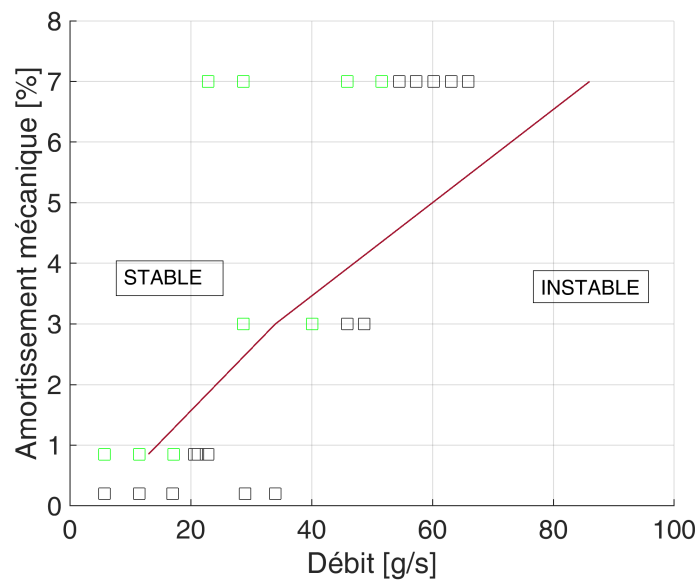
Influence de l'amortissement mécanique

Pour permettre d'observer des transitions stable/instable en fonction du débit de consigne imposé, l'amortissement mécanique a été ajusté de façon contrôlée (cf. partie 3.2). La maîtrise de ce paramètre d'essai fournit un panel de configurations, le stator ayant des propriétés mécaniques

(amortissement, fréquence naturelle) différentes pour chacune d'entre elles (cf. tableau 3.7). La synthèse des résultats de l'ensemble des essais présentée en figure 3.10 met en exergue des débits seuils de stabilité (absence de vibrations en dessous du seuil, divergence exponentielle au-dessus) différents pour chaque configuration testée, alors que la configuration initiale non amortie du banc d'essai présentait un caractère instable quelque soit le débit testé. Le réglage de l'amortissement mécanique permet de tester des points de fonctionnement (débit, pression) sur une large plage de débits, allant jusqu'à 69 g/s.

Des calculs de stabilité ont été réalisés avec le modèle 1D Safran pour vérifier la prédiction du modèle vis-à-vis de l'amortissement mécanique. Un calcul de stabilité est effectué sur l'ensemble des essais testés de la matrice 3.5. Cette fois-ci, à la différence des calculs d'optimisation (cf. 2.4), l'amortissement mécanique est directement introduit dans la modélisation. Les résultats obtenus pour les trois configurations amorties testées sont confrontés aux points expérimentaux dans la figure 3.27.

Sur les deux configurations avec des taux d'amortissement mécaniques de 0.85 et 3 %, les débits seuils de transition sont respectivement calculés à 13 et 34 g/s. Ces prédictions sont cohérentes et conservatives par rapport aux observations d'essais. Pour la configuration la plus amortie (à 7 %), le calcul s'éloigne de l'expérience et prédit une instabilité à partir d'un débit de 86 g/s (expérimentalement, une instabilité est observée à partir de 54.5 g/s). Un premier élément pour justifier cet écart est l'incertitude de mesure de l'amortissement mécanique, qui est plus importante lorsque la configuration est très amortie, comme c'est le cas ici. De façon générale, les résultats expérimentaux et les prédictions du modèle sont cohérents.



- à l'échelle du laboratoire, le réglage de ce paramètre fournit plusieurs configurations, permettant de tester différentes plages de débit ;
- l'ajout de système amortisseur permet de stabiliser le système sur un point de fonctionnement donné ou sur toute une plage de débit.

Invariants intrinsèques de l'instabilité

L'analyse spectrale des résultats obtenus sur l'ensemble des essais met en exergue des caractéristiques intrinsèques à l'instabilité observée sur la géométrie du joint labyrinthe Minotaure 2 (i.e. qui ne dépendent pas des paramètres de pilotage débit et amortissement mécanique). Ainsi, l'instabilité aéroélastique mise en évidence lors des essais a les propriétés suivantes :

- des niveaux vibratoires supérieurs à $100 \mu m$; la valeur maximale – si elle existe – n'est pas connue car la mise en butée vient limiter les amplitudes par sécurité ;
- une fréquence de résonance autour de 1250 Hz (cette fréquence varie néanmoins légèrement selon le choix de solution technologique de système amortisseur qui induit un effet de masse ajoutée) ;
- la contribution majoritaire identifiée est un mode à deux diamètres, le stator se déforme selon ce mode principal ;
- une contribution du mode à trois diamètres est également présente, à amplitude plus faible, à 1237 Hz ;
- l'onde est stationnaire.

3.3.7 Autres phénomènes observés

Cycle limite de réponse forcée ou instabilité ?

La détection de transitions de domaines stables/instable a permis de valider la présence d'une phénoménologie d'instabilité aéroélastique. En effet, entre deux essais réalisés à des niveaux proches de débit massique, un changement de régime est constaté. Sur les essais identifiés comme stables, le signal vibratoire est principalement composé d'une composante continue (due à la mise en pression), tandis que les vibrations instationnaires restent de l'ordre de $5 \mu m$.

Néanmoins, pour certains essais, des vibrations d'amplitude non négligeables sont enregistrées, sans constater de divergence des signaux. Un exemple de ce type de résultat est donné en figure 3.28. Il s'agit de l'essai avec amortissement mécanique à 0.85 %, pour un débit de consigne de 17.2 g/s. La structure est excitée par le fluide mais atteint un cycle limite stable. Deux interprétations différentes (cf. figure 1.1) sont possibles pour expliquer cette signature :

- il peut s'agir d'une instabilité aéroélastique qui atteint un régime limite stable, sous l'effet de non-linéarités : l'ajustement de l'amortissement mécanique constitue alors une solution technologique efficace pour "calmer" une instabilité aéroélastique ;
- il peut s'agir d'un cycle limite de réponse forcée.

La DFT du signal, appliquée sur le cycle limite stabilisé, présente une unique fréquence de résonance à 1252 Hz.

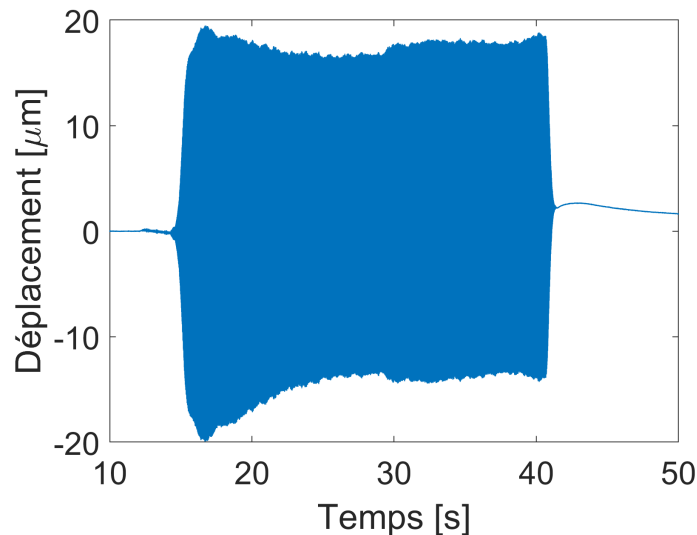


FIGURE 3.28 – Réponse vibratoire enregistrée sur le capteur K2 pour l'essai à 17.2 g/s ($\zeta = 0.85\%$) : apparition d'un cycle limite stable

Divergence lente et saut aléatoire entre deux régimes forcés

Sur l'essai instable représentatif développé dans les paragraphes précédents, l'apparition de l'instabilité est marquée par un changement de régime brutal, bien identifié à un instant donné. Avant cette divergence, les signaux de déplacements et pressions présentent une composante instationnaire négligeable ou nulle. La divergence est marquée par l'apparition de fluctuations sur les pressions en amont et à l'intérieur de la cavité (figure 3.14b).

Dans la configuration avec amortissement mécanique à 3 %, une typologie d'essai différente est observée, sur l'ensemble des débits proches du seuil de stabilité ; un exemple est donné sur le débit de consigne de 48.7 g/s (figure 3.29). Dès le début de l'essai, des fluctuations de pressions sont enregistrées (figure 3.29a). L'amplitude de celles-ci augmente avec le temps sur toute la durée de l'essai. Ces perturbations de pressions se traduisent par des niveaux vibratoires croissants du stator, allant de 20 à 75 μm . Une divergence lente est alors observée, proportionnelle au niveau de chargement, associé ici aux fluctuations de pressions.

Ce cas particulier est observé uniquement sur les essais avec un taux d'amortissement mécanique de 3%. Cette divergence "lente" peut être rapprochée du phénomène de compétition entre amortissement mécanique et amortissement aéroélastique. En effet, il peut s'agir du cas où l'amortissement global du système est faiblement négatif, car les valeurs de taux d'amortissement aéroélastique et mécanique sont très proches. A ce niveau de débit, l'amortissement aéroélastique calculé est de -2.8%. Ce cas semble correspondre à une configuration "faiblement" instable, où la compétition entre amortissement mécanique et amortissement aéroélastique est particulièrement importante et équilibrée. Dans ce cas, le débit seuil de stabilité est difficile à définir, on préférera parler d'une plage de transition stable/instable.

Ce résultat est similaire à des phénomènes constatés sur des configurations industrielles de joints labyrinthe (bibliographie non ouverte).

Enfin, un autre phénomène est observé, de façon plus rare, sur ce même point de fonctionnement. Il est important de noter que ce résultat n'est pas représentatif de l'ensemble des essais menés, mais a été observé sur ce seul essai. Cet essai est réalisé deux fois dans des conditions identiques, et la répétabilité du phénomène n'est pas systématiquement obtenue. Sur le deuxième essai (figure

3.29c), entre l'ouverture de vanne et 30 secondes, des amplitudes croissantes sont enregistrées. Puis, à $t = 30$ secondes, un "saut" est notable sur les amplitudes de déplacements. Ce changement brutal peut être interprété comme le passage d'un cycle limite à un autre. Il peut être dû à la présence de non-linéarités, impliquant des régimes instables.

S'il est difficile de statuer quant à la répétabilité de ce phénomène, ce résultat est néanmoins intéressant car de tels sauts ont été observés sur certains cas industriels.

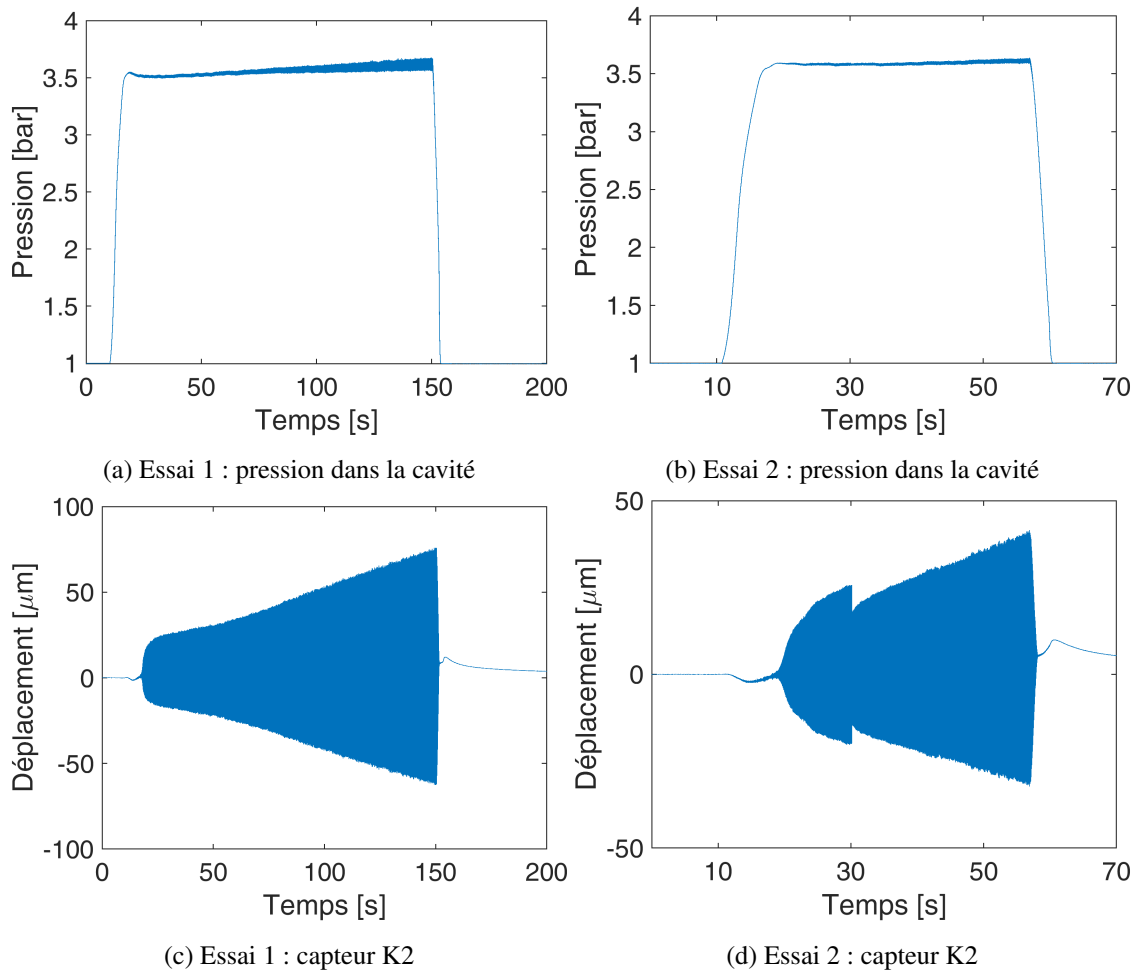


FIGURE 3.29 – Mesures de déplacements et pressions sur deux essais réalisés à 48.7 g/s

3.4 Conclusions et perspectives

Conclusions

Ce chapitre présente les résultats issus de la campagne d'essais menée sur le banc Minotaure 2. Pour rappel, ce banc a été spécifiquement conçu et fabriqué pour l'étude du phénomène d'instabilité aéroélastique de joint labyrinthe. Il a pour objectif de fournir des données expérimentales qui puissent être comparées aux modèles analytiques, et ainsi discriminer et valider les différents modèles.

Les essais préliminaires sont réalisés sur le banc Minotaure 2, présenté dans le chapitre 2. Le banc d'essais présente un comportement instable sur l'ensemble des débits testés, y compris le débit minimal permis par la vanne de régulation (de 5,7 à 34 g/s). Cette instabilité se caractérise par

l'apparition immédiate et brutale de hauts niveaux vibratoires, et ce pendant la mise sous pression. Pour pouvoir identifier des zones stables/instables et mettre en évidence l'influence du point de fonctionnement (débit, pression) sur la stabilité du banc, un travail sur l'ajustement mécanique du stator a été mené. Ce paramètre est réglé en ajoutant des systèmes amortisseurs sur la circonférence du stator. L'ajout de bandes avec renforts PVC introduit de la dissipation au niveau de la structure. A noter que ce réglage vient également modifier la masse du stator, et un shift fréquentiel est observable entre la configuration initiale (non amortie) et les configurations amorties.

La deuxième campagne d'essais teste trois configurations de banc supplémentaires. En incluant les essais réalisés dans la phase préliminaire (stator "nu", sans système amortisseur), on répertorie au total quatre configurations. Celles-ci sont associées à des amortissements mécaniques respectifs de 0.17, 0.85, 3 et 7 %. Pour chacune d'entre elles, des essais sont réalisés à différents niveaux de débit. La plage de débit testés est élargie, allant de 6 à 69 g/s. Un essai correspond à un couple (débit, pression) et un amortissement mécanique donnés.

Pour chaque configuration, une transition stable/instable est mise en évidence, définissant un débit seuil de stabilité. Ce changement de régime brutal, entre deux niveaux de débits proches, permet de confirmer la phénoménologie d'instabilité aéroélastique. Autour du seuil de stabilité, l'instabilité se déclenche plusieurs secondes après avoir atteint un régime stabilisé en débit.

Les résultats obtenus permettent de constater plusieurs éléments :

- l'amortissement mécanique du stator est un paramètre de premier ordre sur la stabilité du système. Plus celui-ci est important, plus le débit seuil de transition stable/instable est élevé. L'ajout d'amortissement à la structure permet donc de retarder l'apparition d'une instabilité, et d'atteindre des points de fonctionnement plus hauts. Ce résultat est intuitif et confirme les études de sensibilité réalisées au préalable ;
- le débit massique – et par conséquent la surpression – ont également une influence notable sur la réponse du système. Celle-ci se caractérise à plusieurs niveaux : d'abord, il est possible d'identifier une valeur seuil de débit pour définir les domaines stable/instable. Ensuite, dans la zone instable, l'augmentation du débit a pour conséquence l'apparition plus rapide de l'instabilité. Pour des valeurs de débits proches du seuil, les amplitudes vibratoires restent faibles pendant plusieurs secondes en régime établi, avant que l'instabilité ne se développe. Sur les points de fonctionnement les plus élevés, l'instabilité apparaît avant même d'avoir un débit stabilisé.
- le mode majoritairement sollicité est le mode à deux diamètres, identifié autour de 1250 Hz. L'onde qui se développe est stationnaire. Une contribution du mode à 3 diamètres est également visible, à une fréquence très proche.

Au total, les expériences réalisées au cours de ces travaux représentent un ensemble de 104 essais, qui constituent une base de données pour l'étude du phénomène d'instabilité aéroélastique, dont le post-traitement détaillé et systématique est à approfondir.

Perspectives

Parmi les développements de posts-traitements possibles sur les essais réalisés dans ces travaux, le calcul du travail du fluide sur un cycle (produit scalaire des fluctuations de pressions et de la vitesse de la structure) permettrait de "quantifier" l'instabilité aéroélastique du phénomène étudié. Cette axe d'analyse est – a priori – immédiatement exploitable avec les données d'essais disponibles, bien qu'il n'ait pas pu être réalisé dans le cadre de ces travaux par manque de temps.

Aussi, une discussion sur le protocole expérimental peut être menée. Les essais sont réalisés à un débit de consigne donné. Ce choix permet de se placer dans des conditions de débit moyen établi, hypothèses utilisées dans les modèles analytiques. Le débit cible est atteint par une rampe (passage d'un débit nul lorsque la vanne est fermée, au débit de consigne après l'ouverture de vanne). Des rampes intermédiaires successives pourraient être envisagées autour du débit seuil, pour évaluer l'influence de transitions plus douces du point de fonctionnement. En outre, un tel choix de pilotage permettrait de tester plusieurs points de fonctionnement sur un même essai, ce qui se rapproche des conditions opératoires d'un moteur industriel, qui subit des changements de régime au cours d'un cycle de vol.

Enfin, lors de la campagne d'essais, deux paramètres de pilotage (débit massique, amortissement mécanique du stator) ont permis de définir des transitions stable/instable. Le caractère modulaire du banc offre la possibilité d'étudier la sensibilité du joint labyrinthe par rapport à d'autres paramètres, sans impliquer de modifications importantes sur le banc d'essais. Ainsi, de nouvelles campagnes d'essais pourraient tester, par exemple :

- un jeu radial différent. Par exemple, sur la configuration non amortie, un jeu radial augmenté permettrait d'identifier une transition stable/instable en fonction du débit imposé (une augmentation du jeu radial a un effet stabilisant) ;
- un encastrement du stator du côté des hautes pressions. Ce point implique de revoir la procédure de montage du banc ainsi que la pièce pour l'échappement d'air ; des solutions ont déjà été proposées pour envisager cette configuration (cf. annexe F) ;
- une modification géométrique du stator : épaisseur ou longueur ;
- l'introduction de détuning intentionnel par l'ajout de masselottes : l'objectif est d'apporter une dissymétrie à la structure. La dissociation des deux modes orthogonaux sollicités peut avoir un effet stabilisant et/ou mener à l'apparition d'ondes tournantes dans le système ;
- des solutions amortissantes plus complexes, impliquant un ré-usinage du stator avec une géométrie différente (gorge dans le stator, jonc, etc.) ;
- la mise en rotation de l'arbre. Un tel dispositif permettrait de faire apparaître des ondes tournantes dans le système.

Chapitre 4

Modélisation du joint labyrinthe

Une nouvelle modélisation analytique du problème fluide-structure dans les joints labyrinthe est développée dans ce quatrième chapitre. Les deux premières parties exposent les motivations, hypothèses et développements du modèle ainsi que la méthode de résolution. Des éléments de validation du modèle basés sur des comparaisons avec d'autres calculs sont ensuite proposés. Les deux dernières sections présentent des analyses de stabilité. Les résultats fournissent de premiers éléments de corrélations avec les résultats d'essais et ouvrent sur l'étude de la stabilité de joints labyrinthe réels, prenant en compte des paramètres représentatifs de designs industriels.

Sommaire du chapitre

	Nomenclature du chapitre	129
4.1	Motivations et stratégie	130
4.2	Hypothèses et description du modèle	131
4.2.1	Modélisation du fluide	131
4.2.2	Vibrations de flexion d'une coque cylindrique	137
4.2.3	Couplage fluide-structure	140
4.3	Validation du modèle	140
4.3.1	Preliminaires : validation des modèles fluide et structure	140
4.3.2	Vérification de l'ordre 1 : comparaison avec le modèle Safran	142
4.4	Analyses de stabilité : stratégie opératoire	150
4.5	Analyses sur le cas académique C0 : comparaison calculs-essais	151
4.5.1	Étude de la configuration Minotaur 2 : joint fixe	151
4.5.2	Sensibilité à l'amortissement mécanique et au débit-masse	153
4.5.3	Discussions	156
4.6	Analyses de configurations représentatives de joints industriels	156
4.6.1	Influence du côté d'encastrement du stator	156

4.6.2	Influence de la rotation de l'arbre	159
4.6.3	Influence du nombre de cavités	160

4.7	Bilan	161
------------	--------------	------------

Nomenclature du chapitre

Les notations utilisées dans ce chapitre sont données ci-dessous :

A	Section de passage
C_p	Capacité thermique à pression constante
C_r	Jeu radial nominal
c	Célérité
D	Rigidité flexionnelle
D_h	Diamètre hydraulique
e	Épaisseur du stator
E_d	Énergie de déformation
E_c	Énergie cinétique
f_{ac}	Fréquence acoustique non couplée
H	Déplacement radial, aussi jeu radial
h	enthalpie massique
L	Largeur de cavité
$\dot{m}$	Débit-masse linéique
N	Nombre de dents
n	Diamètre nodal, aussi harmonique spatial
P	Pression
R_s	Rayon de l'arbre
R	Constante spécifique des gaz
T	Température
U	Vitesse circonférentielle du fluide
W_{ext}	Travail des forces extérieures
u	Énergie interne massique
ω	Vitesse de rotation de l'arbre
ρ	Densité du fluide
τ	Contrainte de cisaillement à la paroi
ν	Coefficient de Poisson
γ	Indice adiabatique
$\mu_0 = \left(\frac{N}{(1-j)N+j} \right)^{1/2}$	"Kinetic energy carry-over coefficient"
$j = 1 - \left(1 + 16.6 \frac{C_r}{L} \right)^{-2}$	
$\mu_i = \frac{\pi}{\pi + 2 - 5s_i + 2s_i^2} \cdot$	Coefficient de décharge pour la i -ème cavité
$s_i = -1 + \left(\frac{P_{i-1}}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$	
Indices et exposants	
i	De la i -ème cavité
0	Terme moyen (ordre 0)
'	Terme de fluctuation (ordre 1)
r	Associé au rotor
s	Associé au stator

4.1 Motivations et stratégie

Un nouveau modèle semi-analytique de stabilité de joint labyrinthe est proposé dans ces travaux pour améliorer la compréhension du phénomène et confronter les prédictions aux résultats obtenus sur le banc d'essais (cf. chapitre 3). L'analyse de la stabilité selon les paramètres testés sur le banc constitue une étape clé de la validation du modèle.

Le développement de ce modèle est motivé par plusieurs raisons. Pour mémoire, les critères historiques d'Alford [4] et Abbott [14] présentés au 1.3 ne permettent qu'une compréhension partielle de la physique mise en cause, et présentent des prédictions contradictoires sur certains cas. Les hypothèses des modèles semi-analytiques de type Childs [18] (stator et rotor indéformables) sont mises à défaut par les designs industriels actuels. Enfin, les modèles utilisés pour le dimensionnement du banc (cf. chapitre 2) ne prennent pas en compte le couplage entre les cavités fluides.

L'objectif du modèle est de fournir un outil robuste, recalé sur les essais et permettant de discriminer les critères de dimensionnement existants. A long terme, ce modèle pourra être utilisé pour analyser la stabilité de géométries complexes, se rapprochant d'une configuration industrielle. Il constitue une ouverture en vue d'essais futurs sur des designs plus évolués de joints. A noter que cette perspective ne fait pas partie du cadre de ces travaux.

Ainsi, le modèle développé inclut les paramètres de design suivants :

- un joint labyrinthe multi-cavités, avec couplage entre les cavités ;
- les dents peuvent être situées sur le stator ou sur le rotor ;
- l'encastrement du support joint labyrinthe côté hautes ou basses pressions ;
- la rotation du rotor est prise en compte ;
- une vitesse circonférentielle de fluide (preswirl) est introduite en entrée de joint labyrinthe ;
- la viscosité du fluide est modélisée par des contraintes de cisaillement aux parois ;

Le développement semi-analytique présenté dans ce chapitre implique un couplage fort fluide-structure : l'action du fluide sur la structure est prise en compte et réciproquement, dans le même schéma de résolution. Les éléments principaux du modèle sont :

- une modélisation du fluide basée sur les équations de Navier-Stokes [55] ; classiquement, les lois de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sont écrites pour chaque cavité. Une des originalités du modèle consiste dans la prise en compte des aspects thermiques, introduits par l'ajout de l'équation d'énergie. Ainsi, la cinématique et la thermodynamique de chaque cavité sont décrites par les variables de déplacement radial, pression, vitesse circonférentielle et température. L'hypothèse forte d'un écoulement isotherme ou adiabatique – classiquement utilisée dans la littérature et dans le modèle d'A. Dairien [1], [56] – peut ainsi être levée ;
- la linéarisation des équations fluide et la résolution du problème global se fait par la méthode des petites perturbations [57] ;
- la théorie de coque cylindrique [58], [59] est utilisée pour décrire la cinématique du stator ; une déformation selon le premier mode de flexion est choisie et l'hypothèse d'un déplacement purement radial est retenue. La réduction du problème s'effectue par la méthode de Rayleigh-Ritz ;
- la résolution aux valeurs propres du système matriciel global fournit les fréquences et amortissements couplés du problème fluide-structure.

Ce chapitre se décompose en quatre parties. La première décrit les hypothèses et la construction du modèle. Ensuite, les résultats obtenus sur des configurations simplifiées de joints labyrinthe sont

comparés aux prédictions fournies par la littérature et par les modèles utilisés pour le dimensionnement du banc Minotaur 2. Dans une troisième partie, la confrontation du modèle aux résultats expérimentaux est présentée. Cette étape permet le recalage et la validation du modèle. Enfin, une ouverture propose des analyses sur des designs faisant intervenir de nouveaux paramètres d'influence. Parmi eux, la position du support d'attache, le jeu radial, le nombre de cavités ou l'ajout de preswirl sont des éléments qui pourraient mener à une amélioration du banc Minotaur 2, en vue de nouveaux essais. Une partie des résultats de ce chapitre a fait l'objet d'une communication à l'ISMA 2020 [60].

4.2 Hypothèses et description du modèle

4.2.1 Modélisation du fluide

Définition du problème et hypothèses

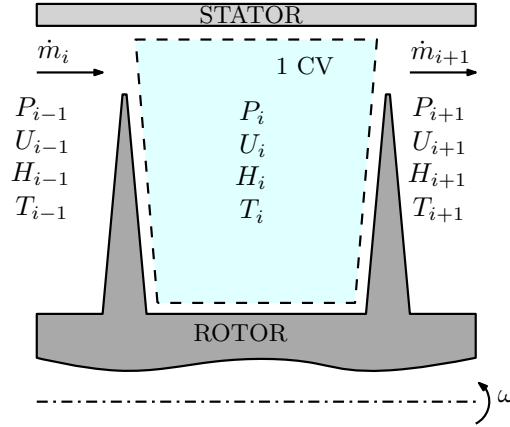
Le modèle développé est basé sur le modèle de Childs et Scharrer à un volume de contrôle [12]. Il prend en compte un joint labyrinthe multi-cavités et une rotation de l'arbre. Chaque cavité i est représentée par un volume de contrôle (figure 4.1). Ici, une approche eulérienne est utilisée pour décrire le mouvement du fluide. Ainsi, un élément infinitésimal de fluide est considéré à un endroit donné. Ce volume correspond à un tronçon de longueur $R_s d\theta$ du volume annulaire compris dans la cavité. Il se déplace avec le fluide et la vitesse en un point de la surface est égale à la vitesse locale du fluide.

Les hypothèses du comportement du fluide sont les suivantes :

- L'air est considéré comme un gaz parfait ; par conséquent, la loi des gaz parfaits est utilisée pour décrire l'état du fluide ;
- L'air est un gaz compressible, sa densité varie en temps et en espace ; en effet, la géométrie exiguë du joint labyrinthe implique un écoulement fortement turbulent, avec des phénomènes de recirculation d'air au sein des cavités (présence de gradients de pression) ;
- L'air est un fluide newtonien ;
- Un écoulement visqueux est considéré : les contraintes de cisaillement circonférentielles sont calculées au niveau des parois, en utilisant un modèle de Colebrook [61] ;
- Les variations de pression au sein d'une cavité sont négligeables devant les variations de pression entre les cavités ;
- Au sein d'une cavité, la vitesse axiale est négligeable devant la vitesse circonférentielle ; seule la vitesse circonférentielle est utilisée pour évaluer les contraintes de cisaillement aux parois. L'échappement d'air au travers du joint labyrinthe est représenté par l'équation de débit de fuite, aux passages d'une cavité à une autre ;
- Une condition de blocage sonique est supposée en sortie du joint labyrinthe. Cette hypothèse sera détaillée dans un paragraphe suivant ;
- Thermodynamiquement, les parois du stator et du rotor sont supposées adiabatiques.

Le comportement du fluide est décrit par les équations de Navier-Stokes dans chaque cavité, ce qui conduit à un système fortement non-linéaire. Les variables cinématiques et thermodynamiques décrivant l'état d'une cavité i (4.1) sont les suivantes : pression P_i , température T_i , vitesse circonférentielle U_i , densité ρ_i , déplacement radial H_i et débit-masse $\dot{m}_i$. Le jeu radial nominal est noté C_r et correspond à l'interstice entre le sommet de la dent et la position du stator au repos.

La nomenclature détaillant l'ensemble des notations est donnée en annexe 4.

FIGURE 4.1 – Volume de contrôle et variables cinétiques et thermodynamiques de la i -ème cavité

Équations de Navier-Stokes

Le modèle qui régit le comportement du fluide dans la cavité est inspiré des travaux de Childs [12], et basé sur les équations de Navier-Stokes [55]. Contrairement aux hypothèses de Childs, l'écoulement n'est pas supposé isotherme.

