



**HAL**  
open science

## Simulations numériques d'essais expérimentaux de contact aube/carter

Isabelle Favretti

► **To cite this version:**

Isabelle Favretti. Simulations numériques d'essais expérimentaux de contact aube/carter. Génie mécanique [physics.class-ph]. 2022. dumas-04537885

**HAL Id: dumas-04537885**

**<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-04537885v1>**

Submitted on 8 Apr 2024

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**  
affiliée à l'Université de Montréal

**Simulations numériques d'essais expérimentaux de contact aube/carter**

**ISABELLE FAVRETTI**  
Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*  
Génie aérospatial

Avril 2022

**POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

**Simulations numériques d'essais expérimentaux de contact aube/carter**

présenté par **Isabelle FAVRETTI**

en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

**David VIDAL**, président

**Alain BATAILLY**, membre et directeur de recherche

**Guillaume GRIMALDI**, membre

## REMERCIEMENTS

Mes plus sincères remerciements vont en premier lieu à M. Alain Batailly, mon directeur de recherche. Ses conseils avisés et sa générosité m'ont grandement aidée à mener à bien ce projet. Merci d'avoir su trouver les mots justes lorsque j'en avais particulièrement besoin. Je remercie également Florence Nyssen et Quentin Agrapart, post-doctorants au laboratoire, qui ont pris le temps de m'initier au domaine des interactions rotor/stator.

Ce travail est le résultat d'une étroite collaboration avec Safran Aero Boosters et n'aurait pas été possible sans l'expertise de MM. Guillaume Grimaldi et Alexandre Bertret, ingénieurs à SAB Liège. Je les remercie chaleureusement d'avoir pris part à ce projet.

Je souligne le contexte particulier dans lequel a été réalisée cette maîtrise. La généralisation du travail à la maison et l'isolement qui en découle auront été un défi de taille durant ces deux années d'études. C'est pourquoi je remercie les membres du laboratoire, Yann, Solène et Juliette, d'avoir été là, malgré la distance, pour me donner un coup de pouce et garder l'esprit de camaraderie au sein du laboratoire.

Finalement, un immense merci à ma famille (Paul, Solange et Éveline) et à mes amis qui m'ont encouragée et supportée tout au long de mes études. Le mot de la fin appartient à Marc-Antoine. Merci de partager mon quotidien, de prendre soin de moi et de me fournir la dose de bonheur (et de café!) dont j'ai besoin pour poursuivre et réaliser mes rêves.

## RÉSUMÉ

Le resserrement des normes environnementales ainsi que la hausse du prix du carburant poussent les ingénieurs à concevoir des moteurs d'avion plus performants et moins polluants. L'une des solutions privilégiées vise à minimiser le jeu fonctionnel entre les parties rotatives et fixes du moteur. Dans le compresseur basse pression, de meilleures performances aérodynamiques sont atteintes en limitant le débit de fuite en bout d'aube. Le rapprochement des aubes tournantes du carter environnant occasionne des contacts plus fréquents qui peuvent mener à des phénomènes vibratoires préjudiciables nommés interactions rotor/stator.

Les interactions rotor/stator au niveau du compresseur basse pression combinent des contacts mécaniques, des comportements vibratoires non-linéaires, des effets thermomécaniques et l'usure d'un revêtement abrasable. La complexité du phénomène et les causes de son apparition demeurent un enjeu de taille pour les industriels qui tentent de les maîtriser. L'utilisation conjointe d'outils numériques et d'essais expérimentaux spécifiques est une piste privilégiée pour l'étude de ces phénomènes. La simulation numérique des interactions rotor/stator a le potentiel de prévenir les cas de contact les plus critiques en discriminant une configuration aube/abrasable selon sa sensibilité au contact. La calibration de ces outils prédictifs nécessite une fine compréhension de tous les phénomènes en jeu et impose la mise en œuvre d'essais expérimentaux et même l'élaboration d'un banc d'essais capable de produire les conditions retrouvées au sein d'un moteur en opération.

En partenariat avec Safran Aero Boosters, l'objectif de ces travaux est de calibrer l'outil numérique Coros, développé au Laboratoire d'Analyse Vibratoire et Acoustique (LAVA) de Polytechnique Montréal, en reproduisant numériquement un scénario de contact aube/abrasable critique observé expérimentalement. Le lancement et l'analyse de plusieurs simulations ont permis d'affiner les paramètres entrants de l'outil numérique pour ensuite valider son utilité prédictive.

Pour la première fois, un critère d'arrêt de la simulation, basé sur la contrainte d'élasticité maximale que peut supporter l'aube à l'étude, est intégré dans la procédure d'analyse des résultats. Cette nouvelle méthode permet de définir le cadre de validité des résultats numériques prédits par Coros. Les paramètres calibrés grâce à la simulation de l'essai de référence sont ensuite repris afin de mener la plus grande analyse comparative effectuée à ce jour avec cet outil numérique. Au total, quatre essais de contact, complétés sur quatre aubes industrielles différentes, sont reproduits numériquement en utilisant le même jeu de paramètres calibrés. La confrontation des résultats numériques avec les résultats expérimentaux est sa-

tisfaisante et permet d'envisager des critères qualitatifs pour hiérarchiser les aubes selon leur capacité à supporter le contact. Celles-ci sont, entre autres, comparées selon la profondeur d'usure prédite et le nombre de vitesses présentant une interaction rotor/stator. Ainsi, une aube répondant fortement selon plusieurs vitesses de rotation serait considérée moins robuste qu'une aube dont les vitesses critiques sont peu nombreuses sur la plage de vitesses analysée.

## ABSTRACT

Tightening environmental standards and rising fuel costs are driving engineers to design more efficient, greener aircraft engines. One preferred approach aims to minimize the functional clearance between the fixed and rotating parts of the engine. A higher compression ratio within the low-pressure compressor delivers superior aerodynamic performance. This is achieved by reducing the leakage flow at the blade tip interface. Closing the gap between said blades and the casing causes structural contacts to happen more frequently. These may lead to dangerous vibratory phenomena called rotor/stator interactions.

These interactions, yet to be fully understood, combine mechanical contacts, nonlinear vibrations, thermomechanical effects and complex abradable wear mechanisms. The complexity of the latter raises the necessity to determine the origin and the characteristics of these interactions as well as their potential severity. The adoption of numerical tools to simulate vibratory blade behavior after contact is rising as an essential step during the design phase of the blades. Simulations could have the capability to prevent the worst cases of interactions by discriminating certain blade/abradable configurations depending on their propensity to lead to dangerous interactions. However, the efficiency of the numerical tool relies on a proper configuration beforehand. Hence, the calibration of those predictive tools requires the implementation of experimental and original test rigs to reproduce engine like operating conditions. Furthermore, those also help grasping a more complete comprehension of all phenomena involved throughout the interactions.

In partnership with Safran Aero Booster, the objective of this master thesis is to calibrate Coros, the tool developed at the Laboratoire d'Analyse Vibratoire et Acoustique (LAVA) of Polytechnique Montreal, by replicating a critical blade/abradable contact scenario observed experimentally. Numerous simulations were performed and analyzed in order to refine the simulation parameters of the tool and to confirm its predictive utility.

For the first time, a cutoff criterion, based on the yield stress of the tested blade, is integrated within the results analysis procedure. This new methodology gives us the means to delimit the validity scope of the numerical results evaluated by Coros. The set of parameters, adjusted using a reference test, are then applied to conduct the largest comparative analysis to date. A total of four experiments on four different industrial rotor blades are numerically reproduced using the same set of calibrated parameters. The experimental and numerical results come to agreement and allow us to consider qualitative criteria in order to rank blades relative to their capacity to withstand repetitive contact. For example, based on the predicted wear

pattern or the number of angular velocities showing a rotor/stator interaction a blade reacting strongly at several different speeds would be deemed less robust than one with few critical velocities over the analyzed speed range.



## TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS . . . . .	iii
RÉSUMÉ . . . . .	iv
ABSTRACT . . . . .	vi
TABLE DES MATIÈRES . . . . .	viii
LISTE DES TABLEAUX . . . . .	xi
LISTE DES FIGURES . . . . .	xii
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS . . . . .	xv
CHAPITRE 1 INTRODUCTION . . . . .	1
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE . . . . .	5
2.1 Contexte de l'étude . . . . .	5
2.1.1 Nouvelles tendances de conception et contraintes environnementales . . . . .	5
2.1.2 Interactions structurales non-linéaires dans les moteurs d'avion . . . . .	6
2.2 Interface aube/carter . . . . .	7
2.2.1 Historique . . . . .	8
2.2.2 Développements numériques . . . . .	8
2.2.3 Développements expérimentaux . . . . .	14
CHAPITRE 3 SYNTHÈSE DES ESSAIS EXPÉRIMENTAUX . . . . .	21
3.1 Présentation du banc d'essais . . . . .	22
3.1.1 Hypothèses simplificatrices et contraintes mécaniques . . . . .	22
3.1.2 Fonctionnement du banc d'essais . . . . .	22
3.1.3 Instrumentation et télémétrie . . . . .	23
3.1.4 Fréquences propres de l'aube A5 au repos . . . . .	26
3.2 Cas d'étude et scénario de contact . . . . .	26
3.2.1 Choix des vitesses d'interaction . . . . .	27
3.2.2 Initiation du contact . . . . .	29
3.2.3 Déroulement des essais . . . . .	29
3.3 Analyse des essais sur l'aube A5 . . . . .	32

3.3.1	Présentation des signaux de jauge . . . . .	32
3.3.2	Comparaison des essais A5-E1 et A5-E4 . . . . .	34
3.3.3	Synthèse des essais . . . . .	36
3.4	Analyse fine de l'essai A5-E4 . . . . .	36
3.4.1	Dynamique vibratoire de l'aube . . . . .	36
3.4.2	Analyse temps-fréquence . . . . .	38
3.4.3	Analyse des images de la caméra thermique . . . . .	41
3.4.4	Analyse du revêtement abrasable . . . . .	42
3.4.5	Synthèse . . . . .	43
CHAPITRE 4 SIMULATIONS NUMÉRIQUES DE L'ESSAI A5-E4 . . . . .		45
4.1	Préparation du modèle numérique . . . . .	46
4.1.1	Maillage . . . . .	46
4.1.2	Conditions limites . . . . .	47
4.1.3	Réduction modale . . . . .	48
4.1.4	Validation . . . . .	49
4.1.5	Calcul des jeux aube/carter . . . . .	51
4.2	Initiation du contact dans Coros . . . . .	51
4.3	Définition des paramètres de simulation . . . . .	53
4.4	Résultats . . . . .	54
4.4.1	Résultats sur la plage de vitesses analysée . . . . .	55
4.4.2	Analyse détaillée des résultats à la vitesse critique $\Omega_{cA5}^*$ . . . . .	58
4.4.3	Analyse en contraintes à $\Omega_{cA5}^*$ . . . . .	61
4.5	Conclusion . . . . .	69
CHAPITRE 5 SIMULATION NUMÉRIQUE DES ESSAIS A3, A4 et A6 . . . . .		71
5.1	Aube A3 . . . . .	72
5.1.1	Résumé des essais . . . . .	72
5.1.2	Simulation numérique . . . . .	74
5.1.3	Résultats sur la plage de vitesses analysée . . . . .	75
5.1.4	Analyse à la vitesse critique $\Omega_{cA3}^*$ . . . . .	78
5.1.5	Bilan . . . . .	81
5.2	Aube A4 . . . . .	82
5.2.1	Résumé de l'essai . . . . .	82
5.2.2	Simulation numérique . . . . .	84
5.2.3	Résultats sur la plage de vitesses analysée . . . . .	85
5.2.4	Analyse à la vitesse critique $\Omega_{cA4}^*$ . . . . .	87

5.2.5	Bilan . . . . .	90
5.3	Aube A6 . . . . .	91
5.3.1	Résumé de l'essai . . . . .	91
5.3.2	Simulation numérique . . . . .	93
5.3.3	Résultats sur la plage de vitesses analysée . . . . .	95
5.3.4	Analyse à la vitesse critique $\Omega_{c_{A6}}^*$ . . . . .	97
5.3.5	Bilan . . . . .	101
5.4	Synthèse des simulations numériques . . . . .	101
CHAPITRE 6 CONCLUSION . . . . .		104
6.1	Synthèse des travaux . . . . .	104
6.2	Limitations . . . . .	105
6.3	Perspectives futures . . . . .	105
6.3.1	Académiques . . . . .	105
6.3.2	Industrielles . . . . .	106
RÉFÉRENCES . . . . .		107

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1	Sensibilités des jauges J1 à J4, en pourcentage, aux cinq premiers modes propres de l'aube . . . . .	26
Tableau 3.2	Fréquences propres de l'aube A5 déterminées par test marteau . . . . .	26
Tableau 3.3	Résumé des essais réalisés sur l'aube A5 . . . . .	30
Tableau 3.4	Résumé de l'essai de contact instable A5-E4 . . . . .	44
Tableau 4.1	Propriétés matériaux des aubes A3, A4 et A5 . . . . .	46
Tableau 4.2	Fréquences propres de l'aube A5 au repos exprimées en fonction de $f_0$ et écart relatif entre le modèle numérique Coros et celui de l'industriel . . . . .	49
Tableau 4.3	Paramètres de simulation de l'essai A5-E4 . . . . .	55
Tableau 4.4	Bilan de la simulation numérique A5-E4 et comparaison avec l'expérimental . . . . .	70
Tableau 5.1	Résumé de l'essai de contact synchronisé (second essai) sur l'aube A3 . . . . .	72
Tableau 5.2	Fréquences propres de l'aube A3 au repos exprimées en fonction de $f_0$ et écart relatif entre le modèle numérique et celui de l'industriel . . . . .	75
Tableau 5.3	Bilan de la simulation numérique sur l'aube A3 et comparaison avec l'expérimental . . . . .	81
Tableau 5.4	Résumé de l'essai de contact sur l'aube A4 . . . . .	82
Tableau 5.5	Fréquences propres de l'aube A4 au repos exprimées en fonction de $f_0$ et écart relatif entre le modèle numérique et celui de l'industriel . . . . .	84
Tableau 5.6	Bilan de la simulation numérique sur l'aube A4 et comparaison avec l'expérimental . . . . .	91
Tableau 5.7	Résumé de l'essai de contact sur l'aube A6 . . . . .	92
Tableau 5.8	Fréquences propres de l'aube A6 exprimées en fonction de $f_0$ et écart relatif entre le modèle numérique et celui de l'industriel . . . . .	94
Tableau 5.9	Bilan de la simulation numérique sur l'aube A6 et comparaison avec l'expérimental . . . . .	101

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Vue de coupe schématisée d'un turbomoteur à double flux. En orange, le flux primaire, et en bleu, le flux secondaire. . . . .	1
Figure 1.2	Interface aube/carter au niveau du compresseur basse pression. . . . .	3
Figure 2.1	Interfaces mécaniques non-linéaires dans une turbomachine, tirée de [1].	6
Figure 2.2	Premiers bancs d'essais utilisés pour l'étude du contact aube/abradable.	16
Figure 2.3	Une plus grande vitesse d'incursion diminue le transfert de matière du revêtement vers l'aube [2]. . . . .	17
Figure 2.4	Banc balistique du LaBPS, ENIM. Schéma tiré de [3]. . . . .	18
Figure 2.5	Banc d'essais présenté par Nitschke [4]. . . . .	19
Figure 2.6	Banc d'essais multi-étages d'un compresseur haute pression, tiré de [5].	20
Figure 3.1	Schéma du banc d'essais, inspiré de L. Pacyna [6]. . . . .	23
Figure 3.2	Aube A5 et son coupon. . . . .	23
Figure 3.3	Déformations modales des six premiers modes propres de l'aube A5 visualisées à l'aide d'ANSYS. . . . .	24
Figure 3.4	Positionnement des jauges J1 à J4 sur l'aube A5. . . . .	25
Figure 3.5	Diagramme de Campbell de l'aube A5. À la vitesse critique $\Omega_c$ , le 8 <sup>e</sup> régime moteur intersecte le premier mode de flexion. . . . .	28
Figure 3.6	Plages de vitesses visées lors des quatre essais de contact sur l'aube A5.	29
Figure 3.7	Domages observés sur l'aube A5 à la suite de l'essai A5-E4. . . . .	31
Figure 3.8	État du revêtement abradable après l'essai de contact A5-E4. Des lobes d'usure sont visibles sur la piste abradable. . . . .	31
Figure 3.12	Évolution au cours du temps de la déformation enregistrée par J1. . .	38
Figure 3.15	Images capturées par la caméra thermique lors de l'essai A5-E4. . . .	42
Figure 4.1	Géométrie de l'aube A5, zone encastrée (●). . . . .	46
Figure 4.2	Maillage de l'aube A5 et représentation des nœuds frontières, numérotés de 0 à 8, du BA au BF. . . . .	47
Figure 4.4	Schématisme du jeu aube/abradable à chaud. . . . .	51
Figure 4.5	Ovalisation du carter en deux lobes avec revêtement abradable. . . .	52
Figure 4.6	Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF). . . . .	56
Figure 4.7	Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure. . . . .	57
Figure 4.8	Représentation polaire de l'usure progressive (—) et de l'usure finale (—). . . . .	58

Figure 4.9	Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique $\Omega_{c_{A5}}^*$ . . . . .	60
Figure 4.11	Champs de contraintes (von Mises) sur l'aube A5. . . . .	63
Figure 4.12	Position des jauges, J1 à J4 et des zones critiques MAXBA et MAXE-TRA sur l'aube A5. . . . .	63
Figure 4.13	Évolution de la contrainte de von Mises $\sigma/\sigma_{\max}$ dans le temps aux zones critiques. . . . .	64
Figure 4.14	Représentation polaire de l'usure progressive (—) jusqu'au profil correspondant au dernier tour avant $1,25 \times t_{\text{fus}}$ (—). . . . .	65
Figure 4.16	Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à $1,25 \times t_{\text{fus}}$ . . . . .	68
Figure 4.17	Simulation numérique avec pénétration réduite : représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à $1,25 \times t_{\text{fus}}$ à $0,95 \Omega_{c_{A5}}$ . . . . .	68
Figure 5.1	Profils d'usure expérimentaux à la suite de l'essai sur l'aube A3 (—). . . . .	73
Figure 5.3	Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF) de l'aube A3. . . . .	76
Figure 5.4	A3 - Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure. . . . .	77
Figure 5.5	A3 - Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique $\Omega_{c_{A3}}^*$ . . . . .	78
Figure 5.6	A3 - Représentation polaire des profils d'usure numériques intermédiaires (—) et finaux (—) jusqu'à $1,25 \times t_{\text{fus}}$ . . . . .	79
Figure 5.7	A3 - Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à $1,25 \times t_{\text{fus}}$ . . . . .	80
Figure 5.8	Profils d'usure expérimentaux à la suite de l'essai sur l'aube A4 (—). . . . .	83
Figure 5.10	A4 - Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF). . . . .	86
Figure 5.11	A4 - Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure. . . . .	87
Figure 5.12	A4 - Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique $\Omega_{c_{A4}}^*$ . . . . .	88
Figure 5.13	A4 - Représentation polaire des profils d'usure numériques intermédiaires (—) et finaux (—) jusqu'à $1,25 \times t_{\text{fus}}$ . . . . .	89
Figure 5.14	A4 - Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à $1,25 \times t_{\text{fus}}$ . . . . .	90
Figure 5.15	Profils d'usure expérimentaux à la suite de l'essai sur l'aube A6 (—). . . . .	93
Figure 5.17	A6 - Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF). . . . .	96
Figure 5.18	A6 - Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure. . . . .	97

Figure 5.19	A6 - Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique $\Omega_{cA6}^*$ . . . . .	98
Figure 5.20	A6 - Représentation polaire des profils d'usure numériques intermédiaires (—) et finaux (—) jusqu'à $1,25 \times t_{fus}$ . . . . .	99
Figure 5.21	A6 - Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à $1,25 \times t_{fus}$ . . . . .	100
Figure 5.22	A6 - Représentation polaire du déplacement radial du BA au tour 70 et du profil d'usure (—) à $1,25 \times t_{fus}$ . . . . .	100

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

1F	Premier mode de flexion
2F	Second mode de flexion
1T	Premier mode de torsion
2T	Second mode de torsion
2S1	Premier mode de drapeau
BA	Bord d'attaque
BF	Bord de fuite
COP26	26 <sup>ème</sup> Conférence des Nations Unies sur les changements climatiques (Conférence des Parties)
EF	Éléments finis
FFT	Transformation de Fourier rapide
LAVA	Laboratoire d'analyse vibratoire et acoustique
OACI	Organisation de l'Aviation Civile Internationale
ONERA	Office national d'études et de recherches aérospatiales
RPM	Rotation par minute
SAB	Safran Aero Boosters



## CHAPITRE 1 INTRODUCTION

L'aviation civile actuelle est propulsée par des turbomoteurs à double flux, reconnaissables par leur entrée d'air de grande envergure (figure 1.1). L'air entrant passe d'abord à travers la soufflante, située à l'avant du moteur, puis est divisé en deux parties : le flux primaire (en orange), qui est chauffé et accéléré, et le flux secondaire (en bleu) qui demeure en périphérie du cœur du moteur. C'est au flux primaire qu'est transférée l'énergie contenue dans le carburant. Il est tout d'abord dirigé vers le compresseur basse pression puis vers le compresseur haute pression où plusieurs étages successifs de roues aubagées fixes (appelées redresseurs) et tournantes permettent de le comprimer progressivement. À la sortie des compresseurs, l'air du flux primaire est fortement pressurisé et sa température avoisine alors les 400 °C. L'air chaud et pressurisé subit une nouvelle augmentation de température et de pression dans la chambre à combustion. Le carburant se mêle au flux d'air, le comburant, et une bougie d'allumage provoque la réaction de combustion. Les gaz produits par la combustion sont ensuite dirigés vers la turbine, où leur détente permet de convertir l'énergie de pression en énergie cinétique. Une partie de cette énergie sert à entraîner l'arbre qui assure la rotation du compresseur. Finalement, le flux primaire subit une dernière phase d'accélération dans la tuyère avant de rejoindre le flux secondaire, à la sortie du moteur. La vitesse de la masse d'air en sortie du moteur génère la force de poussée nécessaire au décollage et au maintien de l'avion en vol.

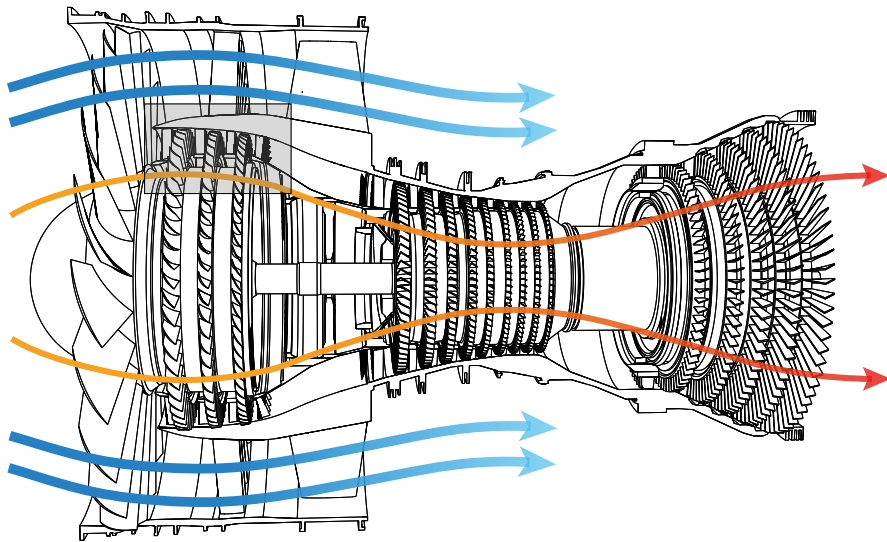


Figure 1.1 Vue de coupe schématisée d'un turbomoteur à double flux. En orange, le flux primaire, et en bleu, le flux secondaire.

Les turbomoteurs à double flux sont caractérisés par leur taux de dilution, c'est-à-dire par le ratio entre le flux secondaire dévié et le flux d'air primaire. Un taux de dilution élevé indique qu'un moteur possède une puissance de sortie importante tout en ayant une consommation de carburant réduite. Par exemple, le CFM56, un moteur très populaire auprès des compagnies aériennes, possède un taux de dilution de 6 : 1 [7]. Le taux de dilution peut atteindre 10 : 1 ou 12 : 1 pour les moteurs les plus récents [8].

Les turbomoteurs sont le résultat d'innovations technologiques motivées par les pressions économiques et environnementales sur l'industrie aéronautique. Ces derniers font constamment l'objet de nombreuses études visant à améliorer leur rendement et, par le fait même, à diminuer leur consommation de carburant afin de respecter des normes environnementales de plus en plus sévères. En effet, malgré les contrecoups de la pandémie de Covid-19, il est attendu que le trafic aérien maintienne une progression constante d'environ 4 % par année selon les prévisions de l'Organisation de l'aviation civile internationale (OACI) [9]. C'est d'ailleurs en ayant cela en tête que l'OACI a souhaité ratifier, lors de la COP26 en novembre 2021 [10], l'engagement des États à diminuer les émissions de carbone générées par le secteur de l'aviation. Ainsi, 23 pays signataires, dont le Canada, les États-Unis et la France, se sont engagés à notamment promouvoir le développement et le déploiement de technologies susceptibles de limiter les émissions de gaz à effets de serre du secteur aéronautique. Puisque que la réduction du trafic aérien ne semble pas être la solution envisagée, les compagnies aériennes et les principaux acteurs de l'industrie misent surtout sur la recherche et le développement pour réduire leurs émissions de CO<sub>2</sub>.

Afin de mener à bien cet objectif, plusieurs axes de recherche sont privilégiés dont l'utilisation de matériaux plus légers et l'amélioration de l'aérodynamique interne du moteur. C'est dans ce second axe de recherche que s'inscrit l'étude présentée dans ce mémoire. Le rendement du compresseur dépend principalement du taux de compression de chaque étage. Il est donc impératif d'assurer la plus grande étanchéité possible entre deux étages successifs et d'éviter tout phénomène de recirculation de l'air, comme cela peut se produire en bout d'aube, à l'interface entre le sommet des aubes (●) et le carter (●) (voir figure 1.2).

Pour limiter les pertes aérodynamiques en bout d'aube, une solution communément adoptée par les constructeurs est la diminution de la distance (jeu) entre la roue aubagée (rotor) et le carter environnant (stator). Toutefois, minimiser le jeu rotor/stator entraîne inévitablement des contacts structuraux plus fréquents entre les parties rotatives et fixes du moteur, ce qui peut mener à des phénomènes vibratoires préjudiciables. Ces contacts répétés, pouvant engendrer une grande variété de phénomènes vibratoires connus sous le nom d'interactions rotor/stator, représentent un enjeu important pour les fabricants et les exploitants de turbo-

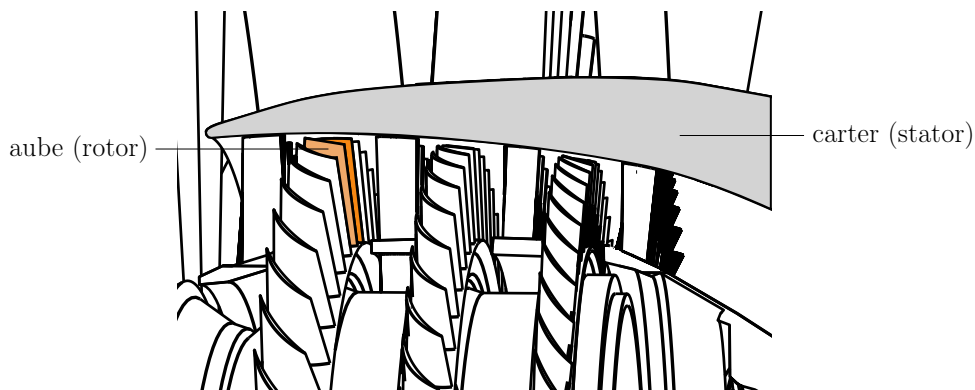


Figure 1.2 Interface aube/carter au niveau du compresseur basse pression.

moteurs. En effet, ils peuvent dorénavant survenir en configuration non-accidentelle et être la cause de bris moteur résultant en de coûteuses opérations de maintenance. La durée de vie du moteur s'en voit également réduite. Afin d'assurer l'intégrité structurelle des moteurs en vol, les constructeurs doivent développer des outils d'analyse pour mieux maîtriser l'apparition de tels phénomènes. Or, la nature non-linéaire des vibrations induites lors d'interactions rotor/stator les rendent difficiles à prédire.

La stratégie d'analyse des interactions rotor/stator s'appuie sur deux piliers : d'abord, le développement d'outils numériques adéquats et ensuite, une meilleure compréhension des phénomènes d'usure (localisés généralement sur la surface de contact du stator) et d'interaction au moyen de tests expérimentaux sur bancs d'essais. Ces données expérimentales sont par ailleurs essentielles à la validation d'outils numériques prédictifs de contact aube/carter.

L'objectif spécifique de ce projet de recherche est de valider un outil numérique utilisé par le groupe Safran, Coros (CONtact ROTor Stator), par la confrontation de données expérimentales et numériques dans le cadre de la plus grande campagne expérimentale d'interactions aube/carter jamais effectuée par Safran. La conception et la réalisation du banc d'essais dont il est question dans ce mémoire sont l'initiative de Safran Aero Boosters (SAB), branche du Groupe Safran située en Belgique. Leurs besoins consistent à reproduire des scénarios de contacts maîtrisés aube/abradable au sein du compresseur basse pression. L'analyse détaillée de ces essais et leur simulation numérique visent également à dégager des tendances concernant le comportement vibratoire des aubes à la suite de contacts rotor/stator en plus de procurer des données précieuses pour la calibration de l'outil numérique Coros développé au Laboratoire d'Analyse Vibratoire et Acoustique (LAVA). Ce projet Mitacs Accélération est le fruit d'une collaboration de longue date entre Groupe Safran et Polytechnique Montréal.

Ce mémoire comporte 4 chapitres outre l'introduction et la conclusion. Le chapitre 2 présente un bref historique de la recherche portant sur les interactions rotor/stator et plus particulièrement sur les interactions entre l'aube et le revêtement abrasable dont est tapissée la surface interne du carter. Le chapitre 3 porte sur l'analyse détaillée des essais expérimentaux aux cours desquels quatre aubes, identifiées A3, A4, A5 et A6, ont été mises à l'essai. Le banc d'essais, l'aube de référence A5 et les principaux résultats y sont présentés. Le chapitre 4 traite de la modélisation numérique du scénario de contact étudié pour l'aube A5 et de la calibration de l'outil Coros. Finalement, au chapitre 5, la stratégie de modélisation est élargie aux trois autres aubes industrielles testées dans le cadre de la campagne d'essais. La confrontation des résultats numériques et expérimentaux permet de formuler des commentaires sur les limites et les perspectives de développement de l'outil Coros.

**Note :** par souci de confidentialité, toutes les quantités présentées dans ce mémoire sont normalisées.

## CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

### 2.1 Contexte de l'étude

Les interactions rotor/stator peuvent se produire à plusieurs endroits au sein d'un turbomoteur. Ces dernières surviennent de plus en plus souvent en configuration non-accidentelle à cause de la tendance des concepteurs à réduire le jeu entre les parties mobiles et fixes. Les contacts résultants peuvent être dommageables au point de menacer l'intégrité structurelle du moteur en vol. Leur maîtrise s'avère donc essentielle pour concevoir des moteurs résistants mieux aux contacts et ainsi prévenir toute défaillance. Dans cette revue de littérature, les principaux développements numériques et expérimentaux entourant la gestion du contact rotor/stator sont énumérés. L'accent est mis sur l'interaction aube/abradable afin de contextualiser les objectifs du projet en plus de poser les bases théoriques pour la compréhension des chapitres subséquents.

#### 2.1.1 Nouvelles tendances de conception et contraintes environnementales

L'industrie aéronautique et ses principaux acteurs, sont, par le biais de l'OACI, contraints à développer des solutions technologiques permettant de satisfaire les objectifs de réduction des émissions de CO<sub>2</sub>. Les motoristes doivent donc redoubler d'efforts pour améliorer les performances des moteurs d'avion et ainsi diminuer leur consommation de carburant. La réduction du jeu fonctionnel entre les pièces mobiles et fixes de la turbomachine pour limiter les pertes est un axe de recherche privilégié depuis plusieurs années. Une diminution de quelques dixièmes de millimètre entre la roue et le carter peut représenter des économies massives de carburant [11]. Si les fuites aérodynamiques sont réduites, les industriels peuvent envisager, à performances équivalentes, des moteurs plus petits et, surtout, beaucoup plus légers. Ces gains potentiels continuent de motiver les industriels et les chercheurs à se pencher sur cette problématique que représente la réduction des jeux au sein d'un turboréacteur. D'un point de vue mécanique, la réduction des jeux pose toutefois un problème majeur aux ingénieurs. En effet, celle-ci favorise l'apparition de contacts structuraux entre les roues aubagées et les carters. Les phénomènes vibratoires résultants, hautement et intrinsèquement non-linéaires, requièrent des outils numériques dédiés et sophistiqués pour pouvoir les comprendre, les analyser et, ultimement les éviter. L'impossibilité d'utiliser des logiciels commerciaux a favorisé la création de plusieurs partenariats industrie/université et la mise en place de programmes

de recherche spécifiques, de façon analogue à ce qui a pu être fait dans le passé pour les autres interfaces non-linéaires présentes dans les moteurs d'avion.

### 2.1.2 Interactions structurales non-linéaires dans les moteurs d'avion

De par leur complexité, les turboréacteurs comportent de nombreuses interfaces de contact où peuvent se produire des phénomènes vibratoires hautement non-linéaires, comme le montre la figure 2.1. La présence de non-linéarités dans un système représente un défi de conception. En effet, l'analyse modale ne suffit plus pour caractériser le comportement vibratoire de celui-ci. L'amélioration du rendement des moteurs par la réduction du jeu aux interfaces exige donc des concepteurs une compréhension fine du phénomène et une maîtrise de ces non-linéarités provenant du contact et du frottement. De ce fait, chacune des interfaces illustrée ci-dessous a fait l'objet d'études expérimentales et numériques.

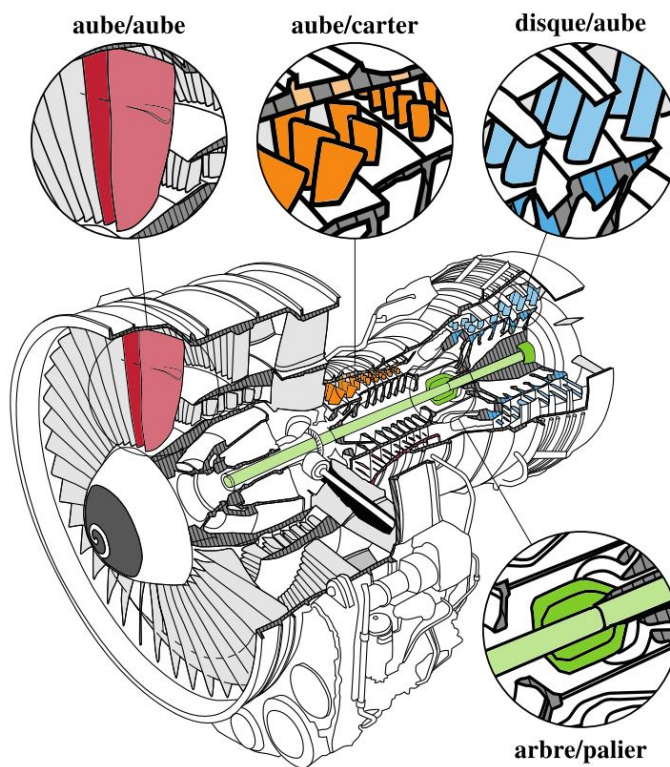


Figure 2.1 Interfaces mécaniques non-linéaires dans une turbomachine, tirée de [1].

**i Arbre/palier.** La liaison entre l'arbre en rotation et les parties fixes du moteur est assurée par l'interface arbre/palier. Dans les turbomachines, pour le maintien des aubes fixes notamment, des roulements à billes ou à rouleaux sont privilégiés pour leur robustesse et leur faible encombrement [12]. L'expansion thermique des composants

nécessite la considération d'un jeu radial interne [13]. Les roulements présentent une non-linéarité qui peut affecter le comportement vibratoire de la structure, particulièrement en présence d'un balourd. Un léger déséquilibre des masses en rotation peut suffire à entraîner un mouvement instable du rotor et avoir des conséquences graves sur le bon fonctionnement du moteur. Plusieurs modèles ont été développés depuis les années 1960 pour analyser cette interface tels que le rotor de Jeffcott [14], de Childs [15] et de Black [16].

- ii Aube/aube.** Le profil élancé caractéristique des aubes de la turbine et de la soufflante les rend propices à un contact de type aube/aube. Les charges aérodynamiques fluctuantes qu'elles subissent peuvent les faire vibrer et engendrer des déplacements conséquents au niveau de leur extrémité. L'utilisation d'amortisseurs frottants en pied d'aube est une solution fréquemment utilisée pour éviter ce scénario de contact.
- iii Disque/aube.** Les aubes des rotors assemblés sont fixées au disque par des attaches spéciales. Les vitesses de rotation étant très élevées, des attaches de géométrie complexe ont un rôle critique pour retenir l'aube et le disque solidaires. Elles font, en conséquence, l'objet d'un dimensionnement rigoureux. Du frottement et des phénomènes d'usure localisée (connu sous le nom de *fretting* en anglais) à l'interface disque/aube causés par un contact ou des charges aérodynamiques peuvent provoquer une usure prématurée en pied d'aube et compromettre le maintien de l'aube en place [17]. Le dimensionnement des attaches aube/disque en considération des phénomènes vibratoires synchrones et l'usure est un sujet d'étude actuel [18].
- iv Aube/carter.** Situées à tous les niveaux de la turbomachine, les interfaces aube/carter sont particulièrement délicates à traiter numériquement à cause de leur caractère multi-physique. À l'échelle locale du contact entre l'extrémité de l'aube et l'abradable, plusieurs mécanismes participent à l'interaction rotor/stator. En plus des vibrations non-linéaires issues du contact, l'usure du revêtement abradable et de l'aube modifie les géométries, et l'échauffement local qui en résulte change les propriétés matériaux. Enfin, les déplacements à l'extrémité des aubes peuvent être, dans les cas les plus critiques, suffisamment importants pour justifier l'usage de modèles géométriques non-linéaires [19]. C'est sur ce type d'interaction que se concentre le reste de ce mémoire.

## 2.2 Interface aube/carter

Les contacts aube/carter sont à l'origine de différents types d'interactions appartenant à trois catégories distinctes : les interactions modales, les mouvements de précession et les frottements aube/abradable. Ces phénomènes ont donné lieu à plusieurs travaux de recherche

récents et se distinguent notamment par les composants impliqués. Ainsi, alors qu'une aube seule peut subir des phénomènes de frottement aube/abradable [20], les phénomènes d'interaction modale impliquent une ou plusieurs roues aubagées [21]. Par ailleurs, les mouvements de précession ne peuvent être modélisés sans prendre en considération, en plus d'une roue aubagée entière, la flexibilité de l'arbre du moteur [22]. La revue de littérature présentée dans les sections suivantes se concentre sur les phénomènes de frottement aube/abradable (ou *rubbing* en anglais) qui sont les plus fréquents dans le cadre de configurations non-accidentelles. C'est dans le but de maîtriser ces phénomènes que Safran Aero Boosters a conçu un banc d'essais spécifique.

### 2.2.1 Historique

La problématique entourant les interactions aube/carter est étudiée depuis plusieurs décennies. Des accidents majeurs causés par une défaillance du moteur provoquée à la suite d'un contact rotor/stator ont été rapportés [23]. La solution initiale pour limiter les contacts accidentels de l'aube contre le carter rigide consistait simplement à *ouvrir les jeux*, c'est-à-dire à augmenter les jeux entre les roues aubagées et le carter. L'espace supplémentaire assurait alors l'intégrité des aubes en cas de déformation sévère du carter. Le développement de moteurs plus efficaces a forcé la fermeture du jeu fonctionnel entre les aubes et le carter. L'introduction d'un joint abradable déposé à l'intérieur du carter a permis d'assurer un gain de performance lié au jeu réduit, tout en protégeant les aubes des contacts les plus violents. Cependant, des défaillances (fissuration ou bris d'aube) ont tout de même été observées, de pair avec une usure importante du revêtement abradable [20].

### 2.2.2 Développements numériques

Les coûts extrêmement élevés liés à la mise en place de bancs d'essais dédiés ont motivé le développement de modèles numériques destinés à prédire les contacts aube/carter [24], tel que l'outil Coros développé au LAVA en collaboration Safran. Ces outils numériques permettent notamment aux motoristes de quantifier la réponse vibratoire d'une aube soumise à des contacts répétés avec le stator [25]. Jusqu'à présent, ces outils numériques ont été utilisés *a posteriori* dans le but de discriminer plusieurs aubes, conçues pour un même étage de compresseur, en fonction de leur réponse vibratoire au contact. Cependant, les gains obtenus en ce qui a trait à la précision et aux performances numériques permettent maintenant d'envisager la prise en compte des phénomènes vibratoires non-linéaires liés au contact aube/carter dès les premières phases de conception des aubes [26].

Ceci dit, l'une des principales causes de rupture des aubes est la fatigue [?]. Sachant qu'il faut



à tout prix minimiser les vibrations de grandes amplitudes en opération, ces avancées ont permis, par exemple, l'identification de vitesses de rotation critiques [27] pour une certaine configuration aube/abradable. Dans le cas des interactions aube/abradable, des méthodes numériques ont été élaborées spécialement pour la prise en compte de l'usure du revêtement abradable lors du contact [28].

La modélisation numérique des phénomènes de contact aube/carter repose sur la construction d'un modèle éléments finis (EF) tels que ceux utilisés de façon standard dans l'industrie et représentatifs de l'aube et des autres structures à analyser. À partir de leur géométrie, les structures sont discrétisées en nœuds et en mailles qui, ensemble, définissent un maillage tridimensionnel. La précision et la fiabilité des résultats dépendent de la qualité du maillage. La modélisation d'une géométrie complexe, comme celle d'une aube vrillée, peut impliquer des modèles composés de plusieurs millions de nœuds auxquels trois degrés de liberté—un selon chacune des directions de l'espace—sont classiquement associés. Une fois le maillage EF défini, les matrices de masse  $\mathbf{M}$ , d'amortissement  $\mathbf{D}$  et de raideur  $\mathbf{K}$  de chaque structure sont extraites grâce à des logiciels spécifiques (ANSYS, Samcef, Abaqus, etc.), habituellement dans le cadre d'une analyse modale.

Afin d'améliorer la fidélité des simulations effectuées, la prise en compte de plusieurs phénomènes physiques, tels que les effets inertiels, peut être requise. Les effets inertiels (qui incluent les effets gyroscopiques et centrifuges) peuvent en effet jouer un rôle central sur certains étages d'un moteur. Les effets centrifuges ont notamment pour conséquence de modifier significativement la position du sommet d'aube par rapport au carter lors de la mise en rotation de l'aube, ce qui influence grandement sa réponse à des contacts répétés avec le carter [29]. Les effets gyroscopiques doivent être considérés lorsque des mouvements de l'arbre de rotation sont envisagés [22]. La prise en compte des effets inertiels ne présente pas de difficulté majeure, elle peut être faite dès la préparation du maillage de façon à être incluse dans les matrices de masse  $\mathbf{M}$ , d'amortissement  $\mathbf{D}$  et de raideur  $\mathbf{K}$  extraites.

## Généralités sur les systèmes vibratoires

Une fois la méthode des éléments finis appliquée et les matrices de masse  $\mathbf{M}$ , d'amortissement  $\mathbf{D}$  et de raideur  $\mathbf{K}$  obtenues, le système peut être résolu. L'équation du mouvement du système mécanique étudié s'écrit alors comme suit :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}_{\text{ext}}, \quad (2.1)$$

où  $\mathbf{F}_{\text{ext}}$  est le vecteur des efforts externes et  $\mathbf{u}$ , le vecteur des déplacements pour chacun des degrés de liberté du système. Les forces externes représentent, par exemple, le chargement aérodynamique que subissent les aubes lors du passage de l'air à travers les aubages et les redresseurs. La prise en compte de phénomènes de contacts oblige l'introduction d'un terme non-linéaire dans l'équation du mouvement 2.1 :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} + \mathbf{f}_{nl}(u, \dot{u}) = \mathbf{F}_{\text{ext}}, \quad (2.2)$$

où  $\mathbf{f}_{nl}$  est le vecteur des efforts non-linéaires qui dépend des déplacements et des vitesses.

Deux paradigmes de résolution sont communément utilisés pour la recherche de solutions à l'équation (2.2) : les méthodes temporelles et les méthodes fréquentielles. Un paradigme de résolution est une façon d'approcher la résolution de l'équation de la dynamique du système dans un contexte non-linéaire. L'utilisation d'un paradigme ou d'un autre peut varier en fonction du domaine industriel ou du type de structure étudiée. Par exemple, dans le cas des turbomachines aéronautiques, la rotation des roues aubagées entraîne normalement une excitation de type synchrone (c'est-à-dire synchronisée avec la vitesse de rotation de la roue) qui favorise l'apparition de phénomènes vibratoires périodiques, ce qui est cohérent avec l'utilisation de méthodes fréquentielles [30]. En revanche, pour les non-linéarités les plus sévères, comme les contacts aube/carter, la mise en oeuvre des méthodes fréquentielles représente un défi numérique d'envergure étant donné que (1) les modèles industriels comportent des milliers de degrés de liberté et que (2) la présence de discontinuités dans les champs de d'accélération, de vitesses et d'efforts rend la convergence numérique délicate. Puisque les concepteurs cherchent à éviter l'apparition de phénomènes d'interaction aube/carter, ils portent une attention particulière à l'initiation de ces interactions ainsi qu'aux phénomènes transitoires que seules les méthodes temporelles permettent de simuler.

