

**Titre:** Développement de méthodes numériques pour la gestion du contact aubes /carter dans les compresseurs centrifuges de moteurs d'hélicoptère  
**Title:**

**Auteur:** Alexandre Carayon  
**Author:**

**Date:** 2025

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** Carayon, A. (2025). Développement de méthodes numériques pour la gestion du contact aubes /carter dans les compresseurs centrifuges de moteurs d'hélicoptère [Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal]. PolyPublie.  
**Citation:** <https://publications.polymtl.ca/71124/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:** <https://publications.polymtl.ca/71124/>  
**PolyPublie URL:**

**Directeurs de recherche:** Alain Batailly  
**Advisors:**

**Programme:** Génie mécanique  
**Program:**

**POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

**Développement de méthodes numériques pour la gestion du contact aubes /  
carter dans les compresseurs centrifuges de moteurs d'hélicoptère**

**ALEXANDRE CARAYON**

Département de génie mécanique

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

Décembre 2025

**POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

**Développement de méthodes numériques pour la gestion du contact aubes /  
carter dans les compresseurs centrifuges de moteurs d'hélicoptère**

présenté par **Alexandre CARAYON**

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

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

**Frederick GOSSELIN**, président

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

**Vsevolod KHARYTON**, membre

## REMERCIEMENTS

J'aimerais tout d'abord remercier Alain Batailly, mon directeur de recherche, qui a su se montrer disponible pour mes questions pendant ces deux ans. Son encadrement alliant avec justesse autonomie et accompagnement, rigueur et liberté ainsi que son soutien et sa disponibilité ont grandement contribué au bon déroulement de cette maîtrise ainsi qu'à la réussite de mon séjour au Canada.

J'aimerais remercier également Patricio Almeida. Son expertise et sa recherche du juste ont su ponctuer nos différents échanges. Son intérêt sincère pour mon travail et son énergie positive à chaque rencontre m'ont motivé et m'ont donné envie de persévérer dans ma recherche. Je le remercie chaleureusement d'avoir pris part à ce projet.

Je tiens à remercier également l'ensemble des membres du laboratoire d'analyse vibratoire et acoustique. À commencer par Clément Nougier, avec qui j'ai débuté et fini cette maîtrise, qui a su apporter de la joie au laboratoire pendant ces deux ans. Je tiens à remercier également Airton Almeida Da Silva, doctorant au laboratoire, qui s'est toujours rendu disponible pour des questions théoriques comme personnelles, et avec qui je rigole toujours. Je remercie également Solène Kojtych pour son expertise et sa rigueur qui ont toujours donné des discussions intéressantes. Je tiens à remercier également Mathis Turquet et Boris Chervier pour nos échanges, qu'ils aient porté sur des sujets techniques ou sur des discussions plus informelles. Enfin un grand merci à toute l'équipe du laboratoire, ainsi qu'à Noam Peltileon et Estelle Galvez, et à nos merveilleux locaux, pour l'excellente ambiance et l'esprit d'équipe qui animent le labo au quotidien. Leur soutien et leur bienveillance ont rendu cette expérience inoubliable. Je leur souhaite à tous une belle continuation dans leurs recherches et leurs projets futurs.

Parmi mes amis de tous les jours, je remercie Lea Zheng, Lucas Poitevin, Marc Berenguer et Melvin Huang avec qui j'ai pu passer deux années formidables. Également Mathieu Faure, Antoine Desso et Eloi Lombard, que je prends toujours autant de plaisir à voir. Côté français, je tiens à remercier ma famille, mon père, ma mère, mes grands-parents ainsi que ma sœur pour leur soutien.

Afin je remercie Lucie Calonnec mon épouse. Merci de partager mon quotidien depuis tant d'années et d'avoir partagé avec moi cette expérience canadienne. Merci pour sa bonne humeur, son écoute et sa relecture attentive.

## RÉSUMÉ

L'objectif de cette maîtrise est la validation expérimentale d'un code numérique - Coros (Contact rotor/stator) - développé conjointement par Safran et Polytechnique Montréal pour la simulation de phénomènes de contact entre une roue aubagée et le carter environnant. La validation est réalisée en comparant les réponses numériques et expérimentales des interactions modales d'un compresseur centrifuge basse pression de moteur d'hélicoptère. L'analyse expérimentale montre la réponse modale de la roue en fonction de son diamètre modal quatre, ainsi que des multiples de la vitesse de rotation et des *sidebands* répondant lorsqu'elles coïncident avec les fréquences naturelles des structures. L'étude numérique a consisté tout d'abord en la création de modèles éléments finis du rouet et du carter, puis en la construction de modèles réduits associés. La représentation du carter s'appuie dans le code de contact sur une spline bicubique afin de lisser l'interface de contact [1]. La campagne de calcul a consisté en une série de simulations sur une plage de vitesse fine autour de la vitesse critique. Les résultats obtenus confirment l'augmentation des amplitudes des déplacements des deux structures autour de la vitesse critique. L'analyse fréquentielle met en évidence la présence de l'interaction modale ainsi que des coïncidences entre les fréquences propres des deux structures et les *sidebands*. L'identification de l'interaction modale constitue le premier point de validation avec carter flexible pour le code de contact et contribue à l'identification des interactions modales susceptibles d'engendrer l'instabilité du système.

## ABSTRACT

The objective of this master's degree is the experimental validation of the numerical strategy - Coros (Rotor/Stator Contact) - developed jointly by Safran and Polytechnique Montréal for the simulation of contact phenomena between a blade-tip and the surrounding casing. The validation is carried out by comparing the numerical and experimental responses of the modal interactions of a low-pressure radial compressor stage of a helicopter engine. The experimental analysis shows the modal response of the impeller as a function of its modal diameter four, as well as harmonics of the engine order and the *sidebands* responding when coinciding with the natural frequencies of the structures. The numerical study consisted first of all in the creation of 3D finite element models of the impeller and the casing, then in the construction of associated reduced-order model.. The representation of the casing is based in the contact code on a bicubic spline in order to smooth the contact interface [1]. The numerical simulation campaign consisted of a series of simulations over a fine speed range around the critical speed. The results obtained confirm the increase in the amplitudes of the displacements of the two structures around the critical speed. The frequency analysis highlights the presence of the modal interaction as well as coincidences between the natural frequencies of the two structures and the *sidebands*. The identification of the modal interaction constitutes the first point of validation with flexible casing for the contact code and contributes to the identification of modal interactions likely to cause system instability.

## TABLE DES MATIÈRES

|                                                                                 |     |
|---------------------------------------------------------------------------------|-----|
| REMERCIEMENTS . . . . .                                                         | iii |
| RÉSUMÉ . . . . .                                                                | iv  |
| ABSTRACT . . . . .                                                              | v   |
| TABLE DES MATIÈRES . . . . .                                                    | vi  |
| LISTE DES TABLEAUX . . . . .                                                    | ix  |
| LISTE DES FIGURES . . . . .                                                     | x   |
| LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS . . . . .                                      | xv  |
| LISTE DES ANNEXES . . . . .                                                     | xvi |
| CHAPITRE 1 INTRODUCTION . . . . .                                               | 1   |
| 1.1 Présentation . . . . .                                                      | 1   |
| 1.2 Normalisation des résultats . . . . .                                       | 4   |
| CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE . . . . .                                       | 5   |
| 2.1 Interactions structurales dans les moteurs d'avion, état de l'art . . . . . | 5   |
| 2.1.1 Arbre/palier . . . . .                                                    | 6   |
| 2.1.2 Aube/aube . . . . .                                                       | 7   |
| 2.1.3 Disque/aube . . . . .                                                     | 7   |
| 2.1.4 Aube/carter . . . . .                                                     | 8   |
| 2.2 Modélisation numérique des interactions aube/carter . . . . .               | 13  |
| 2.2.1 Historique . . . . .                                                      | 14  |
| 2.2.2 Étude numérique de l'abradable et de l'usure . . . . .                    | 15  |
| 2.2.3 Types de non-linéarité dans l'étude du contact . . . . .                  | 16  |
| 2.3 Modélisation expérimentale des interactions aubes carter . . . . .          | 17  |
| 2.3.1 Mécanismes d'usure . . . . .                                              | 17  |
| 2.3.2 Effets thermomécaniques . . . . .                                         | 18  |
| 2.3.3 Études expérimentales des revêtements abrasables . . . . .                | 19  |
| 2.3.4 Dispositifs expérimentaux . . . . .                                       | 20  |
| 2.4 Bilan de la revue de littérature . . . . .                                  | 24  |

|            |                                                            |    |
|------------|------------------------------------------------------------|----|
| CHAPITRE 3 | CONTEXTE ET PROBLÉMATIQUE DE L'ÉTUDE . . . . .             | 25 |
| 3.1        | Contexte . . . . .                                         | 25 |
| 3.1.1      | Pertinence des simulations numériques de contact . . . . . | 25 |
| 3.1.2      | Contexte industriel . . . . .                              | 25 |
| 3.1.3      | Conclusion et bilan essais expérimentaux . . . . .         | 30 |
| 3.2        | Objectifs . . . . .                                        | 31 |
| 3.3        | Code de contact rotor / stator (Coros) . . . . .           | 32 |
| 3.3.1      | Mise en données . . . . .                                  | 33 |
| 3.3.2      | Mise en équation . . . . .                                 | 33 |
| 3.3.3      | Méthodes de résolution temporelle . . . . .                | 34 |
| 3.3.4      | Résolution temporelle . . . . .                            | 34 |
| 3.3.5      | Validation expérimentale . . . . .                         | 40 |
| CHAPITRE 4 | DÉVELOPPEMENTS NUMÉRIQUES . . . . .                        | 47 |
| 4.1        | Réduction modale . . . . .                                 | 48 |
| 4.1.1      | Principe . . . . .                                         | 48 |
| 4.1.2      | Multi-vitesse . . . . .                                    | 49 |
| 4.1.3      | Multi-vitesse et multi-secteur . . . . .                   | 51 |
| 4.1.4      | Contributions . . . . .                                    | 53 |
| 4.2        | Carter flexible . . . . .                                  | 54 |
| 4.2.1      | Conditions de bord . . . . .                               | 55 |
| 4.2.2      | Amortissement . . . . .                                    | 56 |
| 4.2.3      | Abradable . . . . .                                        | 57 |
| 4.2.4      | Efforts de contact . . . . .                               | 59 |
| 4.2.5      | Autres développements . . . . .                            | 59 |
| CHAPITRE 5 | CAMPAGNE DE SIMULATIONS . . . . .                          | 63 |
| 5.1        | Objectifs . . . . .                                        | 63 |
| 5.2        | Modélisation . . . . .                                     | 64 |
| 5.2.1      | Rouet . . . . .                                            | 64 |
| 5.2.2      | Carter . . . . .                                           | 70 |
| 5.2.3      | Positionnement des modèles . . . . .                       | 77 |
| 5.3        | Simulations d'interaction modale . . . . .                 | 77 |
| 5.3.1      | Diagramme d'interaction modale . . . . .                   | 78 |
| 5.3.2      | Convergence temporelle . . . . .                           | 78 |
| 5.3.3      | Symétrie des champs de déplacements . . . . .              | 79 |
| 5.3.4      | Paramètres de simulation . . . . .                         | 80 |

|                                 |                                                                   |     |
|---------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.4                             | Résultats et analyses . . . . .                                   | 80  |
| 5.4.1                           | Analyse temporelle . . . . .                                      | 81  |
| 5.4.2                           | Analyse fréquentielle . . . . .                                   | 84  |
| 5.4.3                           | Analyse harmonique . . . . .                                      | 87  |
| 5.4.4                           | Conclusion partielle . . . . .                                    | 94  |
| 5.5                             | Compléments d'analyse . . . . .                                   | 95  |
| 5.5.1                           | Simulations carter rigide . . . . .                               | 95  |
| 5.5.2                           | Simulations avec interruption de l'excitation du carter . . . . . | 100 |
| 5.5.3                           | Bilan . . . . .                                                   | 102 |
| 5.6                             | Confrontation aux résultats expérimentaux . . . . .               | 102 |
| 5.7                             | Synthèse . . . . .                                                | 104 |
| CHAPITRE 6 CONCLUSION . . . . . |                                                                   | 105 |
| 6.1                             | Synthèse des travaux . . . . .                                    | 105 |
| 6.2                             | Perspectives futures . . . . .                                    | 106 |
| RÉFÉRENCES . . . . .            |                                                                   | 107 |
| ANNEXES . . . . .               |                                                                   | 117 |

## LISTE DES TABLEAUX

|              |                                                                                                                                                                                                        |     |
|--------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tableau 5.1  | Informations sur les maillages étudiés. . . . .                                                                                                                                                        | 66  |
| Tableau 5.2  | Convergence du paramètre $\eta$ . . . . .                                                                                                                                                              | 67  |
| Tableau 5.3  | Informations sur les paramètres des maillages. . . . .                                                                                                                                                 | 67  |
| Tableau 5.4  | Comparaison des fréquences propres de l'étude [2] et du modèle réduit,<br>pour la famille 1() et famille 2(). En jaune valeur calculée sans prise en<br>compte du diamètre 1 de la famille 2 . . . . . | 69  |
| Tableau 5.5  | Informations sur les maillages étudiés. . . . .                                                                                                                                                        | 71  |
| Tableau 5.6  | Erreurs relatives (%) entre le maillage fin et les autres maillages. . . .                                                                                                                             | 72  |
| Tableau 5.7  | Informations sur les paramètres du modèle réduit. . . . .                                                                                                                                              | 72  |
| Tableau 5.8  | Comparaison des fréquences propres de l'étude [2] et du modèle réduit,<br>pour la famille 1() et famille 2(). . . . .                                                                                  | 73  |
| Tableau 5.9  | Paramètres d'usure des simulations. . . . .                                                                                                                                                            | 76  |
| Tableau 5.10 | Paramètres de simulation. . . . .                                                                                                                                                                      | 80  |
| Tableau 5.11 | Paramètres de simulations. . . . .                                                                                                                                                                     | 96  |
| Tableau 5.12 | Paramètres de simulations. . . . .                                                                                                                                                                     | 101 |

## LISTE DES FIGURES

|             |                                                                                                                                                                          |    |
|-------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 1.1  | Cycle de fonctionnement d'un turbomoteur [3]. . . . .                                                                                                                    | 1  |
| Figure 1.2  | Vue en coupe d'un turbomoteur à turbine libre (Helicopter turboshaft RTM322, Turbomeca-Rolls Royce [4]) de [5]. . . . .                                                  | 2  |
| Figure 1.3  | Compresseur centrifuge, entrée axiale (), sortie radiale () de [5]. . . .                                                                                                | 3  |
| Figure 2.1  | Interfaces mécaniques non linéaires dans une turbomachine [6]. . . . .                                                                                                   | 5  |
| Figure 2.2  | Zoom sur l'interface arbre/palier. . . . .                                                                                                                               | 6  |
| Figure 2.3  | Zoom sur l'interface aube/aube. . . . .                                                                                                                                  | 7  |
| Figure 2.4  | Zoom sur l'interface disque/aube. . . . .                                                                                                                                | 8  |
| Figure 2.5  | Zoom sur l'interface aube/carter. . . . .                                                                                                                                | 9  |
| Figure 2.6  | Équivalence entre secteur modélisé en symétrie cyclique et structure complète [5]. . . . .                                                                               | 9  |
| Figure 2.7  | Repères fixe (stator) et mobile (rotor) dans une turbomachine [5]. . .                                                                                                   | 10 |
| Figure 2.8  | Ondes à trois diamètres nodaux sur une structure cyclique, sens de propagation de l'onde(), sens de rotation $\Omega()$ . . . . .                                        | 11 |
| Figure 2.9  | Diagrammes de Campbell dans le repère fixe. . . . .                                                                                                                      | 11 |
| Figure 2.10 | Schématisation d'une interaction modale à 3 diamètres, tiré de [7]. . .                                                                                                  | 12 |
| Figure 2.11 | Système soumis à des mouvements de précession, tiré de [8]. . . . .                                                                                                      | 13 |
| Figure 2.12 | Illustration frottements aube / carter, tiré de [9]. . . . .                                                                                                             | 14 |
| Figure 2.13 | Illustration modèle phénoménologique, tiré de [8]. . . . .                                                                                                               | 14 |
| Figure 2.14 | Modélisation de l'abradable contact au sommet d'aube, tiré de [10]. .                                                                                                    | 16 |
| Figure 2.15 | Banc employé par Laverty, illustration tirée de [11]. . . . .                                                                                                            | 18 |
| Figure 2.16 | Banc Sulzer Metco employé par Bounazef, 1 : rotor ; 2 : abradable ; 3 : thermocouple ; 4 : moteur ; 5 : capteur de force ; 6 : aube. Illustration tirée de [12]. . . . . | 19 |
| Figure 2.17 | Banc employé par Novinski, illustration tirée de [13]. . . . .                                                                                                           | 21 |
| Figure 2.18 | Illustrations de différents bancs expérimentaux. . . . .                                                                                                                 | 22 |
| Figure 2.19 | Banc employé par Nitschke tirée de [14]. . . . .                                                                                                                         | 22 |
| Figure 2.20 | Banc employé par Millecamps, illustration tirée de [15]. . . . .                                                                                                         | 23 |
| Figure 2.21 | Deux illustrations du banc CASTOR tirées de [2]. . . . .                                                                                                                 | 23 |
| Figure 3.1  | Illustration du compresseur centrifuge haute pression [16]. . . . .                                                                                                      | 26 |
| Figure 3.2  | Illustration du banc CASTOR [2]. . . . .                                                                                                                                 | 28 |
| Figure 3.3  | Diagramme de Campbell normalisé à partir des données de la thèse [2].                                                                                                    | 28 |
| Figure 3.4  | Réponse temporelle des jauges du rouet [2]. . . . .                                                                                                                      | 29 |

|             |                                                                                                                                                                                         |    |
|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 3.5  | Analyses fréquentielles [2]. . . . .                                                                                                                                                    | 30 |
| Figure 3.6  | Réponses temporelles des jauges du carter et du rouet [2]. . . . .                                                                                                                      | 31 |
| Figure 3.7  | Analyses fréquentielles [2] . . . . .                                                                                                                                                   | 31 |
| Figure 3.8  | Direction du jeu aube/carter illustration inspirée de [17]. . . . .                                                                                                                     | 37 |
| Figure 3.9  | Illustration déformation du carter selon des lobes [18]. . . . .                                                                                                                        | 37 |
| Figure 3.10 | Illustration des efforts de contact [18]. . . . .                                                                                                                                       | 38 |
| Figure 3.11 | Illustration correction gestion du contact. . . . .                                                                                                                                     | 39 |
| Figure 3.12 | Illustration des éléments abrasables [19]. . . . .                                                                                                                                      | 39 |
| Figure 3.13 | Illustration de la correction de la gestion du contact avec abrasable, de [20]. . . . .                                                                                                 | 40 |
| Figure 3.14 | Illustration tirée de [21] avec les données expérimentales tirées de [22] et les résultats numériques. Les incertitudes sur les données expérimentales sont surlignées en gris. . . . . | 41 |
| Figure 3.15 | Usure finale du carter expérimentale et simulations numériques, tiré de [23]. . . . .                                                                                                   | 42 |
| Figure 3.16 | Illustration résultats expérimentaux et numériques sur l'aube testée, de [24]. . . . .                                                                                                  | 44 |
| Figure 3.17 | Illustration résultats expérimentaux et numériques du carter, de [24].                                                                                                                  | 44 |
| Figure 3.18 | Illustration des résultats expérimentaux et numériques du carter, de [25].                                                                                                              | 45 |
| Figure 4.1  | Interpolation paramétrique bicubique fermée de surface sur un cylindre randomisé avec $m = 7$ et $n = 8$ tiré de [26]. . . . .                                                          | 55 |
| Figure 4.2  | Illustration des équations entre les points de contrôle pour surface cylindrique fermée de l'article [26]. . . . .                                                                      | 56 |
| Figure 4.3  | Illustration spline du modèle académique corrigé. . . . .                                                                                                                               | 56 |
| Figure 4.4  | Secteur de compresseur avec revêtement abrasable (jaune) et spline (vert), tiré de [1]. . . . .                                                                                         | 58 |
| Figure 4.5  | Illustration positionnement de l'abrasable sur la spline. Spline () et l'abrasable () . . . . .                                                                                         | 59 |
| Figure 4.6  | Modèles éléments finis avec leurs repères cartésiens respectifs. . . . .                                                                                                                | 61 |
| Figure 4.7  | Spline et nœuds frontières du rouet, positions initiales. . . . .                                                                                                                       | 61 |
| Figure 4.8  | Spline et nœuds frontières du rouet, positions ajustées. . . . .                                                                                                                        | 62 |
| Figure 5.1  | Extraits positionnement du rouet et du carter tirés de [2]. . . . .                                                                                                                     | 64 |
| Figure 5.2  | Modèle de référence fourni par SHE. . . . .                                                                                                                                             | 65 |
| Figure 5.3  | Modifications du projet Ansys. . . . .                                                                                                                                                  | 65 |
| Figure 5.4  | Maillage rouet éléments finis mono et multi-secteur. . . . .                                                                                                                            | 66 |

|             |                                                                                                                                                      |    |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 5.5  | Convergence des fréquences propres du modèle réduit du rouet pour différents maillages. . . . .                                                      | 66 |
| Figure 5.6  | Diagramme SAFE entre les fréquences du modèle éléments finis de Ansys et le modèle réduit du rouet. Familles : 1(), 2(), 3(), 4(), 5() . .           | 68 |
| Figure 5.7  | Comparaison des fréquences propres du rouet entre le modèle réduit () et les données expérimentales () et le modèle éléments finis de l'étude [2](). | 68 |
| Figure 5.8  | Modèle Ansys du carter fournir par SHE. . . . .                                                                                                      | 70 |
| Figure 5.9  | Maillage rouet éléments finis mono et multi-secteur. . . . .                                                                                         | 71 |
| Figure 5.10 | Diagramme SAFE entre les fréquences du modèle éléments finis de Ansys et le modèle réduit du carter. Familles : 1(), 2(), 3(), 4(), 5(). .           | 73 |
| Figure 5.11 | Photo du mode de déformation à 4 diamètres de la première famille modale. . . . .                                                                    | 75 |
| Figure 5.12 | Vue des noeuds frontieres du carter() et du rouet() dans le plan $r, z$ . .                                                                          | 77 |
| Figure 5.13 | Diagramme de Campbell normalisé du modèle réduit. . . . .                                                                                            | 78 |
| Figure 5.14 | Déplacement du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet sur les derniers pas de temps, illustrant la convergence temporelle des simulations. . .          | 78 |
| Figure 5.15 | Superposition des déplacements axiaux des bords d'attaque des aubes symétriques, pour les 100 derniers pas de temps. . . . .                         | 79 |
| Figure 5.16 | Déplacement maximal selon la norme 2 de l'aube 1 en fonction de la vitesse. . . . .                                                                  | 81 |
| Figure 5.17 | Déplacement du BA en fonction du temps pour $\Omega = 0,99\Omega_c$ . . . . .                                                                        | 82 |
| Figure 5.18 | Déplacements du bord d'attaque (), du milieu de corde (), du bord de fuite(), en fonction du temps . . . . .                                         | 82 |
| Figure 5.19 | Usure de l'abradable au niveau du BA sur le carter. . . . .                                                                                          | 83 |
| Figure 5.20 | Usure de l'abradable au niveau du noeud 10 sur le carter. . . . .                                                                                    | 84 |
| Figure 5.21 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet. . . . .                                                            | 85 |
| Figure 5.22 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet, agrandissement autour de l'interaction détectée. . . . .           | 85 |
| Figure 5.23 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet. . . . .                                                            | 86 |
| Figure 5.24 | Carte d'interaction du rouet au du noeud 5 de l'aube 1. . . . .                                                                                      | 86 |
| Figure 5.25 | Transformée de Fourier du déplacement radial du bord de fuite à $0,99\Omega_c$ .                                                                     | 87 |
| Figure 5.26 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord de fuite du secteur 1 du carter. . . . .                                                           | 87 |

|             |                                                                                                                                            |     |
|-------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figure 5.27 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord de fuite du secteur 1 du rouet projeté selon les diamètres 0, 2 et 4. . . . .            | 89  |
| Figure 5.28 | Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres autour de l'interaction. . . . .                                          | 90  |
| Figure 5.29 | Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres à hautes fréquences avec indications. . . . .                             | 91  |
| Figure 5.30 | Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres. . . .                                                                    | 92  |
| Figure 5.31 | Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres autour de l'interaction et avec indications. . . . .                      | 93  |
| Figure 5.32 | Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres autour de l'interaction et avec indications. . . . .                      | 94  |
| Figure 5.33 | Déplacement du BA en fonction du temps pour $\Omega = 0,99\Omega_c$ . . . . .                                                              | 97  |
| Figure 5.34 | Déplacement maximal selon la norme 2 de l'aube 1 en fonction de la vitesse. . . . .                                                        | 97  |
| Figure 5.35 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet. . . . .                                                  | 97  |
| Figure 5.36 | Déplacement maximal selon la norme 2 de l'aube 1 en fonction de la vitesse. . . . .                                                        | 98  |
| Figure 5.37 | Déplacement du BA en fonction du temps pour $\Omega = 0,99\Omega_c$ . . . . .                                                              | 98  |
| Figure 5.38 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet. . . . .                                                  | 99  |
| Figure 5.39 | Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet, agrandissement autour de l'interaction détectée. . . . . | 99  |
| Figure 5.40 | Comparaison de l'évolution des déplacements du rouet et du carter après la coupure de la force. . . . .                                    | 102 |
| Figure 5.41 | Comparaison des cartes d'interaction expérimentale et numérique du déplacement radial du bord d'attaque d'une aube du rouet. . . . .       | 103 |
| Figure A.1  | Diagramme Zigzag. . . . .                                                                                                                  | 118 |
| Figure A.2  | Ordre d'excitation et équation de <i>sidebands</i> . . . . .                                                                               | 119 |
| Figure A.3  | Ordre d'excitation et équation de <i>sidebands</i> . . . . .                                                                               | 119 |
| Figure A.4  | Ordre d'excitation et équation de <i>sidebands</i> . . . . .                                                                               | 120 |
| Figure A.5  | Ordre d'excitation et équation de <i>sidebands</i> . . . . .                                                                               | 120 |
| Figure B.1  | Sous matrice $\tilde{\mathbf{K}}_{CB_4}$ dans la matrice complète $\tilde{\mathbf{K}}_{CB}$ . . . . .                                      | 122 |
| Figure B.2  | Déplacement des nœuds des différents secteurs du carter en fonction de la distance aube/carter projetée selon la normale au contact. . . . | 122 |

|            |                                                                                                         |     |
|------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figure C.1 | Algorithme d'intégration temporelle et de gestion du contact avec usure<br>carter rigide. . . . .       | 124 |
| Figure D.1 | Espace paramétrique u v surface bi-spline interpolée sur des nœuds<br>contrôles, tirée de [26]. . . . . | 125 |
| Figure E.1 | Spectre d'amplitude de $x_h(t)$ issu de la DFT présenté sur $[-f_s/2, f_s/2]$ [27].                     | 127 |
| Figure E.2 | Spectre d'amplitude de $x_h(t)$ issu de la DFT réarrangées [27]. . . . .                                | 128 |
| Figure E.3 | Lien entre la fft d'un signal et une carte d'interaction. . . . .                                       | 128 |

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

|         |                                                       |
|---------|-------------------------------------------------------|
| SHE     | Safran Helicopter Engines                             |
| SAE     | Safran Aircraft Engines                               |
| APDL    | Ansys Parametric Design Language                      |
| COROS   | COn tact ROtor Stator                                 |
| EO      | Engine Order (Régime moteur)                          |
| TE / BF | Trailing Edge (Bord de Fuite)                         |
| LE / BA | Leading Edge (Bord d'Attaque)                         |
| ND      | Nodal Diameter (Diamètre nodal)                       |
| EF      | Finite Element (Éléments finis)                       |
| HPC     | High Pressure Compressor (Compresseur haute pression) |

## LISTE DES ANNEXES

|          |                                                             |     |
|----------|-------------------------------------------------------------|-----|
| Annexe A | Sidebands et ordre d'excitation . . . . .                   | 118 |
| Annexe B | Recherche force à 4 diamètres . . . . .                     | 121 |
| Annexe C | Algorithme Gestion du contact dans Coros . . . . .          | 124 |
| Annexe D | Éléments sur la spline option carter flexible . . . . .     | 125 |
| Annexe E | Carte d'interaction Transformée de Fourier . . . . .        | 126 |
| Annexe F | Post-traitement projection selon diamètres nodaux . . . . . | 129 |
| Annexe G | Option de parallélisation du code Coros . . . . .           | 130 |

## CHAPITRE 1 INTRODUCTION

### 1.1 Présentation

Dans le domaine de l'aviation, qu'il s'agisse d'avions ou d'hélicoptères, la propulsion repose généralement sur des turbomachines spécifiques. Les avions de chasse sont le plus souvent équipés de turboréacteurs, tandis que les avions de ligne utilisent généralement des turbofans et turbopropulseurs. Les hélicoptères utilisent, quant à eux, des turbomoteurs. Le principe de fonctionnement commun est de récupérer l'énergie contenue dans le carburant pour propulser l'appareil. Cependant, ce transfert est complexe et légèrement différent en fonction du type de turbomachine. Pour illustrer ce fonctionnement, le cycle thermodynamique d'un turboréacteur est décrit à partir de ses principales étapes, telles que présentées sur la figure 1.1. L'air

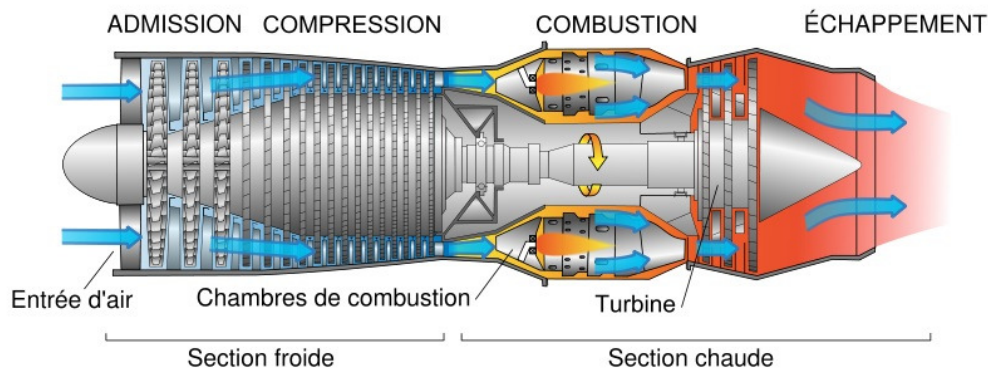


FIGURE 1.1 Cycle de fonctionnement d'un turbomoteur [3].

est utilisé comme comburant, il subit une série d'étapes caractéristiques d'une turbomachine — compression, combustion et détente — assurées par les éléments constituant ce moteur : entrée d'air, compresseur, chambre de combustion, turbine et échappement. Le compresseur a en général plusieurs étages avec une partie mobile (rotor) et une partie fixe (stator, composé de redresseurs). À chaque étage, la pression et la température augmentent. L'air pénètre ensuite dans la chambre de combustion où une réaction exothermique a lieu avec le carburant injecté, ce qui augmente l'enthalpie du mélange. C'est à ce niveau que l'énergie est ajoutée au cycle thermodynamique. Enfin, la turbine effectue la détente des gaz brûlés, c'est-à-dire que l'énergie cinétique de l'écoulement est convertie en énergie mécanique. Une partie de cette énergie sert à entraîner l'arbre qui assure la rotation du compresseur. Le flux restant passe alors par une tuyère et sort du moteur. Les moteurs d'hélicoptère sont, quant à eux, équipés

de turbomoteurs à turbine libre. Ce type de turbomachine est très semblable au turbomoteur détaillé précédemment, avec en plus une turbine libre (aussi appelée de travail ou turbine basse pression) située après la turbine de sortie. Celle-ci est mécaniquement indépendante du générateur de gaz. Sur la figure 1.2 les différents composants d'un turbomoteur d'hélicoptère sont indiqués, en bleu est visible le générateur de gaz, c'est-à-dire l'ensemble –entrée d'air-compresseur-chambre de combustion-turbine. La turbine libre, visible en orange, permet d'entraîner les composants et accessoires du moteur, et, en étant reliée à une boîte de vitesses, elle permet un contrôle précis des pales et du rotor de l'hélicoptère. Sur la figure 1.2, il ressort

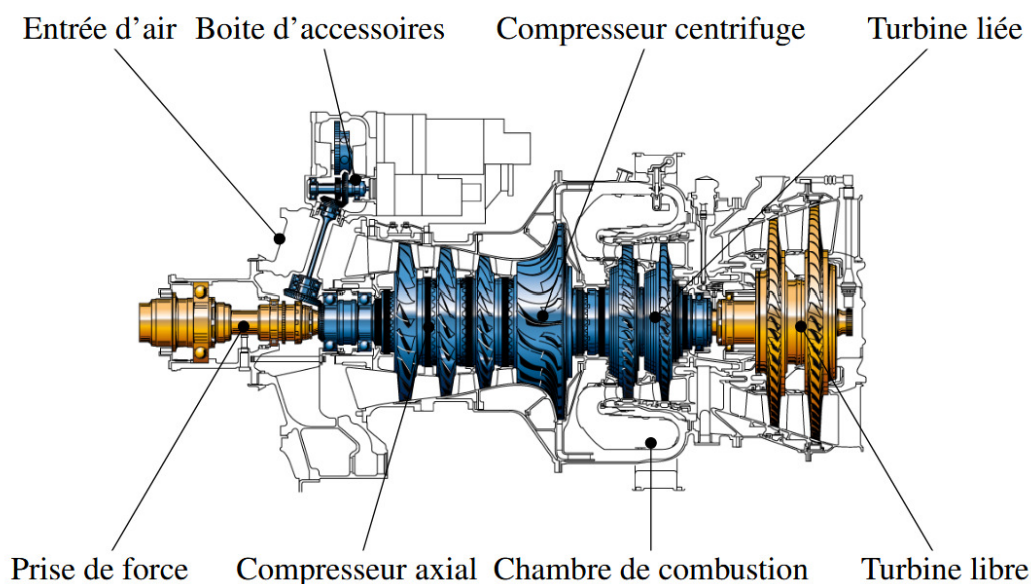


FIGURE 1.2 Vue en coupe d'un turbomoteur à turbine libre (Helicopter turboshaft RTM322, Turbomeca-Rolls Royce [4]) de [5].

que le dernier étage du compresseur est différent des autres. En effet, il existe deux types de compresseurs, les compresseurs axiaux et les compresseurs radiaux, aussi appelés centrifuges. Les compresseurs axiaux sont très souvent constitués de plusieurs étages comprenant une rangée d'aubes mobiles qui augmente la vitesse de l'air à chaque étage, suivie d'une rangée d'aubes fixes dites redresseurs, qui diminuent la vitesse, mais augmentent la pression d'étage en étage. Quant aux compresseurs centrifuges, voir la figure 1.3, ils se composent d'un rotor (ou rouet) et d'un ou plusieurs diffuseurs. L'air pénètre axialement dans le rotor et s'écoule ensuite radialement. La vitesse augmente à cause de l'accélération centrifuge. L'air quitte alors l'extrémité des pales à très grande vitesse pour passer dans le diffuseur (ou volute) où une partie de la vitesse est transformée en pression du fait de la section divergente des aubes. Pour ces deux types de compresseurs, un carter (parfois appelé couvercle) fait face aux aubes. La maîtrise de l'espace entre rouet et couvercle, communément appelé jeu aube/car-

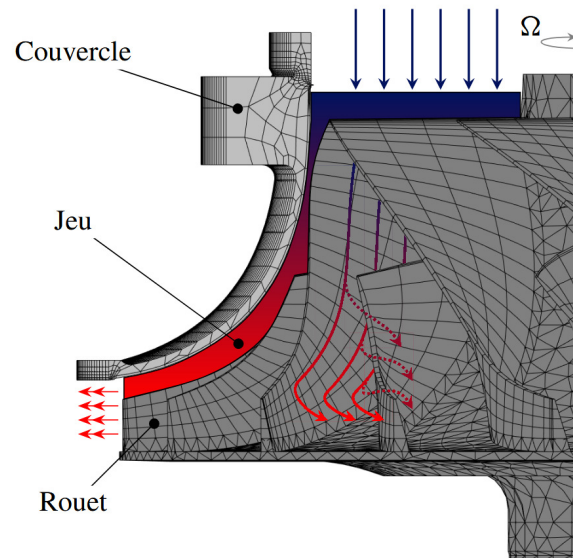


FIGURE 1.3 Compresseur centrifuge, entrée axiale ( $\rightarrow$ ), sortie radiale ( $\rightarrow$ ) de [5].

ter, est un enjeu important pour les concepteurs de turbomachines. En effet, afin d'améliorer le rendement, et ainsi réduire la consommation de carburant, il est important de garder ce jeu aussi faible que possible. Fermer ce jeu réduit notamment les pertes aérodynamiques mais favorise l'apparition de contacts entre le rotor et le stator. Ce contact donne lieu à des échanges d'énergie qui peuvent conduire à des comportements dangereux si les vibrations des structures deviennent trop importantes. Étudier ce comportement vibratoire est un sujet central pour les constructeurs de turbomachines. Pour étudier ce type de vibrations, Safran, en partenariat avec le laboratoire d'analyse vibratoire et acoustique (LAVA) de Polytechnique Montréal, a initié le développement d'un outil métier dédié à la simulation des interactions aubes/carter dans les turbomachines. Cet outil, appelé Coros pour COntract ROtor Stator, a fait l'objet de différentes études et validations pour des phénomènes d'interaction dans des moteurs d'avion pour lesquels les carters peuvent être considérés comme rigides. L'objectif de cette maîtrise est de fournir la toute première validation de Coros pour un cas d'interaction modale avec carter flexible par confrontation aux données expérimentales issues de travaux antérieurs [2].