Pour une cavité i , les équations locales de conservation de la masse, quantité de mouvement et énergie sont écrites et intégrées sur le volume de contrôle. Pour déterminer les conditions aux limites du problème (i.e. les flux entrants et sortants du volume de contrôle), les surfaces aux frontières du volume de contrôle sont également définies en figure 4.2.

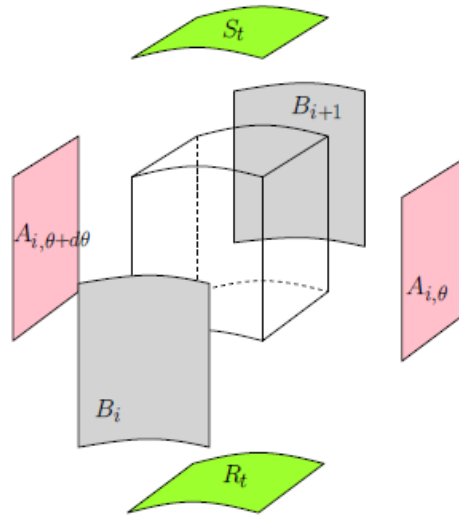


FIGURE 4.2 – Représentation des surfaces aux frontières du volume de contrôle

Équation de conservation de la masse La masse contenue dans le volume de contrôle $V_m(t)$ peut s'exprimer ainsi :

$$m = \iiint_{V_m(t)} \rho dV, \quad (4.1)$$

où ρ , la masse volumique, dépend du numéro de la cavité et de la position orthoradiale dans la cavité.

En l'absence de source et puits, la variation temporelle de cette quantité est nulle, on a :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\iiint_{V_m(t)} \rho dV \right) = 0. \quad (4.2)$$

Le théorème de transport mène à :

$$\frac{d}{dt} \left(\iiint_{V_m(t)} \rho dV \right) = \iiint_{V_m(t)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \iint_{A_m(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = 0. \quad (4.3)$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement dans la direction orthoradiale La quantité de mouvement circonférentielle p contenue dans le volume matériel s'exprime ainsi :

$$p = \iiint_{V_m(t)} \rho U dV. \quad (4.4)$$

En appliquant le principe fondamental de la dynamique, on a :

$$\frac{d}{dt} \iiint_{V_m(t)} \rho U dV = F, \quad (4.5)$$

avec F , la somme des forces extérieures s'exerçant sur le volume fluide.

L'air est considéré comme un fluide léger, c'est pourquoi les forces de volume seront négligées par rapport aux forces de surface. Les forces de surfaces s'appliquant sur la surface $A_m(t)$ s'expriment ainsi :

$$F = \iint_{A_m(t)} \mathbf{t}(\mathbf{n}) dS. \quad (4.6)$$

En appliquant le théorème de transport, il vient :

$$\iiint_{V_m(t)} \frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} dV + \iint_{A_m(t)} \rho \vec{U} \cdot (\vec{U} \cdot \vec{n}) dS = \iint_{A_m(t)} \mathbf{t}(\mathbf{n}) dS \quad (4.7)$$

Les forces de surface proviennent de 2 contributions : les forces de pression du fluide, et les forces liées aux contraintes visqueuses au niveau des parois.

Équation d'énergie L'équation locale de l'énergie, dans le cadre d'un fluide dissipatif, s'écrit :

$$\rho_0 C_p \frac{\partial T'}{\partial t} + \frac{\partial P'}{\partial t} + \frac{\lambda}{R_s^2} \frac{\partial^2 T'}{\partial t^2} = 0, \quad (4.8)$$

où T' et P' sont respectivement les fluctuations de température et de pression.

Cette équation est ensuite intégrée sur le volume de contrôle considéré (volume de la cavité i) :

$$\iiint [\rho_0 C_p \frac{\partial T'}{\partial t} + \frac{\partial P'}{\partial t} + \frac{\lambda}{R_s^2} \frac{\partial^2 T'}{\partial t^2}] dV = 0. \quad (4.9)$$

Le flux thermique massique est défini par :

$$\vec{\phi} = -\lambda \vec{grad}(T). \quad (4.10)$$

L'équation 4.9 s'écrit alors :

$$\iiint [\rho_0 C_p \frac{\partial T'}{\partial t} + \frac{\partial P'}{\partial t} - \text{div} \vec{\phi}] dV = 0. \quad (4.11)$$

Puis, en appliquant le théorème de transport, il vient finalement :

$$\iiint [\rho_0 C_p \frac{\partial T'}{\partial t} + \frac{\partial P'}{\partial t}] dV - \iint \vec{\phi} \cdot \vec{n} dS = 0. \quad (4.12)$$

Système fluide : équations intégrées Dans les équations (4.3), (4.7), (4.12), les intégrales de surface sont décomposées selon toutes les surfaces frontières du volume de contrôle. Tous développements faits, les formulations intégrées du système sont présentées ci-dessous :

— Équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_i A_i) + \frac{1}{R_s} \left[\frac{\partial}{\partial \theta} (U_i A_i \rho_i) \right] + \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i = 0 \quad (4.13)$$

— Équation de la quantité de mouvement dans la direction circonférentielle :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_i U_i A_i) + \frac{1}{R_s} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho_i A_i U_i^2) + U_i \dot{m}_{i+1} - U_{i-1} \dot{m}_i = - \frac{A_i}{R_s} \frac{\partial P_i}{\partial \theta} + \tau_{r,i} a_{r,i} L - \tau_{s,i} a_{s,i} L \quad (4.14)$$

— Équation d'énergie :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left((C_p T_i + \frac{U_i^2}{2}) \rho_i A_i \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left((C_p T_i + \frac{U_i^2}{2}) \frac{\rho_i A_i U_i}{R_s} \right) + \dot{m}_i (C_p T_i + \frac{U_i^2}{2}) - \dot{m}_{i-1} (C_p T_{i-1} + \frac{U_{i-1}^2}{2}) \\ = \tau_{r,i} a_{r,i} L_i R_s \omega + \frac{\partial}{\partial t} (P_i A_i) \end{aligned} \quad (4.15)$$

Les contraintes de cisaillement aux parois $\tau_{r,i}$ et $\tau_{s,i}$ (respectivement pour le rotor et le stator) sont exprimées en utilisant un modèle de Colebrook [61]. Cette formulation a été préférée à celle de Blasius [33] car elle présente des résultats plus représentatifs, en particulier dans le cas d'écoulements à nombre de Reynolds élevé [1].

L'équation d'énergie est basée sur la formulation enthalpique de White [55], supposant :

$$u_i = h_i - \frac{P_i}{\rho_i}, \text{ et } h_i = C_p T_i + h_0, \text{ où } h_0 \text{ est une constante arbitraire.}$$

Dans ces travaux, une écriture en température a été choisie car c'est une grandeur physique directement comparable aux mesures.

Évaluation du débit-masse et blocage sonique

Une formulation du débit-masse est utilisée pour représenter le comportement de fuite dans la direction axiale. Cette dernière introduit un couplage des pressions entre deux cavités successives i et $i-1$. Ici, la modélisation choisie est basée sur une formulation empirique de Neumann modifiée [12]. Le débit-masse linéique est donné par la relation :

$$\dot{m}_i = \mu_0 \mu_i H_i \sqrt{\frac{P_{i-1}^2 - P_i^2}{R_s T_i}}, \quad (4.16)$$

Cette formulation nécessite une première évaluation du débit massique dans le joint labyrinthe. Elle permet ensuite de lier les pressions entre deux cavités successives i et $i-1$.

De façon générale, le débit s'écoulant au travers d'un orifice dépend de la vitesse, la masse volumique du fluide, et la section de passage. Pour des gorges très réduites comme c'est le cas au droit des dents du joint labyrinthe, la vitesse du fluide devient sonique ($Mach = 1$). Ce paramètre est alors limitant, et ne peut plus augmenter avec la pression d'entrée. C'est la notion de blocage sonique, aussi appelé "choked velocity" ou fluide bloqué. L'écoulement d'air dans un joint labyrinthe de N dents est supposé subsonique au niveau des dents 1 à $N - 1$, il est supposé sonique au niveau de la dernière dent. Sous cette hypothèse, le ratio entre la pression de sortie et la pression dans la dernière cavité est inférieur ou égal à 0.528 (cf. annexe I).

La résolution nécessite une linéarisation du système. Une première solution du problème fluide est ensuite obtenue par un calcul en cascade de la distribution de pressions dans le joint labyrinthe (cette solution correspond au cas isotherme).

Problème linéarisé

Pour prédire la dynamique du système défini par les équations (4.13), (4.14), (4.15), (4.16), nous utilisons une approche de perturbations [57]. Cette approche suppose que le système subisse de petites fluctuations autour de sa position d'équilibre. Ainsi, dans une cavité i , toutes les variables cinématiques et thermodynamiques peuvent se décomposer comme la somme d'un terme moyen (ordre 0, état stationnaire) et d'un terme de fluctuation (ordre 1, état perturbé). Ici, ε désigne le paramètre de perturbation.

$$\begin{aligned} P_i &= P_{0i} + \varepsilon P'_i, \\ T_i &= T_{0i} + \varepsilon T'_i, \\ U_i &= U_{0i} + \varepsilon U'_i, \\ \rho_i &= \rho_{0i} + \varepsilon \rho'_i, \\ H_i &= C_r + \varepsilon H'_i, \\ \dot{m}_i &= \dot{m}_{0i} + \varepsilon \dot{m}'_i. \end{aligned} \tag{4.17}$$

Après ré-écriture du système en injectant l'équation (4.17) dans les équations de conservation (4.13), (4.14), (4.15), (4.16), on obtient un problème linéarisé. La résolution s'effectue aux moyens d'algorithmes linéaires, en deux étapes : la recherche de la solution du problème stationnaire (ordre 0) fournit les distributions moyennes des grandeurs thermodynamiques du problème.

Le problème global fluide-structure n'est résolu qu'à l'ordre 1 car la structure est linéaire et que nous nous intéressons uniquement aux aspects dynamiques. Les valeurs propres du système ainsi définis permettront d'analyser sa stabilité.

Résolution de l'état stationnaire (ordre 0) La résolution de l'état stationnaire consiste à obtenir les distributions moyennes en température, pression et vitesse circonférentielle dans chaque cavité du joint labyrinthe. A l'état stationnaire, les grandeurs thermodynamiques du fluide sont indépendantes du temps et de l'espace. Les équations de Navier-Stokes se réduisent alors à :

— Équation de continuité :

$$\dot{m}_{0i+1} = \dot{m}_{0i} = \dot{m}_0 \quad \forall i \tag{4.18}$$

— Équation de la quantité de mouvement :

$$\dot{m}_0(U_{0i} - U_{0i-1}) = \tau_{r0,i} a_{r0} L - \tau_{s0,i} a_{s0} L \tag{4.19}$$

avec

$$\tau_{r0,i} = \frac{1}{2} \frac{P_{0i}}{RT_{0i}} (R_s \omega - U_{0i})^2 n_r \left(\frac{|R_s \omega - U_{0i}| D_h}{v} \right)^{m_r} \text{sgn}(R_s \omega - U_{0i}) \quad (4.20)$$

et

$$\tau_{s0,i} = \frac{1}{2} \frac{P_{0i}}{RT_{0i}} U_{0i}^2 n_r \left(\frac{U_{0i} D_h}{v} \right)^{m_r} \text{sgn}(U_{0i}) \quad (4.21)$$

— Équation d'énergie :

$$\dot{m}_0 \left(C_p T_{0i} + \frac{U_i^2}{2} \right) - \dot{m}_0 \left(C_p T_{0i-1} + \frac{U_{i-1}^2}{2} \right) = \tau_{r0,i} R_s \omega L \quad (4.22)$$

Pour résoudre ce système, les paramètres thermodynamiques d'entrée sont renseignés. Une première évaluation du débit-masse est faite en supposant – a priori – un blocage sonique¹ (cf. annexe I) sur la dernière dent du joint labyrinthe. Les données d'entrée sont la température, la pression, la vitesse circonférentielle en entrée, et la pression en sortie du joint labyrinthe. L'hypothèse de fluide bloqué en sortie de joint labyrinthe permet de définir un ratio de 0.528 entre la pression de sortie P_s et la pression dans la dernière cavité P_{0N-1} . Ensuite, la formulation de Fliegner fournit une première approximation du débit-masse au sein du joint labyrinthe :

$$\dot{m}_0 = \frac{0.510 \mu_0}{\sqrt{RT_0}} P_{0N-1} C_r. \quad (4.23)$$

Cette équation et celle de Neumann (4.16) permettent d'obtenir un système fermé d'équations entièrement couplées. En effet, l'ajout de l'équation d'énergie dans le système induit un couplage des équations, y compris à l'état stationnaire. D'abord, la température intervient dans l'équation de Neumann 4.16, qui permet de relier les pressions des cavités successives entre elles. Elle apparaît également dans le calcul des contraintes de cisaillement, et est donc couplée au calcul des vitesses circonférentielles dans les cavités. Pour résumer, il y a donc un couplage de l'ensemble des grandeurs thermodynamiques au sein d'une cavité, ainsi qu'un couplage des grandeurs entre deux cavités successives (l'état d'une cavité i dépend des cavités $i-1$ et $i+1$).

Une résolution monolithique du système impliquant un algorithme de Newton-Raphson est effectuée.

Pour éviter des problèmes de convergence, un point initial pertinent est nécessaire à la résolution. La solution des équations de Navier-Stokes sans l'équation d'énergie (hypothèse d'un écoulement isotherme) est choisie comme point initial. Pour cette solution, les pressions dans le joint labyrinthe sont calculées de proche en proche, comme décrit en annexe J. De façon analogue, connaissant la vitesse circonférentielle d'entrée de joint labyrinthe U_{01} , les vitesses dans le joint sont obtenues à partir de 4.19, en "descendant" cavité par cavité (l'inconnue étant U_{0i} et la donnée d'entrée U_{0i-1}). Après chaque résolution itérative, l'hypothèse de fluide bloqué est vérifiée, et une correction est appliquée sur le débit-masse jusqu'à obtenir une convergence satisfaisante de la distribution des pressions. Dans le cas où l'hypothèse de fluide bloqué est validée, le critère de convergence est la pression calculée en entrée de joint labyrinthe (comparée à la valeur imposée); dans le cas d'un fluide non bloqué, c'est la pression calculée en sortie de joint labyrinthe qui permet de valider la convergence du modèle. Cette étape fournit les valeurs moyennes de pressions, vitesses circonférentielles et température dans chaque cavité. Ces grandeurs constituent ensuite les données d'entrée pour la résolution du problème global à l'ordre 1.

1. Cette hypothèse est vérifiée entre chaque itération pour arriver à la convergence.

Résolution de l'état perturbé (ordre 1) Comme décrit précédemment, les équations (4.13), (4.14), (4.15), (4.16) sont développées en utilisant la méthode des petites perturbations (eq. (4.17)). L'ensemble des équations linéarisées à l'ordre ε sont présentées en annexe K. La solution est écrite comme une somme de séries de Fourier (dépendant de l'angle θ); chaque fluctuation y'_i se décompose comme suit :

$$y'_i = \sum_{n=1}^J [y_{n,i}^c \cos(n\theta) + y_{n,i}^s \sin(n\theta)], \quad (4.24)$$

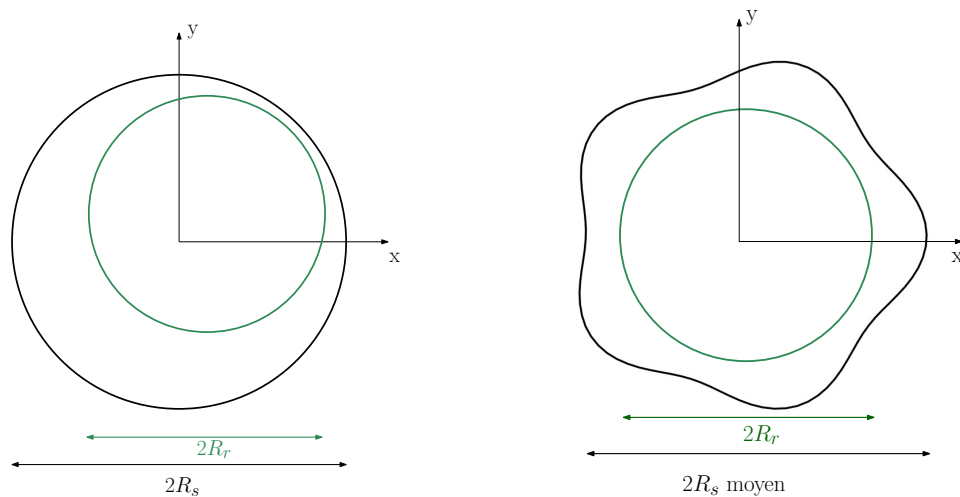
où n est l'harmonique spatial et J l'ordre de troncature.

Les variables de pression, vitesse circonférentielle, déplacement radial et température sont exprimées selon la formulation (4.24) et substituées dans le système linéarisé (voir annexe K), menant à un système d'équations trigonométriques. La résolution de ce système est effectuée en utilisant une approche de Galerkin [62]. Cette projection permet d'obtenir un problème algébrique linéaire, avec une séparation de la contribution des harmoniques.

4.2.2 Vibrations de flexion d'une coque cylindrique

Équations dynamiques

Le modèle structural suppose un arbre rigide et un stator déformable. Ce point constitue la principale différence avec la modélisation de Childs [12] et permet de se placer dans des conditions plus représentatives des géométries actuelles de joints labyrinthe industriels. Le modèle suppose l'absence d'excentricité entre les axes du rotor et du stator. La variation de distance entre le stator et le rotor n'est donc due qu'à la déformabilité du stator (cf. figure 4.3). On notera que les dents peuvent être indifféremment situées sur le stator ou le rotor. Une théorie de coque cylindrique flexionnelle [58] est utilisée pour décrire le comportement cinématique du stator. La structure subit des vibrations en flexion le long de son axe, comme présenté dans la figure 4.4. L'hypothèse d'une déformation selon le premier mode de flexion est retenue. Le déplacement du stator est supposé purement radial. La cinématique proposée introduit un facteur quadratique sur le déplacement radial. Ce facteur permet de prendre en compte la position axiale et la condition d'encastrement.



(a) Modèle de Childs : axe rotor mobile, rotor non déformable, stator non déformable (b) Modèle de l'anneau flexible : axe rotor fixe, rotor non déformable, stator flexible

FIGURE 4.3 – Cinématique de la structure : hypothèse d'excentricité ou de déformabilité, d'après

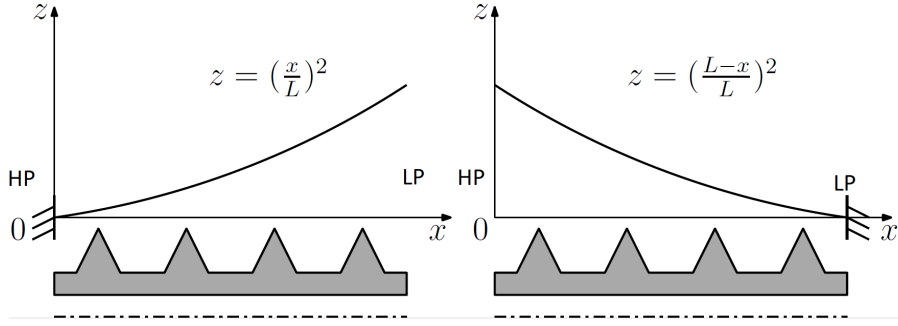


FIGURE 4.4 – Premier mode de flexion pour un stator encastré du côté HP (g.) et côté BP (d.)

Le déplacement radial est développé sous la forme d'une série de Fourier. Les harmoniques étant découplés, ils seront considérés un par un dans l'analyse de stabilité. Avec cette formulation, chaque harmonique n peut être directement identifié à un diamètre nodal de la structure. Pour K harmoniques, le déplacement radial prend la forme suivante (avec z , la fonction définie dans la figure 4.4) :

$$w(x, \theta, t) = \sum_{n=1}^K z(x) [a_n(t) \cos(n\theta) + b_n(t) \sin(n\theta)].$$

Ici, a_n et b_n sont les coordonnées généralisées décrivant le déplacement du stator.

Les équations de la dynamique du stator sont obtenues avec un bilan énergétique, en écrivant le Lagrangien L du problème :

$$L = E_c - E_d + W_{ext}.$$

avec, E_c l'énergie cinétique, E_d l'énergie de déformation et W_{ext} le travail des forces extérieures.

L'énergie de déformation est calculée suivant le modèle de Frey [58] :

$$E_d = \frac{1}{2} \iint D \left[\left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right)^2 + 2 \frac{\nu}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \frac{2(1-\nu)}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right)^2 \right] R d\theta dx. \quad (4.25)$$

L'énergie cinétique est donnée par la relation suivante :

$$E_c = \frac{1}{2} \iiint \rho \dot{w}^2(x, \theta, t) r dr d\theta dx. \quad (4.26)$$

Enfin, le travail des forces extérieures correspond ici aux efforts de pression exercés par le fluide sur la structure, et s'exprime comme suit :

$$W_{ext} = - \int_0^{2\pi} \int_0^{L_{tot}} P(x, \theta, t) \vec{u} \cdot \vec{n} R_s d\theta dx, \quad (4.27)$$

avec $\vec{u} = w(x, \theta, t) \vec{e}_r$ le déplacement radial, et $\vec{n}$ le vecteur unitaire normal à la surface. La pression étant variable d'une cavité à l'autre, le calcul du travail du fluide se décompose le long de l'axe de la structure, cavité par cavité. Il peut alors s'écrire sous la forme d'une somme de contributions :

$$W_{ext} = - \sum_{i=1}^N \int_0^{2\pi} \int_{L(x_{i-1})}^{L(x_i)} P_i(\theta, t) \vec{u}(x_i) \cdot \vec{n} R_s d\theta dx. \quad (4.28)$$

Les coefficients résultant du calcul des équations de Lagrange sont donnés en annexe L. S_1 , S_2 , $S_{3,i}$ et $S_{4,i}$ désignent respectivement les coefficients liés à l'énergie cinétique, l'énergie de déformation, le travail induit par les fluctuations de pression et le travail induit par la pression moyenne. Pour une cavité i , l'écriture du système matriciel associé à l'équation de la dynamique permet de visualiser les termes de couplage fluide-structure (termes croisés) :

$$\begin{pmatrix} S_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & S_1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{a}_n \\ \ddot{b}_n \\ \ddot{p}_{n,i}^c \\ \ddot{p}_{n,i}^s \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} S_2 + S_{4,i} & 0 & S_{3,i} & 0 \\ 0 & S_2 + S_{4,i} & 0 & S_{3,i} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_n \\ b_n \\ p_{n,i}^c \\ p_{n,i}^s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4.29)$$

Prise en compte de l'amortissement mécanique : dissipation de Rayleigh

L'amortissement mécanique (amortissement du système dans le vide) est un paramètre critique largement identifié dans les phénomènes de couplage fluide-structure. Ce dernier entre en compétition directe avec l'amortissement aérodynamique ; ainsi, du point de vue de l'aérodynamicien, lorsque ces deux grandeurs sont positives, il n'y a pas de risque de flottement. Par contre, lorsque l'amortissement aérodynamique devient négatif, la stabilité du système dépend du rapport entre les deux grandeurs. Si l'amortissement mécanique est supérieur à l'amortissement aérodynamique (en valeur absolue), l'amortissement aéroélastique (amortissement global du système) est positif et le système est stable.

La fonction de dissipation de Rayleigh est utilisée pour introduire de l'amortissement visqueux au système. En l'absence de force extérieure, l'équation générale du mouvement s'écrit :

$$[M_{struct}]\ddot{X} + [C_{struct}]\dot{X} + [K_{struct}]X = 0, \quad (4.30)$$

avec $[C_{struct}] = \alpha[M_{struct}] + \beta[K_{struct}]$, dans le cas d'une dissipation de Rayleigh (hypothèse de Basile). Cette formulation garantit une matrice d'amortissement diagonale après projection sur les modes propres. Le choix d'un amortissement proportionnel à $[K_{struct}]$ est pris, par souci de simplicité ($\alpha = 0$). Ainsi, le système s'écrit :

$$[M_{struct}]\ddot{X} + \beta[K_{struct}]\dot{X} + [K_{struct}]X = 0, \quad (4.31)$$

Dans la base modale, les matrices de masse, raideur et amortissement qui composent le système sont diagonales. Cette écriture permet de découpler les équations. Finalement, pour une coordonnée généralisée x_n , on a :

$$\ddot{x}_n(t) + \beta\omega_n^2\dot{x}_n(t) + \omega_n^2x_n(t) = 0 \quad (4.32)$$

Par identification, on a donc :

$$\beta\omega_n^2 = 2\zeta_{struct}\omega_n \Rightarrow \beta = \frac{2\zeta_{struct}}{\omega_n} \quad (4.33)$$

Le taux d'amortissement réduit ζ_{struct} est spécifique à chaque fréquence propre (associée à un mode n). Une valeur de 0.2 % est choisie pour le mode à 2 diamètres, ce qui correspond à la valeur issue de l'analyse modale expérimentale (cf. chapitre 2). De même, pour des analyses sur des diamètres plus élevés, une valeur cohérente avec les résultats expérimentaux est systématiquement choisie.

4.2.3 Couplage fluide-structure

Pour coupler les équations de fluide et de structure décrites précédemment, une relation liant les variables cinématiques est nécessaire. Pour chaque cavité i , le déplacement radial H_i' associé à la variation du jeu, peut être exprimé comme une fonction des coordonnées généralisées a_n et b_n décrivant le mouvement du stator :

$$H_i'(\theta, t) = w(x_i, \theta, t). \quad (4.34)$$

Ce réarrangement permet de décrire la cinématique du problème global fluide-structure avec les seules variables a_n et b_n .

Pour un joint formé de $(N-1)$ cavités, le système fluide fournit $6(N-1)$ équations. Deux équations additionnelles sont ajoutées avec la modélisation de la structure. Le système couplé global s'écrit comme suit :

$$[M]\ddot{\mathbf{X}} + [C]\dot{\mathbf{X}} + [K]\mathbf{X} = 0, \quad (4.35)$$

où $[M]$, $[C]$ et $[K]$ sont des matrices tri-diagonales $[6(N-1) + 2] \times [6(N-1) + 2]$. $\mathbf{X}$ contient les variables cinématiques et fluide, avec l'arrangement suivant :

$$[\mathbf{X}]^T = [a_n \ b_n \ X_1 \ \dots \ X_i \ \dots \ X_N], \quad (4.36)$$

avec

$$[X_i]^T = [p_{n,i}^c \ p_{n,i}^s \ u_{n,i}^c \ u_{n,i}^s \ T_{n,i}^c \ T_{n,i}^s],$$

où i le numéro de cavité et n l'harmonique.

Les valeurs propres complexes (λ_k) de (4.35) permettent d'analyser l'évolution des pulsations (associées au module) et leur stabilité (associée à la partie réelle) :

$$\lambda_k = -\zeta_k \omega_k + i \omega_k \sqrt{1 - \zeta_k^2} \quad (4.37)$$

Dans le but de corréler les résultats avec les analyses classiques de mécanique [62], les trajectoires des pôles seront étudiées en représentant les grandeurs taux d'amortissement aéroélastique

$\zeta_k = -\frac{Re(\lambda_k)}{|\lambda_k|} * 100$ (en pourcentage) et fréquence propre $f_k = \frac{|\lambda_k|}{2\pi}$. Par convention, une valeur négative de ζ_k est associée à un système instable. Ce choix, similaire aux usages courants, permet de réaliser des comparaisons directes avec d'autres modèles, notamment le modèle 1D utilisé en phase de conception (cf. chapitre 2).

4.3 Validation du modèle

4.3.1 Préliminaires : validation des modèles fluide et structure

Modèle fluide : validation de l'ordre 0

L'ordre 0 permet de calculer les grandeurs fluide moyennes dans chaque cavité ; ces distributions de pression, température et vitesse circonférentielle constituent ensuite des valeurs d'entrée pour la résolution du problème à l'état perturbé. Afin de valider l'état stationnaire, une comparaison est réalisée avec des modèles issus de la littérature, ainsi qu'avec le modèle issu des travaux d'A. Dairien (cf. figure 4.5).

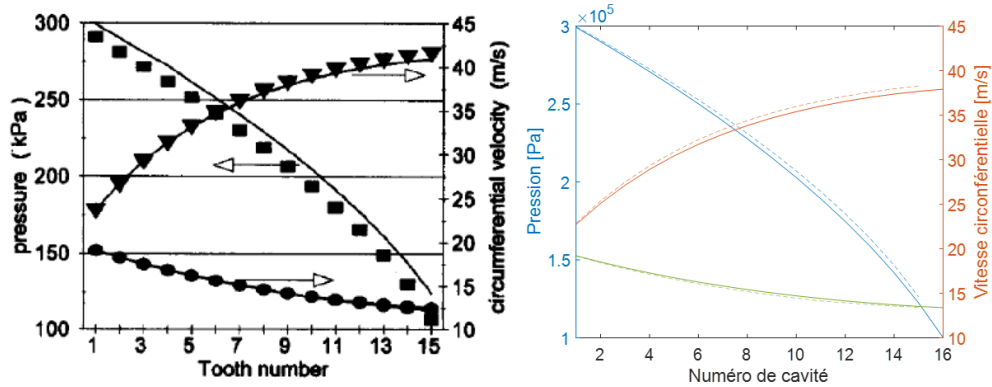


FIGURE 4.5 – Travaux de Dursun (-) et Rosen (à g.), travaux d'A. Dairien (- -) et résultats du modèle à l'ordre 0 (-) (à d.)

Les travaux de Dursun [63],[64] présentent des résultats obtenus pour 2 vitesses de rotation de rotor distinctes ($\omega = 0$ et 16000 rpm), pour un joint labyrinthe de 16 dents, supportées sur le stator, avec un rayon d'arbre de 77 mm , un jeu radial de $0,3 \text{ mm}$, une pression d'entrée de $3,08 \text{ bar}$, une pression de sortie de $1,01 \text{ bar}$ et un preswirl de 20 m/s . Ces travaux sont comparés à ceux de Rosen [65], aux mêmes conditions. On constate que les résultats de pressions et vitesses circonférentielles obtenus sont proches des résultats issus de la littérature, et sont également en bonne corrélation avec les travaux d'A. Dairien. Ces résultats permettent de valider le modèle de fluide à l'ordre 0. De plus, l'ajout de l'équation d'énergie permet de fournir la distribution de température le long du joint labyrinthe (figure 4.6). On constate que sans rotation de l'arbre, les variations de température sont très faibles. Cependant, l'introduction d'une vitesse de rotation de l'arbre entraîne une augmentation de la température le long du joint labyrinthe (de l'ordre de 4 degrés pour une rotation de 16000 rpm).