Enfin, du point de vue numérique, l'utilisation directe de modèles éléments finis industriels est inenvisageable, quel que soit le paradigme de résolution adopté : les coûts en temps de calcul seraient inacceptables, de l'ordre de l'année (en supposant que les défis numériques, notamment en lien avec le conditionnement des matrices, issus de la taille des modèles puissent être relevés). C'est pour cette raison que des méthodes de réduction modale sont considérées.

## Réduction modale

La réduction modale (ou *Component Modes Synthesis*—*CMS*—en anglais) permet de condenser l'information emmagasinée dans les matrices  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{D}$  et  $\mathbf{K}$  en les projetant dans un sous-espace mieux adapté à la résolution du problème, et ce, sans perte majeure d'information [31].

Une grande variété de méthodes de réduction modale existe dans la littérature scientifique. Elles sont généralement classées selon quatre catégories : les méthodes à interfaces fixes, à interfaces libres, à interfaces mixtes et à interfaces chargées [32]. Ces différentes familles de méthodes se distinguent essentiellement par la façon de construire la matrice de réduction permettant de projeter les matrices structurelles du système dans le sous-espace réduit et par la propriété de certaines d’entre elles, comme les méthodes à interfaces fixes, de permettre de conserver certains degrés de liberté physiques dans l’espace réduit. Ces méthodes ont d’abord été développées dans le cadre de la mécanique structurelle au début des années 1960. Hurty est le premier à proposer une méthode efficace destinée à l’analyse de problèmes dynamiques complexes basée sur l’utilisation des modes propres [33,34]. Craig et Bampton poursuivent les travaux de Hurty et publient, en 1968, une méthode simplifiée intitulée « réduction modale à interfaces fixes » à laquelle ils donneront leur nom un peu plus tard [31]. D’autres méthodes, à interfaces libres notamment, suivront grâce à l’apport de Goldman [35], Hou [36], Mac-Neal [37], Rubin [38] et finalement Martinez, avec la méthode de Craig-Martinez [39]. Les méthodes de Craig-Bampton à interfaces fixes et de Craig-Martinez à interfaces libres sont souvent privilégiées pour l’obtention d’un modèle réduit grâce à leur stabilité numérique [40].

Dans le cadre de la simulation des contacts aube/carter, il est important de conserver dans le sous-espace des degrés de liberté physiques utiles à la gestion du contact. Cette contrainte a motivé l’utilisation d’une méthode à interfaces fixes. La méthode de Craig-Bampton (à interfaces fixes) est l’une des méthodes de réduction modale les plus couramment utilisées. Les matrices réduites  $\mathbf{M}_r$ ,  $\mathbf{D}_r$  et  $\mathbf{K}_r$ , obtenues après application de la réduction modale ont un nombre de lignes et de colonnes de l’ordre de la centaine alors que les matrices EF initiales peuvent en contenir plusieurs centaines de milliers. Pour alléger le texte, ces matrices réduites sont notées, dans la suite de ce mémoire,  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{D}$  et  $\mathbf{K}$  et sont donc utilisées pour résoudre l’équation (2.2) à l’aide de méthodes numériques temporelles ou fréquentielles.

## Méthodes temporelles

Les méthodes temporelles sont très répandues pour résoudre un système d’équations différentielles dépendant du temps. Ce sont des méthodes itératives, dites pas à pas, qui peuvent reposer sur un développement de Taylor limité ou encore sur la méthode des éléments finis [41]. En chaque instant  $t_0, t_1, \dots, t_n$ , séparé par un pas de temps  $\Delta t$  variable ou fixe, les vecteurs déplacement, vitesse et accélération sont évalués pour tous les nœuds du modèle EF. Toutefois, selon le nombre de degrés de liberté du système et la finesse du pas de temps, les temps de calcul peuvent rendre ce type de méthode inutilisable sans l’emploi des méthodes de

réduction modale décrites plus haut. Ces dernières permettent d’accommoder des systèmes comportant plusieurs milliers de degrés de liberté et les matrices énormes qui en résultent.

Deux types de schémas temporels existent pour la résolution pas à pas de l’équation non-linéaire 2.2 présentée précédemment : le schéma d’intégration implicite et le schéma d’intégration explicite. Les méthodes explicites permettent d’évaluer la solution à un pas de temps supérieur, à l’instant  $t + \Delta t$  à partir de la solution aux instants précédents. L’approche explicite est simple à mettre en œuvre, mais une attention particulière doit être portée au pas de temps—qui doit être suffisamment faible—pour que le schéma d’intégration utilisé demeure stable [13]. Les méthodes implicites, quant à elles, déterminent la solution à l’instant  $t + \Delta t$  en considérant les déplacements aux instant  $t$  et  $t + \Delta t$ . Ces schémas demandent plus de calculs à chaque pas de temps et sont donc, typiquement, plus coûteux en temps et en mémoire. Le schéma d’intégration général de Carpenter [42], basé sur les différences finies, fait souvent office de référence dans la littérature pour la résolution de systèmes dynamiques [41]. Cet algorithme itératif, de type prédiction/correction, s’articule en trois étapes, exécutées à chaque pas de temps.

### 1 Calcul des déplacements $\mathbf{u}$

L’équation dynamique 2.1 est résolue explicitement grâce à une approximation des dérivées temporelles par différences finies centrées. Ainsi, les vecteurs vitesse et accélération à l’instant  $t_n$  s’écrivent :

$$\dot{\mathbf{u}} = \frac{\mathbf{u}_{n+1} - \mathbf{u}_{n-1}}{2\Delta t} \quad \ddot{\mathbf{u}} = \frac{\mathbf{u}_{n+1} - 2\mathbf{u}_n + \mathbf{u}_{n-1}}{\Delta t^2} \quad (2.3)$$

Le vecteur déplacement  $\mathbf{u}$  est obtenu en substituant les équations 2.3 dans l’équation du mouvement 2.1.

### 2 Gestion du contact

Les efforts de contact sont calculés grâce à une méthode basée sur les multiplicateurs de Lagrange développée par Carpenter [42]. Cette méthode est couramment utilisée pour la gestion du contact [43]. À chaque pas de temps, le déplacement  $\mathbf{u}$  de l’aube est prédit. S’il y a pénétration dans le carter, un contact avec effort est considéré et la trajectoire de l’aube est corrigée afin de respecter la contrainte géométrique de non-pénétration. Un déplacement sans contact avec le carter requiert la mise à jour du jeu, calculé à partir de la distance entre l’aube et la fonction analytique qui décrit la position du carter. Si aucun contact avec le carter n’est détecté, le calcul passe au pas de temps suivant.

### 3 Gestion de l’usure

La présence d’un revêtement abrasable apposé sur la surface interne du carter influence l’intensité des efforts de contact. Sa modélisation numérique représente un véritable défi à

cause de ses propriétés physiques variées. La méthodologie adoptée, telle que décrite par Legrand, consiste à modéliser le revêtement abradable par une succession d'éléments de poutre unidimensionnelle définis par 2 nœuds [28]. Lors du contact, la force résultante est obtenue en faisant la somme des forces appliquées sur chacun des éléments abradables en contact avec l'extrémité de l'aube.

## Méthodes fréquentielles

Les méthodes fréquentielles sont souvent utilisées pour la résolution de l'équation (2.2), notamment pour traiter les non-linéarités aux interfaces arbre/palier [13] et aube/disque [44] dans les turbomachines. La méthode dite de l'équilibrage harmonique (ou *Harmonic Balance Method* en anglais) s'est imposée comme un standard dans l'industrie aéronautique. L'ampleur des non-linéarités de type contact rend particulièrement délicate l'utilisation de cette méthode pour la prédiction de contacts aube/carter. C'est la raison pour laquelle plusieurs projets de recherche ont récemment été menés à ce sujet [1].

Lorsque les phénomènes de frottement aube/carter impliquent une usure significative du revêtement abradable, l'hypothèse de périodicité de la réponse du système—sur laquelle repose la méthode de l'équilibrage harmonique—devient caduque. En effet, l'usure induit une variation constante des conditions limites du système et du lieu où vont se produire les contacts aube/carter, ce qui est *a priori* contradictoire avec la mise en place d'un régime permanent. Pour cette raison, les méthodes fréquentielles n'ont encore jamais été utilisées pour la prédiction de phénomènes vibratoires tels que ceux analysés par SAB sur leur banc d'essais.

## Bilan

La stratégie numérique adoptée pour la simulation des essais expérimentaux présentés au chapitre 3 relève des choix de conception qui ont été faits lors du développement de Coros. Cet outil numérique, élaboré en collaboration avec Safran, permet de prédire le comportement vibratoire d'une aube soumise au contact avec un carter rigide. Les simulations peuvent être exécutées en tenant compte ou non de l'usure. Coros a déjà été employé pour prédire des interactions de contact observées expérimentalement [5, 27, 45] ce qui a permis de valider l'ensemble de la stratégie numérique en vue d'une application destinée à la conception de certains composants de moteurs d'avion [46]. Il comprend un module de réduction modale basé sur la méthode de Craig-Bampton à interfaces fixes [47] et adapté spécifiquement pour la prise en compte du raidissement centrifuge sur une plage de vitesses de rotation donnée [?]. Les efforts de contacts sont calculés à l'aide d'une méthode d'intégration temporelle avec multiplicateurs de Lagrange. Dans le cas des simulations avec la présence d'un abradable,

une loi d'usure visco-plastique, modélisant le comportement du matériau, permet d'ajuster le profil de l'abradable à chaque pas de temps [28].

### 2.2.3 Développements expérimentaux

La complexité du phénomène d'interaction rotor/stator requiert la mise en place de bancs d'essais qui permettent l'observation du contact en milieu contrôlé. Les premiers montages expérimentaux, datant des années 1970, se sont concentrés sur la caractérisation des matériaux abradables et des mécanismes d'usure. Par la suite, ils se sont complexifiés afin de représenter plus fidèlement les conditions d'opération de véritables moteurs d'avion. Ce type de bancs implique cependant des coûts d'opération importants et demeurent l'exception. L'utilisation de pièces, en tout point identiques à celles en opération, posent également des enjeux de confidentialité. Ces bancs d'essai sont souvent mis en place par les motoristes qui sont prêts à investir de grandes sommes d'argent pour raffiner leurs designs et ainsi augmenter le rendement et l'opérabilité de leurs moteurs.

### Développement des matériaux abradables

Il faut tout d'abord rappeler le rôle du joint abradable et pour quelles raisons il est largement adopté par l'industrie. Le joint abradable est localisé sur la partie interne du carter, en face des aubes du rotor. Il contribue à l'étanchéité dynamique entre les différents étages de la turbine ou du compresseur. Lors des premières révolutions du rotor, les aubes creusent un sillage dans le revêtement abradable, créant ainsi un jeu minimum, ce qui minimise le débit de fuite. Cette solution technologique relativement simple et peu coûteuse a permis d'importants gains en performance depuis son introduction, à la fin des années 1960. En effet, en plus de diminuer les pertes aérodynamiques, le revêtement abradable assure l'intégrité des aubes dans l'éventualité d'un contact sévère avec le carter diminuant par le fait même les coûts associés aux opérations de maintenance.

Parmi les premiers développements concernant les joints abradables, l'on peut citer les travaux conjoints de la NASA et de Pratt & Whitney America qui portent sur la classification de cinq types d'abradables pour les joints de couteaux (*knife edge seals*) de la turbine [48]. Les joints de couteaux sont présents en bout d'aube et servent à limiter les pertes aérodynamiques entre les étages. Les auteurs mettent en évidence les qualités souhaitables pour ce type de revêtement. Non seulement, le revêtement abradable doit résister aux hautes températures, mais il doit aussi offrir un compromis entre sa capacité à être usé par l'aube et sa capacité à résister à l'érosion causée par les débris et les rejets de combustion présents dans l'air. L'utilisation d'un joint abradable est maintenant généralisée à toutes les sections du moteur

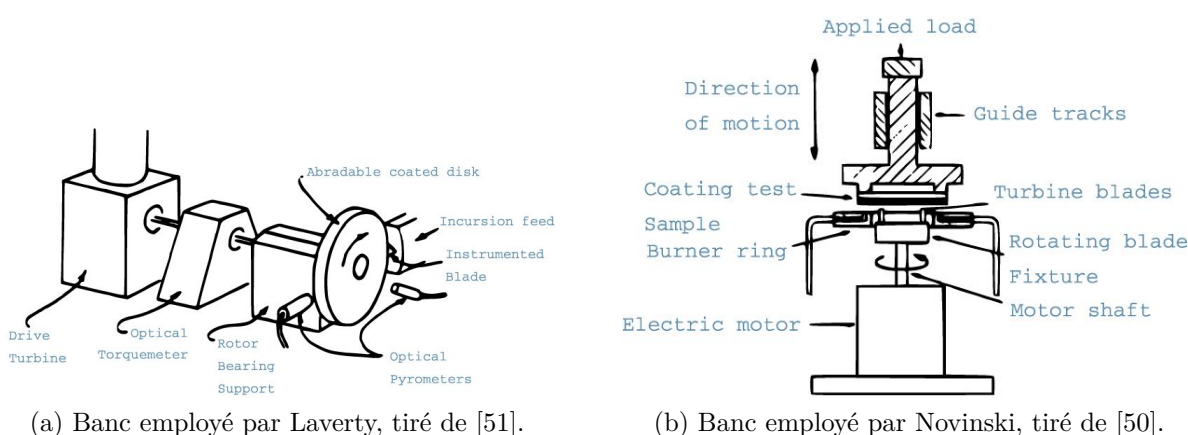
d'avion, de la soufflante, où les températures sont glaciales (-50 degrés C), au compresseur (200-400 °C) et jusqu'à la turbine, où les températures à la sortie de la chambre à combustion atteignent plus de 1000 °C [46]. Les développements subséquents des joints abrasables se sont donc concentrés sur l'élaboration de matériaux compatibles avec les températures internes du moteur et les propriétés matériaux de l'aube susceptible de l'usure. Dans le compresseur basse pression, les abrasables utilisés sont faits de composites à matrice métallique (Al-Si, Ni) et des lubrifiants solides céramiques ou polymères [49]. Le revêtement abrasable est le plus souvent déposé sur la face interne du carter par projection thermique de plasma .

L'utilisation étendue du joint abrasable, dans des conditions très variables, ont motivé plusieurs études visant à caractériser **l'abrasabilité** de nouveaux matériaux. L'abrasabilité se définit par la capacité d'un revêtement à s'usurer en cas de contact sans dommage pour l'aube. À lui seul, le revêtement abrasable ne suffit pas à prévenir totalement l'apparition de phénomènes d'interaction aube/carter préjudiciables [27]. C'est pourquoi la caractérisation des matériaux abrasables et une meilleure compréhension des mécanismes d'usure sont essentielles pour le développement d'outils numériques prédictifs destinés à prévenir ces scénarios dangereux.

### Mise en place des premiers bancs d'essais

Les premiers bancs d'essais construits aux États-Unis ont permis de reproduire le contact entre une aube rigide et un revêtement abrasable (figure 2.2). En 1982, METCO, principal fabricant de joints abrasables pour l'aviation civile, évalue l'abrasabilité de plusieurs matériaux à l'aide d'un banc d'essais original [50]. L'abrasable, apposé par projection thermique sur un substrat courbé, est avancé à une certaine vitesse d'incursion vers un disque en rotation monté d'une aube. Le substrat est préalablement chauffé par une torche afin de reproduire l'environnement extrême de la turbine. Laverty opte plutôt pour la configuration inverse : une aube statique qui avance vers un disque en rotation recouvert du revêtement étudié pour obtenir un contact frottant prolongé [51]. Les thermocouples fixés sur l'aube permettent à Laverty de dresser un premier bilan énergétique de l'interaction.

En 1989, Borel identifie expérimentalement les principaux mécanismes d'usure qui ont lieu lors d'une interaction entre une aube simplifiée et un abrasable à matrice métallique de type AlSi-Po [52]. Les paramètres étudiés sont la vitesse de rotation de l'aube, la vitesse d'incursion et la température de l'abrasable. La coupe, la déformation, le transfert adhésif, la fonte et la tribo-oxidation sont autant de mécanismes qui caractérisent et contribuent à l'usure du revêtement abrasable. Borel mentionne également l'érosion, l'oxydation et la corrosion comme des mécanismes d'usure sans contact causés par les particules présentes dans le flux



(a) Banc employé par Laverty, tiré de [51].

(b) Banc employé par Novinski, tiré de [50].

Figure 2.2 Premiers bancs d'essais utilisés pour l'étude du contact aube/abradable.

d'air. Certains mécanismes d'usure, tels que la coupe, qui est caractérisée par un enlèvement de matière net et une surface résultante lisse, sont préférables au transfert de matière (de l'abradable vers l'aube ou inversement) ou à la fonte qui complexifient grandement l'interaction. En effet, un transfert de matière, du revêtement abradable vers l'aube, peut entraîner un déséquilibre du rotor. Quelques années plus tard, Schmid étend les travaux de Borel aux joints abradables destinés aux hautes températures de la turbine grâce à la conception d'un banc de test pouvant atteindre des températures de 1200 °C [53]. À hautes températures, il est observé que la fonte est le mécanisme d'usure prédominant. La mise en lumière des principaux mécanismes d'usure a permis l'élaboration d'un nouvel abradable à base d'aluminium spécifiquement conçu pour résister aux très hautes températures de la turbine. Dans le même ordre d'idée, Bounazef se penche sur le comportement d'un revêtement abradable de type BN-SiAl-élément organique de liaison lors d'une interaction aube/abradable [2]. Grâce à un banc Sulzer Metco qui consiste à contrôler l'avance d'un revêtement abradable vers une aube simplifiée en rotation, similaire à celui de Schmid, Bounazef établit la carte d'usure tridimensionnelle du revêtement. La figure 2.3b illustre l'usure par transfert adhésif entre l'abradable et l'aube en fonction de vitesse tangentielle de l'aube et de la vitesse d'incursion.

### Types de bancs d'essais simplifiés

Depuis le début des années 2000, plusieurs programmes de recherche se sont penchés sur le lien entre les phénomènes d'usure et l'apparition de phénomènes vibratoires préjudiciables au niveau du rotor. L'instrumentation des bancs d'essais s'est enrichie, et les aubes expérimentales, d'abord courtes et rigides, ont laissé place à des aubes dont la géométrie et le



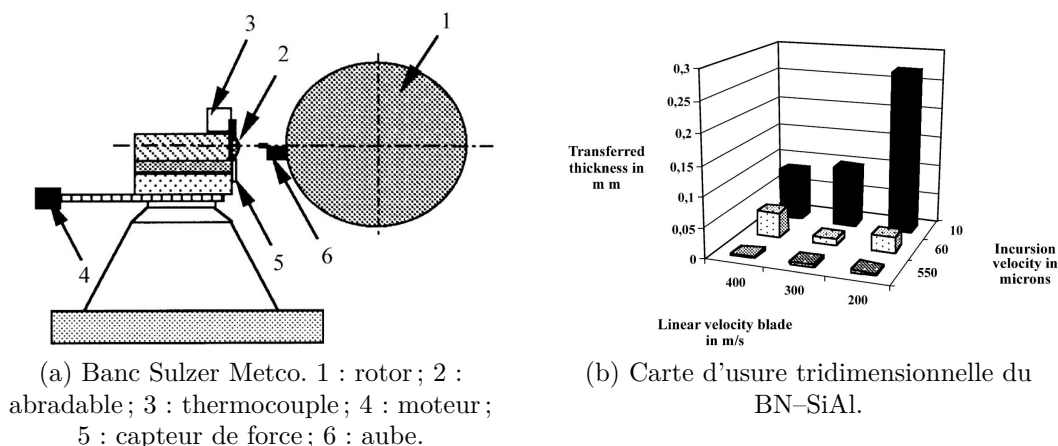


Figure 2.3 Une plus grande vitesse d'incursion diminue le transfert de matière du revêtement vers l'aube [2].

comportement vibratoire sont plus représentatifs de la réalité. Les bancs rotatifs ont naturellement été favorisés afin de reproduire les conditions moteurs. De plus, des bancs d'essais dits balistiques ont fait l'objet de travaux relativement récents (figure 2.4).

### Bancs d'essais balistiques

Leur principe de fonctionnement repose sur le lancement d'une éprouvette abrasif qui fait office de projectile. Lancée à très haute vitesse par un canon à gaz, (100 m/s à 450 m/s), l'éprouvette percute une aube test simulant ainsi le mécanisme de coupe. Sutter [54] et Ben Zeineb [55] sont parvenus à déterminer les efforts générés lors du contact à l'aide d'un tel banc équipé de jauges de déformation. Ils ont respectivement évalué la force résultante d'une coupe orthogonale et d'une coupe oblique en projetant une éprouvette d'abrasif AlSi-Po sur une aube en alliage de titanium. Un peu plus tard, Cuny utilise un banc similaire pour caractériser les matériaux abrasifs en conditions dynamiques [3,56]. La vitesse de projection, la profondeur d'incursion et la forme de l'extrémité de l'aube sont les paramètres étudiés. Ses conclusions mettent en évidence les non-linéarités d'une interaction aube/abrasif. Cependant, les efforts d'interaction évalués ne suffisent pas à expliquer l'allure *post-mortem* des éprouvettes abrasives.

### Bancs d'essais rotatifs

Les bancs rotatifs, contrairement aux bancs balistiques, rendent possible la prise en compte des effets centrifuges dans la détermination des efforts d'interaction entre l'aube et l'abrasif. Les efforts centrifuges ne sont pas négligeables, car ils changent le comportement dynamique de la pièce en rotation en décalant ses fréquences propres vers des fréquences supérieures. C'est ce qu'on appelle le *raidissement centrifuge*. Ils contribuent également à

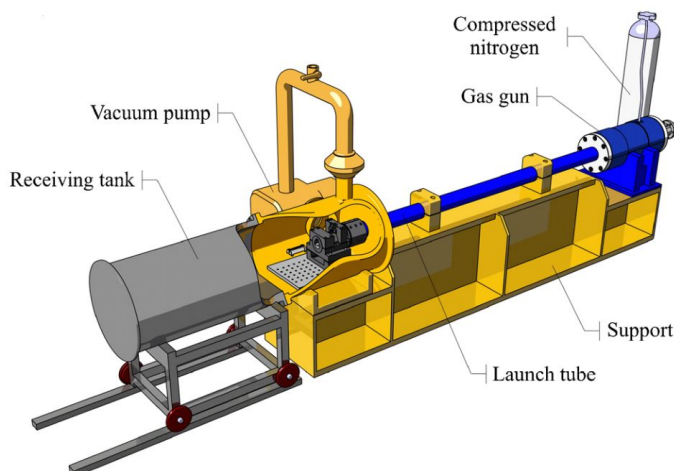


Figure 2.4 Banc balistique du LaBPS, ENIM. Schéma tiré de [3].

étirer l'aube dans la direction radiale en plus de provoquer son dévissage. Cependant, la très grande vitesse de l'aube rend très difficile son instrumentation. L'ONERA de Lille a donc opté pour un banc à configuration inversée dont le principe de fonctionnement ressemble à celui de Laverty [49, 57] de la figure 2.2a. Quoique de géométrie simpliste, l'aube menée au contact possède une grande flexibilité, une nouveauté par rapport aux bancs précédents. Cette particularité permet à Baiz et à Mandard de caractériser les phénomènes de couplage dynamique qui ont lieu lors d'une interaction aube/abradable en mettant l'accent sur les amplitudes de vibration de l'aube test [58].

Parmi les bancs rotatifs destinés à l'étude du contact aube/abradable, l'on peut citer ceux de l'Université d'Ohio [59], de l'Institut de Recherche Aéronautique d'Ottawa [11], de l'Université des Sciences Appliquées à Rapperswil [60] et de l'Université de Sheffield [61]. Plus récemment, en 2019, Nitschke présente une nouvelle installation expérimentale pour l'investigation des interactions aube/abradable, résultat d'une collaboration entre Rolls-Royce et Technische Universität Dresden en Allemagne [4]. Ce banc polyvalent permet de facilement et rapidement tester plusieurs configurations d'aubes et d'abradables représentatifs des divers étages du compresseur. L'instrumentation, très riche, enregistre les vibrations et les déformations de l'aube, les forces de contact et l'échauffement du revêtement lors du contact. Une caméra haute vitesse capte les images de l'aube dont la vitesse peut être poussée jusqu'à 15 000 RPM. Aussi, ce banc possède la spécificité de pouvoir supporter jusqu'à 12 sections de carter, suffisamment pour circonscrire complètement l'aube, comme dans un moteur (voir figure 2.5). Jusqu'à maintenant, très peu d'installations permettaient à l'aube d'interagir avec le carter sur 360°.

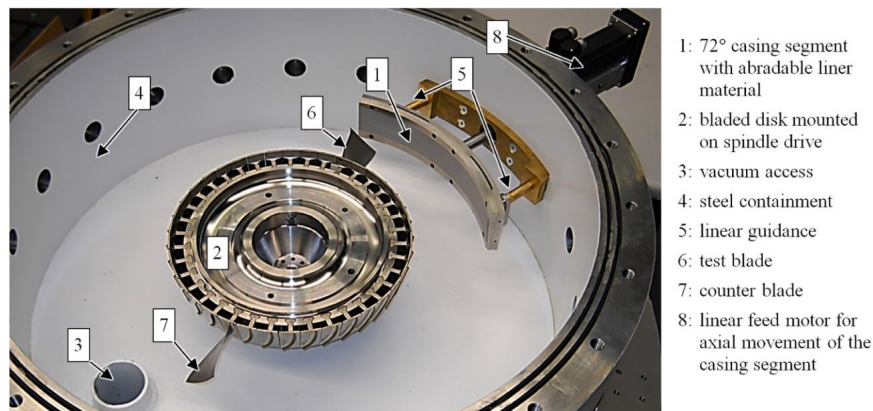


Figure 2.5 Banc d'essais présenté par Nitschke [4].

### Bancs d'essais en conditions moteur

L'objectif demeure continuellement de tenter de reproduire les conditions d'opération d'un moteur d'avion en matière de matériaux utilisés, de vitesses de rotation et de températures. Encore à ce jour, aucun banc d'essais ne permet l'étude expérimentale d'un compresseur ou d'une turbine composés de plusieurs étages successifs. Cependant, des études ont déjà porté sur l'influence du couplage entre les étages d'un point de vue dynamique [40]. L'on peut, à cet effet, mentionner le banc d'essais mis en place par le laboratoire Mécanique de Lille et Safran Aircraft Engines (anciennement Snecma) [20] pour évaluer l'influence des effets thermo-mécaniques sur la dynamique de l'aube. Il est l'unique banc possédant plusieurs étages issus d'un compresseur haute pression. Il est équipé de plusieurs thermocouples positionnés derrière le carter rigide afin de mesurer l'évolution de la température du revêtement. Deux scénarios de contact sont étudiés, chacun possédant une configuration aube/abradable distincte. Dans le premier cas d'étude, le rotor maintient une vitesse donnée pour exciter l'aube sur l'une de ses fréquences propres. Dans le second, le contact est provoqué par l'élongation de l'aube pas effets centrifuges. Dans les deux cas, le contact est localisé sur une aube en particulier qui est en surlongueur par rapport à ses voisines. Les essais de contact sont effectués dans une chambre à vide pour annuler les charges aérodynamiques. L'analyse de ces essais expérimentaux, et en particulier les contributions de Millecamps [62], Batailly [5,26] et Agrapart [63], sont d'une grande pertinence pour ce travail. La méthodologie adoptée dans les chapitres 3 et 4 pour l'analyse des essais expérimentaux effectués par SAB s'inscrit dans la continuation de ces travaux.

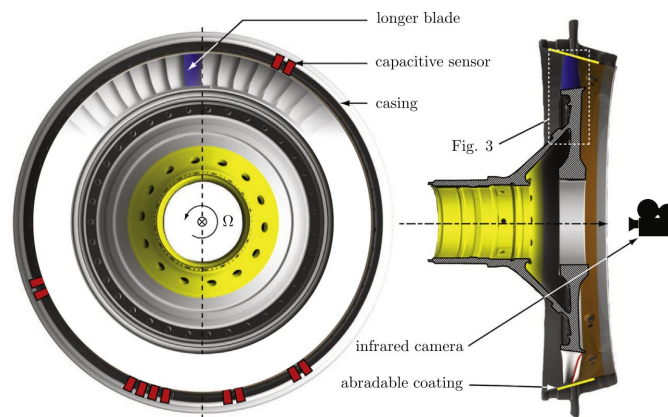


Figure 2.6 Banc d'essais multi-étages d'un compresseur haute pression, tiré de [5].

## CHAPITRE 3 SYNTHÈSE DES ESSAIS EXPÉRIMENTAUX

Dans le but d'étudier les interactions aube/carter avec usure dans un compresseur basse pression, Safran Aero Boosters (SAB) a entrepris, au printemps 2018, une campagne d'essais sur banc rotatif d'une envergure sans précédent. L'objectif était, pour le constructeur, de reproduire expérimentalement des configurations de contact aube/carter supposées défavorables afin d'analyser le comportement vibratoire des aubes.

La particularité de cette campagne réside dans son banc d'essais à l'échelle unitaire spécialement conçu pour l'occasion. Le banc d'essais a été pensé de façon à pouvoir tester rapidement plusieurs scénarios de contact avec des configurations aube/abradable variées. Au total, les réponses vibratoires de quatre aubes de compresseur basse pression (nommées dans ce mémoire A3, A4, A5 et A6) ont été analysées lors de contacts répétés avec le carter environnant. La quantité volumineuse de données brutes générées, dans le cadre de cette campagne d'essais, ouvre des possibilités considérables en termes d'analyse et de caractérisation des interactions aube/abradable.

Le post-traitement des données brutes relatives à l'**aube A5** et leur analyse font l'objet du présent chapitre. Les données brutes concernent quatre essais, (référéncés A5-E1 à A5-E4), effectués sur deux configurations identiques aube/abradable. Le quatrième et dernier essai, A5-E4, s'est soldé par la fissuration de l'aube en son pied et une usure marquée de l'abradable. L'analyse de cet essai en particulier a déjà fait l'objet d'une publication en 2020 par SAB [6]. Les résultats de l'essai A5-E4 servent de référence pour l'analyse numérique présentée au chapitre 4.

Dans ce chapitre, il s'agit de présenter une analyse détaillée des quatre essais de contact A5-E1 à A5-E4 afin de mettre en évidence les données expérimentales qui les caractérisent. La première partie du chapitre porte sur le banc d'essais, son fonctionnement et son instrumentation. La deuxième partie présente la configuration étudiée. L'analyse des données expérimentales, divisée en deux sous-sections, comporte d'abord une comparaison entre les essais puis une analyse fine de l'essai A5-E4 qui a mené au bris de l'aube. L'ensemble des figures présentées dans les sections 3.3 et 3.4 sont issues d'une procédure de post-traitement originale développée en Python.

### 3.1 Présentation du banc d'essais

Les essais ont été réalisés sur un banc d'essais original comportant un seul étage de compresseur basse pression monté d'une unique aube. Les dimensions du banc, en tout point semblables à celles d'un moteur, allouent la possibilité de tester des aubes et des pistes abrasables identiques à celles utilisées dans un véritable moteur.

La construction d'un banc d'essais a été préférée par rapport à l'instrumentation d'un moteur existant. En effet, bien que cette dernière option soit sans doute la plus représentative du phénomène à l'étude, la nature destructrice des essais d'interactions (souvent menés jusqu'au bris de l'aube [62]) et les contraintes logistiques favorisent l'élaboration d'un banc d'essais. De plus, la simplification du système mécanique permet d'isoler le phénomène d'intérêt tout en assurant la répétabilité nécessaire pour la comparaison des essais entre eux.

#### 3.1.1 Hypothèses simplificatrices et contraintes mécaniques

La conception du banc d'essais est le résultat de contraintes fonctionnelles et d'hypothèses simplificatrices considérées pour modéliser des interactions rotor/stator. Tout d'abord, il est supposé, étant donné la rigidité du disque, qu'une seule aube est suffisante pour observer une interaction rotor/stator [20]. L'entièreté du montage expérimental est placée à l'intérieur d'une chambre à vide afin d'éliminer les charges aérodynamiques sur l'aube à l'essai. Ainsi, seules les vibrations causées par l'excitation mécanique du système sont considérées. Les essais sont effectués à température ambiante. Finalement, le carter est considéré parfaitement rigide et sans déformation apparente.

#### 3.1.2 Fonctionnement du banc d'essais

Le banc d'essais est schématisé sur la figure 3.1. Il consiste en un arbre en porte-à-faux ① monté d'un disque conique ② et mis en rotation à l'aide d'un moteur électrique ③. L'aube à l'étude ④ est fixée en son pied sur le disque à l'aide d'un coupon dont la fonction est double : maintenir l'aube en place et reproduire les conditions de fixation propres au compresseur. Afin d'assurer l'équilibrage du montage, le poids de l'aube est contrebalancé par des masses ponctuelles ⑤ placées à différentes positions angulaires sur le disque. Opposé à l'aube se trouve le carter ⑥ : un anneau rigide circulaire dont la surface interne a été recouverte d'un revêtement abrasable de type polymère/métal projeté par plasma ⑦ d'une épaisseur de 2,75 mm. Ce type de revêtement est couramment utilisé au niveau des compresseurs basse pression où les températures sont modérées, de l'ordre de 300 – 500 °C. L'anneau rigide, sur lequel se situe la piste abrasable, peut facilement être examiné et remplacé entre les essais

au besoin. Contrairement au banc d'essais mis en place par Nitschke [4], la piste abrasable consiste en une unique section annulaire qui circonscrit le disque et l'aube en rotation.

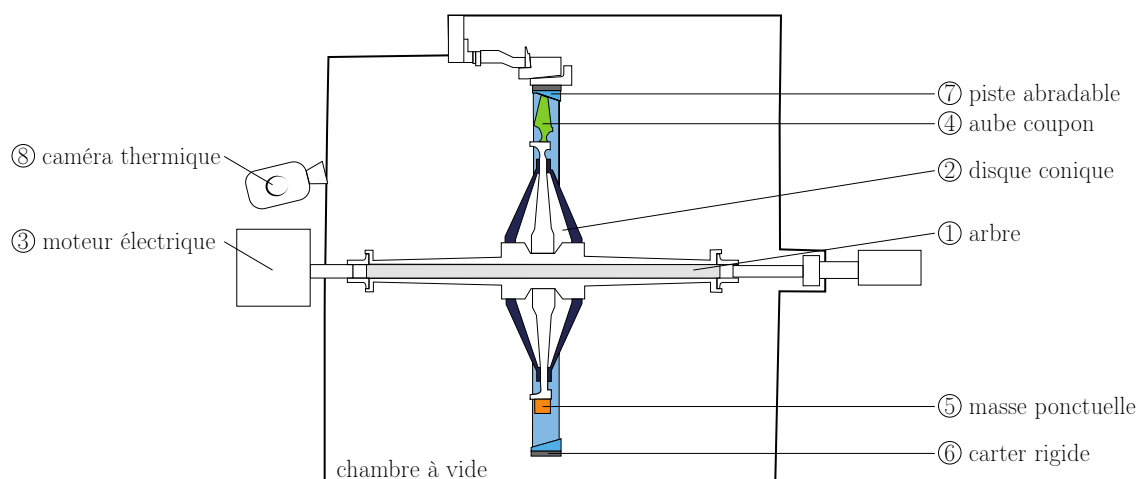


Figure 3.1 Schéma du banc d'essais, inspiré de L. Pacyna [6].

Le contact entre l'aube en rotation et l'abrasable est induit par la déformation progressive de l'aube causée par les effets centrifuges. Le jeu radial entre l'aube et la piste abrasable est ajusté finement à l'aide de cales axiales et de capteurs de dégagement. Cela permet l'obtention d'un premier contact entre l'aube et l'abrasable à une vitesse d'interaction prédéfinie. Le disque est ensuite mis en rotation jusqu'à l'atteinte de la vitesse cible. Si aucune touche n'a eu lieu une fois la vitesse cible atteinte, le moteur est arrêté puis le jeu est réajusté. S'il y a fermeture du jeu puis contact, la vitesse de rotation est maintenue constante. L'essai prend fin lorsque le contact est perdu. Après l'essai, le banc est ouvert et l'état de l'aube et de la surface interne du carter peuvent être examinés.

### 3.1.3 Instrumentation et télémétrie

Le banc d'essais est instrumenté de plusieurs jauges de déformation servant à mesurer les vibrations de ses différents composants. Quatre jauges sont situées sur le disque conique et quatre autres enregistrent la réponse vibratoire du carter environnant. Le bâti est également muni de capteurs de dégagement qui permettent de mesurer l'évolution du jeu aube/carter. Une caméra thermique (8), fixée à l'une des extrémités de l'arbre, filme les élévations de températures sur une partie de la circonférence du disque.

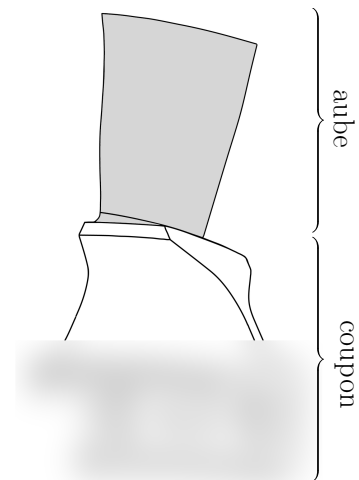


Figure 3.2 Aube A5 et son coupon.

## Instrumentation de l'aube

L'aube d'intérêt A5 est une aube faite d'un alliage de titane : le TA6V forgé. L'aube comprend un coupon qui la maintient au disque par des boulons (figure 3.2). Le coupon, comprenant le système de fixation de l'aube au disque, est flouté afin de respecter l'entente de confidentialité avec le partenaire industriel. Une analyse modale réalisée à l'aide d'un logiciel éléments finis (ANSYS) permet de calculer, à partir d'un modèle tridimensionnel, les six premiers modes propres de l'aube et de son pied (voir figure 3.3). Le premier mode de flexion (1F), le mode le plus bas en fréquence, est associé à un mouvement latéral du sommet de l'aube dans la direction circonférentielle (3.3a). La présence du coupon introduit le mode dit de

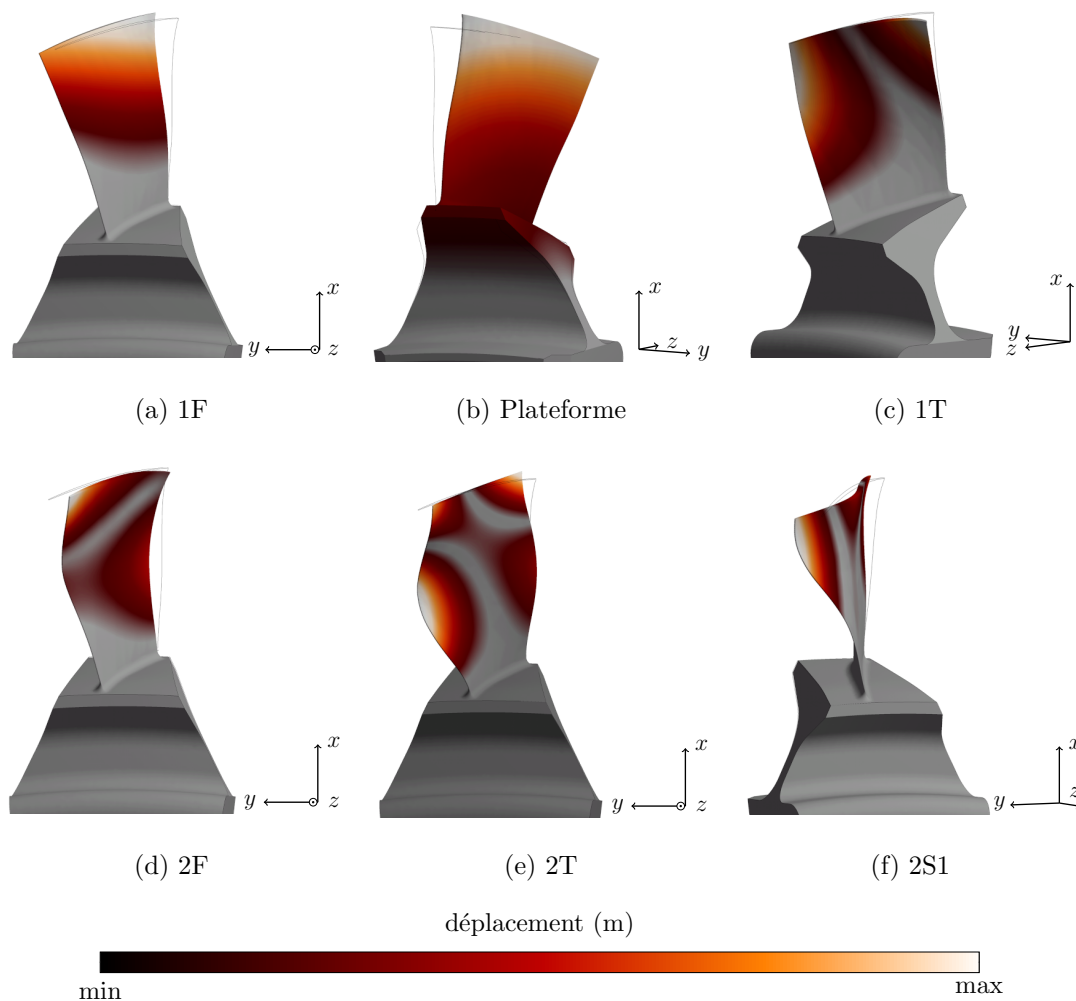


Figure 3.3 Déformations modales des six premiers modes propres de l'aube A5 visualisées à l'aide d'ANSYS.



« plateforme » (3.3b) dont la fréquence calculée est inférieure à celle du premier mode de torsion (1T) de l'aube. Le mode de plateforme fait vibrer l'aube dans la direction axiale, favorisant ainsi un contact aux extrémités de l'aube. Le premier mode de torsion correspond à une déformation de l'aube au niveau de sa tête (3.3c). Les déformations associées aux modes suivants, le second mode de flexion (2F), le second mode de torsion (2T) et le mode drapeau (2S1) sont aussi observés.

À partir des résultats d'analyse modale, l'aube et son pied ont été instrumentés de quatre jauges de déformation dynamique (J1 à J4) illustrées sur la figure 3.4. Leur positionnement et leur orientation ont fait l'objet d'une analyse rigoureuse en instrumentation. Trois d'entre elles sont apposées sur la pale de l'aube : les deux premières sur le côté dépression (extrados) et la troisième sur le côté surpression (intrados). Leur emplacement sur l'aube est tel, que deux d'entre elles (J1 et J2), sont particulièrement sensibles au mode 1F au cas où il y aurait une défaillance de l'une d'entre elles. La jauge J3 est la jauge la plus sensible en torsion et est donc associée aux modes 1T et 2T. La quatrième jauge, J4, est située sur le côté amont du coupon et reprend majoritairement les efforts attribués au mode de plateforme, soit la flexion au niveau du coupon. J4 permet aussi de différencier les modes voisins, proches en fréquences de ceux observés par J1, J2 et J3. L'ensemble des quatre jauges assure l'observation des quinze premiers modes propres. L'instrumentation a été adaptée à la vitesse de rotation des essais. Leurs sensibilités respectives aux cinq premiers modes de déformation sont présentées dans le tableau 3.1.

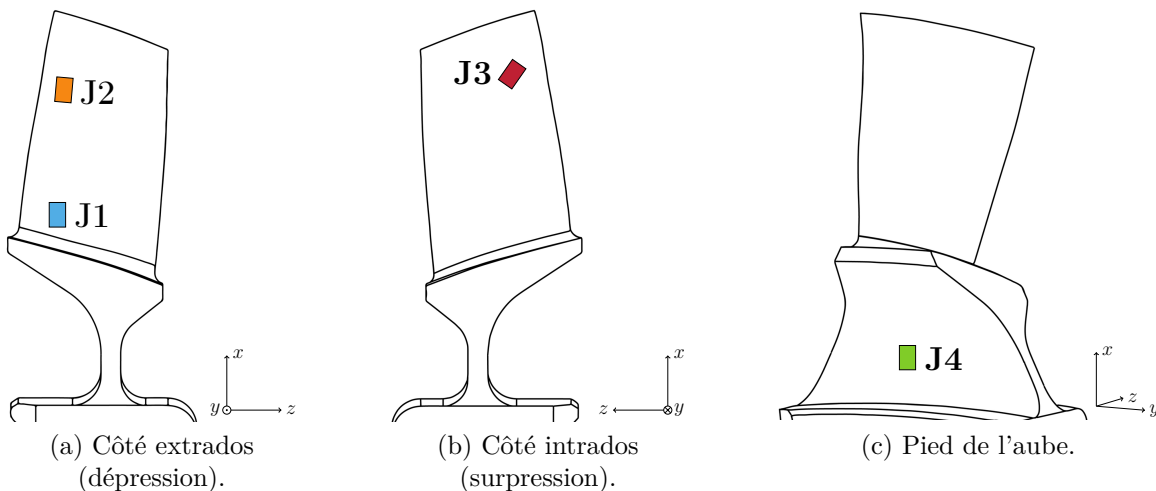


Figure 3.4 Positionnement des jauges J1 à J4 sur l'aube A5.