Ce mémoire comporte six chapitres, dont une introduction et une conclusion. Le chapitre 2 est une revue de littérature présentant les interactions structurales dans les moteurs d'avion puis se poursuit sur la modélisation numérique spécifique aux interactions aubes / carter. Les aspects de modélisation numérique puis expérimentale sont ensuite présentés. Le chapitre 3 traite du contexte et de la problématique de l'étude. Le contexte industriel et les implications des développements réalisés dans le cadre de cette maîtrise sont présentés. Les

objectifs de l'étude sont ensuite détaillés. Le code Coros est ensuite présenté et son algorithme théorique pour résoudre des problèmes d'interaction aube / carter est expliqué. Le chapitre 4 se concentre sur les développements numériques et les accomplissements réalisés au cours de cette maîtrise, notamment sur la réduction modale et l'option carter flexible. Le chapitre 5 traite quant à lui de la campagne de simulation menée et de l'analyse des résultats. Le chapitre 6 constitue la conclusion de ce mémoire.

## **1.2 Normalisation des résultats**

Dans un souci de confidentialité des données industrielles, l'ensemble des valeurs numériques de ce mémoire associées aux vitesses de rotation, aux fréquences des réponses, aux déplacements et aux énergies des structures ont été normalisées, et sont donc adimensionnelles.

## CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

Les interactions dans les moteurs d'avion peuvent avoir lieu entre les interfaces arbre/palier, aube/aube, disque/aube ou encore aube/carter. Ces interactions sont causées par des phénomènes mécaniques, thermiques et vibratoires et ne sont pas toujours accidentelles. En effet, lors du fonctionnement normal d'une turbomachine, certaines pièces entrent inévitablement en contact. Plusieurs contraintes de conception imposent aux ingénieurs de tolérer l'apparition de contacts sur certaines interfaces afin de maximiser le rendement des turbomachines. Des industriels ont historiquement envisagé la réduction du jeu entre l'aube et le carter grâce à l'ajout d'un revêtement abrasable sur le carter afin d'améliorer le rendement des turbomachines, mais les contacts aube/abrasable qui en résultent, peuvent, s'ils deviennent trop sévères, endommager les composants [15]. Dans cette revue de littérature, les différentes interactions structurelles dans une turbomachine sont présentées puis les interactions aube/carter sont détaillées. L'étude des interactions modales, qui sont au cœur du travail de recherche présenté dans ce mémoire, est ensuite approfondie. Puis, les différentes modélisations existantes et les développements numériques sur les interactions et le contact aube/carter marquant sont présentés. Enfin, l'état de l'art de la modélisation expérimentale des interactions aube/carter est détaillé.

### 2.1 Interactions structurales dans les moteurs d'avion, état de l'art

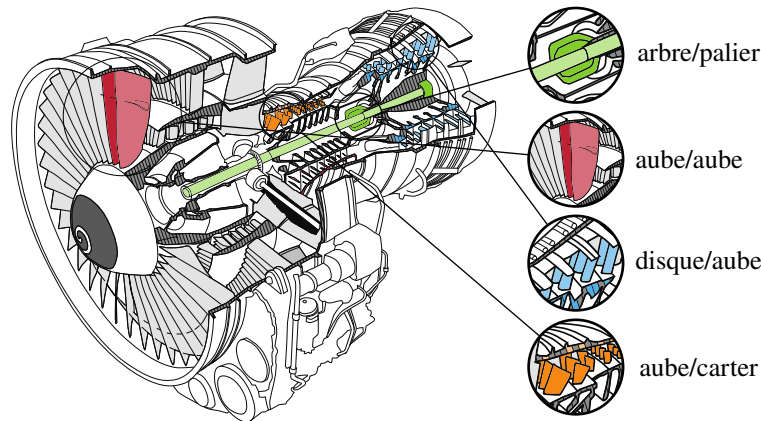


FIGURE 2.1 Interfaces mécaniques non linéaires dans une turbomachine [6].

Plusieurs interfaces peuvent être à l'origine de phénomènes vibratoires, voir la figure 2.1, ce qui en fait un sujet d'études numériques et expérimentales très actifs [15]. Dans cette

section, le détail des interactions et des phénomènes à l'œuvre au niveau de ces interfaces sont expliqués.

### 2.1.1 Arbre/palier

La liaison entre l'arbre en rotation et la partie fixe du moteur (le palier), illustrée sur la figure 2.2, est source d'interactions structurales. Au niveau de cette interface, ce sont généralement des roulements à billes ou à rouleaux qui sont utilisés. Les roulements subissent des gradients thermiques [28] et donc un jeu interne est nécessaire pour éviter des compressions excessives des billes ou des rouleaux et prévenir une fatigue prématurée. Ce jeu interne est source de non-linéarités qui peuvent entraîner des vibrations asynchrones ou des réponses sur certaines harmoniques de la vitesse de rotation. Pour analyser cette interface, plusieurs modèles ont été proposés parmi lesquels :

- le rotor de Jeffcott [29], modèle phénoménologique masse-ressort incluant une variable pour l'excentricité ;
- le modèle de Childs [30] qui correspond à un modèle de rotor de Jeffcott en coordonnées polaires avec des variations de la raideur radiale et une force tangentielle suivant la loi de frottement de Coulomb, mais sans amortissement visqueux ;
- le modèle de Black [31] où le rotor et le stator sont des systèmes linéaires à plusieurs degrés de liberté avec amortissement, le frottement sec au niveau du jeu étant pris en compte. Dans ce modèle, l'auteur introduit des fonctions de transfert de la fréquence et de la position angulaire qu'il nomme des repentances polaires, afin de décrire la réponse dynamique de l'ensemble et lui permettre de déterminer les conditions d'équilibre malgré le contact intermittent.

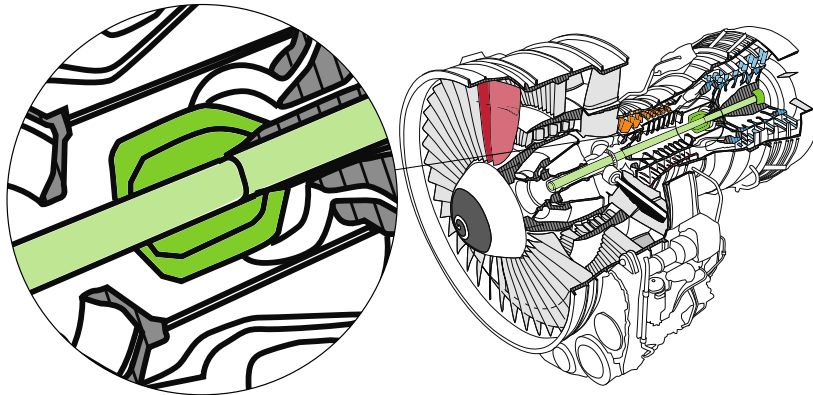


FIGURE 2.2 Zoom sur l'interface arbre/palier.

### 2.1.2 Aube/aube

Chaque roue aubagée est constituée d'un disque sur lequel sont fixées plusieurs aubes, voir la figure 2.3. L'ensemble est entraîné en rotation par l'arbre moteur. Plus le profil d'une aube est élancé, plus elle est susceptible d'entrer en contact avec ses voisines. Ce phénomène est particulièrement marqué au niveau des aubes de la soufflante. Ces contacts proviennent d'une part du dévissage des aubes causé par les effets centrifuges de la rotation, et d'autre part des charges aérodynamiques fluctuantes qui s'exercent sur elles. En effet, ces sollicitations induisent des vibrations et des déplacements significatifs de l'extrémité libre des aubes, augmentant ainsi le risque de contact. Afin de pallier ce problème, plusieurs solutions sont généralement mises en œuvre : l'utilisation d'amortisseurs frottants situés au pied des aubes, ou, comme illustré sur la figure 2.3, l'ajout de nageoires disposées aux trois quarts de la hauteur des aubes. Ces dernières augmentent la rigidité de l'ensemble en assurant un contact contrôlé entre aubes adjacentes. Ainsi, lorsqu'elles viennent en appui les unes contre les autres au niveau prévu à cet effet, elles forment un système collectif de maintien qui limite à la fois les risques de frottement excessif et les vibrations.

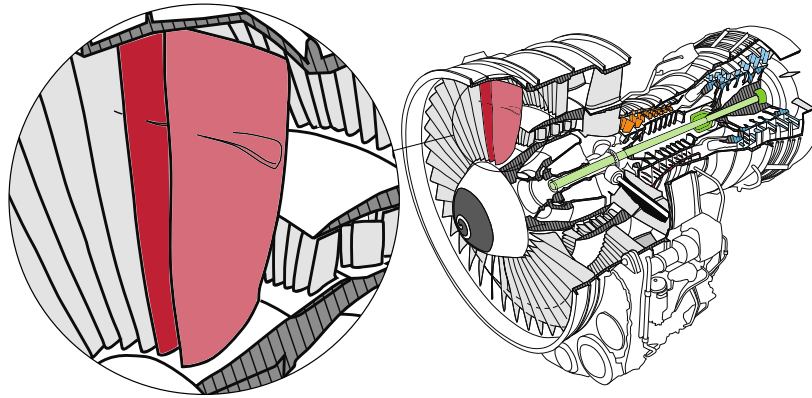


FIGURE 2.3 Zoom sur l'interface aube/aube.

### 2.1.3 Disque/aube

La zone de liaison entre le disque et les pieds d'aubes constitue une interface critique, puisqu'elle assure la solidarité mécanique de l'ensemble tout en étant soumise à des sollicitations mécaniques. Cette interface est notamment propice à l'initiation de fissures en pied d'aube. Outre leur fonction de maintien, il a été mentionné dans le paragraphe précédent que ces liaisons apportent également un amortissement grâce au frottement, ce qui permet d'atténuer les phénomènes vibratoires. Toutefois, si le frottement réduit efficacement les vibrations,

il induit en contrepartie des glissements micro- ou macroscopiques susceptibles de provoquer de l'usure au niveau du pied d'aube, phénomène connu sous le nom anglais de *fretting*. En ce qui concerne les dispositifs d'attache, leur dimensionnement fait l'objet d'études dans la littérature [32] afin d'assurer un maintien robuste tout en supportant les efforts centrifuges et aérodynamiques. Pour ces assemblages, des géométries du type pied de sapin, queue d'aronde ou marteau existent.

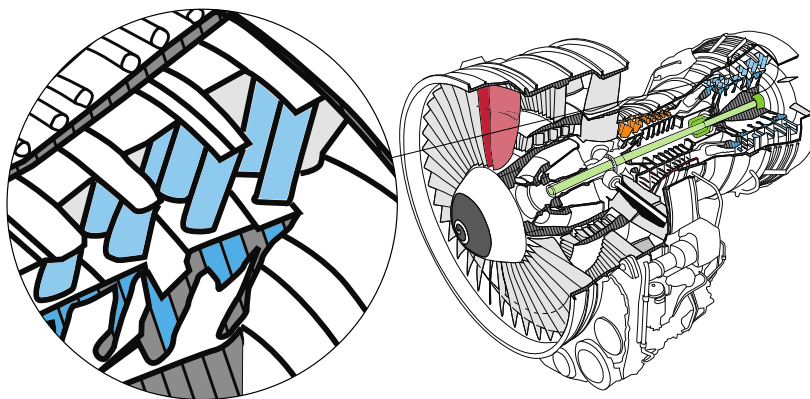


FIGURE 2.4 Zoom sur l'interface disque/aube.

#### 2.1.4 Aube/carter

Ce type d'interaction intervient sur toutes les interfaces aube/carter des turbomachines du compresseur à la turbine. La nature multiphysique de ce phénomène en fait un champ d'étude très actif dans la communauté scientifique. Sur ce type d'interface, les vitesses relatives sont très élevées (environ  $500 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) et cela provoque : des chargements aérodynamiques, des vibrations et des effets thermomécaniques sur les aubes, voir [33]. Ces effets sont également couplés à l'usure des revêtements abrasables. Cela a pour conséquence d'impacter directement le rendement global de la turbomachine et, dans des cas plus graves, cela peut générer des accidents, voir l'accident d'Albuquerque [34]. Les causes qui génèrent ces phénomènes sont multiples. Ces interactions aube/carter peuvent être catégoriser selon trois types :

- les interactions modales [35] ;
- les mouvements de précession [8] ;
- les frottements aube/abrasable (ou *rubbing* en anglais) [36].

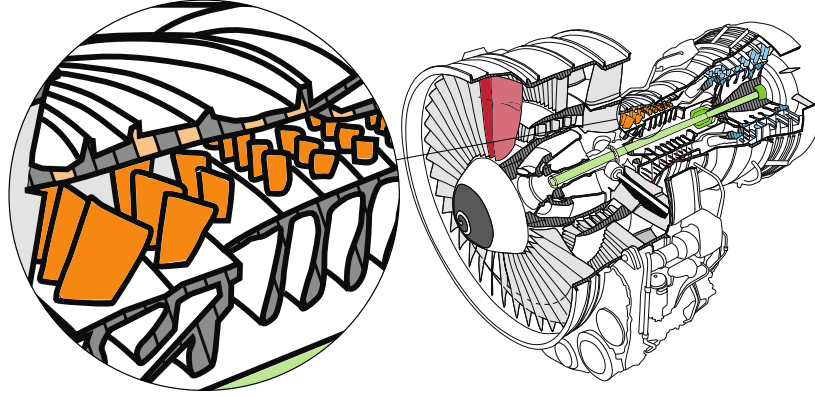


FIGURE 2.5 Zoom sur l'interface aube/carter.

#### 2.1.4.1 Interactions modales

Les interactions modales trouvent leur origine dans la concordance entre la déformation du rotor et celle du carter. En se déformant, ces structures rentrent en contact, ce qui conduit à un transfert d'énergie qui peut engendrer des déplacements potentiellement de grande amplitude et dangereux [7]. Ce transfert d'énergie est accentué par le faible jeu entre les structures. Pour décrire les déformations du rotor et du carter, il faut rappeler que ce sont des structures à symétrie cyclique [37]. C'est-à-dire que, en considérant un secteur élémentaire (aussi appelé secteur de référence) par symétrie il est possible de reconstruire la structure complète (roue aubagée ou carter) par révolution autour de l'axe de rotation, illustré ici pour un rouet sur la figure 2.6. Cette symétrie dans la construction permet de décrire les champs de

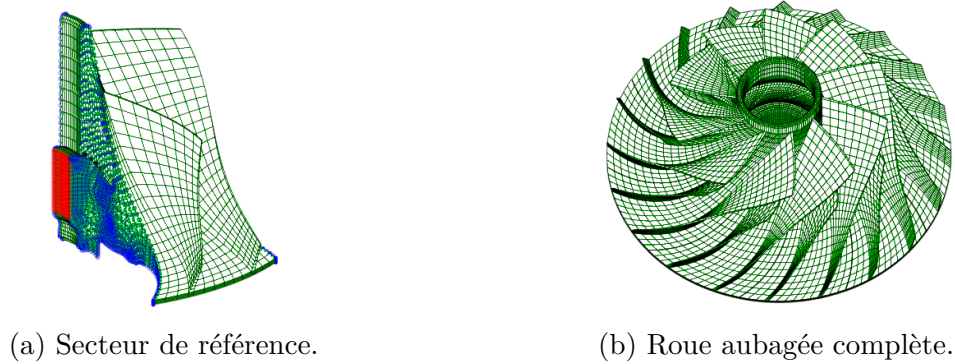


FIGURE 2.6 Équivalence entre secteur modélisé en symétrie cyclique et structure complète [5].

déplacements du carter ou du rotor comme une somme d'ondes de pulsation spatiale [5, 38]. Pour cela, deux repères sont définis : le repère fixe dans un référentiel galiléen,  $R_s$ , lié au carter et le repère tournant autour de l'axe de rotation  $\vec{z}$ ,  $R_R$ , lié au rotor. Ces repères sont

illustrés sur la figure 2.7. Soit le point matériel  $M$  du rotor ou du carter défini en coordonnées polaires par  $(r_i, \theta_i, z_i)$  où  $i = r$  ou  $s$  désignant le rotor ou le stator. La vitesse de rotation du rotor est notée  $\Omega$  et le passage d'un repère à l'autre s'obtient par la relation suivante (2.1) :

$$\theta_r = \theta_s - \Omega t \quad (2.1)$$

Le champ de déplacement du point  $M$  est noté  $\mathbf{x}(\theta_r)$ . Dans le repère tournant,  $\mathbf{x}(\theta_r)$  peut

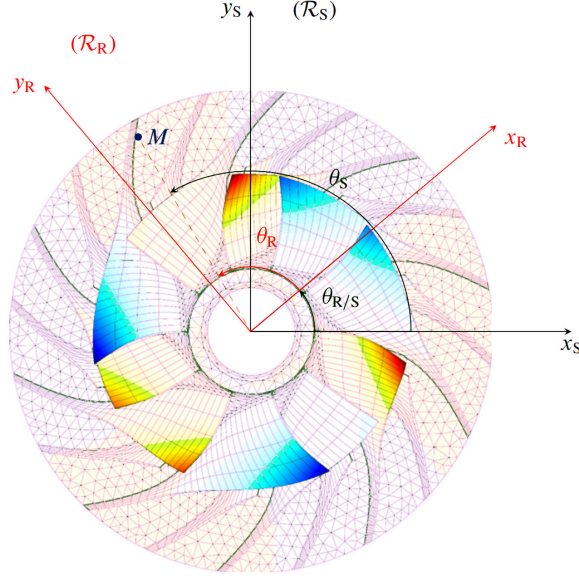


FIGURE 2.7 Repères fixe (stator) et mobile (rotor) dans une turbomachine [5].

être exprimé comme une somme d'ondes co-rotatives et contra-rotatives en fonction de la position angulaire  $\theta_r$ . On a (2.2) :

$$\mathbf{x}(\theta_r) = \sum_{k=-K}^K [\mathbf{x}_k^{co} e^{ik\theta_r} + \mathbf{x}_k^{cr} e^{-ik\theta_r}] \quad (2.2)$$

où  $K = E(N/2)$  avec  $N$  est le nombre de secteurs et  $E()$  l'opérateur partie entière. La différence entre une onde co-rotative et une onde contra-rotative est le signe de la pulsation. La même équation (2.2) peut être exprimée dans le repère fixe, les ondes liées à ce repère sont alors nommées ondes directes (en anglais *forward*) et rétrogrades (en anglais *backward*). Cette dénomination est celle employée dans plusieurs travaux publiés sur le sujet [2, 38] et est importante dans la démonstration pour distinguer par la suite les interactions modales. Ces ondes et leur rotation sont illustrées graphiquement sur la figure 2.8. Pour illustrer une interaction modale entre les deux structures pour un diamètre nodal donné, il fait l'hypothèse que la structure ne répond que sur une onde de pulsation correspondant à un mode de

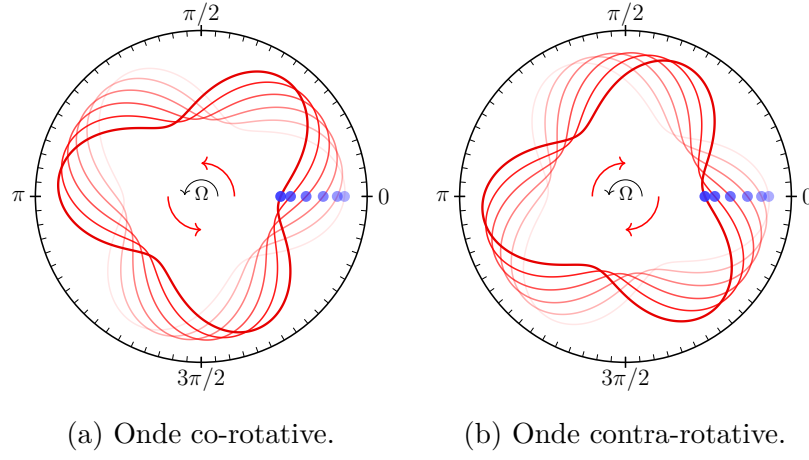


FIGURE 2.8 Ondes à trois diamètres nodaux sur une structure cyclique, sens de propagation de l'onde (  $\curvearrowright$  ), sens de rotation  $\Omega$  (  $\curvearrowleft$  ).

diamètre  $k = n_d$ . Cela signifie qu'un point M du rotor ne répond plus que sur une onde de pulsation  $\omega = \omega_r/n_d$ . De même, les champs de déplacements du carter répondent selon la fréquence propre  $\omega = \omega_s/n_d$ . Le même diamètre  $n_d$  est excité pour les deux structures. Dans le repère tournant  $R_r$ , la vitesse de propagation d'un mode comportant  $n_d$  diamètres nodaux est donnée par  $\pm\omega_r/n_d$ , selon le sens de propagation de l'onde. Dans le repère fixe  $R_s$ , cette vitesse devient  $\Omega \pm \omega_r/n_d$ . Dans ce même repère  $R_s$ , un mode de  $n_d$  diamètres nodaux du carter est  $\pm\omega_r/n_d$ . Pour illustrer ces ondes, leurs évolutions en fonction de la vitesse de rotation sont représentées dans un diagramme de Campbell 2.9 dans le repère fixe. Deux diagrammes sont représentés, car deux cas sont possibles si la fréquence propre du mode du rotor est plus grande ou plus petite que celle du carter. Une coïncidence entre les vitesses de

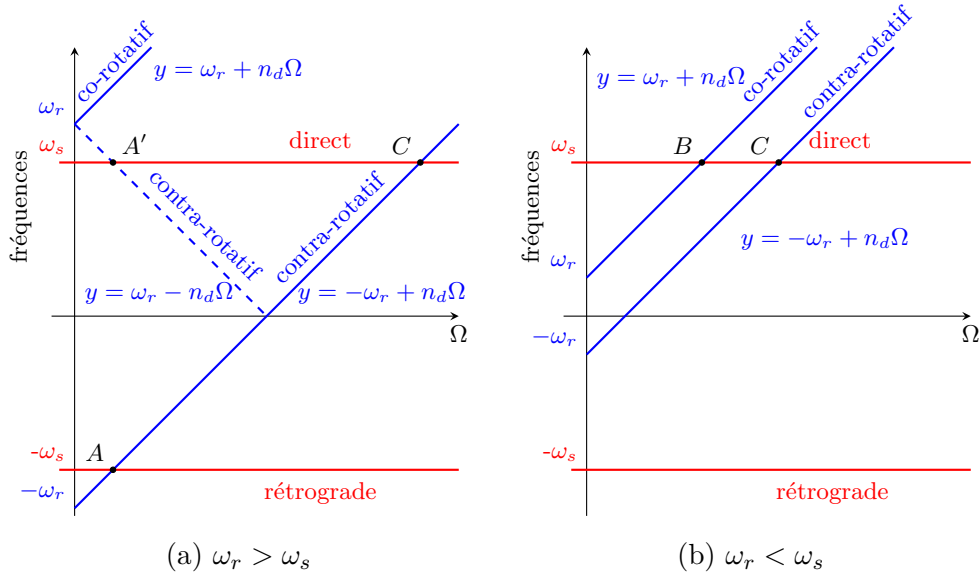


FIGURE 2.9 Diagrammes de Campbell dans le repère fixe.

propagation des ondes tournantes apparait pour une vitesse critique notée  $\Omega_c$  telle que (2.3) :

$$\Omega_c = \left| \frac{\omega_s \pm \omega_r}{n_d} \right| \quad (2.3)$$

Visuellement, il y a coïncidence fréquentielle entre deux modes au croisement de deux droites, c'est-à-dire pour les solutions de l'équation (2.3), voir la figure 2.9. En ces points notés A, B et C, des vitesses critiques  $\Omega_c$  sont définies :

- le cas A** où  $\Omega_c = \frac{\omega_r - \omega_s}{n_d}$  correspond à un cas à basse vitesse de rotation, loin des plages de fonctionnement des turbomachines et donc peu étudié. À cette vitesse, les effets centrifuges n'ont pas d'influence. Ce cas est également écarté au vu des fréquences propres des carters des compresseurs axiaux ( $\omega_s$ ) qui sont généralement supérieures à celles des roues aubagées ( $\omega_r$ ). La situation est donc le cas du diagramme de Campbell de droite 2.9b où ce point n'existe pas ;
- le cas B** où  $\Omega_c = \frac{\omega_s - \omega_r}{n_d}$  est un cas où la vitesse critique est également loin des plages de fonctionnement des turbomachines, donc où le contact ne peut pas être initialisé par les effets centrifuges et/ou dynamiques ;
- le cas C** où  $\Omega_c = \frac{\omega_r + \omega_s}{n_d}$  est le cas le plus étudié usuellement. En faisant l'hypothèse que le lieu de contact par rapport aux surfaces déformées par les ondes propagatives est au niveau des creux sur le carter pour une roue aubagée qui tourne dans le sens trigonométrique à la vitesse de rotation  $\Omega_c$  alors le contact induit par les forces de frottement génère une interaction entre un mode direct (sur l'illustration à trois diamètres) à la vitesse  $\omega_s/n_d$  du côté carter et un mode contra-rotatif à la vitesse  $\Omega_c - \omega_r/nd$ , voir l'illustration 2.10. En effet, si on se place au niveau du contact, les forces de frottement sont dirigées dans le sens inverse de la rotation de la roue aubagée et du point de vue du carter, elles sont dirigées dans le sens de rotation du rotor. Ce positionnement conduit à mettre en résonance les deux structures,

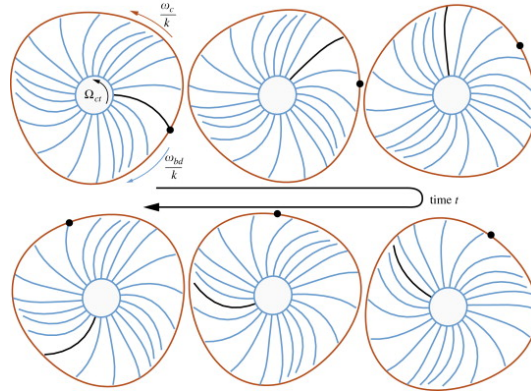


FIGURE 2.10 Schématisation d'une interaction modale à 3 diamètres, tiré de [7].

pouvant provoquer des vibrations indésirables de grande amplitude [7].

#### 2.1.4.2 Mouvements de précession

La précession fait référence à un désaxement de l'axe de rotation du moteur. Ce désaxement peut modifier les interactions aérodynamiques du moteur, ou faire varier les jeux à l'interface aube / carter ou encore en déséquilibrant les masses au niveau de l'axe de rotation comme illustré sur la figure 2.11. Des contacts peuvent apparaître au niveau des interfaces aube / carter, mais aussi arbre / palier, ce qui est étudié dans plusieurs articles [8,39]. La modélisation des mouvements de précession impose d'intégrer non seulement une roue aubagée complète, mais également la flexibilité de l'arbre moteur ce qui peut avoir un coût numérique très significatif. Ainsi, ils ne sont en général pas étudiés dans les codes de contact.

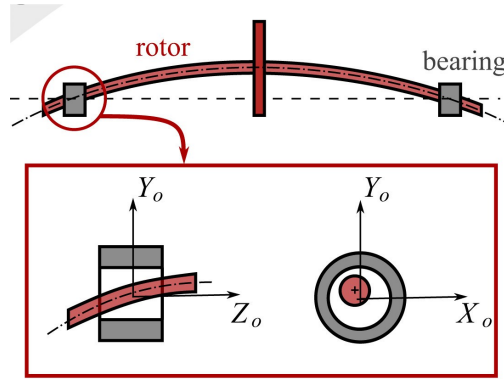


FIGURE 2.11 Système soumis à des mouvements de précession, tiré de [8].

#### 2.1.4.3 Frottements

On appelle frottements le contact direct entre le bout de l'aube et le carter. Ce contact répété peut entraîner une élévation de la température au niveau des zones de contact, pouvant conduire à des effets thermomécaniques, voir la figure 2.12. Ce type d'interaction est un sujet de recherche actif. Certains motoristes adoptent la solution technique de recouvrir le carter d'un revêtement abrasable. Le comportement au contact change et plusieurs articles étudient les lois de comportement de ces matériaux [9, 25, 36].

### 2.2 Modélisation numérique des interactions aube/carter

L'objectif de cette partie est de présenter quelques grandes lignes sur l'évolution de l'étude numérique des interactions aube/carter.

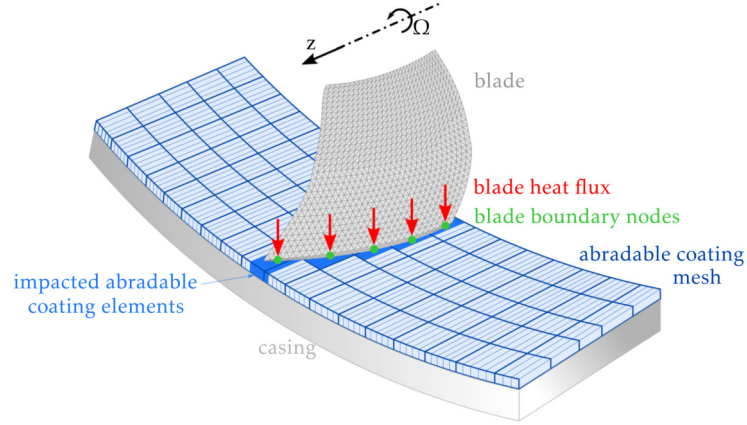


FIGURE 2.12 Illustration frottements aube / carter, tiré de [9].