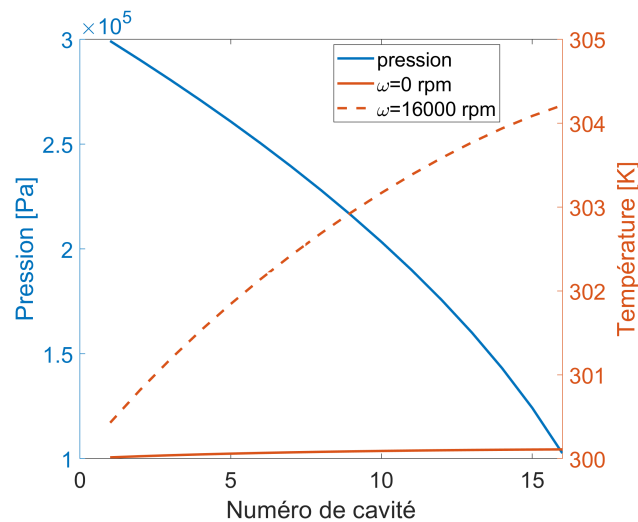


FIGURE 4.6 – Distributions de pressions et température pour des vitesses de rotation de rotor $\omega = 0$ et $\omega = 16000 \text{ rpm}$

Modèle de structure : validation des fréquences naturelles de stator

Pour la géométrie de stator du banc d'essai, les fréquences naturelles sont calculées à partir du modèle développé, et les résultats sont comparés aux analyses modales expérimentales présentées dans le chapitre 2. Les 6 premiers diamètres nodaux sont considérés, soit une plage de fréquences allant de 1000 à 4000 Hz. Les résultats du modèle numérique sont en accord avec les résultats expérimentaux pour une large plage de fréquences (voir tableau 4.1). En effet, pour les modes allant de 3 à 6 diamètres nodaux, l'erreur relative moyenne² est de 0.7 %. Cette corrélation permet de valider le modèle structural. De plus, des simulations EF viennent confirmer la bonne prédiction des fréquences mécaniques.

Le mode à 2 diamètres est le mode présentant la plus grande erreur relative (−55%). Le modèle sous-estime la raideur de ce diamètre nodal. La forte dépendance aux conditions limites de ce mode peut expliquer cette mauvaise prédiction. En effet, le mode à deux diamètres est peu localisé et par conséquent, particulièrement sensible à l'encastrement. Dans le modèle analytique, le "pied" du stator, point d'attache pour l'encastrement, n'est pas représenté. Cette bride, d'une épaisseur de 25 mm vient rigidifier l'anneau du stator. Néanmoins, une bonne corrélation est obtenue entre les résultats EF et l'analyse modale expérimentale, y compris pour ce mode. Les modes à plus hauts diamètres nodaux étant plus localisés, leur pic de résonance est beaucoup moins sensible aux conditions limites.

Le calcul analytique d'après le modèle de cylindre infini de Blevins [66] est également donné à titre de comparaison. Ce calcul ne prend pas en compte les conditions d'encastrement du stator, ce qui explique les écarts conséquents sur les modes à 2 et 3 diamètres. Pour des fréquences plus élevées, les ordres de grandeur obtenus sont cohérents avec les autres résultats.

Pour améliorer la représentativité du modèle par rapport à la réalité, le modèle inclut la possibilité de recalculer la fréquence de structure avec les résultats d'analyse modale, pour un mode donné. D'un point de vue pratique, ce recalage s'effectue en introduisant un facteur correctif sur la rigidité flexionnelle D de la structure. Cette calibration peut être intéressante pour l'étude du mode à deux diamètres en particulier.

ND	Simulation EF [Hz]	Expérimental [Hz]	Modèle [Hz] (erreur relative [%])	Blevins (cylindre infini) [Hz]
2	1734	1560	700 (-55)	339
3	1320	1272	1315 (-0.4)	959
4	1778	1764	1791 (+0.7)	1840
5	2686	2677	2711 (+0.9)	2976
6	3858	3852	3836 (-0.6)	4365

TABLE 4.1 – Validation du modèle de structure

4.3.2 Vérification de l'ordre 1 : comparaison avec le modèle Safran

Vue globale et démarche

Pour vérifier la pertinence du modèle développé, une étude de stabilité est réalisée sur une configuration simple de joint labyrinthe. L'analyse de stabilité consiste à évaluer la sensibilité du modèle

2. L'erreur est calculée par rapport aux résultats expérimentaux, pris pour référence. La moyenne ne prend pas en compte la valeur obtenue sur le mode à deux diamètres.

suivant différents paramètres d'influence. Les résultats sont comparés aux prédictions du modèle 1D présenté en 2.4.1, dénommé par la suite "modèle Safran" pour éviter toute ambiguïté. Un joint labyrinthe à une cavité est considéré, avec, par défaut, les propriétés suivantes :

- Pression d'entrée : 7 bar absolu ;
- Pression de sortie : 1 bar absolu ;
- Preswirl : 50 m/s ;
- Jeu radial : 150 μm ;
- Épaisseur du stator : 3 mm ;
- Rayon du stator : 80 mm ;
- Longueur du stator : 145 mm ;
- Hauteur des dents : 3.5 mm ;
- Largeur de cavité : 135 mm ;
- Encastrement : BP ;
- Température d'entrée : 293 K ;
- Propriétés matériau du stator : $E = 69 \text{ GPa}$, $\rho = 2700 \text{ kg.m}^{-3}$ (aluminium).
- Rotation du rotor : 0 rpm ;
- Mode de sollicitation : ND = 2 ;
- Amortissement mécanique : 0.2.

Cette configuration sera notée C1 par la suite et sera reprise pour des études de sensibilité.

La longueur et la position axiale de la cavité sont définies comme indiqué dans la figure 4.7, où les grandeurs L_1 et L_2 représentent respectivement les longueurs des "cavités" en amont et aval de la cavité du joint labyrinthe. Pour la configuration C1, $L_1 = L_2 = 5 \text{ mm}$.

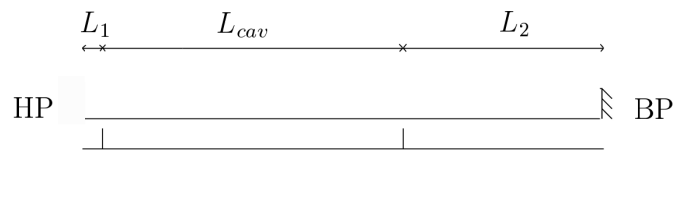


FIGURE 4.7 – Description paramétrique de la géométrie de la cavité

Les analyses réalisées présentent l'évolution des trajectoires des pôles et leur stabilité suivant différents paramètres de contrôle (jeu radial, preswirl, pression d'entrée, fréquence de structure, largeur de cavité). Cette stratégie permet de se rapprocher de la logique utilisée en phase de conception, et développée précédemment pour le dimensionnement du banc d'essai Minotaur 2 (cf. 2.4.1).

Ce choix constitue également une généralisation par rapport à la représentation des résultats proposée dans les travaux d'A. Dairien [1], où le preswirl est l'unique paramètre de contrôle. La sensibilité des autres paramètres est alors systématiquement évaluée entre deux configurations données, sur une plage de valeurs de preswirl. Le tracé des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction du preswirl est néanmoins une représentation intéressante pour le motoriste ; par analogie avec les diagrammes de Campbell, il est possible de rendre compte des risques d'instabilité en fonction des régimes moteurs (associés aux variations de vitesses du fluide). D'autres éléments de la littérature proposent des analyses similaires pour définir des marges de stabilité [12].

Les figures 4.8, 4.9, 4.10 et 4.11 rassemblent les évolutions des fréquences couplées et taux

d'amortissement en fonction des paramètres testés, pour les deux modèles. Pour un joint labyrinthe à une cavité, quatre modes sont observés³. Les dénominations "a" et "s" sont utilisées dans les légendes pour désigner respectivement les modes à dominante acoustique et structure.

Sur l'ensemble des graphiques, les modes non-couplés acoustiques et structuraux sont représentés en pointillés. La présence d'un preswirl (vitesse circonférentielle du fluide en entrée) implique l'apparition :

- d'un dédoublement du mode acoustique pur (scindé en une onde directe et une onde rétrograde) ;
- d'un dédoublement des fréquences couplées.

Les fréquences acoustiques non couplées sont données par la relation :

$$f_{ac} = \frac{nc}{2\pi R_s} \pm \frac{nU_0}{2\pi R_s}, \quad (4.38)$$

le premier terme étant la fréquence acoustique fixe, et le deuxième est associé à la rotation du fluide. Pour simplifier la lecture des graphiques donnant l'évolution des taux d'amortissement aéroélastiques, la valeur limite de stabilité $\zeta = 0$ est matérialisée en pointillés. Pour mémoire, les valeurs négatives sont associées à un système instable.

3. Les modes associés à l'équation d'énergie ne sont pas représentés ici, car la physique de ces modes est différente.

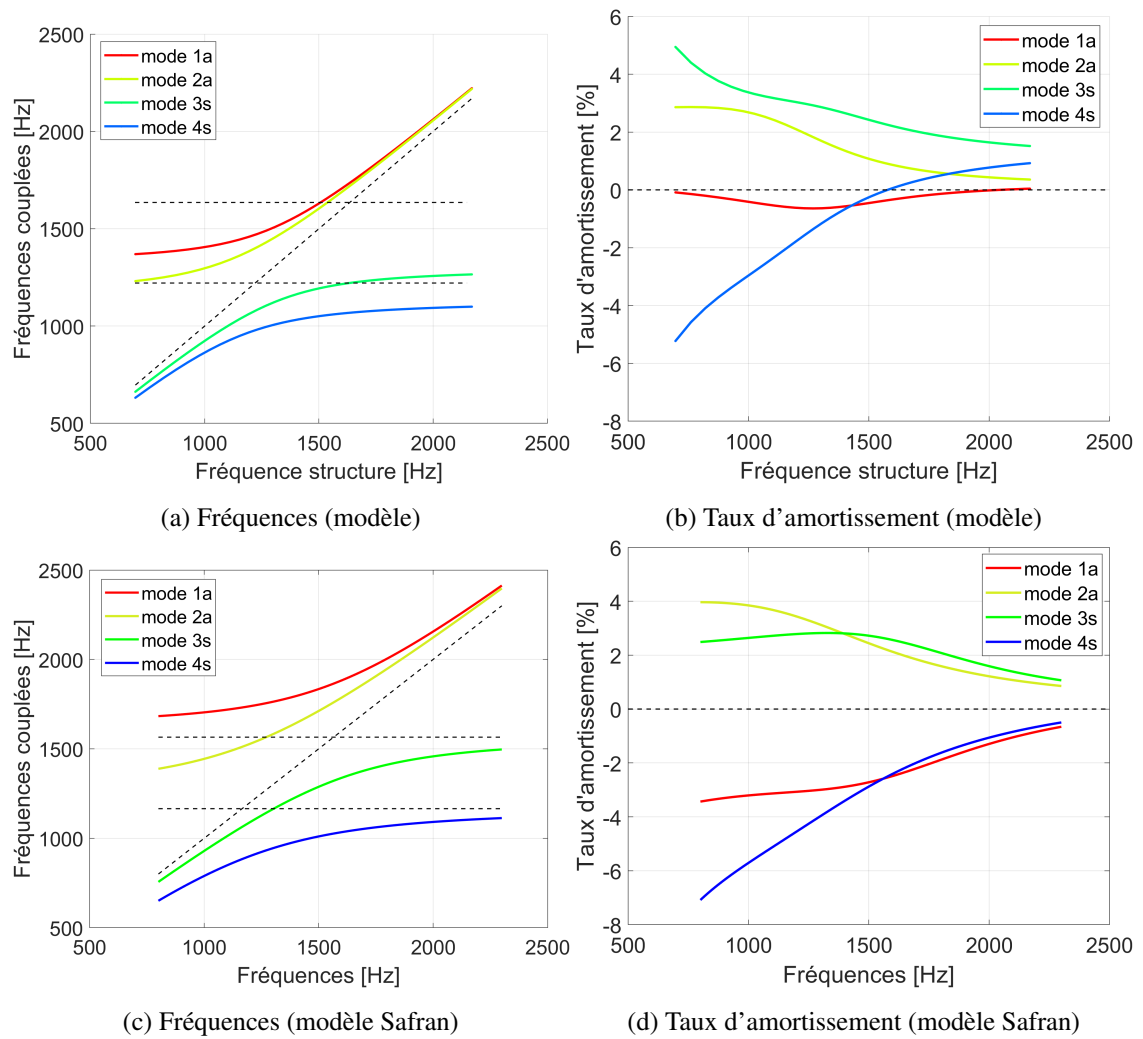


FIGURE 4.8 – Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction de la fréquence de structure - comparaison des modèles

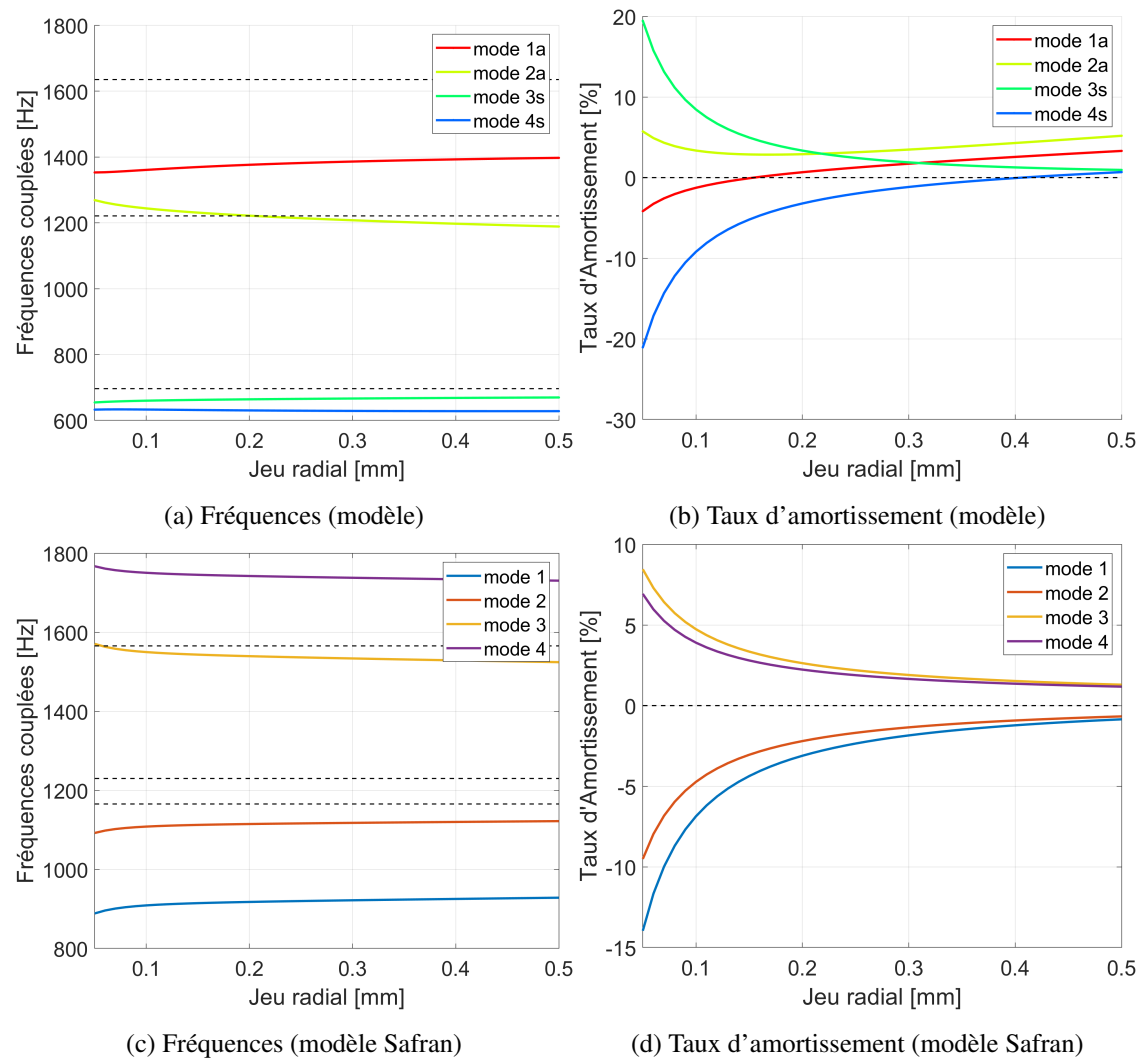


FIGURE 4.9 – Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction du jeu radial
- comparaison des modèles

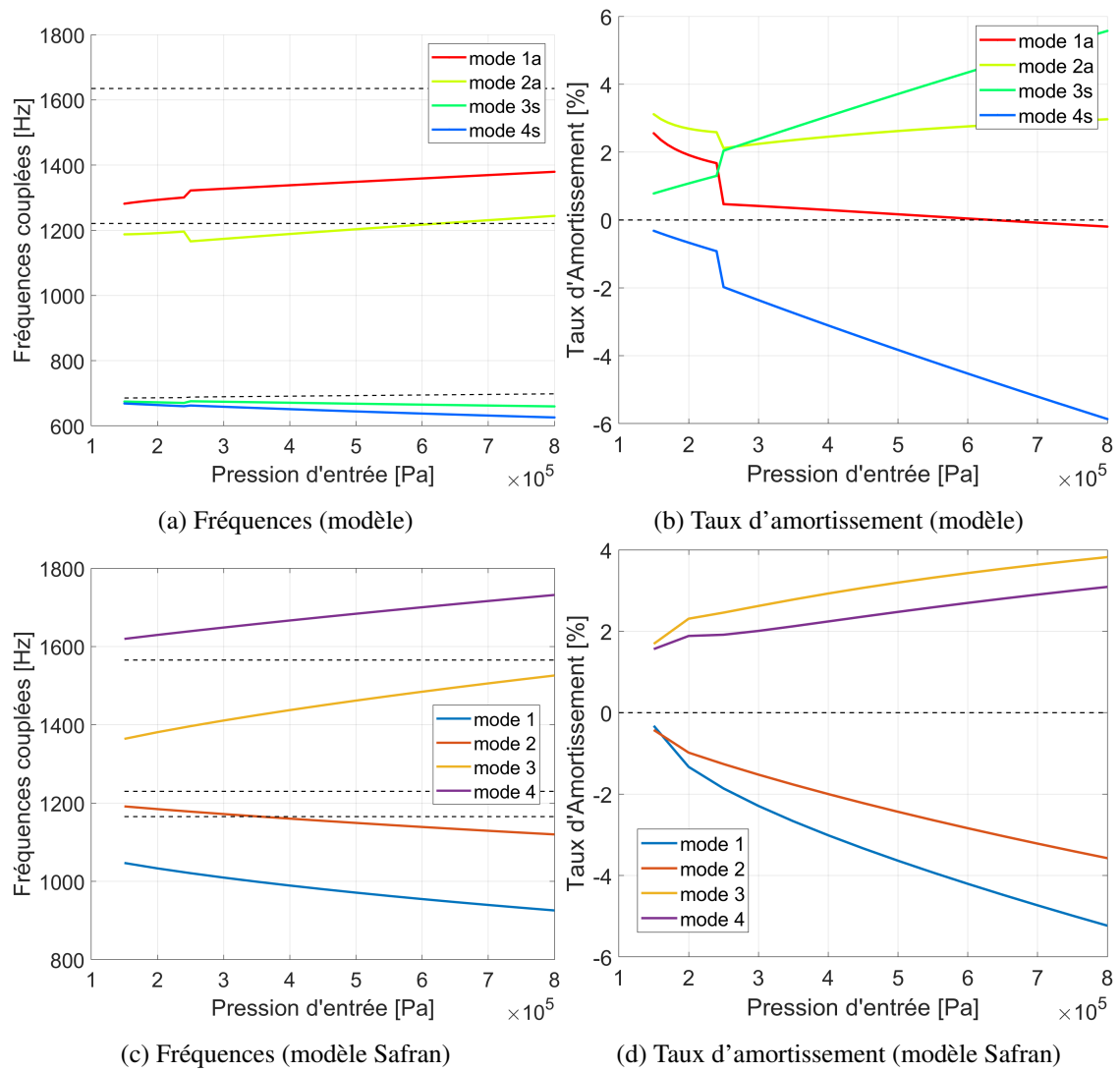


FIGURE 4.10 – Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction de la pression d'entrée - comparaison des modèles

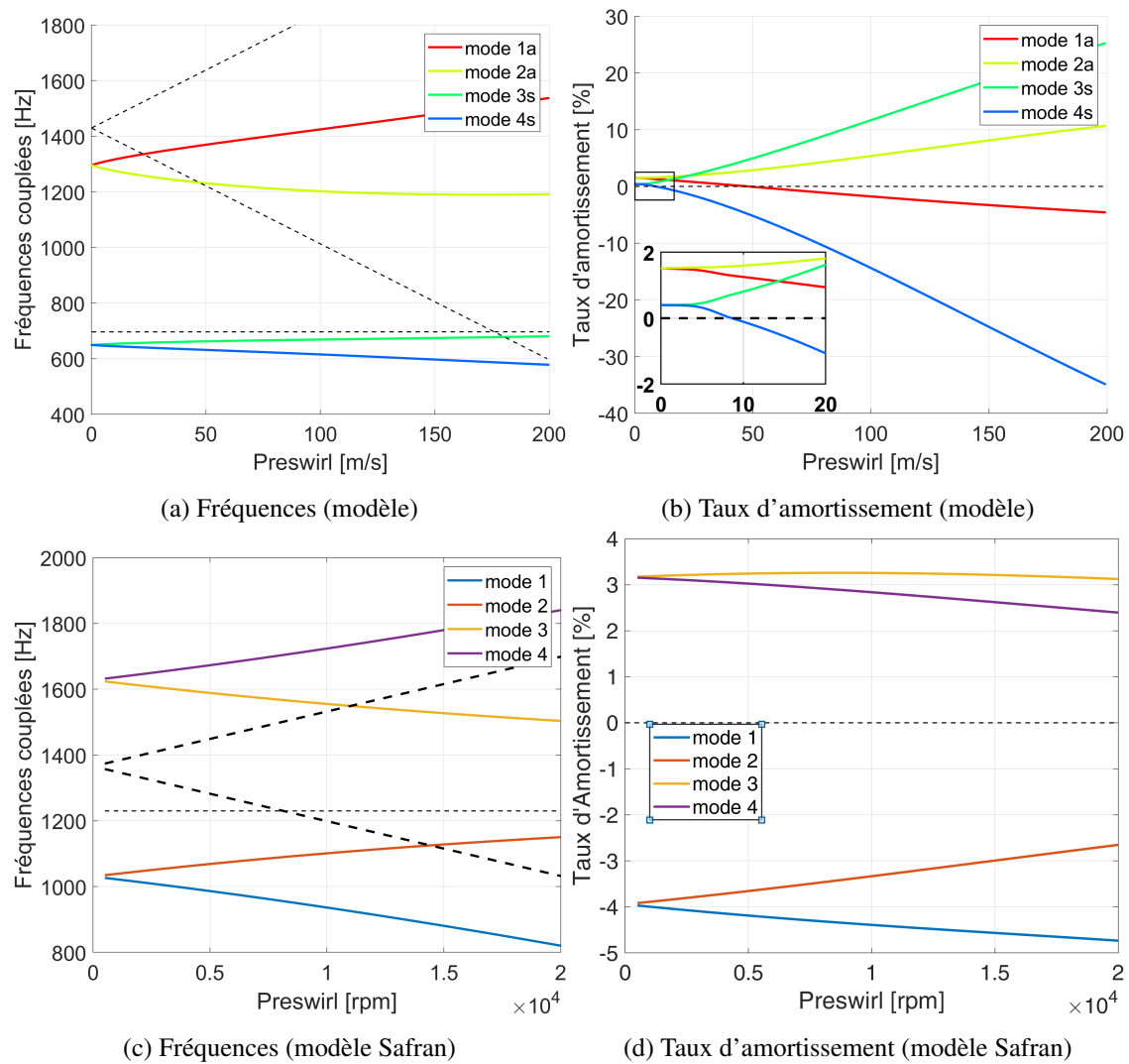


FIGURE 4.11 – Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction du preswirl
- comparaison des modèles

Tendances générales

De façon générale, les évolutions des fréquences couplées suivent les mêmes tendances entre les deux modèles. Les ordres de grandeur sont identiques. Les modes à dominante mécanique sont plus bas que la fréquence propre du stator ; cet assouplissement est associé à un effet de masse ajoutée dû au couplage avec le fluide. Ce phénomène est également présent à preswirl nul (figure 4.11), ce qui traduit une interaction fluide-structure forte.

La figure 4.8 met en évidence une zone de fort couplage pour une fréquence de structure comprise entre 1200 et 1500 Hz. Cette plage correspond à une coïncidence fréquentielle des modes acoustiques et structuraux non couplés. Dans cette zone, un échange des déformées modales est alors observé entre les ondes ; les modes à dominante acoustique et les modes à dominante mécanique s'inversent.

Sur l'ensemble des résultats, les évolutions des taux d'amortissement sont similaires pour les deux modèles, et les ordres de grandeur sont cohérents. Les analyses présentées sur les figures 4.8, 4.9, 4.10 et 4.11 permettent de vérifier la sensibilité du modèle aux paramètres d'influence déjà

largement identifiés dans la littérature et dans l'étude de dimensionnement menée au chapitre 2. Sur la configuration étudiée, le système possède systématiquement un mode instable (taux d'amortissement négatif). Il s'agit du mode à dominante mécanique rétrograde. La variation d'un paramètre (fluide, géométrique ou structural) sur une plage de valeurs fournit une visualisation claire de l'effet stabilisant ou déstabilisant de ce dernier sur le système. Si la variation (augmentation ou diminution) du paramètre tend à stabiliser, on observe un rapprochement des pôles autour de la valeur nulle ($\zeta \rightarrow 0$). A l'inverse, une déstabilisation se traduit par une divergence des taux d'amortissement aéroélastiques, avec des variations de plusieurs ordres de grandeur.

Les résultats obtenus avec les deux modèles montrent que le raidissement de la structure (figure 4.8) et l'augmentation du jeu radial (figure 4.9) ont un effet stabilisant. Au contraire, l'augmentation de la pression d'entrée (figure 4.10) et du preswirl (figure 4.11) tendent à déstabiliser le système.

Sur la figure 4.11, une différence est notable sur les valeurs de taux d'amortissement à preswirl nul. Le modèle développé indique une configuration stable alors que le modèle Safran prédit une instabilité. Une sensibilité plus importante à ce paramètre est présente sur le modèle

Autres éléments de comparaison

Il est également intéressant de vérifier la sensibilité du modèle à la largeur de cavité. Pour ce faire, la configuration C1 est étudiée, en faisant varier les longueurs L_1 et L_2 (cf. figure 4.7). Les deux grandeurs sont définies égales : $L_1=L_2$, la cavité est ainsi systématiquement au milieu du joint labyrinthe (position axiale par rapport à l'encastrement et à l'extrémité libre). La figure 4.12 présente les évolutions des fréquences couplées et taux d'amortissement aéroélastiques associées à la configuration C1, en fonction de la largeur de cavité.

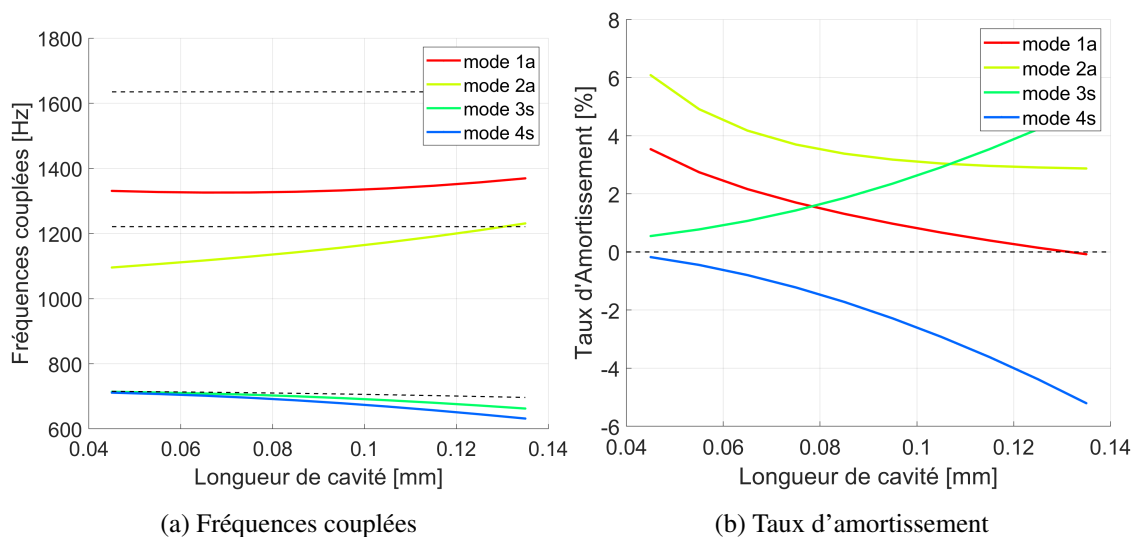


FIGURE 4.12 – Configuration C1 : Évolution des pôles en fonction de la largeur de cavité

L'élargissement de la cavité a tendance à augmenter le couplage fluide-structure : ce point est en particulier visible sur l'évolution des modes à dominante structurale (figure 4.12a) : les fréquences s'éloignent de la fréquence mécanique non couplée, et la dissociation en deux branches, directe et rétrograde, s'accroît.

L'évolution des taux d'amortissement aéroélastiques en figure 4.12b montre un mode instable divergent qui devient fortement négatif lorsque la cavité augmente. Ce point met en évidence un effet déstabilisant lié à l'augmentation de la largeur de cavité sur le système. Ce résultat est cohérent

avec :

- l'étude de sensibilité présentée dans les travaux d'A. Dairien, indiquant qu'une cavité élargie a un effet déstabilisant ;
- la deuxième phase d'optimisation du banc Minotaur 2, réalisée sur le modèle 2D et présentée au chapitre 2. Cette étape a conduit à maximiser la largeur de cavité pour minimiser les effets stabilisants des cavités en amont et en aval du joint labyrinthe.

Discussions

La cohérence avec les résultats du modèle Safran fournit un premier élément de vérification du modèle à l'ordre 1. Les différentes études réalisées permettent de vérifier la sensibilité du modèle aux paramètres fonctionnels, géométriques et structuraux de joint labyrinthe. En outre, les ordres de grandeur des taux d'amortissement sont les mêmes.

Néanmoins, des différences sont notables sur les fréquences couplées à dominante mécanique. Ce point se justifie car les données d'entrée pour modéliser la structure sont différentes entre les deux modèles. En effet, le modèle Safran se base sur des résultats issus d'un calcul EF préalable (fournissant les déplacements radiaux au droit des dents et la fréquence du mode étudiée), tandis que le modèle développé prend en compte les paramètres géométriques et matériaux pour calculer les matrices de masse et raideur associées à la structure en supposant une flexion 1D dans la direction axiale (calcul analytique).

Plusieurs apports du modèle peuvent être mis en avant : d'abord, l'utilisation du modèle est pertinente en phase de conception et dimensionnement. En effet, pour une géométrie du système non figée, le modèle permet de réaliser des études de sensibilité qui ne nécessitent pas un calcul EF pour décrire la dynamique de la structure ni un calcul CFD pour décrire les paramètres fluides.

De plus, la résolution monolithique du problème global implique un couplage fort fluide-structure, à l'état stationnaire et à l'état perturbé. Le couplage lie les cavités fluide et la structure. Le modèle offre ainsi la possibilité d'étudier de façon représentative des joints labyrinthe multi-cavités. Ce point constitue une valeur ajoutée par rapport au modèle 1D Safran.