Tableau 3.1 Sensibilités des jauges J1 à J4, en pourcentage, aux cinq premiers modes propres de l'aube

mode	1F	Plateforme	1T	2F	2T
J1	78,2	32,1	5,1	39,5	20,6
J2	32,1	22,8	58,1	53,4	65,7
J3	5,9	18,8	48,8	3,1	73,8
J4	5,4	76,8	4,0	3,8	1,2

### 3.1.4 Fréquences propres de l'aube A5 au repos

Le test marteau est très utilisé pour déterminer les fréquences naturelles d'un système au repos. Un marteau frappe le disque sur lequel est fixée l'aube, puis, comme un diapason, l'aube vibre librement. Les mesures de vibration ont été faites par vibromètre laser, un capteur sans contact, au niveau de la pale. La fréquence libre du mode plateforme n'a pu être déterminée par test marteau. Les fréquences naturelles du mode 1F et du mode 1T de l'aube A5 sont présentées dans le tableau 3.2 en fonction de  $f_0$ , la fréquence naturelle du mode 1F.

Tableau 3.2 Fréquences propres de l'aube A5 déterminées par test marteau

mode 1F	mode 1T
$f_0$	$3,14f_0$

Les fréquences libres servent également à valider l'analyse modale. En effet, ces dernières devraient être égales aux fréquences tirées du diagramme de Campbell lorsque la vitesse de rotation est nulle et qu'aucun chargement centrifuge n'est appliqué.

## 3.2 Cas d'étude et scénario de contact

Dans cette section, le scénario de contact étudié ainsi que le déroulement des essais sont présentés. Les essais A5-E1 à A5-E4 présentent une même configuration et concernent deux exemplaires de l'aube A5 et deux pistes abrasables. Les trois premiers essais ont été complétés sur la même piste abrasable, alors qu'une piste neuve a été installée en prévision de l'essai A5-E4. Les essais se différencient également par leur vitesse d'interaction cible.

### 3.2.1 Choix des vitesses d'interaction

Déterminer la vitesse de rotation à laquelle il peut y avoir une interaction rotor/stator n'est pas une chose aisée. Comme première approximation, il est courant d'avoir recours à un diagramme de Campbell pour identifier les vitesses potentiellement critiques [6, 62]. Le diagramme de Campbell de la figure 3.5 présente l'évolution de la fréquence du premier mode de flexion (1F) de l'aube A5 en fonction de la vitesse de rotation angulaire variant de  $\Omega_{\min} = 0$  à  $\Omega_{\max}$  (—). La ligne pointillée (-.-.) représente la fréquence propre du mode 1F lorsque l'aube est au repos. L'augmentation de la fréquence avec la vitesse est attribuable aux effets centrifuges considérés dans l'analyse modale. En effet, le chargement centrifuge subi par l'aube tend à rigidifier sa structure, et donc, à augmenter les fréquences de ses modes propres. À ces fréquences, sont superposées les droites correspondant aux régimes moteur (—). Les régimes moteur sont des multiples de la vitesse de rotation angulaire du rotor. Les vitesses de croisement, où l'une des fréquences propres de l'aube coïncide avec un des régimes moteur, sont généralement des vitesses d'intérêt pour l'analyse vibratoire. En effet, à ces vitesses, l'aube a la possibilité de vibrer un nombre entier de fois par tour. La relation entre une fréquence propre  $f_i$  de l'aube et la vitesse de rotation au point d'intersection s'exprime alors ainsi :

$$f_i = k \frac{\Omega}{60}, \quad k \in \mathbb{N}, \quad (3.1)$$

avec  $k$ , le nombre de vibrations de l'aube par tour. La valeur de  $k$  sert également à identifier le numéro du régime moteur.

La vitesse de rotation correspondant à l'intersection de la première fréquence propre de l'aube avec le 8<sup>e</sup> régime moteur, indiquée par un trait vertical rouge (—) sur la figure 3.5, a été identifiée comme une vitesse critique. Elle est notée  $\Omega_c$ . La plage de vitesses, correspondant à la zone orange sur la figure 3.5, souligne la variation de la position de la vitesse critique selon la prise en compte, ou non, des effets centrifuges.

Cela dit, la synchronisation de la réponse vibratoire de l'aube avec la vitesse de rotation du moteur ne conduit pas nécessairement à la naissance d'une interaction. Que ce soit numériquement ou expérimentalement, il a été observé que les phénomènes vibratoires apparaissant au croisement du premier mode de flexion et d'un régime moteur peuvent être de nature différente [45]. Dans certains cas, les amplitudes de vibration de l'aube, apparaissant à la suite des premiers contacts avec le revêtement abrasable, peuvent s'atténuer du fait, par exemple, d'une perte de contact. Cela demeure souvent sans conséquence pour l'intégrité structurelle de l'aube. En revanche, dans certaines configurations, des interactions rotor/stator *instables*

sont observées [20]. Celles-ci peuvent entraîner l'apparition de fissures sur l'aube, voire, dans les cas les plus critiques, sa perte complète.

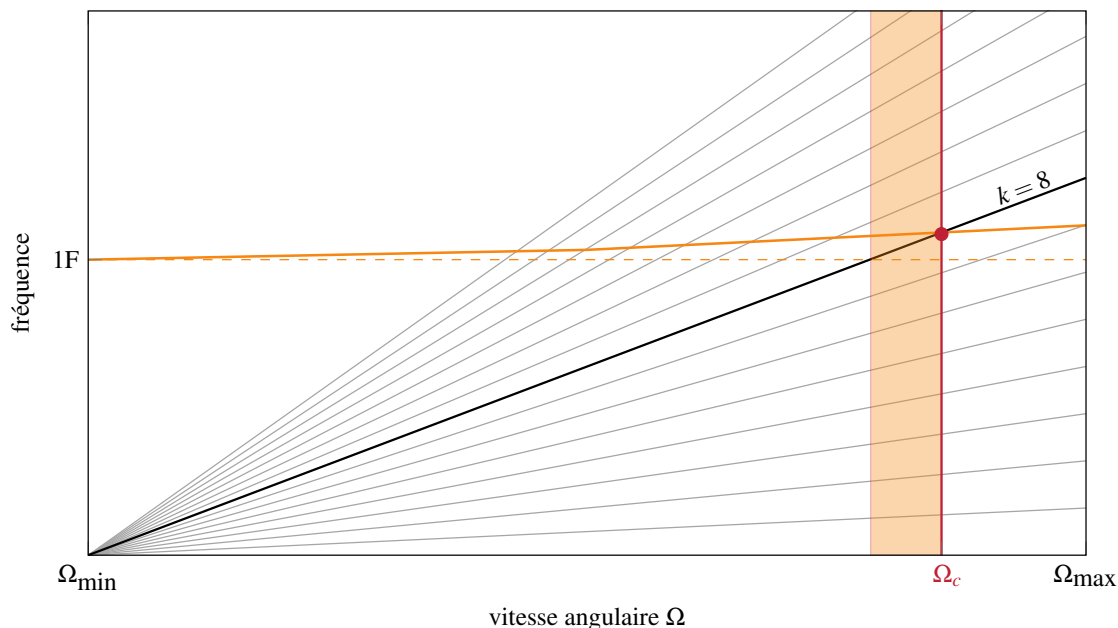


Figure 3.5 Diagramme de Campbell de l'aube A5. À la vitesse critique  $\Omega_c$ , le 8<sup>e</sup> régime moteur intersecte le premier mode de flexion.

Étant donné le caractère non-linéaire des interactions rotor/stator, la prise en compte des effets centrifuges dans l'estimation des fréquences propres n'est pas suffisante pour identifier les vitesses d'interaction. Il faut également tenir compte du raidissement au contact que subit l'aube lorsqu'elle creuse l'abradable. Pendant ces courts instants, l'aube se retrouve à l'état contraint à cause de son extrémité partiellement bloquée par l'abradable. Cela fait en sorte qu'elle se raidit. Tout comme les effets centrifuges, le raidissement au contact contribue à augmenter les fréquences propres de l'aube. La courbe 1F (—) se trouve alors être décalée vers le haut et l'interaction pourrait donc se produire à des vitesses supérieures à celles estimées à l'aide du diagramme de Campbell de la figure précédente (3.5). Ceci dit, la valeur du raidissement, souvent exprimée en pourcentage par rapport à la fréquence non raidie, n'est pas une valeur connue, ni unique. En fait, les fréquences naturelles raidies par le contact sont très difficiles à estimer, car elles dépendent du niveau d'énergie dans le système, de la géométrie de l'aube ou encore des conditions de contact [6]. Ceci rend la prédiction expérimentale des vitesses d'interaction particulièrement délicate.

Dans ce contexte, la plage de vitesses à cibler a été déterminée par les ingénieurs de SAB en ajoutant, aux valeurs fréquentielles du diagramme de Campbell, un raidissement au contact évalué entre 5 % et 23 %. Dans leur stratégie d'expérimentation, ils ont ciblé une première

plage de vitesses potentiellement critique en estimant un raidissement du mode 1F de l'ordre de 5,5 % ①. L'interaction attendue est une interaction 1F/8N, c'est-à-dire une interaction qui implique le croisement du mode 1F avec le 8<sup>e</sup> régime moteur. Après trois essais complétés sans interaction critique, une seconde plage de vitesses ② a été visée, pour un quatrième essais (E4), en estimant un raidissement de 20 % à 23 % pour une interaction, cette fois-ci, avec le 9<sup>e</sup> régime moteur (1F/9N). Contrairement à ce qui était attendu, une interaction rotor/stator instable a été observée à une vitesse  $\Omega_{cA5}$  entre le 8<sup>e</sup> régime moteur et le mode 1F.

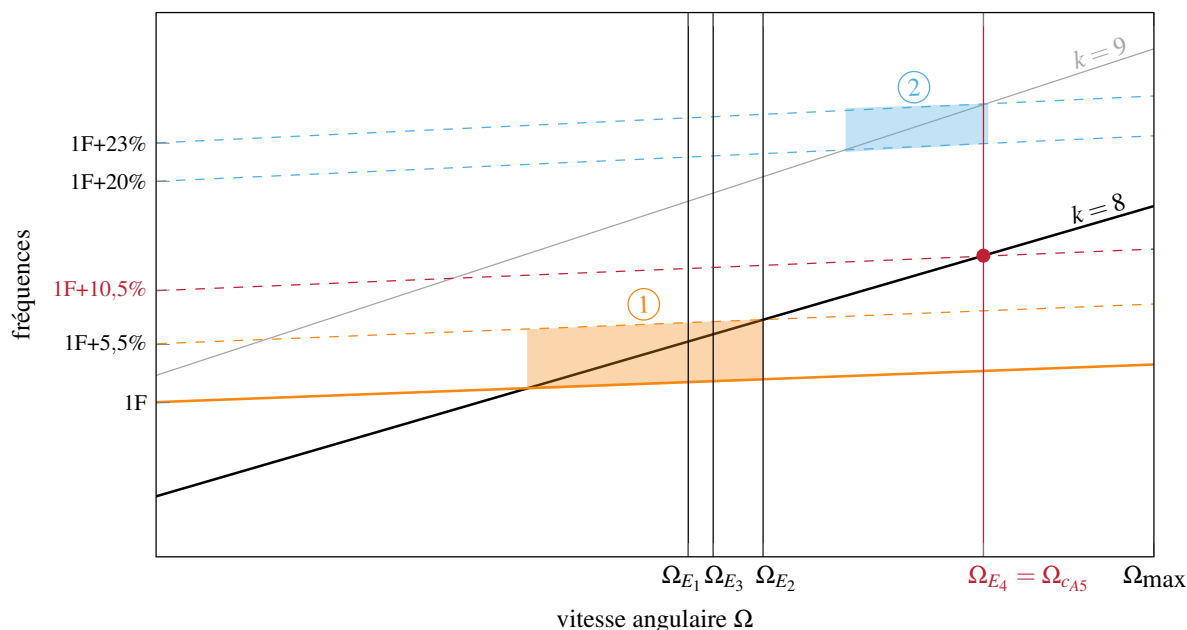


Figure 3.6 Plages de vitesses visées lors des quatre essais de contact sur l'aube A5.

### 3.2.2 Initiation du contact

Le contact est initié progressivement par le chargement centrifuge qui étire l'aube de plus en plus dans la direction radiale. Avant l'essai, les jeux à froid, c'est-à-dire, le dégagement entre l'aube et le revêtement abrasable lorsque le banc est au repos, sont ajustés de façon à ce que le jeu soit fermé au bord d'attaque et ouvert au bord de fuite à la vitesse d'interaction cible.

### 3.2.3 Déroulement des essais

Les essais sont tous exécutés selon la même procédure. Après la mise en rotation du banc d'essais, la consigne de vitesse est progressivement incrémentée par paliers d'environ 15 RPM

jusqu'à l'atteinte de la vitesse d'interaction cible. S'il n'y a pas eu de touche, le banc est arrêté et les jeux sont réajustés à l'aide des cales axiales.

L'usure du revêtement abrasable débute dès le premier contact au bord d'attaque. L'aube se met à vibrer et l'abrasable est usé localement. À ce stade, il est encore trop tôt pour savoir si ce contact mènera à une interaction instable. Lorsque l'aube entre en contact répété avec l'abrasable sur plusieurs tours, plusieurs scénarios sont possibles parmi lesquels : (1) il se peut que le contact soit perdu, car suffisamment de matière a été retirée lors du rodage. Les mouvements de l'aube sont alors amortis par la structure et les amplitudes diminuent. (2) Le contact perdure entre l'aube et l'abrasable, tour après tour, et des phénomènes d'usure complexes peuvent survenir au niveau de la zone percutée du revêtement abrasable sans nécessairement être préjudiciable pour l'aube. (3) L'aube use progressivement le revêtement abrasable de façon à créer des lobes dans le revêtement qui favorisent le mouvement vibratoire de celle-ci [6]. Il est alors possible, selon ce troisième scénario, d'observer une augmentation rapide des amplitudes de vibrations jusqu'à ce que l'aube se fissure sous une contrainte mécanique trop grande. Le résumé des essais est affiché dans le tableau 3.3. Les vitesses sont exprimées en fonction de  $\Omega_{c_{A5}}$ , la vitesse d'interaction de l'essai instable A5-E4. Le raidissement au contact a été évalué à partir des signaux de jauge.

Tableau 3.3 Résumé des essais réalisés sur l'aube A5

Essai	Vitesse d'interaction	Observations	Raidissement 1F [%]
A5-E1	0,928 $\Omega_{c_{A5}}$	Usure, 1F, 1T, plateforme	12,7
A5-E2	0,946 $\Omega_{c_{A5}}$	Usure, 1F, 1T, plateforme	30,7
A5-E3	0,934 $\Omega_{c_{A5}}$	Usure, 1F, 1T, plateforme	27,5
A5-E4	$\Omega_{c_{A5}}$	Synchronisation instable 1F/8N	11,5

Les trois premiers essais se sont avérés, en quelque sorte, peu concluants, car aucun d'entre eux n'a permis une synchronisation entre le premier mode de flexion et le 8<sup>e</sup> régime moteur de façon à entraîner une interaction instable. Les vitesses d'interaction ciblées, toutes situées dans la même plage de vitesses (① sur la figure 3.6) sont en cause. Le choix des vitesses d'interaction, basé sur l'estimation du raidissement au contact du mode 1F, a donc été revu. Plusieurs stratégies ont été envisagées afin de provoquer la synchronisation de l'aube. Celle retenue consiste à viser une interaction 1F/9N avec une vitesse de rotation cible supérieure à celles des essais précédents. La plage de vitesses a été réduite autour du 9<sup>e</sup> régime moteur (② sur la figure 3.6). Finalement, c'est le 8<sup>e</sup> régime moteur qui a répondu, montrant un raidissement au contact inférieur à celui envisagé au départ pour une interaction 1F/8N.

La synchronisation observée lors du dernier essai est de nature instable. En effet, des dégâts importants sont constatés sur l'aube en trois endroits (figure 3.7). Une fissure de plus d'une dizaine de millimètres est visible au niveau de son pied, à partir du bord d'attaque. Une seconde fissure, plus profonde, est visible au tiers de la corde en partant du bord d'attaque. Le sommet d'aube a aussi été endommagé à cause du frottement et du contact répété avec le carter.

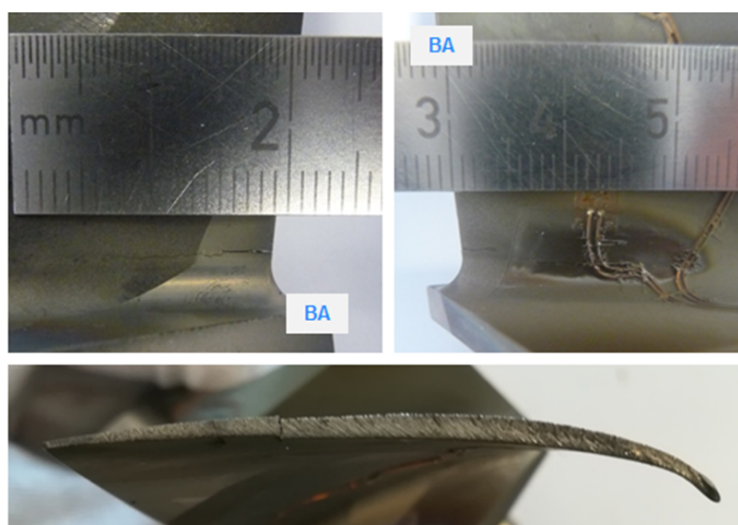


Figure 3.7 Dommages observés sur l'aube A5 à la suite de l'essai A5-E4.



Figure 3.8 État du revêtement abrasable après l'essai de contact A5-E4. Des lobes d'usure sont visibles sur la piste abrasable.

À l'ouverture du banc d'essais, des zones frottées par les passages répétés de l'aube sont visibles à l'œil nu sur la circonférence de la piste abrasable (voir figure 3.8). Un motif à huit lobes est constaté; une synchronisation entre le 8<sup>e</sup> régime moteur et le mode 1F est soupçonnée. Les observations faites sur le revêtement abrasable sont généralement représentatives des derniers tours avant la perte du contact. Il est cependant impossible de savoir avec certitude à quel moment, durant l'essai, la matière a été retirée. Une analyse détaillée de la dynamique vibratoire de l'aube au cours de cet essai est nécessaire pour vérifier cette hypothèse. Ces données sont très profitables pour remonter l'historique de l'interaction rotor/stator.

### 3.3 Analyse des essais sur l'aube A5

En plus de la géométrie de l'aube [26, 43] et de la composition du revêtement abrasable [11, 64, 65], la vitesse de rotation angulaire de l'aube joue également un rôle prépondérant dans l'apparition des interactions rotor/stator. Tel que mentionné précédemment, une interaction instable est susceptible de se produire lorsqu'il y a synchronisation entre la fréquence d'un des modes propres de l'aube et un régime moteur. Toutefois, cette condition n'est pas suffisante, car le phénomène est hautement non-linéaire. La considération du couplage entre la dynamique vibratoire et d'autres mécanismes physiques, tels que l'usure et les effets thermomécaniques, rendent difficile l'identification des vitesses d'interaction menant à un scénario préjudiciable pour une géométrie d'aube donnée.

Cette section propose une analyse comparative des données expérimentales propres aux quatre essais de contact impliquant l'aube d'intérêt A5 : A5-E1 à A5-E4. Il est particulièrement intéressant de comparer ces essais entre eux, car ils sont exécutés sur une même configuration aube/abrasable. Seule la vitesse angulaire de l'aube varie entre ces essais. À ce jour, il n'existe aucune publication de résultats d'essais de contact aube/carter répétés sur une même configuration. Il est coutume de faire varier la géométrie, le scénario de contact (ovalisation du carter *vs* effets centrifuges [62]) ou encore le type d'abrasable. Parmi les quatre vitesses de rotation étudiées et jugées potentiellement critiques par SAB, une seule d'entre elles s'est avérée compromettante pour l'intégrité physique de l'aube.

#### 3.3.1 Présentation des signaux de jauge

Pour chaque essai, les signaux des quatre jauges J1 à J4 (voir figure 3.4) ont été superposés et sont tracés sur la figure 3.9. Afin de faciliter la comparaison, les signaux sont tous tracés selon une fenêtre temporelle d'une durée de 30 secondes. Les essais ont été menés jusqu'à la perte du contact entre l'aube et l'abrasable, comme l'illustre la perte simultanée du signal



enregistré par les quatre jauges. Les signaux provenant des jauges apposées sur le disque et le bâti n'ont pas été tracés, car leurs amplitudes sont négligeables par rapport à celles de l'aube. L'hypothèse considérant le carter et le disque parfaitement rigides s'avère donc vérifiée.

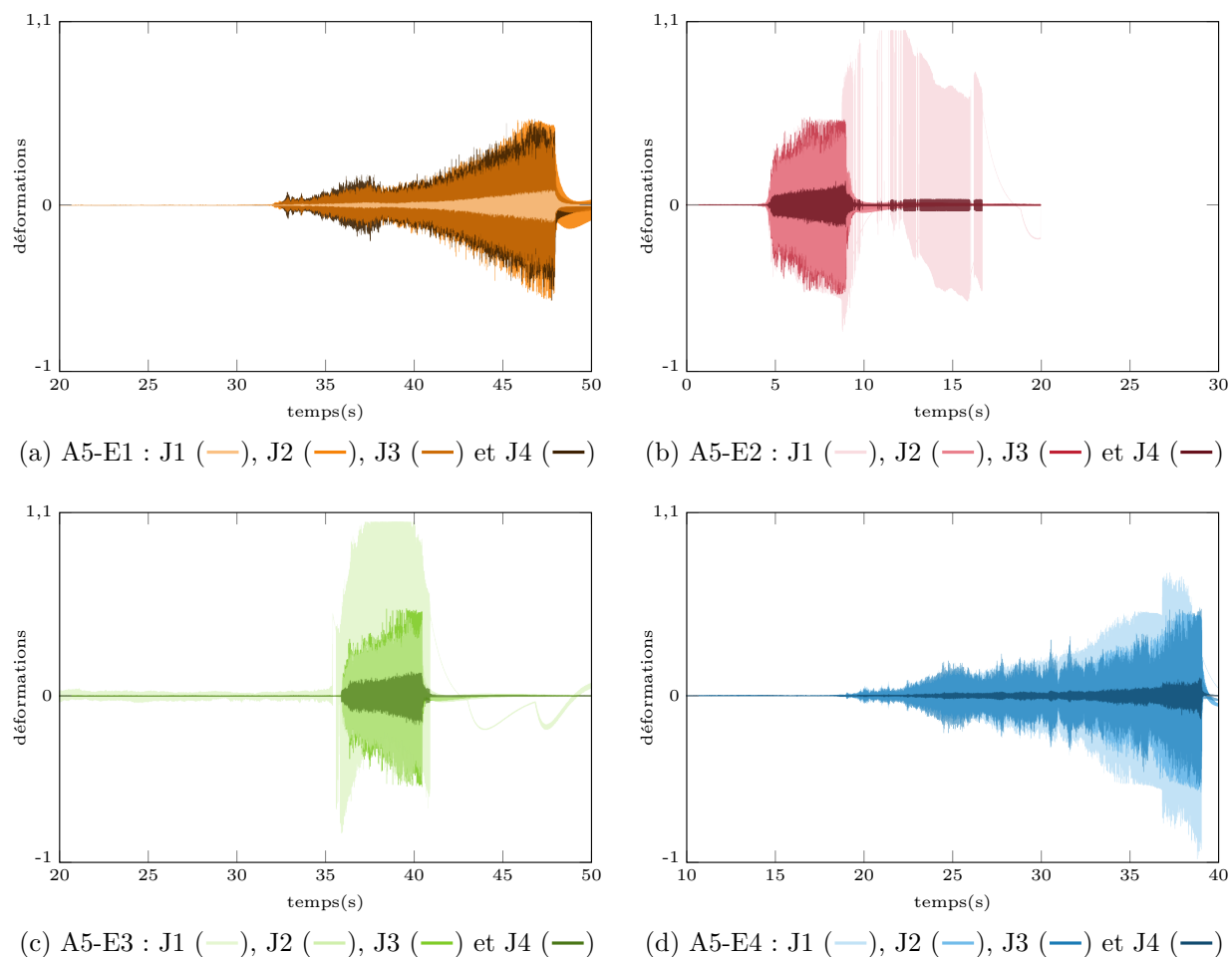


Figure 3.9 Évolution des déformations dans le temps, en seconde, des jauges J1 à J4 pour chacun des essais.

De prime abord, les signaux des essais A5-E1 (3.9a) et A5-E4 (3.9d) montrent une allure similaire avec une croissance progressive des amplitudes et une durée de rodage équivalente d'environ 20 secondes. Les essais A5-E2 (3.9b) et A5-E3 (3.9c), quant à eux, présentent des amplitudes qui augmentent rapidement et une perte de contact qui survient quelques secondes seulement après la première touche. La jauge J1 s'est abîmée lors du deuxième essai et ses amplitudes, disproportionnées par rapport à J2, J3 et J4, ne peuvent être considérées pour les essais intermédiaires. Pour les jauges restantes, l'allure des amplitudes s'explique par l'état de la piste abrasable. En effet, lorsque l'abrasable est neuf et parfaitement circulaire, le contact se fait très doucement entre l'aube et l'abrasable. L'aube s'étire puis vient froter la

partie fixe sur toute la circonférence jusqu'à ce que cette dernière se mette à battre un certain nombre de fois par tour. Dans le cas des essais intermédiaires A5-E3 et A5-E4, le contact se fait également de façon progressive, mais la piste abradable est déjà usée et présente des bosses et des creux. Le profil abîmé de l'abradable est responsable de la croissance rapide des amplitudes enregistrées très tôt après le début du contact. Cela implique que seuls les essais A5-E1 et A5-E4, tous deux effectués sur des pistes abradables neuves, peuvent être comparés directement.

### 3.3.2 Comparaison des essais A5-E1 et A5-E4

La vitesse de rotation du disque est un paramètre qui joue un rôle majeur dans l'apparition d'interactions rotor/stator. Dans le premier cas, pour une vitesse  $\Omega_{A5-E1} = 0,928\Omega_{cA5}$ , il n'y a pas eu de synchronisation entre l'aube et un multiple de la vitesse de rotation. Dans le second cas, pour une vitesse  $\Omega_{A5-E4} = \Omega_{cA5}$ , il y a eu une synchronisation 1F/8N menant à la rupture de l'aube.

Étant donné que les jauges ne sont pas toutes sensibles aux mêmes modes propres (voir tableau 3.1), la comparaison des amplitudes des signaux enregistrés sur chaque jauge donne une idée des modes qui ont été les plus sollicités lors du contact. Il est ainsi possible de mettre en relief les différences sur le plan du comportement vibratoire de l'aube entre l'essai non synchronisé A5-E1 et l'essai synchronisé A5-E4. Les signaux de chacune des jauges sont illustrés à la figure 3.9. Ils sont tracés en fonction d'une échelle temporelle synchronisée de façon à ce que le début de l'interaction survienne au même instant à  $t_{\text{sync}} = 6$  s pour les deux essais.

### Comparaison des jauges J1 et J4

Si les jauges J2 (3.10b) et J3 (3.10c) ont enregistré des niveaux de déformation comparables, les jauges J1 (3.10a) et J4 (3.10d) illustrent une première réponse en ce qui concerne le comportement vibratoire distinctif de l'aube lors des essais. La jauge J1, la plus sensible au premier mode de flexion de l'aube, a enregistré un maximum de déformation lors de l'essai A5-E4 (3.9d), mais un minimum de déformation lors de l'essai A5-E1 (3.9a). L'absence de synchronisation du mode 1F avec un régime moteur lors de la première tentative explique cette différence. En effet, l'interaction n'a pas réussi à se stabiliser sur le mode 1F durant la phase transitoire de raidissement. C'est plutôt le mode de plateforme, repris par J4, qui a été le plus sollicité au cours de l'essai A5-E1. Toutefois, le mode de plateforme, plus haut en fréquence, n'a pas favorisé un comportement vibratoire préjudiciable pour l'aube. Le choix

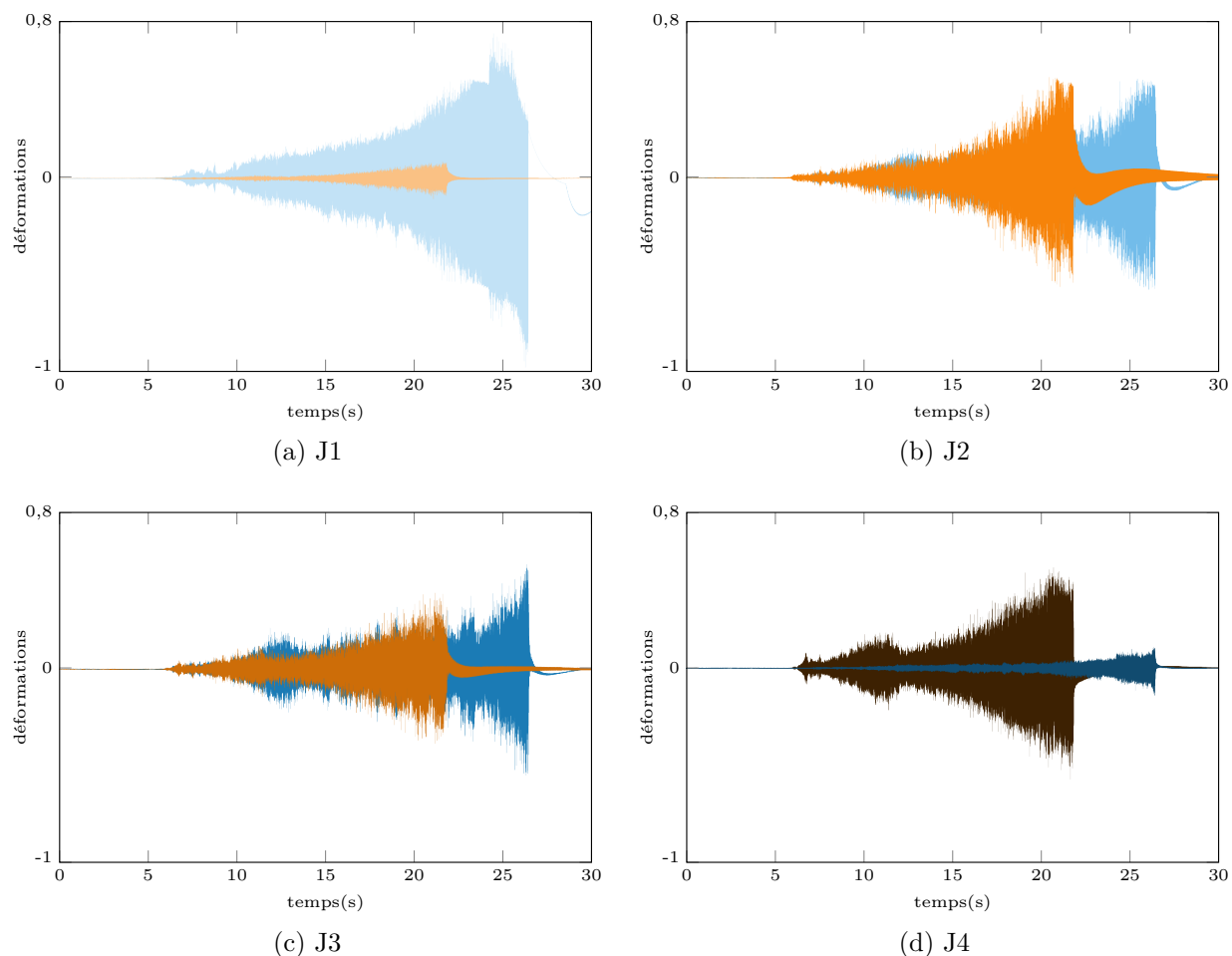


Figure 3.10 Comparaison des déformations pour chacune des jauges J1 à J4 entre les essais A5-E1 (—) et A5-E4 (—).

des vitesses de croisement basé sur une surévaluation du raidissement du mode 1F, pour les essais A5-E1 à A5-E3, est en cause.

Dans le cas de l'essai de contact instable, A5-E4 (3.9d), J1 (—) voit une augmentation constante des amplitudes durant toute la durée du rodage, alors que J4 (—) enregistre une déformation croissante, mais plus faible. L'aube s'est bel et bien fissurée en son pied à cause d'un mouvement périodique en flexion de trop grande amplitude. J2 (—) et J3 (—), sensibles respectivement au mode 2F et au mode 1T, témoignent de la participation de ces modes, en plus faible proportion, lors du contact.

Dans une proportion moindre, il est intéressant de noter le pic d'amplitudes montré par les jauges J2, J3 lors des essais A5-E1 et A5-E4, et J4 durant A5-E1 qui survient quelques secondes après le début de l'interaction. Il y a eu une augmentation des amplitudes suivie

d'une diminution avant qu'elles augmentent à nouveau jusqu'à ce que le contact soit perdu. Une analyse plus poussée, présentée à la section ?? est nécessaire pour évaluer le ou les modes responsables.

### **Comparaison de l'usure des revêtements abrasables**

Une analyse *post-mortem* exécutée en métrologie de la section annulaire d'abrasable ayant servi aux trois premiers essais (A5-E1 à A5-E3), a révélé un profil bruité ne présentant pas de motif d'usure à huit lobes. Puisque l'usure relevée ne peut être attribuée à un essai en particulier, il n'est pas possible de comparer directement l'essai A5-E1 à l'essai A5-E4 en terme d'usure. Néanmoins, le revêtement abrasable résultant des trois premiers essais, présente un maximum d'enlèvement de matière vis-à-vis le milieu de corde de l'aube et 23 lobes d'usure sont notés.

#### **3.3.3 Synthèse des essais**

La stratégie itérative de SAB pour la détermination de la vitesse critique met en évidence différents comportements vibratoires d'une aube soumise à un contact dans des conditions similaires. La comparaison des quatre essais de contact de l'aube A5 a permis d'identifier la vitesse de rotation du rotor comme un paramètre clé pour l'apparition ou non d'une interaction synchronisée. L'évaluation du raidissement au contact des fréquences propres de l'aube joue également un rôle important pour la prédiction des interactions rotor/stator. En effet, l'aube aura plus de facilité à se synchroniser avec un régime moteur si la fréquence de rotation est au voisinage d'un mode propre raidi. Dans le cas de l'essai pré A5-E4, le raidissement au contact du premier mode de flexion est de 11,5 %.

### **3.4 Analyse fine de l'essai A5-E4**

L'objectif est de caractériser, de la façon la plus complète possible, l'essai de contact instable A5-E4 à partir des données expérimentales disponibles. Ces résultats seront comparés avec ceux prédits par les simulations numériques.

#### **3.4.1 Dynamique vibratoire de l'aube**

Les signaux recueillis par les quatre jauges de déformation, référencées de J1 à J4, sont tracés sur la figure 3.11 en fonction du temps. J2 et J3 présentent des amplitudes similaires. Les faibles déformations perçues par J4 (3.11d) indiquent que le mode de plateforme intervient

peu lors de l'interaction. J1 est choisie pour étudier le comportement vibratoire de l'aube au cours de l'essai, car, de par sa position, J1 est la jauge la plus sensible au mode 1F impliqué dans l'interaction rotor/stator.

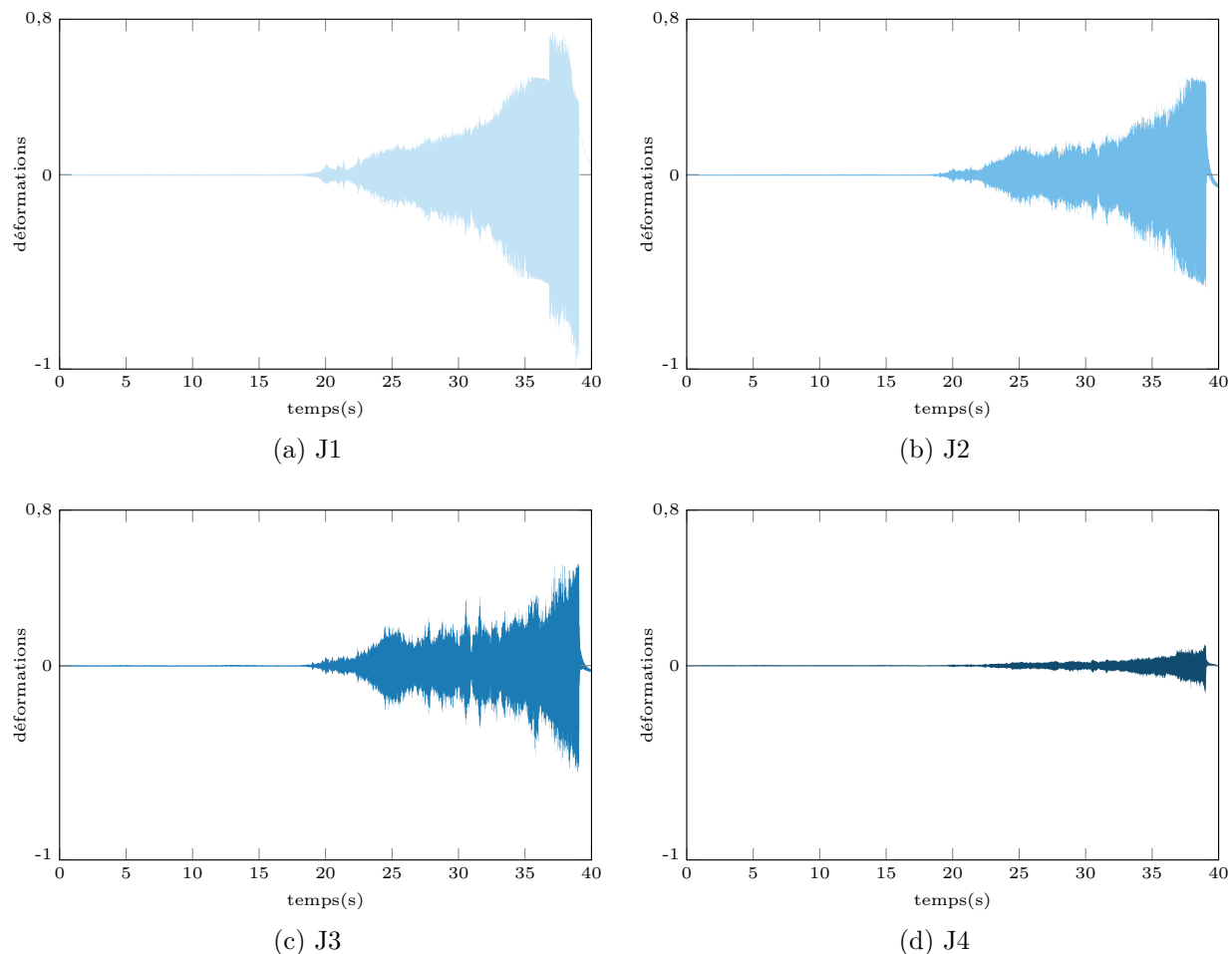


Figure 3.11 Amplitudes des déformations enregistrées par les jauges J1 à J4 lors de l'essai A5-E4.

Le signal de la jauge J1 est tracé au cours du temps sur la figure 3.12. Ce dernier peut être divisé en quatre phrases vibratoires. Leur identification est expliquée à la section suivante. Le premier contact se produit vers  $t = 13,5$  s (début de la phase ①) et l'interaction s'arrête à  $t = 39$  s, lorsque le signal est perdu, probablement à cause de la fissuration de l'aube (fin de la phase ③).

J1 présente un saut d'amplitudes remarquable à 36,7 s ((-.-)) sur la figure 3.12). À cet instant, J1 entre en *saturation*, c'est-à-dire que la déformation enregistrée est telle qu'elle

dépasse la plage de fonctionnement de la jauge. Les valeurs des amplitudes ne peuvent plus être considérées au-delà de cet instant, mais le contenu fréquentiel du signal demeure valide.

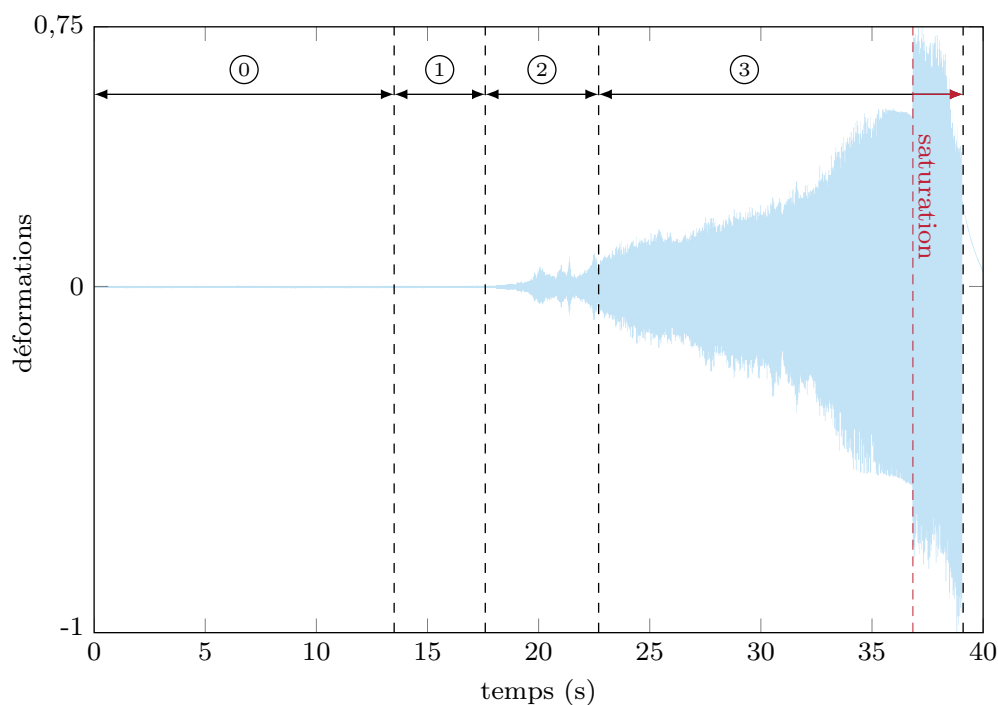
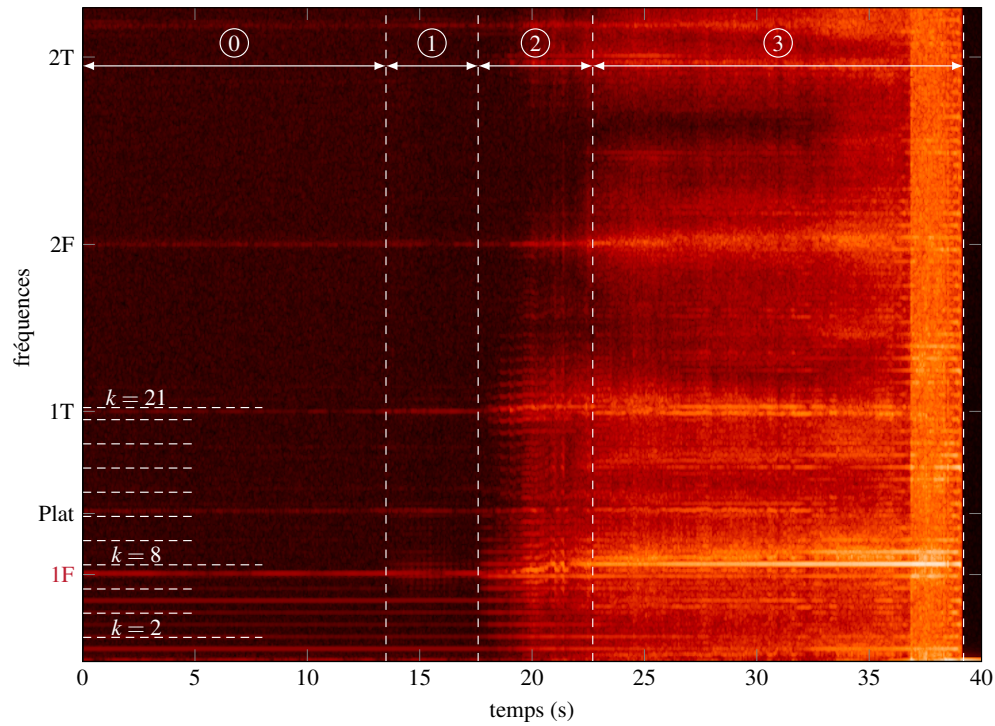


Figure 3.12 Évolution au cours du temps de la déformation enregistrée par J1.