### 2.2.1 Historique

Une première approche pour étudier numériquement les interactions aube/carter consiste à recourir à un modèle phénoménologique. L'idée est de simplifier la complexité d'un système composé d'aubes et d'un carter en le remplaçant par un ensemble masse-ressort-amortisseur [8, 40]. Cependant, cette approche reste sommaire dans la représentation du modèle physique, ce qui peut être limitant pour des géométries complexes, voir la figure 2.13.

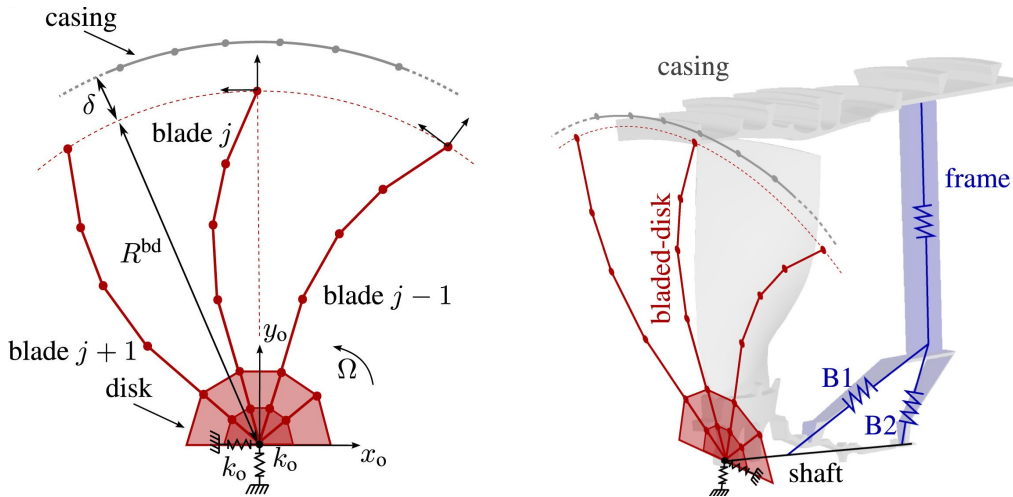


FIGURE 2.13 Illustration modèle phénoménologique, tiré de [8].

Une autre solution consiste à réaliser un modèle éléments finis, puis à construire une version réduite de ce modèle par des méthodes dites de réduction modale. Ce modèle réduit peut ensuite être utilisé pour résoudre les calculs de contact dans les domaines temporel ou fréquentiel. Les premières applications de la réduction modale à des systèmes non linéaires

apparaissent dans les années 1980, pour l'étude du comportement vibratoire des pièces tournantes de l'arbre de rotation [41–43]. Deux méthodes de réduction sont fréquemment mentionnées dans la littérature : (1) la méthode de Craig-Bampton [44] approche éprouvée pour ses qualités d'efficacité de réduction du temps de calcul tout en préservant la fidélité des résultats, et (2) la méthode des modes normaux non linéaires (NNM, non linéaire Normal Modes) [45–47] permettant une meilleure prise en compte des non-linéarités des structures. Une fois le modèle éléments finis réduit calculé, il permet l'étude du contact de la structure. Des études numériques traitant du contact ont été menées dès les années 1990 [48], en considérant tout d'abord des éléments poutres [49, 50] avec des configurations de chocs et impacts en régime permanent [51]. Ces études utilisent la loi de Hertz [52, 53] pour modéliser l'impact. Les résultats montrent une bonne convergence avec un faible nombre de modes, même si certaines limites subsistent, comme la sous-estimation des efforts de contact [50]. Plus récemment, plusieurs thèses de doctorat, notamment menées en collaboration avec Safran, ont combiné des méthodes de réduction modale (Craig-Bampton) avec des algorithmes de contact [11]. Antérieur à cela, on trouve également des travaux sur le frottement en pied d'aube [54, 55] ainsi qu'aux dispositifs d'amortissement par frottement sec [56]. Ces derniers travaux, comme [11], ont été menés sur des modèles industriels pour lesquels une approche uniquement éléments finis n'aurait pas été possible. Cela démontre les gains de la réduction modale dans l'étude numérique du contact.

### 2.2.2 Étude numérique de l'abradable et de l'usure

L'utilisation d'un revêtement abradable n'est pas une solution technologique adoptée par tous les motoristes. Ce revêtement abradable apporte des avantages pour le rendement des turbomachines en permettant une réduction des jeux, mais implique des contacts mécaniques plus fréquents, avec des échauffements thermiques au contact avec les aubes. L'usure de ce revêtement est inévitable en fonctionnement du fait de son arrachement partiel suite au contact avec une aube ou à sa fonte ou d'autres phénomènes liés à l'interaction avec les aubes du carter. Pour représenter numériquement l'usure des revêtements abradales, plusieurs approches ont été étudiées. Une première consiste à utiliser un modèle basé sur la loi de frottement de Coulomb [57]. Des régimes périodiques caractérisés par des phases de collage et de décollement de l'abradable dues au frottement ont notamment été mis en évidence. Toutefois, le type de revêtement a évolué au cours du temps aussi bien au niveau des matériaux que des méthodes de dépôt. L'étude numérique, mais aussi expérimentale des revêtements abradales a pour objectif de mieux comprendre les phénomènes survenant lors des contacts aube/abradable afin de limiter les sollicitations des aubes tout en réduisant les jeux de fonctionnement. Pour modéliser l'abradable en vis-à-vis du sommet des aubes,

plusieurs lois ont été proposées [10] incluant l'utilisation d'une loi de plasticité pour décrire l'usure 2.14. La sensibilité de l'amplitude des vibrations d'une aube en fonction du module de Young et des paramètres de plasticité de l'abradable a été étudiée et les résultats montrent un maximum situé dans une zone médiane de l'intervalle de variation de ces paramètres [58]. D'autres lois d'usure existent [59], qui reposent sur une loi d'érosion linéaire et montre que

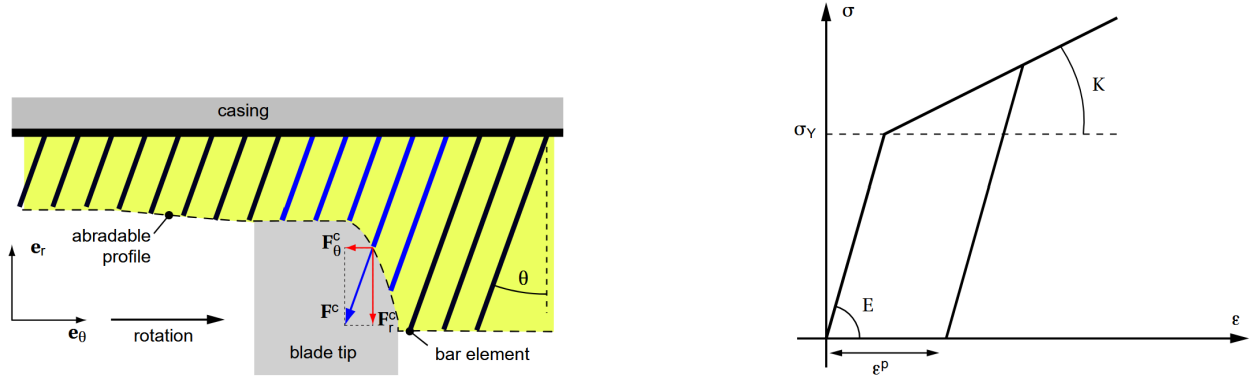


FIGURE 2.14 Modélisation de l'abradable contact au sommet d'aube, tiré de [10].

l'augmentation de la densité de l'abradable accroît les amplitudes vibratoires jusqu'à une valeur critique. Les travaux de Millecamps [15, 60] qui, en s'appuyant sur une simulation par éléments finis qui intègre la loi d'usure d'Archard, étudient la dynamique de l'aube ainsi que les effets d'échauffement et de dilatations thermiques.

### 2.2.3 Types de non-linéarité dans l'étude du contact

L'utilisation du terme de *non-linéarité* peut parfois induire une confusion en fonction du contexte d'étude des interactions aube/carter. L'objectif de cette partie est de clarifier ces usages. En mécanique du solide, trois types de non-linéarités se distinguent : géométrique, matériau et contact.

**Interfaces de contact :** Le contact dans une turbomachine est multiphysique (frottement, des effets thermiques, ou des interactions modales...) et sur de nombreuses interfaces (aube/carter, aube/aube ...). La formulation mathématique des contraintes de contact est ainsi non linéaire, rendant complexe leur intégration dans des codes de contact [61] ;

**Géométrique :** Une simplification courante de l'étude de vibration des structures consiste en la linéarisation des modèles grâce aux hypothèses des petites perturbations, englobant à la fois l'hypothèse des petits déplacements et l'hypothèse des

petites déformations. La linéarisation se situe au niveau du tenseur des déformations de Green-Lagrange et permet de simplifier les équations du mouvement [61]. Cependant, ces hypothèses ne sont plus valides lorsque la structure considérée subit de grands déplacements. Par exemple, la forme élancée des pales d'éolienne favorise l'apparition de non-linéarités géométriques [62]. C'est également le cas pour d'autres structures comme les pales de rotor d'hélicoptère [63] ou les aubes de soufflante de moteur d'avion [64–66] ;

**Matériaux :** Les non-linéarités dans des matériaux font référence à la réponse non linéaire d'un matériau par rapport à une contrainte imposée. Dans le cas courant, les déformations sont liées aux contraintes par une loi de comportement linéaire comme la loi de Hook, pour prendre en compte des phénomènes non linéaires, une dépendance au temps et à la température s'ajoute. Les phénomènes non linéaires sont l'élasto-plasticité (écrouissage) [67], l'hyper-élasticité (élastomères) [68], la visco-élasticité [69] ou encore la visco-plasticité [70] des matériaux. Ce type de loi est nécessaire pour la modélisation du fluage [71, 72]. Dans le cadre de ce mémoire, ce type de non-linéarité n'est pas étudié.

## 2.3 Modélisation expérimentale des interactions aubes carter

Dans les turbomoteurs, les interactions physiques liées au frottement, à l'usure et à la lubrification entre surfaces en mouvement ou au repos relèvent de la tribologie. Il n'est pas possible d'étudier ces phénomènes directement sur un moteur en fonctionnement. Dans la littérature, les analyses reposent donc largement sur des approches expérimentales avec des bancs d'essais simplifiés. La méthode la plus courante consiste à mettre en place des bancs d'essai, allant de l'étude de certaines pièces à la reproduction complète de certains systèmes. Cette approche peut nécessiter des moyens techniques et financiers importants. La compréhension de ces mécanismes est toutefois essentielle pour développer des modèles numériques fiables. Dans cette partie, l'étude expérimentale des mécanismes d'usure et des phénomènes thermomécaniques est abordée, puis le développement progressif des revêtements abrasables et leur rôle dans l'optimisation des turbomachines sont traités.

### 2.3.1 Mécanismes d'usure

L'étude expérimentale des mécanismes d'usure est étroitement liée au développement des bancs d'essai dans cette discipline. Historiquement, c'est en 1982 qu'a été dressé un premier bilan des interactions aube-carter par l'étude expérimentale, notamment par les travaux de Laverty [73] en instrumentant une aube avec des thermocouples sur un banc spécifique vi-

sible sur la figure 2.15. Puis autour des années 90, ces mécanismes sont précisés comme étant

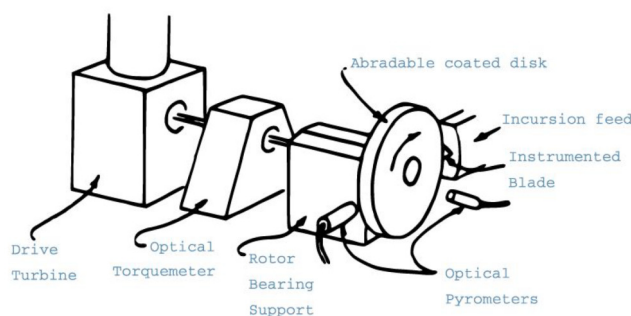


FIGURE 2.15 Banc employé par Laverty, illustration tirée de [11].

la coupe (enlèvement net de matière générant une surface lisse), la déformation, le transfert adhésif (de l'abradable vers l'aube ou inversement), la fusion, la tribo-oxydation ainsi que d'autres phénomènes contribuant à la dégradation du revêtement abradable [74]. Notamment, les travaux de Borel [74] portant sur des essais sur banc entre une aube simplifiée et un abradable à matrice métallique de type AlSi-Po, se distinguent pour cette identification. Ces conclusions indiquent notamment que la coupe constitue un mécanisme préférable au transfert ou à la fusion de matières susceptibles d'engendrer un déséquilibre du rotor. Par la suite, Schmid étend les travaux de Borel aux joints abrasables destinés aux hautes températures de turbine, grâce à la conception d'un banc de test capable d'atteindre 1200 °C [75]. Ses observations montrent que la fonte de l'abradable constitue alors le mécanisme d'usure prédominant. Ces résultats ont conduit au développement de nouveaux types d'abrasables à base d'aluminium, spécifiquement conçus pour résister aux températures très élevées. L'étude expérimentale des mécanismes d'usure est également enrichie par les travaux de Bounazef [12], qui établissent une cartographie tridimensionnelle de l'usure des revêtements lors de simulations sur banc. Son étude porte sur un revêtement *BN-SiAl-bonding organic element*, testé sur un banc Sulzer Metco, voir la figure 2.16, permettant de contrôler l'avancée du revêtement par rapport à l'aube en rotation (configuration proche de celle utilisée par Schmid). Les résultats de l'article mettent en évidence les phénomènes d'usure par transfert adhésif entre l'abradable et l'aube en fonction de la vitesse tangentielle et de la vitesse d'incursion.

### 2.3.2 Effets thermomécaniques

Les effets thermomécaniques désignent les phénomènes engendrés par la chaleur dissipée lors du contact entre l'aube et le carter. Ces effets peuvent se traduire par une dilatation thermique ou par une modification des propriétés des matériaux, influençant ainsi les fréquences propres des structures. Les phénomènes thermiques et mécaniques n'agissent pas sur

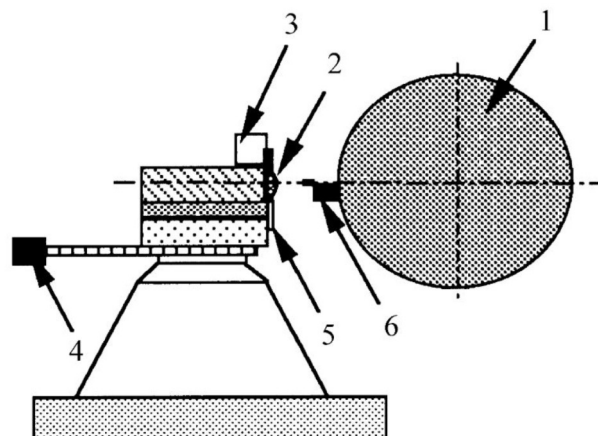


FIGURE 2.16 Banc Sulzer Metco employé par Bounazef, 1 : rotor ; 2 : abrasable ; 3 : thermocouple ; 4 : moteur ; 5 : capteur de force ; 6 : aube. Illustration tirée de [12].

les mêmes échelles temporelles, ils peuvent donc être étudiés de manière découplée. À l'échelle locale, l'analyse de la génération de chaleur au contact impose d'examiner les mécanismes de dissipation thermique. Dans l'article [76] Hisham A. Abdel-Aal montre que certains paramètres, tels que les efforts de contact ou la vitesse de glissement, semblent avoir une influence limitée sur cette dissipation, contrairement à la conductivité thermique, qui varie significativement avec la température. Millecamps [15, 60] montre que la majorité du flux thermique est absorbée par le stator et propose une approche numérique basée sur un découplage mécanique/thermique. Sa méthodologie combine des calculs mécaniques transitoires (méthode des pénalités sous Ansys), une estimation de l'usure à partir d'un coefficient appliqué à l'effort normal, ainsi que des calculs thermomécaniques transitoires avec mise à jour géométrique. Les résultats obtenus présentent une corrélation partielle avec l'expérience, les températures simulées restant cependant inférieures aux mesures. D'autres auteurs ont proposé d'autres approches, par exemple, Wang [77] s'appuie sur l'équation de Fourier et met en évidence une montée rapide de la température en début de contact. Il étudie ensuite l'évolution du module de Young en fonction de la température afin de prédire l'usure de revêtements abrasables (NiCrAl-silicate, AlSi). De son article, Temizer [78] propose une méthodologie permettant de caractériser la conductivité thermique de la zone de contact à l'échelle microscopique, à partir de variables macroscopiques.

### 2.3.3 Études expérimentales des revêtements abrasables

Plusieurs matériaux ont donc été considérés au fil du temps. Dans les années 1970, par exemple, la NASA, en collaboration avec Pratt et Whitney, a initié une série de tests [79] sur des joints abrasables (*knife edge seal*). Les solutions étudiées incluaient des matériaux à faible

densité et friables, mais ceux-ci furent rapidement écartés en raison des particules solides pouvant endommager le moteur. L'utilisation de structures alvéolaires métalliques a également été envisagée [80]. Ce sont finalement des métaux plus denses se déformant plastiquement au contact, tels que le nichrome fritté, ou encore des alliages de nickel et de graphite appliqués par projection plasma [81] qui furent choisis par l'industrie. Ces revêtements assurent une bonne étanchéité et apportent une protection thermique au carter, mais demeurent usinables et ajustables [82]. D'autres études ont alors été menées sur la recherche de nouveaux matériaux, portant par exemple sur la résistance à haute température (au-delà de 1200 °C). L'étude d'un alliage zirconium-magnésium appliqué par projection plasma [13, 83] peut être mentionnée. Des recherches complémentaires ont également porté sur l'optimisation des méthodes de dépôt [84]. Aujourd'hui, d'autres revêtements continuent d'être étudiés, comme des alliages à base d'aluminium (AlSi-hBN) [85, 86]. Les matériaux composites, en particulier à matrice céramique, sont considérés comme des alternatives potentielles [87], mais ne sont pas encore utilisés comme revêtement dans des moteurs en fonctionnement.

### 2.3.4 Dispositifs expérimentaux

La simulation numérique permet d'obtenir une modélisation des phénomènes d'interaction entre aube et carter, mais l'expérimentation demeure indispensable pour valider et compléter les outils numériques. Ainsi, la mise en place de banc d'essais a toujours constitué un enjeu majeur pour l'étude des roues aubagées, mais aussi des étages de compresseurs, de turbines et d'autres composants. Différents types de banc d'essais peuvent être développés en fonction des propriétés physiques que l'on souhaite observer. Certains montages ont été mentionnés pour l'étude des mécanismes d'usure, et l'objectif de cette partie est de compléter ces explications par un historique plus complet et une meilleure caractérisation des bancs en fonction du type de sujet étudié. Les premiers montages expérimentaux, apparus au début des années 1970, visaient à caractériser les matériaux abrasables ainsi que les mécanismes d'usure associés. Progressivement, ces dispositifs se sont complexifiés afin de reproduire davantage les conditions réelles de fonctionnement des moteurs d'avion. Toutefois, le coût de ces bancs reste élevé, ce qui limite leur généralisation. Par ailleurs, des enjeux de confidentialité peuvent exister concernant les pièces utilisées lors des essais, entraînant parfois des divergences entre les composants testés et ceux réellement intégrés aux moteurs. Les premiers bancs d'essais furent construits aux États-Unis. On peut citer le fabricant METCO qui en 1982 cherchait à évaluer l'abrasabilité de plusieurs matériaux [13], illustration du banc visible sur la figure 2.17. L'objectif expérimental était de reproduire l'environnement de la turbine afin d'étudier l'abrasable, lui-même chauffé par une torche et apposé par projection thermique sur une surface courbe. Cet abrasable est avancé à une certaine vitesse d'incursion vers un

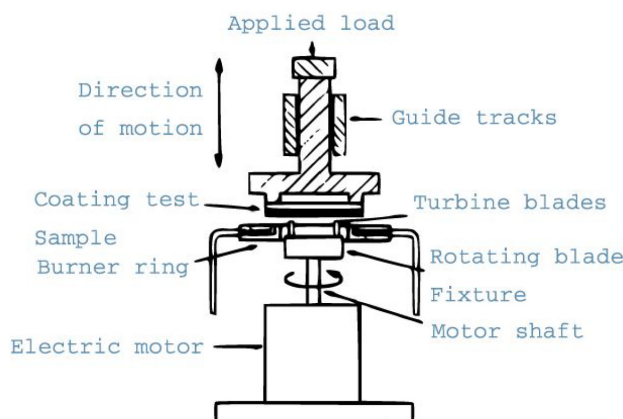


FIGURE 2.17 Banc employé par Novinski, illustration tirée de [13].

disque en rotation monté d'une aube. Laverty s'intéresse à la configuration inverse avec une aube statique qui avance vers un disque en rotation recouvert du revêtement et instrumenté par des thermocouples sur l'aube. Le but est d'étudier un contact frottant prolongé [73]. Viennent ensuite les travaux de Borel [74] puis de Schmid [75], qui permettent l'identification des mécanismes d'usure à haute température. Dans le cadre des travaux de Bounazef [12], un banc Sulzer Metco 2.16 est employé. Son fonctionnement consiste en l'approche contrôlée d'un revêtement abrasable vers une aube simplifiée en rotation, un fonctionnement similaire à celui des travaux de Schmid. Ce banc permet d'étudier le comportement d'un revêtement abrasable. Pour caractériser l'abrasable, des bancs d'essais balistiques peuvent être utilisés. Le principe de ces essais repose sur la projection d'une éprouvette abrasable, lancée à très haute vitesse ( $100\text{--}450\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) par un canon à gaz, afin de percuter une aube et de simuler le mécanisme de coupe. Sutter [88] et Ben Zeineb [89] ont ainsi mesuré les efforts de coupe orthogonale et oblique sur des éprouvettes AlSi-Po projetées sur une aube en alliage de titane. Cuny [22, 90] a ensuite utilisé un dispositif similaire pour caractériser le comportement dynamique des abrasables, montrant les non-linéarités de l'interaction aube/abrasable. Les bancs d'essais rotatifs permettent le même type d'étude que les bancs balistiques, mais avec la prise en compte des effets centrifuges dans la détermination des efforts d'interaction entre l'aube et l'abrasable. Le phénomène de raidissement centrifuge peut apparaître au contact, ce qui change le comportement dynamique de la pièce en rotation en décalant ses fréquences propres vers des fréquences supérieures ou en provoquant un dévissage de l'aube. La grande vitesse de rotation rend difficile l'instrumentation de l'aube. Une des solutions choisies par l'ONERA de Lille est de mettre en rotation l'abrasable et de garder l'aubage fixe, une configuration semblable à celle de Laverty [73] mais avec une plus grande flexibilité de l'aube. Ainsi Baïz et Mandard ont pu caractériser les phénomènes de couplage dynamique en mettant l'accent

sur les amplitudes de vibration de l'aube testée [91]. Parmi les bancs rotatifs dédiés à l'étude du contact aube/abradable, on peut citer ceux développés à l'université d'Ohio [92] (une illustration du banc est visible ici 2.18a), à l'Institut de recherche aéronautique d'Ottawa [93] (illustration jointe 2.18a), à l'université des sciences appliquées de Rapperswil [94] (banc illustré ici 2.18c) et à l'université de Sheffield [95]. Plus récemment, Nitschke a présenté un banc

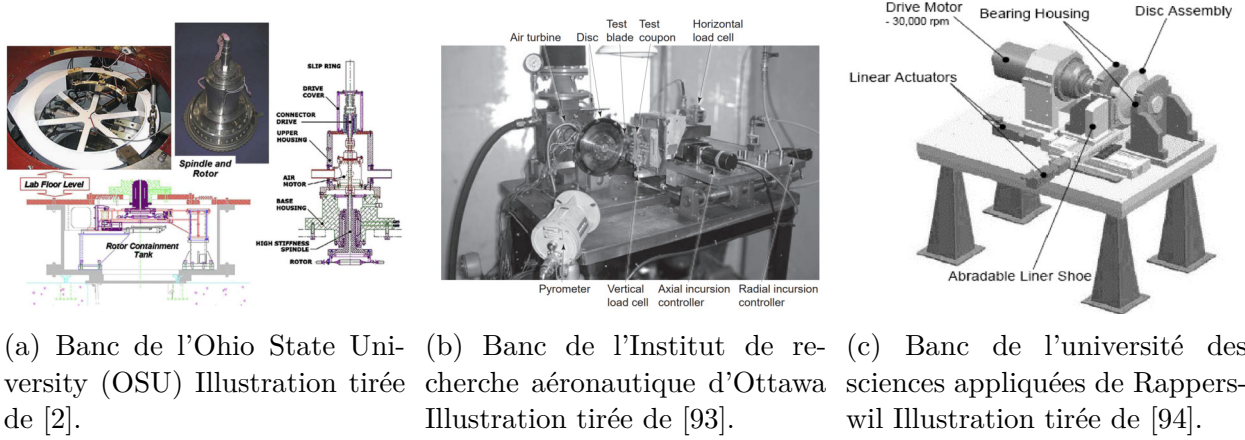


FIGURE 2.18 Illustrations de différents bancs expérimentaux.

expérimental issu d'une collaboration entre Rolls-Royce et TU Dresden [14], une illustration du banc est visible sur la figure 2.19. Ce dispositif permet de tester rapidement des confi-

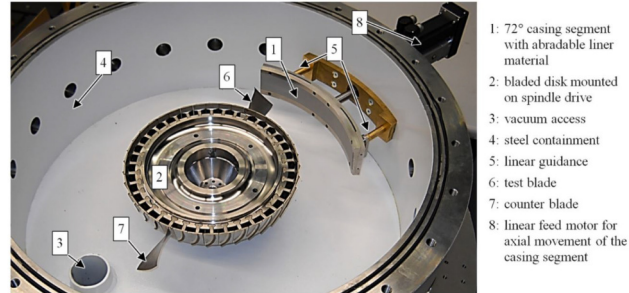


FIGURE 2.19 Banc employé par Nitschke tirée de [14].

gurations aube/abradable d'étages de compresseur, tout en enregistrant des données sur les vibrations, déformations, forces de contact et échauffement du revêtement. Ce banc est capable d'atteindre les 15000 rpm et de supporter 12 sections de carter. Peu d'installations sont capables de produire une interaction aube-carter sur un carter 360 degrés. Pour reproduire les conditions d'opération d'un moteur d'avion, des bancs d'essais en conditions moteur ont été développés. À ce jour, l'étude expérimentale d'un compresseur ou d'une turbine composé de plusieurs étages successifs n'est pas possible, mais l'influence du couplage entre les étages d'un point de vue dynamique a pu être menée [37]. L'influence des effets thermomécaniques

sur la dynamique de l'aube a été évaluée sur banc d'essais du laboratoire Mécanique de Lille et Safran Aircraft Engines composé de plusieurs étages d'un compresseur haute pression, voir la figure 2.20 [15]. Un autre banc utilisé par Safran au sein du Laboratoire de Tribologie et

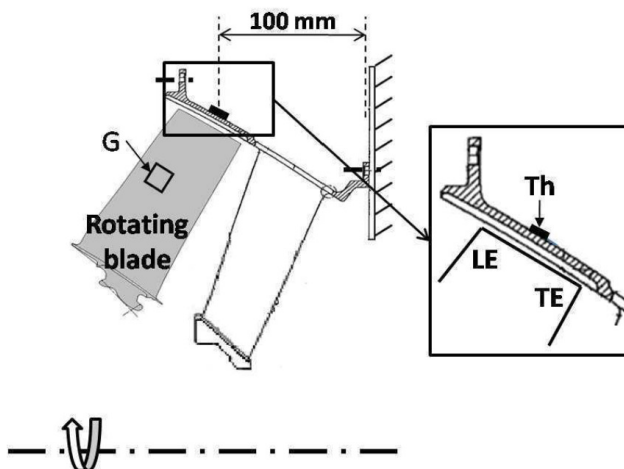
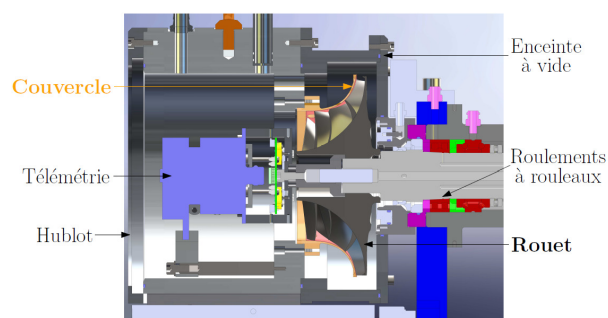


FIGURE 2.20 Banc employé par Millecamps, illustration tirée de [15].

Dynamique des Systèmes (LTDS) est le banc **CASTOR**, acronyme de Contact Aube STatOR. Ce banc d'essai moteur instrumenté a servi de support à plusieurs études portant sur un compresseur centrifuge particulier. Les essais présentés ultérieurement [2], ainsi que les essais complémentaires [5], ont été réalisés sur cette installation. Deux illustrations de ce banc sont visibles ici 2.21. Le banc se distingue dans la littérature par l'utilisation de composantes



(a) Vue globale du banc d'essai [2]



(b) Vue partielle du banc d'essai [2]

FIGURE 2.21 Deux illustrations du banc CASTOR tirées de [2].

expérimentales non simplifiées. C'est-à-dire que les pièces mises en contact, le rouet (rotor) et le couvercle (carter), sont à échelle réelle sans modification majeure par rapport à leurs équivalents utilisés dans un moteur. Les résultats des essais expérimentaux réalisés sur ce

banc sont présentés dans la thèse [2] et sont utilisés comme comparaison avec les résultats numériques obtenus lors de cette maîtrise.

## **2.4 Bilan de la revue de littérature**

Cette revue de littérature a permis de présenter de manière détaillée les différentes interactions structurelles intervenant dans les moteurs d'avion, en mettant particulièrement l'accent sur les interactions aube / carter, qui constituent le cœur de la suite de ce travail de maîtrise. Les interactions modales ont été analysées et illustrées, et elles seront reprises lors de l'étude des résultats numériques. La modélisation numérique des interactions aube–carter a ensuite été exposée, retraçant l'évolution historique des approches numériques développées pour ce type d'interaction. Enfin, la modélisation expérimentale de ces interactions a été décrite, en abordant notamment les principaux phénomènes physiques associés à l'usure et au phénomène thermomécanique ainsi que les différents dispositifs expérimentaux employés pour leur étude, en particulier celui utilisé dans le cadre de la présente recherche.

## CHAPITRE 3 CONTEXTE ET PROBLÉMATIQUE DE L'ÉTUDE

### 3.1 Contexte

#### 3.1.1 Pertinence des simulations numériques de contact

Comme il a été expliqué dans la revue de littérature, la mise en place de bancs d'essais spécifiques à l'étude du contact aube/carter est coûteuse pour un industriel. De plus, les bancs d'essais sont généralement dédiés à l'étude d'un phénomène plutôt qu'à la reproduction du fonctionnement complet d'une turbomachine. Cela a motivé les industriels à développer des codes et programmes numériques visant à prédire les interactions aube/carter [96], tels que l'outil Coros, développé au LAVA en collaboration avec Safran. Avec cet outil, il est possible par exemple de simuler la réponse vibratoire d'une aube soumise à des contacts répétés avec le stator [97]. Ce programme permet d'étudier la non-linéarité du contact de manière plus efficace que les logiciels commerciaux, notamment en permettant la combinaison de procédures de réduction modale avec la gestion du contact. Intégrer ce type de code dans le processus de conception d'un moteur représente donc un avantage pour le motoriste. En ce qui concerne Coros, celui-ci est à ce jour utilisé *a posteriori* dans la conception d'une aube en étudiant leur comportement vibratoire au contact pour différents profils, ou pour analyser la réponse de certains modèles à des sollicitations spécifiques. Valider ce code pour les différents types d'interaction envisageables dans les turbomoteurs est essentiel pour permettre d'envisager, à terme, son intégration dès les premières phases de la conception des aubes.