Enfin, la prise en compte de la viscosité aux parois et de l'équation d'énergie introduit de la physique supplémentaire dans la modélisation des interactions fluide-structure au sein du joint labyrinthe. Ce dernier point vise à améliorer la représentativité de la modélisation par rapport à la phénoménologie d'instabilité aéroélastique.

Les éléments de comparaison présentés dans ce paragraphe mettent en exergue une cohérence du modèle par rapport à des tendances bien identifiées et au modèle Safran. Néanmoins, pour valider le modèle, la difficulté réside aujourd'hui dans le manque de données ouvertes disponibles sur le sujet, aussi bien numériques qu'expérimentales. Ce point justifie la nécessité de comparer les prédictions numériques à des données d'essais.

4.4 Analyses de stabilité : stratégie opératoire

Dans les deux sections suivantes, plusieurs analyses modales sont présentées pour mettre en évidence des paramètres critiques. Les données d'entrée (paramètres géométriques, fonctionnels, structuraux et de modélisation) des différentes configurations sont décrites dans le tableau 4.2. Il s'agit des valeurs par défaut, lorsque le paramètre en question n'est pas la variable utilisée pour l'analyse de stabilité. Les analyses présentées fournissent des résultats à comparer avec les connaissances empiriques de stabilité de joint labyrinthe et aux résultats expérimentaux présentés

au chapitre 3.

Configuration	C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6
Diamètre nodal	2	2	2	2	2	2	2
ζ_{struct} [%]	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.4	0.2
Jeu radial [μm]	150	150	150	150	150	150	150
Épaisseur du stator [mm]	3	3	3	3	3	3	3
Longueur du stator [mm]	145	145	145	145	145	145	145
Nombre de cavités	1	1	1	1	1	1	3
Largeur de cavité [mm]	135	135	45	45	135	135	135/3
Encastrement	BP	BP	BP	HP	BP	BP	BP
Pression d'entrée [bar]	7	7	7	7	7	7	7
Vitesse circonférentielle d'entrée [m/s]	0	50	50	50	10	10	50
Rotation de l'arbre [rpm]	0	0	0	0	0	0	0

TABLE 4.2 – Table des configurations - paramètres par défaut

Dans un premier temps, les configurations du banc d'essais Minotaur 2 (configurations C0, C4 et C5) sont étudiées. L'objectif de cette étape est d'effectuer une première comparaison calculs-essais. Il s'agit de vérifier que les sensibilités au débit massique et à l'amortissement mécanique observées expérimentalement sont bien représentées par le modèle.

Ensuite, des analyses complémentaires sont proposées, incluant des géométries et paramètres fluide opératoires plus représentatifs de joints labyrinthe industriels (multi-cavités, joint en rotation) ou des conditions limite différentes (encastrement HP). Les résultats présentés ouvrent des perspectives intéressantes pour les prochaines campagnes d'essais.

4.5 Analyses sur le cas académique C0 : comparaison calculs-essais

4.5.1 Étude de la configuration Minotaur 2 : joint fixe

Dans le tableau 4.2, la configuration C0 correspond au module du banc d'essais Minotaur 2, dont les résultats d'essais de stabilité sont présentés dans le chapitre 3. Pour rappel, il s'agit d'un joint labyrinthe fixe : il n'y a pas de rotation de l'arbre ni de preswirl introduit en entrée de joint labyrinthe.

L'évolution des fréquences (figure 4.13a) montre deux paires de modes superposés (acoustiques et structuraux). Il n'y a pas de dédoublement de mode en deux branches directe et rétrograde, car aucun élément de giration (preswirl, régime de rotation) n'est introduit dans la configuration du joint. Le mode double acoustique présente une discontinuité autour de 30 g/s. Cette valeur correspond à la limite de blocage sonique.

L'augmentation du débit-masse amplifie le couplage fluide-structure : un assouplissement de la structure est notable (la fréquence couplée à dominante structurale est inférieure à la fréquence mécanique non couplée et tend à diminuer).

Dans cette configuration, les taux d'amortissement aéroélastiques des modes sont positifs ; le modèle prédit un comportement systématiquement stable sur la plage de débits [0 300] g/s. Ce

point n'est pas cohérent avec les observations réalisées lors des essais sur le banc Minotaur 2 (cf. chapitre 3).

Pour expliquer l'écart observé entre la prédiction du modèle et les expériences et améliorer la corrélation calculs-essais, des analyses supplémentaires sont proposées. La figure 4.14 propose d'étudier la stabilité du joint labyrinthe avec une variation du preswirl. Ce paramètre est choisi pour les raisons suivantes :

- le modèle montre une sensibilité importante à la variation de preswirl (figure 4.11b) ;
- il est possible d'introduire une composante circonférentielle à la vitesse de fluide ; ce point a déjà été étudié sur la configuration Minotaur 1 [1], où l'ajout d'un déflecteur en entrée de joint labyrinthe était une solution proposée pour orienter le fluide.

Une évolution très rapide du comportement du banc est notable : la divergence des pôles apparaît pour des valeurs de preswirl faibles. Ainsi, un preswirl de 10 m/s est suffisant pour rendre le système instable d'après le modèle. Ce résultat montre à nouveau la potentielle sensibilité du banc à la vitesse circonférentielle du fluide. Cependant, le modèle semble être limité pour la prédiction de la stabilité des joints labyrinthe fixes (absence de preswirl, absence de rotation de l'arbre). Dans un contexte industriel, ce point n'est pas limitant, les joints étant situés sur des machines tournantes. Malgré les spécificités du modèle qui a été élaboré, il est possible de mettre en évidence des tendances similaires sur la sensibilité au taux d'amortissement mécanique et au débit-masse. Cet axe d'étude est développé au paragraphe suivant.

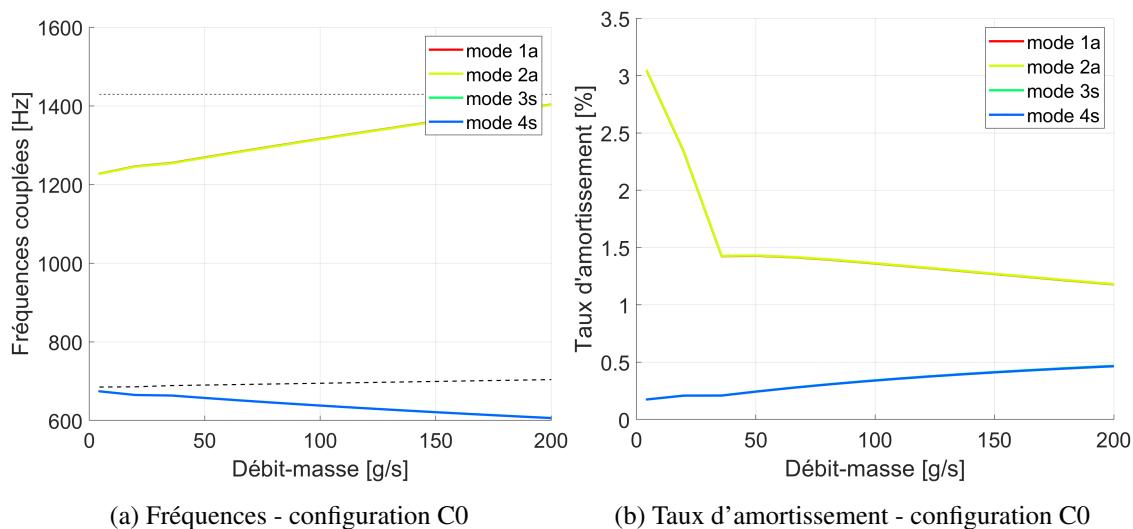


FIGURE 4.13 – Configuration Minotaur 2 (C0) : Évolution des pôles en fonction du débit-masse

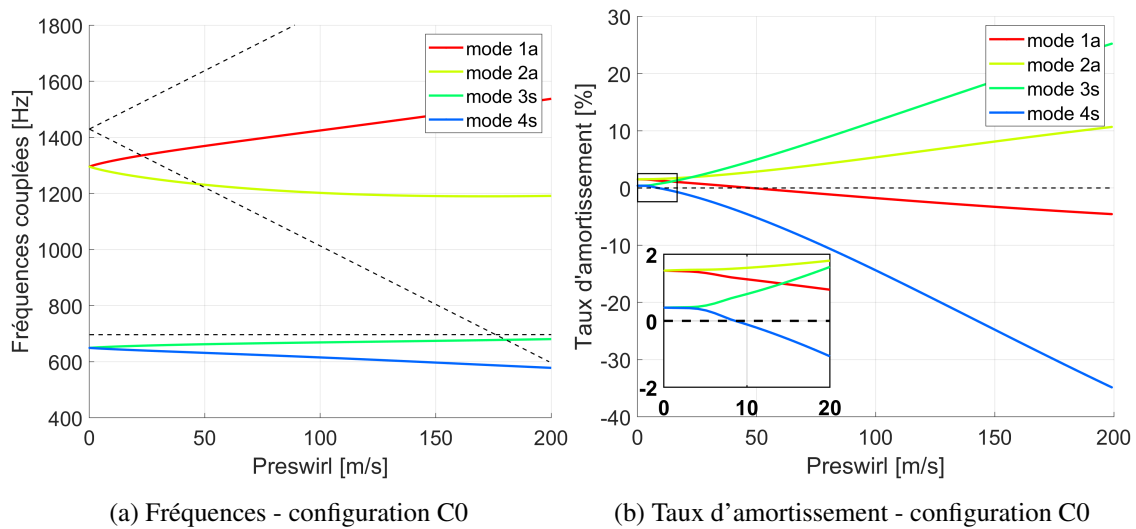


FIGURE 4.14 – Configuration Minotaur 2 (C0) : Évolution des pôles en fonction du preswirl

4.5.2 Sensibilité à l'amortissement mécanique et au débit-masse

Compétition amortissement mécanique - amortissement aérodynamique

L'ensemble des travaux réalisés sur le banc Minotaur 2 (cf. chapitres 2, 3) soulignent la criticité de l'amortissement mécanique du stator sur la stabilité du système. Cette grandeur physique est introduite dans le modèle par une dissipation de Rayleigh. Pour une configuration C4 donnée (paramètres fluide et géométrie du cylindre figés), une analyse de sensibilité au taux d'amortissement mécanique est menée sur la plage [0 1] %. Les taux d'amortissement aéroélastiques résultant de la résolution du problème couplé sont présentés en figure 4.15. Cette analyse fournit une représentation visuelle de la compétition entre amortissement mécanique et amortissement aérodynamique.

Sur les quatre modes du système, un seul mode apparaît instable. L'instabilité est associée à un mode à dominante structurale, pour des valeurs de taux d'amortissement mécanique comprises entre 0 et 0.3 %. Au delà de cette valeur, la structure est fortement amortie mécaniquement, ce qui stabilise le système global. Ce résultat est cohérent avec les observations des essais chapitre 3 et avec des tendances connues sur la stabilité des joints : l'ajout de "dampers" est une des solutions largement utilisée pour limiter l'apparition d'instabilités [13, 14].

Identification de plages de stabilité/instabilité

L'analyse proposée dans cette partie vise à suivre la même démarche que celle développée dans la campagne d'essais : il s'agit d'identifier différentes limites de stabilité en débit-masse (plages de fonctionnement stable/instable), en faisant varier le taux d'amortissement mécanique du stator.

Pour pouvoir se rapprocher de la configuration d'essais Minotaur 2, la même géométrie est choisie (jeu radial, longueur de stator, rayon, épaisseur du stator, position des dents). Un faible preswirl de 10 m/s est introduit afin que le modèle construit puisse être utilisé dans notre cas particulier. Cinq configurations, associées à cinq valeurs de taux d'amortissement mécanique, sont calculées. Par souci de synthèse, deux d'entre elles sont présentées en figure 4.16.

Pour la configuration C4, moins amortie, une instabilité apparaît pour des valeurs de pression d'entrée supérieures ou égales à 4 bar (ce qui correspond à un débit-masse de 60 g/s). Lorsque l'amortissement mécanique est plus élevé (configuration C5), le comportement du banc change plus tardivement, et devient instable pour des pressions supérieures ou égales à 8 bar, soit un débit-masse

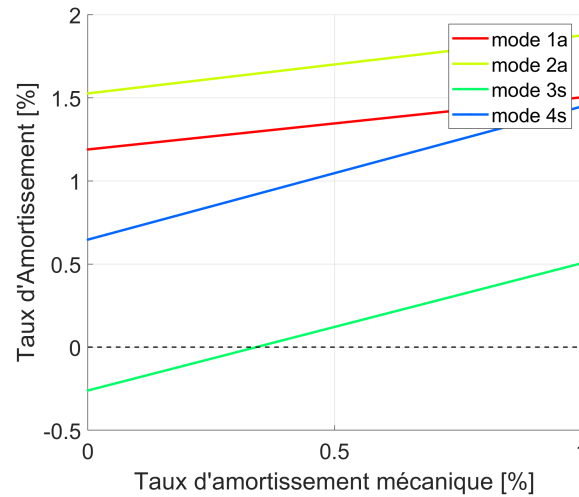


FIGURE 4.15 – Configuration C4 : évolution de la stabilité en fonction de l'amortissement mécanique du stator

de 110 g/s. Ce déplacement de la limite de fonctionnement stable/instable par la modification du taux d'amortissement mécanique est cohérente avec les résultats observés sur les essais (chapitre 3). Une synthèse des zones de stabilité/instabilité prédites par le modèle, à partir des cinq points testés, est présentée en figure 4.17. Les résultats issus de la campagne d'essais sur banc Minotaure 2 sont donnés, à titre de comparaison.

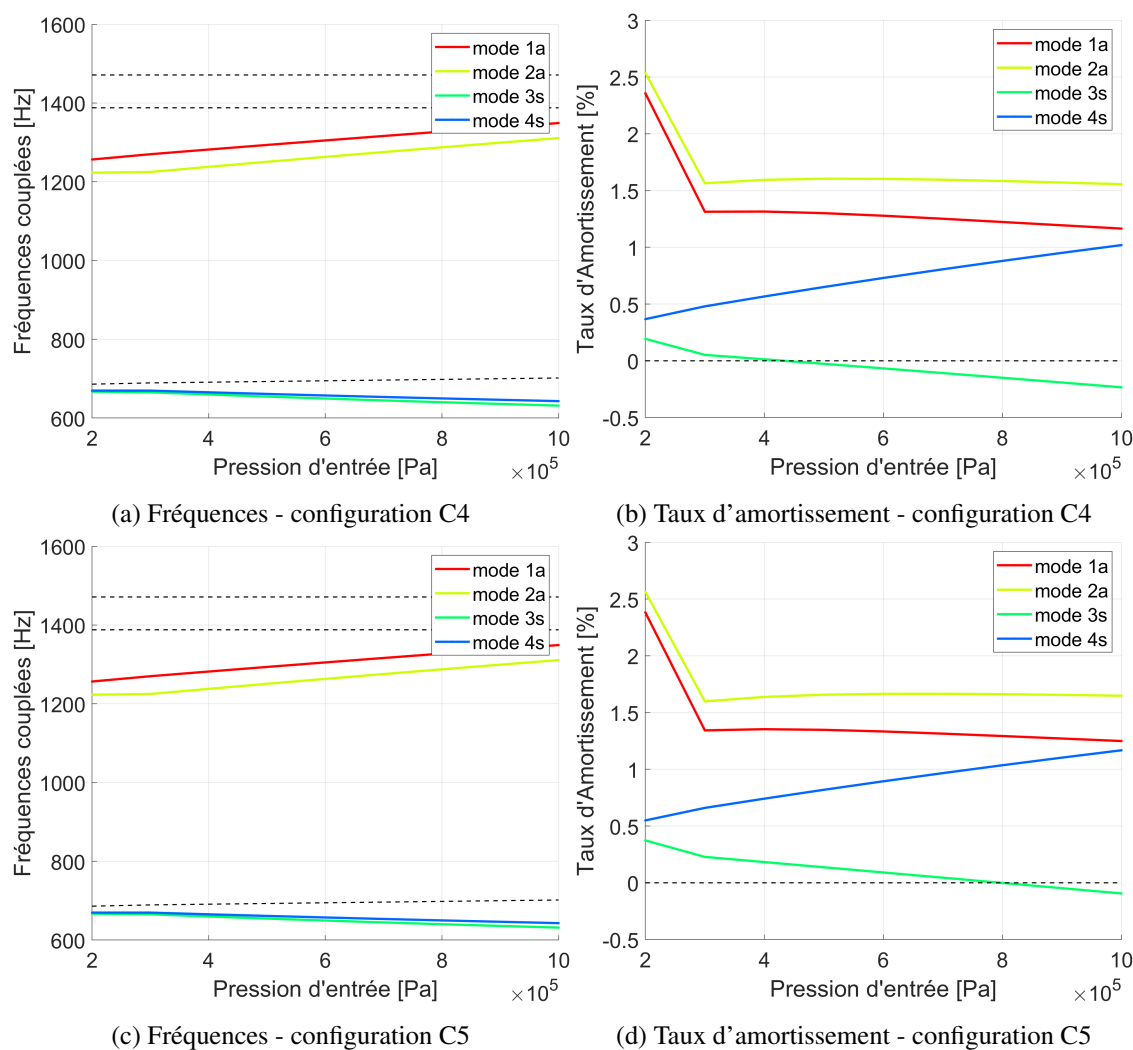


FIGURE 4.16 – Configurations C4 et C5 : évolutions des pôles en fonction de la pression d'entrée

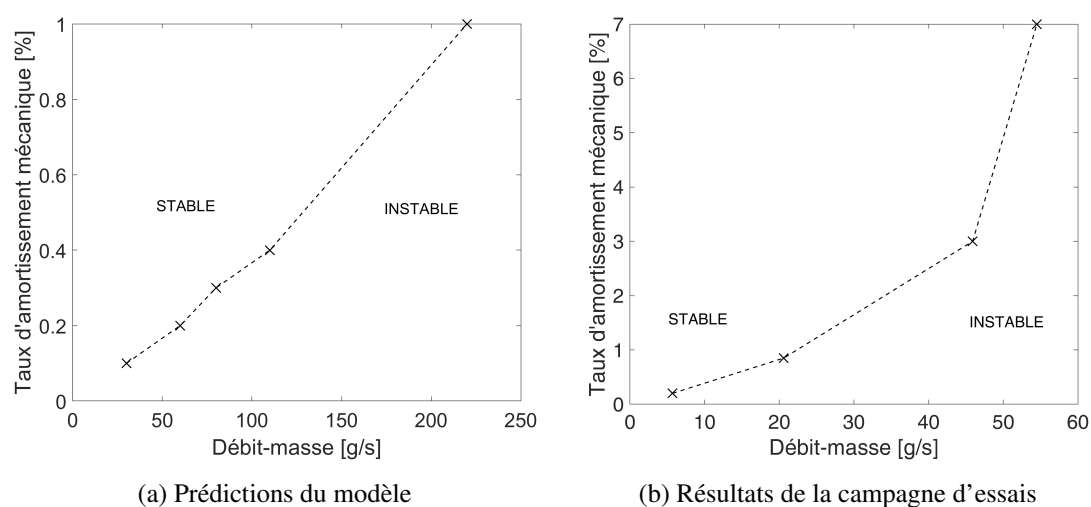


FIGURE 4.17 – Zones de stabilité/instabilité en fonction de l'amortissement mécanique et du débit-masse : résultats du modèle vs essais

4.5.3 Discussions

L'analyse de stabilité de la configuration du joint labyrinthe du banc d'essais Minotaure 2 est proposée. Pour se rapprocher des conditions opératoires de la campagne d'essais (cf. chapitre 3), les sensibilités aux deux paramètres de contrôle débit-massique et amortissement mécanique sont spécifiquement étudiées.

La première analyse est menée en considérant la configuration exacte du banc d'essais. Dans le cas d'un joint fixe (statique), le modèle ne prédit pas d'instabilité sur la plage de débits étudiée ; le joint labyrinthe présente un comportement systématiquement stable. Ce point constitue une limitation du modèle, qui semble particulièrement adapté pour tester la stabilité de joints en rotation (introduction d'un preswirl ou rotation du rotor).

Avec la même géométrie, le comportement devient instable pour des valeurs de preswirl supérieures ou égales à 10 m/s. Ainsi, pour mettre en évidence la sensibilité du joint aux paramètres débit-massique et amortissement mécanique, une étude est menée sur la configuration du banc d'essais, en supposant un preswirl de 10 m/s. La même démarche que celle de la campagne d'essais est appliquée : en fonction du taux d'amortissement mécanique du stator, différentes valeurs seuils de débit massique sont identifiées, définissant des limites de stabilité. Les tendances obtenues sont cohérentes avec les observations expérimentales. Cependant, une différence d'un ordre de grandeur sur l'amortissement mécanique est notable. La contribution de l'amortissement aérodynamique dans le modèle semble donc largement sous estimée par rapport aux essais. Ce point souligne la difficulté à bien prédire l'amortissement amené par le fluide.

La section suivante propose d'étudier la stabilité de joints labyrinthes plus représentatifs de cas industriels, dans l'objectif d'offrir des perspectives pour de nouvelles campagnes d'essais (impliquant des modifications plus ou moins importantes sur le module d'essais).

4.6 Analyses de configurations représentatives de joints industriels

Dans les sections 4.3.2 et 4.5, plusieurs paramètres d'influence ont déjà été largement identifiés : le jeu radial, la pression d'entrée, le preswirl, la largeur de cavité, l'amortissement mécanique. De nouvelles analyses de sensibilité sont proposées dans cette partie, avec pour objectif d'élargir l'étude à de nouvelles conditions limites ainsi qu'à des configurations plus représentatives de joints industriels. D'abord, une comparaison de la stabilité des configurations C2 et C3 permettra de statuer quant à l'influence de la condition limite du stator (encastrement du côté HP ou BP).

Ensuite, les effets de la rotation de rotor sur la stabilité du système sont étudiés, en l'absence et en présence de preswirl, avec des sens de rotation co-rotatifs et contra-rotatifs.

Enfin, une extension de l'étude est proposée sur une configuration de joint labyrinthe à trois cavités.

4.6.1 Influence du côté d'encastrement du stator

Les configurations C2 et C3 possèdent une géométrie et des paramètres fonctionnels fluide identiques. Elles diffèrent dans la condition limite du stator : l'encastrement est situé du côté des basses pressions pour C2, du côté des hautes pressions pour C3. La géométrie des deux configurations est donnée en figure 4.18, permettant de visualiser la position relative de la cavité par rapport à l'encastrement. Les longueurs L_1 et L_2 correspondent respectivement aux distances entre la première extrémité du stator et la première dent, et entre la deuxième dent et l'autre extrémité du

stator.

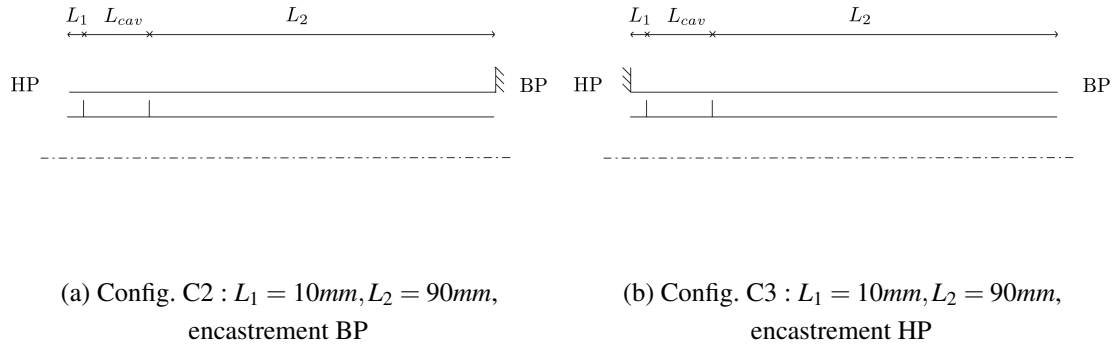


FIGURE 4.18 – Configurations C2 et C3 : position relative des dents par rapport à l’encastrement

Une première analyse de stabilité est menée sur les modes de sollicitation 2 à 6. Les résultats sont présentés en figure 4.19. La configuration avec encastrement BP présente deux points instables, pour les modes à diamètres 2 et 3 (figure 4.19b). L’instabilité est associée à un mode à dominante structurale. A l’inverse, la configuration HP ne présente que des modes stables (figure 4.19d) sur l’ensemble des diamètres nodaux testés. La visualisation des fréquences couplées (figures 4.19a et 4.19c) permet de rapprocher ce résultat du critère d’Abbott [14]. Les fréquences couplées sont très proches sur l’ensemble des modes de sollicitation représentés. Une coïncidence des fréquences est observée sur le mode à 5 diamètres. La fréquence acoustique fixe et la fréquence naturelle du stator sont représentées en pointillés : un croisement fréquentiel est présent entre les diamètres 5 et 6. Pour les modes 2 à 4, la fréquence mécanique est inférieure à la fréquence acoustique, ce qui constitue un risque d’instabilité dans le cas d’un encastrement BP, selon Abbott.

La figure 4.20 présente la sensibilité relative au preswirl pour une sollicitation suivant le mode à 2 diamètres. La configuration avec encastrement BP présente un comportement instable pour des valeurs de preswirl supérieures ou égales à 25 m/s (figure 4.20b). Pour la configuration encastrement HP, l’instabilité sur ce même mode apparaît plus tardivement, autour d’un preswirl de 100 m/s. La sensibilité au preswirl est plus faible dans cette configuration.

Sur les graphes d’évolution des fréquences, on constate une ouverture du mode à dominante structurale (dédoubllement de la paire de modes) avec le preswirl pour la configuration BP (figure 4.20a), alors que ce phénomène n’apparaît pas sur la configuration HP (figure 4.20c). Le couplage fluide-structure est peu marqué dans la configuration HP, ce qui peut expliquer un risque d’instabilité plus modéré.

La sensibilité du joint à la position d’encastrement est donc bien mise en évidence. Des analyses supplémentaires réalisées sur d’autres configurations mènent aux conclusions suivantes :

- l’influence du côté de l’encastrement n’est visible que lorsqu’il y a une dissymétrie de la position de la cavité par rapport aux deux extrémités du stator (extrémité libre/extrémité encastree), soit lorsque $L_1 \neq L_2$;
- un calcul mené avec $L_1 = 90\text{mm}$, $L_2 = 10\text{mm}$ avec un encastrement BP est stable. A l’inverse, la même géométrie avec un encastrement HP sera instable : ce dernier point montre que la position relative de la cavité par rapport à l’extrémité libre de la structure est un élément déterminant pour la stabilité. En effet, les couplages fluide-structure, en lien avec la position des cavités, sont limités quand l’on se rapproche de l’encastrement ou la dynamique est plus faible, ce qui conduit à un comportement stable. Ce résultat est en accord avec les études de

sensibilité menées dans les travaux d'A. Dairien [1].

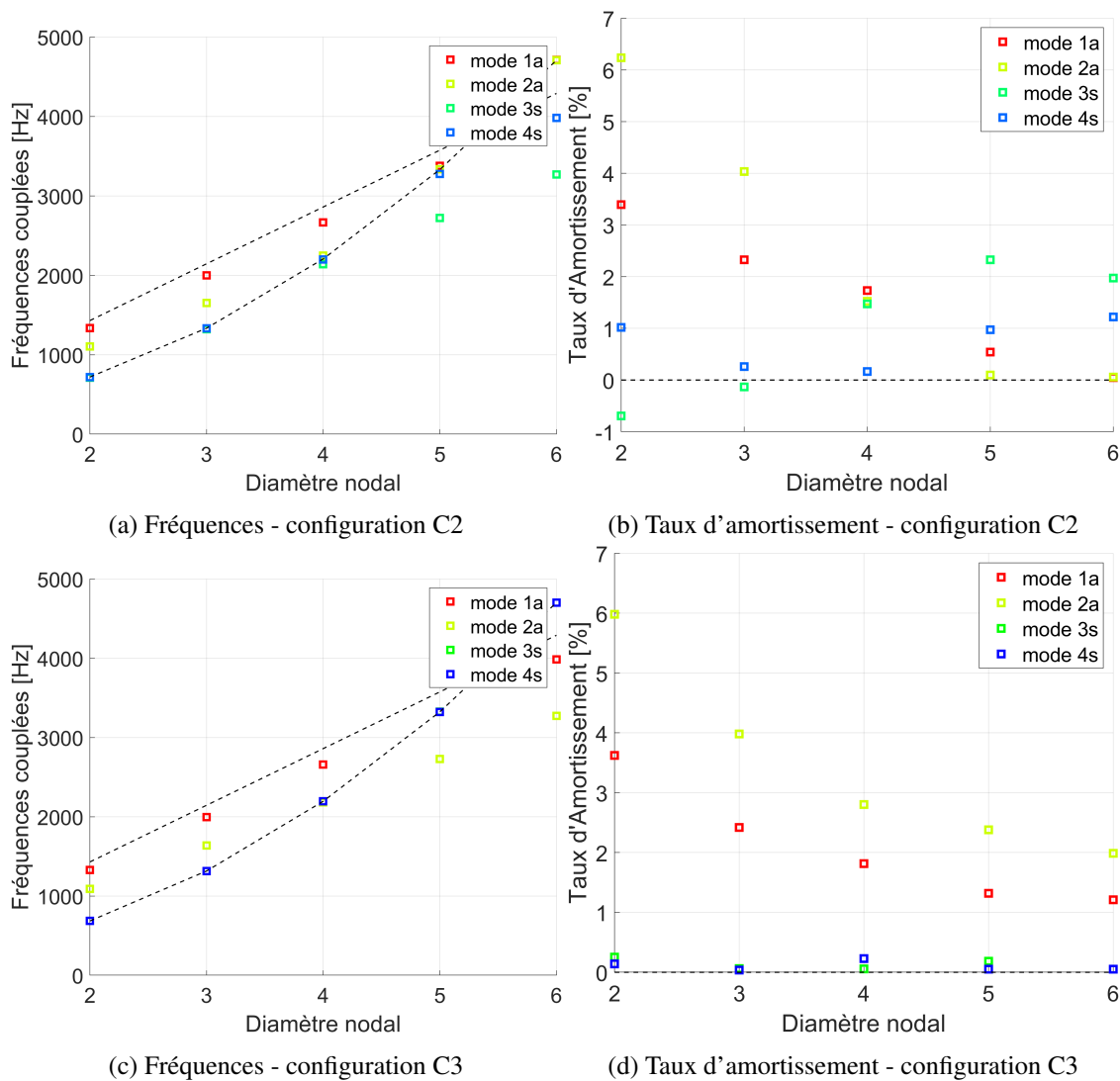


FIGURE 4.19 – Configurations C2 et C3 : évolutions des pôles en fonction du diamètre nodal de sollicitation

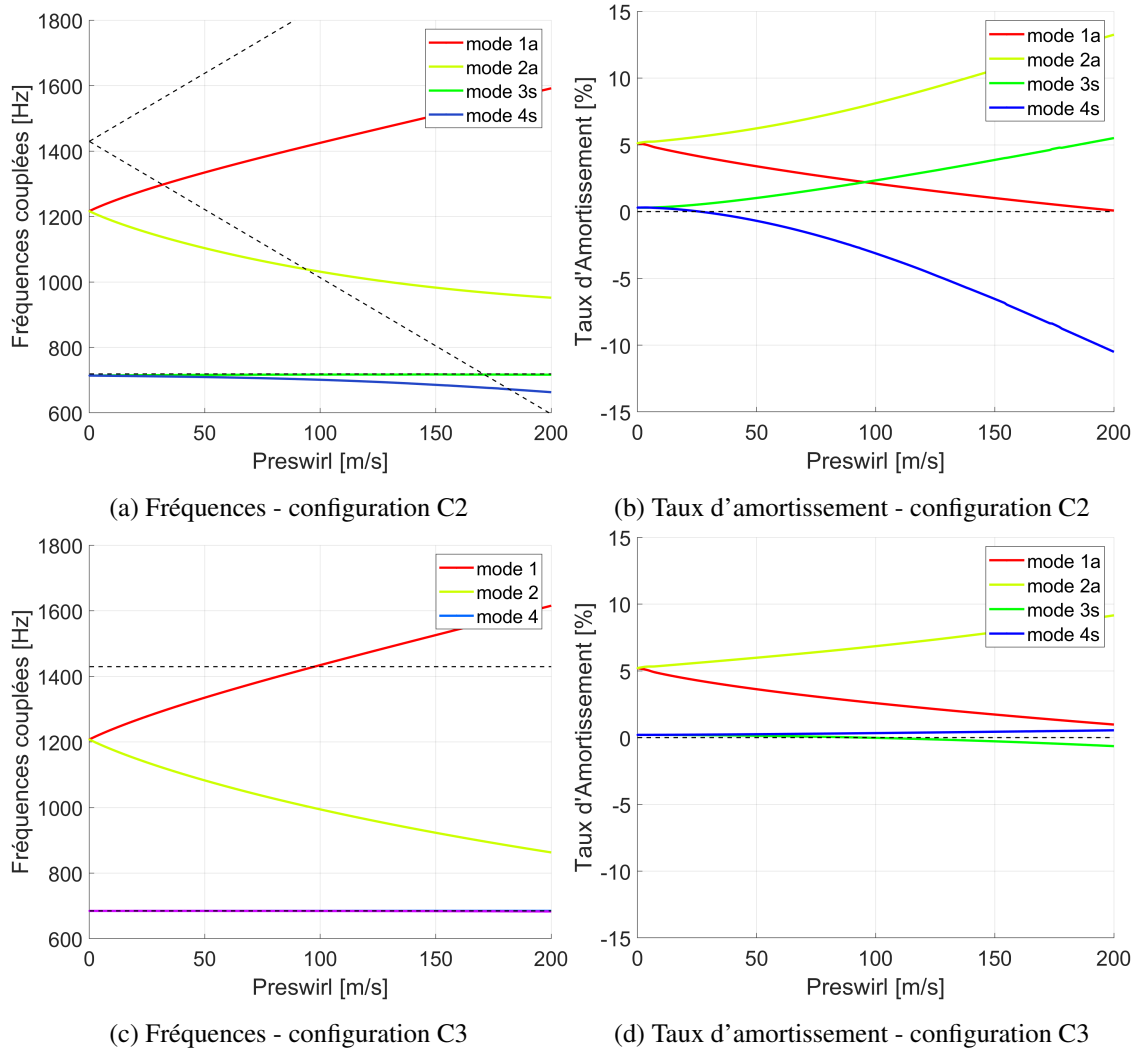


FIGURE 4.20 – Configurations C2 et C3 : évolutions des pôles en fonction du preswirl (ND=2)

4.6.2 Influence de la rotation de l'arbre

Pour se rapprocher des paramètres fonctionnels des configurations industrielles, une analyse de stabilité suivant le régime de rotation de l'arbre est menée sur les configurations C0 et C1. La plage testée est [0 15000] rpm, ce qui est représentatif des valeurs de rotations des turboréacteurs. L'évolution des fréquences montre une ouverture des modes avec l'augmentation du régime de rotation. Pour la configuration C0, sans preswirl en entrée de joint labyrinthe, les deux paires de modes, initialement à la même fréquence, se scindent en un mode direct et un rétrograde (figures 4.21a). Pour la configuration C1 (figure 4.21c), les paires de modes (acoustiques et structuraux) sont déjà dissociées à $\omega_{rotor} = 0$ à cause du preswirl de 50 m/s. L'augmentation du régime de rotation ouvre davantage les modes.