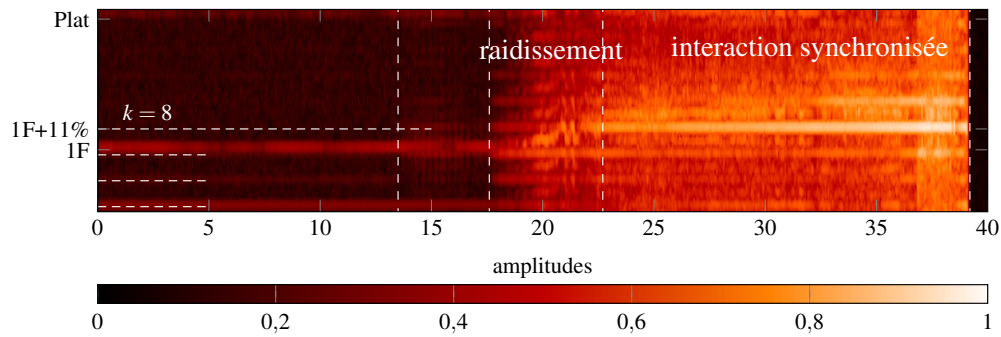
### 3.4.2 Analyse temps-fréquence

Les déformations subies par l'aube durant l'essai de contact instable A5-E4 et enregistrées par J1 sont étudiées à l'aide d'un diagramme temps-fréquence (voir figure 3.13). Cette représentation spectrale, souvent nommée spectrogramme, permet de visualiser le contenu fréquentiel d'un signal qui varie au cours du temps. Dans le cas des interactions rotor/stator, ce type de figure s'avère très utile pour évaluer quels modes sont sollicités lors de l'essai de contact. Il est ainsi possible de déterminer des phases vibratoires caractérisées par un comportement particulier au cours de l'interaction.

Le diagramme temps-fréquence est obtenu en effectuant une transformation de Fourier fenêtrée (FFT) du signal temporel de la jauge J1 présenté précédemment sur la figure 3.12. Plusieurs largeurs de fenêtrage ont été évaluées. Un fenêtrage correspondant à une durée de 10 révolutions a été choisi, car c'est ce qui offrait le meilleur compromis entre les résolutions fréquentielle et temporelle du signal. Les régimes moteur sont indiqués en blanc, à gauche de la figure, alors que les fréquences propres de l'aube, extraites du diagramme de



(a) Spectrogramme complet.



(b) Zoom autour du mode 1F.

Figure 3.13 Diagramme temps-fréquence du signal temporel J1.

Campbell à la vitesse  $\Omega_{c_{A5}}$ , sont indiquées en ordonnées. Les quatre phases vibratoires sont également identifiées. Une compression logarithmique des amplitudes permet d'observer le contenu fréquentiel du signal sur une large plage d'amplitudes.

À partir du spectrogramme et de l'allure du signal en fonction du temps, quatre phases vibratoires, s'échelonnant sur toute la durée de l'essai, ont été retenues. Ces quatre phases permettent de décrire le comportement vibratoire de l'aube au cours de l'interaction. Pour illustrer chacune d'elles, les déformations enregistrées sur un intervalle de temps d'environ 1

seconde ont été tracées selon un système de coordonnées polaires (figures 3.14). L'échelle des déformations est propre à chaque instant analysé.

1. **Phase 0** - Avant le contact :  $t \in [0; 13,5]$  s, figure 3.14a

Cette phase correspond à l'accélération du rotor. Des vibrations parasites considérées négligeables sont enregistrées par la jauge J1.

2. **Phase 1** - Première touche :  $t \in [13,5; 17,6]$  s, figure 3.14b

L'aube se met à vibrer puis le contenu fréquentiel s'enrichit aux abords de la fréquence propre du mode 1F (voir figure 3.13). Les amplitudes demeurent faibles.

3. **Phase 2** - Début du raidissement :  $t \in [17,6; 22,7]$  s, figures 3.14c et 3.14d

Les modes propres de l'aube se raidissent au contact. Le mode 1F accroche avec le 7<sup>e</sup> régime moteur puis se raidit. Une phase d'hésitation entre les régimes moteur 7 (phase 2a) et 8 apparaît (phase 2b). Les modes 1F et 1T participent.

4. **Phase 3** - Synchronisation et interaction 1F/8N :  $t \in [22,7; 39]$  s, figure 3.14e

Le premier mode de flexion de l'aube est parfaitement synchronisé avec le 8<sup>e</sup> régime moteur. L'aube complète exactement 8 battements par tour. La contrainte augmente jusqu'à la saturation de la jauge J1 à 36,7 s puis le bris de l'aube.

Lors de la phase d'accélération du rotor et avant le premier contact, J1 enregistre les vibrations libres de l'aube. Les fréquences du premier mode de flexion 1F, du mode plateforme et du mode 1T sont visibles et représentées par des fréquences d'amplitudes constantes entre 0 et 13,5 secondes. Les fréquences des premiers régimes moteur, multiples de la vitesse de rotation, sont aussi visibles.

Le contact a lieu 13,5 secondes après le début de l'essai. Lors de la phase vibratoire 1 (3.14b), le contenu fréquentiel s'enrichit, particulièrement près du mode 1F. La deuxième phase vibratoire se caractérise par le raidissement des modes propres de l'aube. C'est à ce phénomène qu'est associé le motif en vaguelettes (voir figure 3.13b) qui varie entre les fréquences respectives du 7<sup>e</sup> et du 8<sup>e</sup> régimes moteur. Cette période d'hésitation entre une synchronisation 1F/7N et 1F/8N témoigne d'une phase de raidissement puis d'assouplissement du mode 1F. La participation du mode 1T, calé sur le 21<sup>e</sup> régime moteur (multiple de 7), contribue aussi à ce phénomène. La perte de raidissement correspond à une présence plus marquée du mode 1T dans la signature fréquentielle du signal. Cette hésitation est également illustrée par la superposition de motifs à 7 et 8 lobes sur la figure 3.14d.

Lors de la troisième et dernière phase vibratoire, le premier mode de flexion se raidit au point d'accrocher le 8<sup>e</sup> régime moteur pour de bon. À ce moment, la synchronisation est parfaite et l'aube vibre exactement huit fois par tour (voir figure 3.14e). Il y a alors une synchronisation



1F/8N qui entraîne l'augmentation des amplitudes vibratoires de l'aube, et ce, jusqu'à la saturation de la jauge J1 (36,7 s) et le bris de l'aube (39 s).

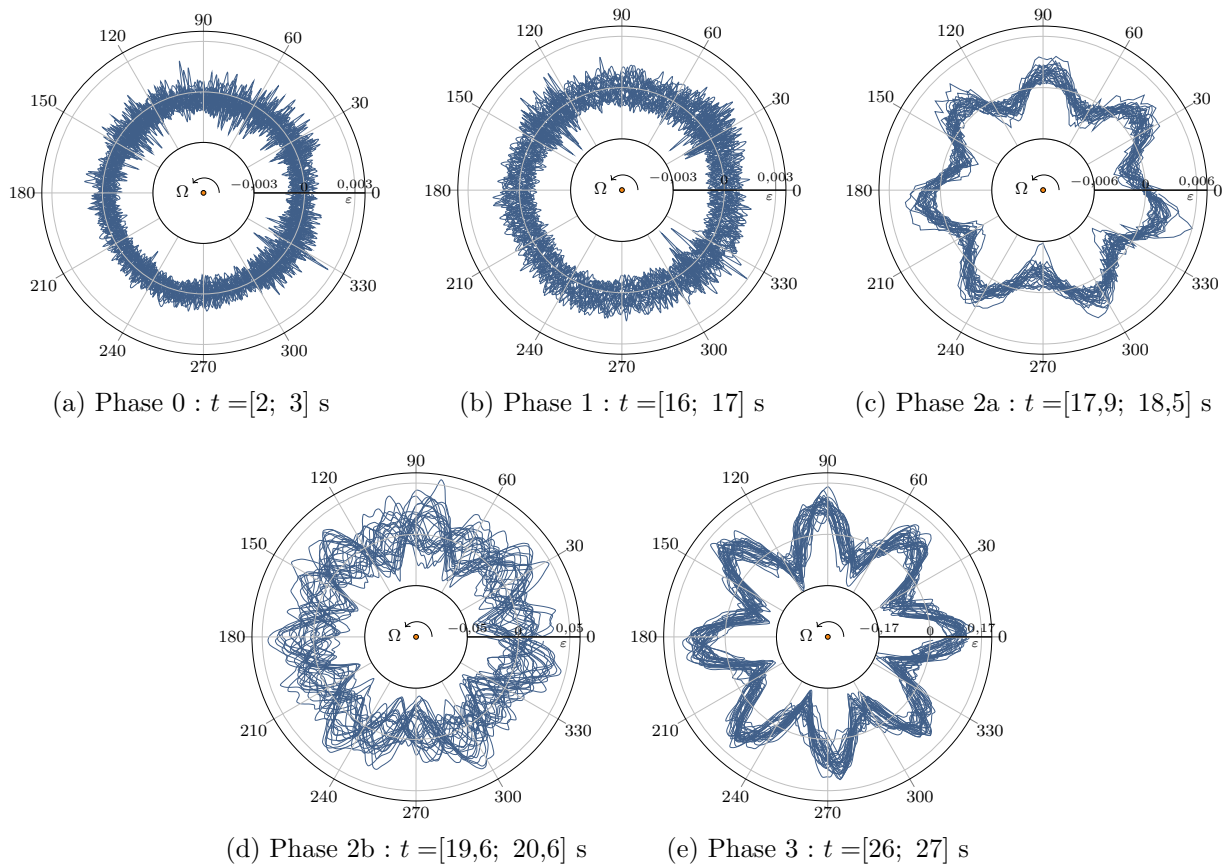


Figure 3.14 Représentation polaire de la déformation de la jauge J1 lors de chacune des phases vibratoires.

### 3.4.3 Analyse des images de la caméra thermique

Des images du disque captées lors de l'essai de contact par la caméra thermique à deux instants distincts sont représentées sur la figure 3.15. Le premier instant (figure 3.15a) représente le début de la synchronisation. La vibration de l'aube favorise un contact répété sur certaines zones en particulier et un échauffement local apparaît en couleur claire. Le second instant (figure 3.15b) se situe tout juste avant la perte de contact entre l'aube et l'abradable. Les amplitudes sont maximales et les échauffements thermiques sont particulièrement importants d'où la couleur jaune sur l'entièreté de l'image.

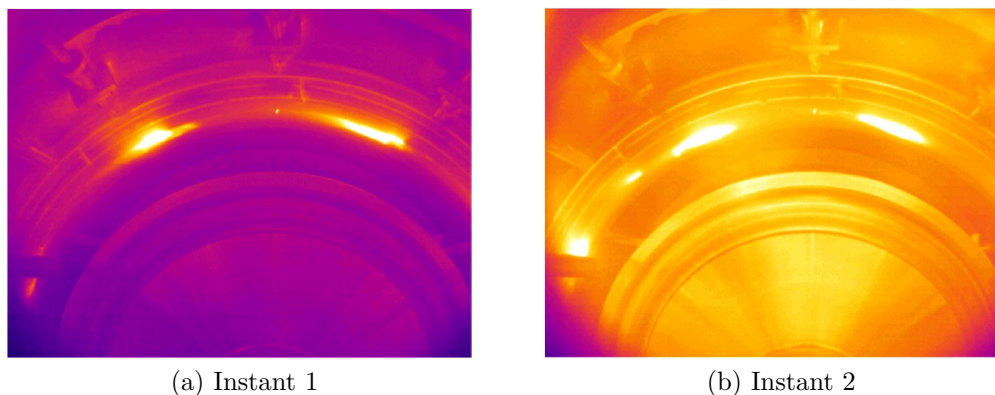


Figure 3.15 Images capturées par la caméra thermique lors de l'essai A5-E4.

Sur les deux images, les zones échauffées sont situées à la même position angulaire ce qui est cohérent avec les photos de la piste abrasable à la fin de l'essai A5-E4 qui montraient une usure très localisée.

#### 3.4.4 Analyse du revêtement abrasable

La piste abrasable, de près de 1 mètre de diamètre, a été contrôlée à l'état contraint dans l'outil de tournage dédié par une machine à mesurer tridimensionnelle (MMT). Les mesures ont été prises sur toute la circonférence à six hauteurs différentes, de H1 à H6. H1 ne se situe pas en face de l'aube. Elle reflète plutôt l'allure du revêtement à l'état non usé. H2 à H6 se situent toutes vis-à-vis de l'aube. H2, H5 et H6 représentent respectivement l'état de l'abrasable en face du bord d'attaque (BA), du milieu de corde et du bord de fuite (BF). Les hauteurs intermédiaires ont été choisies selon la position de l'aube par rapport à l'abrasable et selon les contraintes imposées par les fixations de l'anneau au bâti. Chaque série de mesures compte plus de 4000 points, soit plus d'une dizaine de points par degré. Les coordonnées ont aussi été relevées dans la direction axiale à tous les quatre degrés.

L'analyse *post-mortem* de l'abrasable renseigne sur le comportement vibratoire de l'aube lors des derniers tours du disque, là où vraisemblablement, les amplitudes du mouvement de l'aube ont été les plus importantes. Il est toutefois impossible de déduire à quels instants précis le creusement des lobes a eu lieu. Les mesures prises aux hauteurs H2 (BA), H4 (milieu de corde) et H6 (BF) sont tracées en coordonnées polaires sur la figure 3.16. En vis-à-vis du bord d'attaque (3.16b), quelques aspérités brisent le profil sans pour autant qu'un motif d'usure régulier soit distinguable. Toutefois, en face du milieu de corde (3.16d) et du bord de fuite (3.16e et 3.16f), un motif à huit lobes réguliers est bel et bien visible. L'usure est localisée avec certaines zones de l'abrasable encore vierges (185 degrés, 275 degrés). Il n'y

a donc pas eu de décalage angulaire lors du rodage. Le patron d'usure de l'abradable est cohérent avec les observations faites à l'aide de la caméra thermique qui montrent également des zones d'échauffement très localisées et fixes.

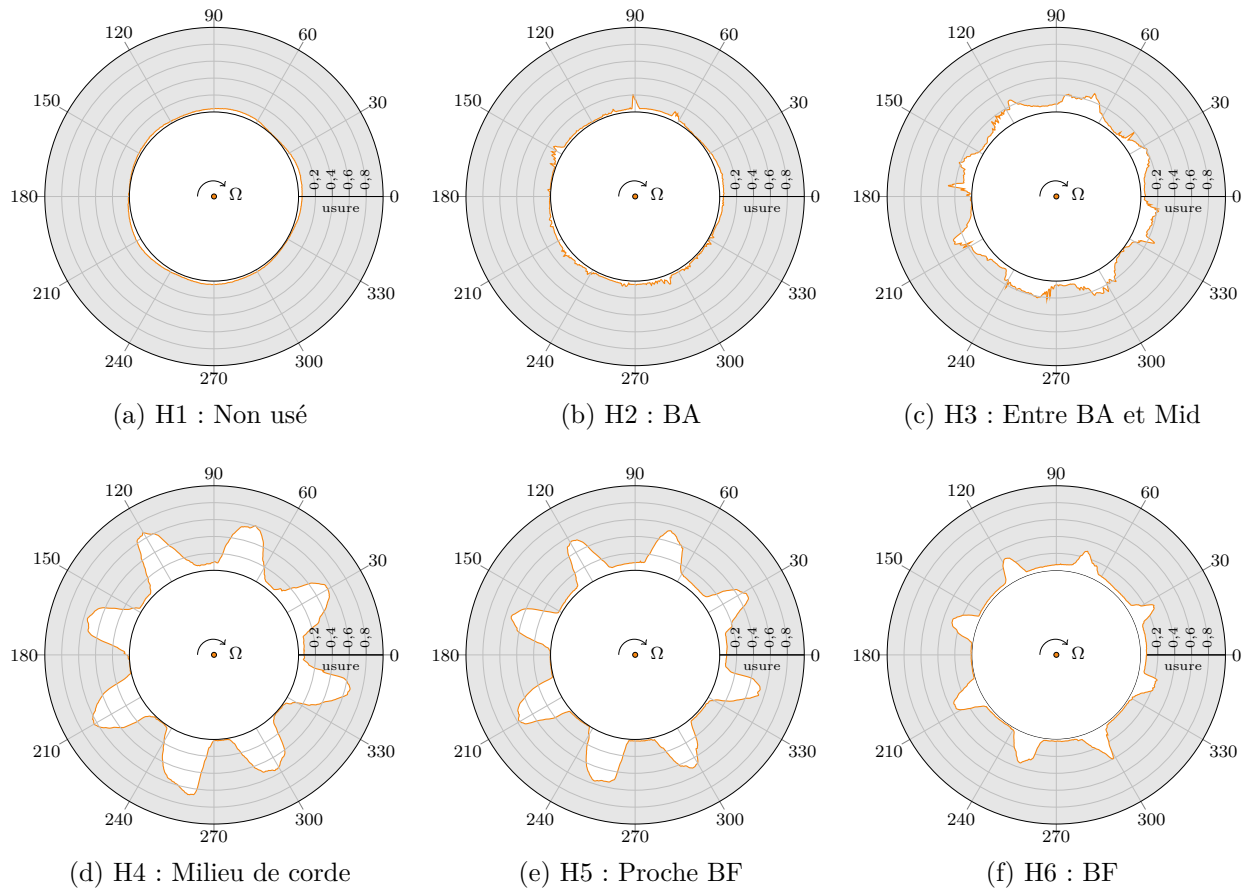


Figure 3.16 Profil d'usure de l'abradable à la suite de l'essai A5-E4 pour six hauteurs différentes.

### 3.4.5 Synthèse

La compréhension fine puis l'analyse détaillée de l'essai de contact instable A5-E4 sont le sujet des simulations numériques du chapitre 4. En effet, les grandeurs d'intérêt caractéristiques de cette interaction rotor/stator seront comparées avec les valeurs numériques obtenues grâce à l'outil prédictif Coros. Un tableau résumé de l'essai A5-E4 contient toutes les données expérimentales concernant cet essai. On retient de cette analyse que la dynamique vibratoire est particulièrement riche et implique à la fois les modes 1F et 1T. Le mode 1F est toutefois dominant et sa synchronisation avec le 8<sup>e</sup> régime moteur a entraîné la fissuration de l'aube et une usure en huit lobes particulièrement marquée au niveau du milieu de corde.

Tableau 3.4 Résumé de l'essai de contact instable A5-E4

Importance	Critère	Expérimental
Ordre 1	synchronisation	instable : rupture en pied d'aube et endommagement de la tête
	raidissement au contact (1F)	11,5%
	vitesse d'interaction	$\Omega_{c_{A5}}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d'usure	$k = 8$ , sans décalage angulaire des lobes
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F = <math>f_0</math> au milieu de corde et au BF</li> <li>• 1T = <math>3,43f_0</math> visible au BA</li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d'usure [mm]	0,681 au BF

## CHAPITRE 4 SIMULATIONS NUMÉRIQUES DE L'ESSAI A5-E4

L'étude des essais expérimentaux décrits au chapitre 3 a mis en relief des comportements complexes liés à la dynamique vibratoire de l'aube A5. De plus, certaines observations ont pu être faites à la suite de l'essai de contact instable A5-E4 dont une usure du revêtement abradable caractérisée par huit lobes répartis sur sa circonférence et des fissures au niveau du pied d'aube. L'objectif de ce chapitre est de reproduire numériquement cet essai de contact à l'aide de l'outil prédictif Coros. Ces simulations numériques serviront non seulement à calibrer l'outil, mais pourront également apporter de nouveaux éléments d'analyse pour expliquer l'origine de l'interaction aube/abradable instable observée expérimentalement. Il est important de mentionner que la grande quantité d'informations acquises lors des essais effectués sur les quatre aubes mentionnées au chapitre 3 (A3 à A6) confère à cette campagne d'essais un caractère unique et rend possible la calibration numérique la plus fine jamais envisagée avec l'outil numérique Coros.

Cette calibration a nécessité le lancement et le traitement de centaines de simulations de contact. Des procédures de post-traitement spécifiques, dépassant de loin les fonctionnalités disponibles initialement, ont dû être développées. En plus de la mise en oeuvre de ces procédures, la préparation, le lancement et l'analyse des simulations ont constitué le coeur du travail accompli dans le cadre de cette maîtrise. Le développement d'une stratégie de post-traitement destinée à traiter un volume important de résultats s'est avéré essentiel pour obtenir une vue d'ensemble du comportement dynamique de l'aube sur une large plage de vitesses tout en réduisant le nombre de manipulations requises par l'utilisateur. Le type d'interaction aube/abradable, les vitesses critiques et les profils d'usure ont ainsi pu être rapidement visualisés. Les résultats extraits de ces simulations, présentés selon un format type un peu plus loin dans ce chapitre, ont servi au raffinement des paramètres de simulation, et ce, jusqu'à l'obtention d'un jeu de paramètres permettant de reproduire le scénario de contact de façon satisfaisante.

Dans un premier temps, toute la procédure nécessaire à la simulation numérique de l'essai A5-E4 est présentée. La première section du chapitre comprend la préparation et la validation du modèle éléments finis (EF) de l'aube A5, la définition des paramètres de simulation ainsi que les résultats issus de la procédure automatisée de post-traitement. Au terme de cette première analyse, la vitesse critique d'interaction numérique est identifiée. Puis, dans un second temps, une analyse en contraintes est effectuée à la vitesse critique afin de déterminer l'instant où la limite d'élasticité de l'aube A5 est atteinte, correspondant à sa rupture. L'objectif de

cette seconde analyse est de poser un regard critique sur les résultats numériques fournis par Coros. C'est un moyen de s'assurer qu'ils sont cohérents avec le cadre d'analyse considéré et qu'ils peuvent donc être interprétés physiquement et comparés aux données expérimentales. Ce chapitre se conclut par un tableau récapitulatif qui dresse le bilan de ces simulations numériques.

## 4.1 Préparation du modèle numérique

### 4.1.1 Maillage

La suite logicielle ANSYS a été utilisée pour créer le modèle EF de l'aube A5 à partir de sa géométrie. Les propriétés du matériau de l'aube, un alliage de titane, sont d'abord définies. Les paramètres requis sont le module d'Young  $E$ , en Pascal, le coefficient de Poisson  $\nu$  et la masse volumique en  $\text{kg}/\text{m}^3$ . Les propriétés mécaniques de l'alliage de titane sont présentées dans le tableau 4.1. Elles sont les mêmes pour les aubes A3, A4 et A5.

Tableau 4.1 Propriétés matériaux des aubes A3, A4 et A5

Module d'Young	Coefficient de Poisson	Masse volumique
Pa	—	$\text{kg}/\text{m}^3$
$114 \times 10^9$	0,286	4450

La géométrie est ensuite manipulée en prévision du maillage. Une attention particulière est accordée à l'orientation du modèle dans l'espace. Par souci d'efficacité et de cohérence entre les différents modèles, l'axe  $x$  du repère cartésien est confondu avec la direction radiale  $r$  de l'aube tel que vu sur la figure 4.1). L'aube est ensuite orientée de façon à ce que son sens de rotation corresponde à l'axe  $z$ , dans le sens négatif, car seuls les maillages admettant  $z$  comme axe de rotation peuvent être utilisés dans Coros. Le sens de rotation  $-z$  est directement renseigné dans le fichier d'initialisation pour le lancement des simulations de contact.

Le maillage est non-structuré et est composé principalement d'éléments finis quadratiques tétraédriques. Ce dernier est illustré sur la figure 4.2. De plus, il a été raffiné sur certaines zones spécifiques afin d'épouser la géométrie au bord de fuite

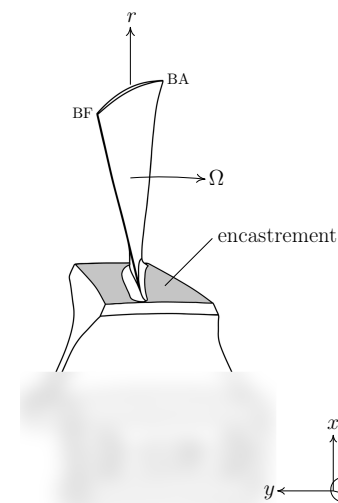


Figure 4.1 Géométrie de l'aube A5, zone encastree (●).

et au bord d'attaque. La finesse du maillage a aussi été augmentée à la base de la pale, là où les contraintes sont susceptibles d'être les plus élevées lors de sollicitations en flexion.

Le modèle EF possède 146 150 nœuds et 94 289 éléments. Ce nombre d'éléments correspond aux standards industriels, qui imposent d'avoir au moins deux éléments sur l'épaisseur de l'aube, et permet l'obtention des premières fréquences propres convergées. Par ailleurs, neuf nœuds frontières, équirépartis le long du sommet d'aube du côté intrados, sont sélectionnés. Ils sont numérotés de 0 à 8, du BA au BF, tels qu'illustrés sur la figure 4.2. Ce sont sur ces nœuds frontières que les conditions de contact avec le revêtement abrasable seront prises en compte. D'un point de vue théorique, les 27 degrés de liberté — trois par nœud frontière — sont les seuls qui sont conservés après réduction modale, conformément à ce qui est détaillé à la section 2.2.2.

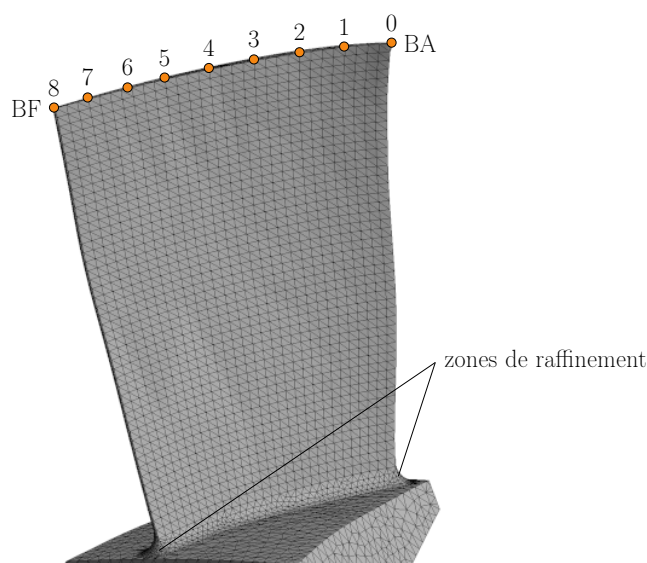


Figure 4.2 Maillage de l'aube A5 et représentation des nœuds frontières, numérotés de 0 à 8, du BA au BF.

#### 4.1.2 Conditions limites

L'aube A5, telle qu'utilisée sur le banc d'essais, possède une géométrie complexe caractérisée par un vrillage important et par la présence d'un coupon servant à la maintenir au disque. Contrairement à la configuration moteur, la présence du coupon introduit un mode de plateforme de fréquence relativement faible entre les premiers modes de flexion et de torsion de l'aube (voir figure 3.3b). Expérimentalement, aucune vibration à la fréquence qui lui est associée n'a été observée. Pour cette raison, le mode de plateforme n'a pas été identifié comme

étant problématique ou comme contribuant à l'interaction instable. Il est ainsi supposé que le dispositif expérimental ne permet pas la participation de ce mode. En tenant compte de ces observations, et afin de simplifier la géométrie de l'aube lors de l'analyse numérique, une condition d'encastrement a été imposée à la face sur laquelle repose la pale. Cette face est colorée en gris sur la figure 4.1. Le modèle numérique de l'aube A5 est ainsi celui d'une aube encastree à sa base, ce qui correspond aux pratiques usuelles pour les simulations de ce type d'essais [5]. Une stratégie identique a été adoptée pour l'analyse des aubes A3, A4 et A6 du chapitre 5 qui possèdent une géométrie munie d'un coupon similaire à A5.

Une première analyse modale au repos est complétée à l'aide d'ANSYS sur le modèle EF complet. Les fréquences propres résultantes sont listées dans le tableau 4.2 de la section 4.1.4. Afin de respecter la confidentialité des données, toutes ces fréquences sont normalisées par rapport à la fréquence propre  $f_0$  du premier mode de flexion au repos. Mis à part celle du mode de plateforme qui est absent, ces fréquences propres sont proches de celles présentées au chapitre 3 sur la figure 3.3, confirmant ainsi la bonne fidélité du modèle.

### 4.1.3 Réduction modale

Une fois le modèle EF obtenu, le fichier de maillage comportant les propriétés matériaux, la connectivité et les conditions aux limites est exporté d'ANSYS au format texte. Ce fichier est alors traduit dans un format déchiffrable par SAMCEF, le logiciel de calcul par éléments finis utilisé par le partenaire industriel. Un script python développé au laboratoire est utilisé à cette fin. Cette étape est nécessaire, car Coros ne prend, pour l'instant, que des maillages au format SAMCEF en entrée du module de réduction modale. C'est aussi ce logiciel qui est utilisé en arrière-plan pour obtenir les matrices de masse, de raideur et d'amortissement du modèle EF.

En plus du fichier de maillage, un paramètre de réduction modale  $\eta$  et les bornes de la plage de vitesses à analyser sont spécifiés dans le fichier d'initialisation de Coros. Étant donné que les interactions aube/carter impliquent majoritairement les modes de plus basses fréquences [27], et en accord avec les pratiques habituelles d'utilisation de Coros, la valeur de  $\eta$  est fixée à 10. Dix modes encastres sont supposés suffisants pour obtenir une très bonne approximation des cinq premiers modes propres de l'aube. Dans le cadre d'une réduction de Craig-Bampton usuelle, l'utilisation de  $\eta = 10$  modes et de 27 degrés de liberté frontières aboutit à un modèle réduit contenant 37 degrés de liberté, soit un facteur de réduction de 11 850 par rapport au modèle d'origine qui en compte près de 440 000. Toutefois, la nécessité de prendre en compte les effets centrifuges impose d'enrichir significativement la base de réduction. Plus concrètement, la procédure de réduction utilisée dans Coros repose sur l'hypothèse que la



prise en compte des effets centrifuges mène à une représentation polynomiale de degré 2 en  $\Omega^2$  de la matrice de raideur  $\mathbf{K}$  soit :  $\mathbf{K}(\Omega) = \alpha\Omega^4 + \beta\Omega^2 + \delta$  [66]. La détermination des paramètres d'interpolation nécessite le calcul de la matrice de raideur en trois points qui sont généralement des vitesses caractéristiques. La taille du modèle réduit s'en voit triplée et compte alors  $3 \times 37 = 111$  degrés de liberté. Le facteur de réduction ainsi obtenu en considérant les effets centrifuges diminue alors à 3 950.

Grâce à cette procédure de réduction, il est possible de calculer les fréquences propres de l'aube en fonction de sa vitesse de rotation sur une plage de vitesses bornée par  $\Omega_{\min} = 0$  rad/s et  $\Omega_{\max} = 1,91\Omega_{c_{A5}}$  rad/s, avec  $\Omega_{c_{A5}}$ , la vitesse d'interaction expérimentale. Les vitesses d'interaction des essais de contact expérimentaux du tableau 3.3 sont comprises dans la plage de vitesses analysée.

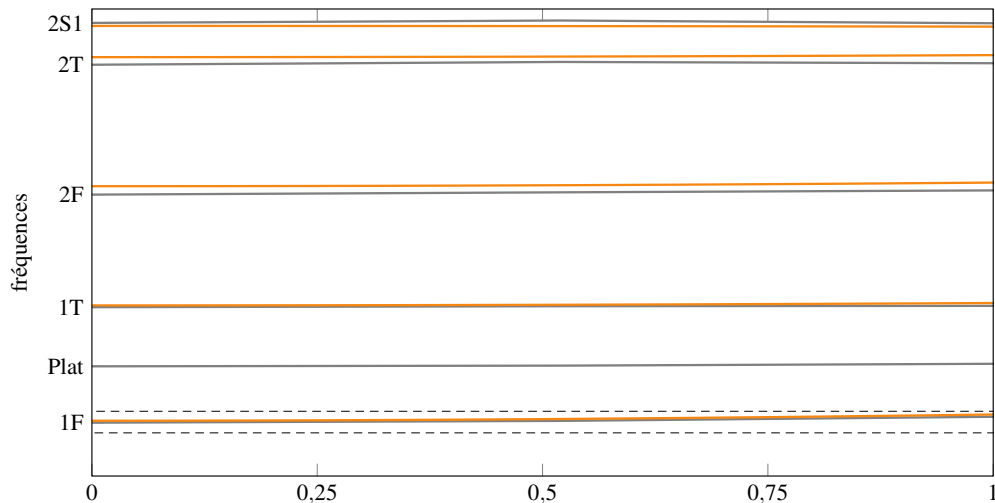
#### 4.1.4 Validation

Les fréquences des cinq premiers modes propres du modèle réduit, telles que présentées dans le tableau 4.2, sont en parfait accord avec celles du modèle éléments finis obtenu à l'aide d'ANSYS. Afin de valider la globalité du modèle numérique (conditions limites, maillage et réduction modale), ses fréquences propres sont également comparées à celles d'un modèle numérique mis en place chez le partenaire industriel pour des analyses effectuées au moyen d'un autre outil numérique [6]. Les deux diagrammes de Campbell, celui du modèle réduit A5 (—) et celui du partenaire industriel (—), sont comparés. La superposition des deux diagrammes de Campbell est illustrée sur la figure 4.3. La plage de vitesses représentée à été réduite pour s'adapter aux données du partenaire industriel. Les courbes correspondant aux modes participant à l'interaction 1F et 1T sont très proches.

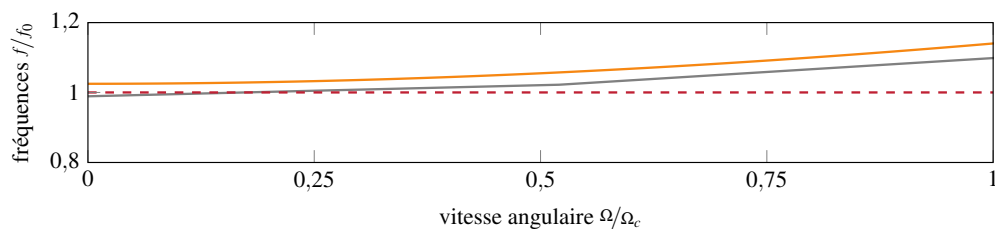
Les valeurs des fréquences propres au repos (vitesse de rotation nulle), normalisées par rapport à la fréquence libre du mode 1F notée  $f_0$ , sont répertoriées dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2 Fréquences propres de l'aube A5 au repos exprimées en fonction de  $f_0$  et écart relatif entre le modèle numérique Coros et celui de l'industriel

Mode	ANSYS	Modèle SAB	Modèle Coros	Écart relatif [%]
1F	1,02	0,99	1,02	+3,62
Plateforme	-	2,03	-	-
1T	3,16	3,13	3,16	+1,05
2F	5,37	5,22	5,37	+2,99
2T	7,76	7,62	7,76	+1,84
2S1	8,34	8,40	8,34	-0,67



(a) Superposition des fréquences.



(b) Zoom autour du mode 1F et comparaison avec la fréquence du mode 1F au repos (---) déterminée expérimentalement par test marteau.

Figure 4.3 Comparaison des diagrammes de Campbell pour le modèle numérique de Coros (—) et le modèle de l'industriel (—).

La dernière colonne représente l'écart relatif, en pourcentage, entre les fréquences propres du modèle numérique de SAB et celles du modèle réduit de l'aube A5 de Coros. En général et sauf pour le mode 2S1, les fréquences sont légèrement plus élevées que celle obtenues par le modèle EF du partenaire industriel. Ce résultat est cohérent avec l'hypothèse d'encastrement de la base de l'aube qui a tendance à légèrement rigidifier le modèle. Finalement, la droite représentant la fréquence libre  $f_0$  du mode 1F déterminée expérimentalement par test marteau (---) est ajoutée au diagramme de Campbell de la figure 5.2b. La fréquence du mode 1F du modèle EF de l'aube A5 est supérieure à la valeur expérimentale et avec un écart relatif de +3,62 % par rapport à cette dernière. L'impossibilité d'obtenir les fréquences propres de l'aube réelle en rotation ne permet pas de déterminer le modèle numérique le plus précis. Malgré l'absence de ce type de confirmation, l'accord obtenu entre les deux modèles numériques est jugé satisfaisant.

### 4.1.5 Calcul des jeux aube/carter

L'ajustement des jeux radiaux pour chacun des neuf nœuds frontières sélectionnés est essentiel pour la reproduction du cas de contact. Ceux-ci sont spécifiés dans le fichier d'initialisation. Il faut considérer des jeux radiaux à la fois adaptés à la géométrie de l'aube ainsi qu'au scénario de contact recherché. Lors des essais, le premier contact au bord d'attaque (impliquant la fermeture du jeu au bord d'attaque (BA)) est recherché précisément à la vitesse d'interaction cible. Connaissant la position des cales axiales et la vitesse de rotation, il est possible de calculer la *consommation du jeu* à une vitesse donnée en fonction de la géométrie de l'aube et de sa déformation (dévrillage et élongation) liée aux effets centrifuges. Le jeu à chaud au bord de fuite (BF), c'est-à-dire le dégagement entre le bord de fuite et l'abradable lorsque le banc tourne à la vitesse désirée, est calculé en soustrayant cette consommation de jeu au jeu à froid (vitesse nulle) en vis-à-vis du BF. Le scénario de contact envisagé est tel que le jeu au BA est nul à la vitesse d'interaction ciblée. Ce scénario est schématisé sur la figure 4.4.

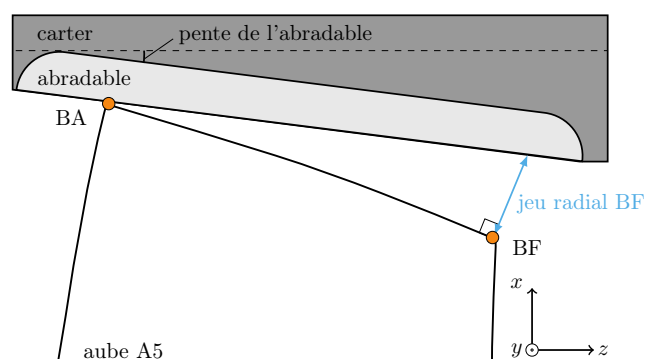


Figure 4.4 Schématisation du jeu aube/abradable à chaud.

La procédure utilisée pour calculer les jeux est basée sur la valeur du jeu radial à chaud au BF calculée par SAB. Sachant que le jeu au BA est supposé nul, les autres valeurs de jeu, au niveau des nœuds frontières 1 à 7 (figure 4.2), sont interpolées linéairement à partir de leurs coordonnées géométriques et de la pente de l'abradable.

## 4.2 Initiation du contact dans Coros

Contrairement aux essais sur banc, où le contact entre l'aube et l'abradable est induit par l'allongement centrifuge, le contact dans Coros est initié par une légère ovalisation du carter. En d'autres mots, le carter se déforme selon un nombre de lobes choisi par l'utilisateur de façon à créer des zones de contact avec l'aube en rotation. Plusieurs raisons motivent ce

choix de modélisation. D'une part, dans un moteur d'avion en fonctionnement, l'application de chargements thermiques sur le carter induit une déformation particulière. Cette dernière est due à la rigidité variable du carter. En effet, sa rigidité dépend de l'éloignement aux points d'attache sur la structure de l'avion. Cette déformation se produit notamment lors des phases de roulage précédant le décollage et suivant l'atterrissage. Sur plusieurs moteurs d'avion civils, ces déformations sont généralement des ovalisations du carter impliquant ainsi deux zones de contact privilégiées (deux lobes). D'autre part, il est particulièrement difficile de caractériser expérimentalement le profil d'un carter déformé et une variabilité de son rayon de quelques dixièmes de millimètres ne représente pas une approximation exagérée de la réalité.

Pour éviter une pénétration initiale de l'aube dans le carter, celui-ci est numériquement défini comme étant parfaitement circulaire. Les lobes se forment alors progressivement au cours des premiers tours de la simulation à une vitesse dictée par le paramètre  $t_{99}$ . Ce paramètre est exprimé comme un pourcentage de la durée totale de la simulation  $t_{sim}$ . Par exemple, si  $t_{99} = 20 \%$ , cela implique que les lobes sont pleinement formés à l'instant  $t = 20 \% t_{sim}$ .

Toutes les simulations présentées dans ce mémoire supposent une ovalisation du carter, soit une déformation avec deux lobes symétriques (—) situés à 90 et 270 degrés tels que montrés sur la figure 4.5. Compte-tenu des points d'attache du carter dans le moteur et du chargement thermique subi par le carter en fonctionnement, ce type de déformation correspond à une hypothèse classique dans la littérature [25]. La pénétration équivalente  $p_{eq}$  (—) représente, selon la direction radiale, en mm, la profondeur de la pénétration des lobes dans la trajectoire de l'aube au repos (---). La variation de la pénétration équivalente a une influence directe sur la sévérité du cas de contact et permet notamment de forcer une plus grande profondeur d'incursion de l'aube dans le revêtement abrasable.

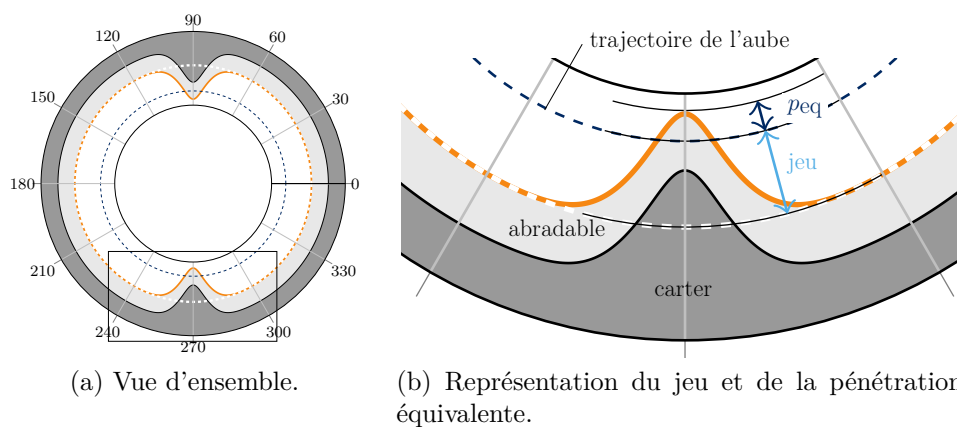


Figure 4.5 Ovalisation du carter en deux lobes avec revêtement abrasable.

### 4.3 Définition des paramètres de simulation

Aux paramètres déjà mentionnés dans les sections précédentes s'ajoutent ceux servant à définir les propriétés mécaniques du revêtement abradable. Ainsi, l'ensemble de ces paramètres de simulation peut être décomposé en trois catégories distinctes :

**Paramètres numériques.** Les paramètres numériques sont des paramètres sans lien avec la physique du problème étudié. Il s'agit essentiellement de paramètres de discrétisation temporelle (pas de temps  $h$  de l'intégration temporelle) ou spatiale (nombre d'éléments abradables  $n_{ab}$  selon la circonférence du carter et nombre de modes  $\eta$  retenus pour la réduction modale). Ces paramètres numériques requièrent une analyse préliminaire afin d'assurer la convergence des résultats obtenus :

- $h$  : une analyse de convergence (asymptotique) des résultats a permis de confirmer que la valeur usuelle du pas de temps considérée pour les simulations Coros,  $h = 10^{-7}$  s, permet d'obtenir des résultats convergés [24] ;
- $n_{ab}$  : pour toutes les simulations effectuées, et en accord avec les pratiques usuelles d'utilisation de Coros, le nombre d'éléments abradables selon la direction circumférentielle est fixé à  $n_{ab} = 10\,000$ . Ce nombre est suffisamment grand pour obtenir des profils d'usure convergés tout en conservant des temps de calculs raisonnables ;
- $\eta$  : la base de réduction du modèle réduit contient  $\eta = 10$  modes encastrés ;
- RES : représente uniquement la résolution des fichiers résultats des simulations, soit le nombre de points où les quantités d'intérêt sont enregistrées dans la procédure d'intégration temporelle. Dans le cas présent, RES est équivalent à 250 000 points, ce qui correspond à un échantillonnage minimal de 125 kHz sur les plages de vitesses considérées.

**Paramètres du scénario de contact.** En plus des paramètres évoqués dans les sections précédentes, tels que la vitesse de déformation du carter ( $t_{99}$ ) et la pénétration équivalente ( $p_{eq}$ ), la vitesse de rotation  $\Omega$  joue un rôle essentiel dans la définition du scénario de contact. De plus, le nombre de tours total  $N$  doit être suffisamment grand pour atteindre un régime permanent :

- $t_{99}$  : la durée réelle des interactions simulées étant courte, la valeur de  $t_{99}$  a été réduite de 20 % (valeur usuellement considérée dans le cadre de l'utilisation de Coros) à 5 % du temps total de la simulation pour forcer l'apparition des lobes complets dès le début de la simulation ;
- $p_{eq}$  : plusieurs itérations ont été faites sur ce paramètre pour ajuster la sévérité du contact selon les résultats expérimentaux. Ce paramètre a finalement été fixé à

- 0,5 mm et permet un contact suffisamment doux et des niveaux d'usure conformes avec les observations expérimentales ;
- $\Omega$  : une plage de vitesses a d'abord été ciblée afin d'encadrer la vitesse d'interaction critique expérimentale  $\Omega_{c_{A5}}$ . Cette plage couvre les vitesses comprises entre  $0,76\Omega_{c_{A5}}$  et  $1,24\Omega_{c_{A5}}$  ;
- $N$  : le nombre de tours de roue pour chaque simulation est identique. L'atteinte du régime permanent a été vérifiée à partir des déplacements dans les trois directions qui se stabilisent tous en amplitude.

**Paramètres d'usure.** La loi d'usure élasto-plastique utilisée dans Coros se base sur les propriétés physiques du matériau abradable : le module d'Young  $E$ , le module de déformation plastique  $K$  ainsi que la limite d'élasticité  $\sigma_y$  en Pascal [28]. Coros utilise cette loi pour mettre à jour, à chaque pas de temps, le jeu aube/carter. L'usure est associée à la compression des éléments barre qui constituent l'abradable. Les valeurs des paramètres d'usure utilisés sont empiriques et se basent sur la calibration du modèle numérique à partir d'essais expérimentaux réalisés par le passé [3, 5, 57].