#### 3.1.2 Contexte industriel

Lors de la phase d'étude d'un moteur d'hélicoptère de Safran Helicopter Engines (abrégée en SHE et anciennement Turbomeca), il a été réalisé des essais d'ingestion d'eau du compresseur centrifuge haute pression, voir la figure 3.1. Lors de ces essais, une diminution inattendue et rapide de la vitesse de rotation a été observée. Après démontage du moteur, des dommages ont été constatés sur le compresseur et le carter. En particulier, les aubes du rouet présentaient des signes de contact avec des rainures à leurs extrémités. Sur une des aubes, une déformation plastique en forme de S était visible au milieu de corde. Du côté du carter, une grande partie de l'abradable avait été arrachée et des zones sans abradable sur la surface du carter présentaient des traces de brulure et de fusion [16]. Ces interactions significatives et inattendues ont mené SHE à considérer l'étude des interactions modales, c'est-à-dire la résonance entre les modes propres et les ondes tournantes du rotor et du car-

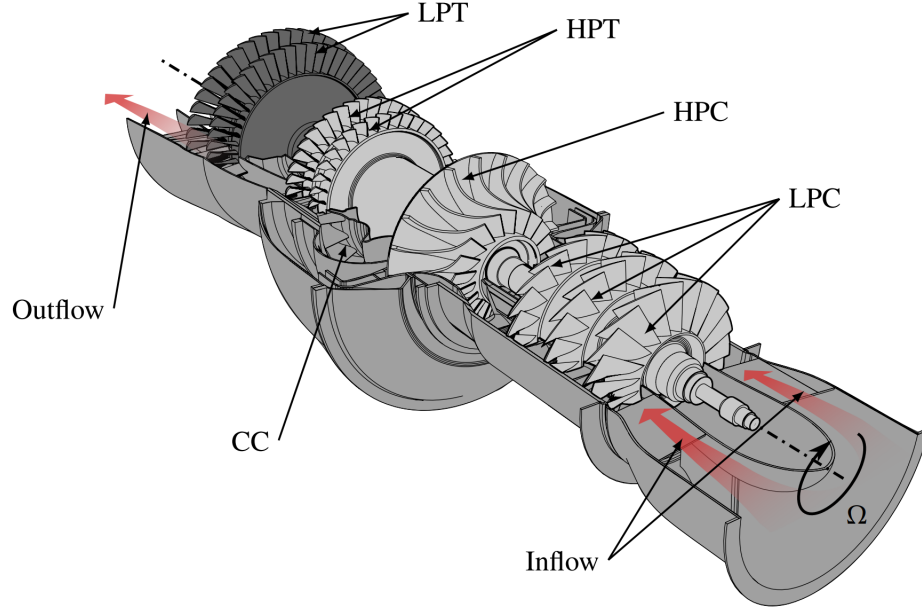


FIGURE 3.1 Illustration du compresseur centrifuge haute pression [16].

ter, car les conséquences de ce type d'interaction sont importantes. L'un des accidents les plus célèbres impliquant une coïncidence modale est documenté dans [34]. En raison d'une accélération soudaine du moteur tribord, une coïncidence modale a été obtenue dans l'étage de soufflante du moteur de l'avion McDonnell Douglas DC-10-10. Les vibrations de grande amplitude induites par le contact ont provoqué la perte des pales, et le déséquilibre a ensuite entraîné la désintégration de l'étage de soufflante et une panne catastrophique du moteur. Il s'agit du pire scénario, qui est très peu susceptible de se produire avec les moteurs modernes. Ces conclusions ont conduit à la mise en œuvre d'études expérimentales et numériques sur ce compresseur centrifuge. Les études expérimentales ont été réalisées sur le banc LTDS à l'École Centrale de Lyon (voir la section 2.3.4) pour étudier les interactions modales qui auraient pu apparaître. L'étude expérimentale des interactions modales de ce compresseur a fait l'objet de deux thèses et de plusieurs articles [2, 5]. En parallèle, et de manière indépendante, ce compresseur a également été étudié numériquement [1, 16]. Pour la partie numérique, le code de contact utilisé est le code Coros qui est détaillé et présenté dans la section 3.3. Il s'agit d'un code de simulation d'interaction aube/carter déjà utilisé et éprouvé au sein d'autres entités Safran. De nouvelles fonctionnalités ont donc été développées dans Coros pour la modélisation des rouets de compresseurs centrifuges et l'emphase a été mise sur l'utilisation de Coros pour la modélisation des compresseurs radiaux et axiaux employés dans les moteurs d'hélicoptères. Ces développements ont ainsi servi au sein de SHE pour différents travaux et thèses [16, 98]. Les simulations de contact de cette campagne utilisaient une représentation

du carter rigide avec des déformations selon des lobes, n'ayant pas recours à l'option carter flexible de Coros. Les résultats n'ont pas démontré la présence d'interaction modale mais des interactions entre les multiples de régimes moteur de la vitesse de rotation et des fréquences propres des structures. Les développements ont ensuite été orientés vers la modélisation des modèles numériques du compresseur, avec l'intégration de la prise en charge des non-linéarités géométriques. Plusieurs projets de doctorat et de postdoctorat, dont les recherches portaient sur la précharge centrifuge appliquée aux modèles multi-secteurs mécaniques, ont permis la création et la généralisation de scripts en langage APDL (langage de programmation d'Ansys). Ces scripts couplés à des vérifications numériques sur les modèles réduits ont démontré la faisabilité et le bon fonctionnement d'un couplage entre Coros et le logiciel Ansys, en vue de générer des modèles réduits thermo-mécaniques, procédure anciennement réalisée dans le logiciel Samcef. L'intégration et l'implémentation de la prise en compte des non-linéarités géométriques ont nécessité le calcul de nombreux coefficients ainsi que leur vérification associée puis la mise à niveau des scripts mono-secteur comme multi-secteur de réduction modale et la validation. La contribution de cette maîtrise à ces développements est détaillée dans la section 4.1. Cette évolution était nécessaire pour pouvoir valider l'utilisation de Coros dans les processus de bureau d'études de SHE.

L'objectif principal de cette maîtrise est la validation du code Coros par confrontation avec les résultats expérimentaux du banc CASTOR, marquant une première étape de corrélation entre les approches numériques et expérimentales sur ce compresseur centrifuge. En particulier les développements numériques se sont centrés sur la reprise de l'option carter flexible de Coros avec l'objectif de réaliser un premier point de validation numérique / expérimental pour cette option et pour un fonctionnement dans une configuration multi-secteur du carter et du rouet, validation qui n'avait encore jamais été réalisée pour le code. La suite de cette section détaille les essais expérimentaux réalisés dans le cadre de la thèse [2] 3.1.2.1. Les travaux de [5], faisant suite aux travaux de [2] sont également évoqués.

### 3.1.2.1 Présentation des résultats de la thèse [2]

Le sujet de la thèse [2] est le couplage thermomécanique et vibratoire d'un compresseur centrifuge lors d'un contact aube-carter. Les enjeux sont les instabilités générées par usure de l'abradable et couplage thermomécanique lors d'une coïncidence modale. Le dispositif d'essai est appelé le banc CASTOR présenté sur la figure 3.2. Il s'agit d'un banc d'essai, construit et instrumenté pour les essais, qui se trouve au LTDS sur la plate-forme "Machines Tournantes".



FIGURE 3.2 Illustration du banc CASTOR [2].

**3.1.2.1.1 Configuration 1** Les résultats de la configuration 1 sont utilisés comme point de comparaison avec les résultats de ma maîtrise. Pour celle-ci les conditions expérimentales correspondent à celles de l'interaction modale aube/carter, pour une coïncidence entre le mode rétrograde du carter et le mode contra-rotatif de la roue aubagée à quatre diamètres, illustré sur la figure 3.3. Les essais ont une consigne de vitesse pour une rampe de

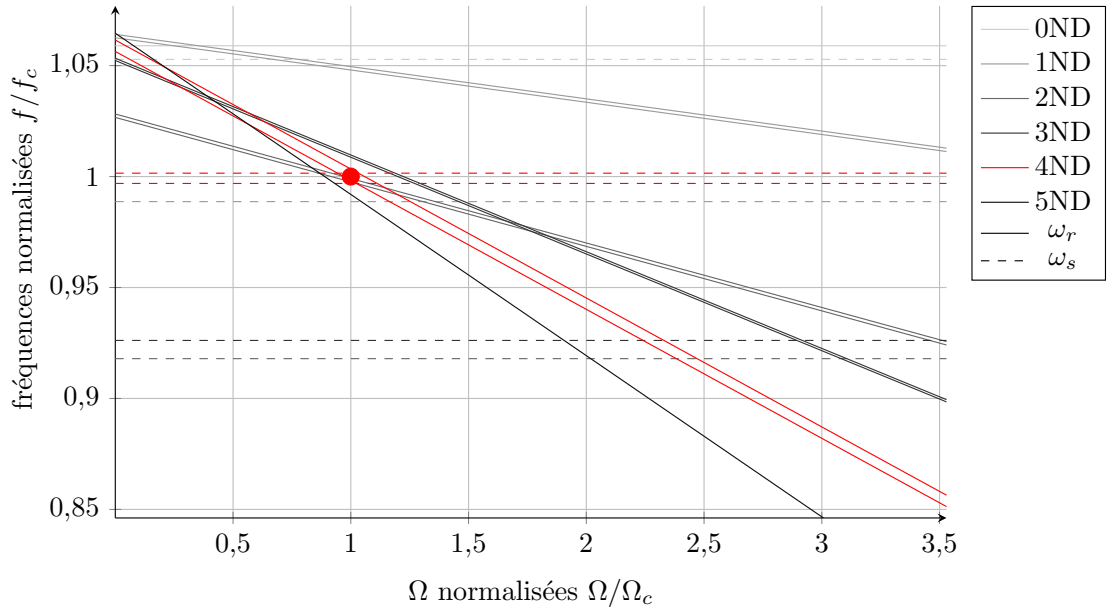


FIGURE 3.3 Diagramme de Campbell normalisé à partir des données de la thèse [2].

$0,9 \cdot \Omega_c \text{ tr min}^{-1}$  à  $1,05 \cdot \Omega_c \text{ tr min}^{-1}$ , c'est-à-dire autour de la vitesse critique d'interaction modale. Le jeu à l'origine est calibré comme un éloignement du rouet et du carter de quelques micromètres après contact. Lors de l'essai, le contact est initié en introduisant une excitation piézoélectrique sur le couvercle à une fréquence de  $\omega_s^4$  ce qui produit un déplacement du BF d'une amplitude permettant de rattraper le jeu et ainsi provoquer le contact. La réponse générée est alors une onde stationnaire sur le couvercle. Les analyses temporelles montrent la présence de bouffées associées à l'interaction. Ces bouffées sont des événements transi-

toires, de l'ordre de la seconde, au cours desquels les déplacements du rouet et du carter augmentent fortement. Cela se traduit par une réponse de l'ensemble des jauges de déformation. Au niveau du signal temporel, trois bouffées sont visibles, voir la figure 3.4. Par la suite

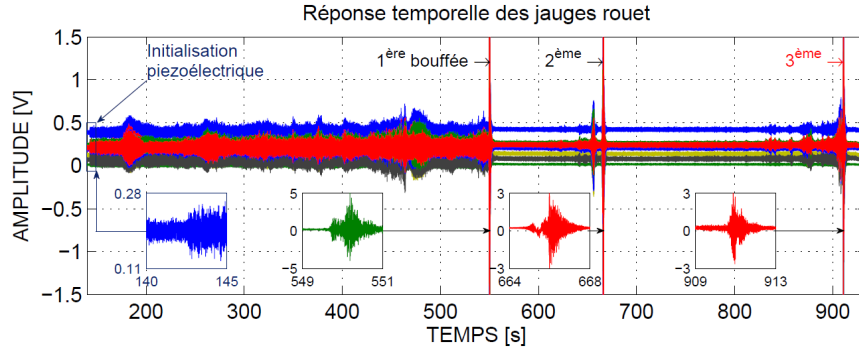


FIGURE 3.4 Réponse temporelle des jauges du rouet [2].

l'analyse fréquentielle des résultats est réalisée. Sur le signal fréquentiel du couvercle, voir la figure 3.5a, les fréquences d'excitation ainsi que des harmoniques multiples de cette vitesse sont identifiées. Des raies décalées de  $\pm\Omega$  sont observées, il s'agit de *sidebands* causés par la non-linéarité du contact. Pour le rouet, voir la figure 3.5b, des *sidebands* sont également visualisés dans le repère tournant, ainsi que deux zones d'interaction modale (zones de coïncidence fréquentielle et spatiale entre les modes du rouet et du couvercle) marquées par des rectangles noirs pointillés sur la figure 3.5b. Elles semblent être à l'origine de l'augmentation de l'amplitude des déplacements, ce qui peut être interprété comme une coïncidence modale. Une analyse de la réponse thermique est également menée et corrobore ces résultats.

**3.1.2.1.2 Configuration 2** Pour la seconde configuration, la mise en contact est différente. L'excitateur piézoélectrique est retiré et le contact est généré en rapprochant les structures dans la position "zéro" correspondant à un contact léger entre le rouet et le carter. Chaque essai est fait par un balayage discret autour de la vitesse critique d'interaction modale. L'analyse temporelle montre la présence de bouffées, voir la figure 3.6. L'analyse fréquentielle permet d'identifier l'interaction entre différents diamètres nodaux et régimes moteurs comme la cause des bouffées observées. L'interaction entre le régime moteur  $80\Omega$  et le mode à 4ND, le régime moteur  $79\Omega$  et le mode à 3ND et le régime moteur  $77\Omega$  et le mode à 2ND sont observés, voir la figure 3.7b. Les résultats montrent que les harmoniques de la vitesse de rotation déclenchent les événements transitoires à forte amplitude lorsqu'ils croisent les modes propres des deux structures.

En résumé, ces travaux ont établi un couplage entre la dynamique, la thermique et l'usure. L'augmentation de température tend à rapprocher les deux structures et ainsi initier

le contact tandis que l'usure, quant à elle, est responsable de la perte de contact lorsque l'abradable est consommé dans les zones de contact. Le contenu fréquentiel se caractérise par la présence d'harmoniques, de la vitesse de rotation et de sidebands. Les amplifications dynamiques mises en évidence semblent cohérentes avec les harmoniques de la vitesse de rotation où les sidebands coïncident avec les modes du rouet / couvercle.

### 3.1.3 Conclusion et bilan essais expérimentaux

Les résultats de cette étude démontrent expérimentalement la présence d'une interaction modale lors de l'excitation du carter selon un diamètre défini. En l'absence d'excitation, ces travaux mettent en évidence des variations d'amplitude, mais les mesures effectuées lors des essais ne permettent pas de caractériser avec certitude la cause de ce phénomène par limitations expérimentales.

Une autre campagne de simulations a été réalisée avec une instrumentation du rouet et se concentrant sur le phénomène d'interaction modale sans l'excitateur piézoélectrique [5]. Le diamètre nodal 3 était étudié et les résultats montrent des évènements de contact, mais qui semblent minoritaires au vu des interactions déclenchées par l'excitation des modes du rouet par les harmoniques de la vitesse de rotation. En effet, les critères de coïncidence fréquentielle, spatiale et de sens de propagation des ondes, ne sont pas vérifiés pour les interactions observées [2,5]. L'hypothèse avancée pour expliquer ces absences pourrait être liée à des considérations géométriques et physiques [5].

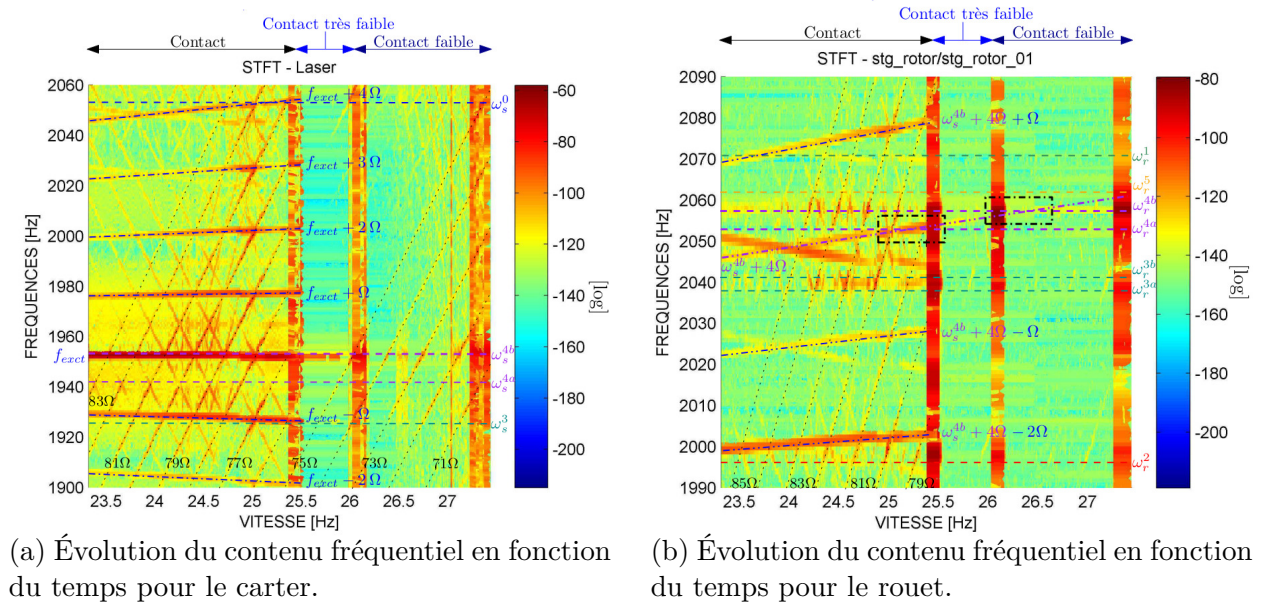


FIGURE 3.5 Analyses fréquentielles [2].

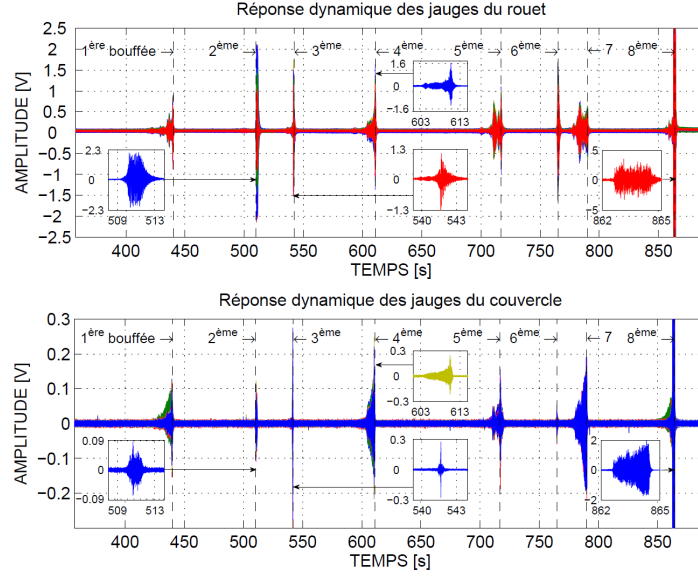
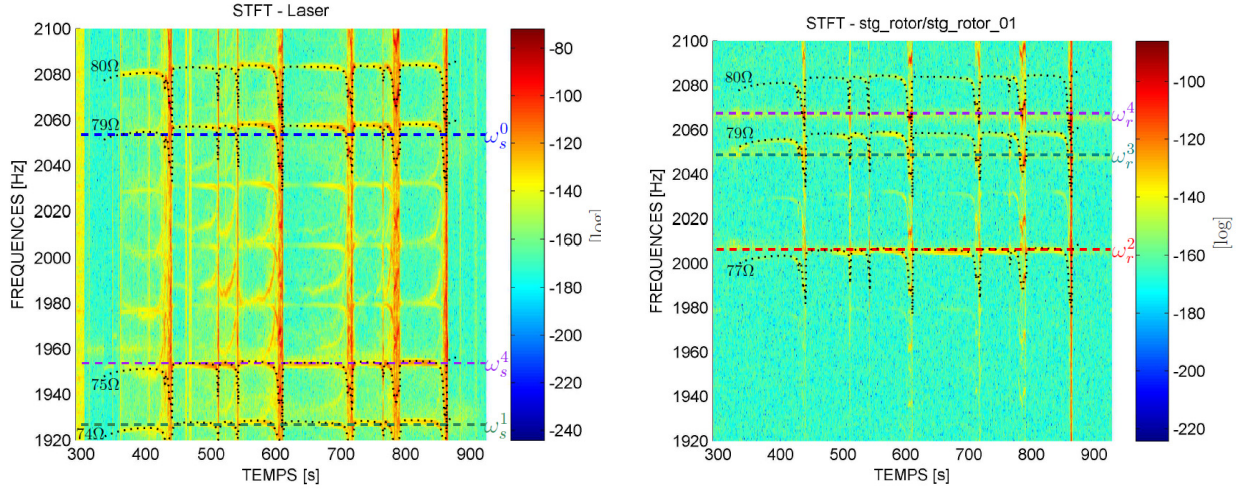


FIGURE 3.6 Réponses temporelles des jauges du carter et du rouet [2].



(a) Évolution du contenu fréquentiel en fonction du temps pour le carter

(b) Évolution du contenu fréquentiel en fonction du temps pour le rouet

FIGURE 3.7 Analyses fréquentielles [2]

### 3.2 Objectifs

Tout code numérique doit subir une phase de validation et de vérification. La vérification consiste à s'assurer que le code résout correctement les équations mathématiques implémentées, qu'il converge, etc. La validation consiste à vérifier, sur des résultats physiques, que le code représente bien la réalité. Le code Coros existe depuis plusieurs années et a fait l'objet de plusieurs campagnes de validation et de vérification. Notamment, les points

de validation du code sont détaillés dans la section 3.3.5. Dans le cadre de cette maîtrise, trois objectifs se dégagent. Tout d’abord, la procédure de génération de modèle réduit depuis Ansys APDL n’avait à ce jour pas fait l’objet d’étude approfondie. Un premier objectif est donc de vérifier la robustesse et le bon fonctionnement du module MMV de Coros pour Ansys. Ensuite un second objectif concerne l’option carter flexible de Coros. Celle-ci nécessite des remises à jour, généralisation et une adaptation pour des modèles Ansys. Un travail de calibration important est nécessaire en ce qui concerne l’effort de déformation du carter et de la spline. Un travail de vérification sur la gestion de l’effort et de l’abradable doit également être réalisé. Enfin, un dernier point de validation concerne une campagne de simulation du banc CASTOR avec pour objectif de retrouver les résultats expérimentaux et ainsi réaliser un point de validation expérimental de l’option carter flexible et du module Ansys. Également une étude de convergence des modèles relevant de la validation est à réaliser.

### 3.3 Code de contact rotor / stator (Coros)

Les coûts d’essais expérimentaux et leur complexité dans leur mise en œuvre ont motivé le développement de modèles numériques destinés à prédire les contacts aube/carter [99]. Ainsi, en collaboration avec Safran l’outil Coros (COntact ROtor Stator ) a été développé au LAVA. Ce type d’outil numérique permet aux motoristes de quantifier la réponse vibratoire d’une aube soumise à des contacts répétés avec le stator [97]. Leur utilisation est jusqu’à présent *a posteriori* dans le but de discriminer plusieurs aubes, cependant, au vu des gains et des résultats actuels ainsi qu’aux différents points de validation expérimentaux, il est envisageable à terme d’intégrer ce type d’outil pour la prise en compte des phénomènes vibratoires non linéaires liés au contact aube/carter dès les premières phases de conception des aubes [100]. À propos de Coros spécifiquement, il s’agit d’un outil métier dédié à la simulation des interactions aubes/carter dans les turbomachines. Il est composé de deux modules principaux, Coros MMV et Coros CTC, et de deux modules de pré- et post-traitement. Les premiers développements du code remontent à 2008 et celui-ci a évolué en fonction des besoins exprimés par les partenaires industriels (SAE, SAB, SHE). Ainsi des options spécifiques, liées à des contraintes de certains partenaires ou à des types de simulations, ont été prises en compte, ce qui fait de Coros un outil composé de nombreuses fonctionnalités. Certains points de validation expérimentaux ont pu avoir lieu avec le code, et sont détaillés par la suite 3.3.5, garantissant la représentation physique de situation expérimentale. Coros est codé en Python 2 et son cœur de simulation est en Fortran.

### 3.3.1 Mise en données

La modélisation numérique des contacts aube/carter repose sur un modèle éléments finis (EF) basé sur la géométrie des structures à analyser. Ces structures sont discrétisées en un maillage 3D de nœuds et de mailles, dont la qualité influence directement la précision des résultats. En fonction de la complexité de la géométrie ou du degré de raffinement souhaité, le modèle peut comporter plusieurs millions de nœuds, chacun associé à trois degrés de liberté. Les matrices de masse ( $\mathbf{M}$ ), d'amortissement ( $\mathbf{C}$ ) et de raideur ( $\mathbf{K}$ ) sont ensuite extraites à l'aide de logiciels spécialisés (Ansys, Samcef, Abaqus). Cependant, dans le cas de modèles industriels, la dimension des matrices de masse et de raideur croît significativement, augmentant ainsi le coût numérique et la complexité des calculs associés aux codes de contact. Afin de rendre les calculs numériquement efficaces, ces matrices sont projetées dans un espace réduit, selon une approche de réduction modale. Cette étape permet de diminuer la dimension du problème tout en conservant les caractéristiques essentielles du comportement dynamique du système. Selon les besoins de la modélisation, les effets centrifuges sont intégrés au cours de l'étape de réduction. En effet, ils influencent fortement la position du sommet d'aube par rapport au carter lors de la rotation, et leur couplage avec les non-linéarités géométriques joue un rôle déterminant, comme détaillé dans [101]. SHE a ainsi sollicité le développement d'une approche spécifique permettant la prise en compte des effets centrifuges dans le modèle réduit. Ces développements, détaillés dans la section 4.1, ont été réalisés dans le cadre de ce mémoire et ont donné lieu à la rédaction d'un rapport pour le partenaire industriel.

### 3.3.2 Mise en équation

Le caractère multiphysique du contact aube / carter nécessite de résoudre le problème différentiel non linéaire suivant (3.1) :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) + \mathbf{f}_{nl}(\mathbf{x}(t), \dot{\mathbf{x}}(t)) = \mathbf{f}_{ext}(t) \quad (3.1)$$

Les matrices de masse ( $\mathbf{M}$ ), d'amortissement ( $\mathbf{C}$ ) et de raideur ( $\mathbf{K}$ ) sont obtenues par la mise en données. Est noté  $\mathbf{x}(t)$  le vecteur des déplacements pour chacun des degrés de liberté de cette structure et  $\dot{\mathbf{x}}(t)$  le vecteur des vitesses de cette même structure. Enfin  $\mathbf{f}_{ext}(t)$  est le vecteur des efforts externes. La prise en compte de phénomènes de contacts oblige l'introduction d'un terme non linéaire dans l'équation du mouvement (3.1),  $\mathbf{f}_{nl}(\mathbf{x}(t), \dot{\mathbf{x}}(t))$  est le vecteur des efforts non linéaires qui dépend des déplacements et des vitesses. Deux types d'approche de résolution sont envisageables pour résoudre l'équation (3.1), les méthodes temporelles et les méthodes fréquentielles [6]. Les méthodes fréquentielles n'interviennent pas dans Coros et ne

sont pas détaillées ici.

### 3.3.3 Méthodes de résolution temporelle

Les méthodes temporelles permettent de résoudre le système d'équations différentielles dépendantes du temps. Ce sont des méthodes dites itératives, c'est-à-dire qu'en chaque instant  $t_0, t_1, \dots, t_n$ , qui sont séparés par un intervalle de temps  $h$  (qui peut être variable ou constant), les vecteurs déplacements, vitesses et accélérations sont déterminées pour tous les nœuds du modèle réduit. Deux types de schémas temporels existent pour ce type d'équation différentielle non linéaire :

- **Schéma explicite** : Ce type de schéma évalue 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 le pas de temps doit être suffisamment faible pour que le schéma d'intégration utilisé demeure stable [28] ;
- **Schéma implicite** : Ce type de schéma détermine la solution à l'instant  $t + \Delta t$  en considérant les déplacements à l'instant  $t$  et  $t + \Delta t$ . Ce schéma demande plus de calculs à chaque pas de temps et est donc, typiquement, plus coûteux en temps et en mémoire.

### 3.3.4 Résolution temporelle

Dans Coros, c'est le schéma d'intégration explicite qui est utilisé. Plus précisément le schéma général de Carpenter [102], un algorithme itératif du type prédiction/correction basé sur les différences finies. L'équation dynamique (3.1) 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 :

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \frac{\mathbf{x}_{n+1}(t) - \mathbf{x}_{n-1}(t)}{2h}, \quad \ddot{\mathbf{x}}(t) = \frac{\mathbf{x}_{n+1}(t) - 2\mathbf{x}_n(t) + \mathbf{x}_{n-1}(t)}{h^2} \quad (3.2)$$

C'est un algorithme très courant pour la résolution de systèmes dynamiques. Le fonctionnement de celui-ci est présenté à travers son implémentation dans le code Coros. Il repose sur trois étapes :

- la prédiction des déplacements  $\mathbf{x}_{n+1}^p(t)$  ;
- la gestion des efforts de contact non-linéaire ;
- la correction des déplacements  $\mathbf{x}_{n+1}^c(t)$ .

De sorte que (3.3) :

$$\mathbf{x}_{n+1}(t) = \mathbf{x}_{n+1}^p(t) + \mathbf{x}_{n+1}^c(t) \quad (3.3)$$

### 3.3.4.1 Prédiction des déplacements

Le vecteur des déplacements prédits  $\mathbf{x}_{n+1}^p(t)$  est obtenu en substituant les équations (3.2) dans l'équation du mouvement (3.1) sans considérer la force non linéaire de contact.

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_{n+1}^p(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}_n(t) + \mathbf{B}\mathbf{x}_{n-1}(t) + \mathbf{D}\mathbf{f}_{\text{ext}}(t) \\ \mathbf{A} &= \left[ \frac{\mathbf{M}}{h^2} + \frac{\mathbf{C}}{2h} \right]^{-1} \left[ \frac{2\mathbf{M}}{h^2} - \mathbf{K}(\Omega) \right] \\ \mathbf{B} &= \left[ \frac{\mathbf{M}}{h^2} + \frac{\mathbf{C}}{2h} \right]^{-1} \left[ \frac{\mathbf{C}}{2h} - \frac{\mathbf{M}}{h^2} \right] \\ \mathbf{D} &= \left[ \frac{\mathbf{M}}{h^2} + \frac{\mathbf{C}}{2h} \right]^{-1}\end{aligned}\tag{3.4}$$

Il est possible qu'un contact ait lieu avec le carter. Il faut donc le détecter et éventuellement corriger le déplacement. Dans Coros, deux gestions du carter sont possibles : carter rigide ou carter flexible. Le mode de détection du contact dépend de l'option sélectionnée. Cependant, dans les deux cas, la détection d'un contact entraîne le calcul des forces de contact non linéaires,  $\mathbf{f}_{\text{nl}}(\mathbf{x}(t), \dot{\mathbf{x}}(t))$ , ainsi que la correction des déplacements,  $\mathbf{x}_{n+1}^c(t)$ . La section suivante aborde en détail la manière dont ces efforts de contact sont évalués et intégrés dans le schéma de résolution

### 3.3.4.2 Gestion des efforts de contact

**3.3.4.2.1 Modélisation du carter** Pour savoir s'il y a contact entre le rouet et le carter il nous faut connaître la distance qui le sépare, plus précisément la distance entre les nœuds du rouet et la surface du carter. Lorsque le rouet et le carter sont deux modèles éléments finis 3D ou 2D, la solution usuelle dans la littérature est d'utiliser une stratégie de résolution dite de nœuds à surface [103], qui calcule par projection la plus petite distance entre le sommet d'aube et la surface du carter. Pour cette méthode, il est nécessaire d'avoir une continuité lors du passage d'un élément à un autre, ce qui n'est pas le cas avec les maillages quadratiques utilisés dans l'industrie. Des méthodes de lissage pour représenter le carter, sont alors utilisées. Celle implémentée dans Coros pour l'option carter flexible est le lissage par surface spline bicubique. Il s'agit d'un lissage de la surface du carter par une courbe paramétrique. L'équation (3.1) est résolu pour les déplacements du carter, puis un algorithme itératif de recherche du plus proche voisin trouve le point sur le carter le plus proche du nœud du rouet afin de déterminer le jeu et le contact. L'avantage de cette option est une reproduction très conforme de la géométrie du carter et son implémentation permet de considérer des structures très courbées comme des carters de rouet centrifuge par exemple. Néanmoins, ce type de modèle peut

devenir très lourd pour des carters industriels et l'utilisation d'algorithmes de recherche de plus proche voisin alourdit le temps de calcul des simulations. Ce type de modélisation a été éprouvé à plusieurs reprises [20], [104]. Cette option et son implémentation dans Coros est détaillée dans l'article [1]. D'autres méthodes, quant à elles, reposent sur un remaillage de la zone de contact des éléments de Mortar ou de Hermite, l'idée étant de supprimer les discontinuités du maillage. Elles ne sont pas implémentées dans Coros. Pour l'option carter rigide, le choix est fait de ne pas le modéliser par un modèle éléments finis. L'hypothèse que le carter est infiniment rigide permet de ne pas considérer sa dynamique et uniquement de le définir relativement au nœud du rouet. C'est-à-dire que le carter est mobile mais sa dynamique vibratoire n'est pas considérée. Cette simplification a été éprouvée notamment dans l'article [25] et elle permet un gain en temps de calcul considérable. Dans la suite du chapitre 3 la gestion du carter rigide uniquement est abordée. La gestion et l'implémentation du carter flexible sont détaillées dans l'article [1]. Dans le chapitre 4 les développements propres à cette maîtrise sur l'option carter flexible sont exposés. La vérification du contact entre le rouet et le carter repose sur l'évaluation du jeu entre les structures. Quelle que soit la modélisation considérée, cette évaluation est la première étape du calcul des efforts de contact. Deux approches sont alors possibles selon l'hypothèse retenue pour le carter : une modélisation rigide, présentée dans la section suivante, et une modélisation flexible, plus complexe, abordée plus loin à l'aide d'un algorithme de plus proche voisin itératif.