En l'absence de preswirl, la rotation de l'arbre a un effet déstabilisant sur le système (figure 4.21b). Ce dernier présente un mode à dominante structurale instable à partir de 2500 rpm. Le comportement est différent en présence d'un preswirl, où la rotation d'arbre semble avoir un effet stabilisant (figure 4.21d).

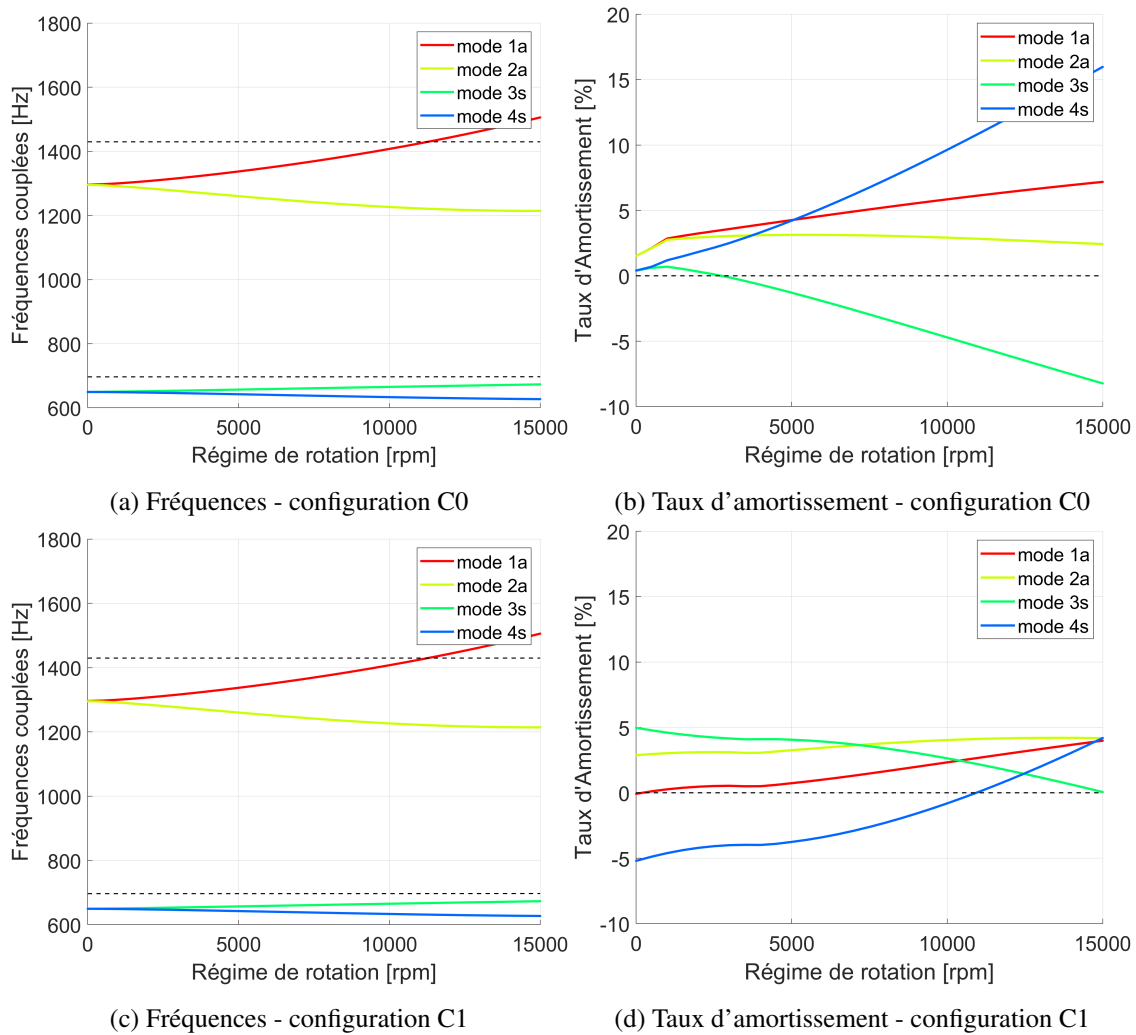


FIGURE 4.21 – Évolutions des pôles en fonction du régime rotor pour les configurations C0 (a,b) et C1 (c,d)

4.6.3 Influence du nombre de cavités

Une extension de l'analyse à un joint labyrinthe multi-cavités est proposée dans cette partie. La figure 4.22 présente l'évolution des modes couplés pour les configurations C1 et C6 en fonction du preswirl. Les données d'entrée fonctionnelles et géométriques sont identiques, mais la configuration C6 possède trois cavités. La longueur totale du joint labyrinthe est identique entre les deux configurations et les cavités amont et aval sont de la même taille.

Les graphes associés à C6 (figures 4.22c et 4.22d) présentent huit modes : une paire de modes liée à la structure et trois paires de modes liées aux cavités (une paire par cavité). Le couplage fluide-structure est notable à preswirl nul : les paires de fréquences associées aux cavités ne sont pas égales. Comme pour le cas du joint labyrinthe à une cavité (figure 4.22a), l'effet du preswirl sur le joint est visible par l'ouverture des paires de modes en un mode direct et un mode rétrograde.

A preswirl nul, la configuration C6 présente un risque d'instabilité : on observe deux modes avec un taux d'amortissement aéroélastique négatif sur la figure 4.22d. Le couplage intervient entre la première cavité fluide et la structure. Les deux autres cavités ont un taux d'amortissement aéroélastique fortement positif et ne présentent en ce sens pas de risque pour la stabilité du système.

L'influence du nombre de cavités sur la stabilité du système est à nuancer au vu de l'évolution des pôles en fonction du preswirl. En effet, si dans le cas particulier d'un preswirl nul, l'effet apparaît déstabilisant, pour des valeurs de preswirls moyennes à élevées (50 à 200 m/s), la divergence des modes est moins importante pour C6 (figure 4.22d) que pour C1 (4.22b). Par ailleurs l'évolution des fréquences montre un couplage plus faible du mode à dominante mécanique, dont l'ouverture des modes est moins importante pour C6 (figures 4.22c et 4.22a). Ainsi, pour des configurations industrielles avec des joints en rotation, un joint multi-cavités paraît plus stable qu'un joint avec une seule large cavité.

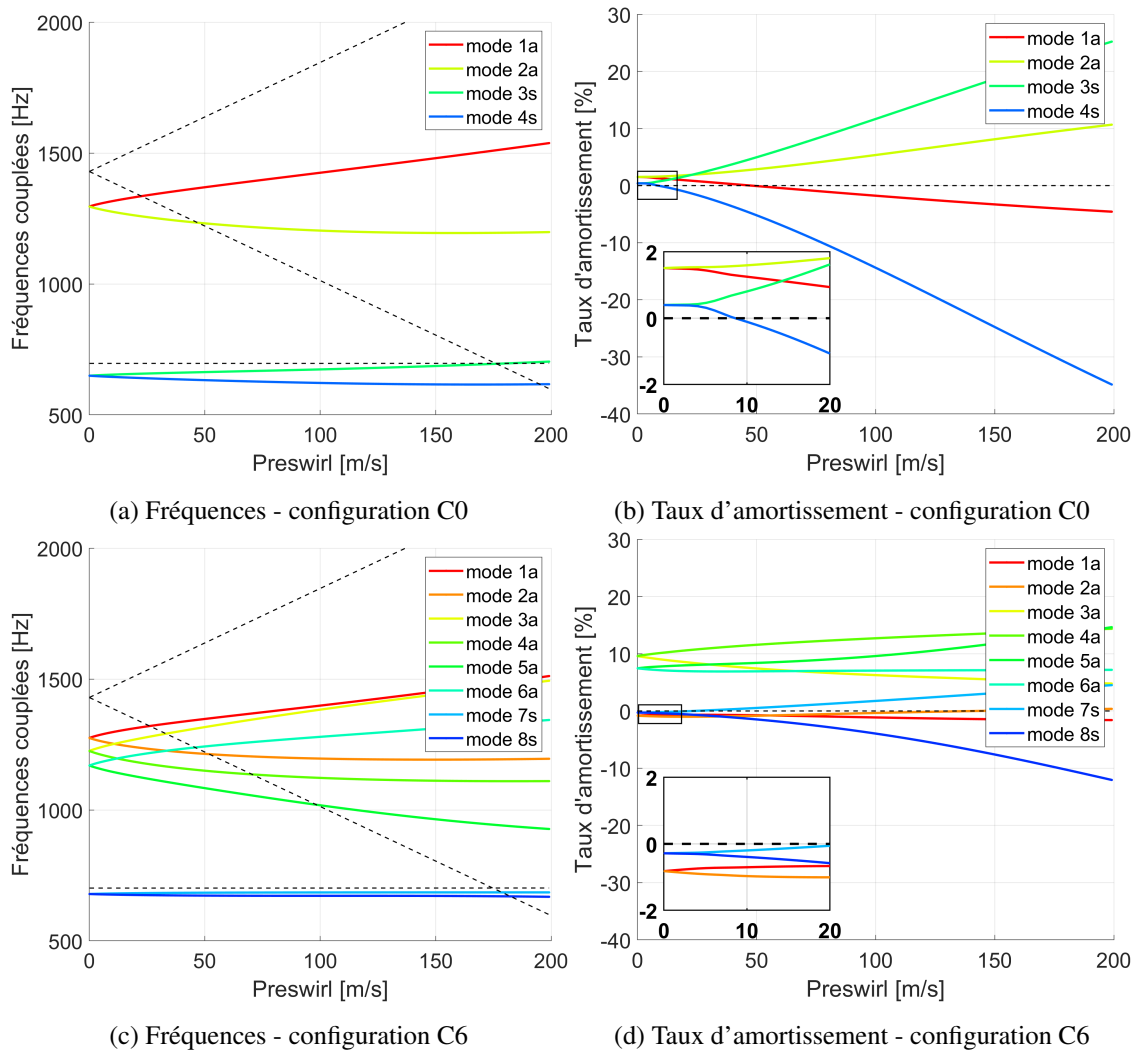


FIGURE 4.22 – Configurations C0 et C6 : Évolutions des pôles en fonction du preswirl

4.7 Bilan

Un nouveau modèle analytique est proposé dans ce chapitre pour l'étude de la stabilité des joints labyrinthe multi-cavités. Un couplage fort est pris en compte entre le comportement fluide et la dynamique du stator. L'équation de conservation d'énergie est introduite, permettant de prendre en compte les fluctuations de température. L'ajout de cette physique implique un couplage supplémentaire entre les cavités fluide à l'état stationnaire et à l'état perturbé. La cinématique de structure

suppose un mouvement de flexion 1D de coque cylindrique, permettant de prendre en compte les conditions limites d'encastrement. Cette description de la structure (prenant en compte la géométrie et les propriétés matériaux) présente un intérêt significatif en phase de conception. En effet, le modèle ne nécessite pas de calcul EF comme donnée d'entrée. Des optimisations rapides peuvent alors être menées en réalisant plusieurs analyses de stabilité faisant varier des paramètres de la structure.

Le modèle offre la possibilité de tester la stabilité de joints labyrinthe selon un paramètre de contrôle choisi.

Aussi, les premiers résultats présentés sont cohérents avec les tendances empiriques et les calculs issus du modèle 1D Safran. Le modèle confirme la forte sensibilité au jeu radial et au preswirl du fluide.

Ensuite, l'étude se focalise sur le joint labyrinthe du banc Minotaur 2. L'analyse de cette configuration simplifiée fournit une première comparaison calcul-essais. Pour ce cas particulier de joint fixe (absence de preswirl et absence de rotation d'arbre), le modèle ne prédit aucune instabilité sur la plage de débits étudiée. Ce point constitue une des limites d'applicabilité du modèle. L'introduction d'une faible valeur de preswirl sur cette même configuration met en évidence un risque d'instabilité. Pour une sollicitation du mode à deux diamètres, l'onde à dominante mécanique rétrograde présente un taux d'amortissement aéroélastique négatif et divergent.

Aussi, l'étude de deux configurations théoriques, avec la même géométrie que le joint labyrinthe Minotaur 2 mais un preswirl imposé de 10 m/s permet d'identifier plusieurs transitions stable/instables, en fonction du débit-massique et du taux d'amortissement mécanique de la structure. Les tendances obtenues sont similaires à celles observées expérimentalement dans le chapitre 3. Néanmoins, les ordres de grandeur des deux paramètres de contrôle sont différents entre le modèle et l'expérience. Ce point souligne deux difficultés :

- la modélisation de l'amortissement mécanique de la structure. Dans le modèle, une dissipation de type Rayleigh avec un amortissement proportionnel à la raideur est supposé. Il serait intéressant d'introduire une nouvelle loi pour représenter l'amortissement. Par exemple, un amortissement proportionnel à la masse, ou de façon plus générale, une combinaison linéaire de la masse et de la raideur pourrait être envisagée.
- Les débits seuils de transition stable/instable sont supérieurs aux débits réels observés sur banc d'essais.

Le modèle n'est donc pas prédictif au sens de la stabilité des joints stationnaires ou à faibles valeurs de preswirl. Ce point constitue une limitation. Cependant, ce cas particulier n'est pas représentatif de configurations industrielles pour lesquelles une rotation est présente (preswirl ou rotation d'arbre).

Une dernière partie s'intéresse à la stabilité de joints labyrinthe prenant en compte des paramètres plus proches des designs industriels. Les conclusions des études menées sont les suivantes :

- l'influence de la position de l'encastrement par rapport au flux d'air et à la position axiale des dents est étudiée. Les résultats sont cohérents avec le critère d'Abbott [14] et avec les travaux réalisés par A. Dairien [1]. Le risque d'instabilité est observé lorsque le joint labyrinthe est éloigné de l'encastrement ;
- l'association d'une rotation d'arbre et d'un preswirl entraîne des comportements vibratoires complexes, pouvant présenter un risque d'instabilité ;
- enfin, le nombre de cavités vient aussi impacter la stabilité du système. A des vitesses de

preswirl non nulles, un joint à trois cavités apparaît plus stable qu'un joint avec une seule cavité large.

La comparaison calcul-essais et les simulations réalisées sur des configurations incluant de nouveaux paramètres fournissent de nombreuses perspectives pour améliorer la corrélation calculs-essais. Ces dernières sont détaillées dans les conclusions générales du mémoire.

Enfin, pour intégrer l'influence des joints labyrinthe dans des calculs de dynamique de ligne d'arbre, le modèle développé ici pourra être mis en relation avec des modèles classiques de paliers. Au-delà de fournir une détection binaire stable/instable, il s'agit d'évaluer les coefficients de raideur et d'amortissement directs et croisés induits par les pressions au niveau du joint.

Conclusions et perspectives

Conclusions générales

Ces travaux de recherche s'inscrivent dans le cadre de l'étude de la stabilité des écoulements et des interactions fluide-structure dans les joints labyrinthes de turbomachines. Pour dépasser les critères empiriques simples (Abbott, Alford) et améliorer la compréhension du phénomène, il est nécessaire de disposer de modèles analytiques représentatifs et de données expérimentales pour recalibrer et corréler les résultats. Ce dernier point représente une difficulté non négligeable, car la mise en place d'essais de type flottement est peu envisageable à l'échelle du moteur (instrumentation embarquée, caractère destructif, coût, etc.). Pour répondre à ces problématiques, une approche hybride couplant expérimental et numérique est proposée dans ces travaux. Au laboratoire, un banc d'essais a déjà été conçu dans l'objectif d'observer des instabilités de joints labyrinthe, dans le cadre des travaux d'A. Dairien. Ce dispositif n'a cependant pas permis de générer des vibrations instables.

Dans la présente thèse, un important volet expérimental a été mené pour reproduire la phénoménologie d'instabilité aéroélastique à l'échelle du laboratoire. Cette partie s'est décomposée en plusieurs étapes. D'abord, un retour d'expérience et des analyses du banc Minotaur 1 ont permis de relever les principales limitations du dispositif. À partir de ce statut, plusieurs leviers d'améliorations ont été définis et quantifiés en vue d'une reconception optimisée et complète du banc d'essais (module de joint labyrinthe et système d'alimentation en air comprimé). Cette reconception s'est focalisée sur deux axes.

L'optimisation de la sensibilité du module d'une part, basée sur des études paramétriques réalisées sur des modèles 1D et 2D axisymétrique. Une géométrie et un point de fonctionnement cible sont alors choisis, permettant de se placer dans le cas où une transition stable-instable est attendue.

D'autre part, des solutions technologiques spécifiques ont été apportées pour améliorer l'opérabilité du banc. Celles-ci concernent l'augmentation des capacités en air comprimé (partie "amont", alimentation), la diminution du taux d'amortissement mécanique du stator et le réglage du positionnement de cette pièce pour assurer une bonne maîtrise du jeu radial du joint labyrinthe (partie "aval", module).

Une attention particulière a également été portée sur le pilotage, l'acquisition et la sécurité des essais. En effet, les essais de stabilité peuvent faire apparaître des amplitudes de vibrations importantes, dont l'apparition est potentiellement rapide. Des solutions sont apportées pour limiter ces vibrations dangereuses pour l'intégrité du banc, et arrêter l'essai lorsque le développement d'une instabilité est constaté.

L'ensemble des étapes de reconception visaient donc à répondre à un cahier des charges complexe, faisant intervenir des problématiques multi-physiques et pluri-technologiques. Tout au long du projet, une précieuse collaboration avec Safran Aircraft Engines, Ariane Group et le CNES a permis d'augmenter conjointement le niveau de compréhension du phénomène, de valider les étapes de

reconception (mutualisation des ressources pour les calculs de stabilité par exemple) et de partager les moyens d'essais (instrumentation, alimentation en air comprimé ...). Une logique d'intégration modulaire a été suivie.

A réception du dispositif expérimental, des essais partiels de déverminage ont été menés pour vérifier la conformité de celui-ci par rapport aux exigences du cahier des charges. Les améliorations significatives du banc Minotaur 2 par rapport au banc Minotaur 1 sont les suivantes :

- introduction d'un moyen de réglage fin et de mesure du positionnement du stator sur toute la circonférence ;
- diminution de l'amortissement mécanique du stator d'un facteur 10 (ce qui donne la possibilité d'ajuster ce paramètre par des ajouts localisés de matériaux amortissants) ;
- augmentation des capacités en débit d'un facteur 1.5 ;
- gain d'un ordre de grandeur sur le niveau d'instabilité aéroélastique (d'après calcul).

L'ensemble de ces éléments ont permis de valider la reconception du banc d'essais. Dans ces conditions favorisant une configuration déstabilisante, les chances d'observer une transition stable/instable sont maximisées.

Les premiers essais réalisés à de faibles niveaux de débit et avec une instrumentation réduite ont mis en évidence une très forte sensibilité du banc à la présence d'un écoulement d'air. Sur tous les essais réalisés et indépendamment du débit imposé, les amplitudes vibratoires mesurées étaient élevées (de l'ordre du jeu radial) et ce, dès le régime transitoire (montée en pression du système). L'analyse spectrale des signaux a mis en exergue un contenu multi-harmonique, caractéristique d'un régime de butée (mise en contact du stator avec les butées mécaniques). Si ces essais semblent – a priori – mettre en évidence une instabilité, une réserve était toutefois nécessaire quant à la nature de la phénoménologie observée : ces amplitudes élevées étaient présentes quel que soit le débit demandé, ce qui ne permettait pas d'exclure l'hypothèse de vibrations de réponse forcée dont le cycle limite aurait été supérieur à la distance butée-stator. De plus, en l'état, ces essais ne permettaient pas d'évaluer l'influence du paramètre d'essai (le débit).

Pour lever ce point, il a été choisi d'introduire un paramètre d'essai supplémentaire, offrant de nouvelles configurations d'essais. Pour ce faire, des systèmes amortisseurs ont été positionnés sur le stator pour régler l'amortissement mécanique de façon maîtrisée. Un essai correspond alors à un couple de débit/pression et une valeur d'amortissement mécanique donnés.

La campagne d'essais a permis de mettre en évidence, pour trois configurations amorties, des débits seuil de stabilité. En-deça du seuil, aucune vibration significative n'est mesurée. A l'inverse, pour des valeurs supérieures de débits, des amplitudes de vibrations élevées se développent au cours de l'essai. Ce changement de régime entre deux niveaux de débit proches permet de statuer sur la présence d'une phénoménologie d'instabilité aéroélastique.

Les méthodes de post-traitement développées ont permis d'analyser les résultats expérimentaux pour caractériser l'instabilité observée. Les analyses spatiales mettent en évidence la participation prédominante d'un mode à deux diamètres et une participation secondaire du mode à trois diamètres dans la réponse dynamique du stator.

La synthèse des résultats a donc permis de mettre en exergue l'influence du débit massique et de l'amortissement mécanique sur la stabilité du système joint labyrinthe. Des domaines de stabilité/instabilité sont ainsi définis en fonction de ces deux paramètres. En outre, la vérification des prédictions du modèle 1D Safran sur les configurations testées en essais montre une cohérence avec les résultats expérimentaux.

La campagne d'essais comptabilise un total de 104 essais, fournissant une base de données utile en

vue de la corrélation avec les modèles.

Concernant le volet modélisation, les objectifs étaient de développer un modèle analytique permettant de reproduire la phénoménologie d'instabilité aéroélastique et de mettre en place des outils numériques d'analyse de stabilité afin de mettre en évidence l'influence de certains paramètres (fluide, structure, fonctionnels). En particulier, pour se placer dans des cas représentatifs de configurations industrielles, le modèle s'applique à des joints labyrinthe multi-cavités et permet de prendre en compte la rotation de la ligne d'arbre et la présence d'un preswirl en entrée de joint.

Le fluide est décrit selon les équations de Navier-Stokes compressible. La prise en compte des aspects thermiques par l'introduction de l'équation d'énergie constitue l'apport principal du modèle par rapport à des analyses analytiques classiques. Cette description implique un couplage des grandeurs thermodynamiques (pressions, vitesses circonférentielles, température) entre toutes les cavités dès l'état stationnaire (non perturbé).

La structure est modélisée en supposant un rotor indéformable et un stator flexible, dont la cinématique décrite à partir d'une théorie de coque cylindrique. Les fluctuations du jeu radial sont donc directement dues au déplacement de cette pièce. La condition limite d'encastrement est également prise en compte avec cette description. Le système global est linéarisé avec une méthode de petites perturbations. La résolution monolithique fournit les valeurs propres du système. Ce choix de résolution implique un couplage fort fluide-structure.

Le modèle permet de réaliser des analyses de sensibilités selon un paramètre d'entrée choisi. Les résultats obtenus sont cohérents avec les tendances bien identifiées dans la littérature classique et avec les calculs numériques issus d'autres outils d'analyse (modèle 1D, modèle 2D EF). Cependant, il ne permet pas de prédire une instabilité pour les configurations de joints fixes testées sur le banc Minotaure 2. Cette limitation du modèle souligne la difficulté à évaluer les effets du fluide sur la structure (l'effet de masse ajoutée dû à la mise sous pression semble sous-estimée); le modèle semble plus adapté à des configurations de joints avec un preswirl en entrée et/ou une rotation d'arbre non nulle. D'un point de vue industriel, ce modèle présente un intérêt significatif : en effet, il permet de calculer analytiquement les matrices de raideur et masse de la structure (à partir des données de géométrie et des propriétés matériau) sans nécessiter de calcul EF préalable. Ce point est particulièrement utile en phase de pré-dimensionnement, lorsque la géométrie de la structure n'est pas figée. Ainsi, l'intégration du modèle dans des boucles d'optimisations automatisées est un axe permettant d'envisager des reconceptions de designs prenant en compte une analyse de stabilité aéroélastique.

A l'issue de ces travaux, la corrélation calcul-essais reste un axe de travail à approfondir pour pouvoir recalibrer et valider le modèle analytique. La méthodologie mise en place, les moyens expérimentaux et les outils d'analyse développés ont permis de mettre en évidence et de caractériser des transitions stable/instable en fonction de certains paramètres. Les résultats issus de la campagne d'essais constituent une base de données précieuse à exploiter pour l'amélioration de la compréhension globale du phénomène.

Perspectives

Les résultats et méthodes développées durant ces travaux ouvrent plusieurs perspectives concernant :

- l'amélioration de la représentativité du modèle numérique en approfondissant la corrélation essais-calcul ;

- l'ajout d'instrumentation supplémentaire sur le banc pour caractériser plus finement l'instabilité et augmenter les possibilités du post-traitement ;
- la mise en œuvre de nouvelles campagnes d'essais sur le banc Minotaure 2 impliquant d'autres configurations et/ou paramètres d'essais ;
- le développement du modèle numérique pour rendre compte de la complexité des solutions industrielles réelles et l'intégrer aux chaînes de calcul existantes.

Pour augmenter la représentativité du modèle par rapport aux résultats expérimentaux, plusieurs stratégies de recalage peuvent être proposées. La première consisterait à utiliser les mesures expérimentales comme données d'entrée (fréquence mécanique mesurée par l'analyse modale, débit et pression dans la cavité issus des enregistrements des capteurs). Un calcul CFD de l'écoulement d'air dans la configuration du banc d'essais Minotaure 2 constituerait également un apport significatif pour la compréhension globale du phénomène. L'import de données issues de ce calcul dans le modèle est un levier intéressant pour une meilleure évaluation des efforts du fluide sur la structure. Une autre perspective concerne la prise en compte de l'excentricité du rotor. En effet, les défauts de géométrie (dus à la fabrication) et de centrage entraînent systématiquement une dissymétrie, impliquant des fluctuations de pressions dans la direction azimutale et la définition d'un jeu radial plus complexe.

Pour analyser plus finement la zone temporelle de développement du phénomène, un point d'amélioration sur l'acquisition des signaux serait de synchroniser de façon automatique le signal du débitmètre avec les mesures enregistrées sur la carte rapide. Cela nécessiterait simplement le développement d'une interface spécifique. Pour affiner l'analyse spatiale, l'ajout de six capteurs de déplacements supplémentaires sur la circonférence (soit un total de douze) est possible, au prix d'une reconception du système de butées de sécurité. La mise en place de thermocouples mesurant la température du flux d'air dans le module d'essais, notamment dans la cavité, fournirait des informations sur les aspects thermiques en vue de la validation de la loi d'énergie utilisée dans le modèle.

La modularité du banc offre la possibilité de tester plusieurs configurations pour évaluer l'influence de nombreux paramètres. Pour tester des géométries plus représentatives de joints industriels, une piste envisageable est d'introduire du *preswirl* sur le module d'essais. Pour ce faire, une solution simple et impliquant peu de modifications de designs est l'ajout de déflecteurs au niveau de l'entrée d'air (à plus long terme, il peut être également envisagé d'introduire une rotation d'arbre dans le système). Une autre perspective nécessitant peu de modifications du banc est d'inverser la position d'encastrement du stator, pour tester la stabilité du module dans le cas d'un encastrement du côté des hautes pressions. La modification de la partie "joint" permettrait également de se rapprocher de cas industriels : un joint labyrinthe multi-cavités ou avec un jeu radial variable entre l'amont et l'aval pourraient être envisagés par exemple. Des ajouts/modifications sur le stator sont possibles et permettraient d'évaluer l'influence du *détuning* sur l'apparition du phénomène (ajout de masselottes ou raidisseurs) ou encore d'évaluer l'efficacité de systèmes amortissants complexes et représentatifs des solutions industrielles (gorge, jonc ...).