- $E$  : la valeur de  $E$  est directement liée à l'effort nécessaire pour user le revêtement abradable. Sa valeur est fixée à  $40 \times 10^9$  Pa ;
- $K$  : le module de plasticité est égal à  $10 \times 10^9$  Pa. Un rapport de 4 est conservé entre  $E$  et  $K$  ;
- $\sigma_y$  : la limite d'élasticité est très faible afin de limiter les déformations élastiques et ainsi traduire tout contact en usure. Sa valeur est de 1,5 Pa ;
- $\mu$  : le coefficient de frottement,  $\mu = 0,15$ , est utilisé pour caractériser le contact entre l'aube et l'abradable et entre l'aube et le carter, dans le cas où l'abradable serait complètement retiré à certains endroits.

Les paramètres affinés utilisés pour simuler l'essai de contact A5-E4 sont résumés dans le tableau 4.3.

#### 4.4 Résultats

Les résultats obtenus avec Coros sont d'abord extraits sur une large plage de vitesses pour cibler rapidement les vitesses de rotation qui pourraient mener à un scénario de contact préjudiciable. En se référant aux cartes d'interaction et aux cartes d'usure présentées plus bas, la vitesse d'interaction critique  $\Omega_{c_{A5}}^*$  est identifiée. Une analyse plus détaillée, notamment en contraintes, est conduite à cette vitesse particulière.

Tableau 4.3 Paramètres de simulation de l'essai A5-E4

	Nom	Valeur	Unité
Paramètres numériques	$h$	$10^{-7}$	s
	$n_{ab}$	$10^4$	-
	$\eta$	10	-
	RES	250000	-
Paramètres du scénario de contact	$\Omega$	$0,76\Omega_{cA5}$ à $1,24\Omega_{cA5}$	rad/s
	$N$	100	-
	$p_{eq}$	0,5	mm
	$t_{99}$	5	%
	$e_{ab}$	5,00	mm
	Paramètres d'usure	$E$	$40 \times 10^9$
$K$		$10 \times 10^9$	Pa
$\sigma_y$		1,5	Pa
$\mu$		0,15	-

#### 4.4.1 Résultats sur la plage de vitesses analysée

Les résultats d'une simulation de contact Coros sont contenus dans un fichier de type `.mat`. Il y a autant de fichiers résultats que de vitesses incluses dans la plage de vitesses analysée. Tous les résultats présentés sont générés grâce à une procédure automatisée de post-traitement spécialement développée pour la calibration de l'outil Coros. Cette procédure permet d'extraire, à partir des fichiers résultats, les grandeurs essentielles à l'analyse comme les profils d'usure finaux et progressifs ainsi que les déplacements radiaux et tangentiels. Ces données sont par la suite stockées pour un accès rapide par les fonctions de calcul puis par celles destinées au tracé des graphiques.

Les cartes d'interaction et les cartes d'usure issues de la procédure de post-traitement offrent une vue d'ensemble du comportement de l'aube sur la plage de vitesses analysée. Leur complémentarité permet d'avoir une bonne idée des types d'interaction en jeu et des vitesses susceptibles de les voir apparaître.

#### Cartes d'interaction

Pour chacune des vitesses analysées (en abscisses sur les figures 4.6), une transformation de Fourier rapide (FFT) est effectuée sur les déplacements radiaux de l'aube au BA et au BF. L'atteinte du régime permanent a été vérifiée et seuls les vingt derniers tours sont pris en compte pour ce calcul. Les amplitudes associées au mouvement de l'aube, traduites par l'échelle de couleurs évoluant du noir, vers le blanc en passant par le rouge, mettent en

évidence les vitesses et les fréquences sur lesquelles l'aube est la plus encline à répondre. Les droites correspondant aux premiers régimes moteur pairs, mises en évidence par des traits blancs, sont également visibles sur ces cartes d'interaction. En effet, l'ovalisation du carter à deux lobes symétriques favorise une réponse sur les régimes moteur pairs.

Expérimentalement, une interaction entre le premier mode de flexion et le 8<sup>e</sup> régime moteur a été observée. C'est pourquoi l'on porte une attention particulière à ce régime moteur. Une première étape consiste donc, à partir des cartes d'interaction, à identifier les vitesses pour lesquelles les amplitudes sont importantes le long du 8<sup>e</sup> régime moteur indiqué par  $k = 8$ . Au BA, aucune interaction ne ressort le long de ce celui-ci. Les fortes amplitudes se trouvent plutôt au niveau du premier mode de torsion et recourent les régimes moteur 18 à 24. Toutefois, au BF, c'est le mode 1F qui répond le plus fortement, mais l'on note tout de même la participation du premier mode de torsion qui semble même prendre le dessus à  $0,96\Omega_{c_{A5}}$ . Sur l'ensemble de la carte d'interaction au BF, trois types d'interaction avec le mode 1F sont visibles : une interaction avec le 9<sup>e</sup> régime moteur au voisinage de  $0,85\Omega_{c_{A5}}$ , une avec le 8<sup>e</sup> régime moteur autour de  $\Omega_{c_{A5}}$  et une avec le 7<sup>e</sup> régime moteur, vers  $1,13\Omega_{c_{A5}}$ . Les vitesses comprises entre  $0,95\Omega_{c_{A5}}$  et  $1,01\Omega_{c_{A5}}$  sont donc celles qui présentent l'interaction de type 1F/8N recherchée.

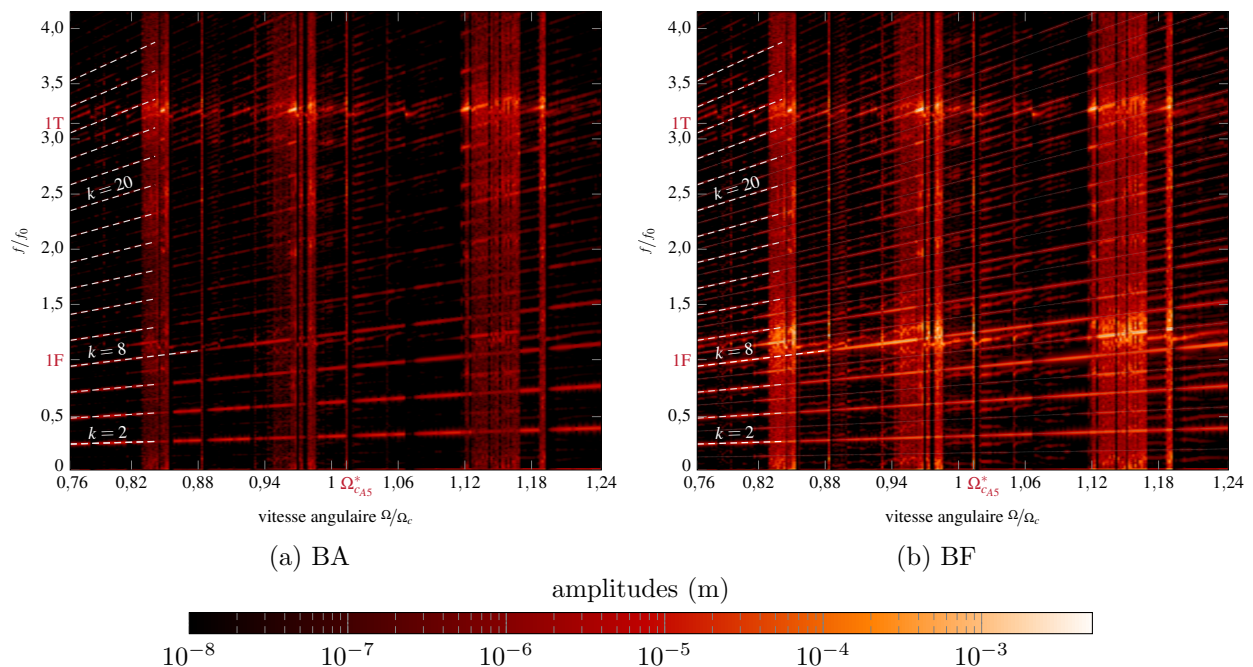


Figure 4.6 Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF).



## Cartes d'usure

Les cartes d'usure de la figure 4.7 sont obtenues en juxtaposant les profils d'usure de l'abradable au terme des 100 tours de la simulation pour chacune des vitesses d'analyse.

Bien que le profil d'usure soit disponible en vis-à-vis tous les nœuds frontières du modèle, seules les cartes d'usure en face du BA, du BF ainsi du milieu de corde sont discutées ici par souci de concision et de comparaison.

L'axe des ordonnées est gradué de 0 à 360 degrés et représente la position angulaire sur la circonférence du carter. Le code couleur, du mauve (aucune usure) au blanc (usure supérieure à 2 mm), correspond à la profondeur de l'usure. Ainsi, il est facile d'identifier les vitesses pour lesquelles l'abradable a été particulièrement usé lors de la simulation. Plusieurs motifs d'usure sont visibles sur la plage de vitesse. La zone qui est particulièrement intéressante est celle où 8 lobes d'usure apparaissent distinctement. Elle est mise en évidence sur la figure 4.7b. Ce profil d'usure correspond à une vitesse de rotation équivalente à  $1,01\Omega_{cA5}$  qui est donc retenue comme la vitesse critique numérique prédite par Coros :  $\Omega_{cA5}^* = 1,01\Omega_{cA5}$ .

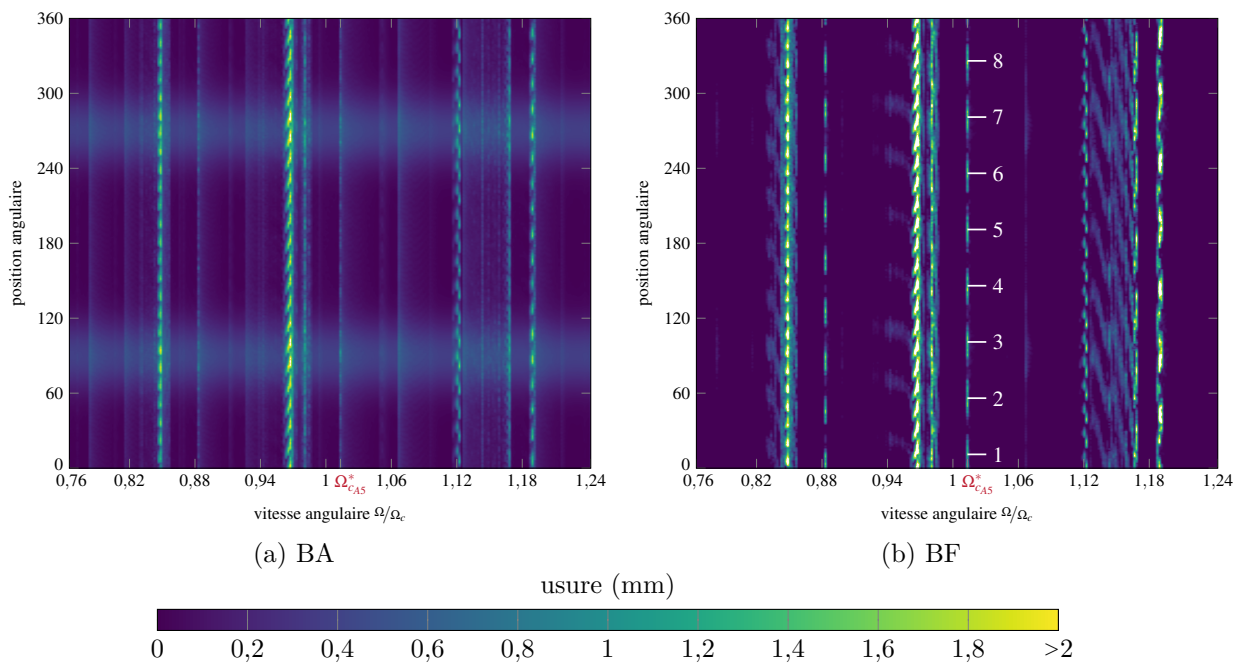


Figure 4.7 Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure.

#### 4.4.2 Analyse détaillée des résultats à la vitesse critique $\Omega_{c_{A5}}^*$

L'analyse globale sur une large plage de vitesses a permis d'identifier précisément la vitesse d'interaction numérique correspondant à l'essai A5-E4 :  $\Omega_{c_{A5}}^* = 1,01\Omega_{c_{A5}}$ . Cette section détaille l'analyse de plusieurs quantités d'intérêt pour cette vitesse d'interaction. Du point de vue du carter, une attention particulière est portée aux profils d'usure car la simulation numérique permet avantageusement de détailler l'historique du creusement des huit lobes d'usure pour mieux comprendre les phénomènes dynamiques associés. Une deuxième sous-section est consacrée aux déplacements des nœuds du sommet d'aube.

##### Profils d'usure

À la vitesse  $\Omega_{c_{A5}}^*$ , le profil d'usure présente 8 lobes réguliers au milieu de corde ainsi qu'au BF, comme cela est illustré en orange (—) sur la figure 4.8. L'usure maximale est observée au niveau du milieu de corde avec une profondeur d'usure légèrement supérieure à 2 mm. Au BA, le profil est bruité sans motif particulier. Les similarités avec les profils d'usure obtenus expérimentalement sont frappantes : faible usure au BA, usure maximale au milieu de corde et même nombre de lobes d'usure au milieu de corde et au bord de fuite (voir la figure 3.16). Enfin, un léger décalage angulaire entre la position des lobes d'usure au milieu de corde et au bord de fuite est observable tant dans les résultats numériques qu'expérimentaux.

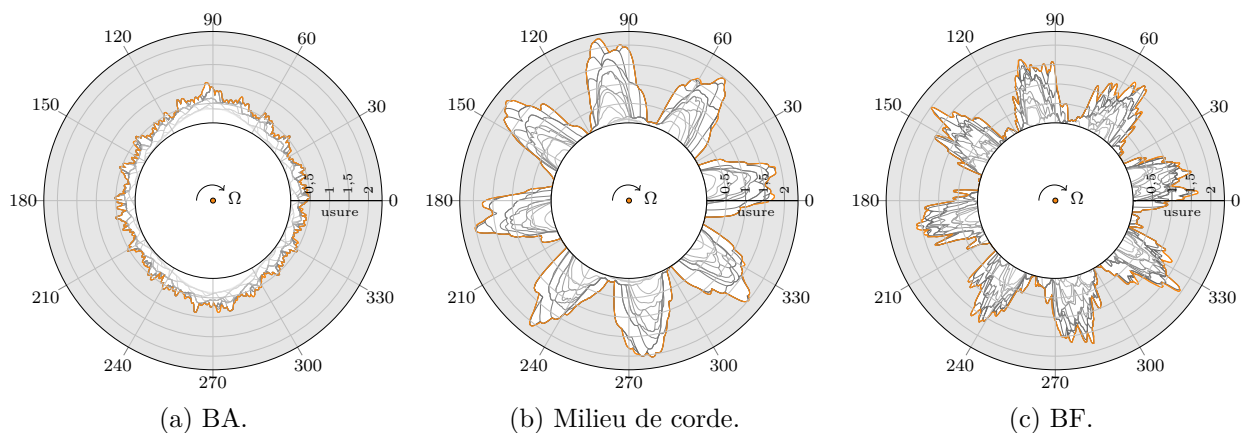


Figure 4.8 Représentation polaire de l'usure progressive (—) et de l'usure finale (—).

Aux profils d'usure finaux, tracés sur la figure 4.8, se superposent les profils d'usure intermédiaires (—)/(—) obtenus tour après tour. L'usure tour par tour, de façon analogue aux signaux des jauges de déformation du chapitre précédent, permet d'observer l'évolution du comportement vibratoire de l'aube au cours de l'interaction aube/abradable. Un tour sur

cinq a été retenu puis tracé afin de ne pas surcharger les figures. Les profils d'usure sont tracés en fonction du temps, soit du gris pâle pour les premiers tours vers le gris foncé pour les derniers.

Les lobes possèdent la particularité d'être creusés tour après tour selon une direction purement radiale (voir figure 5.6b). En effet, sous certaines conditions liées à une synchronisation imparfaite de la vibration de l'aube avec sa rotation, il a déjà été observé un creusement de lobes selon une combinaison des directions radiale et circonférentielle [5]. Concrètement, on observe alors une rotation progressive des lobes ce qui n'est pas le cas ici. Les résultats numériques indiquent donc une parfaite synchronisation de la vibration de l'aube avec sa vitesse de rotation pour la vitesse  $\Omega_{cA5}^*$ .

## Déplacements

Du point de vue de l'aube, l'observation de l'évolution des déplacements des nœuds frontières en fonction du temps est essentielle pour distinguer les phénomènes transitoires et permanents. Les déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF à la vitesse numérique critique  $\Omega_{cA5}^*$  sont tracés en fonction du temps sur la figure 4.9.

Naturellement, les déplacements tangentiels présentent des amplitudes plus importantes que celles observées selon la direction radiale puisque l'aube est essentiellement sollicitée en flexion. Plusieurs observations s'imposent : (1) pour cette vitesse critique, aucun régime permanent n'est obtenu, l'interaction est dite *instable* puisque les amplitudes des déplacements sont croissantes avec le temps. (2) En accord avec l'absence d'usure significative au niveau du bord d'attaque, il est observé sur la figure 4.9a que les amplitudes des déplacements du BA selon la direction radiale sont très faibles tout au long de la simulation. (3) Au début de l'interaction, pour  $t \leq 0,4$  s, l'ondulation de l'enveloppe des signaux de déplacements souligne la complexité de la dynamique de l'aube et indique un contenu fréquentiel riche.

En réponse aux premiers contacts avec le carter, il est surprenant de voir les amplitudes de vibration au BA et au BF rester relativement stables sur l'intervalle de 0,2 à 0,3 s. En revanche, pour  $t \geq 0,3$  s, une soudaine augmentation des amplitudes est observée jusqu'à l'atteinte de niveaux très élevés (plus de 15 mm de déplacement tangentiel prédit au BA), ce qui indique sans ambiguïté une sortie du cadre de validité des modèles EF linéaires. Afin de pouvoir analyser de façon pertinente les résultats obtenus et d'assurer la cohérence des quantités analysées, il faut pouvoir déterminer avec précision le temps à partir duquel les résultats perdent leur sens physique, ce qui est l'objet de la section 4.4.3.

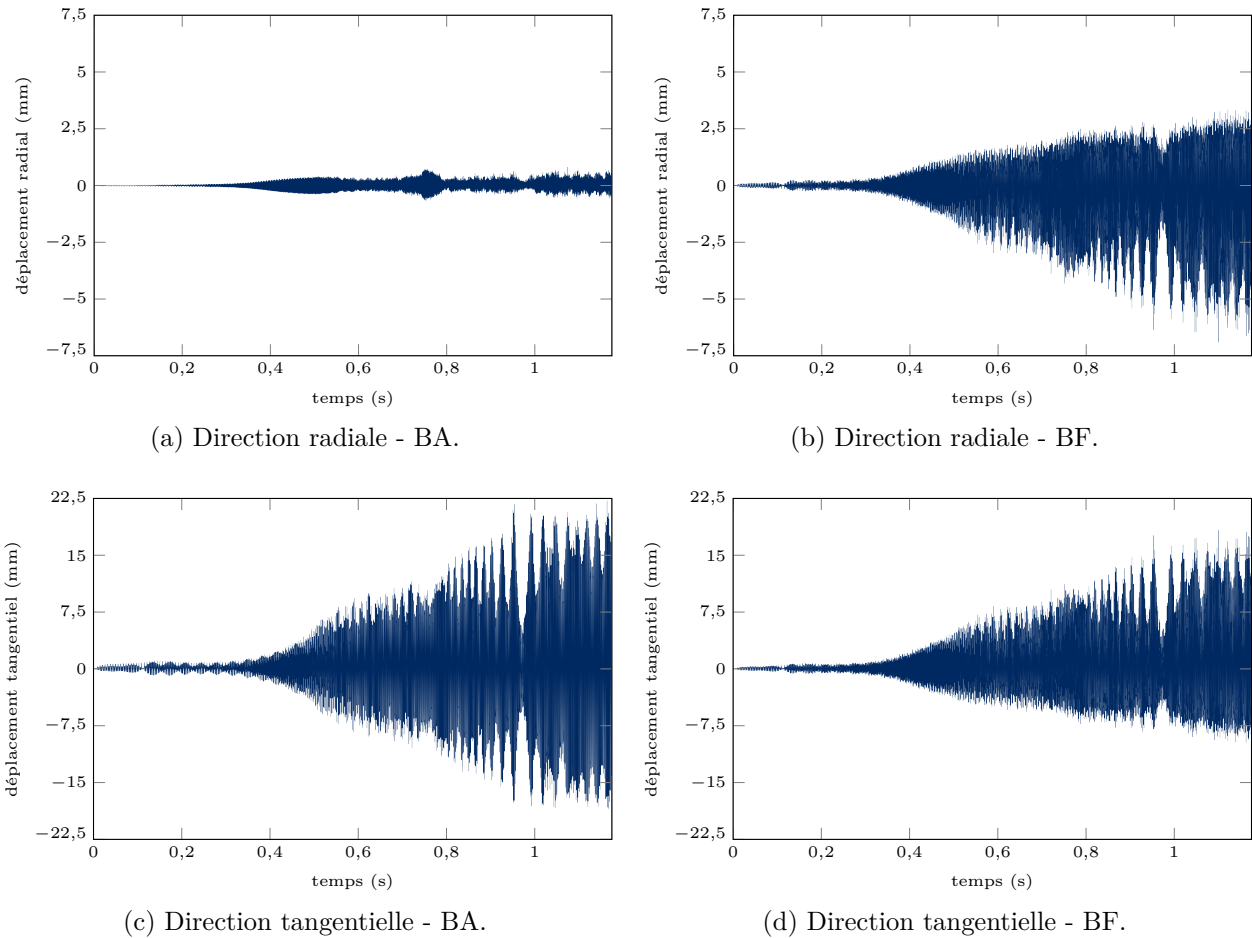


Figure 4.9 Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique  $\Omega_{c_{A5}}^*$ .

### Modes participant à l'interaction

Afin de déterminer les modes contribuant de façon significative dans la réponse de l'aube à la vitesse  $\Omega_{c_{A5}}^*$ , les spectrogrammes des déplacements radiaux et tangentiels du BA et du BF sont tracés sur la figure 4.10. Pour ce faire, une transformation de Fourier fenêtrée est effectuée sur les déplacements de l'aube. Afin de permettre une visualisation optimale du contenu fréquentiel des signaux sur chaque direction, les échelles de couleur sont différentes d'un spectrogramme à l'autre. En accord avec la figure 4.9a présentant de très faibles amplitudes de vibration radiale au BA, les amplitudes obtenues sur le spectrogramme tracé sur la figure 4.10a sont particulièrement faibles. Au niveau du BA, il est remarquable que la participation du mode 1F n'est mise en évidence que selon la direction tangentielle, ce qui indique que lorsqu'elle vibre sur son premier mode de flexion, l'aube A5 ne vibre pas dans

la direction radiale au BA. Finalement, en plus des modes 1F et 1T, on note également une participation en plus faible proportion du second mode de flexion 2F vers  $t = 0,75$  s.

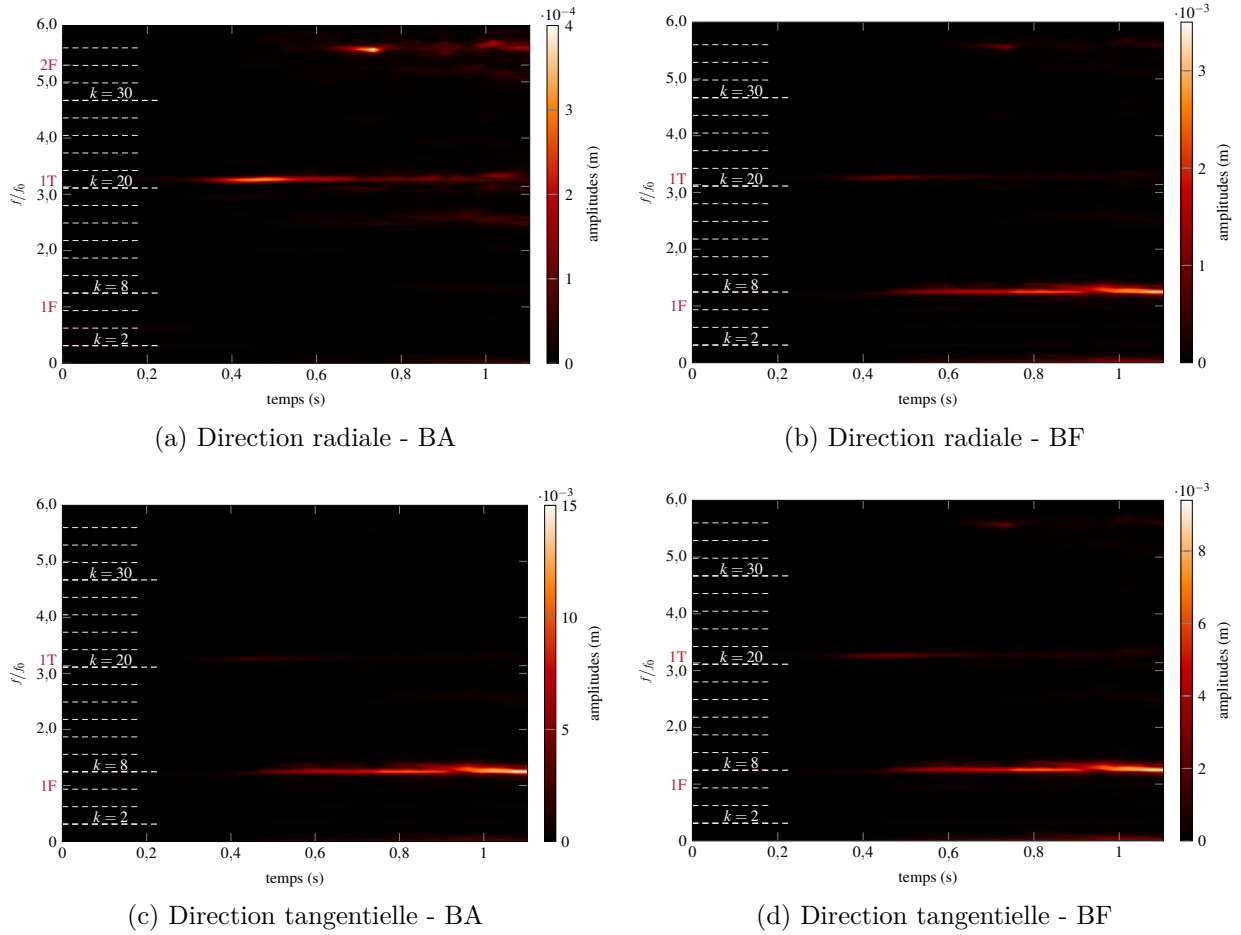


Figure 4.10 Spectrogrammes obtenus à partir des déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF à la vitesse critique numérique  $\Omega_{c_{A5}}^*$ .

#### 4.4.3 Analyse en contraintes à $\Omega_{c_{A5}}^*$

Dans le cas de l'essai instable A5-E4, l'interaction simulée expérimentalement s'arrête lorsque le contact est perdu, à l'instant où l'aube se fissure. À partir de cette observation, il est choisi d'évaluer la limite du domaine de validité des simulations numériques comme l'instant auquel la contrainte maximale dans l'aube est égale à sa limite élastique. Cette analyse permet la définition d'un *instant fusible* (noté  $t_{\text{fus}}$ ) auquel le modèle numérique prédit un début de fissuration et atteint sa limite de validité. La détermination de  $t_{\text{fus}}$  a requis le développement d'une méthodologie d'analyse originale qui a été intégrée au code Coros et qui constitue une contribution majeure de ce mémoire. Cette méthodologie est l'objet de la présente section.

Ensuite, dans le but d'affiner la comparaison aux données expérimentales, les profils d'usure prédits numériquement sont analysés en prenant en compte cette limite de validité à la section 4.4.3.

### Obtention des contraintes

La contrainte de von Mises, exprimée en Pascal, est obtenue à l'aide du module de post-traitement de Coros. Il faut indiquer en entrée, dans le fichier d'initialisation, les instants auxquels le calcul de contraintes doit être exécuté. Pour ce faire, les déplacements radiaux sont tracés en fonction du temps comme sur la figure 4.9. La fin de l'augmentation soudaine des amplitudes des déplacements (vers  $t = 0,75$  s sur la figure 4.9b) correspond à l'instant où le vecteur a été tronqué. Cela permet de réduire de façon substantielle la plage temporelle sur laquelle la contrainte de von Mises doit être évaluée. Le vecteur déplacement tronqué contient 130 000 points au lieu des 250 000 points d'origine correspondant à la résolution de la simulation. Finalement, ce vecteur est discrétisé plus grossièrement afin de réduire encore le nombre de calculs à effectuer. Un point sur 100 est retenu comme nouvelle résolution pour le calcul des contraintes, pour un total de 1300 instants post-traités.

### Zones de contraintes maximales

La première étape consiste à identifier les endroits sur l'aube où il risque d'y avoir une concentration de contraintes. Ces zones correspondent aux endroits où des fissures ont été observées expérimentalement. La photo montrant l'état de l'aube à la suite de l'essai de contact instable donne un bon aperçu de ces zones critiques : au niveau du bord d'attaque et au bas de la pale, du côté extrados (voir figure 3.7). Cependant, afin de cibler ces endroits précisément sur le modèle EF, la contrainte de von Mises est évaluée sur toute l'aube A5, à deux instants distincts qui correspondent respectivement aux extrema de déplacements du sommet d'aube. Ces instants ont été choisis à partir des déplacements radiaux du bord de fuite, vers les derniers points d'analyse, car les déplacements  $y$  sont plus importants. Le champ de contraintes le plus critique parmi les deux instants évalués est illustré à la figure 4.11. Les zones en rouge sont celles qui sont les plus sollicitées et dont la contrainte de von Mises est supérieure à 1,1 fois la limite d'élasticité  $\sigma_{\max}$  de l'aube A5. Le dépassement de la limite d'élasticité souligne que les résultats obtenus ne sont effectivement pas valides et justifie *a posteriori* cette analyse.

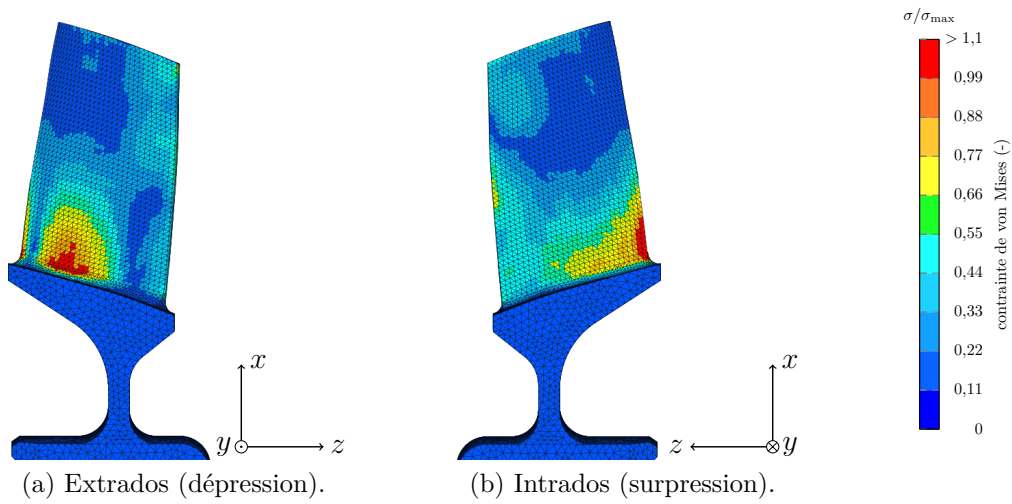


Figure 4.11 Champs de contraintes (von Mises) sur l'aube A5.

À partir des observations faites sur la figure 4.11, deux zones à risque sont identifiées, elles sont notées MAXBA et MAXEXTRA et leur position est indiquée sur la figure 4.12 ainsi que celle des quatre jauges J1 à J4 utilisées dans le dispositif expérimental. Dans la suite de ce mémoire, les valeurs de contraintes sont calculées uniquement sur chacune de ces six zones (ou sous-maillages) du maillage afin de limiter les temps de calculs.

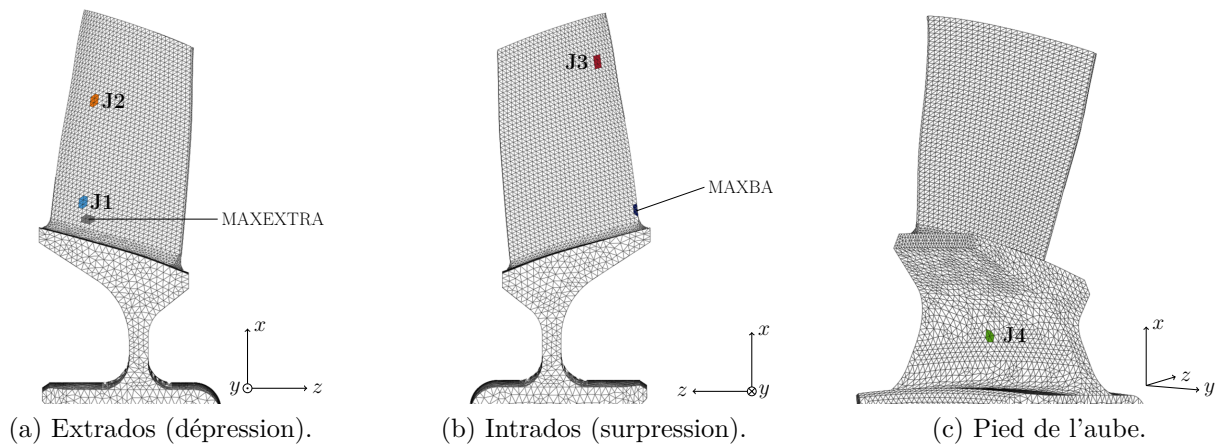


Figure 4.12 Position des jauges, J1 à J4 et des zones critiques MAXBA et MAXEXTRA sur l'aube A5.

### Détermination de $t_{\text{fus}}$

Chaque sous-maillage est composé d'environ une douzaine d'éléments sélectionnés sur le maillage à l'aide d'ANSYS. L'évolution de la contrainte de von Mises, correspondant aux zones critiques, est tracée en fonction du temps sur la figure 4.13. La simulation numérique est d'une durée totale de 1,28 secondes et la contrainte a été calculée jusqu'à l'instant  $t = 0,66$  s, soit durant un peu plus de la moitié de la simulation. Plusieurs courbes, une pour chacune des mailles de la zone, sont superposées. La contrainte maximale observée sur l'intervalle de temps analysé se situe en MAXBA. C'est cette dernière qui sera utilisée pour déterminer l'instant fusible. La contrainte de von Mises en MAXBA est comparée à la limite d'élasticité de

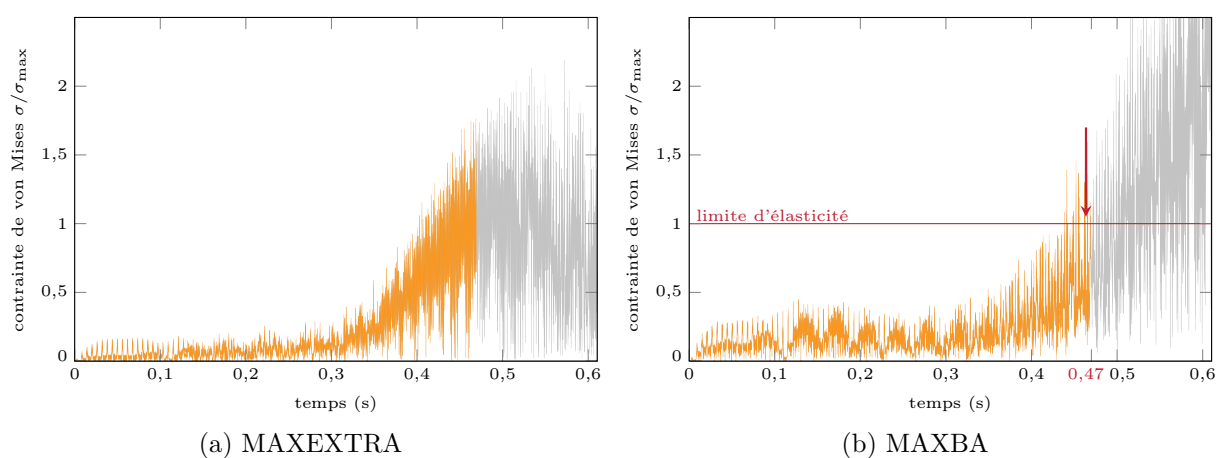


Figure 4.13 Évolution de la contrainte de von Mises  $\sigma/\sigma_{\text{max}}$  dans le temps aux zones critiques.

l'aube A5 (—) à la figure 4.13b. L'instant fusible correspond au moment où la contrainte est supérieure à la limite d'élasticité. Elle est indiquée par une flèche rouge. L'aube est considérée brisée à partir de  $t_{\text{fus}} = 0,47$  s.

### Profils d'usure à $1,25 \times t_{\text{fus}}$

Dans le but de confronter les résultats numériques aux résultats expérimentaux de la façon la plus représentative possible, les profils d'usure au BA, au BF et au milieu de corde sont tracés à nouveau, mais cette fois-ci, en prenant en considération l'instant fusible. Si, du point de vue de l'aube, les résultats obtenus pour  $t > t_{\text{fus}}$  ne peuvent pas être considérés comme valides du fait que la limite élastique est dépassée dans l'aube, l'analyse des profils d'usure requiert alors une attention particulière. En effet, la loi d'usure utilisée dans Coros a la particularité d'associer des déformations élastiques et plastiques du revêtement abradable. Dans les conditions d'interaction sévères, comme c'est le cas pour  $\Omega_{cA5}^*$ , la proportion des



déformations élastiques à un instant donné peut être importante. Cette déformation élastique est utile pour permettre une évaluation précise de l'effort de contact appliqué sur l'aube, mais a pour conséquence de décaler dans le temps la prise en compte des déformations plastiques et donc de l'usure effective du revêtement abrasable. Afin de prendre en compte ce décalage, les profils d'usure sont tracés jusqu'à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ . Ils sont illustrés sur la figure 4.14.

Le profil d'usure correspondant à l'instant  $1,25 \times t_{\text{fus}}$  est tracé en orange (—). Les profils d'usure associés aux tours subséquents, prédits après l'instant fusible, sortent alors du cadre physique de la simulation. Ils sont tracés en blanc. Les niveaux d'usure prédits, d'environ 0,6 mm au milieu de corde et au bord de fuite, sont comparables avec le maximum d'usure expérimentale visualisé au milieu de corde à la suite de l'analyse de la piste abrasable (0,63 mm). Il faut également considérer l'excroissance du carter et de l'abrasable à 90 et 270 degrés qui accentue la profondeur d'usure en ces endroits. Au BF, le profil d'usure ne présente pas un motif à 8 lobes très défini. Ceci étant dit, la prise en compte d'un instant fusible mène à une représentation beaucoup plus fidèle de l'usure de l'abrasable que celle obtenue à la toute fin de la simulation (voir figure 4.8).

### Contraintes aux jauges J1 à J3

L'obtention des contraintes de von Mises au niveau des jauges de déformations (illustrées sur la figure 4.12) permet d'envisager une comparaison qualitative avec les signaux de jauge expérimentaux tracés sur la figure 3.11. Il est important de mentionner que les quantités en jeu ne sont pas de même nature. Les jauges de déformations utilisées lors des essais ont enregistré des déplacements alors qu'il est question, sur le plan numérique, de contraintes.

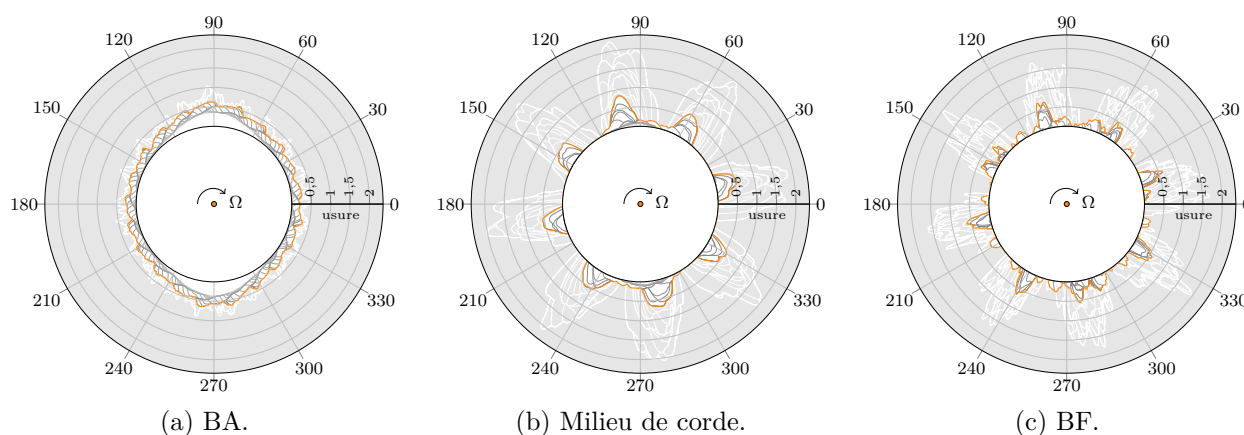


Figure 4.14 Représentation polaire de l'usure progressive (—) jusqu'au profil correspondant au dernier tour avant  $1,25 \times t_{\text{fus}}$  (—).

L'évolution des contraintes pour toutes les jauges, sauf J4, où aucune contrainte significative n'est numériquement prédite du fait de l'encastrement de la base de l'aube (ce qui est cohérent avec les signaux mesurés expérimentalement et tracé sur la figure 3.11d), sont représentées sur la figure 4.15. Tous les tracés de contrainte présentent une allure similaire : une légère augmentation lors de la déformation du carter, un plateau puis une augmentation plus soutenue à partir de  $t = 0,35$  s. J1, sensible au mode 1F et J3, sensible au mode 1T, voient toutes les deux de grandes amplitudes qui dépassent la limite d'élasticité de l'aube au voisinage de l'instant fusible. L'analyse des signaux de jauge à la suite de l'essai de contact indique une sollicitation plus importante en flexion, car J1 présentait les amplitudes les plus importantes.

La contrainte vue par J3 indique que le premier mode de torsion (1T) contribue, en plus du mode 1F, à l'interaction rotor/stator. Cela est en accord avec les cartes d'interaction et les spectrogrammes à la vitesse critique  $\Omega_{c_{A5}}$  qui prédisaient la participation du premier mode de torsion au BA et celle du premier mode de flexion au BF.

### Représentation polaire des déplacements

Afin de mieux visualiser le lien entre les déplacements radiaux du sommet d'aube et le creusement des lobes d'usure, ces déplacements sont représentés (pour  $t \leq 1,25 \times t_{\text{fus}}$ ) en coordonnées polaires sur la figure 4.16. Seules les valeurs positives sont représentées afin de ne pas surcharger la figure ; elles correspondent aux instants où l'aube se rapproche du carter. Sur ces mêmes graphiques, le profil usé du carter (—) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$  est également représenté. Ces profils se distinguent visuellement des niveaux d'usure tracés sur la figure 4.14 car ils incluent les lobes de déformation et représentent donc le carter *réel*, et non pas simplement le niveau d'usure relatif au profil initial.

Le déplacement radial du BA, tracé sur la figure 4.16a, permet de voir que l'usure du carter à cet endroit est faible et résulte de la rotation de 21 lobes creusés progressivement au cours de la simulation. La présence de 21 lobes est cohérente avec l'observation d'une participation du mode de torsion (qui coïncide, pour la vitesse de rotation  $\Omega_{c_{A5}}^*$ , au 21<sup>ème</sup> régime moteur) sur la figure 4.10a. Comme expliqué précédemment, la rotation de ces lobes, tour après tour, souligne une synchronisation imparfaite de la vibration de l'aube selon le mode 1T et sa vitesse de rotation. En revanche, les huit lobes d'usure creusés au milieu de corde évoluent dans la direction radiale uniquement, ce qui indique la synchronisation du premier mode de flexion avec la vitesse de rotation et explique pourquoi c'est selon ce mode que l'interaction instable se produit.