**3.3.4.2.2 Calcul du jeu** Ce calcul prend en compte la position des nœuds frontières du rouet et celle du carter, qui dépendent du jeu à l'origine et de la déformation qui lui est imposée. Les positions des nœuds frontières de l'aube sont différentes des positions à  $t = 0$ . Il faut alors définir la direction du jeu. Il est fait l'hypothèse que la distance minimale entre le rouet et le couvercle est portée par la normale à la droite passant par les nœuds frontières adjacents au nœud frontière considéré, comme illustrés sur la figure 3.8. Cette direction spécifique à chaque nœud est donc utilisée pour le calcul du jeu. Il faut alors calculer selon cette direction la distance entre le nœud frontière considéré et le carter. La génération du contact est induite par la déformation du carter selon des lobes. Cette déformation est contrôlée par l'angle de déformation, la pénétration équivalente (c'est-à-dire la distance de pénétration de l'aube dans le carter) et le nombre de lobes, voir l'illustration suivante 3.9. À chaque itération, la forme du carter est calculée suivant la formule (3.5) :

$$Z = g - h_l \times e^{-\left(\frac{\alpha - \pi/n_l}{w_l}\right)^2} \quad (3.5)$$

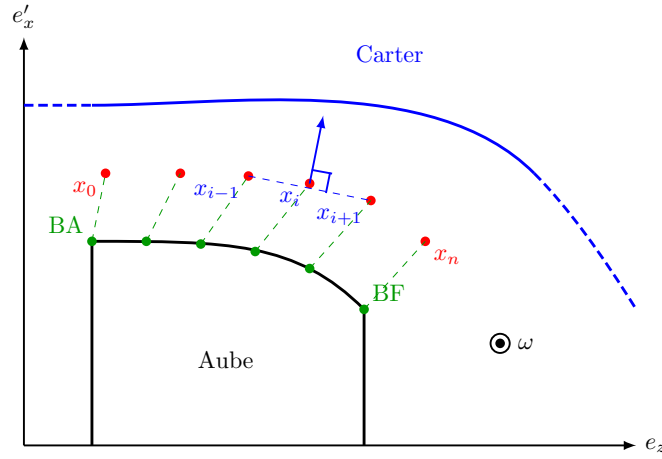


FIGURE 3.8 Direction du jeu aube/carter illustration inspirée de [17].

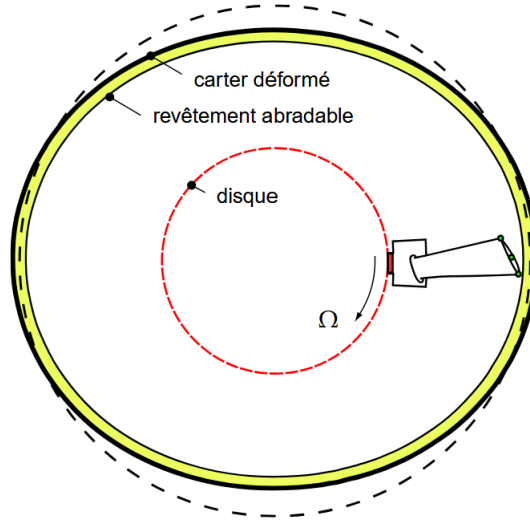


FIGURE 3.9 Illustration déformation du carter selon des lobes [18].

où  $h_l$ ,  $w_l$  et  $n_l$  représentent respectivement la hauteur, la largeur et le nombre de lobes sur la circonférence du carter.  $g$  représente le jeu et  $\alpha$  représente l'angle des nœuds frontières lors de leur rotation modulo  $\frac{2\pi}{n_l}$ . Dans le cas où un revêtement abrasable d'épaisseur  $ea$  est déposé sur le carter, la position du carter devient alors  $Z + ea$ . La gestion du revêtement abrasable est détaillée dans la section 3.3.4.2.4 traitant de la gestion de l'usure. Cette définition mathématique du carter couplée avec la position du nœud frontière du rouet et la normale et le jeu, permet de calculer la distance aube /carter à l'instant  $t$  notée  $g(x(t), Z(t), t)$  [17]. Si cette grandeur est négative, il y a contact, il faut alors calculer les efforts de contact et corriger les déplacements du carter.



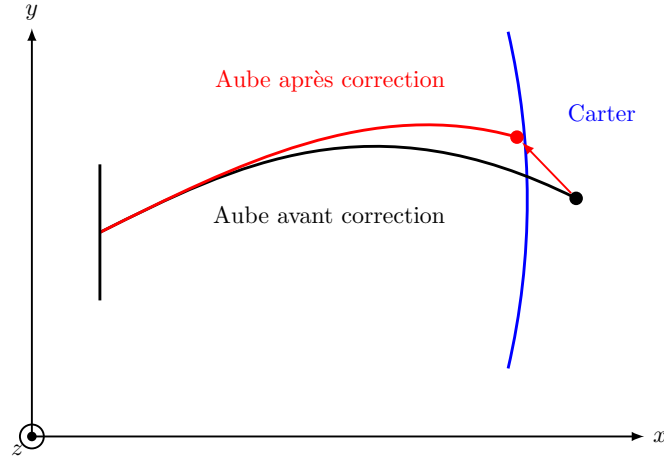


FIGURE 3.11 Illustration correction gestion du contact.

**3.3.4.2.4 Gestion de l'usure** Dans son principe de fonctionnement, l'algorithme défini précédemment est correct, mais il ne représente pas l'abradable et sa qualité de pouvoir être usée. En effet, un revêtement abradable 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 dans Coros consiste à modéliser le revêtement abradable par une succession d'éléments de poutre unidimensionnelle définis par deux nœuds, illustrés sur la figure 3.12. Lors du contact, la force résultante est obtenue

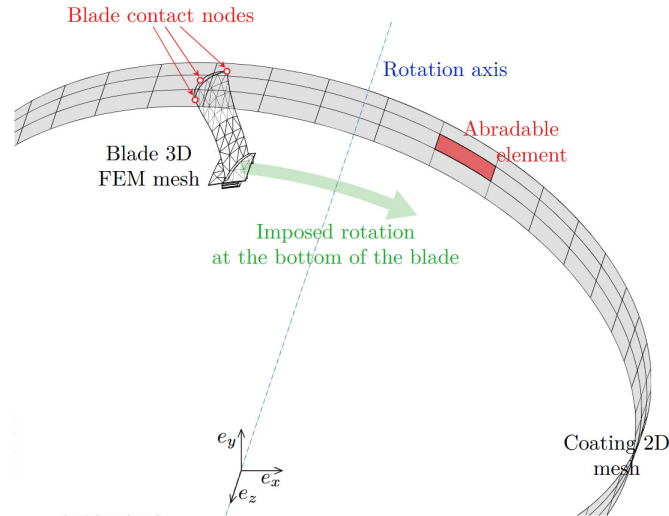


FIGURE 3.12 Illustration des éléments abradables [19].

en faisant la somme des forces appliquées sur chacun des éléments abradables en contact avec

l'extrémité de l'aube. Une partie de l'abradable peut être arrachée et cette information est gardée en mémoire pour la boucle temporelle suivante. La situation est légèrement différente de la gestion du contact précédemment comme l'illustre la figure 3.13. Ce modèle de simulation a été préalablement utilisé avec succès [11]. Ainsi l'algorithme de gestion du contact de

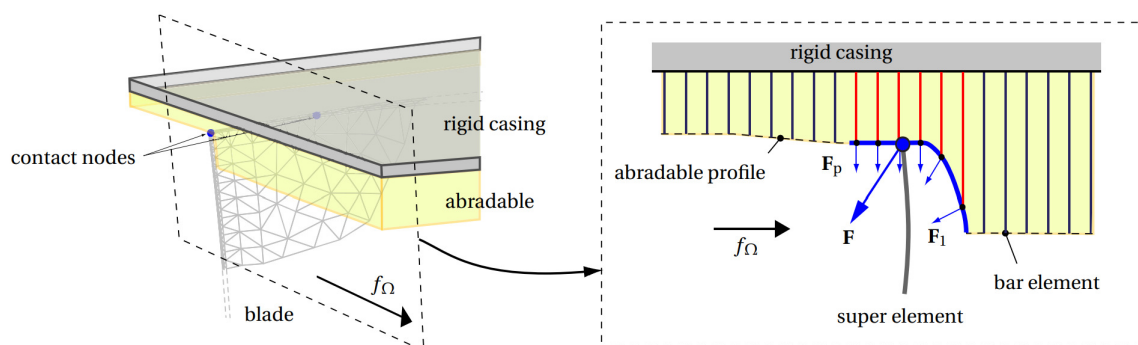


FIGURE 3.13 Illustration de la correction de la gestion du contact avec abrasable, de [20].

Coros avec prise en compte de l'usure peut être résumé de la façon suivante, voir l'annexe C.

### 3.3.5 Validation expérimentale

Le code Coros a été éprouvé au travers de différentes études et campagnes de simulations. Certains points de validation expérimentaux confirment la bonne représentation physique de ces situations. La suite de cette partie présente brièvement les quantités étudiées et validées pour ces différents points, spécifiant ainsi l'enjeu important de la validation entreprise pour cette maîtrise.

#### 3.3.5.1 Banc ENIM [21]

Cet article s’est intéressé à la comparaison entre des essais expérimentaux sur banc à l’ENIM avec l’implémentation d’une loi de comportement plastique et des simulations numériques associées. L’implémentation puis la calibrations d’une loi viscoplastique décrivant le comportement du matériau abrasable M601 dans Coros sont évaluées. L’essai expérimental est tiré des travaux de [22] et consiste en la propulsion avec un canon pneumatique d’un projectile composé d’un échantillon d’abrasable en direction d’un outil en acier représentant l’arête d’une aube. Un capteur piézoélectrique mesure la force de coupe et d’autres paramètres : la vitesse d’impact, la profondeur d’incursion, la géométrie de l’arête de l’outil sont étudiées. Pour la partie modélisation, c’est-à-dire Coros, l’outil en acier est modélisé en 3D (éléments finis) puis un modèle réduit est généré. La loi viscoplastique est calibrée

dans Coros afin de correspondre aux données des essais. Un module de Young surévalué ne représentant pas la réalité physique est utilisé afin de retrouver une loi cohérente avec les mesures expérimentales (exemple de valeur de module de Young dans la littérature pour un revêtement abrasable [105]). Les simulations numériques ont pour objectif d'évaluer : les forces de contact appliquées sur l'outil, les déplacements et le profil d'usure du revêtement. Les résultats montrent qu'en intégrant les variations réelles de profondeur, il y a un excellent accord expérimental numérique, voir figure 3.14. Si la profondeur d'incursion est considérée constante, les simulations s'écartent des données expérimentales à haute vitesse ( $300 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ), voir figure 3.14. Le modèle viscoplastique proposé, calibré avec les expériences de [22], reproduit fidèlement l'évolution des forces de contact en fonction de la vitesse (jusqu'à  $300 \text{ m/s}$ ). L'incertitude expérimentale sur la profondeur d'incursion explique une partie des écarts initiaux entre simulations et mesures. Le modèle prédit que la force croît de manière non linéaire avec la vitesse, et confirme que les effets thermiques sont négligeables pour des interactions brèves. Les conclusions de l'article soulignent que le coefficient viscoplastique joue un rôle

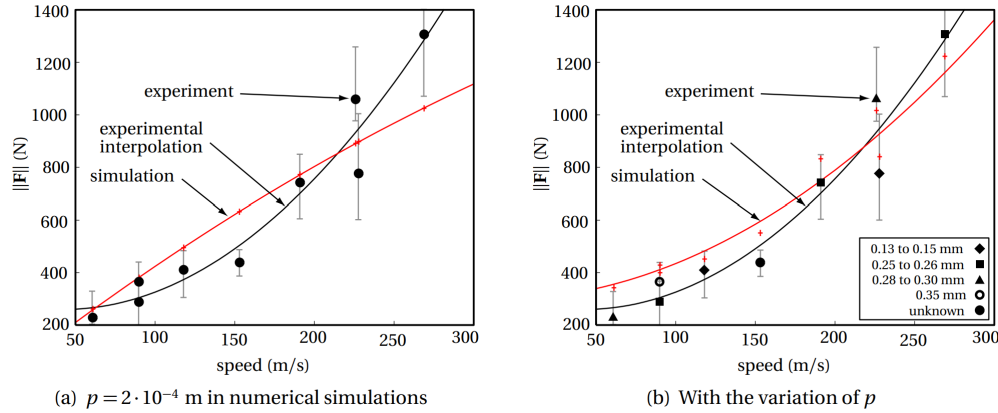


FIGURE 3.14 Illustration tirée de [21] avec les données expérimentales tirées de [22] et les résultats numériques. Les incertitudes sur les données expérimentales sont surlignées en gris.

négligeable dans le phénomène, mais notent que des scénarios d'interaction extrêmes peuvent nécessiter l'ajout de la viscoplastique.

### 3.3.5.2 Banc ONERA [23]

L'objectif de cet article était de valider l'implémentation de l'usure de l'abrasable dans Coros en comparant les résultats numériques avec deux essais expérimentaux sur banc. Le premier essai sur le banc ONERA consiste en l'étude du contact d'une aube avec l'abrasable déposé sur un disque en rotation. Les grandeurs étudiées et comparées avec l'étude numérique sont les déplacements et l'usure de l'abrasable. Le second essai est tiré de l'article [15] et

s'intéresse à une interaction du carter complet sur 360 degrés et du profil final du revêtement l'abrasable. Pour la première comparaison, les résultats montrent que les déplacements de flexion expérimentaux et numériques correspondent. La prise de contact rapide avec le cylindre déclenche des oscillations qui sont ensuite observées librement. Une analyse de sensibilité sur les paramètres des matériaux est réalisée avec comme référence le cas de calibration, vérifiant ainsi la robustesse de la loi face à des légères modifications. Pour la seconde comparaison, le contact est initié par les effets centrifuges et une pale légèrement plus grande. Le résultat est l'apparition d'un motif à deux lobes d'usure sur le bord d'attaque et six lobes sur le bord de fuite. La simulation numérique reproduit fidèlement les résultats expérimentaux comme le montrent les figures 3.15a, 3.15b. Également l'excitation du premier mode de flexion, puis le second devenant dominant par la suite est observée expérimentalement et numériquement.

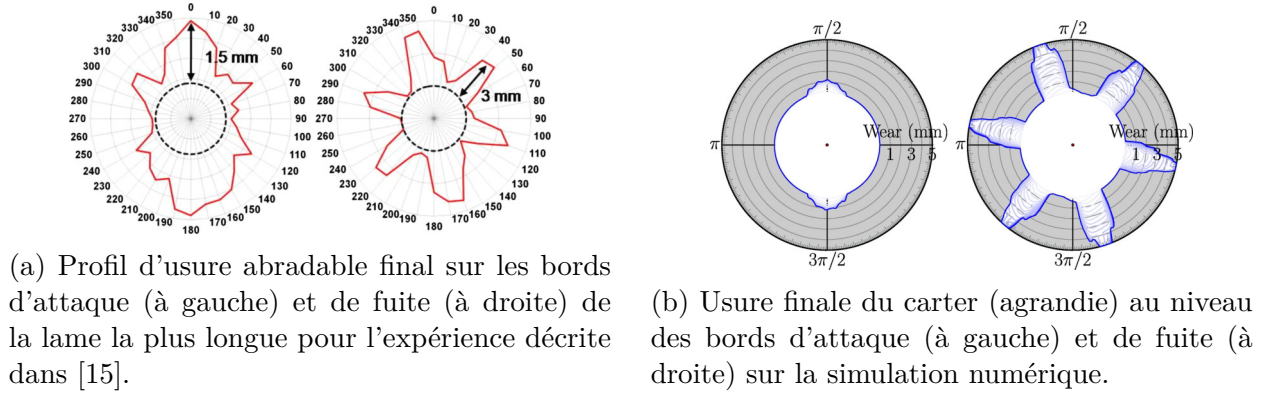


FIGURE 3.15 Usure finale du carter expérimentale et simulations numériques, tiré de [23].

### 3.3.5.3 Turbine, carter flexible [104]

Ce point de validation est le point de validation le plus récent sur l'option carter flexible de Coros. Le travail mené porte sur la caractérisation expérimentale et numérique des niveaux de contraintes au sein d'un segment de carter en matériau composite à matrice céramique (CMC) subissant des contacts répétés avec les pales d'une soufflante de moteur. Le dispositif expérimental est composé d'un disque rotatif muni de trois fausses pâles entaillées qui impactent un segment de carter lors de leur rotation. Le contact est généré par l'approche du secteur. Les efforts de différents points du carter sont mesurés. Un premier essai cas-test est réalisé pour calibrer les informations numériques puis quatre essais de contact sont réalisés. Numériquement le modèle de la pale et du segment de carter sont reproduits puis des modèles réduits sont générés. La calibration des paramètres est réalisée à partir des données du cas-test, notamment en faisant varier la valeur du module plastique  $K$ . En effet, dans l'al-

gorithme d'intégration temporelle, celui-ci a une fonction purement numérique. Puis, quatre simulations numériques correspondant aux configurations des quatre essais expérimentaux sont réalisées. L'analyse des résultats démontre une bonne concordance numérique et expérimentale, notamment en étudiant la force maximale sur le segment de carter : l'ordre de grandeur ainsi que la tendance de distribution sont corrects. Seul un des essais présente une divergence qui s'explique par un changement soudain de pente des signaux expérimentaux. La conclusion de l'article souligne que le modèle numérique est supposé fiable et validé, confirmant le bon fonctionnement de l'option Carte flexible.

### 3.3.5.4 Compresseur basse pression [20]

L'objectif de cet article est de valider la capacité de Coros à représenter des interactions rotor/stator par la prise en compte des phénomènes de frottement et d'interaction modale. Les essais expérimentaux sont tirés de [24] et leur reproduction numérique avec Coros est étudiée. Ces essais sont menés sur le dernier étage d'un compresseur basse pression. Sur le dispositif expérimental, le carter est recouvert d'un revêtement abrasable et sur la roue abagée une aube plus longue que les autres est instrumentée avec une jauge de contrainte. La fréquence de rotation cible est choisie pour être légèrement supérieure à la fréquence d'interaction du régime moteur 6 et du premier mode de flexion de la pale. Numériquement, un modèle éléments finis 3D de la pale est réalisé puis un modèle réduit est généré. Une loi de plasticité confidentielle est utilisée. Une simulation de contact sur 20 tours est réalisée avec l'option carter rigide par ovalisation du carter de façon à reproduire la déformation du gradient thermique expérimental. Les résultats montrent la présence de trois zones critiques endommagées sur la pale correspondant aux trois zones de contraintes maximales calculées 3.16. Côté revêtement abrasable, un motif d'usure avec deux lobes usés au bord d'attaque et six lobes plus profonds au bord de fuite est observé numériquement et expérimentalement 3.17. L'analyse fréquentielle met en évidence la dominance du premier mode de flexion. Cela confirme la capacité de Coros à reproduire des phénomènes d'interactions rotor/stator par sa prise en compte du frottement et des interactions modales.

### 3.3.5.5 Compresseur haute pression [25]

L'objectif de cet article est d'évaluer la capacité de Coros à représenter des phénomènes de frottement (*rubbing*), cela en comparant des mesures expérimentales réalisées sur un banc d'essai de Snecma à leur reproduction par des simulations numériques. Pour la partie expérimentale, un banc d'essai a été développé dans le cadre du programme européen NEWAC. Il est composé d'un disque d'aubes monobloc entraîné par moteur électrique. Le carter est

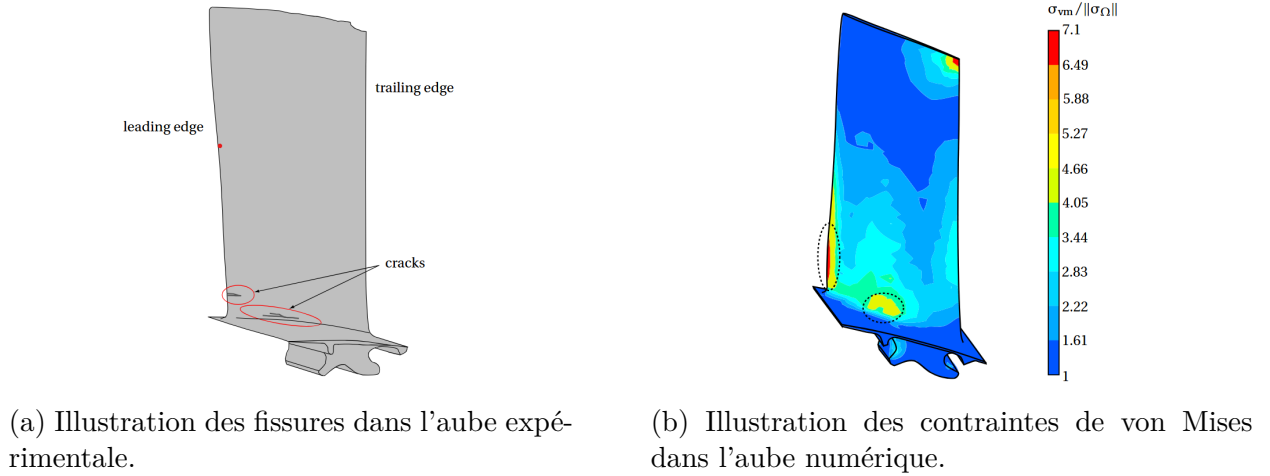


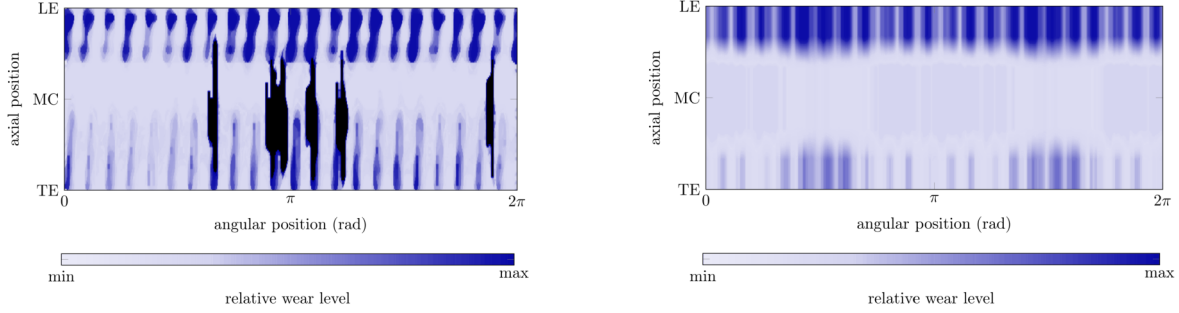
FIGURE 3.16 Illustration résultats expérimentaux et numériques sur l'aube testée, de [24].



(a) Illustration des lobes BA BF sur le carter expérimentale. (b) Illustration des lobes BA BF sur le carter numérique.

FIGURE 3.17 Illustration résultats expérimentaux et numériques du carter, de [24].

recouvert d'un revêtement abrasable. Une seule aube est légèrement plus longue. Cette aube est la seule à entrer en contact et est instrumentée avec deux jauges : une jauge 1B (pour capter le premier mode de flexion) et une jauge 1T (premier mode de torsion). L'essai est réalisé sous vide, à température ambiante, il commence par une accélération progressive du rotor jusqu'à la vitesse de rotation critique  $\Omega_c$  (croisement entre le régime moteur d'ordre 22 et le mode torsion 1T). Pour la partie numérique, une batterie de simulations de contact sont réalisées sur la plage  $[0.9\Omega_c, 1.02\Omega_c]$ . Les observations numériques et expérimentales montrent que la dynamique de pale est dominée par les modes de flexion après le premier contact puis les modes de torsion. Également, les résultats montrent un motif à 22 lobes d'usure au bord d'attaque et de fuite visible et pratiquement aucune usure au milieu de corde, voir la figure 3.18. Enfin l'essai expérimental et la simulation numérique montrent tous deux la non-divergence des mouvements générés par l'interaction dont l'amplitude diminue à partir d'un instant  $t$ . Cela confirme la capacité de Coros à représenter des phénomènes de frottement.



(a) Illustration carte d'usure de l'abradable sur le carter expérimental.

(b) Illustration carte d'usure de l'abradable sur le carter numérique.

FIGURE 3.18 Illustration des résultats expérimentaux et numériques du carter, de [25].

### 3.3.5.6 Compresseur basse pression [106]

L'objectif de cet article est de valider le fonctionnement de Coros selon une configuration prenant en compte les phénomènes thermiques. Les essais expérimentaux sont détaillés dans [107]. Deux configurations de contact distinctes sont présentées et uniquement la première série est utilisée comme données de comparaison. Le dispositif expérimental est basé sur un étage de compresseur basse pression grandeur nature d'un moteur d'avion civil, duquel sont extraits le disque aubagé et le carter. Une aube est légèrement plus longue que les autres, mais l'effet du désaccordage est supposé négligeable. La surface intérieure du carter est recouverte par projection thermique d'un revêtement abradable constitué d'une poudre composite AlSi-Po. Le contact est généré par les effets centrifuges. La vitesse de rotation cible se situe près de l'intersection du mode  $1B$  avec le  $7^e$  ordre moteur, la vitesse de rotation est prise légèrement supérieure à  $1,01 \times \Omega_{h7}$ . Numériquement, Coros est utilisé dans une configuration particulière permettant un couplage thermodynamique éprouvé et détaillé dans le chapitre 4 de l'article [106]. Le scénario de contact numérique reproduit la situation expérimentale, le carter supposé parfaitement ovalisé avec une distorsion radiale conforme aux mesures avec un léger écart pour la vitesse critique numérique. Les résultats démontrent une bonne concordance entre le modèle numérique et les observations expérimentales en termes de profils d'usure et une bonne concordance des contraintes maximales au sein de la pale.

### 3.3.5.7 Multiple, compresseur basse pression [108]

Cet article présente deux objectifs de validation. D'une part la calibration de l'outil sur un essai expérimental puis d'autre part l'évaluation de la pertinence de celui-ci par le lancement de simulations à l'aveugle sur des aubes choisies et éprouvées par des essais expérimentaux. L'essai de référence choisi est l'essai instable A5-E4, marqué par la fissuration de l'aube A5 et une usure prononcée du revêtement abradable. Numériquement, l'aube A5 est

modélisée en éléments finis (EF) dans Ansys, puis le modèle est réduit. Coros est calibré sur ce scénario critique et un critère d'arrêt basé sur la contrainte d'élasticité maximale (équivalent à la rupture mécanique) est ajouté pour garantir la réalité physique des résultats. Pour ces résultats principaux, tout d'abord, la calibration réussie du code Coros permet d'identifier correctement le type d'interaction, les vitesses critiques et les motifs d'usure associés à l'aube A5. Un travail est ensuite mené afin de mettre en place une procédure automatique de post-traitement pour suivre le comportement vibratoire. Puis sur la base de cette calibration, de nouvelles simulations numériques sont réalisées à l'aveugle pour trois autres géométries d'aubes industrielles (A3, A4, A6) afin d'évaluer la polyvalence de l'outil numérique. Les résultats montrent un très bon accord entre les prédictions numériques et les données expérimentales pour chaque pale considérée. Les vitesses critiques prédites sont proches des vitesses observées et les motifs et profondeurs d'usure sont cohérents avec les mesures post-essai. Également, une analyse comparative est réalisée, permettant une hiérarchisation des aubes selon leur robustesse face aux interactions rotor/stator (par exemple, une aube sensible sur de nombreuses vitesses est considérée moins robuste). Les travaux démontrent et confirment la polyvalence ainsi que la fiabilité de l'outil Coros pour la prédiction des interactions aube/abradable, même sur des aubes aux géométries et compositions différentes. L'intégration d'un critère de rupture mécanique constitue une avancée méthodologique majeure, renforçant la pertinence des simulations. Ces résultats ouvrent la voie à une utilisation industrielle de Coros pour évaluer et comparer la robustesse des aubes avant des essais coûteux, contribuant ainsi à l'optimisation des moteurs d'avion de nouvelle génération. Le fonctionnement de Coros pour prédire des phénomènes de frottement, d'usure et d'interaction modale a été comparé et validé sur des données expérimentales. Au-delà de ce type de validation, Coros est également envisagé comme un outil pouvant aider à la conception des aubes afin d'étudier les interactions modales notamment. C'est par exemple ce qui est étudié dans l'article [100]. En ce qui concerne les travaux de cette maîtrise, certaines fonctionnalités de Coros n'ont à ce jour pas fait l'objet de validation expérimentale. C'est le cas pour l'option carte flexible en fonctionnement sur 360 degrés. Cette option en fonctionnement monosecteur a été éprouvée sur des essais expérimentaux dans les travaux [104]. Ainsi une des avancées majeures de cette maîtrise est la validation expérimentale de l'option carte flexible ainsi que de la réduction modale Ansys sur des essais expérimentaux.

## CHAPITRE 4 DÉVELOPPEMENTS NUMÉRIQUES

L'objectif de ce chapitre est de mettre en évidence les contributions et les développements numériques apportés au code Coros, sans rentrer dans le détail de la programmation. La première section traite de la réduction modale implémentée dans Ansys pour générer des modèles réduits. Une procédure moins générale existait avant le commencement de cette maîtrise, des travaux antérieurs avaient permis d'ajouter la prise en compte des non-linéarités géométriques dans la réduction. Ces développements faisaient partie intégrante du projet lancé avec SHE, la théorie et le fonctionnement de l'ensemble de la réduction modale sont exposés ici, avec une description des contributions apportées. Un autre développement majeur de cette maîtrise est relatif à l'option carter flexible du module CTC de Coros. Un travail important a consisté en la remise à niveau de cette option développée en partie en Python et en Fortran. Celle-ci était dormante dans Coros, c'est-à-dire qu'une utilisation avait été faite pour des essais numériques de [104] mais aucune mise à niveau vers des modèles Ansys ou reprise du développement n'avait été entreprise depuis. Il a donc été nécessaire de repartir d'un modèle académique multi-secteur Samcef puis Ansys afin de valider le bon fonctionnement de l'option, en particulier pour le calcul de contact. Puis, un travail de développement et de calibration de la force de déformation du carter a été mené, en commençant par des essais sur le carter académique afin de valider les données d'entrée du code, puis en passant au modèle industriel. Ce processus a nécessité une étude théorique conséquente ainsi que le développement de codes spécifiques, afin de garantir que la déformation du carter soit réaliste et reflète au mieux la déformation observée expérimentalement. Par la suite, la définition de l'abradable a été repensée pour mieux correspondre au contexte de l'étude et se rapprocher des développements plus récents liés au fonctionnement en carter rigide. Une autre avancée, issue des développements nécessaires à la calibration, a été la mise en place d'un script de prédiction de la pénétration entre l'aube et le carter afin de calibrer l'amplitude de l'effort appliqué sur le carter. Ce script permet de rapprocher la modélisation de la définition physique de la pénétration dans le cas du carter rigide. Il offre ainsi la possibilité d'unifier aujourd'hui la définition de la pénétration entre les différentes options de calcul disponibles. Enfin, d'autres développements sont consignés en annexe, notamment en lien avec les options de parallélisation et des scripts de post-traitement.

## 4.1 Réduction modale

La procédure de réduction modale a été implémentée dans Ansys APDL pour permettre le calcul de modèles réduits dans Coros. Les contributions réalisées dans le cadre de cette maîtrise pour le développement de cette procédure sont précisées. Pour étudier une aube dans Coros, il faut débiter par une mise en données du modèle appelée une réduction modale. La procédure de réduction modale commence par la création d'un projet Ansys Workbench. Dans ce projet, après avoir maillé l'aube, une série d'étapes est réalisée comprenant l'ajout d'un script APDL qui permet alors d'obtenir un modèle réduit de l'aube étudiée utilisable dans Coros pour des simulations de contact. Voici la théorie associée aux scripts APDL utilisés pour la création de modèles réduits dans Coros.

### 4.1.1 Principe

Soit un modèle éléments finis, ses degrés de liberté (ddl) sont séparés entre ceux de la frontière ( $\mathbf{u}_f$ , habituellement l'interface non linéaire du modèle, telle qu'une frontière de contact) et ceux dits intérieurs ( $\mathbf{u}_i$ ). La procédure de réduction modale a pour objectif de réduire la dimension du système en définissant un changement de variable permettant de transformer les ddl intérieurs  $\mathbf{u}_i$  en un plus petit nombre de ddl modaux, notés  $\mathbf{q}$  :

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_f \\ \mathbf{u}_i \end{bmatrix} = \Phi \begin{bmatrix} \mathbf{u}_f \\ \mathbf{q} \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Différentes méthodes de réduction modale existent, se distinguant essentiellement par la façon de créer la matrice de réduction  $\Phi$ . Dans la suite de ce document, la valeur  $n_f$  représente le nombre de nœuds frontières, de telle sorte que le vecteur  $\mathbf{u}_f$  contient  $3n_f$  ddl.