Enfin, pour se rapprocher des conditions d'écoulements réelles de turbomachines, l'ajout d'excitateurs provoquant une réponse forcée sur un mode à diamètres cible permettrait de mettre en évidence des instabilités sur des modes – *a priori* – moins instables que ceux qui apparaissent sous un écoulement sans excitation forcée.

D'un point de vue industriel, les hypothèses utilisées pour la modélisation de la structure présentent

plusieurs limitations. Dans l'objectif d'améliorer la représentativité du modèle, plusieurs axes de travail sont proposés.

La cinématique du stator est décrite par le premier mode de flexion, supposant une déformation purement radiale de coque cylindrique en encastrée-libre. La prise en compte de la position axiale est introduite par une fonction de forme parabolique. Ce choix a été fait pour sa simplicité de mise en œuvre. Cette hypothèse forte sur la déformée de la structure peut s'avérer peu pertinente pour des géométries spécifiques de joints industriels. En effet, la présence de raidisseurs et la géométrie complexe des joints industriels viennent largement modifier les déformées obtenues. Plusieurs leviers d'amélioration sont possibles, comme l'implémentation d'une nouvelle cinématique (introduction de plusieurs fonctions de Rayleigh-Ritz afin de se rapprocher de la réalité), ou l'import des données d'entrée issues d'un calcul EF validé par des analyses modales, fournissant la fréquence et la déformée exactes du mode étudié, dans le cas d'un joint labyrinthe avec une géométrie connue et figée.

Enfin, à plus long terme, la mise en rotation de l'arbre constitue une perspective intéressante pour améliorer la corrélation calculs-essais.

Annexes

Annexe A

Méthode de réduction de données pour l'identification modale

Les FRF issues de l'analyse modale expérimentale du stator (paragraphe 2.6.1) sont analysées suivant une méthode d'extraction itérative des paramètres modaux. La stratégie d'identification est rappelée ici. Une formulation théorique est choisie pour décrire la fonction de réponse en fréquence $h_{th}(\omega)$. Celle-ci peut s'écrire comme le ratio de deux polynômes :

$$h_{th}(\omega) = \frac{a_0 + a_1\lambda + \dots + a_n\lambda^n}{1 + b_1\lambda + \dots + b_m\lambda^m}, \quad (\text{A.1})$$

avec $\lambda = i\omega$, et a_i et b_i des coefficients réels inconnus. Les ordres du numérateur et du dénominateur (n, m) sont choisis de façon cohérente avec le nombre de modes identifiés dans la bande de fréquences étudiée. La forme $h_{th}(\omega)$ est optimisée avec les réponses en fréquences expérimentales par une méthode des moindres carrés pondérés. Il s'agit de minimiser la fonction suivante, pour obtenir les solutions a_i et b_i :

$$(a_0, \dots, a_n, b_1, \dots, b_m) = \underset{\text{argmin}}{\sum_{k=1}^N w_k |h_{th}(\omega_k) - h_{exp}(\omega_k)|^2}, \quad (\text{A.2})$$

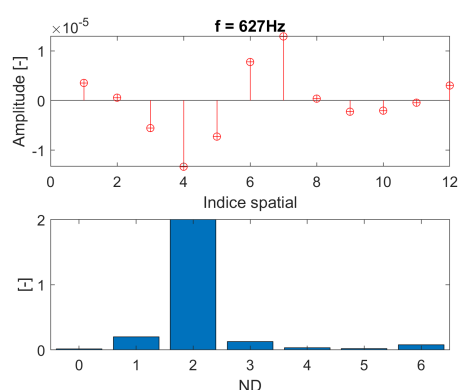
avec N le nombre de fréquences d'excitation mesurées dans la plage d'intérêt et h_{exp} les données FRF. L'algorithme utilisé pour la recherche des solutions est une méthode itérative de type Gauss-Newton. Les coefficients de pondération sont choisis de telle sorte que $w_k = |h_{exp}(\omega_k)|^2$. La formulation rationnelle A.1 se décompose classiquement comme une somme de fractions rationnelles. Lorsque les coefficients polynomiaux sont calculés, les résidus et pôles des fractions rationnelles sont obtenus numériquement. Les parties imaginaires et réelles des pôles identifiés sont alors dérivés comme suit pour en extraire les fréquences propres et les taux d'amortissement :

$$h_{th}(\omega) = \sum_{k=1}^{10} \frac{A_k}{\lambda - \lambda_k} + \frac{\bar{A}_k}{\lambda - \bar{\lambda}_k} + U + \frac{V}{\omega^2}, \quad (\text{A.3})$$

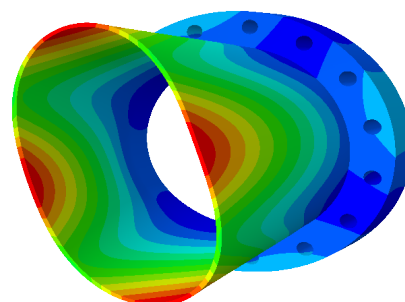
où $\lambda_k = -\zeta \omega_k + i\omega_k \sqrt{(1 - \zeta^2)}$ est le k -ième pôle et $\bar{\lambda}_k$ son complexe conjugué, A_k le résidu modal complexe correspondant et $\bar{A}_k$ son conjugué. Les coefficients U et V permettent de prendre en compte l'influence des modes situés en dehors de la plage d'intérêt. Les résidus modaux sont utilisés pour identifier les formes des modes et leurs diamètres nodaux.

Annexe B

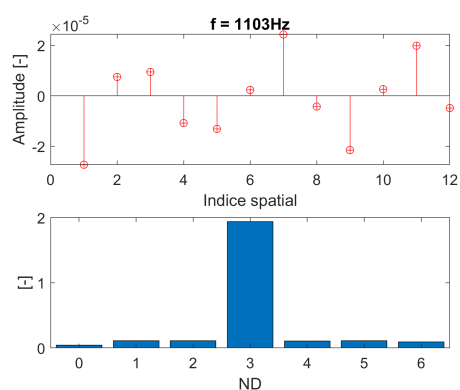
Analyse modale du stator libre-libre



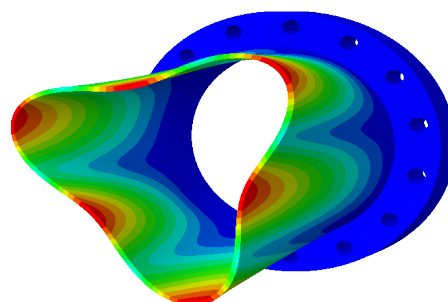
(a) 627 Hz



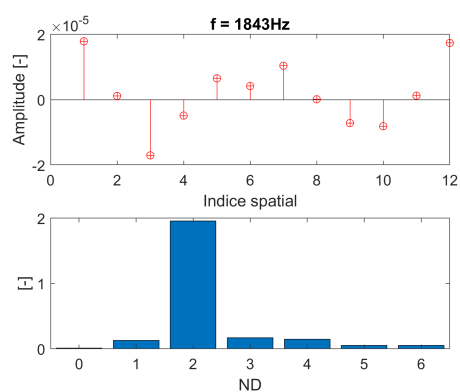
(b) 654 Hz



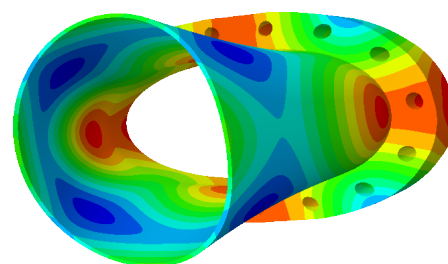
(c) 1103 Hz



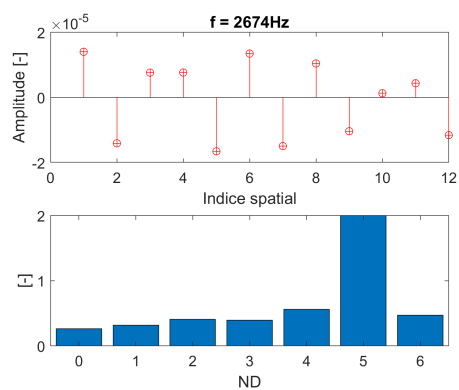
(d) 1110 Hz



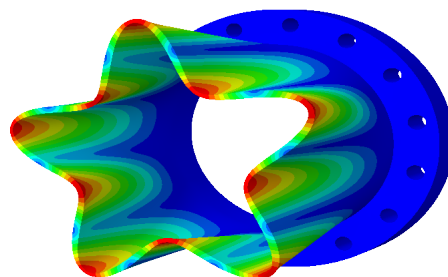
(e) 1843 Hz



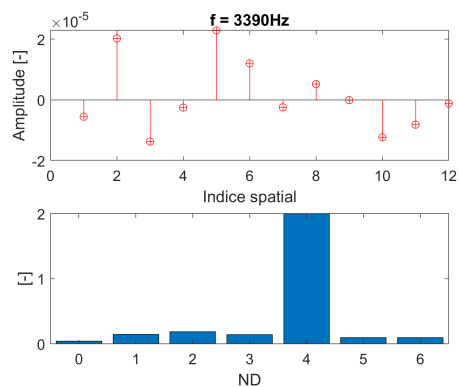
(f) 1935 Hz



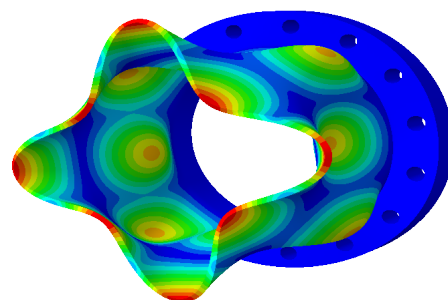
(g) 2674 Hz



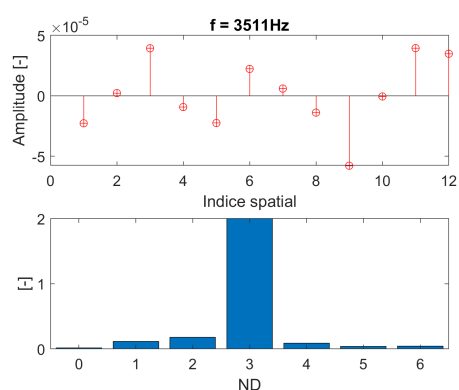
(h) 2678 Hz



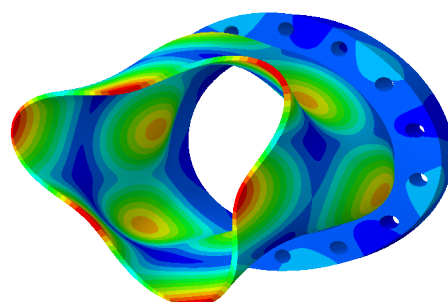
(i) 3390 Hz



(j) 3406 Hz



(k) 3511 Hz

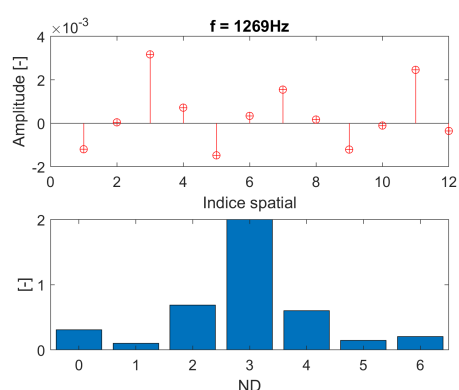


(l) 3541 Hz

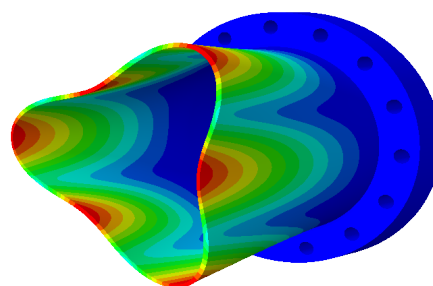
FIGURE B.1 – Comparaison des modes à diamètres identifiés expérimentalement avec les déformées modales calculées par méthode EF - essai libre-libre

Annexe C

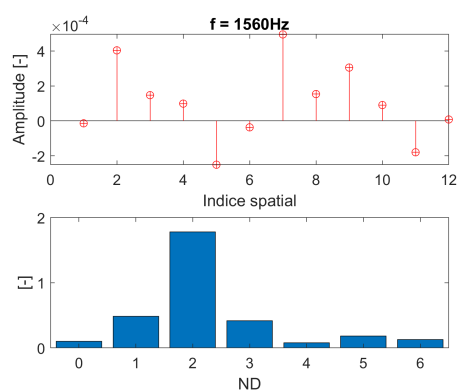
Analyse modale du stator encastré-libre



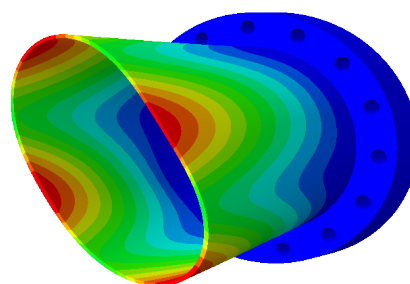
(a) 1269 Hz



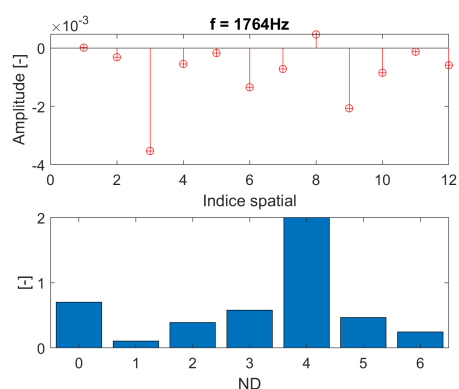
(b) 1320 Hz



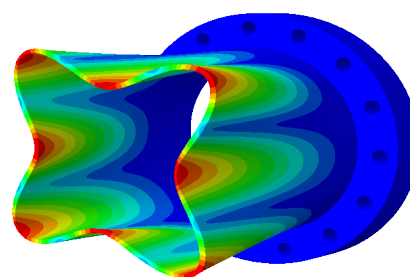
(c) 1560 Hz



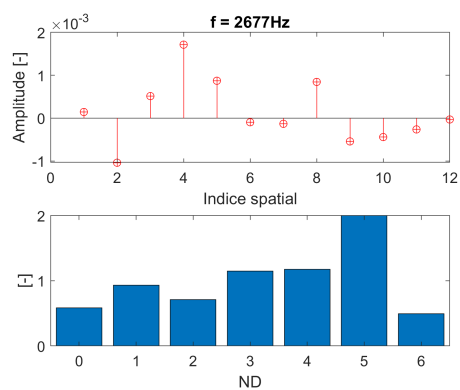
(d) 1734 Hz



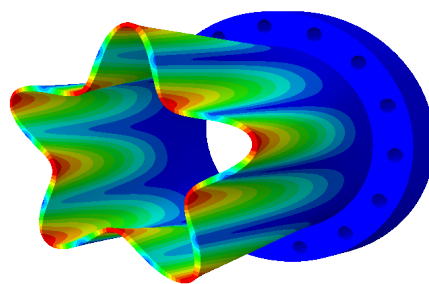
(e) 1764 Hz



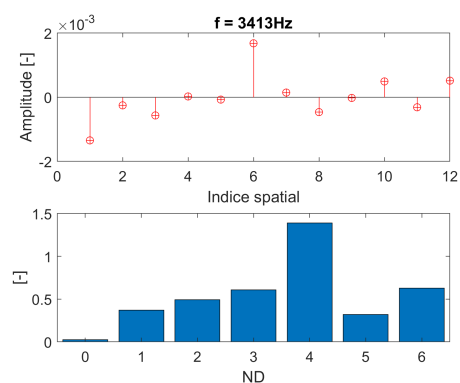
(f) 1778 Hz



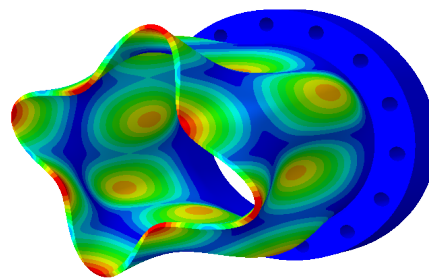
(g) 2677 Hz



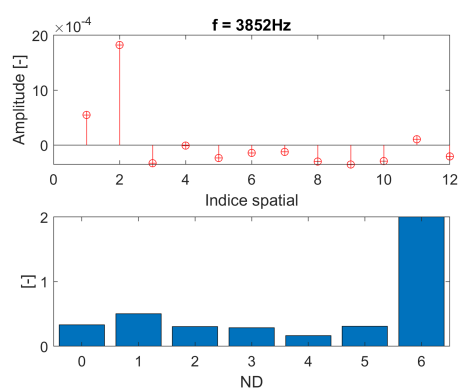
(h) 2685 Hz



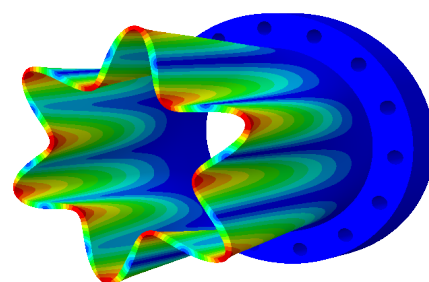
(i) 3413 Hz



(j) 3533 Hz



(k) 3852 Hz



(l) 3858 Hz

FIGURE C.1 – Comparaison des modes à diamètres identifiés expérimentalement avec les déformées modales calculées par méthode EF - essai encasté-libre

Annexe D

Solutions technologiques

Principe du centrage pour garantir un jeu radial homogène

Le contrôle du jeu radial est une des contraintes principales du cahier des charges. Pour atteindre les tolérances imposées sur le jeu ($150\text{ }\mu\text{m} \pm 10\%$), il faut éviter le cumul des défauts dus à la fabrication. Il s'agit de limiter les défauts de concentricité entre les éléments de mise en position radiale du rotor d'une part, et de positionnement radial du stator d'autre part. Il est donc primordial de minimiser la chaîne de cotes entre le rotor et le stator. De plus, on choisit de s'affranchir d'une solution classique de centrage court (type épaulement) qui introduirait de l'amortissement parasite au système (cf. D) et une chaîne de cotes avec trop de maillons. En substitution, le choix d'un positionnement réglable (au moins selon certains degrés de liberté) est préféré.

Dans cette optique, il est choisi de décomposer le module en deux sous-ensembles, indépendamment fixés au bâti. Ce choix constitue une modification majeure par rapport au banc Minotaure 1, pour lequel le stator et le rotor étaient tous les deux bridés sur un même support, lui-même bridé à une équerre rigide. Une telle configuration supposait un centrage par fabrication, et peu de manœuvrabilité pour le réglage du jeu. Dans le nouveau design, deux équerres rigides servent respectivement au support du stator et du rotor (figure 2.18). Le positionnement relatif des deux équerres sur le bâti est un des paramètres de réglage du jeu radial, et permet éventuellement de rattraper des excentricités induites par la fabrication des pièces.

La mesure du jeu radial dans un plan donné se fait grâce à deux capteurs de proximité KAMAN 9U situés dans l'arbre, affleurants à la veine fluide. Les deux capteurs sont respectivement positionnés en amont et en aval, afin de mesurer la distance rotor-stator aux deux positions axiales des dents du joint labyrinthe (proche de l'extrémité libre et proche de l'encastrement). Néanmoins, dans le cas d'une géométrie fixe, la mesure par les capteurs de déplacement présente un problème de référence. Aussi, pour obtenir une mesure du jeu radial sur tout la circonférence, une solution originale est développée. L'introduction d'un guidage en rotation de l'arbre est choisie. Ce degré de mouvement supplémentaire permet un contrôle de l'excentration dans tous les azimuts. De plus, il constitue un élément de réglage, permettant de garantir un centrage satisfaisant et une bonne coaxialité entre le stator et le rotor.

Plusieurs solutions technologiques ont été étudiées, notamment : un guidage par palier lisse, par roulements, ou par contact direct entre deux surfaces (figure 2.16). Finalement, un guidage de l'arbre par un ensemble de roulements à billes à contact oblique haute précision est choisi. Cette solution présente l'intérêt de ne pas introduire de jeu supplémentaire à l'assemblage, le jeu interne

des roulements est supprimé lors de l'étape de pré-contrainte. Cette technologie de haute précision garantit un réglage du jeu optimal (figure D.3).

Il est à noter que le guidage par roulements est uniquement utilisé lors de l'étape de centrage ; il n'y a pas de rotation de l'arbre lors des essais de stabilité. Ce choix permet de s'affranchir des difficultés relatives à la mise en rotation de ligne d'arbre (entraînement, guidage, instrumentation embarquée, etc.).

Un tel dispositif garantit un contrôle du jeu radial pendant la phase de montage, mais également pendant et après les essais. Ainsi, il est possible de vérifier que la modification de l'alignement due à la mise sous pression de l'ensemble est négligeable (de l'ordre de $5\text{ }\mu\text{m}$ d'après un calcul statique EF). Pour garantir ce point, la rigidité des équerres a été renforcée en augmentant l'épaisseur de celles-ci.

Une note de calcul a été réalisée pour définir la précharge à appliquer aux roulements. La pré-contrainte est réglée au moyen d'un écrou de serrage situé sur l'arbre et au contact des roulements aval. La précharge doit être suffisante pour compenser les efforts axiaux dus à la mise sous pression, tout en respectant la capacité de charge statique pour ne pas endommager les bagues [67], [68]. Les courbes de précharges axiales selon le déplacement axial fournissent la déflexion attendue des roulements appariés. Le couple de serrage à appliquer pour atteindre le niveau de précharge souhaité est alors évalué. Cette valeur, fortement dépendante du coefficient de frottement du filetage est une estimation : en pratique, une plage de valeurs est définie, incluant des marges de sécurité. La précharge est ensuite appliquée en contrôlant le déplacement axial du roulement amont à l'aide d'un comparateur numérique précis au centième près .

Séquence de montage et réglage

La montabilité de l'assemblage est déterminante pour la bonne tenue des essais mais également pour la sécurité des pièces. Le positionnement du stator est un point critique car il ne doit pas entrer en contact avec les dents du joint labyrinthe pendant sa mise en place (risque d'endommagement par matage par les dents en acier sur une pièce en aluminium). La figure D.1 présente les étapes de montage ; l'arbre est représenté en jaune et le stator en rouge. Le sous-ensemble supportant l'arbre sur roulements est fixe sur le bâti (pas de translation axiale) ; L'équerre du deuxième sous-ensemble est positionnée par translation axiale, via une rainure de positionnement présente sur le bâti. Ensuite, une pièce ad-hoc est fixée à l'extrémité de l'arbre. Cette pièce, d'un diamètre extérieur juste inférieur au diamètre intérieur du stator, joue le rôle de manchon de guidage pour le stator. Le stator est ainsi positionné par translation le long du manchon, jusqu'à être pré-positionné sur l'équerre, par l'intermédiaire de 3 colonnettes, qui reprennent le guidage. Ces éléments de guidage permettent de déplacer le stator jusqu'à sa position finale, sans risquer un contact avec les dents de l'arbre.

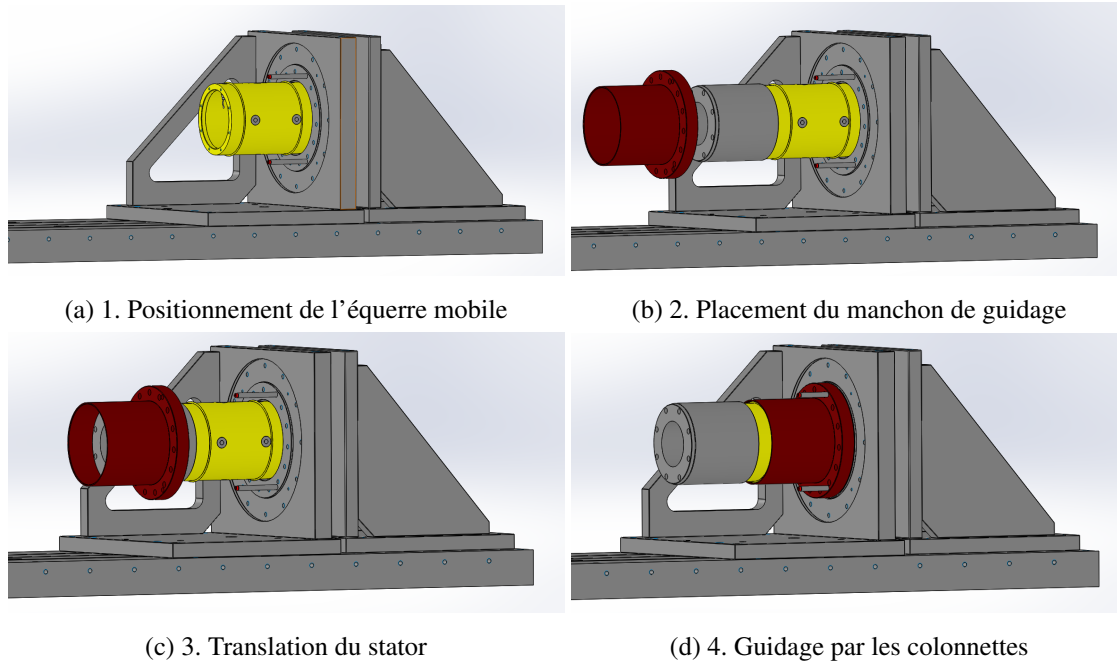


FIGURE D.1 – Étapes de mise en position du stator

Puis, une étape de réglage fin permet de régler la coaxialité entre le rotor et le stator. L'objectif est d'atteindre un jeu radial de 150 microns ($\pm 10\%$) entre le sommet des dents du joint labyrinthe et l'intérieur du stator. La mesure de la coaxialité est déduite de celle du battement lors de la rotation "de réglage" du rotor. La mesure se fait sur toute la circonférence, via les deux capteurs de déplacements positionnés dans le rotor (figure D.2b). Entre chaque correction, quatre points de mesure de jeu sont relevés, aux positions Nord, Sud, Est, Ouest (figure D.2a). Les corrections apportées sont présentées sur les figures D.3a et D.3b. La correction du désalignement (horizontal et vertical) est effectuée au moyen de vis de poussées situées sur l'équerre mobile (équerre du stator). Les défauts angulaires (parallélisme) sont également minimisés grâce aux vis de poussées verticales, via l'ajout de cales pelables.

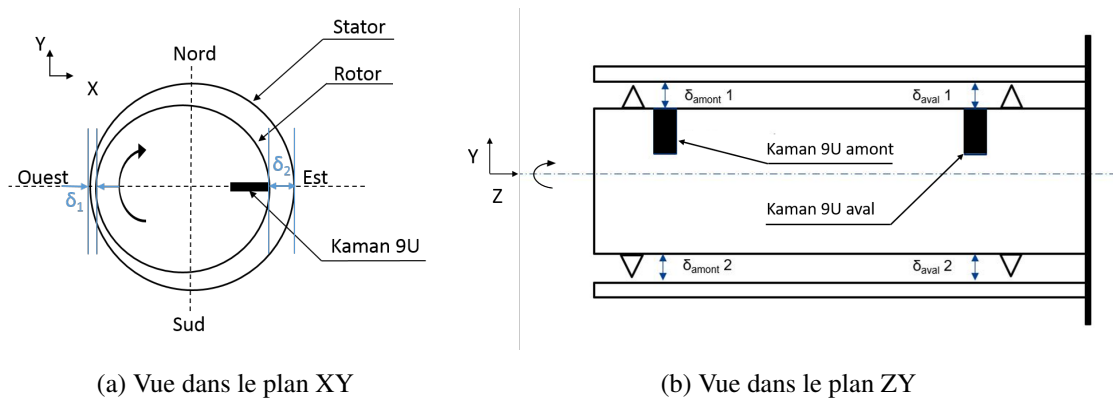


FIGURE D.2 – Schémas de principe des mesures d'alignement

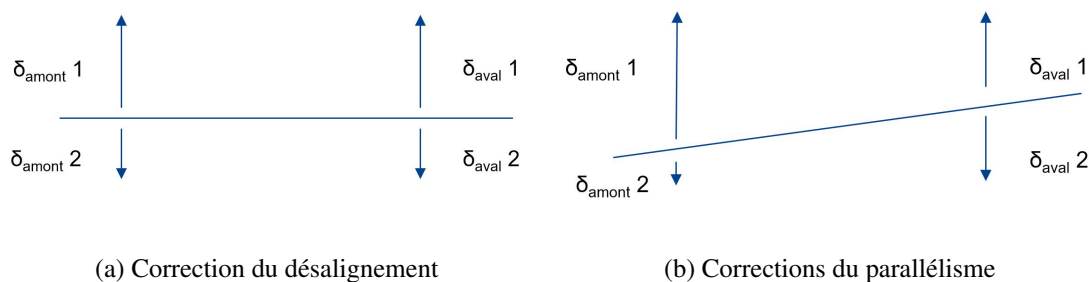


FIGURE D.3 – Schémas de principe du réglage de coaxialité

Réduction de l'amortissement structural

L'amortissement structural trop élevé constitue une des limitations majeures relevées sur le banc Minotaur 1 qui l'empêchent de montrer des instabilités. L'ensemble des solutions de reconception apportées pour la minimisation de l'amortissement mécanique sont explicitées ci-après.

Des designs monoblocs sont choisis pour les pièces stator et rotor. Cette option garantit un faible amortissement et contribue à une bonne maîtrise de la dynamique vibratoire des pièces. L'amortissement structural est aussi directement lié à l'encastrement du stator dans l'assemblage. Le choix de réaliser deux sous-ensembles indépendants (supportant respectivement le stator et le rotor) garantit également une meilleure maîtrise de l'encastrement de la pièce statorique. En effet, le bridage de cette dernière se fait directement sur l'équerre reliée au bâti. Afin d'éviter tout frottement au niveau de l'encastrement, les joints toriques et épaulements sont supprimés. Ainsi, en l'absence d'épaulement pour le positionnement radial, la mise en position du stator se fait au moyen de solutions de guidage, explicitées dans le paragraphe précédent.

Une attention est également portée sur le bridage de la pièce sur son équerre. Celui-ci est assuré par le serrage de quinze vis, réparties sur la circonférence du talon épais du stator. Le nombre de vis et le serrage à un couple donné de 40 N.m garantissent une pression de contact uniforme et un encastrement maîtrisé et sans fuites d'air.

Ainsi, les sources de dissipation et de glissement entre les pièces sont limitées au maximum. Cette configuration assure une meilleure maîtrise du comportement vibratoire et tend à déplacer les modes parasites liés au support vers des fréquences élevées, en dehors de la plage d'étude. Les modes observés dans la bande fréquentielle d'intérêt sont uniquement les modes du stator.

Optimisation des performances en débit

Le retour d'expérience du banc Minotaur 1 a mis en évidence des difficultés à atteindre des niveaux de surpression élevés en amont du joint labyrinthe. Aussi, un important travail a été mené pour améliorer les capacités du système d'alimentation. Des calculs de temps de vidange [69] ont permis de définir le volume optimal de la cuve pour assurer des temps d'essais raisonnables (de l'ordre de la minute). Cette durée est effectivement nécessaire pour deux raisons : permettre la stabilisation du débit (passage du régime transitoire au régime permanent), puis le développement d'une instabilité. Celle-ci n'est en effet pas immédiate, et se manifeste à des instants différents suivant le point de fonctionnement choisi. Le système d'alimentation choisi est un compresseur de 7.5 kW, associé à une cuve de 2 m³. Le volume de la cuve, multiplié par 4 par rapport à l'installation précédente, vise à assurer des niveaux de pressions et débits suffisants pour la bonne tenue des essais. Une modélisation fonctionnelle de l'ensemble de la ligne a également été réalisée.