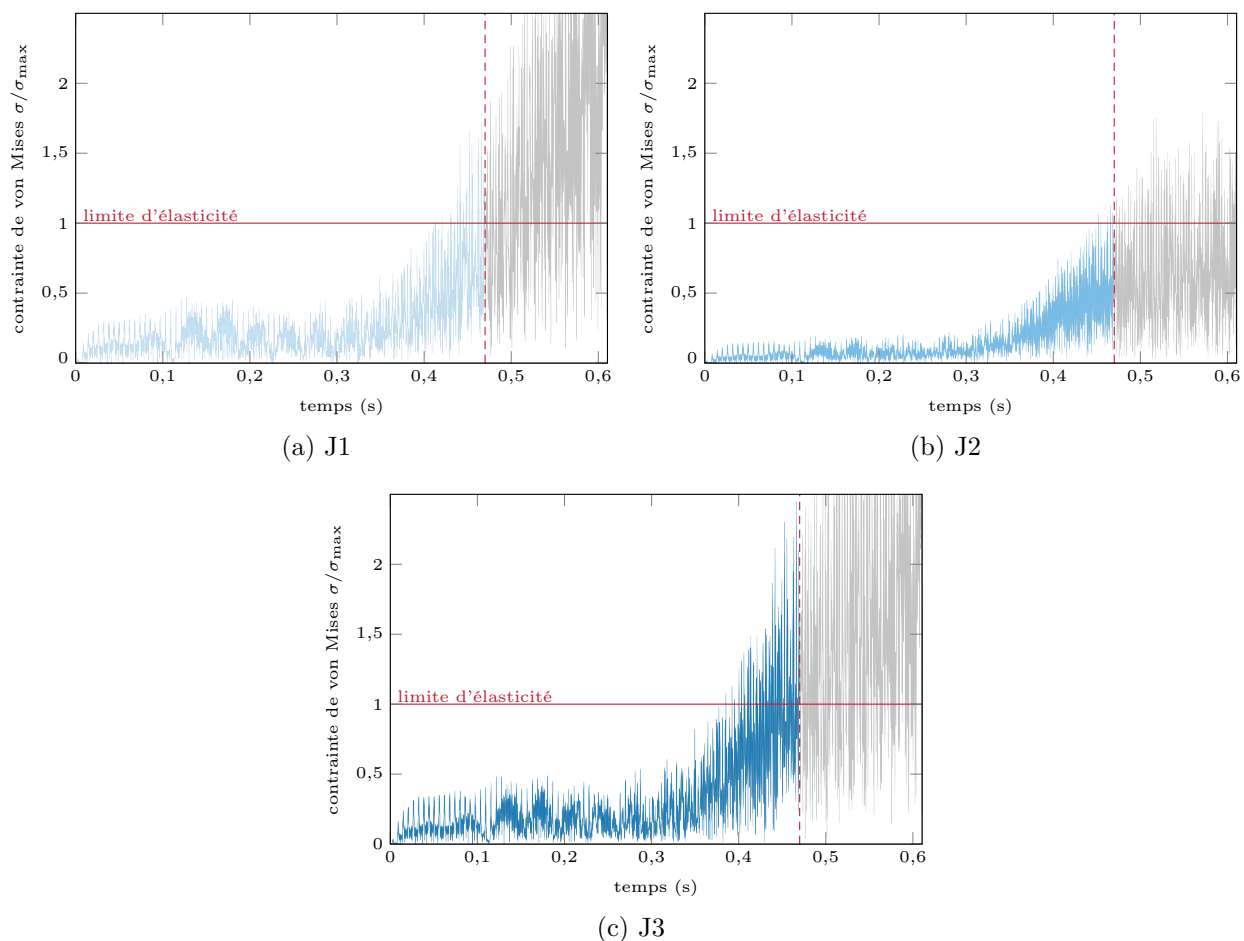


Figure 4.15 Évolution des contraintes de von Mises dans le temps aux zones correspondant aux jauges de déformations.

Afin de mieux appréhender l'influence du paramètre de pénétration équivalente  $p_{eq}$  sur les résultats obtenus, les mêmes graphiques sont tracés sur la figure 4.17 pour  $p_{eq} = 0,25$  mm. Pour une telle valeur de  $p_{eq}$ , la vitesse d'interaction prédite numériquement est sensiblement différente, elle vaut  $0,94\Omega_{cA5}$ , les déplacements tracés sur la figure 4.17 correspondent à cette vitesse d'interaction.

À des fins de concision, seule une analyse partielle est présentée pour  $p_{eq} = 0,25$  mm. Le fait de diminuer la valeur de la pénétration équivalente diminue la sévérité du cas de contact. Les contacts répétés au BA, où est initiée l'interaction, sont plus légers. On voit toujours apparaître 21 lobes au BA et 8 lobes au milieu de corde. En revanche, la synchronisation avec le mode 1F n'est pas immédiate, ce qui est mis en évidence par la rotation des motifs des déplacements radiaux au milieu de corde, voir la figure 4.17b.

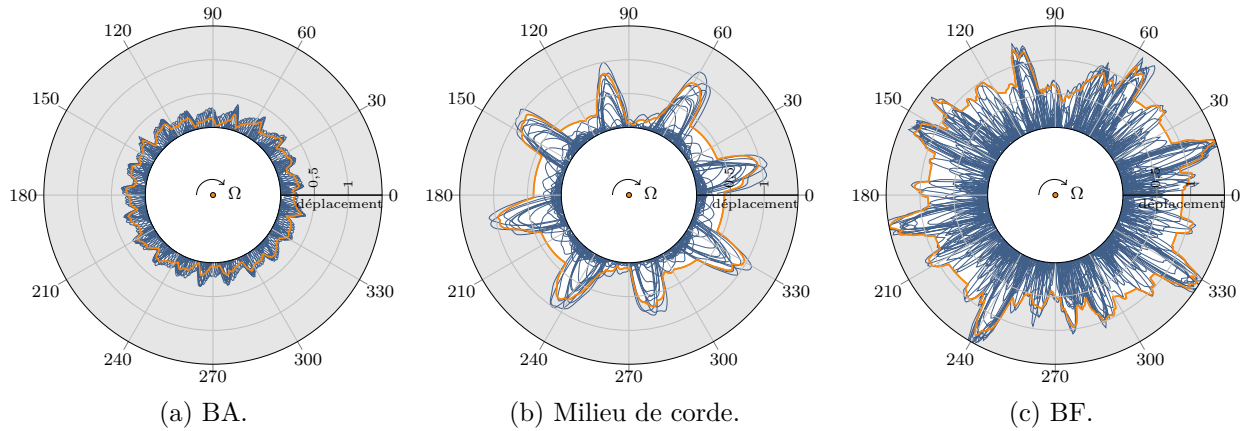


Figure 4.16 Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ .

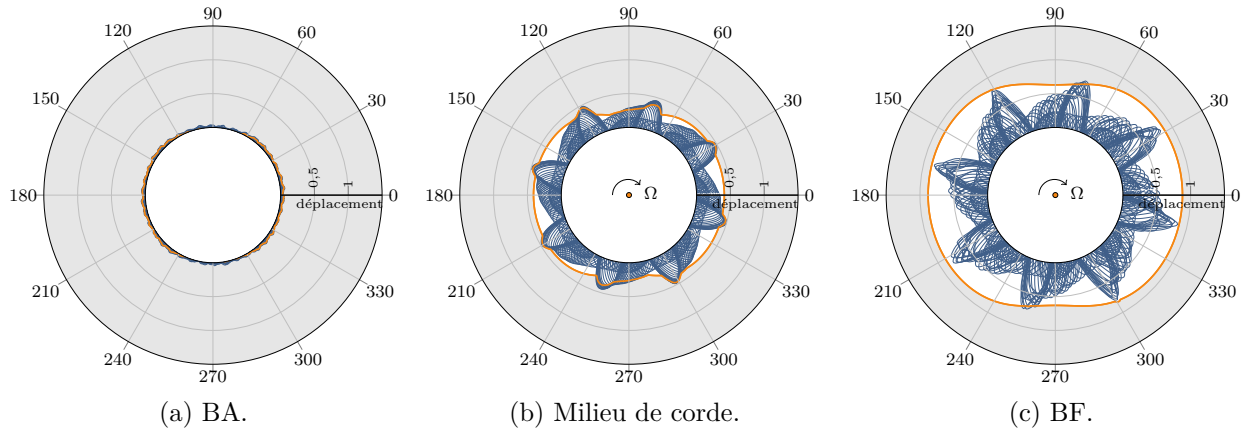


Figure 4.17 Simulation numérique avec pénétration réduite : représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$  à  $0,95\Omega_{c_{A5}}$ .

Cette observation met en lumière la difficulté de prédire les vitesses critiques à cause du raidissement au contact qui implique une variation des propriétés modales de l'aube au cours d'une même simulation. En effet, pour  $p_{\text{eq}} = 0,25$  mm, les contacts légers initiant la vibration de l'aube ne raidissent pas suffisamment la première fréquence propre de l'aube pour permettre la synchronisation de l'interaction. En revanche, au fur et à mesure que l'amplitude des vibrations augmente, les contacts sont de plus en plus sévères et la quantité d'énergie dans le système s'accumule conséquemment et induit un raidissement de la fréquence propre de l'aube. Lorsque cette fréquence atteint exactement huit fois la fréquence de rotation, l'interaction peut apparaître et les lobes se creusent radialement. C'est pour cette raison que deux phases peuvent être distinguées sur les figures 4.17b et 4.17c soit une première phase

de rotation des motifs puis, une superposition des motifs sur une même position angulaire qui se traduit visuellement par une densification des courbes.

## 4.5 Conclusion

Du point de vue de l'industriel, cette campagne d'essais numériques avec Coros a été l'occasion de présenter toutes les fonctionnalités de cet outil numérique et de le comparer avec leurs méthodes numériques utilisées lors de la première analyse des essais de contact expérimentaux. Le tableau suivant énumère les critères présentés par l'industriel lors de l'évaluation des performances de Coros. Les critères d'ordre 1 sont les critères de première priorité. Une synchronisation instable entre le premier mode de flexion 1F et le huitième régime moteur a bien été détecté dans le voisinage de la vitesse de contact expérimentale. Le profil d'usure en huit lobes ainsi que les cartes d'interaction abondent en ce sens.

Le raidissement au contact du mode 1F revêt une importance particulière, car l'on commence à quantifier le raidissement au contact requis pour une synchronisation avec le régime moteur supérieur. Ainsi, l'une des conclusions de ces travaux autour de la campagne d'essais de Safran Aero Boosters est l'influence du raidissement au contact sur l'apparition des interactions rotor/stator préjudiciables. Les simulations expérimentales, dont un régime moteur n'était pas situé dans une plage de raidissement comprise entre 10% et 15% n'ont pas montré de synchronisation instable.

Le raidissement au contact du mode 1F est obtenu à une vitesse donnée en comparant la fréquence raidie qui se synchronise avec un régime moteur lors du contact à la fréquence non raidie, qui prend uniquement en compte les effets centrifuges. À la vitesse critique  $\Omega_{c_{A5}}$ , le diagramme de Campbell du modèle numérique indique une fréquence non raidie de  $1,14f_0$ . La fréquence raidie est tirée de la carte d'interaction au bord de fuite et elle correspond à l'axe des ordonnées quand l'amplitude de la réponse à  $\Omega_{c_{A5}}$  est maximale.

Dans l'ensemble, les résultats obtenus avec Coros démontrent un très bon accord avec les observations expérimentales. Cette confrontation entre résultats numériques et expérimentaux et la seconde effectuée avec Coros sur une aube de compresseur basse pression. En revanche, c'est la première fois que les paramètres de simulation calibrés sur une aube peuvent être réutilisés pour évaluer la polyvalence de l'outil et sa capacité à simuler précisément des interactions observées sur un même banc pour plusieurs aubes et différentes vitesses critiques.

Tableau 4.4 Bilan de la simulation numérique A5-E4 et comparaison avec l'expérimental

Importance	Critère	Expérimental	Résultats Coros
Ordre 1	synchronisation	instable	instable
	raidissement au contact (1F)	11%	8,88%
	vitesse d'interaction	$\Omega_{c_{A5}}$	$\Omega_{c_{A5}}^* = 1,01\Omega_{c_{A5}}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d'usure	$k = 8$	$k = 8$
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>1F = f_0</math></li> <li>• <math>1T = 3,43f_0</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F</li> <li>• 1T</li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d'usure [mm]	0,681	0,63

## CHAPITRE 5 SIMULATION NUMÉRIQUE DES ESSAIS A3, A4 et A6

La portée de la campagne de simulations numériques effectuée au chapitre 4 sur l'aube A5 est élargie aux autres aubes mises à l'essai dans le cadre de la campagne sur banc menée par SAB (A3, A4 et A6). L'objectif est de démontrer la polyvalence de l'outil Coros en comparant les résultats des analyses numériques associés à chaque aube aux observations expérimentales. Pour ce faire, les paramètres de simulation, qui regroupent les paramètres numériques, les paramètres du scénario de contact et les paramètres d'usure, demeurent identiques à ceux obtenus à la suite de la calibration de l'essai de référence A5-E4 (voir tableau 4.3 de la section 4.3).

Le montage des trois aubes analysées est identique à celui de l'aube A5 de référence et se fait au moyen d'un coupon. Cependant, leur géométrie et leurs dimensions respectives diffèrent de l'une à l'autre. Un modèle éléments finis a donc été généré pour chacune des aubes en suivant la méthodologie présentée au chapitre 4. La vitesse critique d'interaction pour l'équivalent numérique des essais est ensuite identifiée grâce à l'analyse de la réponse vibratoire de l'aube sur une plage de vitesses étendue. À la vitesse critique, les résultats expérimentaux et numériques sont ensuite comparés.

Par rapport à l'essai A5-E4, le nombre de données expérimentales disponibles pour les essais présentés dans ce chapitre est plus limité. Par conséquent, ceci restreint la confrontation des résultats numériques aux observations expérimentales à un niveau plus qualitatif. Par ailleurs, comme montré au chapitre 4, l'outil Coros permet de paramétrer un modèle numérique assez finement pour être en mesure de retrouver certaines tendances observées expérimentalement. Toutefois, une approche volontairement restrictive sur la variation des paramètres de simulation est ici adoptée : tous les paramètres qui ne sont pas associés directement à une aube donnée (modèle structural et configuration des jeux) sont choisis identiques à ceux de l'essai A5-E4.

Pour chacune des aubes analysées, les fréquences indiquées sont normalisées par rapport à leur première fréquence propre (mode de flexion) au repos  $f_0$ , déterminée expérimentalement par test marteau. De plus, toutes les vitesses de rotation sont exprimées en fonction de la vitesse critique d'interaction expérimentale de chaque aube.

Ce chapitre est divisé en trois sections soit une pour chaque aube. Finalement, une conclusion dresse le bilan des simulations numériques présentées dans ce mémoire et les limites de l'outil Coros, telles qu'elles sont apparues sur l'ensemble de ces simulations, sont discutées.

## 5.1 Aube A3

L'aube A3 est une aube dont la pale est faiblement vrillée et plus élancée que l'aube A5. Deux essais de contact ont été réalisés sur A3 à deux vitesses d'interaction différentes. Seul le second essai a montré une brève synchronisation entre le mode 1F et le 8<sup>e</sup> régime moteur, ce qui n'a toutefois pas suffi pour endommager l'aube : aucune fissuration n'est observée sur l'aube à la fin de l'essai. La vitesse critique d'interaction à laquelle le contact a été observé est nommée  $\Omega_{c_{A3}}$ .

### 5.1.1 Résumé des essais

Quatre jauges permettent d'enregistrer les déformations de l'aube au cours de l'essai. Une transformation de Fourier de ces signaux montre un raidissement au contact de 9,8 % du mode 1F lors de sa synchronisation avec le 8<sup>e</sup> régime moteur. Ce raidissement au contact est évalué en comparant la fréquence à laquelle est observé un pic dans le spectre de la réponse de l'aube à la fréquence du mode 1F à la vitesse d'interaction, en prenant en compte le raidissement centrifuge. La fréquence du régime moteur est obtenue conformément à l'équation 3.2.1 avec  $\Omega_{c_{A3}}$ , la vitesse de contact.

Parmi toutes les aubes à l'essai, l'aube A3 a été la plus difficile à synchroniser sur un régime moteur. Le second essai a montré une brève interaction 1F/8N avec des niveaux d'usure réduits dont le maximum se situe au bord de fuite (BF). Les observations liées à ce second essai sont résumées dans le tableau 5.1.

Tableau 5.1 Résumé de l'essai de contact synchronisé (second essai) sur l'aube A3

Importance	Critère	Expérimental
Ordre 1	synchronisation	stable
	raidissement au contact (1F)	9,8%
	vitesse d'interaction	$\Omega_{c_{A3}}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d'usure	$k = 8$
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>1F = f_0</math></li> <li>• <math>2F = 4,48f_0</math></li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d'usure [mm]	0,216 au BF



## Modes participant à l'interaction

Une analyse dans le domaine fréquentiel des signaux de jauge permet d'identifier les modes sollicités au cours de l'essai de contact synchronisé. Il est observé que la position du pic du spectre de la réponse de l'aube oscille entre deux valeurs correspondant aux régimes moteur 7 et 8. Cette hésitation traduit probablement une synchronisation intermittente de la vibration de l'aube selon son mode 1F avec chacun de ces régimes moteur. Toutefois, à la vitesse d'interaction, une coïncidence entre le second mode de flexion (2F) et le 30<sup>e</sup> régime moteur est aussi constatée. Il est alors possible d'envisager que le pic de réponse observé entre les régimes moteur 7 et 8 soit associé non seulement au mode 1F, mais également à la quatrième sous-harmonique du mode 2F ( $30/4 = 7,5$ ). La sollicitation de plusieurs modes suggère ainsi une dynamique d'aube particulièrement complexe.

## Profils d'usure *post-mortem*

Les profils d'usure en vis-à-vis du bord d'attaque, du milieu de corde et du bord de fuite sont tracés à partir des mesures relevées directement sur la piste abrasable après le second essai de contact (voir figure 5.1). Ces profils sont caractérisés par de faibles profondeurs d'usure de l'ordre de deux dixièmes de millimètre. Le profil est bruité au BA et au milieu de corde. Le motif à huit lobes est visible uniquement au niveau du BF. Il semble vraisemblable qu'un creusement des lobes d'usure dans la direction circonférentielle, associé à une synchronisation imparfaite de la vibration de l'aube avec sa vitesse de rotation [5], soit à l'origine des lobes d'usure très larges observés après l'essai. Ce décalage angulaire est sans doute responsable de l'usure du revêtement abrasable sur l'entièreté de sa circonférence observable au BA et au milieu de corde. Un unique essai a été complété sur cette piste abrasable ce qui rend possible une comparaison directe avec les profils d'usure prédits par Coros.

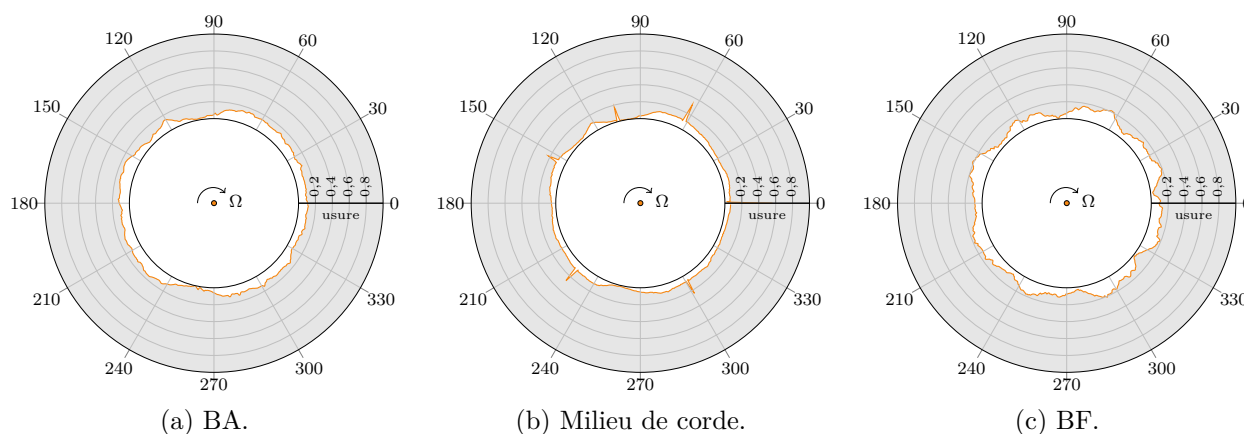
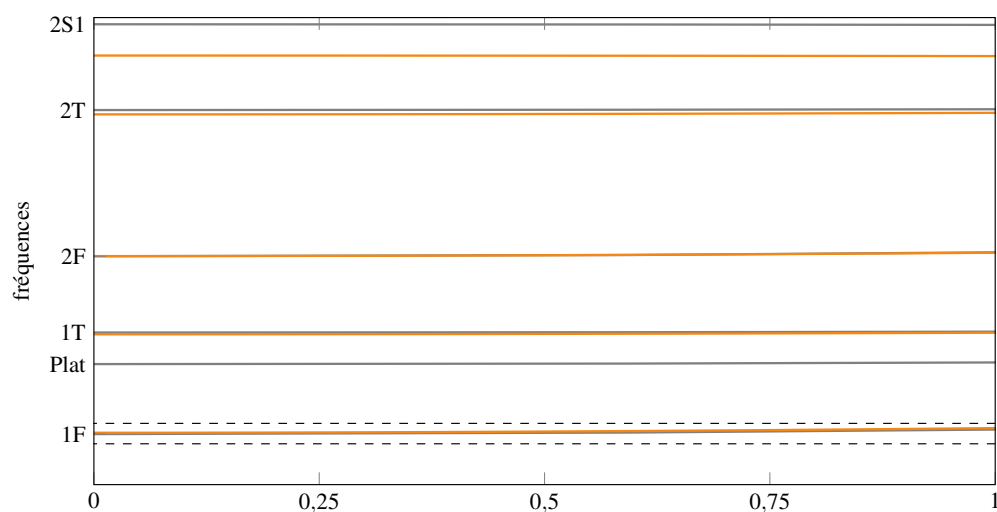


Figure 5.1 Profils d'usure expérimentaux à la suite de l'essai sur l'aube A3 (—).

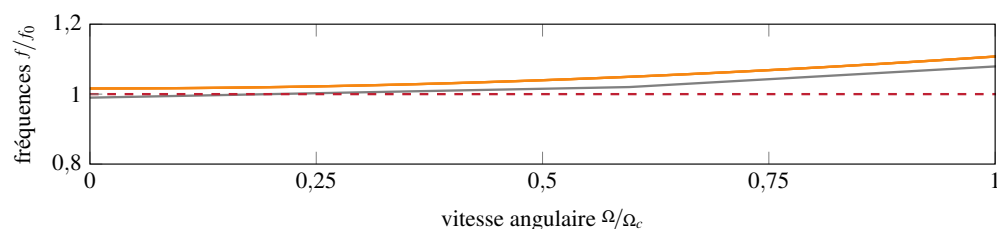
### 5.1.2 Simulation numérique

#### Modèle EF

Les conditions limites appliquées sur le modèle éléments finis sont les mêmes que pour l'aube A5 soit un encastrement en pied d'aube. On remarque, à l'aide du diagramme de Campbell de la figure 5.2, que la fréquence du mode 1F est légèrement surestimée par rapport à  $f_0$  (la valeur du mode 1F au repos de l'aube est déterminée par test marteau), ainsi que par rapport à celle du modèle de SAB. Cependant, comme le montrent les valeurs indiquées dans le tableau 5.2, pour les quatre premiers modes propres, 1F, 1T, 2F et 2T, les écarts entre le modèle du partenaire industriel et celui utilisé par Coros sont relativement faibles et sont jugés acceptables en l'absence de valeurs expérimentales plus précises.



(a) Superposition des fréquences.



(b) Zoom autour du mode 1F et comparaison la fréquence du mode 1F au repos (---).

Figure 5.2 Diagrammes de Campbell du modèle numérique de Coros de l'aube A3 (—) et du modèle SAB (—).

Tableau 5.2 Fréquences propres de l'aube A3 au repos exprimées en fonction de  $f_0$  et écart relatif entre le modèle numérique et celui de l'industriel

Mode	ANSYS	Modèle SAB	Modèle Coros	Écart relatif [%]
1F	1,02	0,99	1,02	+2,65
Plateforme	-	2,36	-	-
1T	2,95	2,98	2,95	-1,16
2F	4,48	4,47	4,48	+0,08
2T	7,25	7,34	7,25	+1,15
2S1	8,41	9,02	8,41	-6,79

### Paramètres de simulation

Tel que mentionné en début de chapitre, les paramètres de simulation, à l'exception de ceux qui doivent être adaptés à la géométrie de l'aube, comme les jeux aube/carter, demeurent exactement les mêmes que ceux utilisés pour la simulation de l'essai de référence A5-E4. La plage de vitesses analysée est exprimée en fonction de la vitesse d'interaction expérimentale  $\Omega_{c_{A3}}$ . Cette plage recouvre plus d'une centaine de vitesses comprises entre  $0,87\Omega_{c_{A3}}$  et  $1,42\Omega_{c_{A3}}$ .

Les jeux précisés dans le fichier d'initialisation pour le lancement des simulations de contact sur l'aube A3 sont calculés à partir de la valeur du jeu à chaud au niveau du BF calculée par l'industriel. Leurs valeurs sont toutefois confidentielles. La pente du revêtement abrasable, beaucoup plus faible que celle utilisée lors de l'essai de référence, est considérée lors du calcul des jeux. Comme pour l'aube A5, un scénario de contact impliquant un jeu nul au BA est reproduit à l'aide de Coros. La faible pente de l'abrasable et la géométrie de l'aube font en sorte que le jeu radial au BF est plus petit que celui de l'aube A5.

### 5.1.3 Résultats sur la plage de vitesses analysée

#### Cartes d'interaction

Les cartes d'interaction obtenues par FFT sont tracées sur la figure 5.3 en considérant les déplacements radiaux du BA et du BF. Tout comme pour les cartes d'interaction obtenues pour l'aube A5 (voir figure 4.6), ces cartes révèlent une dynamique d'aube particulièrement riche avec plusieurs zones où de grandes amplitudes de vibration sont prédites. Par ailleurs, bien que deux lobes soient initialement formés sur le carter, des niveaux de réponse significatifs sont prédits sur certains régimes moteur impairs, ce qui confirme *a posteriori* que

l'hypothèse de déformation du carter suivant deux lobes n'est pas contraignante en terme de diversité de la réponse dynamique de l'aube.

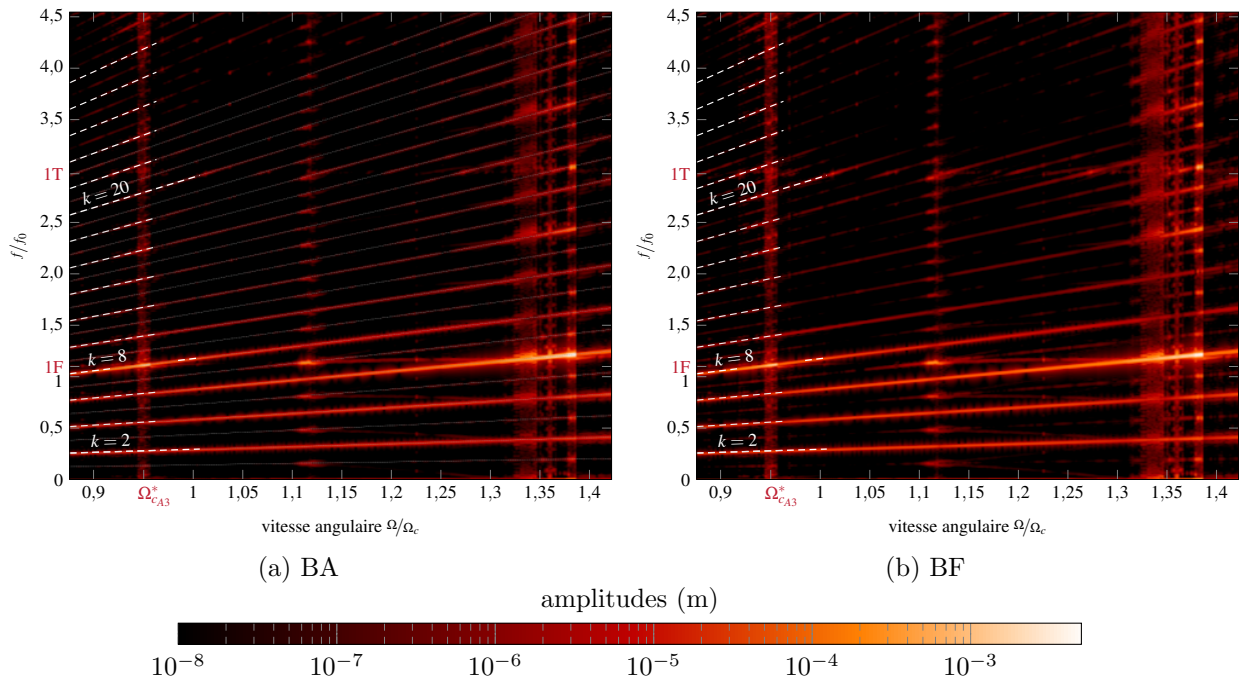


Figure 5.3 Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF) de l'aube A3.

En plus des régimes moteur pairs, qui sont soulignés par les deux lobes du carter déformé, trois zones d'interaction sont visibles : une sur le 8<sup>e</sup> régime moteur, à  $0,95\Omega_{cA3}$ , une sur le 7<sup>e</sup> régime moteur, à  $1,12\Omega_{cA3}$  et finalement une zone un peu plus large, comprise entre  $1,27\Omega_{cA3}$  et  $1,39\Omega_{cA3}$ , sur le 6<sup>e</sup> régime moteur. Les pics de réponse prédits pour chacune de ces interactions sont tous localisés au voisinage de la fréquence du premier mode de flexion (1F).

### Cartes d'usure

Pour chacune des vitesses de rotation considérée, le profil final d'usure du revêtement abrasable est tracé : au BA sur la figure 5.4a et au BF sur la figure 5.4b.

Ces cartes d'usure mettent en évidence les vitesses pour lesquelles l'interaction 1F/8N entraîne des amplitudes de vibration de l'aube suffisantes pour user l'abrasable. Un motif d'usure à huit lobes est apparent à des vitesses très proches de la limite inférieure de la plage analysée. Ces faibles vitesses indiquent que le modèle numérique ne prédit pas un très

fort raidissement au contact pour cette interaction. Par ailleurs, les profils d'usure prédits suggèrent que l'interaction avec le 6<sup>e</sup> régime moteur est beaucoup plus sévère que celle observée avec le 8<sup>e</sup> régime moteur. En effet, la profondeur d'usure associée au motif à six lobes est significativement plus importante. Globalement, sur l'ensemble de la plage de vitesses considérée, il est intéressant de remarquer que les résultats numériques obtenus démontrent une assez faible sensibilité de l'aube aux contacts répétés avec le carter puisque le nombre de zones critiques, sur lesquelles des motifs d'usure sont clairement visibles, est très limité. Cette observation est en accord avec la difficulté éprouvée expérimentalement pour obtenir une interaction avec cette aube.

La présence de huit lobes d'usure au voisinage de la vitesse d'interaction expérimentale,  $\Omega_{cA3}$ , permet de confirmer que les vibrations importantes de l'aube, observées sur les cartes d'interaction, sont suffisantes pour user le revêtement abrasable. L'ensemble de ces observations amènent à définir la vitesse d'interaction numérique  $\Omega_{cA3}^* = 0,95\Omega_{cA3}$ .

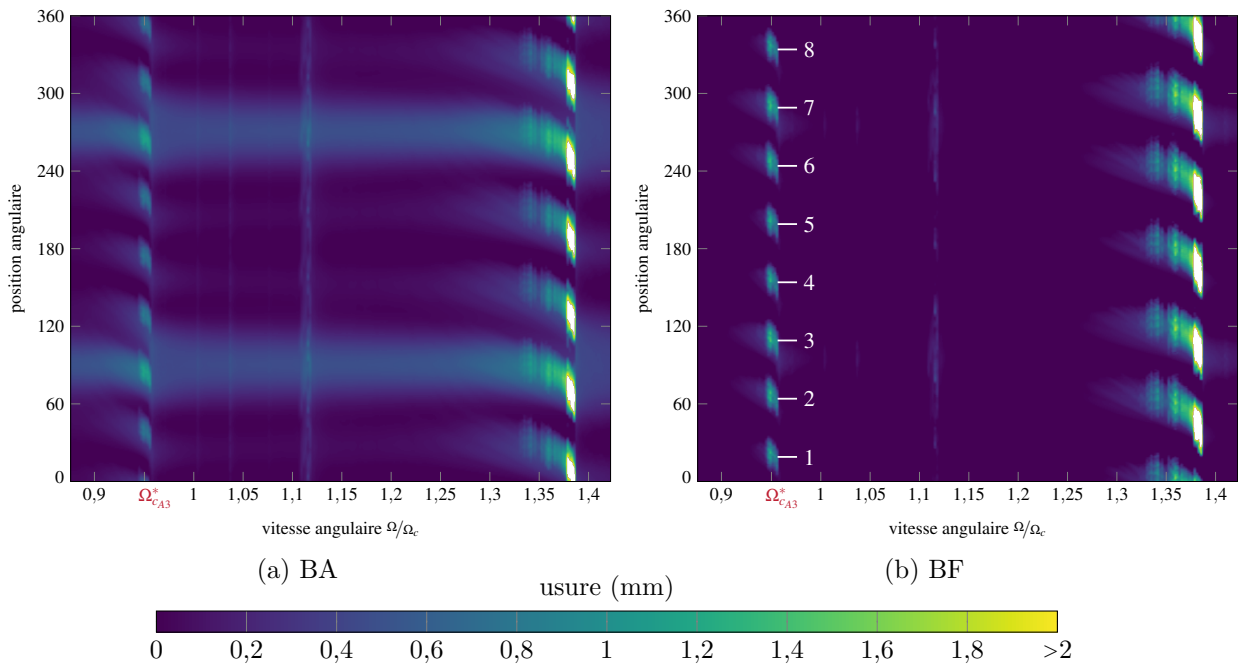


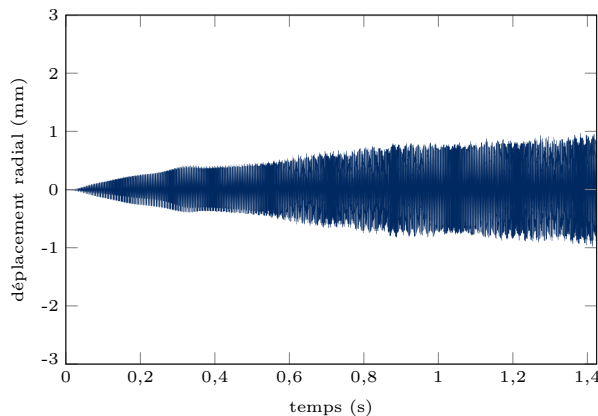
Figure 5.4 A3 - Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure.

### 5.1.4 Analyse à la vitesse critique $\Omega_{c_{A3}}^*$

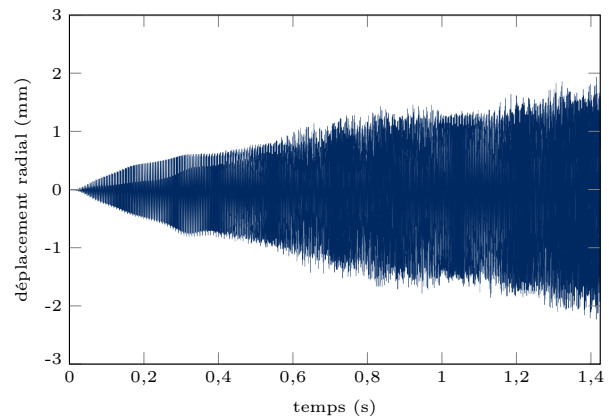
#### Déplacements

Les déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF sont tracés en fonction du temps sur la figure 5.5. Tout comme pour l'essai A5-E4 (figure 4.9), l'enveloppe des signaux croît de manière continue en fonction du temps, ce qui suggère une interaction de nature instable.

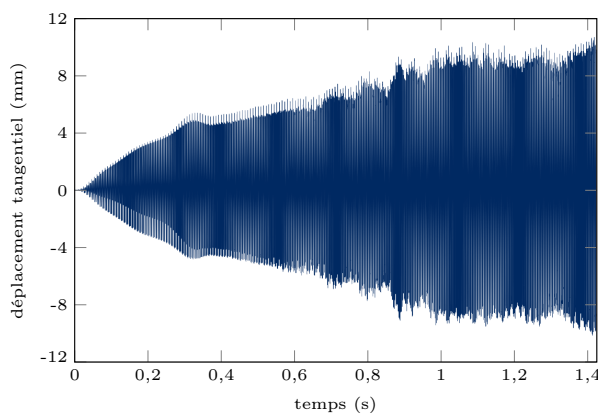
Toutefois, les amplitudes de déplacement restent plus modérées que dans le cas de l'aube A5 dont les déplacements radiaux dépassaient 7 mm au BF (voir figure 4.9b). Aucune estimation précise de l'instant fusible n'a été faite pour cette aube. Néanmoins, en tenant compte du fait que l'aube A3 est plus élancée que l'aube A5, il est estimé de façon conservatrice que les résultats obtenus restent cohérents avec les modèles EF linéaires utilisés tant que les



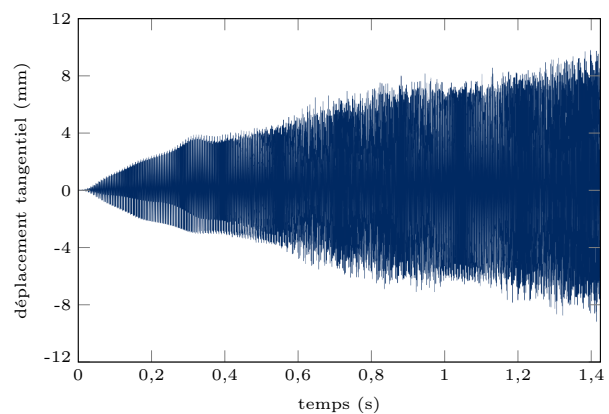
(a) Direction radiale - BA.



(b) Direction radiale - BF.



(c) Direction tangentielle - BA.



(d) Direction tangentielle - BF.

Figure 5.5 A3 - Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique  $\Omega_{c_{A3}}^*$ .

déplacements tangentiels au BA ou au BF demeurent inférieurs à ceux observés à l'instant fusible pour l'aube A5, soit approximativement 5 mm (figure 4.9c). Dans le cas de l'aube A3, une amplitude de 5 mm est atteinte après une temps de simulation d'environ 0,5 s selon les déplacements de la figure 5.5c. Pour la suite de cette analyse, on considère que  $t_{\text{fus}} = 0,5$  s.

### Profils d'usure à $1,25 \times t_{\text{fus}}$

La vitesse d'interaction critique numérique identifiée est égale à  $0,95\Omega_{c_{A3}}$ . L'usure finale en orange (—) et l'usure tour par tour au BA, au BF et au milieu de corde obtenues avec Coros sont illustrées sur la figure 5.6. Ces profils d'usure considèrent la déformation du carter en deux lobes symétriques à 90 et 270 degrés.

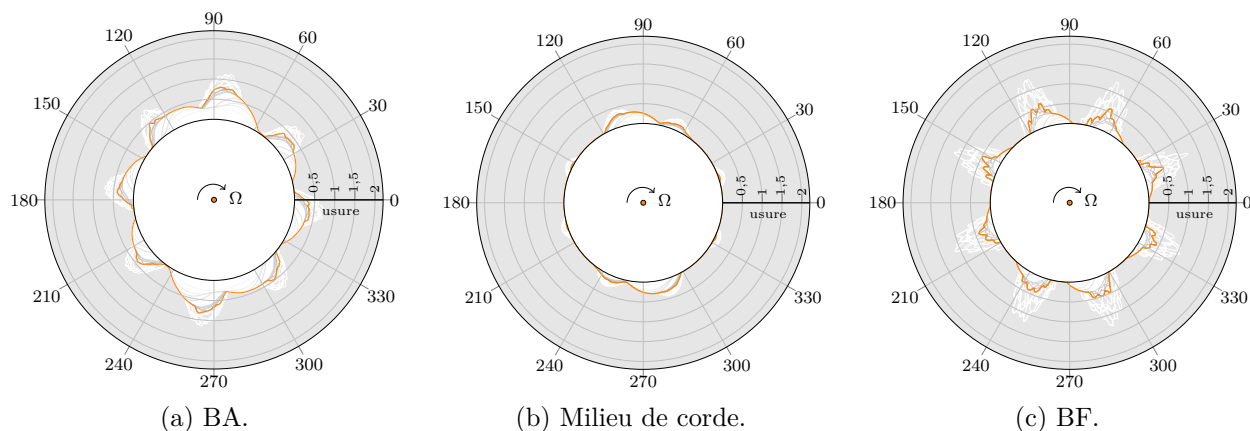


Figure 5.6 A3 - Représentation polaire des profils d'usure numériques intermédiaires (—) et finaux (—) jusqu'à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ .

À la vitesse critique numérique, un motif d'usure en huit lobes est identifiable. Comme pour l'essai expérimental, le maximum d'usure est atteint en vis-à-vis du bord de fuite. Les niveaux d'usure prédits sont plus élevés que ceux observés expérimentalement, ce qui est cohérent avec le fait que, du point de vue numérique, l'instant fusible correspond à un niveau de déplacement pour lequel l'aube pourrait se fissurer. Toutefois, aucune fissure n'a été observée expérimentalement sur l'aube A3. Il est donc intéressant de noter que le modèle numérique prévoit tout de même une interaction de nature instable avec des amplitudes de déplacement pouvant mener à la rupture de l'aube. Une telle différence peut s'expliquer par plusieurs facteurs parmi lesquels on peut mentionner : (1) une synchronisation imparfaite lors de l'essai expérimental qui, après plusieurs contacts et le creusement de lobes d'usure, aboutit à une perte de contact puis à l'amortissement des vibrations. (2) Il est aussi envisageable que l'hétérogénéité de la micro-structure de l'abradable ait entraîné, lors du creusement de

certaines lobes, l'enlèvement d'une plus grosse quantité de matière que dans les autres lobes, ce qui pourrait également avoir pour effet de désynchroniser la vibration de l'aube avec sa rotation.

### Représentation polaire des déplacements

Afin de mieux comprendre comment l'interaction est établie numériquement, les déplacements radiaux des nœuds du BA, du milieu de corde et du BF sont représentés en coordonnées polaires, avec, en vis-à-vis les profils d'usure (—) (figures 4.16) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ . Seule la partie positive des déplacements est illustrée. Ils sont tracés du début de la simulation jusqu'à  $1,25 \times t_{\text{fus}} = 0,63$  s.

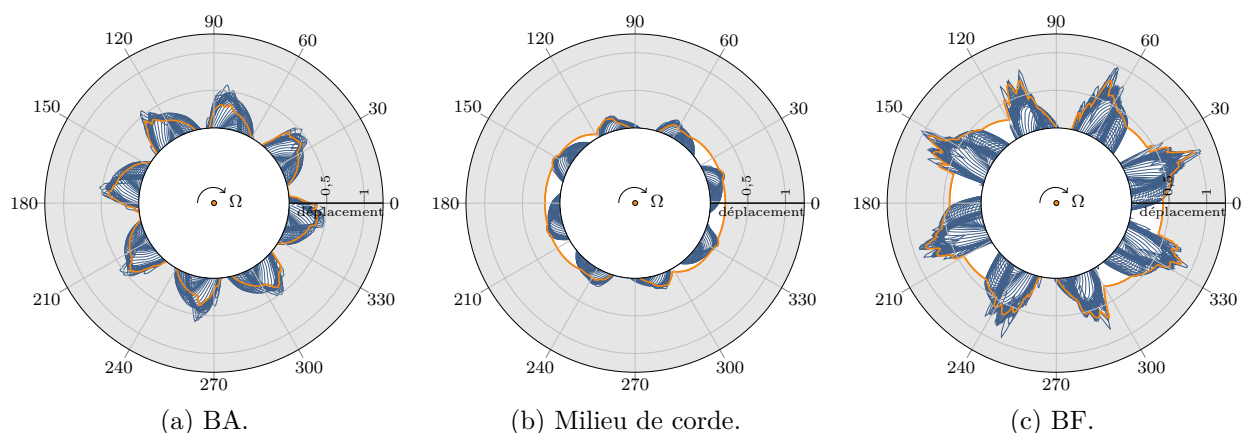


Figure 5.7 A3 - Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ .

Les déplacements tracés en coordonnées polaires mettent en évidence une rotation des battements de l'aube dans le sens inverse de rotation. Physiquement, cela signifie que la fréquence de vibration de l'aube a tendance à légèrement diminuer au cours des premiers instants de l'interaction, avant de se synchroniser sur son premier mode propre de flexion. S'il peut paraître contre-intuitif que des contacts répétés et le creusement des lobes d'usure coïncident avec une diminution de la fréquence de la réponse de l'aube, cela peut toutefois s'expliquer par une configuration de contact initiale trop sévère (en lien notamment avec la valeur du paramètre de pénétration équivalente  $p_{\text{eq}}$ ). Il est alors possible, qu'au cours des premiers tours, le scénario de contact impose un enlèvement de matière plus important que celui qui est observé une fois la synchronisation établie. Ceci aurait pour conséquence d'augmenter artificiellement le niveau d'énergie dans le système au début de l'interaction. Comme première vérification de cette hypothèse, les efforts de contact ont été examinés pour le BA, BF



et milieu de corde. Ils ont révélé une diminution des efforts quelques instants après le début de la simulation, ce qui pourrait expliquer le déraidissement de l'aube. Une analyse comparative, avec un cas de contact dont la pénétration équivalente serait réduite, est nécessaire pour corroborer cette hypothèse.

### 5.1.5 Bilan

Le bilan de la confrontation des résultats numériques avec les observations expérimentales est présenté dans le tableau 5.3. Coros prédit une interaction 1F/8N à une vitesse de  $\Omega_{c_{A3}}^* = 0,95\Omega_{c_{A3}}$ , une vitesse très proche de la vitesse d'interaction expérimentale.