#### 4.1.1.1 Méthode de Craig-Bampton

C'est la méthode de Craig-Bampton [44] qui a été implémentée dans Coros. Ce choix a été initialement motivé pour des raisons de stabilité numérique des simulations de contact. La méthode de Craig-Bampton repose sur la construction d'une base de réduction  $\Phi_{CB}$  composée de modes encastés  $\Phi_e$  (modes propres du système avec ses nœuds frontières encastés) et de modes statiques  $\Phi_s$  (chacun des  $3n_f$  modes statiques représente la déformée statique associée à un déplacement unitaire d'un ddl frontière, les autres étant encastés).

$$\Phi_{CB} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi_s & \Phi_e \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Cette base de réduction est utilisée pour projeter les matrices masse et raideur du système dans l'espace réduit :

$$\mathbf{K}_r = \mathbf{\Phi}_{CB}^\top \cdot \mathbf{K}_{EF} \cdot \mathbf{\Phi}_{CB} \quad , \quad \mathbf{M}_r = \mathbf{\Phi}_{CB}^\top \cdot \mathbf{M}_{EF} \cdot \mathbf{\Phi}_{CB} \quad (4.3)$$

La qualité de la réduction de Craig-Bampton—qui est usuellement évaluée en fonction de la proximité des fréquences propres du modèle réduit et du modèle éléments finis—est liée au paramètre de réduction  $\eta$  qui définit le nombre de modes encastres (*i.e.* le nombre de colonnes de la matrice  $\mathbf{\Phi}_e$ ) conservés dans la base de réduction. Les matrices réduites sont de taille  $3n_f + \eta$ . La procédure de réduction codée en APDL reprend point par point les étapes théoriques précédentes, à un détail près, elle inclut la possibilité d'appliquer une précharge centrifuge au modèle considéré, ce qui a pour effet de mettre à jour la matrice raideur  $\mathbf{K}_{EF}$  dans l'équation (4.3). À la fin de la procédure APDL, les matrices réduites sont stockées dans un fichier Matlab.

#### 4.1.2 Multi-vitesse

Théoriquement, la prise en compte des effets centrifuges sur une plage de vitesse passe par (1) un calcul de la matrice de raideur issu d'un développement polynomial et (2) un enrichissement de la base de réduction  $\mathbf{\Phi}_{CB}$ . Les modèles réduits obtenus avec cette base de réduction enrichie sont qualifiés de *multi-vitesse*.

##### 4.1.2.1 Théorie

Il a été démontré [109] que l'évolution de la matrice de raideur en fonction de la vitesse de rotation peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\mathbf{K}_{EF}(\Omega) = \sum_{i=0}^N \mathbf{K}_i \Omega^{2i}, \quad \text{avec } \Omega \in [\Omega_0; \Omega_N] \quad (4.4)$$

où  $N$  est le degré d'interpolation. Dans le cas d'une précharge centrifuge linéaire, une description exacte de  $\mathbf{K}_{EF}(\Omega)$  est obtenue pour  $N = 2$ . Des valeurs plus grandes de  $N$  sont requises pour la représentation d'une précharge non linéaire. Les matrices  $\mathbf{K}_i$  du développement polynomial (4.4) sont obtenues par résolution d'un système linéaire de Vandermonde.

Par exemple, pour  $N = 2$ , le système à résoudre est :

$$\begin{bmatrix} 1 & \Omega_0^2 & \Omega_0^4 \\ 1 & \left(\frac{\Omega_0}{2} + \frac{\Omega_2}{2}\right)^2 & \left(\frac{\Omega_0}{2} + \frac{\Omega_2}{2}\right)^4 \\ 1 & \Omega_2^2 & \Omega_2^4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{K}_0 \\ \mathbf{K}_1 \\ \mathbf{K}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0) \\ \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1) \\ \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2) \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

avec  $\Omega_1 = (\Omega_2 - \Omega_0)/2^1$ . Les coefficients matriciels  $\mathbf{K}_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) sont alors :

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_0 = & \frac{\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_0^2\Omega_2^2 + 4\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_0\Omega_2^3 + 3\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_2^4 - 16\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1)\Omega_0^2\Omega_2^2}{(\Omega_0 - \Omega_2)^2(\Omega_0 + 3\Omega_2)(3\Omega_0 + \Omega_2)} \\ & + \frac{3\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_0^4 + 4\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_0^3\Omega_2 + \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_0^2\Omega_2^2}{(\Omega_0 - \Omega_2)^2(\Omega_0 + 3\Omega_2)(3\Omega_0 + \Omega_2)} \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_1 = & -\frac{\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_0^3 + 5\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_0^2\Omega_2 + 11\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_0\Omega_2^2 + 15\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_2^3 - 16\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1)\Omega_0^3 - 16\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1)\Omega_0^2\Omega_2}{(\Omega_0 - \Omega_2)^2(\Omega_0 + \Omega_2)(\Omega_0 + 3\Omega_2)(3\Omega_0 + \Omega_2)} \\ & - \frac{16\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1)\Omega_0\Omega_2^2 - 16\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1)\Omega_2^3 + 15\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_0^3 + 11\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_0^2\Omega_2 + 5\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_0\Omega_2^2 + \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_2^3}{(\Omega_0 - \Omega_2)^2(\Omega_0 + \Omega_2)(\Omega_0 + 3\Omega_2)(3\Omega_0 + \Omega_2)} \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$\mathbf{K}_2 = \frac{4(\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_0 + 3\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_0)\Omega_2 - 4\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1)\Omega_0 - 4\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_1)\Omega_2 + 3\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_0 + \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)\Omega_2)}{(\Omega_0 - \Omega_2)^2(\Omega_0 + \Omega_2)(\Omega_0 + 3\Omega_2)(3\Omega_0 + \Omega_2)} \quad (4.8)$$

Dans le cas particulier  $\Omega_0 = 0$ , ces coefficients se simplifient :

$$\mathbf{K}_0 = \mathbf{K}_{\text{EF}}(0) \quad (4.9)$$

$$\mathbf{K}_1 = -\frac{15\mathbf{K}_{\text{EF}}(0) - 16\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2/2) + \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2)}{3\Omega_2^2} \quad (4.10)$$

$$\mathbf{K}_2 = \frac{4 \cdot (3\mathbf{K}_{\text{EF}}(0) - 4\mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2/2) + \mathbf{K}_{\text{EF}}(\Omega_2))}{3\Omega_2^4} \quad (4.11)$$

Afin de rendre efficace numériquement la prise en compte des effets centrifuges, l'équation (4.4) est projetée dans un espace réduit. L'application directe de la méthode de Craig-Bampton n'est cependant pas possible car les modes statiques et encastres sont dépendants de la vitesse de rotation  $\Omega$ . La solution proposée [109] est d'enrichir la base de réduction de Craig-Bampton pour la rendre adaptée à la réduction simultanée de tous les coefficients matriciels  $\mathbf{K}_i$ .

---

1. Dans le cas plus général où  $N \geq 3$ , on a :  $\Omega_i = \Omega_0 + \frac{i}{N}(\Omega_N - \Omega_0)$  pour  $i \in [[0, N]]$

#### 4.1.2.2 Base de réduction enrichie

La base de réduction  $\Phi_{CB,c}$  enrichie contient les modes statiques et les  $\eta$  premiers modes encastrés calculés pour chacune des vitesses  $\Omega_i$  considérées dans l'interpolation (4.4).

$$\Phi_{CB,c} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{I} & \dots & \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \Phi_s(\Omega_0) & \Phi_s(\Omega_1) & \dots & \Phi_s(\Omega_N) & \Phi_e(\Omega_0) & \Phi_e(\Omega_1) & \dots & \Phi_e(\Omega_N) \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Afin de conserver les ddl physiques dans l'espace réduit, le premier bloc de colonnes  $[\mathbf{I}, \Phi_s(\Omega_0)]^\top$  est soustrait aux autres blocs de colonnes.

$$\Phi_{CB,c} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi_s(\Omega_0) & \mathbf{T} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

où :

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \Phi_s(\Omega_1) - \Phi_s(\Omega_0) & \Phi_s(\Omega_2) - \Phi_s(\Omega_0) & \dots & \Phi_s(\Omega_N) - \Phi_s(\Omega_0) & \Phi_e(\Omega_0) & \Phi_e(\Omega_1) & \dots & \Phi_e(\Omega_N) \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

La matrice  $\mathbf{T}$  est ensuite orthonormalisée par un procédé de Gram-Schmidt pour éviter de potentiels problèmes de déficience de rang pouvant survenir si le contenu des colonnes de la matrice est trop similaire. La taille des matrices de masse et raideur réduites est finalement  $(N+1) \times (3n_f + \eta)$ .

#### 4.1.2.3 Scripts spécifiques à la précharge non linéaire

La procédure développée permet la prise en compte de non-linéarités géométriques (grands déplacements) dans le calcul des précharges centrifuges, activées à l'aide de la commande `APDL NLGEOM`. Cela implique d'augmenter le degré d'interpolation  $N$  pour obtenir des modèles réduits suffisamment précis  $N \geq 3$ . La résolution précédente par une matrice de Vandermonde a donc été réalisée pour les degrés d'interpolation supérieurs à 2. Les coefficients calculés analytiquement sont également intégrés dans des scripts `APDL`.

#### 4.1.3 Multi-vitesse et multi-secteur

D'un point de vue théorique, la réduction d'une roue aubagée complète (modèle *multi-secteur*) est identique à celle d'une aube seule (modèle *mono-secteur*) : une réduction de Craig-Bampton est utilisée, impliquant une distinction entre nœuds frontières et nœuds intérieurs. D'un point de vue numérique en revanche, le coût du calcul de modes encastrés et de modes statiques sur un modèle multi-secteur peut être prohibitif, rendant souvent im-

possible l'obtention de la base de réduction  $\Phi_{CB}$ , voir l'équation (4.2). Pour contourner cet obstacle, les matrices masse et raideur de la roue aubagée sont d'abord projetées dans l'espace cyclique. La symétrie cyclique des roues aubagées induit que les matrices résultantes sont diagonales par bloc [35]. Chacun de ces blocs harmoniques est ensuite réduit par application de la méthode de Craig-Bampton (éventuellement enrichie si la prise en compte des effets centrifuges est demandée par l'utilisateur) avant de recomposer, à l'aide des matrices réduites harmoniques, le modèle réduit de la roue aubagée dans l'espace physique réduit [1].

#### 4.1.3.1 Théorie

La matrice de Fourier est utilisée pour de transposer les matrices  $\mathbf{M}_{EF}$  et  $\mathbf{K}_{EF}$  dans l'espace cyclique.

$$\tilde{\mathbf{K}}_{EF} = \mathbf{F}^T \cdot \mathbf{K}_{EF} \cdot \mathbf{F} \quad , \quad \tilde{\mathbf{M}}_{EF} = \mathbf{F}^T \cdot \mathbf{M}_{EF} \cdot \mathbf{F} \quad (4.15)$$

La réduction de Craig-Bampton est appliquée sur chaque harmonique de l'espace de Fourier avec des coordonnées cycliques. L'expression suivante est donc à généraliser pour chaque harmonique.

$$\Phi_{CB}^{n_d} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & 0 \\ \Phi_s^{n_d} & \Phi_e^{n_d} \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

Comme dans le cas mono-secteur, les ddl intérieurs physiques sont tronqués à  $\eta$  modes. Ici dans l'espace de Fourier, on conserve donc par harmonique  $\eta$  ddl intérieur. Le même nombre de ddl intérieurs est conservé pour les harmoniques doubles ou simples. Ainsi,  $\eta$  doit toujours être pair. Une fois chaque harmonique traitée la matrice réduite de l'ensemble  $\tilde{\Phi}_{CB}$  est construite (4.17).

$$\tilde{\Phi}_{CB} = \begin{bmatrix} \Phi_{CB}^0 & \mathbf{0} & \cdots & \cdots & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi_{CB}^1 & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \Phi_{CB}^{n_d} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \cdots & \cdots & \cdots & \mathbf{0} & \Phi_{CB}^{E(\frac{N_d}{2})} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Les développements sur les effets centrifuges au niveau des calculs des coefficients d'interpolation ne sont pas affectés par ces modifications. S'ils sont considérés, alors, de même que dans le cas mono-secteur (4.13), il faut enrichir la base des matrices de Craig-Bampton (ici

par harmonique) pour prendre en compte les effets centrifuges.

$$\mathbf{\Phi}_{CB,c}^{n_d} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{\Phi}_s^{n_d}(\Omega_0) & \mathbf{T} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

où :

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \mathbf{\Phi}_s^{n_d}(\Omega_1) - \mathbf{\Phi}_s^{n_d}(\Omega_0) & \mathbf{\Phi}_s^{n_d}(\Omega_2) - \mathbf{\Phi}_s^{n_d}(\Omega_0) & \dots & \mathbf{\Phi}_s^{n_d}(\Omega_N) - \mathbf{\Phi}_s^{n_d}(\Omega_0) & \dots \\ \dots & \mathbf{\Phi}_e^{n_d}(\Omega_0) & \mathbf{\Phi}_e^{n_d}(\Omega_1) & \dots & \mathbf{\Phi}_e^{n_d}(\Omega_N) \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

avec la matrice  $\mathbf{T}$  orthonormalisée par procédé de Gram-Schmidt. On peut alors reconstruire la matrice  $\tilde{\mathbf{\Phi}}_{CB}$  complète comme défini (4.17) Les matrices masse et raideur sont obtenues dans l'espace réduit avec la projection suivante (4.20).

$$\mathbf{K}_{CB} = \mathbf{F} \cdot \tilde{\mathbf{K}}_{CB} \cdot \mathbf{F}^\top = \mathbf{F} \cdot \tilde{\mathbf{\Phi}}_{CB}^\top \cdot \tilde{\mathbf{K}}_{EF} \cdot \tilde{\mathbf{\Phi}}_{CB} \cdot \mathbf{F}^\top \quad (4.20)$$

La taille des matrices de masse et raideur est donc :  $(N + 1)N_a \times [3n_f + E(\frac{N_a}{2})\eta]$ .

#### 4.1.4 Contributions

Les contributions de cette maîtrise en lien avec la réduction modale se concentrent tout d'abord sur l'intégration et la formalisation, dans la documentation Coros, des concepts théoriques implémentés dans les scripts APDL. Un travail de correction puis de validation des différents scripts liés aux coefficients de la matrice de Vandermonde et du langage APDL a été réalisé. Ces vérifications ont été effectuées sur un modèle de l'aube rotor 37 [110] avec une comparaison des résultats Ansys et Samcef pour une précharge linéaire. Les analyses de ces travaux ont montré une concordance entre les deux réductions, confirmant le bon fonctionnement de la réduction Ansys. Une validation du processus de réduction modale a été réalisée sur un modèle multi-secteur industriel. Cette étape a permis de corriger d'autres imprécisions ou limitations numériques. La cohérence entre les fréquences propres du modèle réduit multi-secteur et celles du modèle éléments finis Ansys a été mise en évidence. La symétrie des champs de déplacements pour des simulations avec carter rigide a également été vérifiée. Une étude de l'influence de la précharge non linéaire sur l'aube du rotor 37 a été réalisée et a donné lieu à la production d'un livrable. Les conclusions de ce livrable ont souligné les limitations, ainsi que les gains associés à la procédure de réduction modale avec précharge non linéaire. Comme mentionné dans la thèse [109] la possibilité d'apparition d'oscillations des fréquences propres a été mise en évidence, phénomène causé par des vitesses

de rotation choisies sur des plages trop grandes. L'effet de ces oscillations sur des simulations de contact a été expérimenté et, en recentrant l'étude sur des plages de vitesses de rotation plus petites, l'absence d'oscillations et des conséquences associées ont été démontrées.

## 4.2 Carter flexible

L'implémentation de simulation carter flexible est héritée du constat des limitations des simulations avec carter rigide pour lesquelles des hypothèses restrictives sont faites en ce qui concerne le carter. Pour de telles simulations, la dynamique propre du carter n'est pas considérée et la construction mathématique pour permettre le calcul des pénétrations aubes/carter ne peut bouger que dans la direction radiale. De telles hypothèses sont généralement justifiables pour un compresseur de moteur d'avion, mais deviennent caduques pour les compresseurs centrifuges de moteurs d'hélicoptères.

La possibilité de traiter le contact entre les modèles éléments finis d'un rotor (aube, roue aubagée ou rouet) et le carter environnant impose toutefois une procédure numérique très spécifique. En effet, les modèles éléments finis industriels sont toujours composés d'éléments quadratiques qui sont incompatibles avec une définition continue de la normale à une surface de contact. L'orientation de cette normale à la surface de contact est inévitablement discontinue sur la frontière entre deux éléments voisins. Dans Coros, la solution choisie est de considérer une surface spline (B-spline bicubique afin d'assurer la dérivabilité des déplacements en tout point) passant par certains nœuds du maillage du carter (appelés nœuds frontières par analogie aux nœuds retenus sur le secteur de la roue aubagée pour la gestion du contact) pour calculer les pénétrations aubes/carter et déterminer avec précision la direction de contact. Le modèle réduit du carter est calculé en utilisant la même procédure que pour les MMV du rotor. Les développements et l'intégration dans le code du carter flexible sont antérieurs au commencement de cette maîtrise, il n'est donc pas légitime de les détailler dans cette section. L'article [1] détaille le fonctionnement théorique et l'implémentation de cette option dans Coros. Spécifiquement sur les développements mathématiques traitant de la construction de la spline bicubique, les travaux de [26] expliquent et détaillent l'implémentation en Python 3 de la spline. Dans cette section, il est donc fait mention uniquement des développements réalisés dans le cadre de cette maîtrise sur l'option carter flexible avec l'introduction de certains concepts ou notions des développements intérieurs avec pour référence l'article [1].

La dernière utilisation de l'option carter flexible remonte aux essais [9]. Le code Coros avait alors été modifié afin de correspondre précisément aux conditions de l'essai. L'option avait perdu en généralisation, passant d'un carter 360 à un seul secteur de carter modifiant

également les conditions de bords pour correspondre à la situation expérimentale. Également, l'amortissement de la structure avait été calibré pour correspondre aux observations physiques. Ce sont donc deux modifications principales qui doivent être généralisées. Puis, dans le cadre de cette maîtrise, il est nécessaire de modifier la position de l'abradable définie dans le code ainsi que le calcul des efforts qui a évolué, pour l'uniformiser avec celui proposé par l'option carter rigide. Enfin, il est présenté une série de changements principalement fonctionnels nécessaires pour la campagne de simulation mais, dont l'implémentation dans le code n'est pas détaillée.

#### 4.2.1 Conditions de bord

Un premier travail dans le cadre de cette maîtrise a consisté en la généralisation de la fonctionnalité carter flexible pour un modèle multi-secteur. Pour plus de détails sur la construction 3D de la spline, se référer au chapitre **2.2.1. Bicubic B-spline and associated notations** de l'article [1]. Comme visible sur l'illustration suivante 4.1 il est nécessaire de définir des conditions de bords afin que la spline soit une surface fermée. Pour cela, la

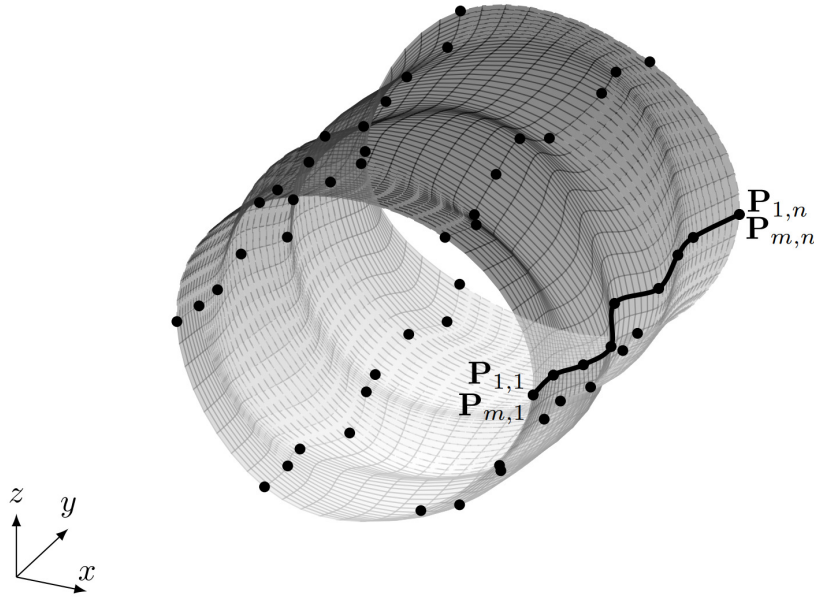
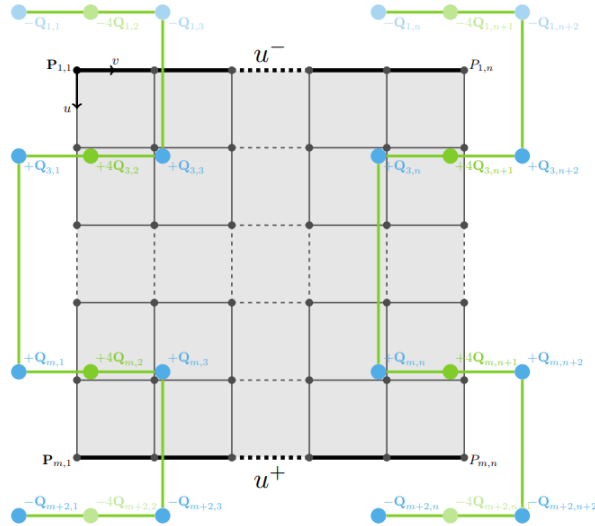
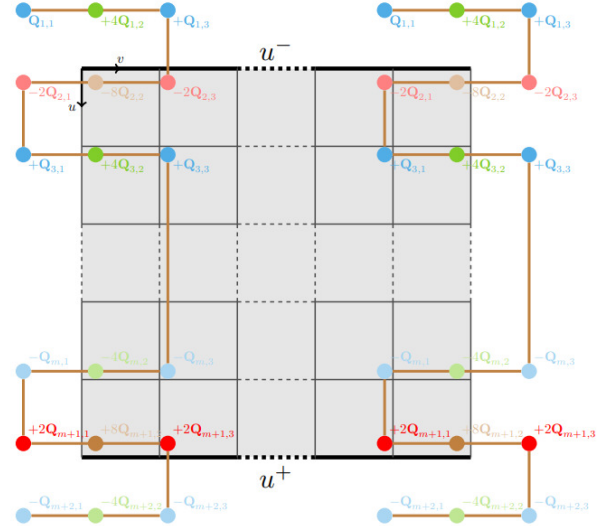


FIGURE 4.1 Interpolation paramétrique bicubique fermée de surface sur un cylindre randomisé avec  $m = 7$  et  $n = 8$  tiré de [26].

continuité des dérivées première 4.2a et deuxième 4.2b aux bords a été imposée. L'implémentation théorique est détaillée dans la section **2.2.1. Bicubic B-spline and associated notations** de l'article [1]. Ces modifications couplées à des corrections graphiques ont permis



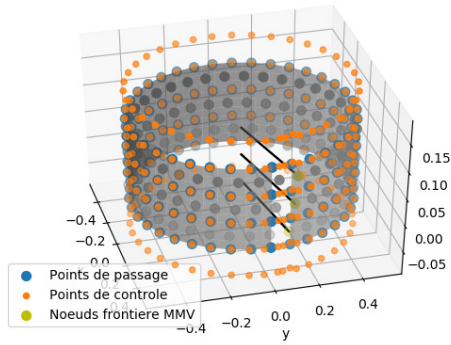
(a) Continuité de la dérivée première entre les arêtes  $u^-$  et  $u^+$ .



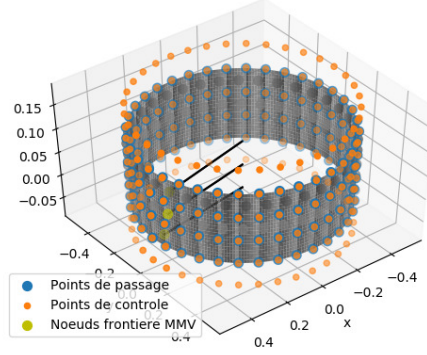
(b) Continuité de la dérivée seconde entre les arêtes  $u^-$  et  $u^+$ .

FIGURE 4.2 Illustration des équations entre les points de contrôle pour surface cylindrique fermée de l'article [26].

de valider la construction de la spline sur un modèle académique.



(a) Illustration spline modèle académique avant correction.



(b) Illustration spline modèle académique après correction.

FIGURE 4.3 Illustration spline du modèle académique corrigé.

#### 4.2.2 Amortissement

La définition du coefficient d'amortissement n'était pas modifiable. La généralisation de l'amortissement pour le carter a été ajoutée selon la même définition que pour le rouet.

C'est-à-dire, soit l'équation du mouvement en vibration libre suivante :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(\mathbf{t}) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(\mathbf{t}) + \mathbf{K}\mathbf{x}(\mathbf{t}) = \mathbf{0} \quad (4.21)$$

Le coefficient d'amortissement modal est noté  $\xi$ . En projetant l'équation (4.21) sur la base constituée de la matrice des modes propres  $\Phi$  en utilisant le changement de variable  $\mathbf{x} = \Phi\mathbf{q}$  est obtenu (4.22) :

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi \ddot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{C} \Phi \dot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{K} \Phi \mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (4.22)$$

En supposant que, par construction,  $\Phi^T \mathbf{M} \Phi = \mathbf{I}$ , alors  $\Phi^T \mathbf{K} \Phi = \text{diag}(\omega_i)$  et :

$$\mathbf{I} \ddot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{C} \Phi \dot{\mathbf{q}} + \text{diag}(\omega_i) \mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (4.23)$$

En définissant la matrice  $\mathbf{C}_m = \Phi^T \mathbf{C} \Phi$  comme une matrice diagonale, il est alors possible d'indiquer le  $i$ -ème coefficient sur la diagonale comme le coefficient d'amortissement du  $i$ -ème mode propre de la structure, ou d'indiquer le même coefficient pour tous les modes. Il est donc possible d'écrire :

$$\mathbf{C}_m = \text{diag}(\xi) \quad (4.24)$$

Dans l'espace éléments finis ou réduit, la matrice d'amortissement  $\mathbf{C}$  s'écrit :

$$\mathbf{C} = \Phi^{-T} \text{diag}(\xi) \Phi^{-1} \quad (4.25)$$

Il a ainsi été codé la création de la matrice d'amortissement du carter et l'attribution uniforme d'un seul coefficient contrôlable par l'utilisateur pour tous les coefficients de la diagonale de  $\mathbf{C}_m$  (amortissement équivalent pour tous les modes propres). C'est la solution considérée usuellement dans la littérature [2, 5].

### 4.2.3 Abradable

Dans le cadre de ce mémoire, des modifications sur la prise en compte de l'usure ont été nécessaires pour, d'une part, se rapprocher de la gestion de l'usure du cas carter rigide et, d'autre part, pour prendre en compte certaines contraintes géométriques sur le positionnement de l'abradable. La gestion de l'usure intégrée dans l'option carter flexible est détaillée au chapitre 4 "**abradable coating modeling**" de l'article [1]. Elle consiste en l'ajout d'une couche d'élément abradable sur la surface du carter, comme illustré sur la figure suivante 4.4. Pour le modèle du banc CASTOR, l'abradable doit être positionné sous la spline afin d'assurer une cohérence entre les jeux aube/carter définis numériquement et ceux mesurés lors des essais. Ces modifications impliquent de redéfinir les calculs de distance aube/abradable

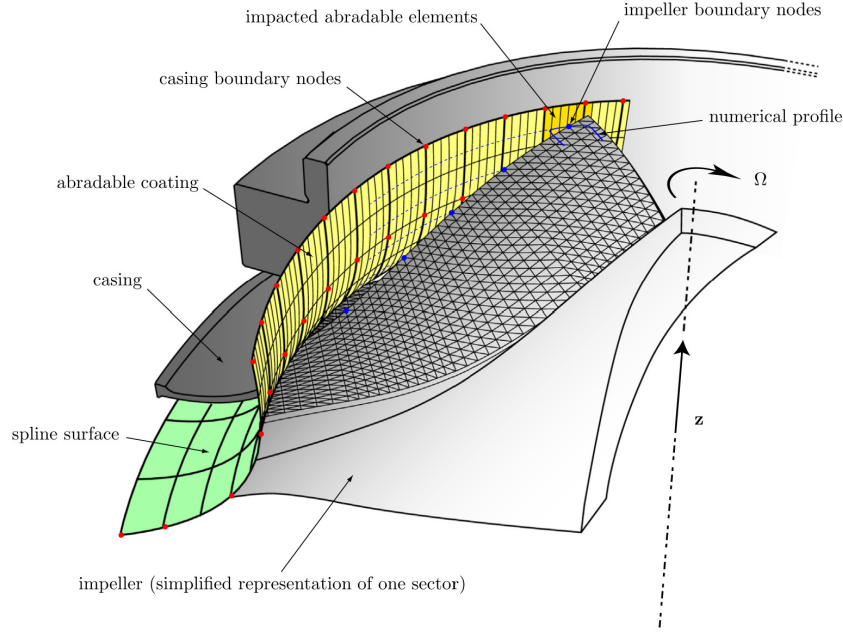
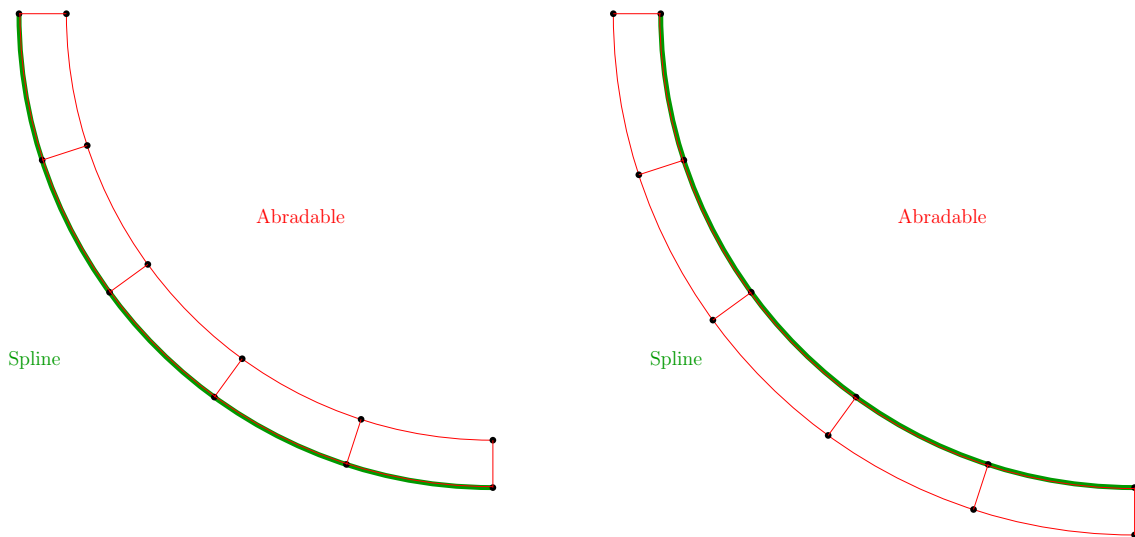


FIGURE 4.4 Secteur de compresseur avec revêtement abrasable (jaune) et spline (vert), tiré de [1].

et aube/carter en Fortran. Un décalage  $e_{abr}$  est introduit à la suite du calcul de la distance aube/carter notée  $\mathbf{d}_{rc,n+1}(qp)$ . Antérieurement, le déclenchement de la procédure lors d'un contact aube / carter (sous l'abrasable) apparaissait lorsque le  $\mathbf{d}_{rc,n+1}(qp) < 0$  maintenant celle-ci est déclenchée si  $\mathbf{d}_{rc,n+1}(qp) + e_{abr} < 0$ . Il y a donc également une correction complémentaire au niveau des calculs des distances avec l'abrasable qui était calculé précédemment comme ceci :

$$\mathbf{d}_{rc,n+1}^{abr}(qp, i) = \mathbf{d}_{rc,n+1}(qp) - e_{abr} + \Delta\varepsilon_p(i) + p(i) \quad (4.26)$$

Il suffit donc de retirer l'épaisseur  $e_{abr}$  pour prendre en compte ce déplacement. Une des difficultés dans le codage de ces ajouts est la nécessité de conserver l'ancien mode de gestion de l'abrasable sans complexifier le code afin que l'utilisateur ait la possibilité de choisir entre les deux positionnements de l'abrasable et afin que les cas test de validation du code puissent toujours fonctionner. Une fois cela codé, le bon fonctionnement de cette nouvelle détection a été vérifié sur le modèle académique et le cas test a été mis à niveau pour pouvoir activer l'ancienne gestion de l'abrasable et donc valider la modification.



(a) Ancien positionnement de l'abradable.

(b) Nouveau positionnement de l'abradable.

FIGURE 4.5 Illustration positionnement de l'abradable sur la spline. Spline (—) et l'abradable (—).

#### 4.2.4 Efforts de contact

Le calcul des efforts dans l'option carter rigide a évolué et a été validé sur des simulations [25,100]. Cette nouvelle loi est indépendante de l'épaisseur de l'abradable. Le calcul des efforts de contact a donc été modifié pour prendre en compte cette indépendance. Le modèle académique a permis de vérifier le bon fonctionnement de ce changement.

#### 4.2.5 Autres développements

Lors de différentes discussions avec le partenaire industriel, en vue de reproduire l'essai expérimental, certaines fonctionnalités nécessitaient des adaptations et d'autres étaient manquantes. Ces ajustements étaient indispensables, d'une part pour pouvoir reproduire fidèlement les essais, et d'autre part pour approfondir l'étude du rouet. Pour ne pas surcharger cette partie, certains développements non essentiels pour la compréhension des résultats de simulations sont détaillés en annexe 6.2.