Les pertes de charge relatives à chaque organe de la ligne (changements de section, coudes) ont été évaluées [22]. Sur l'ensemble de la ligne, les sections de passage des raccords flexibles et du Venturi sont harmonisées et augmentées. Un ré-usinage du Venturi est réalisé dans ce but. Pour l'ensemble des raccords, le rayon nominal choisi est de 1" 1/2 (contre 1/2" sur l'ancienne configuration). De plus, la géométrie du cône d'introduction d'air a été revue, pour stabiliser le flux d'air avant l'entrée dans le joint labyrinthe. L'angle du cône a été réduit à moins de 30° [22] sur sa plus grande longueur pour limiter le risque de décollement du flux en entrée de joint labyrinthe. Cette géométrie permet d'obtenir un écoulement laminaire en amont du joint labyrinthe.

Annexe E

Interfaces graphiques de pilotage et d'acquisition

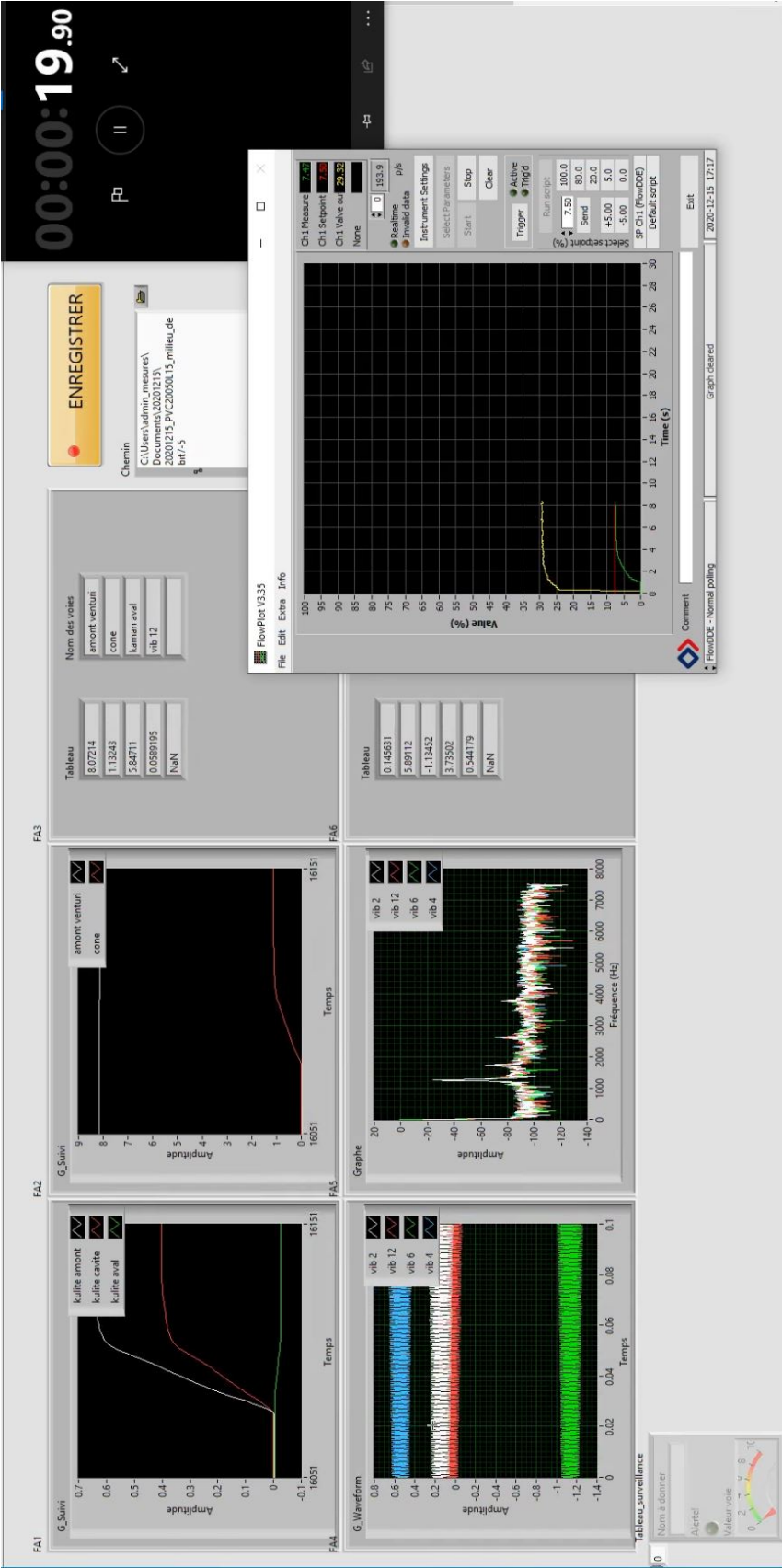


FIGURE E.1 – Interfaces graphiques de pilotage et d’acquisition : Labview et Flow Plot

Annexe F

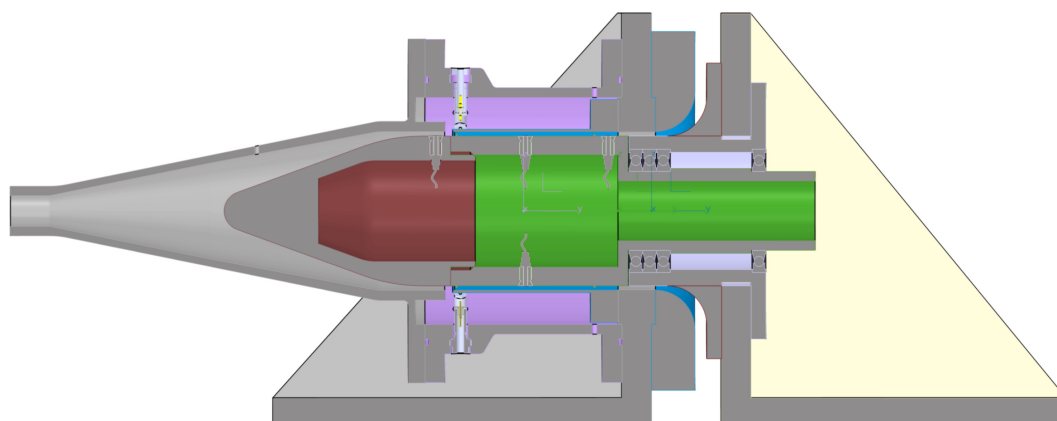
CAO intermédiaires du banc Minotaure 2

Le montage du banc Minotaure 2 et les essais réalisés au cours de la campagne d'essais se sont focalisés sur un encastrement du stator du côté des basses pressions (BP). Néanmoins, pour répondre aux exigences de modularité du cahier des charges, et dans la perspective de nouvelles campagnes d'essais, un travail a été mené sur la conception et la mise en place de la configuration encastrement du côté hautes pressions (HP).

A titre indicatif, les CAO intermédiaires des deux configurations HP/BP sont données dans les figures [F.1](#) et [F.1](#).

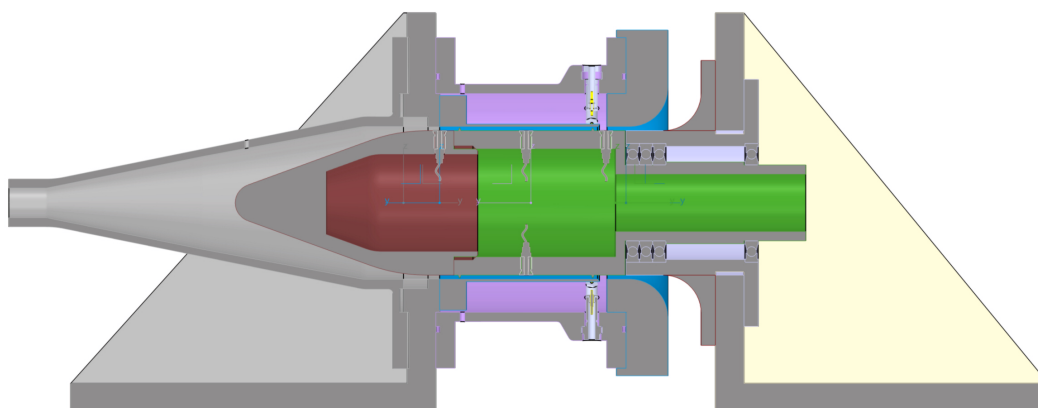
L'inversion du côté de l'encastrement est permise par la mobilité de l'équerre servant de support au stator.

La configuration [F.2](#) peut être facilement mise en place, bien qu'une réflexion sur une procédure de montage spécifique soit nécessaire pour garantir le positionnement du stator par rapport à l'axe de l'arbre.



0.452

FIGURE F.1 – CAO intermédiaire de la configuration avec encastrement côté BP



0.436

FIGURE F.2 – CAO intermédiaire de la configuration avec encastrement côté HP

Annexe G

Réception du banc

L'étape de réception du banc consiste à vérifier la conformité des pièces vis-à-vis des tolérances de fabrication imposées par le cahier des charges. Ce point est crucial pour garantir la montabilité de l'ensemble et la faisabilité des essais. Le module d'essais est réceptionné avec les deux sous-ensembles montés [G.1](#), sans instrumentation. Les vérifications suivantes sont réalisées :

- contrôle de métrologie des pièces critiques ;
- contrôle visuel de l'ensemble ;
- test de la libre rotation du rotor sur ses roulements (absence de contact avec le stator) ;
- réalisation des étapes de démontage/montage (cf. [D](#)) du stator sur son équerre avec guidage par pièce ad-hoc ;
- vérification du jeu radial rotor/stator.

La métrologie des pièces stator et rotor a été demandée à l'usineur. Celle-ci indique des cylindricités respectives à 25 et 13 microns près, pour des tolérances initialement imposées à 15 et 30 microns. Les étapes de montage/démontage ont également été effectuées par l'usineur pour valider la réalisation. Le bon comportement du module d'essais lors de l'ensemble des vérifications et les rapports de mesure garantissent une conception conforme. En outre, la réalisation de l'ensemble des étapes de montage permet à l'opérateur de relever les éléments critiques liés à l'accessibilité des visseries. A ce titre, la procédure de montage initiale est affinée après chaque montage/démontage du banc dans l'objectif d'améliorer la praticité.

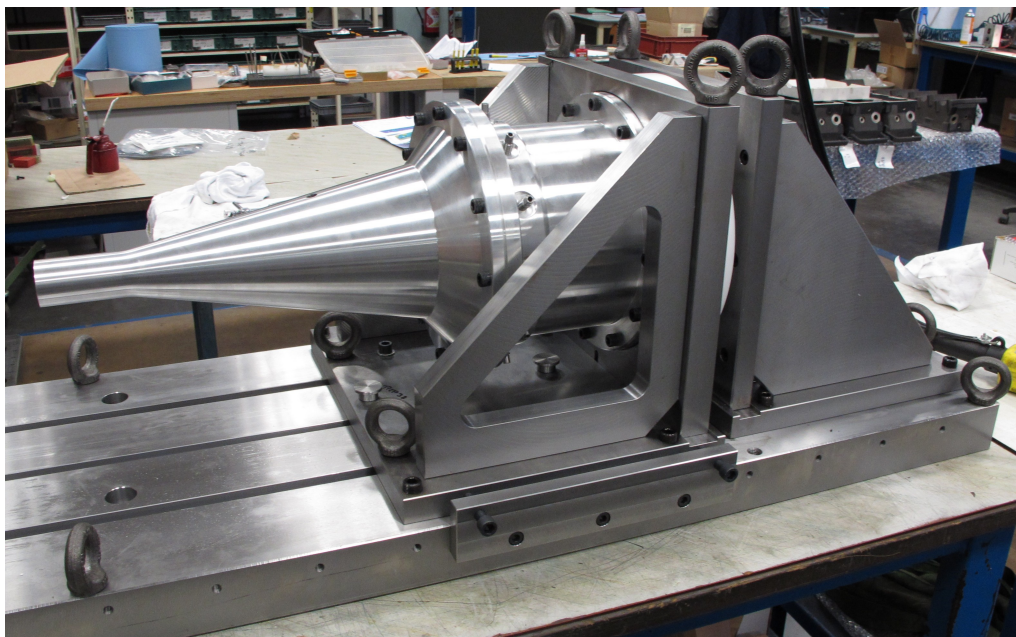
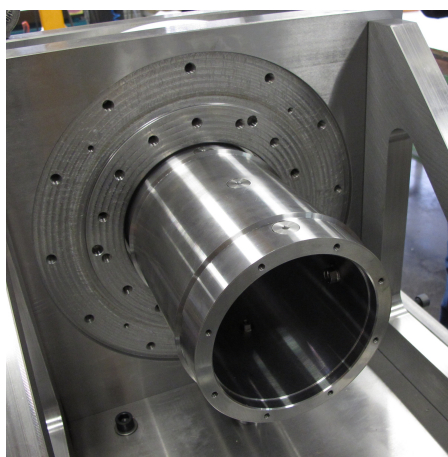
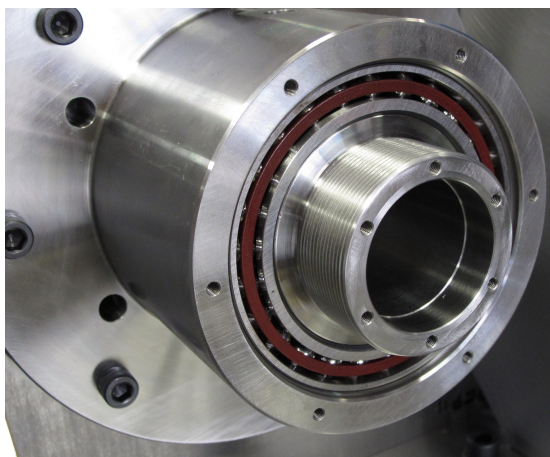


FIGURE G.1 – Visualisation du banc à la réception

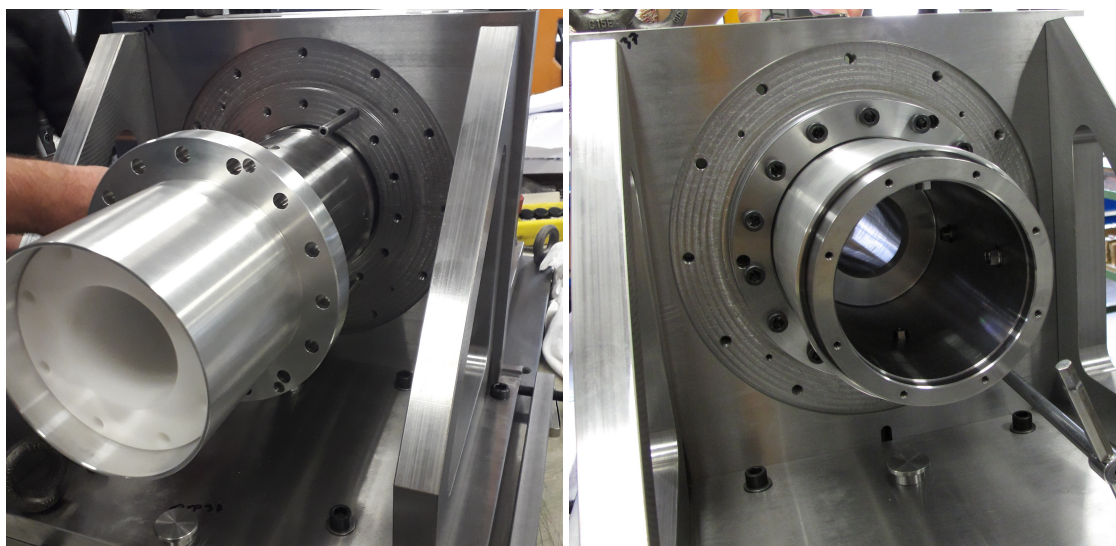


(a) Pièce rotor sur roulements



(b) Roulements

FIGURE G.2 – Contrôle de la fabrication et de la mise en position du rotor



(a) Guidage du stator

(b) Stator positionné

FIGURE G.3 – Test de montage du stator

Annexe H

Réglage fin de la coaxialité du stator et du rotor

La première étape du montage consiste à appliquer une pré-contrainte aux roulements, de façon à supprimer le jeu interne. Le couple de serrage appliqué est de 40 N.m, valeur préconisée par la note de calcul. Une fois les roulements pré-contraints, l'axe de rotation du rotor est défini. Le stator est alors pré-positionné suivant la procédure de montage décrite au paragraphe D.

La figure H.1 illustre le principe de réglage de la coaxialité du stator et du rotor. Une première mesure du jeu radial en quatre points de la circonférence du stator sert de référence. Ensuite, les défauts d'alignement (différence des mesures suivant les azimuts) et de parallélisme (différence des mesures suivant la position axiale : amont/aval) sont corrigés de façon itérative. Les vis de poussée permettent d'ajuster finement la position du stator. Entre chaque réglage, les nouvelles valeurs de jeux sont relevées aux quatre points cardinaux. L'opération est répétée jusqu'à obtenir une précision de ± 20 microns par rapport au jeu nominal.

Un contrôle du jeu radial amont est effectué a posteriori à l'aide d'un jeu de cales d'épaisseurs souples (précis à $10\text{ }\mu\text{m}$). Cette vérification permet de valider le réglage et de s'assurer de l'uniformité du jeu sur toute la circonférence, avec une précision à $18\text{ }\mu\text{m}$ près. Cette valeur est jugée satisfaisante par rapport au cahier des charges défini en phase de reconception.

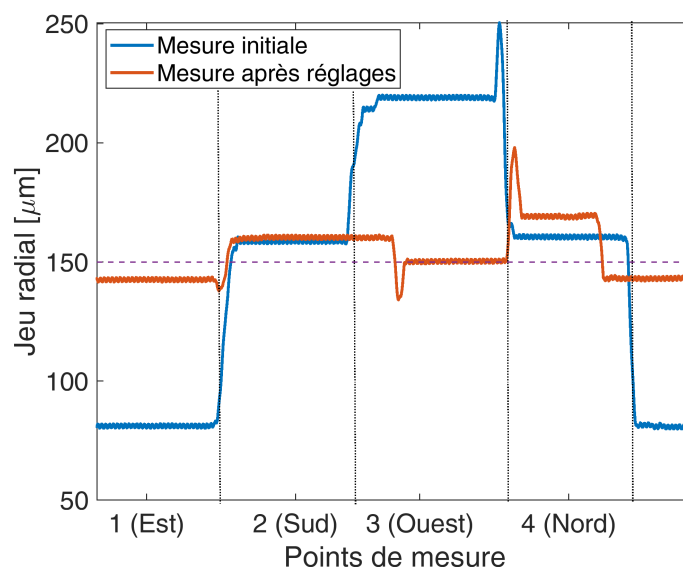


FIGURE H.1 – Relevés de quatre points de mesure avant et après correction de la coaxialité rotor/stator

Annexe I

Description de l'hypothèse de fluide bloqué

Choked Flow of Gases

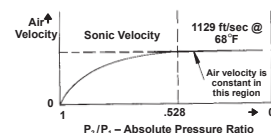
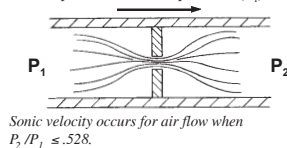
48

TUTORIAL

The Basic Concept

A greatly misunderstood and misapplied notion is that of "choked flow", also referred to as "critical flow".

In gas flow through an orifice there is an occasion where the gas velocity reaches sonic conditions. This occurs for air flow when the absolute pressure ratio is .528, i.e. when the downstream absolute pressure (P_2) is 52.8% of the upstream absolute pressure (P_1).

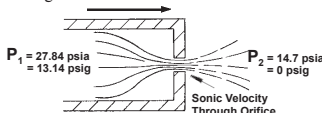


The air flow velocity is limited once the absolute pressure ratio is $\leq .528$.

For air flow through an orifice with an inlet air temperature of 68°F the choked (sonic) velocity is 1129 ft/sec.

The Misconception!

Once sonic velocity is achieved in orifice air flow ($P_2/P_1 = .528$), it is easy to "assume" that the mass flow rate is constant for all pressure ratios less than .528; i.e. $P_2/P_1 \leq .528$. For example, when P_2 is 14.7 psia and P_1 is 27.84 psia, sonic velocity occurs through the orifice. As P_1 further increases there is no further increase in the velocity of the air flowing through the orifice.



Conditions for the onset of sonic velocity in orifice air flow.

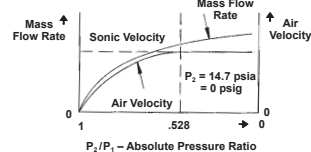
Consider all the Factors!

The mass flow rate through an orifice is a function of three basic parameters.

- Q (flow) is a function of
- Velocity
 - Density
 - Orifice Area

When the air velocity reaches sonic velocity ($P_2/P_1 \leq .528$) further increases in P_1 (upstream pressure) do not cause any further increase in the air velocity through the orifice. Consequently it is wrongly concluded that the mass flow rate also does not increase.

As the air pressure (P_1) increases, the density of the air also increases; and since the mass flow rate is also a function of density, the mass flow rate increases linearly with pressure (P_1).

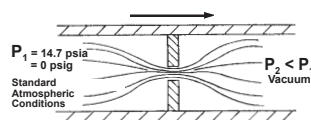


Even though the air velocity through the orifice is limited to the speed of sound, the mass flow rate continues to increase as the absolute pressure (P_1) increases.

What is Choked?

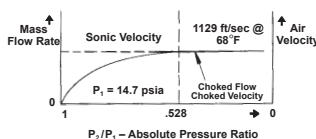
The parameter that becomes "choked" or "limited" is the velocity of the air. It is more accurate to use the term "choked velocity" rather than "choked flow" when the absolute pressure ratio of air through an orifice is $\leq .528$.

Vacuum Conditions



Air at atmospheric pressure enters the orifice and flows to a downstream vacuum pump.

In the case of vacuum conditions on the outlet of an orifice and where the inlet is at ambient atmospheric pressure, both the air velocity and the mass flow rate become choked (limited) when sonic velocity is achieved through the orifice.



For atmospheric inlet pressure and downstream vacuum, both the air velocity and mass flow rate are limited.

The reason for the mass flow rate limitation is the fixed inlet density combined with the fixed velocity. The flow charts on pages 20-22 show the choked mass flow effect for vacuum conditions. At vacuum levels between 15-30" Hg the mass flow rate is fixed.

Choked Flow for Positive Pressure Conditions

As in the case of the above vacuum conditions there are certain situations in which choked flow does occur for positive (above atmospheric) pressure. By maintaining a fixed inlet pressure to the orifice and allowing the outlet pressure (back pressure) to vary, there is a range of outlet pressures over which the mass flow rate is fixed.

For example (see chart below).

- With an inlet pressure of 80 psig, the mass flow rate is choked (limited) for all outlet pressures less than 35.30 psig (including vacuum conditions).
- The actual flow rate is constant for the outlet pressure range of 35.30 psig to as low as a complete vacuum. The flow rate can be obtained from the charts on pages 20-22; e.g. for an orifice of .010" diameter and with 80 psig inlet pressure, the choked flow rate is 8.12 scfh (page 20). This flow rate will be constant for all outlet pressure conditions between 35.30 psig and full vacuum.

Sonic Velocity Conditions - Air Flow			
Inlet Pressure		Outlet Pressure For Sonic Velocity	
Gage Pressure psig	Absolute Pressure psia	Absolute Pressure psia	Gage Pressure psig
100	114.7	≤ 60.56	≤ 45.86
90	104.7	≤ 55.28	≤ 40.58
80	94.7	≤ 50.00	≤ 35.30
70	84.7	≤ 44.72	≤ 30.02
60	74.7	≤ 39.44	≤ 24.74
50	64.7	≤ 34.16	≤ 19.46
40	54.7	≤ 28.88	≤ 14.18
30	44.7	≤ 23.60	≤ 8.90
20	34.7	≤ 18.32	≤ 3.62
15	29.7	≤ 15.68	≤ .98
14.7	29.4	≤ 15.52	≤ .82
10	24.7	≤ 13.08	≤ -1.62
5	19.7	≤ 10.40	≤ -4.30
1	15.7	≤ 8.29	≤ -6.47
0	14.7	≤ 7.76	≤ -6.94

Temperature 68°F

Annexe J

Résolution en cascade pour le calcul d'une solution initiale

A l'ordre 0, l'équation de conservation de la masse devient :

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i = \dot{m}_0 \quad \forall i \quad (\text{J.1})$$

Le débit est calculé en faisant a priori l'hypothèse de fluide bloqué : on considère un blocage sonique sur la dernière dent. L'équation permettant de calculer le débit est alors donnée par la formule de Fliegner :

$$\dot{m}_0 = \frac{0.510\mu_0}{\sqrt{RT}} P_{0N-1} C_r \quad (\text{J.2})$$

Lorsque le fluide est bloqué, la pression dans la dernière cavité P_{0N-1} atteint une valeur critique, donnée par le rapport :

$$\frac{P_S}{P_{0N-1}} = 0.528$$

P_S étant la pression en sortie de labyrinthe.

Ensuite, les pressions P_{0i} sont calculées dans chaque cavité en résolvant l'équation (4.16). Les pressions sont calculées de proche en proche (figure J.1), en partant de la pression dans la dernière cavité, P_{0N-1} . L'inconnue est donc P_{0i-1} , et la donnée d'entrée est P_{0i} .

On vérifie a posteriori l'hypothèse de fluide bloqué, en comparant la valeur de P_{01} calculée à la valeur de P_E imposée. Si $P_{01} < P_E$, l'hypothèse de fluide bloqué est validée. Au contraire, si $P_{01} > P_E$, le fluide n'est pas bloqué.

Cas du fluide bloqué

Dans le cas où le flux est effectivement bloqué en sortie, on raisonne de la même façon que précédemment, de manière itérative : on compare la pression d'entrée calculée P_{01} à la pression réellement imposée P_E . Tant que $P_{01} \neq P_E$, on réitère le calcul des pressions en effectuant une méthode de tire sur la pression d'entrée P_E : on corrige l'estimation de la pression dans la dernière

cavité P_{0N-1} jusqu'à avoir $P_{01} = P_E + \varepsilon$.

Cas du fluide non bloqué

Lorsque le flux n'est pas bloqué, le calcul des pressions est effectué à partir de la pression d'entrée imposée P_E et de l'équation (4.16). Les pressions sont alors calculées en "descendant" le labyrinthe : pour chaque cavité, l'inconnue est P_{0i} , et la donnée d'entrée est P_{0i-1} . La méthode de tire est faite sur la pression de sortie P_S : on corrige l'estimation de la pression dans la première cavité P_{01} jusqu'à avoir $P_N = P_S + \varepsilon$.

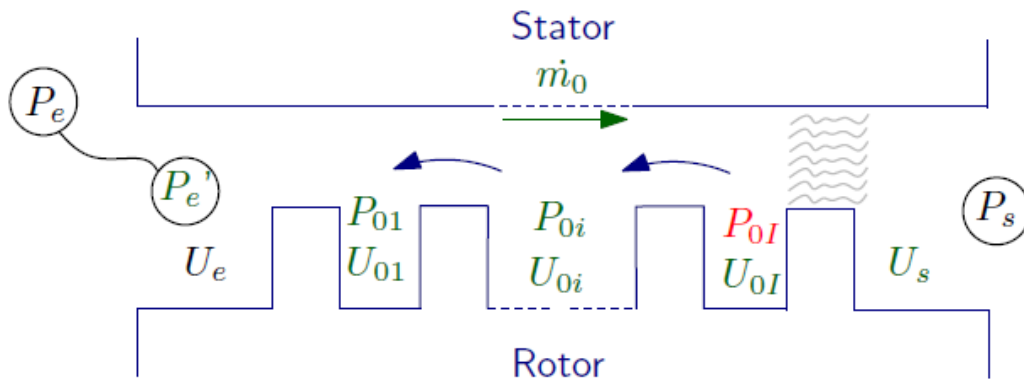


FIGURE J.1 – Représentation à l'ordre 0, des pressions et vitesses dans un joint labyrinthe avec blocage sonique en sortie. – valeur corrigée, – valeurs estimées, – valeurs fixes [1]

Annexe K

Équations de fluide linéarisées

Les développements des équations de Navier-Stokes linéarisées selon la méthode des petites perturbations sont donnés ci-dessous :

— Équation de continuité :

$$\rho_{0i}L\frac{\partial H'_i}{\partial t} + A_{0i}\frac{\partial \rho'_i}{\partial t} + \frac{1}{R_s}[U_{0i}A_{0i}\frac{\partial \rho'_i}{\partial \theta} + A_{0i}\rho_{0i}\frac{\partial U'_i}{\partial \theta} + U_{0i}\rho_{0i}L\frac{\partial H'_i}{\partial \theta}] + \dot{m}'_{i+1} - \dot{m}'_i = 0 \quad (\text{K.1})$$

— Équation de la quantité de mouvement :

$$\rho_{0i}U_{0i}L\frac{\partial H'_i}{\partial t} + A_{0i}U_{0i}\frac{\partial \rho'_i}{\partial t} + A_{0i}\rho_{0i}\frac{\partial U'_i}{\partial t} + \frac{1}{R_s}[2\rho_{0i}A_{0i}U_{0i}\frac{\partial U'_i}{\partial \theta} + A_{0i}U_{0i}^2\frac{\partial \rho'_i}{\partial \theta} + \rho_{0i}U_{0i}^2L\frac{\partial H'_i}{\partial \theta}] + U'_i\dot{m}_{0i+1} - U'_{i-1}\dot{m}_{0i} + U_{0i}\dot{m}'_{i+1} - U_{0i-1}\dot{m}'_i = -\frac{A_{0i}}{R_s}\frac{\partial P'_i}{\partial \theta} + \tau'_{ri}a_{ri}L - \tau'_{si}a_{si}L \quad (\text{K.2})$$

— Équation d'énergie :

$$\rho_{0i}A_{0i}[C_p\frac{\partial T'_i}{\partial t} + U_{0i}\frac{\partial U'_i}{\partial t}] + \frac{\rho_{0i}A_{0i}U_{0i}}{R_s}[C_p\frac{\partial T'_i}{\partial \theta} + U_{0i}\frac{\partial U'_i}{\partial \theta}] + \dot{m}'_{i+1}(C_pT_{0i} + \frac{U_{0i}^2}{2}) - \dot{m}'_i(C_pT_{0i-1} + \frac{U_{0i-1}^2}{2}) + \dot{m}_{0i+1}(C_pT'_i + U_{0i}U'_i) - \dot{m}_{0i}(C_pT'_{i-1} + U_{0i-1}U'_{i-1}) = \tau'_{ri}a_{ri}L_iR_s\omega_{rotor} + A_{0i}\frac{\partial P'_i}{\partial t} \quad (\text{K.3})$$

Annexe L

Coefficients de l'équation de structure

Les calculs de l'énergie cinétique, énergie de déformation et travail du fluide sur la structure donnent respectivement :

$$E_c = \sum_{n=2}^N \frac{1}{2} \rho \frac{(e^2 + 2Re)}{2} \frac{\pi L}{5} (\dot{a}_n^2 + \dot{b}_n^2) \quad (\text{L.1})$$

$$E_d = \sum_{n=2}^N \frac{RD\pi}{2} (a_n^2 + b_n^2) \left[\frac{Ln^4}{5R^4} + \frac{4vn^2}{3LR^2} + \frac{4}{L^3} + \frac{8(1-\nu)n^2}{3LR^2} \right] \quad (\text{L.2})$$

$$W = \sum_{i=1}^N \left(-\pi R_s \frac{L(x_i)^3 - L(x_{i-1})^3}{3L_{tot}^2} (p_{n,i}^c a_n + p_{n,i}^s b_n) - \pi \frac{L(x_i)^5 - L(x_{i-1})^5}{5L_{tot}^4} P_{0i} (a_n^2 + b_n^2) \right) \quad (\text{L.3})$$

Annexe M

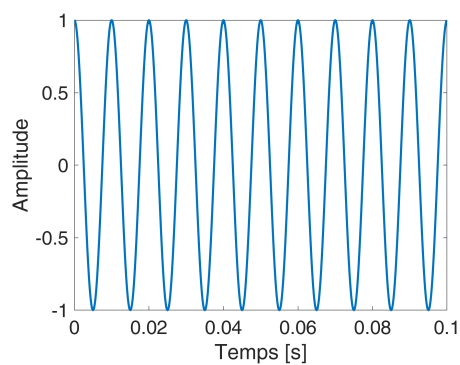
Interprétation des spectres fréquentiels en régime de butée

Pour illustrer l'évolution temporelle des spectres obtenus sur les essais (cf. chapitre 3), un exemple est présenté ci-après, sur un signal ad-hoc sinusoïdal pur, à une fréquence de 100 Hz (figure M.1). Les amplitudes observées sur les signaux vibratoires sont du même ordre de grandeur que la distance stator - butées et dents du rotor - stator. Ainsi, une l'hypothèse d'un contact avec les butées est retenue. Par définition, une mise en butée vient limiter l'amplitude vibratoire à une valeur maximale. Cette limitation produit un écrêtage du signal. Celui-ci peut être :

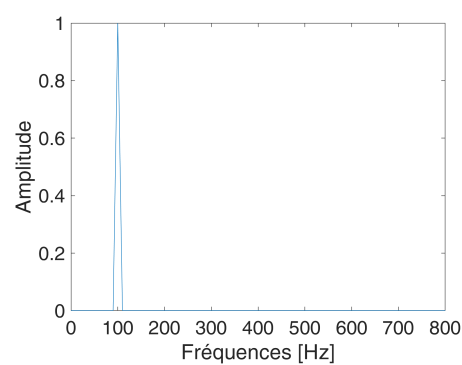
- symétrique : troncatures sur les parties positive et négative du signal, à seuils égaux (figure M.2a);
- asymétrique : troncatures sur les parties positive et négative du signal, avec des seuils différents (figure M.2b);
- unilatéral : troncature uniquement sur la partie positive ou négative (figure M.2c).