Tableau 5.3 Bilan de la simulation numérique sur l'aube A3 et comparaison avec l'expérimental

Importance	Critère	Expérimental	Résultats Coros
Ordre 1	synchronisation	stable	instable
	raidissement au contact (1F)	9,8 %	1,7 %
	vitesse d'interaction	$\Omega_{c_{A3}}$	$\Omega_{c_{A3}}^* = 0,95\Omega_{c_{A3}}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d'usure	$k = 8$	$k = 8$
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F = <math>f_0</math></li> <li>• 1T = <math>3,43f_0</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F</li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d'usure [mm]	0,216 au BF	0,8 au BA

Le modèle numérique semble également bien en accord avec les observations expérimentales au sens où l'interaction observée est extrêmement localisée, et que très peu d'autres interactions sont observées sur la plage de vitesses considérée. Outre le fait que ceci semble indiquer une bonne robustesse de l'aube aux interactions de type contact, les modes participant à l'interaction sont identifiés conformément à l'analyse des signaux des jauges de déformations. En effet, le modèle numérique ne prédit aucune interaction significative en lien avec le premier mode de torsion (1T) ou le second mode de flexion (2F). Les niveaux d'usure prédits par Coros sont toutefois supérieurs à ceux relevés sur la piste abrasable. Cela n'est pas surprenant puisqu'une interaction instable de type 1F/8N a été recherchée lors du choix de la vitesse critique numérique. Lors du second essai, la synchronisation, très brève, n'a pas mené à la fissuration de l'aube. Tel que mentionné au chapitre 3, cibler les vitesses de rotation potentiellement critiques n'est pas chose simple. Sachant que A3 semble peu sensible au contact,

il est possible de supposer que la vitesse d'interaction expérimentale n'est pas équivalente à la vitesse critique menant à une synchronisation instable.

## 5.2 Aube A4

L'aube A4 possède une géométrie très proche de celle de l'aube A5. Sa pale est toutefois légèrement plus élancée et moins vrillée que cette dernière. L'unique essai complété sur l'aube A4 a montré une interaction  $1F/8N$  instable étant donné que l'aube s'est fissurée en son pied.

### 5.2.1 Résumé de l'essai

Les données expérimentales concernant cet essai de contact sont regroupées dans le tableau 5.4.

Tableau 5.4 Résumé de l'essai de contact sur l'aube A4

Importance	Critère	Expérimental
Ordre 1	synchronisation	instable
	raidissement au contact (1F)	11,8%
	vitesse d'interaction	$\Omega_{c_{A4}}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d'usure	$k = 8$
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>1F = f_0</math> et ses harmoniques</li> <li>• <math>2F = 5,19f_0</math></li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d'usure [mm]	0,435 au milieu de corde

Un seul essai a été effectué avec l'aube A4. Ce dernier a montré une synchronisation du premier mode de flexion de l'aube avec le 8<sup>e</sup> régime moteur. Des fissures ont été observées au pied de l'aube. En plus de l'endommagement de l'aube, un motif d'usure en huit lobes répartis sur la circonférence de la piste abradable a été constaté. Un raidissement au contact maximal de 11,8% du premier mode de flexion par rapport à sa fréquence libre à la vitesse critique  $\Omega_{c_{A4}}$  a été déduit à partir des spectrogrammes des signaux de jauge.

### Modes participant à l'interaction

Lors de l'essai, quatre jauges apposées sur l'aube A4, selon un schéma similaire à l'aube A5, ont été utilisées pour enregistrer les déformations. Ces jauges ont permis de distinguer deux phases d'interaction  $1F/8N$  d'environ 4-5 secondes chacune. Entre les deux, le contact est

perdu et les amplitudes des déformations diminuent drastiquement. Lors de la reprise de la synchronisation, la caméra thermique a montré que les zones percutées par l'aube étaient exactement les mêmes que lors de la première phase de rodage.

La jauge J1, associée au mode de flexion, est entrée en saturation au début de la seconde phase de rodage. Cela témoigne d'importantes sollicitations de l'aube en flexion. On retrouve la participation du mode 1F, évidemment, mais également celle du second mode de flexion (2F) qui s'accroche au 34<sup>e</sup> régime moteur. La perte de contact se fait à la suite de la fissuration de l'aube. Les modes 1T et 2F voient également un léger raidissement au contact lors du rodage. Le mode de plateforme, observé par la jauge J4, ne participe pas à l'interaction.

### Profils d'usure *post-mortem*

Étant donné qu'un unique essai a été réalisé sur l'aube A4, les profils d'usure expérimentaux de la figure 5.8 peuvent être associés directement au comportement vibratoire de l'aube A4 durant l'essai présentant une synchronisation instable. Le maximum d'usure est visible au milieu de corde, où huit lobes d'usure réguliers sont répartis sur la circonférence de la piste abrasable. Au BF, la piste abrasable est très peu usée. Il faut souligner que c'est au niveau du BF que les jeux sont les plus ouverts.

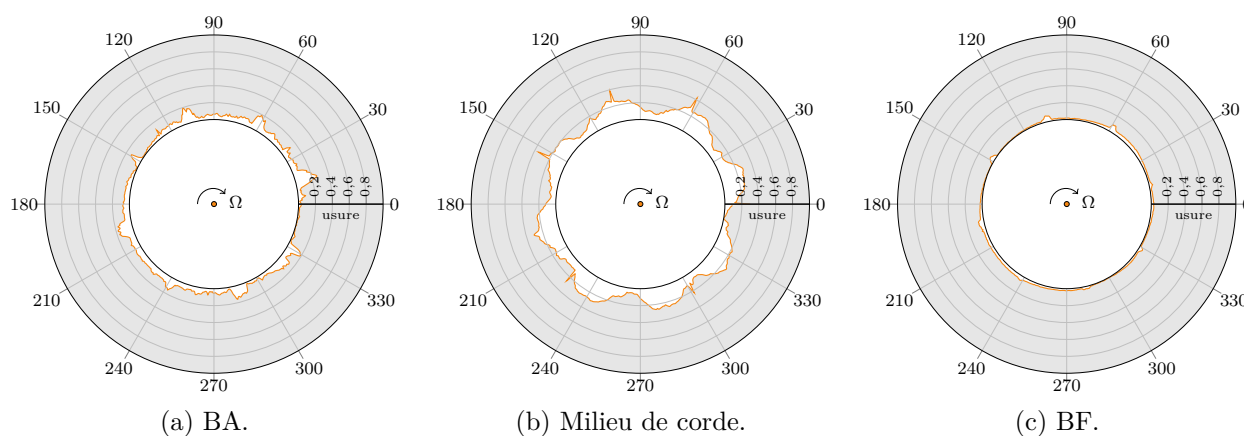


Figure 5.8 Profils d'usure expérimentaux à la suite de l'essai sur l'aube A4 (—).

Les lobes d'usure au milieu de corde sont très larges probablement à cause d'une rotation angulaire de ces derniers lors des instants suivant l'endommagement de l'aube. Comme mentionné précédemment, en entraînant une désynchronisation de sa vibration propre avec la vitesse de rotation, la rupture de l'aube peut aboutir à un creusement des lobes dans la

direction circonférentielle. Les données expérimentales disponibles ne permettent cependant pas de confirmer ou d'infirmar cette hypothèse.

## 5.2.2 Simulation numérique

### Modèle EF

Puisqu'une faible participation du mode de plateforme est notée lors de cet essai de contact, l'encastrement de la face au pied de la pale a été imposé lors de l'élaboration du modèle EF de l'aube A4. La qualité du modèle réduit calculé par Coros est vérifiée en comparant ses fréquences avec celles du modèle complet calculées par ANSYS (voir le tableau 5.5). Ces fréquences sont également comparées à celles du modèle EF de SAB.

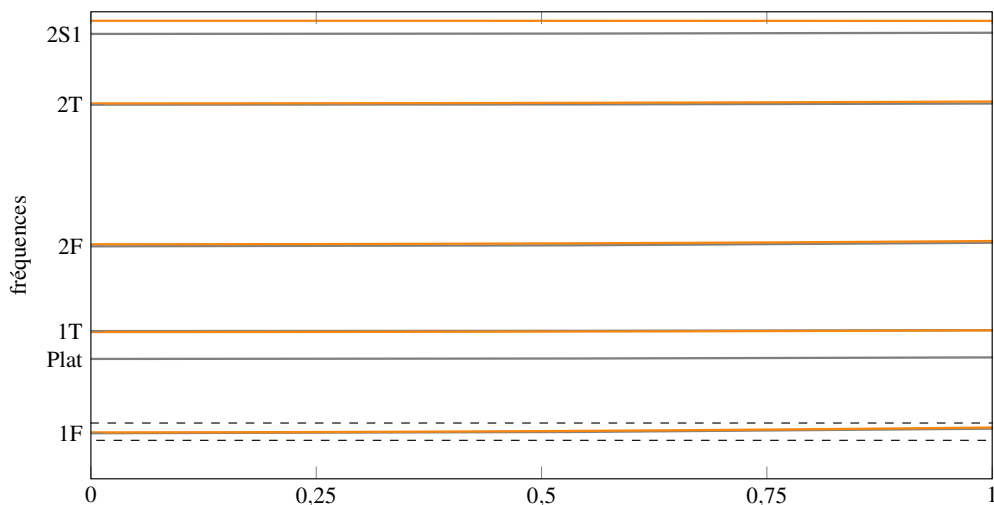
Tableau 5.5 Fréquences propres de l'aube A4 au repos exprimées en fonction de  $f_0$  et écart relatif entre le modèle numérique et celui de l'industriel

Mode	ANSYS	Modèle SAB	Modèle Coros	Écart relatif [%]
1F	1,03	1,01	1,03	+1,87
Plateforme	-	2,65	-	-
1T	3,25	3,27	3,25	-0,63
2F	5,19	5,14	5,19	+0,08
2T	8,30	8,27	8,30	+0,34
2S1	10,12	9,84	10,13	+2,95

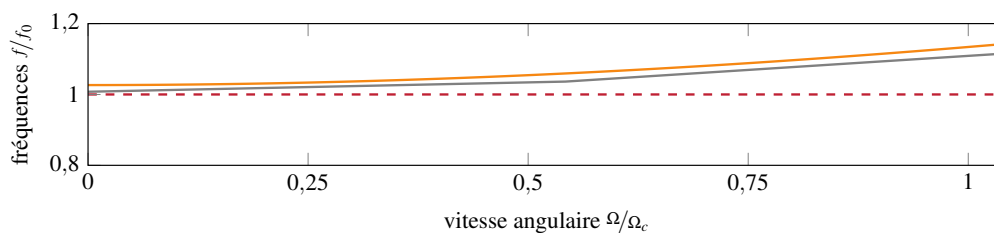
Le fréquence du mode 1F de l'aube au repos calculée par Coros est 1,03 fois supérieure à  $f_0$ , la fréquence déterminée expérimentalement par test marteau. La superposition des diagrammes de Campbell des deux modèles, Coros et SAB, sur la figure 5.9 permet une appréciation rapide du modèle réduit de l'aube A4. Tout comme pour les aubes A5 et A3, les fréquences propres obtenues avec le modèle utilisé sont convergées par rapport au maillage éléments finis. Celles-ci sont très proches des valeurs de référence obtenues expérimentalement et des fréquences du modèle numérique du partenaire industriel. Ceci confirme la pertinence des conditions limites prises en compte et le modèle est considéré valide.

### Paramètres de simulation

Les paramètres de simulation sont tous identiques à ceux de l'essai de référence A5-E4, à l'exception de ceux associés au modèle EF de l'aube et à la configuration du jeu aube/carter. La pente de l'abradable considérée dans le cas de l'aube A4 est inférieure à celle de l'essai A5-E4. Le même scénario de contact, impliquant un contact initial très doux, d'abord au niveau



(a) Superposition des fréquences.



(b) Zoom autour du mode 1F et comparaison la fréquence du mode 1F au repos (- -).

Figure 5.9 Comparaison des fréquences propres pour le modèle numérique de Coros de l’aube A4 (—) et le modèle de SAB (—).

du bord d’attaque, est de nouveau reproduit. La plage de vitesses analysée est comprise entre  $0,80\Omega_{cA4}$  et  $1,3\Omega_{cA4}$ , avec  $\Omega_{cA4}$ , la vitesse d’interaction expérimentale.

### 5.2.3 Résultats sur la plage de vitesses analysée

#### Cartes d’interaction

Les cartes d’interaction, colorées selon une échelle logarithmique, sont montrées sur la figure 5.10. De plus hautes fréquences sont cette fois-ci incluses afin de mettre en évidence la participation du mode 2F à la vitesse critique numérique  $\Omega_{cA4}^*$  indiquée en rouge sur l’abscisse. On note également un pic d’amplitudes au niveau du mode 1T au croisement avec le 23<sup>e</sup> régime moteur. Le type d’interaction recherché, 1F/8N, est compris entre les vitesses  $0,90\Omega_{cA4}$  et  $0,94\Omega_{cA4}$ . Un second type d’interaction, avec le 7<sup>e</sup> régime moteur est visible autour de  $1,1\Omega_{cA4}$ . Les amplitudes au BF sont plus importantes que celles au BA, l’échelle étant normalisée entre les deux cartes d’interaction. Comparativement aux valeurs prédites

pour l'aube A3, il est remarquable que les pics d'amplitudes de vibration prédits pour l'aube A4 sont assez faibles puisque les valeurs maximales sont de l'ordre du millimètre.

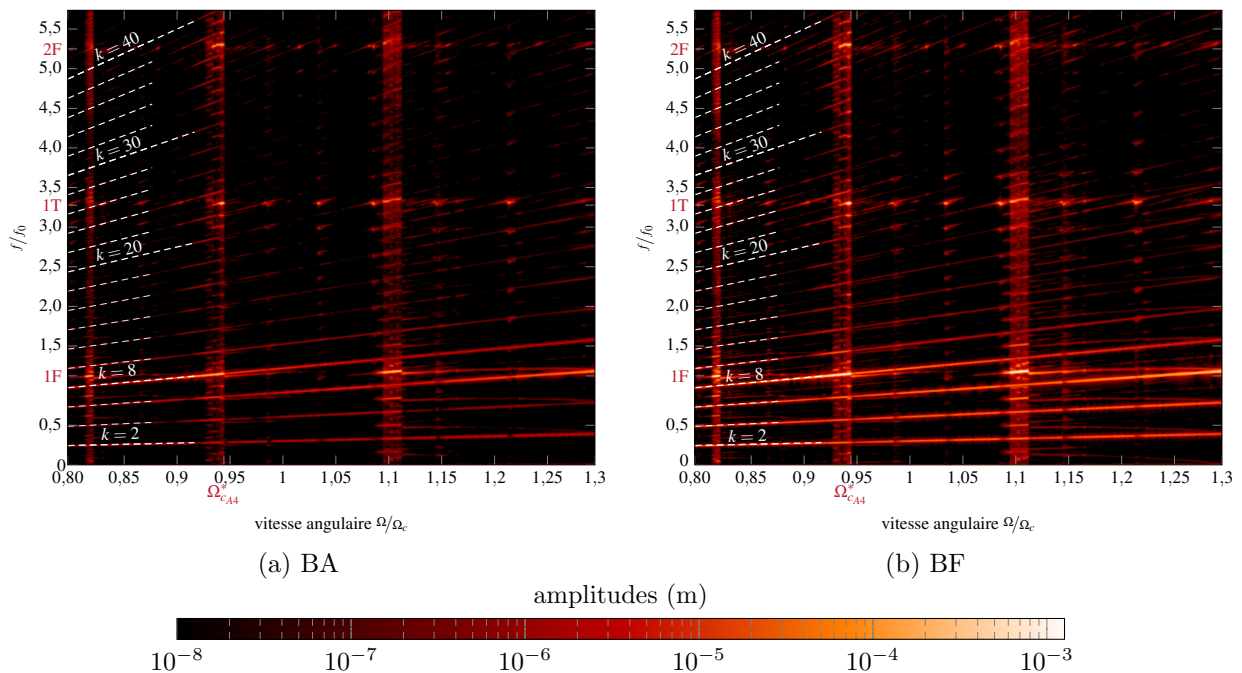


Figure 5.10 A4 - Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF).

### Cartes d'usure

En complément des cartes d'interaction, les cartes d'usure obtenues en vis-à-vis du BA et du BF sont tracées sur la figure 5.11.

Les niveaux d'usure sont très faibles et on y remarque l'absence d'interaction significative sur l'ensemble de la plage de vitesses, malgré le fait que l'aube subisse des contacts répétés pour chaque vitesse, ce qui est cohérent avec les faibles amplitudes de vibration observées sur les cartes 5.11. En ce sens, l'aube A4 se distingue des aubes A5 et A3 étudiées précédemment par sa plus grande robustesse aux cas de contact simulés. En effet, outre les niveaux d'amplitudes de vibration plus faibles observés sur les cartes d'interaction, les cartes d'usure ne permettent pas d'observer de zones usées sur de grandes plages de vitesses. Il semble donc que cette aube se comporte beaucoup mieux en réponse à des contacts répétés, que ce soit lors des phases transitoires (toute amplitude significative lors des régimes transitoires laisserait en effet une trace d'usure significative et serait donc visible sur les cartes 5.11) ou lors des régimes permanents. En tenant compte des observations faites dans la littérature scientifique

à ce sujet, il est probable que la consommation de jeu—c'est-à-dire sa capacité à se rapprocher du carter lorsqu'elle vibre—de l'aube A4 selon son premier mode de flexion [67] soit plus faible que celle des autres aubes étudiées.

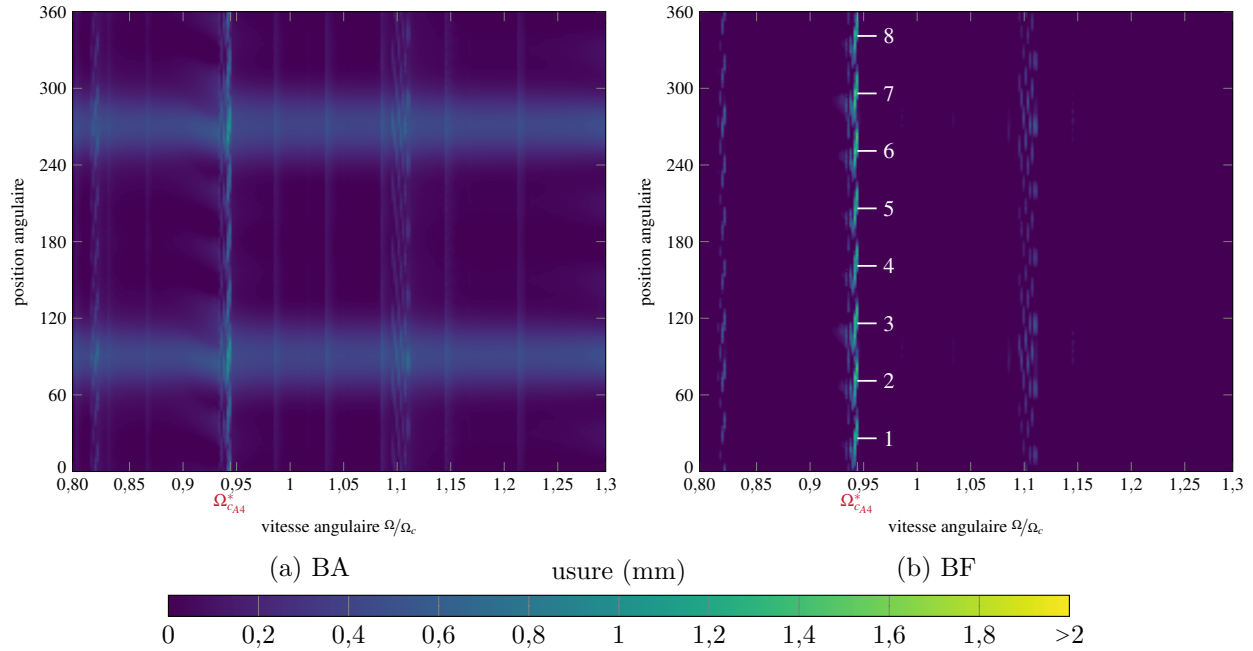


Figure 5.11 A4 - Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure.

Peu de vitesses présentent un motif à 8 lobes réguliers au terme de la simulation numérique, mais on en distingue tout de même quelques unes pour lesquelles ce profil d'usure caractéristique est visible (voir figure 5.11b). La vitesse critique numérique a été déterminée selon le profil d'usure final, soit  $\Omega_{cA4}^* = 0,94\Omega_{cA4}$ .

#### 5.2.4 Analyse à la vitesse critique $\Omega_{cA4}^*$

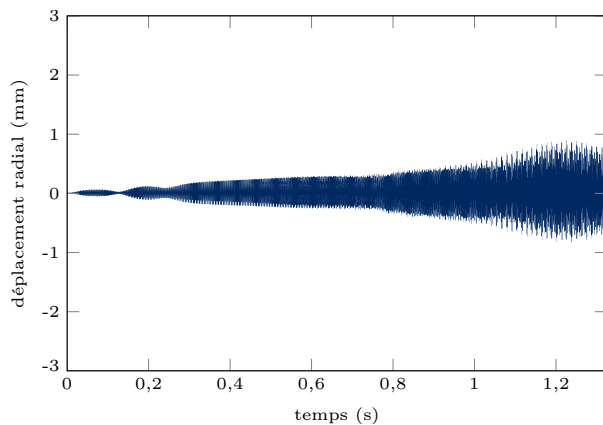
##### Déplacements à $\Omega_{cA4}^*$

Une analyse détaillée de la simulation numérique à la vitesse critique  $\Omega_{cA4}^*$  est menée afin de pouvoir comparer directement les résultats numériques avec les observations expérimentales. Les déplacements de l'aube au BA et au BF, dans les directions radiale et tangentielle sont tracés sur la figure 5.12.

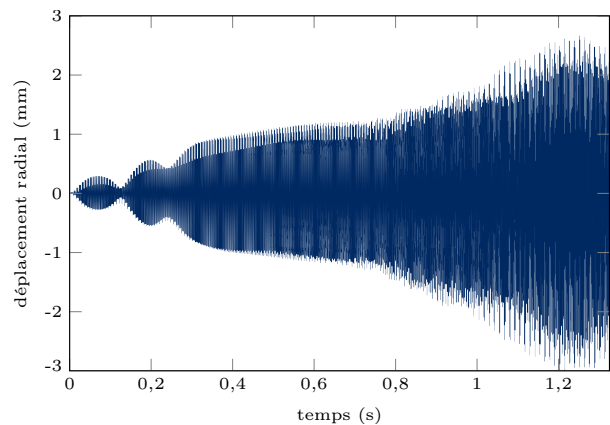
Contrairement à ce qui a été observé sur les aubes A3 et A5, les amplitudes de vibration sont ici modulées à basse fréquence au début de l'interaction et ne croissent donc pas de manière

continue durant l'interaction. Pour  $t \geq 0,3$  s, l'amplitude des vibrations ne cessent d'augmenter. En conséquence, le modèle numérique prédit une interaction instable. Ce résultat est en accord avec l'observation d'une zone de fissuration sur l'aube expérimentale.

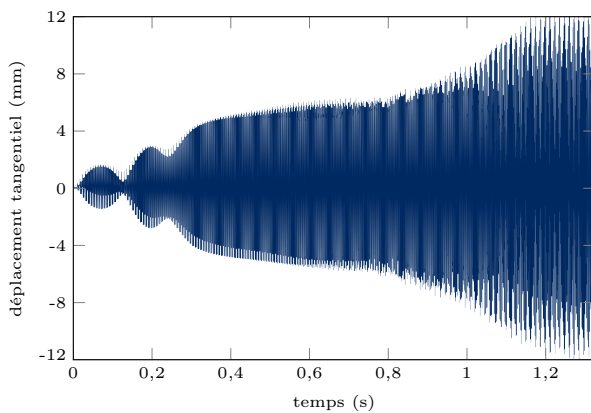
Les déplacements tangentiels étant près de quatre fois plus importants que ceux observés dans la direction radiale, c'est à partir de ceux-ci que l'instant fusible est déterminé. Si l'on reprend le critère déterminé lors de l'analyse de l'aube A3, le modèle est considéré invalide lorsque les amplitudes dépassent 5 mm. Ainsi, selon la figure 5.12c,  $t_{\text{fus}}$  est donc égal à 0,6 s.



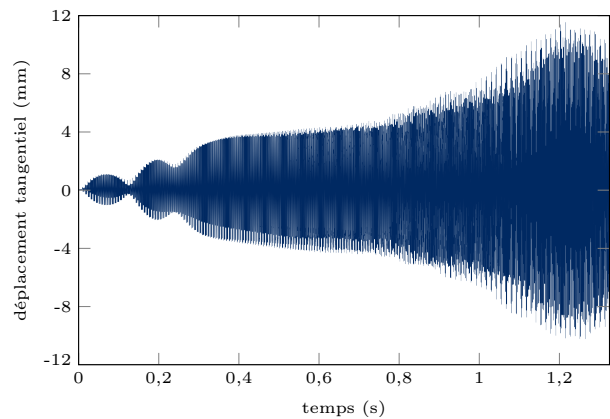
(a) Direction radiale - BA.



(b) Direction radiale - BF.



(c) Direction tangentielle - BA.



(d) Direction tangentielle - BF.

Figure 5.12 A4 - Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique  $\Omega_{cA4}^*$ .



### Profils d'usure à $1,25 \times t_{\text{fus}}$

Les profils d'usure numériques, extraits jusqu'à  $1,25 \times t_{\text{fus}} = 0,75$  s, sont représentés sur la figure 5.13. En comparant ces profils d'usure au niveau du BA, du BF et du milieu de corde avec les profils expérimentaux de la figure 5.8, on remarque que le maximum d'usure n'est pas atteint en milieu de corde, mais plutôt au BA avec un peu plus de 0,5 mm d'usure. Toutefois, les profils numériques tiennent compte des lobes symétriques du carter d'une hauteur de  $p_{\text{eq}} = 0,5$  mm. En soustrayant cette valeur aux profils existants, le maximum d'usure se trouverait plutôt au niveau du BF avec 0,4 mm d'usure vers 310 degrés.

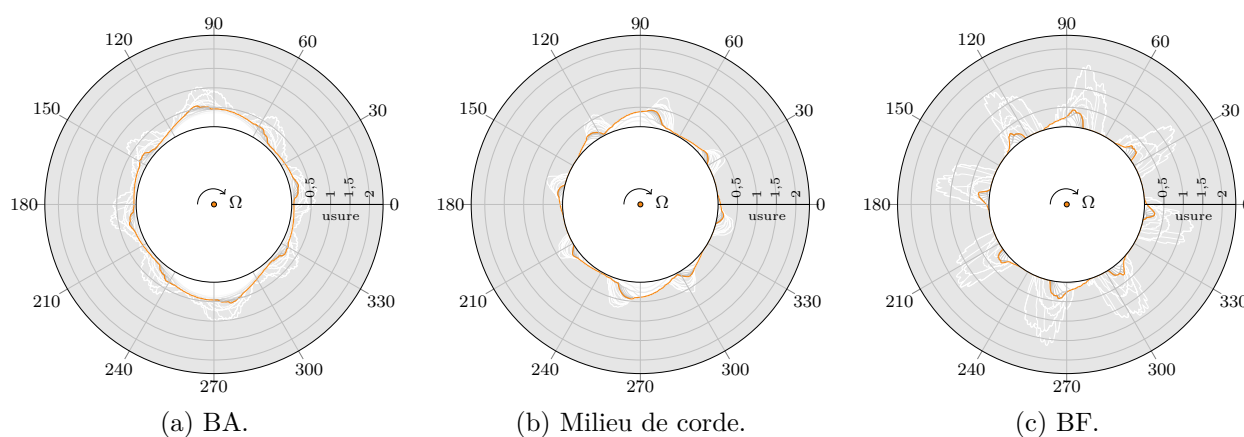


Figure 5.13 A4 - Représentation polaire des profils d'usure numériques intermédiaires (—) et finaux (—) jusqu'à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ .

L'écart observé en termes de profondeur d'usure au milieu de corde entre les prédictions numériques et les observations expérimentales de la figure 5.8 est inattendu. En effet, malgré des approximations inhérentes à la modélisation des essais, le modèle EF utilisé dans Coros est très précis et devrait représenter finement la cinématique de l'aube au niveau de son sommet, et donc représenter fidèlement le creusement des lobes d'usure. Une hypothèse peut être faite : les lobes creusés au milieu de corde expérimentalement sont peut-être liés à des phénomènes transitoires apparus directement après la fissuration de l'aube. La fissuration, et la désynchronisation qu'elle implique du fait de la soudaine modification des propriétés modales de l'aube, pourraient en effet aboutir au creusement de lobes d'usure se déplaçant circonférentiellement sur le carter. En outre, la consommation de jeu de l'aube une fois fissurée peut varier et expliquer de plus grands niveaux d'usure au milieu de corde, ce qui ne peut pas être pris en compte par les outils numériques.

## Représentation polaire des déplacements

Les déplacements radiaux de l'aube au BA, milieu de corde et BF sont représentés en coordonnées polaires sur la figure 5.14. Que ce soit au BA, au milieu de corde ou au BF, la vibration de l'aube fait apparaître 8 battements non parfaitement synchronisés, comme en atteste leur rotation en fonction du temps. La rotation de ces battements semble ralentir significativement à partir du moment où les vibrations de l'aube sont suffisantes pour permettre le creusement des lobes. En effet, à partir du moment où ces 8 lobes apparaissent, une densification des courbes de déplacement se produit autour d'une même position angulaire. Ceci traduit l'effet de la rigidification du système, qui, induite par la présence de contacts répétés du BA au BF, permet la synchronisation de la vibration de l'aube avec sa vitesse de rotation. C'est cette condition qui, numériquement, mène à l'apparition de l'interaction instable.

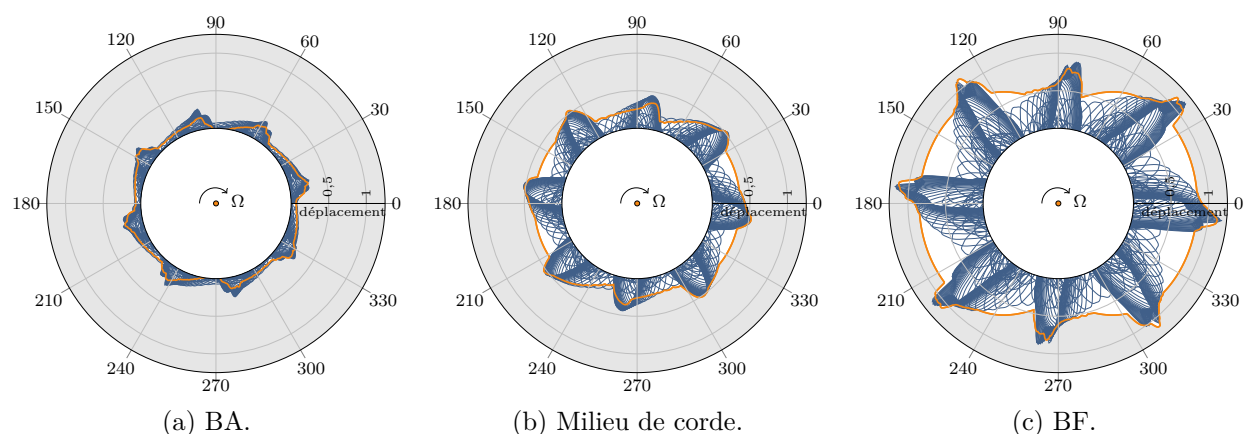


Figure 5.14 A4 - Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ .

### 5.2.5 Bilan

La simulation numérique de l'essai de contact sur l'aube A4 a montré une interaction instable de type 1F/8N à une vitesse critique numérique équivalente à  $0,94\Omega_{c_{A4}}$ . À cette vitesse, la participation des modes 1F, 1T et 2F est mise en relief par les cartes d'interaction produites sur une large plage de vitesses. Les cartes d'usure, qui présentent très peu de zones usées, indiquent que l'aube A4 est peu sensible au contact. À l'aide du tableau 5.6, il est conclut que les résultats numériques obtenus sont en bon accord avec les observations expérimentales.

Tableau 5.6 Bilan de la simulation numérique sur l’aube A4 et comparaison avec l’expérimental

Importance	Critère	Expérimental	Résultats Coros
Ordre 1	synchronisation	instable	instable
	raidissement au contact (1F)	11,8%	2,9 %
	vitesse d’interaction	$\Omega_{c_{A4}}$	$\Omega_{c_{A4}}^* = 0,94\Omega_{c_{A4}}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d’usure	$k = 8$	$k = 8$
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F = <math>f_0</math> et ses harmoniques</li> <li>• 2F = <math>5,19f_0</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F et ses harmoniques</li> <li>• 1T</li> <li>• 2F</li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d’usure [mm]	0,435	0,5

### 5.3 Aube A6

L’aube A6 se distingue des aubes A3, A4 et A5 en premier lieu par sa géométrie. Elle est beaucoup plus courte que l’aube A5 et son coupon, très large, possède quatre trous pour la boulonner au disque. Son allure courtaude empêche le mode de plateforme de s’exprimer. Ce dernier ne fait donc pas partie des déformations modales associées à A6.

En second lieu, cette aube est destinée à des vitesses de rotation beaucoup plus importantes que celles des autres aubes. À titre de comparaison, la vitesse d’interaction expérimentale de l’aube A6 est plus de 1,5 fois supérieure à celle de l’aube A5 ( $\Omega_{c_{A5}}$ ). Finalement, l’alliage dans lequel est fait cette aube diffère de l’alliage de titane qui compose les aubes A3, A4 et A5 dont les propriétés sont énumérées au tableau 4.1.

#### 5.3.1 Résumé de l’essai

En plus de l’aube A6, deux autres aubes de géométrie identique et faites du même alliage ont été menées au contact lors de cette campagne d’essais. L’essai présenté dans cette section, le deuxième de la série de trois, a montré une interaction instable entre le premier mode de flexion et le 7<sup>e</sup> régime moteur. L’aube s’est déchirée au niveau de la tête, peut-être avant que la contrainte soit suffisante pour provoquer sa fissuration en pied d’aube. Ce comportement indique une extrême sensibilité au contact, bien plus grande que celle observée sur les autres aubes. Les températures évaluées, lors de l’analyse de la micro-structure de l’aube brisée, indiquent un échauffement en tête d’aube de plus de 1600 °C. La durée de rodage de l’aube est d’environ 11 secondes d’après l’analyse des signaux de jauges.

L'interaction dont il est question est de type 1F/7N et présente une usure maximale d'environ 0,8 mm en face du BF. Les données expérimentales concernant cet essai de contact sont regroupées dans le tableau 5.7.

Tableau 5.7 Résumé de l'essai de contact sur l'aube A6

Importance	Critère	Expérimental
Ordre 1	synchronisation	instable
	raidissement au contact (1F)	6,5%
	vitesse d'interaction	$\Omega_{c_{A6}}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d'usure	$k = 7$
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F = <math>f_0</math> et ses harmoniques</li> <li>• 1T = <math>2,98f_0</math></li> <li>• 2F = <math>4,49f_0</math></li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d'usure [mm]	0,759 au BF

### Modes participant à l'interaction

Le mode 1F est celui qui contribue majoritairement à l'interaction lors de toute la durée du rodage. Ce dernier s'accroche au 7<sup>e</sup> régime moteur. Un raidissement de 6,5 % par rapport à sa fréquence non raidie est calculé. Les spectrogrammes démontrent également la participation des multiples du mode 1F lors des dernières secondes de l'essai. Les modes 1T et 2F participent aussi à l'interaction instable en de plus faibles proportions.

### Profils d'usure *post-mortem*

Lors de l'analyse en métrologie de la piste abrasable, un motif à 7 lobes d'usure est constaté au BA, au milieu de corde et au BF. Il est étonnant de voir la forme très allongée que revêtent les lobes en vis-à-vis du BF. En effet, ceux-ci ont été creusés uniquement dans la direction radiale. On remarque également un décalage angulaire d'environ 25 degrés entre les sommets des lobes au BA et ceux du milieu de corde; le lobe visible à 85 degrés sur la figure 5.15a se décale jusqu'à 60 degrés sur les figures 5.15b et 5.15c dans le sens de rotation. L'usure est maximale au BF à 210 degrés.

En comparant les profils d'usure mesurés à la suite de l'essai sur l'aube A6 avec ceux présentés lors des essais précédents, on remarque une plus grande variabilité entre la profondeur des lobes pour cet essai en particulier. Par exemple, en vis-à-vis du BF, le lobe creusé aux environs

de 0 degré a une profondeur de l'ordre de 0,5 mm tandis que celui creusé aux environs de 210 degrés a une profondeur proche de 0,8 mm (figure 5.15c). Combiné à l'observation de très fortes élévations de températures, ceci indique que les phénomènes d'interaction observés sont particulièrement sévères et probablement peu propices à une modélisation négligeant les effets thermo-mécaniques.

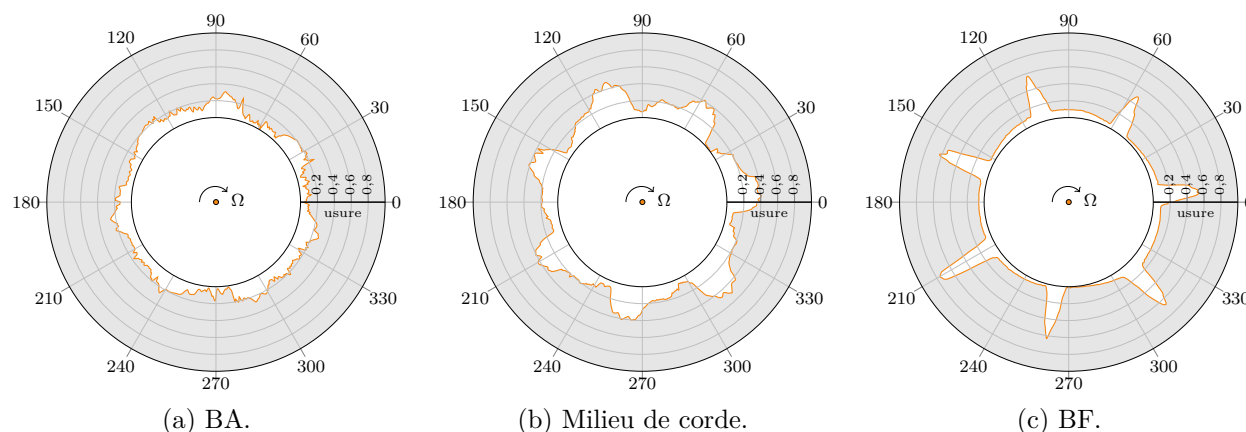


Figure 5.15 Profils d'usure expérimentaux à la suite de l'essai sur l'aube A6 (—).

### 5.3.2 Simulation numérique

#### Modèle EF

Par souci de comparaison et de cohérence entre les modèles, la surface en pied d'aube est encastree comme cela a été fait pour les autres aubes. Toutefois, même sans cet encastrement, le mode de plateforme n'apparaît pas à aussi basse fréquence que pour les autres aubes compte tenu de la différence significative de la géométrie de l'aube. Le modèle EF a été réalisé selon la même méthodologie que celle présentée au chapitre 4. Seules les propriétés matériaux ont été adaptées en accord avec les données expérimentales.

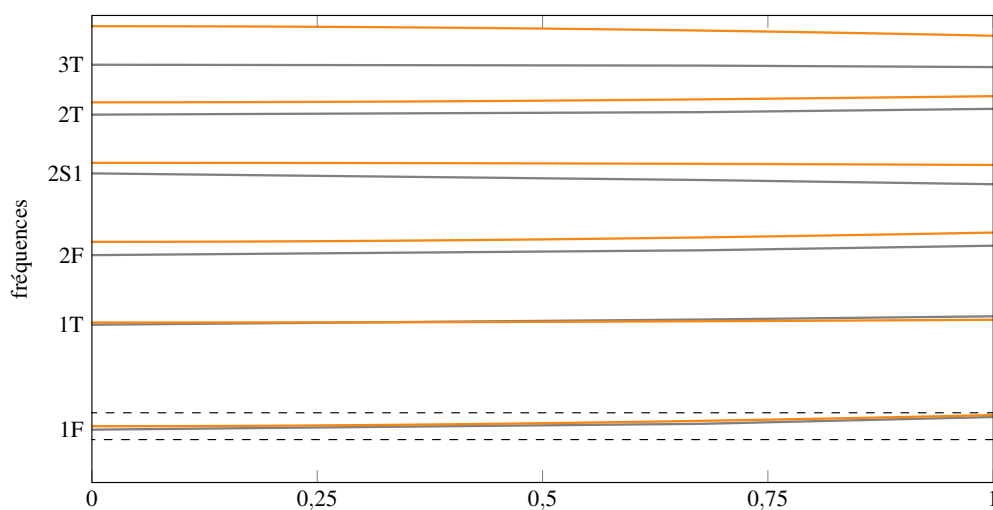
Les modes de déformation sont différents de ceux des aubes précédentes. Ils sont indiqués, aux côtés de leurs fréquences respectives, dans le tableau 5.8. La fréquence du mode 1F, calculée par Coros au terme de la réduction modale du modèle EF, présente un écart relatif de 6,49 % avec celle du partenaire industriel. Cet écart est le plus élevé parmi les modèles EF générés dans le cadre de cette étude.

Il a été vérifié que les fréquences propres obtenues sont en parfait accord avec celles du modèle EF et que les fréquences propres du modèle EF sont convergées par rapport à la finesse du maillage. Dans ce contexte, l'écart significatif observé est attribué à une imprécision

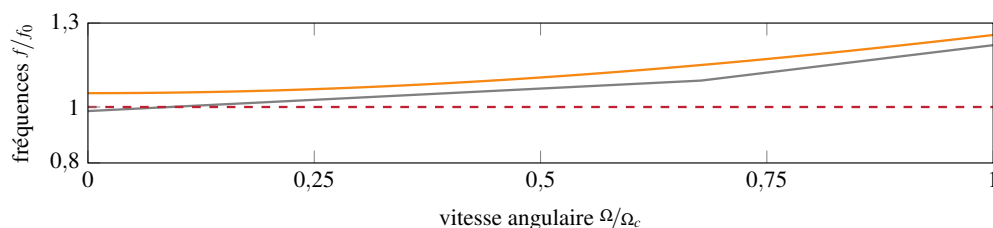
Tableau 5.8 Fréquences propres de l'aube A6 exprimées en fonction de  $f_0$  et écart relatif entre le modèle numérique et celui de l'industriel

Mode	ANSYS	Modèle SAB	Modèle Coros	Écart relatif [%]
1F	1,05	0,99	1,05	+6,49
1T	2,98	2,94	2,98	+1,36
2F	4,49	4,24	4,49	+5,85
2S1	5,96	5,76	5,96	+3,42
2T	7,09	6,85	7,09	+3,35
3T	8,51	7,79	8,51	+9,22

sur la définition des conditions limites. Si cet écart n'est pas supposé gênant pour la suite des simulations, il sera à prendre en compte dans la prédiction de la vitesse d'interaction puisqu'une augmentation de la fréquence propre de l'aube doit induire une surévaluation de sa vitesse critique. Ces écarts dans l'évaluation des fréquences peuvent être visualisés à l'aide de la superposition des diagrammes de Campbell de la figure 5.16.



(a) Superposition des fréquences.



(b) Zoom autour du mode 1F et comparaison la fréquence du mode 1F au repos (- -).

Figure 5.16 Comparaison des fréquences propres pour le modèle numérique de Coros de l'aube A6 (—) et le modèle de SAB (—).

## Paramètres de simulation

Bien que l'aube A6 soit très différente des autres aubes testées, le même jeu de paramètres calibrés est conservé pour la simulation numérique de cet essai. L'objectif de cette dernière section est de pousser le cas test un peu plus loin et d'évaluer à quel point les paramètres déterminés au chapitre 4 permettent une bonne première approximation du comportement vibratoire de l'aube A6. À partir du jeu à chaud au BF, les jeux radiaux en face des autres nœuds frontières ont été calculés. Ces derniers prennent en compte le vrillage de l'aube ainsi que la pente de l'abradable.

### 5.3.3 Résultats sur la plage de vitesses analysée

#### Cartes d'interaction

L'interaction recherchée, dans le cas de l'aube A6, implique le 7<sup>e</sup> régime moteur. Au BA comme au BF, les cartes d'interaction des figures 5.17 montrent deux zones d'interaction où les amplitudes sont très élevées : une première zone le long du 8<sup>e</sup> régime moteur, située dans la plage de vitesses comprise entre  $0,88\Omega_{c_{A6}}$  et  $0,94\Omega_{c_{A6}}$ , et une seconde le long du 7<sup>e</sup> régime moteur à des vitesses supérieures à la vitesse d'interaction expérimentale ( $1,05\Omega_{c_{A6}}$  à  $1,14\Omega_{c_{A6}}$ ). Les amplitudes de vibration associées sont extrêmes, jusqu'à plus de cinq millimètres.

L'interaction est prédite sur une large plage de vitesses de rotation, ce qui démontre la facilité de l'aube A6 à se synchroniser. Les multiples en fréquences du mode 1F, lors de l'interaction 1F/7N, sont visibles au croisement avec les droites  $k = 14$  ( $2 \times 1F$ ) et  $k = 21$  ( $3 \times 1F$ ). De plus, conformément à l'analyse temps-fréquence des jauges de déformation, on note une faible participation du mode 1T. Les cartes d'interaction ne permettent pas de conclure quant à la participation du mode 2F, car l'échelle des fréquences analysées est trop basse. Le mode 2F évalué par Coros correspond à 4,49 fois la fréquence  $f_0$  (voir tableau 5.8).