##### 4.2.5.1 Compatibilité MMV Carter Ansys

Les entrées liées à l'option carter flexible ont dû être adaptées pour l'utilisation d'un modèle Ansys. La recombinaison des matrices de masse et de raideur est dorénavant faite en APDL et non en entrée du code de contact. Un inventaire des données d'entrée utilisées a été réalisé et il a été remarqué que, dans l'un des champs de stockage du modèle réduit, l'ordre des nœuds n'était pas forcément correct, celui conventionné dans Coros (bord d'attaque vers bord de fuite), et cela est causé par le logiciel de maillage qui utilise une attribution différente des

numéros des nœuds. Ainsi, dès qu'un modèle Ansys est utilisé, une sécurité a été implémentée pour que l'ordre des nœuds soit toujours celui BA vers BF en se basant sur la coordonnée Z (norme utilisée au laboratoire), évitant ainsi toute ambiguïté. D'autres problèmes de format ont également été corrigés, notamment par rapport à la re-généralisation du contact sur un secteur vers un modèle de carter 360.

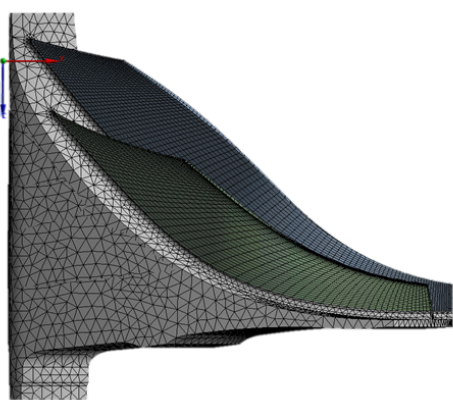
#### 4.2.5.2 Durée d'application de la force

Il existait une variable dans Coros qui permettait de définir la durée d'application de l'effort sur le carter. Elle n'a pas été conservée dans les développements ultérieurs. Bien que sa création et son enregistrement depuis Python existaient encore, elle n'était plus utilisée dans le code Fortran (dans la partie flexible). Elle a donc été réintroduite dans la gestion de l'effort et les dépendances associées ont été corrigées. En particulier, il a été ajouté une sécurité permettant d'attribuer automatiquement la durée totale de la simulation en cas d'absence de valeur. Il est ainsi désormais possible de réaliser des simulations de contact, puis de définir un instant  $t$  à partir duquel on souhaite ne plus appliquer de force sur le carter. Cette fonctionnalité peut s'avérer utile pour mettre en évidence des phénomènes autoentretenus et, dans le cas présent, tenter de reproduire la perte de l'excitateur piézoélectrique observée lors de l'essai.

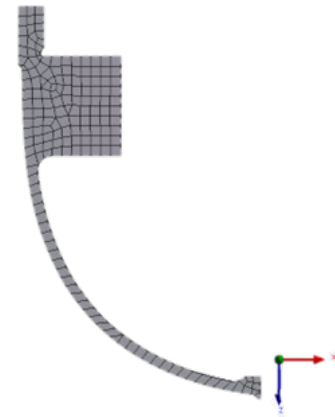
#### 4.2.5.3 Distance selon Z entre le carter et le rouet

Dans la configuration de l'essai, voir le détail de la présentation de la thèse [2] dans la section 3.1.2.1, les jeux à l'origine sont définis très spécifiquement. Le rouet est d'abord mis en rotation puis approché une première fois jusqu'au contact puis, une fois les deux structures chaudes le rouet est reculé selon l'axe  $z$  de quelques micromètres. Cette option de déplacement du rouet n'était pas disponible dans Coros. En effet, cela implique des enjeux au niveau de la création des modèles et de leur définition par rapport à un repère. Lors de la création d'un modèle réduit, un champ frontière (groupe de nœuds) est créé. Les coordonnées de ces nœuds frontières sont relatives au repère global du projet Ansys. Or deux projets Ansys différents n'ont pas forcément la même disposition géométrique par rapport au repère global. Il est conseillé de positionner les modèles selon la même orientation pour les axes X, Y, Z (visible ici sur la figure 4.6) mais pour une précision de  $10^{-5}$  ou  $10^{-6}$  m, il est compliqué de déplacer convenablement les modèles dans Ansys (dans deux projets différents). Les coordonnées des deux modèles (rouet et carter) n'ont pour seul lien que le repère du projet Ansys, mais ils n'ont en commun que leur orientation. Par exemple, voici deux photos du rouet et du carter dans Ansys avec leur repère global affiché, voir les figures 4.6. Et voici la position

des nœuds frontières du rouet (point gris) et la position de la spline du carter (points de passage en orange). Dans le plan  $(\vec{z}, \vec{r})$  voici le positionnement des nœuds frontières, voir sur les figures 4.7. Le carter et le rouet doivent être rapprochés comme illustré sur la figure 4.7. Ainsi, est introduit une variable qui va ajouter un décalage aux coordonnées du rouet, voir la figure 4.8, et permettre à l'utilisateur de contrôler avec précision les distances aubes / carter à  $t=0$ .

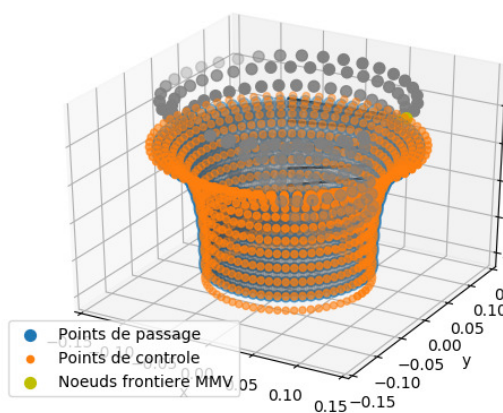


(a) Rouet.



(b) Carter.

FIGURE 4.6 Modèles éléments finis avec leurs repères cartésiens respectifs.



(a) Nœuds frontières du rouet (●) et du carter (●).

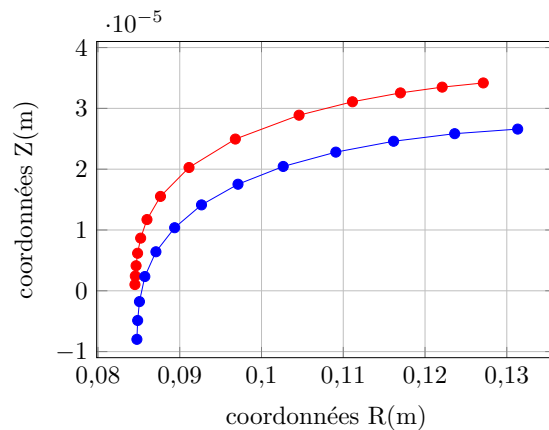
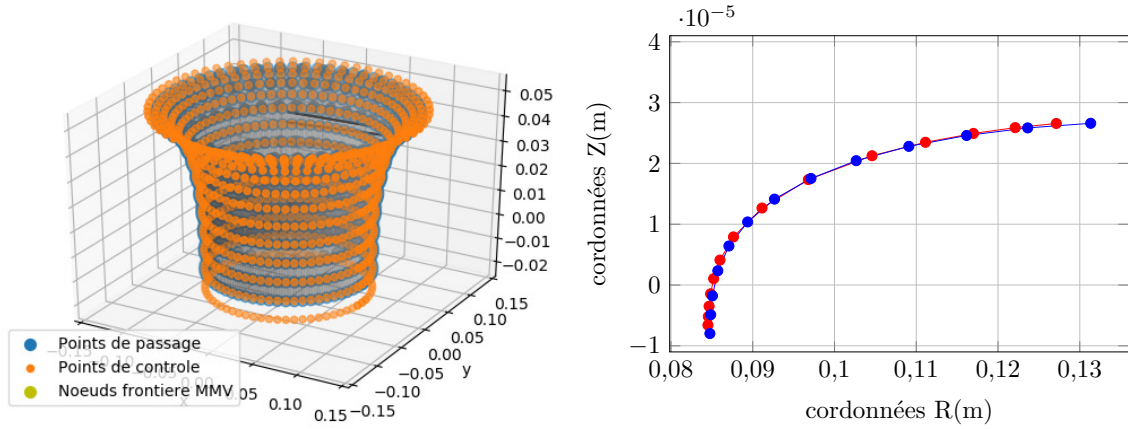
(b) Vue dans le plan  $r, \theta$  des nœuds frontières du rouet (●) et du carter (●).

FIGURE 4.7 Spline et nœuds frontières du rouet, positions initiales.



(a) Nœuds frontières du rouet (●) et du carter (●). (b) Vue dans le plan  $r, \theta$  des nœuds frontières du rouet (●) et du carter (●).

FIGURE 4.8 Spline et nœuds frontières du rouet, positions ajustées.

#### 4.2.5.4 Nouveau type de force pour la carter flexible

Comme évoqué plus tôt, le carter est déformé par une force s'appliquant sur des nœuds de la spline construite à partir des nœuds frontières du carter. Précédemment, pour contrôler cette force, l'utilisateur indiquait un vecteur de coefficients de la force en newton, le nombre de lobes et le décalage angulaire. Une sous-partie du code transformait ces informations en une force uniquement radiale sur tout le carter pour appliquer ce type de déformation. Cela permettait à l'utilisateur d'avoir un type d'entrée simple assez proche des entrées proposées pour le carter rigide. Dans le cadre de ce projet, la déformation n'est pas uniquement radiale et non uniquement selon des lobes, c'est-à-dire qu'il n'est pas possible d'utiliser le programme de Coros pour générer cette force. Il a donc été ajouté une option afin d'indiquer un fichier Matlab contenant la force à appliquer sur chaque nœud frontière de chaque secteur du carter dans les trois directions de l'espace. Cela nécessite un travail en amont pour trouver cette force qui est détaillée dans la partie simulation numérique et en annexe B. Ces développements ont été vérifiés sur le modèle académique.

#### 4.2.5.5 Développements en annexe

Pour ne pas surcharger cette partie, le détail complet d'autres développements est disponible en annexe. Sont rendues disponibles des informations sur la parallélisation du code ajouté à Coros pour les simulations de contact annexe G, également des explications sur certains scripts de post-traitement comme les cartes d'interactions annexe E et la projection de ces cartes selon les diamètres nodaux annexe F, ainsi que des développements pour le dimensionnement de la force contact annexe B.

## CHAPITRE 5 CAMPAGNE DE SIMULATIONS

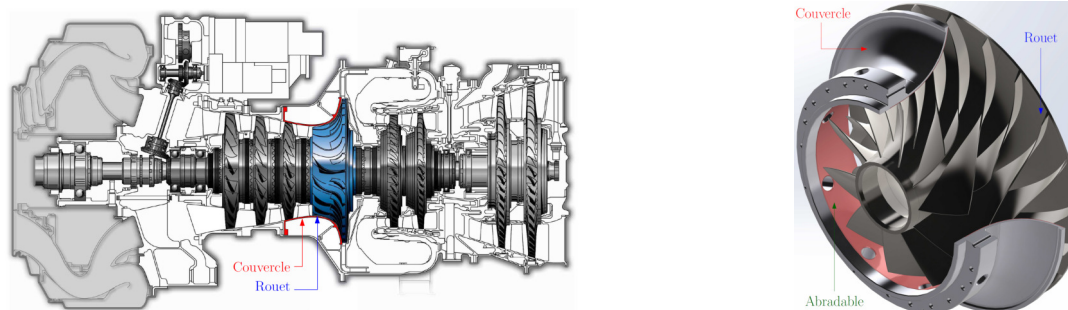
### 5.1 Objectifs

L'étude expérimentale du banc CASTOR [2] a permis de mettre en évidence une interaction modale entre le diamètre 4 du rouet et le diamètre 4 du carter. L'objectif du chapitre suivant est donc de se placer dans des conditions similaires à celles de l'essai expérimental, afin de reproduire et de confirmer les observations. Il est important de souligner que les essais expérimentaux ont été réalisés sur un rouet physique qui, comme expliqué par l'auteur, n'était pas parfaitement symétrique. Cette asymétrie engendre un écart entre deux fréquences propres associées à un même diamètre, aussi bien sur le rouet que sur le carter. Ce phénomène de désaccordage est considéré comme négligeable dans notre étude. À cela s'ajoute un léger décalage supplémentaire entre les fréquences propres issues du modèle numérique et celles obtenues expérimentalement, un phénomène déjà observé lors des essais expérimentaux [2]. Le même phénomène est donc étudié, mais les fréquences propres des structures ainsi que la vitesse critique associée à l'interaction considérée diffèrent de celles observées expérimentalement. Une première partie est consacrée à la description détaillée de la modélisation du rotor et du carter numérique. Les points de validation portent notamment sur la convergence spatiale des modèles, évaluée à partir de la variation des fréquences propres obtenues pour différents maillages. La création des modèles réduits est également détaillée, accompagnée de l'étude de la convergence du paramètre de réduction. Ces modèles sont ensuite comparés aux données expérimentales afin d'assurer la représentativité des essais. Par ailleurs, certains paramètres, tels que le coefficient d'amortissement retenu ou d'autres grandeurs liées à la déformation, sont explicitement justifiés et référencés. Dans un second temps, les fréquences et vitesses correspondant aux conditions expérimentales d'interaction modale sont identifiées, afin de définir les paramètres nécessaires à la campagne de calculs. En particulier, une plage de vitesses fine autour de la vitesse critique est établie. Le développement d'une stratégie spécifique de lancement des simulations s'est révélé nécessaire pour optimiser la répartition des calculs sur les différentes ressources disponibles. Enfin, des procédures de post-traitement avancées, plus élaborées que les outils initialement disponibles, ont été mises en place pour l'analyse détaillée des résultats. La préparation, le lancement et l'analyse de ces simulations ont constitué le cœur du travail accompli dans le cadre de cette maîtrise. Cette campagne d'essais est ambitieuse de par sa dimension de quantité et de temps de calcul, mais aussi car elle met à l'épreuve la fonctionnalité du carter flexible, qui n'avait jusqu'ici jamais été validée expérimentalement, ainsi que l'utilisation d'un modèle réduit Ansys du rouet et du carter sur

360 degrés.

## 5.2 Modélisation

L'objectif de cette section est de détailler les travaux effectués pour la modélisation numérique du rouet et du carter CASTOR. Les deux structures ont été transmises par l'entreprise partenaire sous la forme de projets Ansys. Les pièces utilisées conservent les dimensions réelles du moteur dont elles sont extraites 5.41a, sans simplification géométrique. Sur le couvercle, une couche d'abrasif est déposée, voir la figure 5.41b. Dans cette section, est tout



(a) Positionnement du rouet et du carter dans le moteur RTM322, illustration tirée de [2].

(b) Position du rouet, carter et abrasif complet.

FIGURE 5.1 Extraits positionnement du rouet et du carter tirés de [2].

d'abord présenté en détail l'ensemble des travaux consacrés à la modélisation de l'essai réalisé sur le banc. La démarche débute par le calibrage des modèles numériques, afin d'obtenir des modèles cohérents, convergés et représentatifs du comportement observé expérimentalement. Elle comprend notamment une étude de convergence du maillage éléments finis, suivie de l'analyse de la convergence du paramètre de réduction utilisée dans la réduction modale. Vient ensuite le calibrage de l'amortissement et, pour le carter, la calibration de la force de déformation ainsi que la représentation de la couche abrasif déposée à sa surface. Le positionnement relatif des deux structures est ensuite présenté. La modélisation et sa validation ont représenté une étape cruciale, nécessitant un travail approfondi et rigoureux, pour permettre la mise en œuvre de la campagne de simulation.

### 5.2.1 Rouet

Le point de départ est le projet Ansys fourni par le partenaire où le rouet est maillé sur un secteur puis par symétrie cyclique, le logiciel Ansys permet d'étudier le modèle complet de 10 secteurs. Dans un premier temps, après avoir itéré avec le partenaire, le maillage fourni a

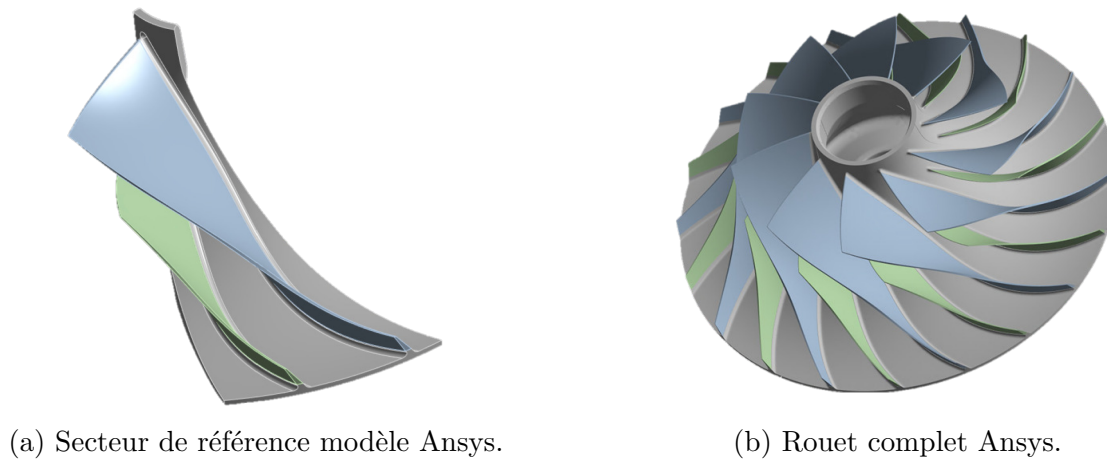


FIGURE 5.2 Modèle de référence fourni par SHE.

été légèrement modifié pour affiner la tranche au niveau du bord de contact, voir figure 5.3a. La question sur l'encastrement a été abordée et l'encastrement expérimental a été choisi, voir la figure 5.3b. L'axe de rotation dans Coros est l'axe Z et non l'axe X, une rotation du modèle et les implications associées ont dû être réalisées.

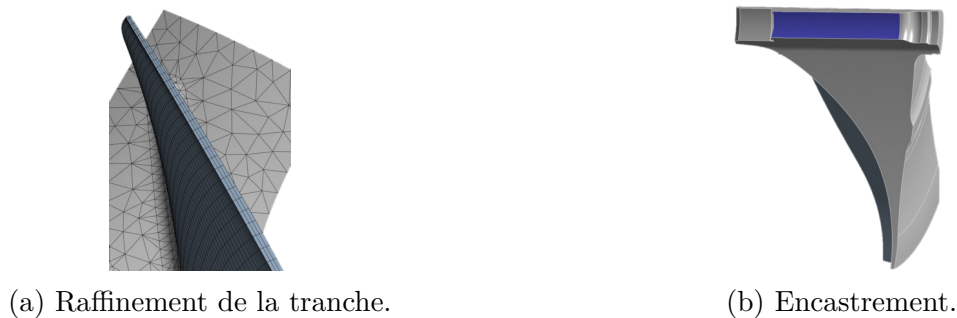
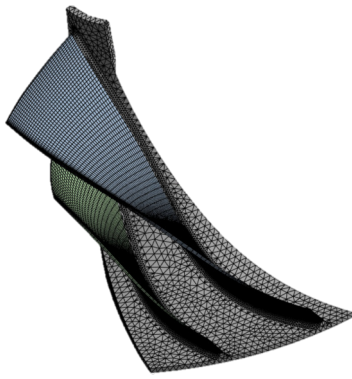


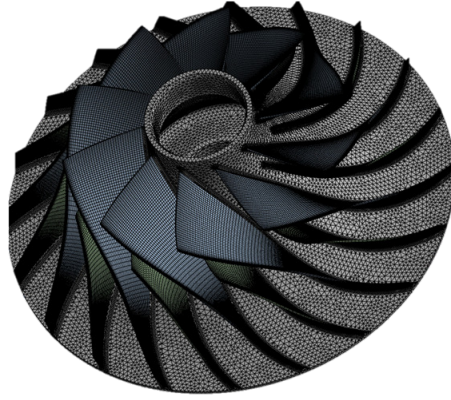
FIGURE 5.3 Modifications du projet Ansys.

#### 5.2.1.1 Modèle éléments finis

Le maillage utilisé est appelé par la suite maillage industriel, il est visible sur la figure suivante 5.4. La convergence de ce maillage a été validée par une étude de convergence de ses fréquences propres. C'est-à-dire que quatre maillages plus ou moins fins ont été réalisés et la convergence de leurs fréquences propres par rapport au maillage le plus fin, a été étudiée. Les paramètres de raffinements des différents maillages pour un secteur sont détaillés dans le tableau 5.1. Les résultats de cette étude montrent que la convergence de maillage est vérifiée et que le raffinement du maillage industriel est suffisant pour la suite de l'étude, voir les figures 5.5. Le modèle réduit du rouet pour le maillage industriel est donc valide et son



(a) Maillage rouet éléments finis.



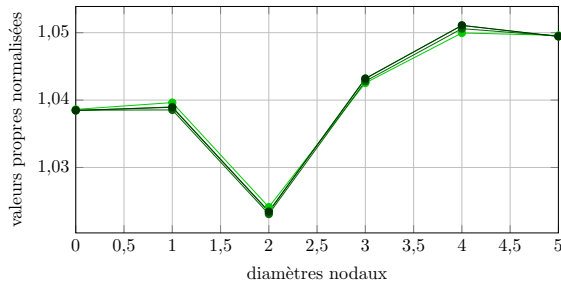
(b) Maillage rouet éléments finis.

FIGURE 5.4 Maillage rouet éléments finis mono et multi-secteur.

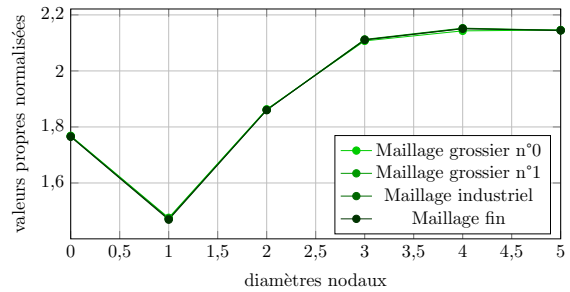
maillage est convergé.

| maillage              | nombre de nœuds | nombre d'éléments |
|-----------------------|-----------------|-------------------|
| maillage grossier n°0 | 81371           | 33560             |
| maillage grossier n°1 | 117115          | 48237             |
| maillage industriel   | 185579          | 83050             |
| maillage fin          | 472515          | 269190            |

TABLEAU 5.1 Informations sur les maillages étudiés.



(a) Fréquences propres famille modale 1.



(b) Fréquences propres famille modale 2.

FIGURE 5.5 Convergence des fréquences propres du modèle réduit du rouet pour différents maillages.

### 5.2.1.2 Modèle réduit

À partir du modèle éléments finis, un modèle réduit est réalisé pour l'étude suivant la méthode de réduction 4.1. Le paramètre  $\eta$  a été choisi à la suite d'une étude sur la convergence

spatiale. Il correspond au nombre de modes encastrés (*i.e.* le nombre de colonnes de la matrice  $\Phi_e$ ) conservés dans la base de réduction) 4.1. L'étude de convergence est composée de deux volets. D'une part, l'erreur relative des valeurs propres du modèle a été évaluée par rapport au modèle éléments finis. À partir de moins de 0,5% le modèle peut être envisagé. D'autre part, la convergence temporelle pour les différents états a été vérifiée. L'étude de convergence illustrée ici 5.2. Le paramètre  $\eta = 20$  a été choisi et les autres paramètres de réduction sont les suivants 5.2.1.2.

| erreur relative (%) |           |           |           |
|---------------------|-----------|-----------|-----------|
| $\eta$              | famille 1 | famille 2 | famille 3 |
| 4                   | 1,73      | 1,54      | 2,91      |
| 8                   | 0,64      | 0,62      | 1,54      |
| 10                  | 0,49      | 0,53      | 0,91      |
| 16                  | 0,3       | 0,34      | 0,54      |
| 20                  | 0,26      | 0,32      | 0,45      |
| 24                  | 0,19      | 0,14      | 0,41      |
| 30                  | 0,09      | 0,09      | 0,17      |

TABLEAU 5.2 Convergence du paramètre  $\eta$ .

| informations communes aux maillages |              |
|-------------------------------------|--------------|
| nombre de secteurs :                | 10           |
| nombre de nœuds frontières :        | 14           |
| paramètres de réduction             |              |
| effets centrifuges :                | mono-vitesse |
| grands déplacements :               | OFF          |
| $\eta$ :                            | 20           |

TABLEAU 5.3 Informations sur les paramètres des maillages.

La cohérence entre ce maillage industriel et le modèle d'éléments finis d'Ansys est également vérifiée, voir la figure 5.6. Ce modèle réduit est donc choisi pour la suite de l'étude.

### 5.2.1.3 Comparaison expérimentale

Une fois la validation numérique effectuée, la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux est réalisée afin d'évaluer la cohérence de la modélisation. Il est important

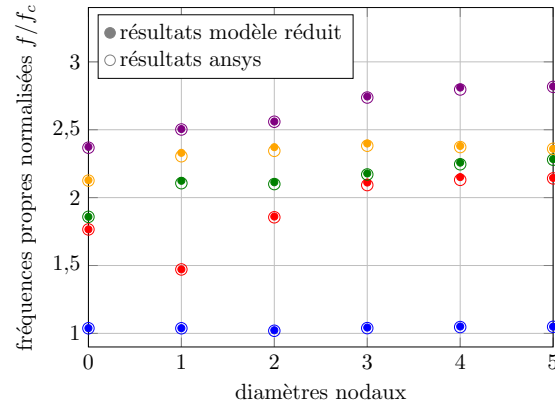
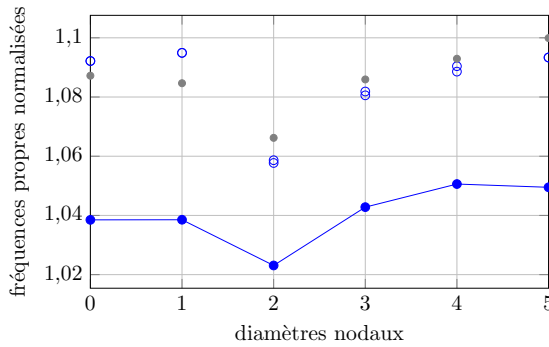
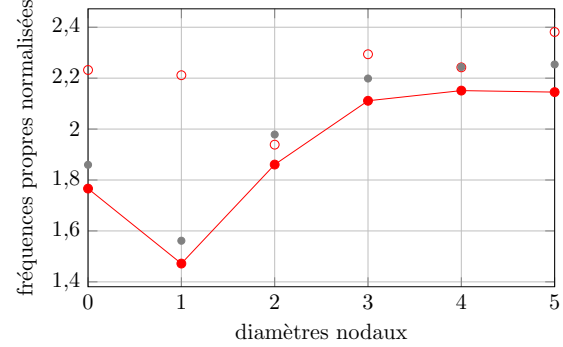


FIGURE 5.6 Diagramme SAFE entre les fréquences du modèle éléments finis de Ansys et le modèle réduit du rouet. Familles : 1(●), 2(●), 3(●), 4(●), 5(●).

de noter que, dans les travaux de [2] une étude numérique avait été menée et avait relevé un écart pour le diamètre nodal 1 de la deuxième famille. Les données expérimentales sont relevées de façon graphique sur les diagrammes disponibles dans le document [2]. Ainsi, une incertitude de mesure est à prendre en compte pour les comparaisons qui peuvent être réalisées. Un bon accord est observé entre les données, voir 5.7, bien que les fréquences



(a) Comparaison des fréquences propres du rouet pour la famille 1.



(b) Comparaison des fréquences propres du rouet pour la famille 2.

FIGURE 5.7 Comparaison des fréquences propres du rouet entre le modèle réduit (●,●) et les données expérimentales (○,○) et le modèle éléments finis de l'étude [2](●).

numériques soient plus faibles que les fréquences expérimentales. Un écart de 4% est observé pour la famille 1, voir le tableau 5.4, entre les fréquences propres expérimentales et celles du modèle réduit. Pour la famille 2, voir la figure 5.7b, l'écart est tiré vers le haut par la différence du diamètre 1, déjà observée lors de l'étude numérique de la thèse [2]. Sans cette valeur, moins de 6% de différence pour toute la famille 2 est observé, voir le tableau 5.4. La comparaison des fréquences propres numériques et expérimentales confirme la concordance globale des

modèles, voir le tableau 5.4. Bien que certains écarts subsistent, la tendance générale est correctement reproduite et les ordres de grandeur sont conformes aux attentes. Ces résultats doivent toutefois être relativisés, car la précision exacte des mesures expérimentales n'est pas détaillée ici et pourrait faire l'objet d'une étude annexe. L'objectif principal n'étant pas la reproduction du modèle physique réel, la fabrication ou les tolérances de ce dernier n'entrent pas en compte dans la présente étude, où la précision du modèle numérique demeure centrale. Les résultats intègrent également les incertitudes liées à la capture graphique des données expérimentales et doivent donc être interprétés avec prudence. Le modèle réduit peut ainsi être considéré comme valide pour la suite de l'étude.

| <b>erreur relative (%)</b>        | valeurs expérimentales [2] | valeurs numériques de l'étude [2] | modèle réduit |
|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---------------|
| valeurs expérimentales [2]        |                            | 9,6/5,6                           | 13,3/9,3      |
| valeurs numériques de l'étude [2] | 0,6                        |                                   | 4,9/4,7       |
| modèle réduit                     | 4                          | 4,2                               |               |

TABLEAU 5.4 Comparaison des fréquences propres de l'étude [2] et du modèle réduit, pour la famille 1 (■) et famille 2 (■). En jaune, valeur calculée sans prise en compte du diamètre 1 de la famille 2.

#### 5.2.1.4 Amortissement

De précédentes études utilisant l'option carter rigide, mentionnent la valeur d'amortissement modale choisie dans Coros. Les deux articles suivant [25, 106] évoquent le choix de la valeur normalisée  $5 \cdot 10^{-4}$ . L'article suivant [111] fait mention de l'utilisation de la même valeur mais uniquement pour les 5 premiers modes puis une valeur de  $5 \cdot 10^{-3}$  pour les modes supérieurs. Le fonctionnement en carter rigide n'a pas d'influence sur le coefficient d'amortissement, ainsi, le coefficient d'amortissement modal de  $5 \cdot 10^{-4}$  est utilisé dans l'étude [104]. Pour les travaux précédents sur le banc CASTOR [16], c'est également le coefficient de  $5 \cdot 10^{-4}$  qui est utilisé. Cette valeur est donc choisie pour l'étude.

#### 5.2.1.5 Remarques sur le modèle réduit du rouet

Un modèle avec précharge centrifuge a également été réalisé. Cependant, pour la vitesse de rotation de l'étude, les effets centrifuges n'interviennent pas. Au niveau matriciel considéré,

la prise en compte des effets centrifuges triple la taille des matrices de masse et de raideur et peut donc nécessiter de choisir un pas de temps plus petit pour garantir la convergence du schéma d'intégration explicite. Passer d'un pas de temps de  $1 \cdot 10^{-7}$ s vers  $5 \cdot 10^{-8}$ s double le temps de calcul. Or ici, le temps de calcul est un enjeu central pour des simulations estimées à environ 1 mois. Une discussion a donc été réalisée avec le partenaire et l'étude des non-linéarités géométriques et des effets centrifuges est traitée à part et fait l'objet d'un livrable. Une première partie de ce travail a été réalisée sur l'aube rotor 37 et une nouvelle étude est planifiée sur un modèle multi-secteur. La priorité ici est l'étude du contact avec l'option carter flexible.

### 5.2.2 Carter

Le point de départ est le projet Ansys fourni par le partenaire où le carter était défini par bloc, voir la figure suivante 5.8. La représentation structurale de celui-ci doit être adaptée

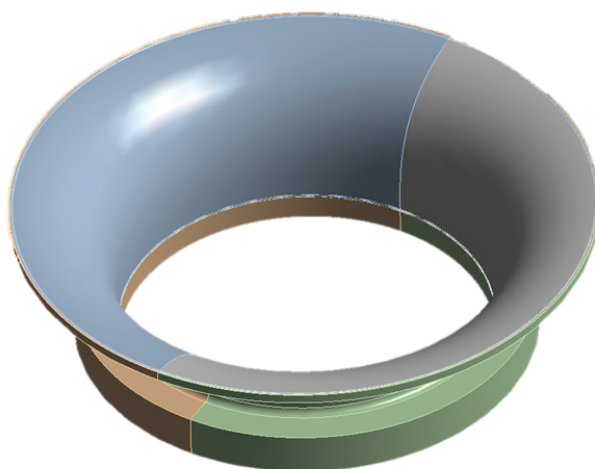
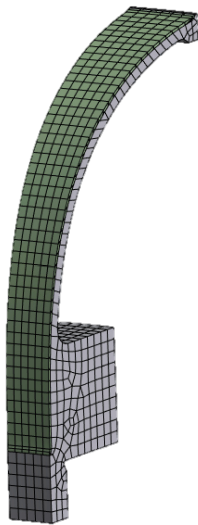


FIGURE 5.8 Modèle Ansys du carter fournir par SHE.

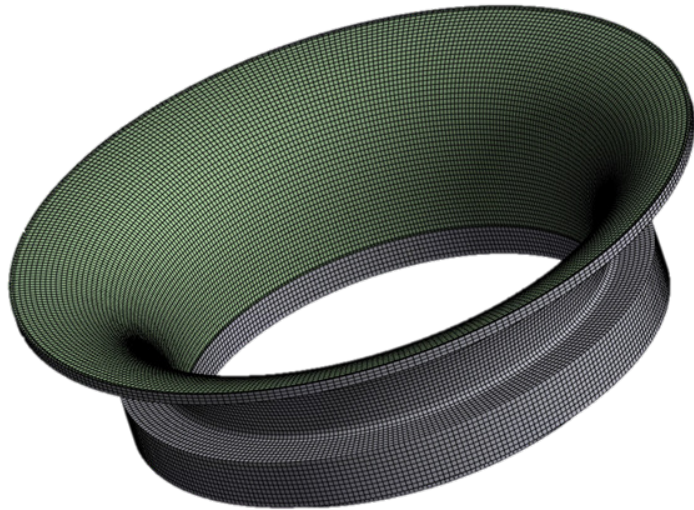
vers une représentation selon une symétrie cyclique. Une première itération a considéré un modèle à 16 secteurs. Cependant, par construction de la spline, le nombre de nœuds de passage et de contrôle n'était pas suffisant pour avoir un jeu à l'origine uniforme sur tous les secteurs. Ceci était causé par la courbure de la spline. Un modèle à 64 secteurs a donc été réalisé, et la présence d'un jeu uniforme a été vérifiée. Dans les visuels présentés dans cette section, seuls les huit premiers diamètres nodaux sont représentés. Numériquement, le nombre de diamètres nodaux peut être aussi grand que la discrétisation du carter le permet, mais cette limitation vise à préserver la lisibilité des résultats.