L'écrêtage en question est fonction du centrage du stator (qui dépend du réglage initial et de la mise sous pression), de la position réelle des butées par rapport à leur position nominale, et de l'amplitude du signal initial.

Le spectre du signal écrêté symétrique contient la fréquence principale du signal sinusoïdal pur ainsi que les fréquences des harmoniques impairs : 300 et 700 Hz. Lorsque l'écrêtage est asymétrique ou unilatéral, le spectre associé contient les multi-harmoniques paires et impaires de la fréquence 100 Hz.

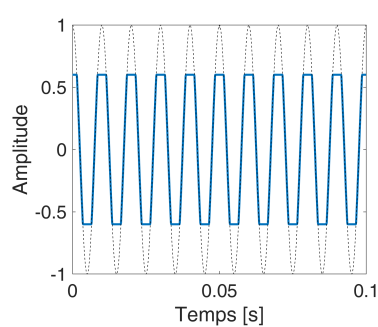


(a) Signal temporel

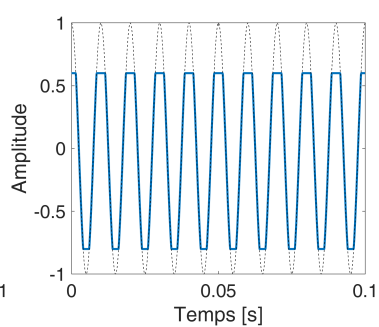


(b) DFT

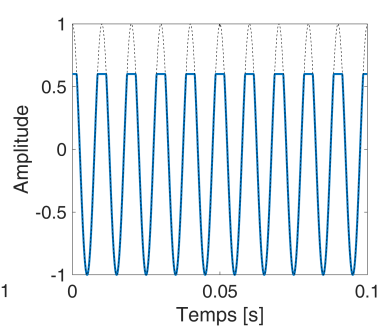
FIGURE M.1 – Signal ad-hoc sinusoïdal pur à 100 Hz



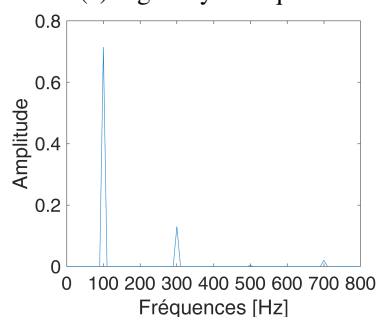
(a) Signal symétrique



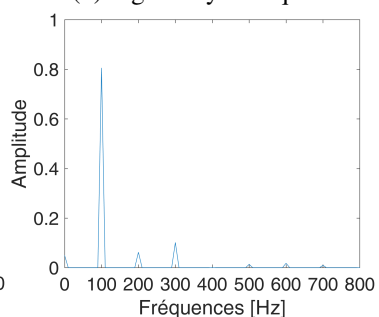
(b) Signal asymétrique



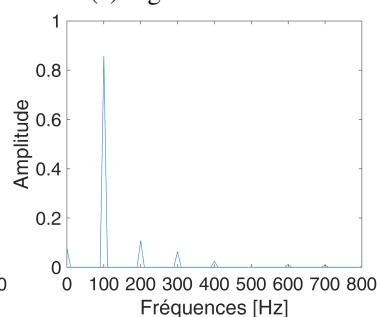
(c) Signal unilatéral



(d) DFT du signal symétrique



(e) DFT du signal asymétrique



(f) DFT du signal unilatéral

FIGURE M.2 – Typologie des différents signaux écrêtés lors de la mise en butée et DFT associées

Bibliographie

- [1] A. Dairien. *Stabilité des écoulements et interaction fluide-structure dans les joints labyrinthes*. PhD thesis, École Centrale de Lyon, 2019.
- [2] S. et al. Kaneko. *Flow-induced vibrations. Classifications and lessons from practical experiences*. Academic Press, 2008.
- [3] F. F. Ehrich. *Handbook of rotordynamics*. Krieger Publishing Company, 2004.
- [4] J. S. Alford. Protection of labyrinth seals from flexural vibration. *Journal of Engineering for Power*, 86(2) :141–147, 1964.
- [5] J. Rebufa. *Vibrations de ligne d’arbre sur paliers hydrodynamiques : influence de l’état de surface*. PhD thesis, École Centrale de Lyon, 2016.
- [6] M. Arghir. *Modélisation du comportement dynamique des joints annulaires rainurés à fluide incompressible*. PhD thesis, Université de Poitiers, 1996.
- [7] M. Arghir and J. Frêne. Forces and moments due to misalignment vibrations in annular liquid seals using the averaged navier-stokes equations. *ASME. J. Tribol.*, 119(2) :279–287, 1997.
- [8] M. Arghir and J. Frêne. Bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of eccentric circumferentially-grooved liquid annular seals. *Journal of Tribology*, 126(2) :316–325, 2004.
- [9] MTU. Brush seals.
- [10] D. Childs, D. Elrod, and K. Hale. Annular honeycomb seals : test results for leakage and rotordynamic coefficients ; comparisons to labyrinth and smooth configurations. *Journal of Tribology*, 1989.
- [11] J-P. Massat. Comportement dynamique des joints labyrinthes et influence sur la stabilité des rotors. Master’s thesis, ECL - UCBL -INSA, 2003.
- [12] D. Childs. Turbomachinery dynamics, phenomena modeling and analysis. In *Turbomachinery dynamics, phenomena modeling and analysis*. John Wiley & Sons, 1993.
- [13] J. S. Alford. Nature, causes, and prevention of labyrinth air seal failures. *Journal of Aircraft*, 12(4) :313–318, 1975.
- [14] D. R. Abbott. Advances in labyrinth seal aeroelastic instability prediction and prevention. *Journal of Engineering for Power*, 1980.
- [15] R. P. Coghlan, J. S. Green, and A. K. Baron. Mechanical damping analysis of a vibrating labyrinth seal structure with frictional contact. *ASME Proceedings Turbo Expo*, 6 :949–957, 2010.
- [16] A. V. Srinivasan. Influence of mistuning on blade torsional flutter. *NASA contract Report*, 1980.

- [17] M. Arghir and J. Frêne. A quasi 2d method for the rotordynamic analysis of centered labyrinth liquid seals. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 121(1) :144–152, janvier 1999.
- [18] D. W. Childs and J. K. Scharrer. An iwatsubo-based solution for labyrinth seals : comparison to experimental results. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 108(2) :325–331, 1986.
- [19] R. Corral and A. Vega. Conceptual flutter analysis of labyrinth seals using analytical models. part i : theoretical support. *Journal of Turbomachinery*, 140, 2018.
- [20] F. Cangioli. On the thermodynamic process in the bulk-flow model for the estimation of the dynamic coefficients of labyrinth seals. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 140, 2018.
- [21] Arias project, <https://www.arias-project.eu/news>, 2021.
- [22] I.E. Idel’cik. *Mémento des pertes de charges*. Eyrolles, 1986.
- [23] D. A. Lewis, C. E. Platt, and E. B. Smith. Aeroelastic instability in FLOO labyrinth air seals. *Journal of Aircraft*, 1979.
- [24] F. F. Ehrich. The dynamic stability of rotor/stator radial rubs in rotating machinery. *Journal of Engineering for Industry*, 91(4) :1025–1028, 1969.
- [25] A. A. Lomakin. Calculating of critical speed and securing of dynamic stability of high pressure pumps with reference to forces arising in sealgaps. *Energomashinostroenie Vol 4, No. 1*, 1958.
- [26] H Benckert and J. Wachter. Studies on vibrations stimulated by lateral forces in sealing gaps. *Seal technology in gas-turbine engines, agard conference proceeding, london*, (237) :9.1–9.11, 1978.
- [27] H. Benckert and J. Wachter. Investigations on the mass flow and the flow induced forces in contactless seals of turbomachines. *Proceedings of the Sixth Conference on Fluid Machinery, Scientific Society of Mechanical Engineers, Akadémiai Kiadó, Budapest*, pages 57–66, 1979.
- [28] H. Benckert and J. Wachter. Flow induced spring coefficients of labyrinth seals for application in rotor dynamics. 1980.
- [29] H . F. Black. Effects of hydraulic forces in annular pressure seals on the vibrations of centrifugal pump rotors. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 11(2) :206–213, avril 1969.
- [30] H. F Black. Effects of fluid filled clearance spaces on centrifugal pump and submerged motor vibrations. *TAMU Turbo Show*, 1979.
- [31] M. Arghir, C. Defaye, and J. Frêne. The lomakin effect in annular gas seals under choked flow conditions. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2006.
- [32] T. Iwatsubo. Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors. *NASA CP 2250 Proceeding of a workshop at Texas A & M University entitled Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery*, pages 205–222, 1980.
- [33] H. Blasius. *Forschungsarbeiten auf dem gebiete des ingenieusersens*. 1913.
- [34] A. V. Srinivasan, R. A. Arnoldi, and A. J. Dennis. Aeroelastic instabilities in labyrinth air seal systems. *ASME Proceedings*, page V005T13A021, 1984.

- [35] R. Nordmann, F. J. Dietzen, and H.P. Weiser. Calculation of rotordynamic coefficients and leakage for annular gas seals by means of finite difference techniques. *Journal of Tribology*, 1989.
- [36] D. L. Rhode, S. J. Hensel, and M. J. Guidry. Three-dimensional computations of rotordynamic force distributions in a labyrinth seal. *Tribology Transactions*, 36(3) :461–469, 1993.
- [37] R. Phibel and L. di Mare. Numerical investigation of labyrinth seal aeroelastic stability. American Society of Mechanical Engineers, 2009.
- [38] R. Phibel and L. di Mare. Comparison between a CFD code and a three-control-volume model for labyrinth seal flutter predictions. pages 597–606. American Society of Mechanical Engineers, 2011.
- [39] J. J. Moore. Three-dimensional cfd rotordynamic analysis of gas labyrinth seals. *J. Vib. Acoust.*, 2003.
- [40] T. Hirano, Z. Guo, and R. G. Kirk. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery—part ii : labyrinth seal analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 127(4) :820–826, 2005.
- [41] R. G. Kirk and W. J. Chen. Calibration of a design tool for dynamic characteristics of gas labyrinth seals. American Society of Mechanical Engineers, 2016.
- [42] T. Tsukuda, T. Hirano, C. Watson, N.I R. Morgan, B. K. Weaver, and H. G. Wood. A numerical investigation of the effect of inlet preswirl ratio on rotordynamic characteristics of labyrinth seal. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018.
- [43] T. Miura and N. Sakai. Numerical and experimental studies of labyrinth seal aeroelastic instability. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019.
- [44] F. Cangioli. Effect of energy equation in one control-volume bulk-flow model for the prediction of labyrinth seal dynamic coefficients. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018.
- [45] A. Vega and R. Corral. Conceptual flutter analysis of labyrinth seals using analytical models. part ii : physical interpretation. *Journal of Turbomachinery*, 2018.
- [46] G. Vannini, S. Cioncolini, V. Calicchio, and F. Tedone. Development of a high pressure rotordynamic test rig for centrifugal compressors internal seals characterization. *Texas A&M University*, 2011.
- [47] F. Cangioli. Sensitivity analysis of the one-control volume bulk-flow model for a 14 teeth-on-stator straight-through labyrinth seal. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017*, 2017.
- [48] W. Zhang and K. Ma. The static instability characteristics of labyrinth seals : experiments and computational fluid dynamics verification. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2020.
- [49] B. Moreira. Conception d’un module d’essai d’écoulement dans un joint labyrinthe pour l’analyse de stabilité. Master’s thesis, ECL, 2013.
- [50] F. Hecht. New development in freefem++. *J. Numer. Math.*, 20(3-4) :251–265, 2012.
- [51] R. Nordmann G. Schuck. Investigation of self-excited vibrations in flexible labyrinth seals due to instationary pressure fields. *Sixth International Conference on Rotor Dynamics, Sidney Australia*, October 2002.
- [52] R. Nordmann G. Schuck. Influence of structural parameters and flow conditions on the dynamic behaviour of flexible labyrinth seals. *Sixth International Conference on Rotor Dynamics, Sidney Australia*, October 2002.

-
- [53] D. J. Ewins. *Modal testing : theory, practice and application*. Research Studies Press LTD., 2nd edition edition, 2000.
- [54] P. Flandrin, F Auger, and E. Chassande-Mottin. Time-frequency reassignment : from principles to algorithms. *Applications in Time-frequency Signal Processing*, 2003.
- [55] F. M. White. Integral relations for a control volume. In *Fluid Mechanics*, pages 184–186. McGraw-Hill, 2011.
- [56] A Dairien. Étude d’un stator flexible couplé à un joint labyrinthe. In *CSMA*, 2015.
- [57] A. H. Nayfeh and D. T. Mook. *Nonlinear oscillations*. Wiley, 1979.
- [58] F. Frey. *Analyse des structures et milieux continus*. Presses polytechniques et universitaires romandes, CH-1015 Lausanne, 2003.
- [59] S. Timoshenko and al. *Vibration problems in engineering*. John Wiley and Sons, 1993.
- [60] M. Fleury, F. Thouverez, L. Blanc, and P. Girard. Aeroelastic stability of a labyrinth seal coupled to a flexible stator, with a one control-volume bulk-flow model including temperature fluctuations. *ISMA 2020*, 2020.
- [61] C F Colebrook. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. *Journal of the Institution of Civil Engineers*, 11(4) :133–156, 1939.
- [62] M. Geradin and D. J. Rixen. *Mechanical vibrations*. Wiley, 2015.
- [63] D. Eser and J. Y. Kazakia. Air flow in cavities of labyrinth seals. 33(15) :2309–2326, 1995.
- [64] D. Eser. Rotordynamic coefficients in stepped labyrinth seals. 191 :3127–3135, 2002.
- [65] M. C. Rosen. Report uva/643092/mae86/346. *Univ. of Virginia*, 1986.
- [66] R. D. Blevins. *Formulas for natural frequency and mode shape*. Krieger Publishing Company, 1984.
- [67] P. Guay. Roulements - calculs. *Techniques de l’ingénieur. Référence BM5371 v2*, 2020.
- [68] M. Moret and P. Guay. Roulements - les différents types et montages. *Techniques de l’ingénieur. Référence BM5370 v1*, 2021.
- [69] J. Faisandier. *Mécanismes hydrauliques et pneumatiques*. Dunod, 2006.

Table des figures

1.1	Typologie des sources d'excitations au sein d'une turbomachine	22
1.2	Signature de vibrations anormales dans le cas d'une pompe à hydrogène liquide (2)	23
1.3	Dégâts post-mortem observés sur des parties fixes, d'après Alford (4)	24
1.4	Équilibre des forces sur ligne d'arbre dans le cas d'un mouvement de whirl (3)	24
1.5	Localisation des joints labyrinthe sur une ligne d'arbre (demie-vue)	25
1.6	Schéma de principe d'un joint labyrinthe (1)	26
1.7	Géométries de joints labyrinthe, de gauche à droite : dents sur rotor, labyrinthe à étages, dents triangulaires, dents sur stator, labyrinthe emboîté (11)	26
1.8	Triangle de Collar	27
1.9	Solutions de prévention du flottement d'après travaux d'Abbott (14)	28
1.10	Schéma de l'écoulement dans les labyrinthes : a) chambre d'un labyrinthe simple ; b) labyrinthe avec écoulement circulaire (22)	29
1.11	Configurations d'attache de joint labyrinthe	29
1.12	Critère d'Abbott (14)	30
1.13	Influence du mode à diamètre sur la stabilité du système	32
2.1	CAO du module d'essai Minotaur 1 (vue en coupe)	41
2.2	Minotaur 1 : Zoom sur la cavité	41
2.3	Minotaur 1 : Montages expérimentaux des essais de caractérisation modale en libre-libre	43
2.4	Minotaur 1 : FRF des essais d'analyse modale en libre-libre	44
2.5	Schéma de principe du dispositif expérimental (→ sens d'écoulement de l'air, — tuyauterie rigide) (1)	45
2.6	Paliers de débits obtenus dans la configuration Minotaur d'après la thèse d'A. Dairien (1)	46
2.7	Modélisation de la cavité fluide dans le modèle analytique 1D	49
2.8	Illustration des résultats du modèle 1D Safran sur une configuration d'un joint labyrinthe à une cavité	51
2.9	Mise en données et maillages pour le modèle 2D axisymétrique	52
2.10	Analyse de la stabilité de la configuration Minotaur 1 pour une sollicitation ND=2	54
2.11	Minotaur 1 : Taux d'amortissement aéroélastiques, fréquences acoustiques et mécaniques en fonction du diamètre nodal	55
2.12	Sensibilités du taux d'amortissement aéroélastique aux paramètres jeu radial (a) et épaisseur (b)	56
2.13	Comparaison des taux d'amortissements aéroélastiques des configurations pré-optimisées A,B,C pour le mode à 2 diamètres	58
2.14	Fréquences mécaniques et acoustiques et taux d'amortissement de la configuration C en fonction du diamètre nodal	58

2.15	Taux d'amortissement aéroélastique en fonction du ND pour la configuration finale Minotaur 2 - comparaison avec la configuration de référence Minotaur 1	60
2.16	Solutions de guidage pour le réglage du jeu radial	63
2.17	Choix de l'attitude du banc	63
2.18	CAO du module d'essai Minotaur 2 (vue en coupe)	65
2.19	Zoom sur le joint labyrinthe	66
2.20	Schéma de câblage de l'instrumentation	68
2.21	Schéma logique de définition des valeurs seuil	69
2.22	Emplacements des capteurs de déplacement pour mesures vibratoires – capteurs, – butées	71
2.23	Montage de l'analyse modale en configuration libre-libre	73
2.24	Montage de l'analyse modale en configuration encastré-libre	74
2.25	Visualisation des signaux bruts de la FRF mesurée sur la voie 3	75
2.26	Essai en libre-libre : Superposition de la FRF mesurée sur la voie 3 (–) et de la FRF synthétisée (–)	75
2.27	Contributions des modes à diamètres pour les fréquences à 627 et 1103 Hz - Comparaisons avec simulations EF	77
2.28	Contributions des modes à diamètres pour les fréquences à 1269 et 1560 Hz - Comparaisons avec simulations EF	79
2.29	Essai de paliers successifs de débit : visualisation de la consigne, de la mesure et du pourcentage d'ouverture de la vanne de régulation	80
2.30	Essai de maintien de débit à 89 g/s : visualisation de la consigne, de la mesure et du pourcentage d'ouverture de la vanne de régulation	81
2.31	Installation globale du banc Minotaur 2 - vue 1	82
2.32	Installation globale du banc Minotaur 2 - vue 2	82
2.33	Vérification de la caractéristique du joint labyrinthe : comparaison modèle (–) VS points expérimentaux (*)	83
3.1	Logigramme de caractérisation des vibrations et critères d'arrêt d'un essai	87
3.2	Visualisation de la consigne en débit et de l'acquisition temporelle des signaux de pression dans le joint labyrinthe pour un essai à 13 g/s	92
3.3	Visualisation des signaux temporels de déplacements radiaux dans le joint labyrinthe pour un essai à 13 g/s	92
3.4	Zoom sur le transitoire de l'essai à 13 g/s	92
3.5	Analyse fréquentielle du signal vibratoire pour un essai à 13 g/s	93
3.6	Stabilité de la configuration d'essais Minotaur 2 en fonction du mode à diamètres pour les paliers de débits n°1,2,4,6,8,10,12 et le débit nominal à 86 g/s	94
3.7	(a) Systèmes amortisseurs testés pour ajustement de l'amortissement mécanique du stator : bandes de mousse avec renfort en PVC (1),(2), renfort élastomère (3), ruban en mousse simple (4) - (b) Dispositif de caractérisation modale	96
3.8	Superposition des FRF obtenues avec renfort PVC2050 suivant la position axiale x sur le stator	97
3.9	Position des six capteurs Kaman pour la campagne d'essais	99
3.10	Synthèse des essais réalisés sur banc Minotaur 2 : mise en évidence de domaines stable/instable en fonction du débit massique et de l'amortissement mécanique du stator (□) essai stable ; (□) essai instable	101
3.11	Répétabilité du phénomène de flottement sur deux essais réputés identiques à $Q = 60$ g/s	102
3.12	Découpage temporel d'un essai type de flottement : essai réalisé à $Q = 58.8$ g/s	103
3.13	Consignes et mesures du débit massique pour les essais à 51.6 g/s et 54.5 g/s	

3.14	Profils de pression pour les essais à 51.6 g/s et 54.5 g/s	105
3.15	Visualisation des déplacements sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 51.6 g/s	107
3.16	Visualisation des déplacements sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 54.5 g/s	108
3.17	Déplacements sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 54.5 g/s, zoom sur la fenêtre temporelle (180 190) secondes	110
3.18	Superposition des mesures de débit avec les mesures (a) de déplacement sur K8, (b) de pression dans la cavité	111
3.19	Spectrogrammes sur les 6 capteurs Kaman pour l'essai à 54.5 g/s sur la fenêtre temporelle (180 190) secondes	114
3.20	Évolution de la fréquence de résonance autour de l'instabilité sur le capteur K2	115
3.21	Diagrammes fréquences - diamètres nodaux du stator autour de l'instabilité	115
3.22	Reconstitution de la déformée opérationnelle du stator en R - θ à partir des 6 points de mesures expérimentaux (*), en 4 instants donnés autour de 183 secondes	117
3.23	Spectrogrammes sur les 3 capteurs de pressions instationnaires Kulite pour l'essai à 54.5 g/s sur la fenêtre temporelle (180 190) secondes	118
3.24	DFT du signal de pression dans la cavité sur les plages (a) (180-181), (b) (182 - 183), (c) (185 186) secondes	119
3.25	Superposition des évolutions temporelles des signaux vibratoires sur K2 pour 7 essais réalisés à différents niveaux de débits entre 54.5 et 63.1 g/s pour la configuration $\zeta = 7\%$	120
3.26	Temps d'apparition de l'instabilité en fonction du débit massique imposé pour 7 essais réalisés à différents niveaux de débits entre 54.5 et 63.1 g/s pour la configuration $\zeta = 7\%$	120
3.27	Domaines de stabilité en fonction de l'amortissement mécanique et du débit-massique : prédiction du modèle 1D Safran (-) VS points expérimentaux	121
3.28	Réponse vibratoire enregistrée sur le capteur K2 pour l'essai à 17.2 g/s ($\zeta = 0.85\%$) : apparition d'un cycle limite stable	123
3.29	Mesures de déplacements et pressions sur deux essais réalisés à 48.7 g/s	124
4.1	Volume de contrôle et variables cinétiques et thermodynamiques de la i-ème cavité	132
4.2	Représentation des surfaces aux frontières du volume de contrôle	132
4.3	Cinématique de la structure : hypothèse d'excentricité ou de déformabilité, d'après (1)	137
4.4	Premier mode de flexion pour un stator encastré du côté HP (g.) et côté BP (d.)	138
4.5	Travaux de Dursun (-) et Rosen (à g.), travaux d'A. Dairien (- -) et résultats du modèle à l'ordre 0 (-) (à d.)	141
4.6	Distributions de pressions et température pour des vitesses de rotation de rotor $\omega = 0$ et $\omega = 16000$ rpm	141
4.7	Description paramétrique de la géométrie de la cavité	143
4.8	Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction de la fréquence de structure - comparaison des modèles	145
4.9	Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction du jeu radial - comparaison des modèles	146

4.10	Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction de la pression d'entrée - comparaison des modèles	147
4.11	Évolution des fréquences couplées et taux d'amortissement en fonction du preswirl - comparaison des modèles	148
4.12	Configuration C1 : Évolution des pôles en fonction de la largeur de cavité	149
4.13	Configuration Minotaur 2 (C0) : Évolution des pôles en fonction du débit-masse	152
4.14	Configuration Minotaur 2 (C0) : Évolution des pôles en fonction du preswirl	153
4.15	Configuration C4 : évolution de la stabilité en fonction de l'amortissement mécanique du stator	154
4.16	Configurations C4 et C5 : évolutions des pôles en fonction de la pression d'entrée	155
4.17	Zones de stabilité/instabilité en fonction de l'amortissement mécanique et du débit-masse : résultats du modèle vs essais	155
4.18	Configurations C2 et C3 : position relative des dents par rapport à l'encastrement	157
4.19	Configurations C2 et C3 : évolutions des pôles en fonction du diamètre nodal de sollicitation	158
4.20	Configurations C2 et C3 : évolutions des pôles en fonction du preswirl (ND=2)	159
4.21	Évolutions des pôles en fonction du régime rotor pour les configurations C0 (a,b) et C1 (c,d)	160
4.22	Configurations C0 et C6 : Évolutions des pôles en fonction du preswirl	161
B.1	Comparaison des modes à diamètres identifiés expérimentalement avec les déformées modales calculées par méthode EF - essai libre-libre	176
C.1	Comparaison des modes à diamètres identifiés expérimentalement avec les déformées modales calculées par méthode EF - essai encasté-libre	179
D.1	Étapes de mise en position du stator	182
D.2	Schémas de principe des mesures d'alignement	182
D.3	Schémas de principe du réglage de coaxialité	183
E.1	Interfaces graphiques de pilotage et d'acquisition : Labview et Flow Plot	186
F.1	CAO intermédiaire de la configuration avec encastrement côté BP	188
F.2	CAO intermédiaire de la configuration avec encastrement côté HP	188
G.1	Visualisation du banc à la réception	190
G.2	Contrôle de la fabrication et de la mise en position du rotor	190
G.3	Test de montage du stator	191
H.1	Relevés de quatre points de mesure avant et après correction de la coaxialité rotor/stator	192
J.1	Représentation à l'ordre 0, des pressions et vitesses dans un joint labyrinthe avec blocage sonique en sortie. - valeur corrigée, - valeurs estimées, - valeurs fixes (1)	196
M.1	Signal ad-hoc sinusoïdal pur à 100 Hz	200

M.2 Typologie des différents signaux écrêtés lors de la mise en butée et DFT associées	200
--	-----

Liste des tableaux

2.1	Nomenclature des éléments principaux du banc Minotaur 1, d'après (1)	42
2.2	Minotaur 1 : identification modale des essais en libre-libre sur stator isolé - comparaison avec simulations EF	44
2.3	Minotaur 1 : identification modale des essais en libre-libre sur stator+assemblage - comparaison avec simulations EF	45
2.4	Tableau comparatif des modèles de stabilité	48
2.5	Paramètres fonctionnels, géométriques et structuraux de la configuration Minotaur 1	54
2.6	Sensibilités de l'amortissement aéroélastique aux paramètres d'entrée	56
2.7	Paramètres fonctionnels, géométriques et structuraux de trois configurations pré-optimisées et de la configuration finale Minotaur 2	57
2.8	Nomenclature des éléments principaux du banc Minotaur 2	66
2.9	Déplacements radiaux admissibles pour une limite en fatigue de $\sigma = 70$ MPa	69
2.10	Identification modale des essais en libre-libre et confrontation avec les simulations EF	76
2.11	Identification modale des essais en encastré-libre et confrontation avec les simulations EF	78
3.1	Matrice d'essais initiale définie par paliers de débits	89
3.2	Bilan des essais réalisés	90
3.3	Taux d'amortissements aéroélastiques calculés à partir du modèle 2D EF pour les paliers de débits expérimentaux n°3 et 6	94
3.4	Mesures FRF pour les configurations avec systèmes amortisseurs	98
3.5	Matrice d'essais de débits testés pour quatre configurations : x essai stable, x essai instable	99
4.1	Validation du modèle de structure	142
4.2	Table des configurations - paramètres par défaut	151

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 25 mai 2016,

Vu la demande du directeur de thèse

Monsieur F. THOUVEREZ

et les rapports de

Mme E. SADOULET-REBOUL

Maître de Conférences - ENSMM - Département Mécanique Appliquée - Equipes V3MQI
D-SMART, UFC - UFR ST - 15B avenue des Montboucons - 25030 Besançon cedex

et de

M. C. PEZERAT

Professeur - Université du Maine - Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Maine (LAUM)
Avenue Olivier Messiaen - 72085 Le Mans

Madame FLEURY Marine

est autorisée à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

Ecole doctorale Mécanique, Energétique, Génie Civil et Acoustique

Fait à Ecully, le 22 septembre 2021

P/Le directeur de l'E.C.L.
Le directeur des Formations



Gregory VIAL