#### Cartes d'usure

Les cartes d'usure tracées sur la figure 5.18 contrastent fortement avec les autres cartes d'usure présentées lors de l'analyse numérique des aubes A3, A4 et A5. Les niveaux d'usure sont extrêmement élevés avec de multiples interactions visibles sur un très grand nombre de vitesses. Ces interactions sont associées à une variété de modes de torsion et de flexion. Sans ambiguïté, les résultats numériques obtenus mettent en évidence l'extrême sensibilité de l'aube A6 aux interactions de type contact.

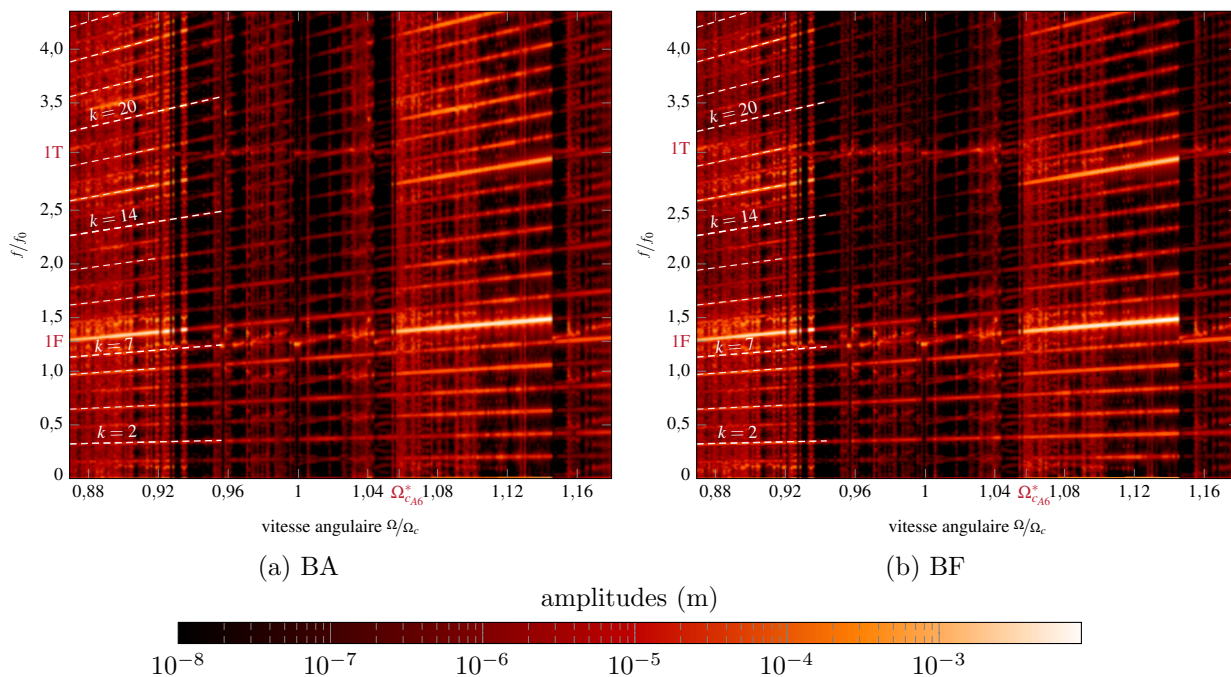


Figure 5.17 A6 - Cartes d'interaction (déplacements radiaux du BA et du BF).

En particulier, sur une très large plage de vitesses de rotation, approximativement entre  $1,03\Omega_{c_{A6}}$  et  $1,12\Omega_{c_{A6}}$ , de très profonds motifs d'usure à 7 lobes sont prédits. Cela est en accord avec l'interaction observée expérimentalement. Cette plage de vitesses est située au-delà de la vitesse d'interaction expérimentale, ce qui est cohérent avec le fait que le modèle numérique utilisé présente une surévaluation non négligeable du premier mode de flexion (+6,49 %, voir le tableau 5.8).

Paradoxalement, les aubes qui se révèlent aussi sensibles aux interactions de contact sont des aubes pour lesquelles la confrontation entre les résultats numériques et les observations expérimentales est particulièrement difficile. En effet, les résultats numériques, dont les cartes d'usure, suggèrent que l'interaction 1F/7N observée expérimentalement peut se produire selon plusieurs dizaines de vitesses. En revanche, les résultats numériques indiquent également une évolution de la largeur des lobes en fonction de la vitesse de rotation. Une analyse détaillée des résultats numériques permettrait de mettre en évidence que d'autres quantités d'intérêt peuvent varier significativement selon la vitesse de rotation considérée, notamment quant à la rapidité avec laquelle la synchronisation de la vibration de l'aube avec sa vitesse de rotation se produit. La difficulté d'obtenir expérimentalement ces informations, combinée aux inévitables approximations inhérentes au modèle numérique utilisé, empêchent de



déterminer avec précision la vitesse d'interaction numérique la plus proche de celle obtenue expérimentalement, ce qui peut fausser la comparaison des résultats.

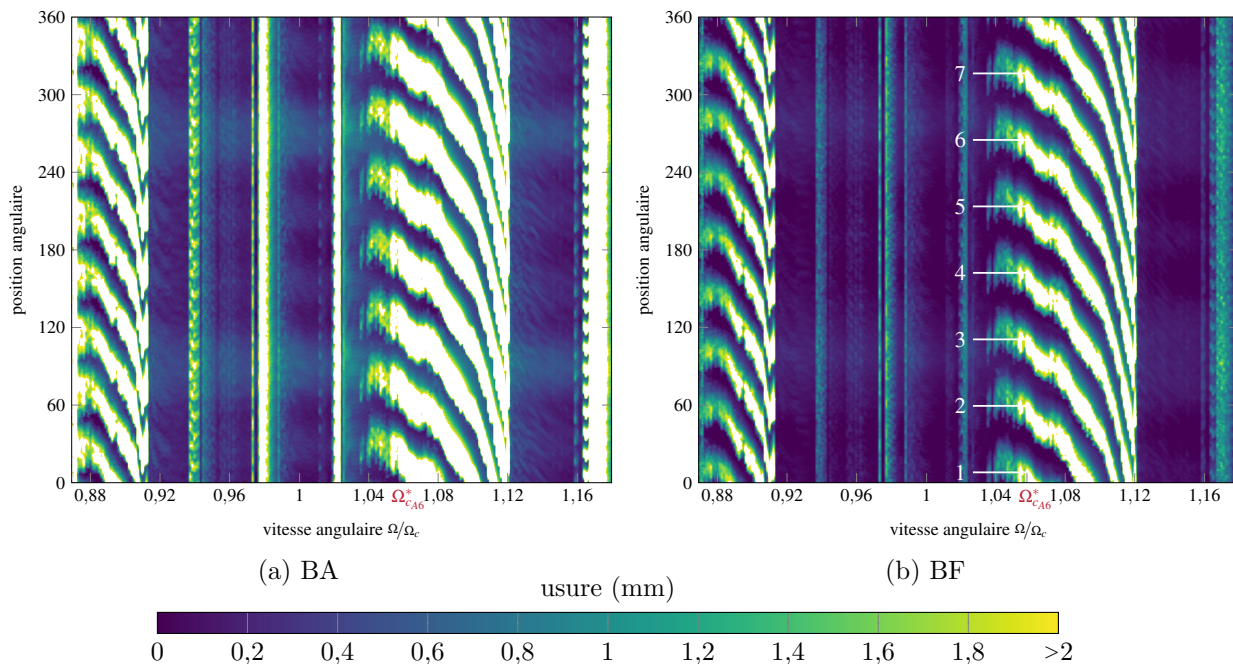


Figure 5.18 A6 - Cartes d'usure au BA et au BF, échelle de 0 à 2 mm d'usure.

### 5.3.4 Analyse à la vitesse critique $\Omega_{cA6}^*$

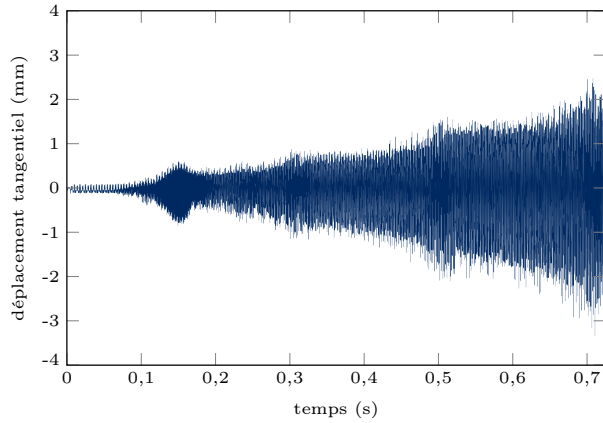
La vitesse d'interaction numérique définie,  $\Omega_{cA6}^*$ , est équivalente à  $1,06\Omega_{cA6}$ . Étant donné que de nombreuses vitesses présentait une interaction 1F/7N, la vitesse a été choisie parmi les vitesses de rotation les plus faibles, à gauche de la plage d'interaction visible sur les cartes d'usure (voir figure 5.18). En effet, les niveaux d'usure correspondants sont moins élevés et permettent d'envisager un meilleur accord avec les observations expérimentales.

### Déplacements

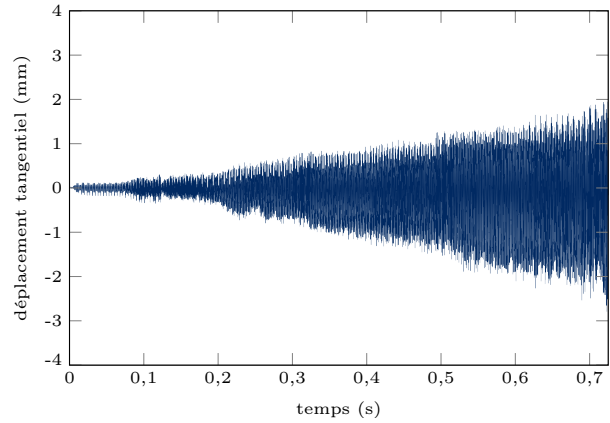
Les déplacements au BA et au BF sont tracés en fonction du temps selon les directions radiale et tangentielle sur les figures 5.19.

En raison de la vitesse d'interaction numérique  $\Omega_{cA6}^*$  plus élevée, la durée de cette simulation est plus courte que celles des aubes A3, A4 et A5, le nombre de révolutions demeurant inchangé. Les déplacements dans la direction tangentielle sont utilisés pour déterminer l'instant

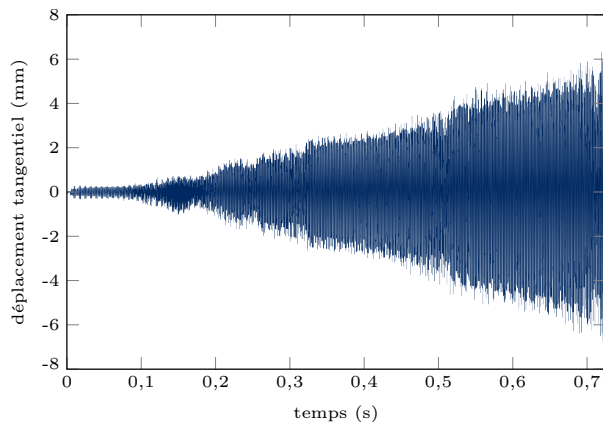
fusible  $t_{\text{fus}}$ . En considérant des amplitudes maximales de 5 mm sur la figure 5.19c,  $t_{\text{fus}}$  est atteint environ 0,55 s suivant le début de la simulation. L'allure croissante des déplacements dans les deux directions témoigne bien de la nature instable de cette interaction.



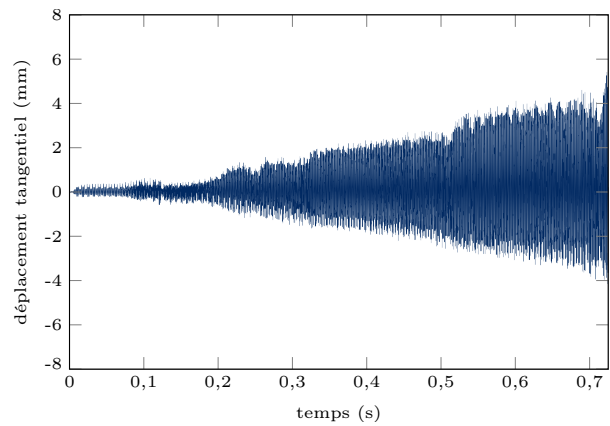
(a) Direction radiale - BA



(b) Direction radiale - BF



(c) Direction tangentielle - BA



(d) Direction tangentielle - BF

Figure 5.19 A6 - Déplacements radiaux et tangentiels au BA et au BF en fonction du temps à la vitesse critique numérique  $\Omega_{cA6}^*$ .

### Profils d'usure à $1,25 \times t_{\text{fus}}$

Les profils d'usure sont tracés jusqu'à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$  sur les figures 5.20. Un tour sur 5 a été retenu. Pour les trois nœuds frontières analysés, un motif à 7 lobes d'usure est prédit numériquement. Les profondeurs d'usure sont très élevées, ce qui atteste de la sévérité de l'interaction. En effet, une usure maximale atteignant près de 2 mm est constatée au BA à une position angulaire de 75 degrés. En comparaison avec les aubes A3, A4 et A5, l'aube A6 se démarque également par le fait que l'amplitude du déplacement radial du BA est supérieure à celle

du déplacement radial du BF. En fait, lorsqu'elle vibre selon son premier mode de flexion, l'aube A6 a tendance à se rapprocher fortement du carter au niveau du BA. L'aube A6 présente ainsi une consommation de jeu plus élevée que les autres aubes au BA selon son mode 1F. La criticité des interactions de type contact pour l'aube A6 apparaît alors cohérente avec les conclusions des travaux récents [68] ayant établi une corrélation négative entre la consommation de jeu et la robustesse au contact de l'aube.

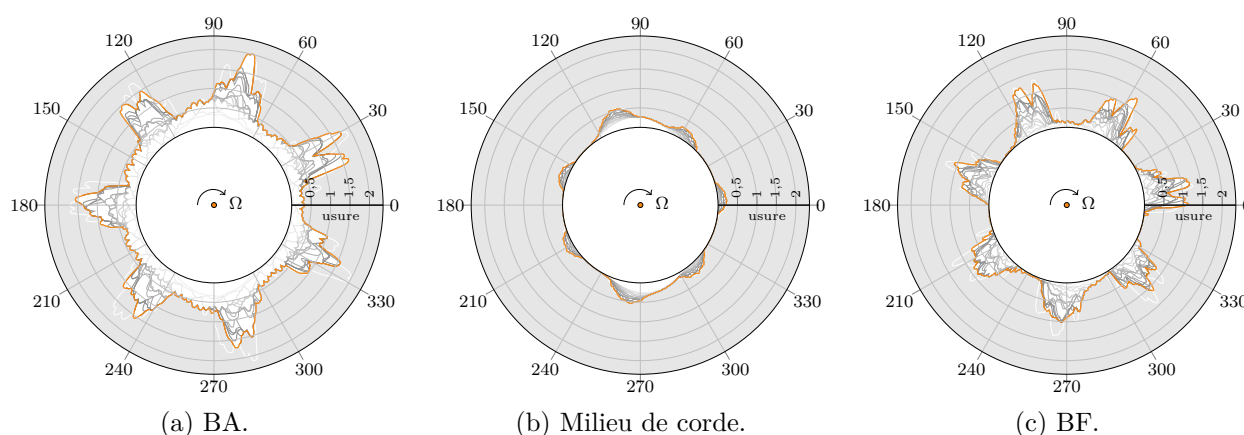


Figure 5.20 A6 - Représentation polaire des profils d'usure numériques intermédiaires (—) et finaux (—) jusqu'à  $1,25 \times t_{fus}$ .

Bien que les profils d'usure prédits numériquement comportent 7 lobes, plusieurs différences significatives sont observées entre les mesures expérimentales (figure 5.15) et les profils d'usure prédits numériquement (figure 5.20). Tout d'abord, les niveaux d'usure relatifs prédits entre le BA, le milieu de corde et le BF ne sont pas en accord avec les observations expérimentales. Alors que celles-ci indiquent un niveau d'usure maximal au BF (3 fois supérieur à celui du BA), le modèle numérique prédit une usure maximale au BA, légèrement supérieure à celle du BF. Par ailleurs, les phénomènes d'usure expérimentaux, localisés au BF, ne correspondent pas aux résultats numériques pour lesquels les lobes creusés au BF sont aussi larges qu'au BA. Il est vraisemblable que la combinaison d'un endommagement important de l'aube (au niveau de la tête et du pied) et d'un échauffement très important au niveau de l'interface de contact, empêche une calibration fine de cet essai avec le type de modélisation considéré.

### Représentation polaire des déplacements

La représentation polaire des déplacements radiaux au BA, au BF ainsi qu'au milieu de corde est illustrée sur la figure 5.21. Cette représentation permet de mettre en lumière le caractère spécifique de l'interaction prédite numériquement. Contrairement à ce qui a été observé avec

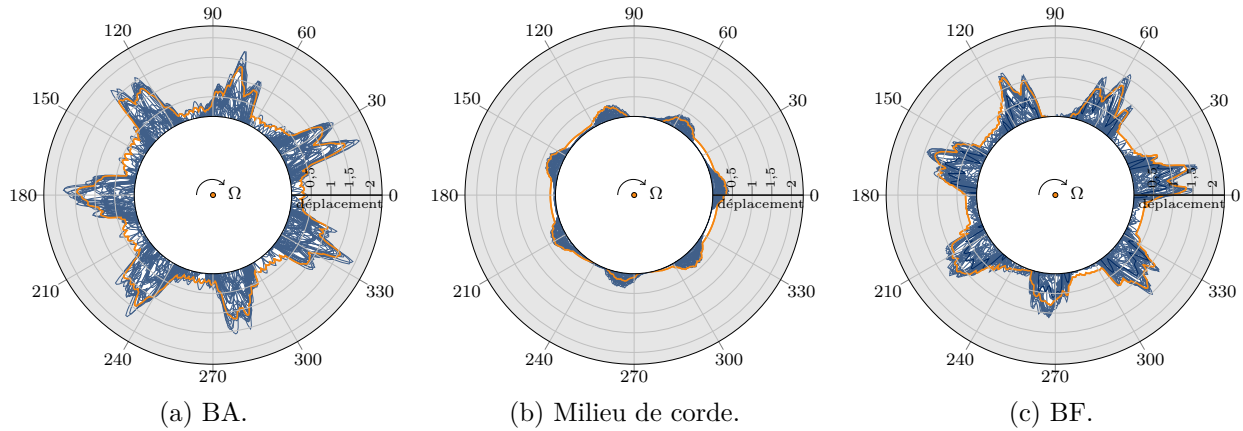


Figure 5.21 A6 - Représentation polaire des déplacements radiaux et du profil d'usure (—) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ .

les autres aubes, il est remarquable de constater que les lobes d'usure sont creusés dans la direction radiale sans qu'il ne soit observé de motif net de vibration de l'aube. Certes, 7 lobes sont bien creusés et apparaissent globalement sur la circonférence du carter, mais ceux-ci sont creusés de façon irrégulière.

Par exemple, en analysant les battements de l'aube lors du tour 70, (voir la figure 5.22), deux battements sont clairement observés au niveau du lobe à la position angulaire 30 degrés. Ceci met en évidence que la dynamique du modèle numérique pendant l'interaction n'est pas uniquement contrôlée par le premier mode de flexion—si tel était le cas, il n'y aurait alors que 7 battements de l'aube par tour—et que d'autres modes de plus haute fréquence contribuent de façon significative à sa réponse dynamique. Compte-tenu des hauts niveaux d'amplitudes prédits selon le 14<sup>e</sup> régime moteur, au voisinages du mode 1T de l'aube (ainsi qu'à l'harmonique double du mode 1F), visibles sur la figure 5.17, il est très probable que cette combinaison des participations des modes 1F et 1T dans la dynamique de l'aube soit à l'origine des écarts entre le modèle numérique et les observations expérimentales. Or, comme le montre la figure 5.17, la contribution du mode 1T est élevée sur l'ensemble de la plage de vitesses de rotation où sont observés 7 lobes d'usure. Contrairement aux observations expérimentales, il ne semble donc pas y avoir de vitesse d'interaction prédite numériquement pour laquelle domine essentiellement le mode 1F.

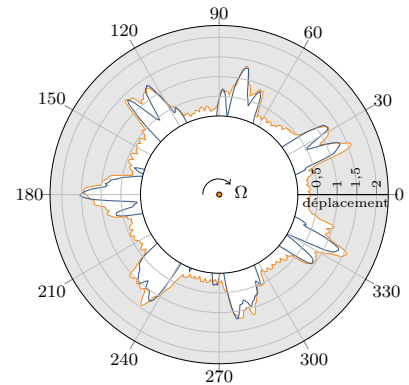


Figure 5.22 A6 - Représentation polaire du déplacement radial du BA au tour 70 et du profil d'usure (—) à  $1,25 \times t_{\text{fus}}$ .

### 5.3.5 Bilan

Les simulations numériques effectuées avec l’aube A6 ont permis d’identifier une large plage de vitesses de rotation sur laquelle 7 lobes d’usure sont creusés dans l’abradable, en accord avec les observations expérimentales. Surtout, Coros prédit une sensibilité extrême de l’aube relativement aux interactions simulées, ce qui est cohérent avec le niveau d’endommagement de l’aube suite aux essais effectués.

Toutefois, plusieurs différences significatives entre les prédictions numériques et les essais sont mises en évidence, que ce soit au niveau des profondeurs d’usure relatives ou au niveau de la réponse vibratoire de l’aube. La sévérité des phénomènes observés lors des essais (fissuration, endommagement, fortes élévations de température. . .)—unique aux essais effectués avec l’aube A6—semble vraisemblablement à l’origine de ces écarts et à pour effet de réduire significativement le domaine de validité des simulations effectuées. Le bilan de la simulation numérique de l’essai est présenté dans le tableau 5.9.

Tableau 5.9 Bilan de la simulation numérique sur l’aube A6 et comparaison avec l’expérimental

Importance	Critère	Expérimental	Résultats Coros
Ordre 1	synchronisation	instable	instable
	raidissement au contact (1F)	6,5%	7,6%
	vitesse d’interaction	$\Omega_{cA6}$	$\Omega_{cA6}^* = 1,06\Omega_{cA6}$
	régime moteur croisé / nombre de lobes d’usure	$k = 7$	$k = 7$
Ordre 2	fréquences participantes [Hz]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F = <math>f_0</math> et ses harmoniques</li> <li>• 1T</li> <li>• 2F</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1F = <math>f_0</math> et ses harmoniques</li> <li>• 1T</li> </ul>
	profondeur maximale des lobes d’usure [mm]	0,759 au BF	$\sim 2$ au BA

## 5.4 Synthèse des simulations numériques

La confrontation des données expérimentales de Safran Aero Boosters avec les résultats des simulations numériques réalisées avec l’outil prédictif Coros dans le cadre de ce mémoire constitue la plus importante campagne de validation numérique effectuée à ce jour dans le domaine des interactions aube/carter. Les précédentes campagnes de validation de l’outil Coros se limitaient, en effet, qu’à un seul essai [5, 27], et ne permettaient pas d’établir la polyvalence de l’outil Coros. Outre les simulations numériques présentées dans un article

récent [6], il semble par ailleurs qu'aucune autre campagne de validation d'un tel outil numérique n'ait été publiée à ce jour. En ce sens, les résultats présentés dans ce mémoire sont originaux et confirment la pertinence de la stratégie numérique utilisée dans Coros pour la prédiction des interactions aube/carter.

La calibration fine de Coros sur l'essai A5-E4 a permis, pour plusieurs aubes de profils différents, de retrouver des résultats globalement proches de ceux observés expérimentalement. Le premier résultat important présenté dans ce mémoire, et qui semble en très bon accord avec les observations expérimentales, est la hiérarchisation des différentes aubes en fonction de leur sensibilité au contact. Il a été mis en évidence que, d'une aube à l'autre, de très grandes disparités peuvent être observées en matière de types d'interaction, de largeur des plages d'interaction et de leurs conséquences en termes d'usure ou de niveaux de contraintes. Ceci conforte l'idée que Coros peut être utilisé pour discriminer plusieurs aubes de compresseur basse pression en fonction de leur réponse en contact, comme cela a déjà été envisagé au niveau d'un compresseur haute pression [69].

D'un point de vue plus quantitatif, les simulations numériques et les analyses présentées dans ce mémoire ont permis de mettre en évidence, pour la première fois, que les niveaux d'usure prédits par Coros peuvent représenter précisément ceux obtenus expérimentalement. Alors que les analyses effectuées précédemment étaient centrées sur des quantités d'intérêt globales (nombre de lobes ou position des pics d'amplitude), le développement et la mise en oeuvre d'une procédure de post-traitement des contraintes a permis de transformer l'analyse des résultats en définissant précisément la frontière au-delà de laquelle les modèles considérés perdent leur validité. Ce faisant, il devient possible d'analyser quantitativement les résultats obtenus et de prédire finement les niveaux d'usure du revêtement abrasable, les amplitudes de vibration ou encore les niveaux de contraintes dans l'aube.

Par ailleurs, à plusieurs reprises, dans le cadre de cette étude, sont apparus des indices de l'extrême complexité du comportement dynamique d'une aube portée au contact. Parmi les comportements observés, l'on peut mentionner :

1. de brusques variations d'amplitudes de vibration d'une vitesse à l'autre, comme sur la figure 4.6 ;
2. d'importants raidissements au contact des fréquences propres des aubes étudiées ;
3. des motifs d'usure complexes ;
4. des modulations en amplitude des enveloppes des déplacements lors de l'apparition d'une interaction.

Si la nature instable de toutes les interactions observées justifie l'utilisation de stratégies numériques reposant sur des procédures d'intégration temporelle, le caractère synchrone de l'excitation subie par l'aube reste propice à l'apparition de solutions périodiques pour lesquelles des méthodes de résolution fréquentielles sont bien adaptées. Contrairement aux méthodes reposant sur des procédures d'intégration temporelle, les méthodes fréquentielles ont le potentiel d'identifier plusieurs solutions distinctes pour une même vitesse de rotation. Elles ne permettent pas, en revanche, de prédire des interactions instables, telles que celles traitées dans ce mémoire.

## CHAPITRE 6 CONCLUSION

### 6.1 Synthèse des travaux

L'ensemble des travaux réalisés dans le cadre de cette maîtrise a contribué à démontrer la polyvalence de l'outil numérique Coros quant à la prédiction d'interactions aube/abradable sur une configuration particulière. La méthodologie employée pour y parvenir se décompose en trois grands thèmes détaillés dans les chapitres 3, 4 et 5 de ce mémoire. Tout d'abord, l'analyse des essais de contact expérimentaux réalisés par le partenaire industriel, Safran Aero Boosters, s'est avérée essentielle pour établir une compréhension fine du phénomène d'interaction rotor/stator ainsi que des mécanismes physiques contribuant à son apparition. L'essai de contact instable A5-E4, caractérisé par la fissuration de l'aube A5 au niveau de son pied et une usure marquée du revêtement abradable, est celui qui a été retenu pour la calibration de l'outil numérique Coros. Ensuite, les fonctionnalités de Coros ont été utilisées afin de reproduire le scénario de contact observé expérimentalement. Pour ce faire, un modèle éléments finis généré à partir de la géométrie tridimensionnelle de l'aube industrielle A5 a été requis. De plus, la mise en œuvre d'une procédure automatique de post-traitement, nécessaire à la visualisation des grandeurs d'intérêt, a constitué la base de l'analyse du comportement vibratoire de l'aube. Au terme de multiples itérations sur les paramètres de simulation, un jeu de paramètres permettant de simuler l'essai A5-E4 de façon satisfaisante a été défini. Les paramètres calibrés ont permis d'identifier correctement le type d'interaction, le motif d'usure résultant ainsi que les vitesses critiques d'interaction.

Finalement, la méthodologie suivie pour l'obtention du modèle EF et les paramètres calibrés ont été appliqués à trois autres géométries d'aubes industrielles (A3, A4 et A6). Ces simulations ont permis de souligner la polyvalence de l'outil numérique pour la prédiction du comportement vibratoire d'aubes de différentes géométrie et composition soumises à des contact répétés. Pour les 4 aubes étudiées, Coros parvient à prédire le bon type d'interaction aube/carter, et ce, à des vitesses très proches des vitesses d'interaction déterminées lors des essais. Les motifs d'usure et leurs profondeurs sont également cohérents avec les mesures post-essai des pistes abradables. Pour la première fois, les résultats numériques de Coros ont été pondérés par une analyse en contraintes de l'aube A5 servant à définir un instant fusible équivalent à la rupture mécanique de l'aube.



## 6.2 Limitations

Les températures élevées mesurées lors des essais sur banc rotatif indiquent la pertinence de prendre en compte les effets thermo-mécaniques pour augmenter la fidélité des résultats obtenus. En effet, après un certain temps, les phénomènes thermo-mécaniques peuvent influencer de façon significative les déformations de l'aube et du carter. Les températures élevées peuvent également modifier les propriétés matériaux du revêtement abrasable. Toutefois, comme les simulations exécutées avec Coros ne prennent pas en compte le couplage entre les grandeurs dynamiques et thermiques, le bon accord obtenu entre résultats numériques et prédictions expérimentales soulignent la prédominance des phénomènes purement structuraux dans la mise en place de l'interaction, notamment pour satisfaire la condition de synchronisation. Une analyse comparative d'envergure similaire à celle présentée au chapitre 5 qui prendrait, cette fois-ci, en compte les effets thermo-mécaniques, pourrait mettre en lumière les conditions de contact qui mènent à l'apparition d'une interaction instable et ferait avancer d'un cran la compréhension des interactions aube/abrasable. Ces objectifs s'inscrivent dans la suite des travaux menés par Agrapart [70].

Les résultats présentés dans ce mémoire sont obtenus par un schéma d'intégration temporel de type prédiction-correction. Bien que ce paradigme soit tout à fait cohérent avec la nature transitoire du phénomène étudié (l'usure progressive de l'abrasable impose constamment de nouvelles conditions limites), il ne permet la visualisation que d'une unique solution. Or, il est très probable que certaines vitesses, ne présentant à première vue aucune synchronisation, mènent tout de même à une interaction instable. Ainsi, les vitesses critiques déterminées numériquement grâce aux cartes d'interaction pourraient ne présenter qu'une vision partielle des zones critiques d'interaction.

## 6.3 Perspectives futures

### 6.3.1 Académiques

Coros est un outil développé au LAVA de Polytechnique Montréal dans le cadre d'un partenariat de longue date avec Safran. Sur le plan académique, la procédure de post-traitement développée pour l'analyse des résultats Coros est déjà reprise et adaptée à d'autres types d'outils numériques prédictifs utilisés au laboratoire.

Quelques pistes de développement peuvent être envisagées afin d'améliorer la représentativité des simulations Coros. L'élaboration d'une stratégie de modélisation des mécanismes d'usure pour améliorer la gestion du contact entre l'aube et le revêtement abrasable est l'une d'entre

elles. En effet, les travaux de recherche concernant la caractérisation des matériaux abradables et les efforts engendrés lorsque l'aube use l'abradable soulignent la complexité inhérente d'une telle modélisation. De plus, le caractère non-linéaire des interactions rotor/stator suggère la prise en compte de modèles géométriques non-linéaires.

### **6.3.2 Industrielles**

La maîtrise des phénomènes physiques entourant les interactions aube/carter demeurera sans doute un enjeu important pour les motoristes. L'utilisation d'un outil numérique prédictif tel que Coros est susceptible de représenter un gain de temps considérable pour la discrimination de plusieurs designs d'aube de turbomachine. Pour l'instant, les logiciels commerciaux destinés à la simulation du contact aube/carter sont peu adaptés aux besoins de l'industrie. En effet, avec ces logiciels commerciaux, la simulation d'un seul tour de rotor peut nécessiter jusqu'à 24h de calcul. Un outil comme Coros, permettant l'évaluation rapide de la sensibilité d'une aube au contact sur une large plage de vitesses, pourrait s'intégrer dès les premières phases du cycle de conception des aubes de moteurs d'avion.

## RÉFÉRENCES

- [1] Y. Colaïtis, “Stratégie numérique pour l’analyse qualitative des interactions aube/carter,” Thesis, 2021.
- [2] M. Bounazef, S. Guessasma et B. Ait Saadi, “The wear, deterioration and transformation phenomena of abradable coating bn–sial–bonding organic element, caused by the friction between the blades and the turbine casing,” *Materials Letters*, vol. 58, n°. 27-28, p. 3375–3380, 2004.
- [3] M. Cuny *et al.*, “Experimental measurement of dynamic forces generated during short-duration contacts : Application to blade-casing interactions in aircraft engines,” *Experimental Mechanics*, vol. 54, n°. 2, p. 101–114, 2014.
- [4] S. Nitschke *et al.*, “An advanced experimental method and test rig concept for investigating the dynamic blade-tip/casing interactions under engine-like mechanical conditions,” *Wear*, vol. 422-423, p. 161–166, 2019.
- [5] A. Batailly *et al.*, “Experimental and numerical simulation of a rotor/stator interaction event localized on a single blade within an industrial high-pressure compressor,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 375, p. 308–331, 2016.
- [6] L. Pacyna *et al.*, “Implementation of a rig test for rotor/stator interaction of lowpressure compressor blades and comparison of experimental resultats with numerical model,” dans *Proceedings of ASME Turbo Expo 2020*. DGTRE - Région wallonne. Direction générale des Technologies, de la Recherche et de l’Énergie, 2020.
- [7] C. International, “Cfm56,” En ligne, juillet 2017, brochure.
- [8] P. . Whitney, “Pw1100g-jm powering the airbus a320neo,” En ligne, juillet 2018, brochure.
- [9] Organisation de l’Aviation Civile Internationale. (2021) Post-covid-19 forecasts scenarios. [En ligne]. Disponible : <https://www.icao.int/sustainability/Pages/Post-Covid-Forecasts-Scenarios.aspx>
- [10] U. C. C. C. U. 2021, “International aviation climate ambition coalition,” En ligne, novembre 2021, déclaration COP26.
- [11] *Experimental Evaluation of Abradable Seal Performance at High Temperature*, ser. Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air, vol. Volume 5 : Structures and Dynamics, Parts A and B, 06 2008. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/GT2008-51228>

- [12] P. Almeida *et al.*, “Experimental Analysis of Dynamic Interaction Between a Centrifugal Compressor and Its Casing,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 137, n<sup>o</sup>. 3, p. 031008, 2015. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01574149>
- [13] D. Demailly, “Etude du comportement non-linéaire dans le domaine fréquentiel — application à la dynamique rotor,” Thesis, 2003.
- [14] D. W. Childs, “A Modal Transient Rotordynamic Model for Dual-Rotor Jet Engine Systems,” *Journal of Engineering for Industry*, vol. 98, n<sup>o</sup>. 3, p. 876–882, 08 1976. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.3439046>
- [15] D. W. CHILDS, “Rub-Induced Parametric Excitation in Rotors,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 101, n<sup>o</sup>. 4, p. 640–644, 10 1979. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.3454114>
- [16] H. F. Black, “Interaction of a whirling rotor with a vibrating stator across a clearance annulus,” *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 10, 1, p. 1–12, 1968.
- [17] C. Paulin, S. Fouvry et S. Deyber, “Wear kinetics of ti-6al-4v under constant and variable fretting sliding conditions,” *Wear*, vol. 259, n<sup>o</sup>. 1, p. 292–299, 2005, 15th International Conference on Wear of Materials. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164805000591>
- [18] L. Salles *et al.*, “Dynamic analysis of fretting-wear in friction contact interfaces,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 48, n<sup>o</sup>. 10, p. 1513–1524, 2011. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020768311000527>
- [19] E. Delhez *et al.*, “Assessment of geometric nonlinearities influence on nasa rotor 37 response to blade tip/casing rubbing events,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 07 2021.
- [20] A. Millecamps *et al.*, “Influence of thermal effects during blade-casing contact experiments,” vol. 1, n<sup>o</sup>. PART B, San Diego, CA, United states, 2010, p. 855 – 862. [En ligne]. Disponible : <http://dx.doi.org/10.1115/DETC2009-86842>
- [21] M. Legrand *et al.*, “Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 319, n<sup>o</sup>. 1-2, p. 366–391, 2009.
- [22] N. Salvat, A. Batailly et M. Legrand, “Two-dimensional modeling of unilateral contact-induced shaft precessional motions in bladed-disk/casing systems,” *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 78, p. 90 – 104, 2016. [En ligne]. Disponible : <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2015.10.001>

- [23] H. Ma *et al.*, “A review on dynamic characteristics of blade–casing rubbing,” *Nonlinear Dynamics*, vol. 84, n<sup>o</sup>. 2, p. 437–472, 2015.
- [24] M. Legrand *et al.*, “Full three-dimensional investigation of structural contact interactions in turbomachines,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 331, n<sup>o</sup>. 11, p. 2578–2601, 2012.
- [25] A. Millecamps *et al.*, “Snecma’s Viewpoint on the Numerical and Experimental Simulation of Blade-Tip/Casing Unilateral Contacts,” dans *ASME Turbo Expo Conference*, ser. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015. Montréal, Canada : ASME, juin 2015. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01223582>
- [26] A. Batailly *et al.*, “Redesign of a high-compressor blade accounting for nonlinear structural interactions,” dans *ASME Turbo Expo*, Conference Proceedings.
- [27] —, “Numerical-experimental comparison in the simulation of rotor/stator interaction through blade-tip/abradable coating contact,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 134, n<sup>o</sup>. 8, août 2012. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00746632>
- [28] M. Legrand, A. Batailly et C. Pierre, “Numerical investigation of abradable coating removal in aircraft engines through plastic constitutive law,” *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, vol. 7, 2011.
- [29] A. Batailly *et al.*, “Conjectural bifurcation analysis of the contact-induced vibratory response of an aircraft engine blade,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 348, p. 239–262, 2015. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X15002230>
- [30] G. Jacquet-Richardet *et al.*, “Rotor to stator contacts in turbomachines. review and application,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 40, n<sup>o</sup>. 2, p. 401–420, 2013.
- [31] M. B. Roy Craig, “Coupling of substructures for dynamic analyses,” *AIAA Journal, American Institute of Aeronautics and Astronautics*, vol. 6 (7), p. pp.1313–1319, 1968. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01537654>
- [32] R. R. Craig et C. J. Chang, “A review of substructure coupling methods for dynamic analysis,” 1976.
- [33] W. C. Hurty, “Vibrations of structural systems by component mode synthesis,” dans *Journal of the Engineering Mechanics Division*, vol. 86. American Society of Civil Engineers, Conference Proceedings, p. p 51–69.
- [34] W. C. HURTY, “Dynamic analysis of structural systems using component modes,” *AIAA Journal*, vol. 3, n<sup>o</sup>. 4, p. 678–685, 1965. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.2514/3.2947>

- [35] R. L. GOLDMAN, “Vibration analysis by dynamic partitioning.” *AIAA Journal*, vol. 7, n° 6, p. 1152–1154, 1969. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.2514/3.5290>
- [36] H. S., “Review of modal synthesis techniques and a new approach,” *The Shock and Vibration Bulletin*, vol. 40, p. 25–39, 1969. [En ligne]. Disponible : <https://ntrs.nasa.gov/citations/19700033203>
- [37] R. MacNeal, “A hybrid method of component mode synthesis,” *Computers and Structures*, vol. 1, n° 4, p. 581–601, 1971. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01537661>
- [38] S. Rubin, “Improved component-mode representation for structural dynamic analysis,” *AIAA Journal*, vol. 13, p. 995–1006, 1975.
- [39] D. Martinez *et al.*, “Combined experimental/analytical modeling using component mode synthesis,” vol. 78, 04 1984.
- [40] R. Bladh, M. P. Castanier et C. Pierre, “Effects of Multistage Coupling and Disk Flexibility on Mistuned Bladed Disk Dynamics ,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 125, n° 1, p. 121–130, 1 2003. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.1498267>
- [41] M. Legrand, “Modèles de prédiction de l’interaction rotor/stator dans un moteur d’avion,” Thesis, 2006.
- [42] N. J. Carpenter, R. L. Taylor et M. G. Katona, “Lagrange constraints for transient finite element surface contact,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 32, n° 1, p. 103–128, 1991. [En ligne]. Disponible : <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/nme.1620320107>
- [43] E. Piollet, F. Nyssen et A. Batailly, “Blade/casing rubbing interactions in aircraft engines : Numerical benchmark and design guidelines based on NASA rotor 37,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 460, p. 114878, nov. 2019. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-02281666>
- [44] S. Nacivet, “Modélisation du frottement en pied d’aube par une approche fréquentielle,” Theses, Ecole Centrale de Lyon, janv. 2002. [En ligne]. Disponible : <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01119596>
- [45] Q. Agrapart *et al.*, “Multi-physics numerical simulation of an experimentally predicted rubbing event in aircraft engines,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 460, 2019.
- [46] F. Nyssen *et al.*, “Experimental and numerical characterization of a ceramic matrix composite shroud segment under impact loading,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 467, 2020.

- [47] A. Batailly, “Simulation de l’interaction rotor/stator pour des turbo-machines aéronautiques en configuration non-accidentelle,” Thesis, 2008.
- [48] L. T. Shienlbob, “Development of abradable gas path seals,” NASA, Report, 1974.
- [49] S. Baïz, “Étude expérimentale du contact aube/abradable : contribution à la caractérisation mécanique des matériaux abrasables et de leur interaction dynamique sur banc rotatif avec une aube,” Thesis, 2011.
- [50] J. K. E. Novinski, J. Harrington, “Modified zirconia abradable seal coating for high temperature gas turbine applications,” *Thin Solid Films*, vol. 95 (3), p. pp.255–263, 1982.
- [51] W. F. Laverty, “Rub energetics of compressor blade tip seals,” *Wear*, vol. 75, p. 1–20, 1982.
- [52] M. Borel *et al.*, “The wear mechanisms occurring in abradable seals of gas turbines,” *Surface and Coatings Technology*, 1989.
- [53] R. Schmid, “New high temperature abrasables for gas turbines,” 1997.
- [54] G. Sutter, S. Philippon et F. Garcin, “Dynamic analysis of the interaction between an abradable material and a titanium alloy,” *Wear*, vol. 261, n°. 5-6, p. 686–692, 2006.
- [55] M. Ben Zeineb *et al.*, “Development of an original device to study high speed interactions,” dans *8th International Conference on Mechanical and Physical Behaviour of Materials under Dynamic Loading*, Conference Proceedings.
- [56] M. Cuny, “Contribution à la caractérisation locale des couples de matériaux mis en jeu lors du contact rotor/stator dans une turbomachine,” Thesis, 2012.
- [57] R. Mandard, “Dynamique de contact aube- revêtement abradable : identification expérimentale de la force et des mécanismes d’interaction,” Thesis, 2015.
- [58] S. Baïz *et al.*, “Experimental investigation of the blade/seal interaction,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 227, n°. 9, p. 980–995, 2013. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00863616>
- [59] C. Padova *et al.*, “Development of an Experimental Capability to Produce Controlled Blade Tip/Shroud Rubs at Engine Speed,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 127, n°. 4, 2003. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01553829>
- [60] S. S. A. Rathmann, U. Olmes, “Sealing technology – rub test rig for abrasive/abradable systems,” dans *ASME Turbo Expo 2007 : Power for Land, Sea and Air*, Conference Proceedings, p. pp. 223–228.

- [61] B. Zhang et M. Marshall, “Investigating material removal mechanism of al-si base abrasible coating in labyrinth seal system,” *Wear*, vol. 426-427, p. 239–249, 2019.
- [62] A. Millecamps, “Interaction aube-carter : contribution de l’usure de l’abrasible et de la thermomécanique sur la dynamique d’aube,” Thesis, 2010.
- [63] Q. Agrapart *et al.*, “Modélisation thermomécanique du contact aube-abrasible dans les turboréacteurs,” dans *23ème Congrès Français de Mécanique*, Conference Proceedings.
- [64] B. Berthoul *et al.*, “Phenomenological modeling of abrasible wear in turbomachines,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 98, p. 770–785, 01 2018.
- [65] S. Skiba *et al.*, “Experimental investigation of the mechanical behavior of an al-si-pe abrasible coating at high strain rates for a large range of temperatures,” *Journal of Dynamic Behavior of Materials*, vol. 6, n°. 2, p. 213–223, 2020.
- [66] A. Sternchüss et E. Balmès, “On the reduction of quasi-cyclic disks with variable rotation speeds,” *Proceedings of the International Conference on Advanced Acoustics and Vibration Engineering (ISMA)*, p. 3925–3939, 2006.
- [67] J. Lainé, “Optimisation d’aubes de turbomachines : minimisation de la réponse vibratoire à la suite de contacts avec le carter,” Mémoire de maîtrise, déc. 2017. [En ligne]. Disponible : <https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01737838>
- [68] A. Batailly, Alain Millecamps, “Minimising clearance consumption : a key factor for the design of blades robust to rotor/stator interactions?” dans *ASME Turbo Expo*, Conference Proceedings.
- [69] A. Batailly *et al.*, “Redesign of a High-Pressure Compressor Blade Accounting for Nonlinear Structural Interactions,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 137, n°. 2, 09 2014, 022502. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.4028263>
- [70] Q. Agrapart *et al.*, “An energy balance of blade-casing interaction,” dans *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC 2016)*, Honolulu, United States, avr. 2016. [En ligne]. Disponible : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01769031>