### 5.2.2.1 Modèle éléments finis

Voici donc le modèle éléments finis qui sera utilisé pour la suite de l'étude, voir la figure 5.9. La convergence de ce maillage a été validée par une étude de convergence de ses



(a) Maillage carter éléments finis.



(b) Maillage carter éléments finis 360.

FIGURE 5.9 Maillage rouet éléments finis mono et multi-secteur.

fréquences propres. Les paramètres de raffinements des différents maillages pour un secteur sont détaillés dans le tableau suivant 5.2.2.1. Il y a très peu de différence entre les fréquences propres des différents maillages. Les résultats de cette étude sont résumés dans le tableau suivant 5.6, et montrent que la convergence de maillage est vérifiée. Le raffinement du maillage industriel est donc satisfaisant et est utilisé pour la suite de l'étude.

| maillage            | nombre de nœuds | nombre d'éléments |
|---------------------|-----------------|-------------------|
| maillage grossier   | 2206            | 324               |
| maillage industriel | 7553            | 1195              |
| maillage fin        | 39464           | 7479              |

TABLEAU 5.5 Informations sur les maillages étudiés.

| diamètres | grossier | industriel |
|-----------|----------|------------|
| 1         | 0,01     | 0,00       |
| 2         | 0,02     | 0,01       |
| 3         | 0,02     | 0,01       |
| 4         | 0,02     | 0,02       |
| 5         | 0,03     | 0,03       |
| 6         | 0,02     | 0,04       |
| 7         | 0,03     | 0,03       |
| 8         | 0,04     | 0,03       |

TABLEAU 5.6 Erreurs relatives (%) entre le maillage fin et les autres maillages.

### 5.2.2.2 Modèle réduit

Les paramètres du modèle réduit sont les suivants :

| informations sur le maillage |              |
|------------------------------|--------------|
| nombre de nœuds :            | 7553         |
| nombre d'éléments :          | 1195         |
| autres informations          |              |
| nombre de secteurs :         | 64           |
| nombre de nœuds frontières : | 13           |
| paramètres de réduction      |              |
| effets centrifuges :         | mono-vitesse |
| large delfection :           | OFF          |
| $\eta$ :                     | 20           |

TABLEAU 5.7 Informations sur les paramètres du modèle réduit.

L'étude spatiale du paramètre  $\eta$  met en évidence une convergence rapide. Les faibles valeurs de  $\eta$  conduisent à des variations négligeables des fréquences propres des modèles réduits. Ainsi, par cohérence avec le modèle du rouet, la valeur de  $\eta = 20$  a été choisie. De plus, la comparaison des fréquences propres du modèle éléments finis et du modèle réduit montre des valeurs extrêmement proches, voir la figure 5.10.

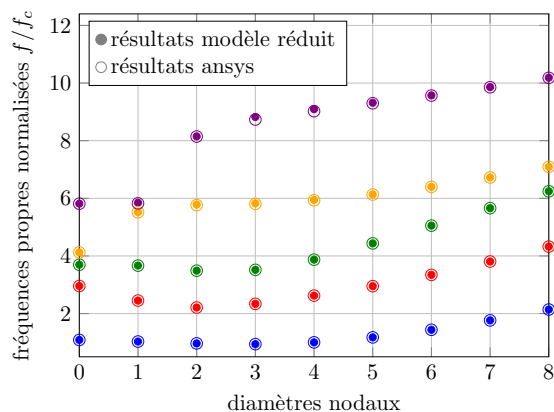


FIGURE 5.10 Diagramme SAFE entre les fréquences du modèle éléments finis de Ansys et le modèle réduit du rouet. Familles : 1(●), 2(●), 3(●), 4(●), 5(●).

### 5.2.2.3 Comparaison expérimentale

Les fréquences propres expérimentales sont issues de la thèse [2] et sont comparées aux fréquences propres du modèle réduit. Une erreur de mesure est présente de par la méthode d'acquisition. Cependant, le même ordre de grandeur et la même tendance sont observés. Les mêmes écarts sont observés entre le modèle numérique utilisé lors de l'étude expérimentale [2] et le modèle réduit présenté dans cette section, voir le tableau 5.8. De plus l'écart entre les fréquences propres du modèle numérique de la thèse [2] et du modèle réduit est minime, voir le tableau 5.8. Le modèle peut donc être considéré comme validé.

| erreur relative (%)               | valeurs expérimentales [2] | valeurs numériques de l'étude [2] | modèle réduit |
|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---------------|
| valeurs expérimentales [2]        |                            | 8                                 | 7,9           |
| valeurs numériques de l'étude [2] | 3,4                        |                                   | 0,13          |
| modèle réduit                     | 3,4                        | 0,34                              |               |

TABEAU 5.8 Comparaison des fréquences propres de l'étude [2] et du modèle réduit, pour la famille 1(■) et famille 2(■).

#### 5.2.2.4 Amortissement

Comme évoqué dans la section 3.3.4.2.1, deux options de gestion du carter sont possibles, cependant la gestion de l'amortissement est différente entre ces deux cas. Pour la gestion du carter avec l'option carter rigide, un amortissement de  $3 \cdot 10^{-4}$  était utilisé usuellement [16]. Cependant, de par les hypothèses sur le carter rigide, celui-ci ne peut convenir pour des simulations avec carter flexible. Dans la précédente étude utilisant l'option carter flexible, un calibrage du coefficient avait été réalisé par harmonique. Dans l'article [104], pour l'harmonique 0 une valeur faible de  $6 \cdot 10^{-4}$  est utilisée, pour les harmoniques 1 à 15 une valeur de  $2 \cdot 10^{-2}$  est choisie et pour les harmoniques supérieures à 15 une valeur de  $10^{-1}$  est appliquée. Avec les modifications apportées, détaillées dans la section 4.2.2, un coefficient unique peut être appliqué au carter pour l'ensemble des harmoniques. Ainsi, avec un amortissement uniforme, plusieurs valeurs autour de  $2 \cdot 10^{-2}$  ont été évaluées et il a été mis en évidence qu'un amortissement faible augmente les vibrations du carter. La valeur finale choisie pour cette étude est donc de  $5 \cdot 10^{-2}$ , uniformément pour tous les modes du carter.

#### 5.2.2.5 Calibration de la force

Cette calibration a nécessité le développement de nombreux scripts et d'itérations sur le modèle. Ces scripts sont détaillés en annexe B et la démarche est détaillée dans cette partie. Expérimentalement, le carter subit une mise en mouvement dynamique par un oscillateur piézoélectrique selon sa fréquence du diamètre 4 [2]. La forme que prend la déformation du carter est donc celle correspondant au mode propre de diamètre 4. Le logiciel Ansys permet de visualiser les modes de déformations dans le module modal. En reprenant le projet Ansys, voici la visualisation du mode de déformation associé (voir sur la figure 5.11). Sur cette visualisation, les 4 lobes apparaissent clairement, surtout sur les extrémités du couvercle. Les déplacements ne sont pas uniquement radiaux, ce qui justifie la considération de l'option carter flexible. Cependant, la visualisation d'Ansys reste néanmoins trompeuse, car il s'agit d'une représentation du mode de déformation, mais les amplitudes sont sous-estimées graphiquement pour faciliter la compréhension de l'utilisateur. Il faut alors faire un lien entre la déformation illustrée et les entrées du code Coros. Pour déformer le carter, le contrôle se fait par un coefficient de force en Newton (un nombre de lobes et un angle de décalage angulaire) indiqué dans le fichier d'entrée. Cette force en Newton est uniquement radiale. Numériquement, la force étant appliquée mathématiquement dans les trois directions sur les points de passages de la spline, il est possible d'indiquer des directions tangentielles et axiales. En effet, il n'y a pas de contraintes spatiales dans le code, mais il s'agit d'une simplification pour l'utilisateur pour reproduire le type d'entrée du carter rigide. Ainsi, il a

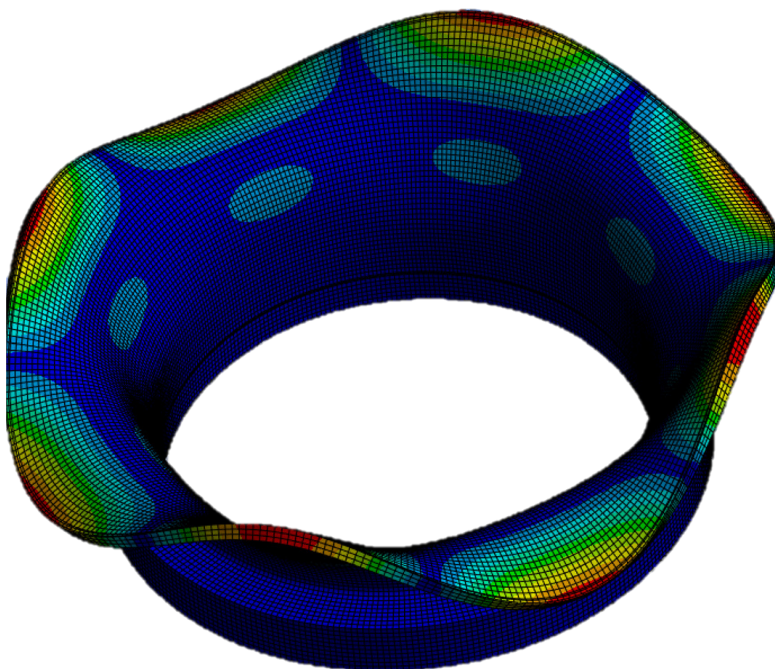


FIGURE 5.11 Photo du mode de déformation à 4 diamètres de la première famille modale.

été développé et ajouté à Coros, la possibilité d'indiquer un fichier Matlab comportant la valeur de force appliquée pour chacun des nœuds frontières de la spline, détaillée dans la section 4.2.5.4. Pour déterminer la force à donner à Coros, une étude théorique a dû être menée et un script de prétraitement répartant des vecteurs propres du diamètre 4 associés au modèle réduit du rouet a été développé, en annexe B. Une force en entrée est obtenue suivant une déformation au diamètre nodal 4 mais ses déplacements sont trop importants. Il faut donc ajouter une donnée d'entrée supplémentaire, un coefficient multiplicateur de la force qui modifie l'amplitude des déplacements du carter. Le choix de ce coefficient est fait itérativement grâce au script développé dans le cadre de cette recherche de force, voir annexe B, et sa valeur est guidée par la pénétration de l'aube dans le carter obtenue en sortie de ce script. Celui-ci a été validé sur le modèle académique. La définition de pénétration ainsi obtenue se rapproche de celle utilisée dans le cadre de l'option carter rigide, se rapprochant d'une unification possible des deux définitions. Il s'agit d'une avancée importante du travail de cette maîtrise ouvrant à une simplification de la configuration de l'option carter flexible et à une uniformisation de la définition de pénétration entre les deux types de simulations.

Pour ajouter l'oscillation temporelle selon la fréquence du mode à 4 diamètres du carter, le code est modifié temporairement afin de faire osciller, au cours du temps, l'application de cette force. Cette oscillation forcée modifie les amplitudes de déformation du carter. Le script

évoqué plus tôt permet donc l'utilisation d'une réponse forcée en fréquence plutôt que des déformées statiques pour prédire les déplacements du carter. Dans le cadre de la calibration, la force suivante générant une pénétration au niveau du milieu de corde, a été sélectionnée.

### 5.2.2.6 Calibration des paramètres d'usure

La gestion de l'usure avec abrasable a été modifiée (et validée) pour cette campagne de simulations, voir les sections 4.2.3 et 4.2.4 sur les développements numériques. En étudiant les travaux Coros précédents, les paramètres d'usure suivants ont été déterminés, tableau 5.2.2.6. Pour choisir le nombre d'éléments abrasables, des simulations antérieures, réalisées avec Coros sur un carter 360 degrés, sont utilisées comme référence. Pour les simulations de l'article [11] le nombre d'éléments abrasable choisi était de 10000 et cela garantissait un profil d'usure convergé. Pour les paramètres d'usure liés à la loi élasto-plastique c'est-à-dire : coefficient de frottement, module d'Young de l'abrasable, module plastique de l'abrasable, limite élastique de l'abrasable, ceux-ci ont été déterminés empiriquement sur la calibration des essais suivant [25, 90, 112]. Ces valeurs ont été éprouvées sur les études suivantes [11, 104, 106]. L'épaisseur de l'abrasable a été vérifiée pour correspondre à l'épaisseur fournie dans le modèle Ansys. Les paramètres liés au biseau numérique sont hérités des travaux précédents sur le banc CASTOR [5].

| paramètres d'usure              |                   |    |
|---------------------------------|-------------------|----|
| coefficient de frottement       | 0,15              |    |
| nombre d'elements abrasable     | 200000            |    |
| épaisseur de l'abrasable        | $5 \cdot 10^{-4}$ | m  |
| épaisseur de la roue            | $5 \cdot 10^{-4}$ | m  |
| module d'Young de l'abrasable   | $20 \cdot 10^9$   | Pa |
| module plastique de l'abrasable | $5 \cdot 10^9$    | Pa |
| limite élastique de l'abrasable | 1,5               | Pa |
| angle du biseau                 | 1000              |    |

TABLEAU 5.9 Paramètres d'usure des simulations.

Ces paramètres ont été évalués sur le modèle académique et la convergence de ceux-ci a été vérifiée. Par la suite, des simulations CASTOR courtes sans oscillation du carter ont également vérifié la convergence des paramètres d'usure. La calibration des paramètres est donc validée.

### 5.2.3 Positionnement des modèles

Lors de la création des modèles, il a été vérifié qu'aucun des nœuds frontières du rouet ne se trouvent en dehors de la spline du carter. En effet, c'est une condition nécessaire pour le calcul de la procédure de Newton-Raphson afin de trouver un plus proche voisin sur la spline [1]. L'enjeu est à présent de reproduire le jeu expérimental à l'origine. Grâce aux développements détaillés dans la section 4.2.5.3, il est possible de contrôler la distance selon l'axe  $z$  séparant les deux modèles. En suivant les indications expérimentales, les deux structures sont approchées jusqu'au contact, puis éloignées selon  $20\text{ }\mu\text{m}$ , voir les figures 5.12. Autour du milieu de corde, un jeu de environ  $25\text{ }\mu\text{m}$  est observé.

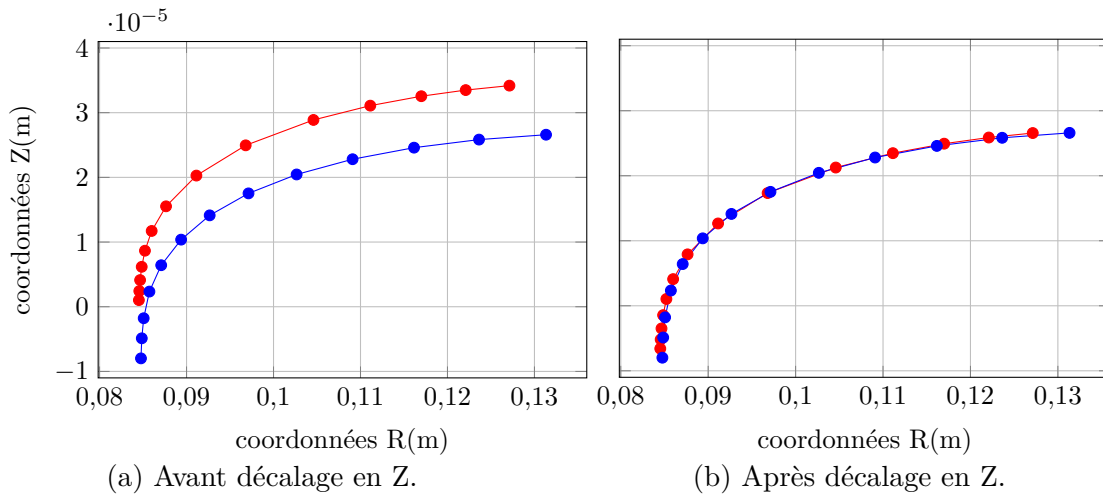


FIGURE 5.12 Vue des noeuds frontieres du carter(●) et du rouet(●) dans le plan  $r, z$ .

### 5.3 Simulations d'interaction modale

L'objectif de la campagne de simulation est d'identifier l'interaction modale entre le diamètre nodal 4 du carter et le diamètre nodal 4 du rouet. Grâce à l'étude de nos modèles réduits, on dispose des fréquences propres des deux structures. Il est alors possible de tracer un diagramme de Campbell pour connaître l'évolution des fréquences propres du rouet en fonction de la vitesse de rotation. Ce diagramme est tracé dans le repère fixe de sorte que l'interaction modale nous permettra de connaître la valeur de vitesse critique pour notre campagne de simulation.

### 5.3.1 Diagramme d'interaction modale

Le diagramme de Campbell (voir la figure 5.13) est tracé avec les fréquences propres des deux structures. De même que dans la section 3.1.2.1, le diagramme de coïncidence modale permet de mettre en évidence l'interaction modale entre le diamètre 4 du rouet et le diamètre 4 du carter (●), point d'intérêt de l'étude.

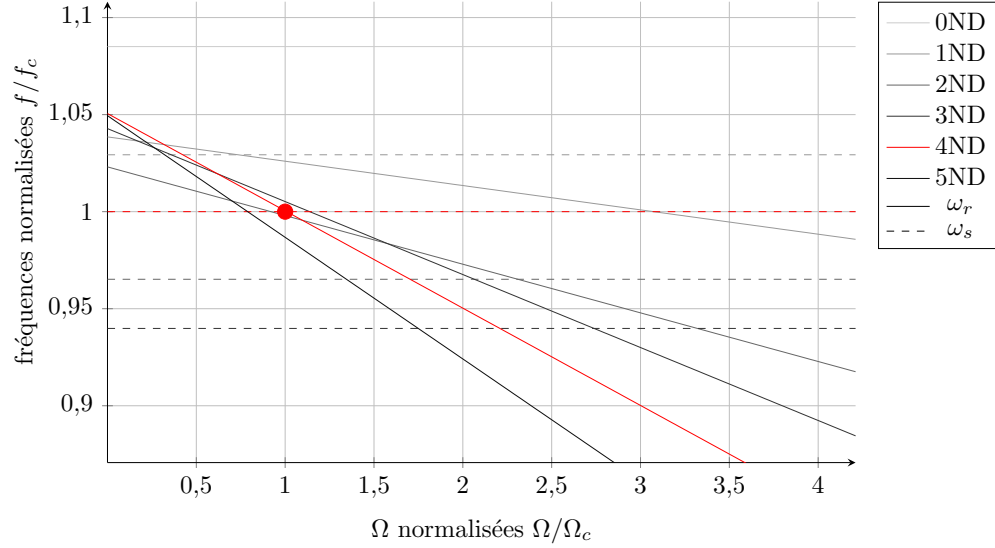


FIGURE 5.13 Diagramme de Campbell normalisé du modèle réduit.

### 5.3.2 Convergence temporelle

Comme mentionné dans la section 3.3.3, un pas de temps trop important peut entraîner la divergence de l'algorithme de résolution utilisant un schéma explicite. À l'inverse, un pas de temps trop faible allongerait les temps de calcul de manière non négligeable. Le choix du pas de temps a donc également fait l'objet d'une étude de convergence temporelle. Sur

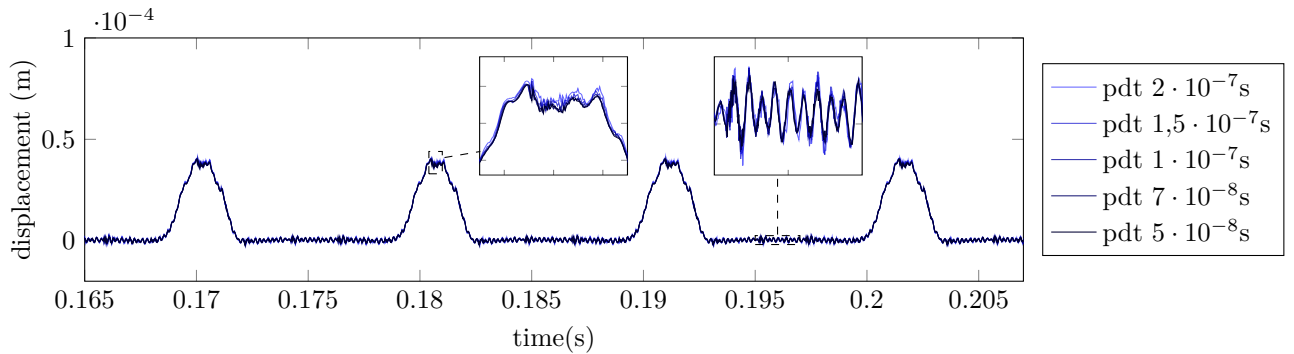


FIGURE 5.14 Déplacement du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet sur les derniers pas de temps, illustrant la convergence temporelle des simulations.

une simulation type, plusieurs pas de temps ont été étudiés et la convergence du calcul a été

vérifiée, voir la figure 5.14. Au-delà d'un pas de temps de  $3 \cdot 10^{-7}$ s le schéma diverge. Ainsi, un pas de temps de  $1 \cdot 10^{-7}$ s a été retenu comme compromis entre le temps de calcul et la satisfaction des critères de convergence.

### 5.3.3 Symétrie des champs de déplacements

Le rouet, défini par une symétrie cyclique sans désaccordage, doit présenter des déplacements d'aubes symétriques en réponse à la déformation imposée. La cohérence de ces déplacements confirme la fiabilité du processus de réduction modale et du bon déroulement des simulations de contact. La symétrie des champs de déplacements a été évaluée sur une simulation de contact à carter rigide selon deux lobes et celle-ci est vérifiée pour les différentes aubes, voir les figures 5.15.

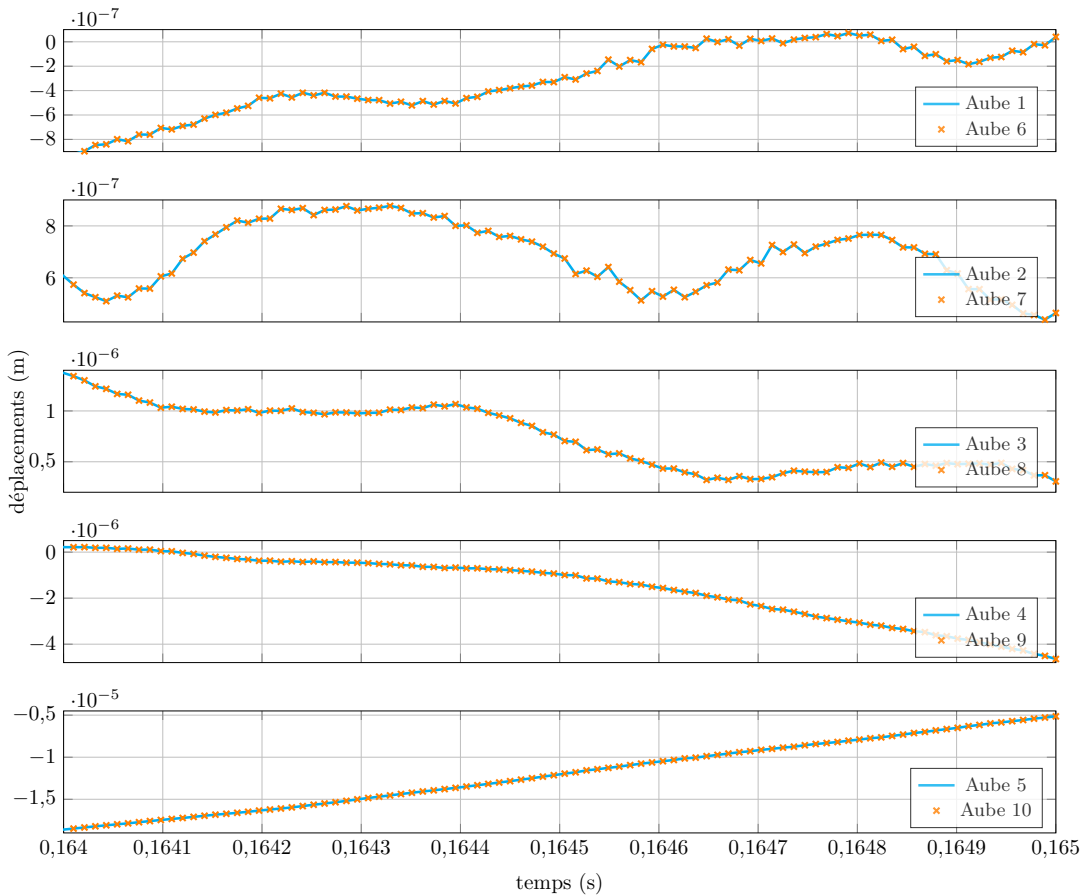


FIGURE 5.15 Superposition des déplacements axiaux des bords d'attaque des aubes symétriques, pour les 100 derniers pas de temps.

### 5.3.4 Paramètres de simulation

Afin de couvrir une large plage d'études autour de la vitesse critique, la campagne de simulation se concentre sur le lancement de 46 simulations allant de  $0,89\Omega_c$  à  $1,2\Omega_c$  par pas de 1 rad/s. Le nombre de tours a été choisi afin de s'assurer de l'atteinte du régime permanent des simulations. La résolution correspond au nombre de résultats sauvegardés lors d'une simulation. Il a été choisi à 80000 afin de ne pas remplir la mémoire vive des calculateurs, mais de disposer d'assez de données pour réaliser des études fréquentielles pour l'ensemble des 4 premières familles modales du rouet. Voici les paramètres de simulations :

| paramètres         | valeur            | unité |
|--------------------|-------------------|-------|
| vitesse minimale   | $0,89\Omega_c$    | rad/s |
| vitesse maximale   | $1,2\Omega_c$     | rad/s |
| nombre de vitesses | 46                |       |
| pas                | 1                 | rad/s |
| nombre de tours    | 100               |       |
| pas de temps       | $1 \cdot 10^{-7}$ | s     |
| résolution         | 80000             |       |

TABLEAU 5.10 Paramètres de simulation.

## 5.4 Résultats et analyses

Les résultats de cette campagne de simulation sont présentés en commençant par ceux issus de la simulation pour laquelle ont été observées les plus grandes amplitudes de déplacements en sommet d'aube. Puis, une analyse fréquentielle des déplacements du rouet permet de caractériser l'interaction détectée. En complément, et à l'aide d'un script développé dans le cadre de cette maîtrise, les déplacements du rouet sont projetés sur les harmoniques spatiales de la structure (ou diamètres nodaux) et sont ensuite analysés dans le domaine fréquentiel afin de confirmer la nature de l'interaction observée. Les développements effectués dans cette maîtrise permettent également d'effectuer deux campagnes de simulations supplémentaires. Premièrement, le comportement du rouet avec arrêt de l'excitation est étudié et des analyses temporelle et fréquentielle sont effectuées. Une seconde campagne traite du contact avec un carter rigide et, de même, les résultats sont analysés dans les domaines temporel et fréquentiel. Un bilan de ce travail permet de lier les résultats présentés aux travaux expérimentaux et ainsi de souligner les corrélations entre les études.

### 5.4.1 Analyse temporelle

Les signaux temporels des déplacements de l'aube 1 sont étudiés. Pour chacun des 14 nœuds frontières de cette aube, la norme 2 des déplacements est tracée afin d'identifier la vitesse critique où sont observées les plus grandes amplitudes de déplacements, voir la figure 5.16. La discrétisation des résultats est de 1 rad/s. Le pic de déplacements se situe au niveau du bord d'attaque (numéro de nœud 1) pour  $\Omega = 0,99\Omega_c$ . Une seconde zone d'intérêt

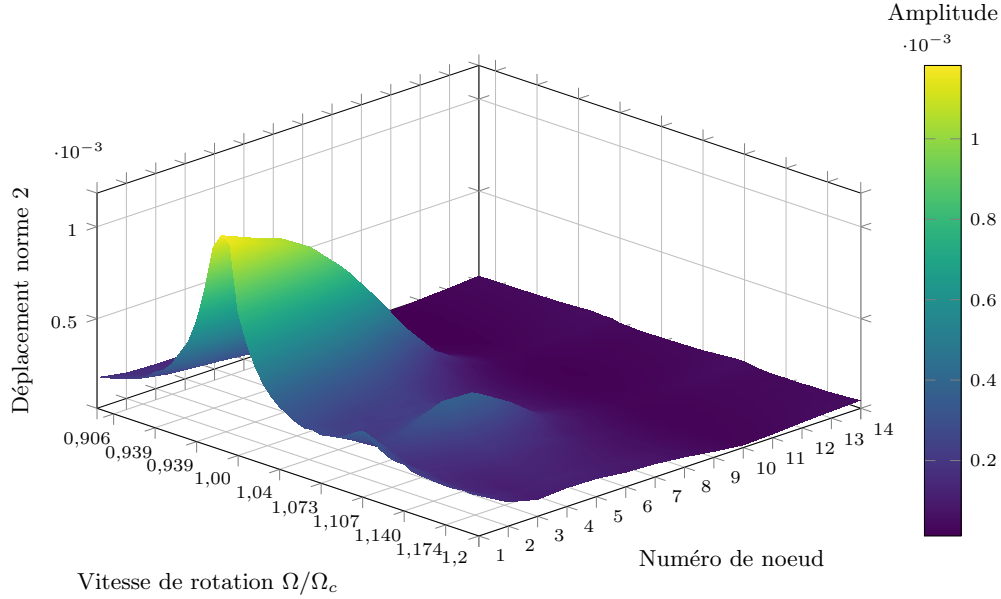


FIGURE 5.16 Déplacement maximal selon la norme 2 de l'aube 1 en fonction de la vitesse.

se dégage autour de  $\Omega = 1,1\Omega_c$  rad/s. Des déplacements non négligeables sont visibles autour des nœuds 4, 5 et 6 avec un maximum local sur le nœud 5 d'amplitude  $3 \cdot 10^{-4}$  m. Cette zone correspond à la zone où le contact est initié entre le carter et le rouet. Elle est étudiée plus en détail par la suite. L'analyse suivante se concentre tout d'abord sur les déplacements du bord d'attaque autour de la vitesse critique  $\Omega = 0,99\Omega_c$ .

#### 5.4.1.1 Déplacements du rouet

La simulation réalisée à la vitesse de rotation de  $0,99\Omega_c$  est étudiée. Les déplacements sont les plus importants selon la direction axiale, voir la figure 5.17c. Ce déplacement est cohérent avec la géométrie de l'aube plus longue au niveau du bord d'attaque, voir la figure 5.4b.

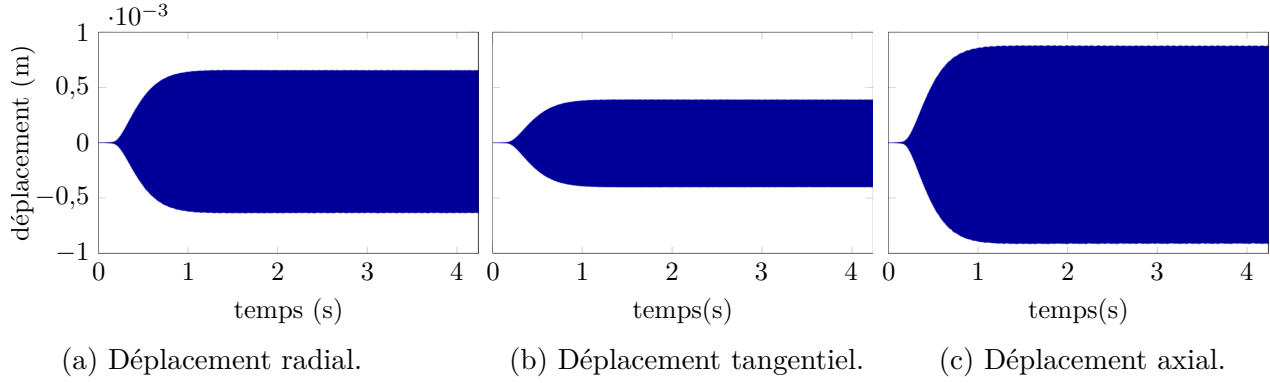


FIGURE 5.17 Déplacement du BA en fonction du temps pour  $\Omega = 0,99\Omega_c$ .

#### 5.4.1.2 Déplacements du carter

Par souci de clarté, il est nécessaire de préciser les notions de bord d'attaque et de bord de fuite pour le modèle du carter. Le bord d'attaque correspond à la zone faisant face au bord d'attaque du rouet, tandis que le bord de fuite est situé du côté opposé. La déformation physique suit le mode propre à 4 diamètres, comme illustré sur la figure 5.11. Pour cette déformation, le bord d'attaque reste quasi immobile tandis que le bord de fuite présente des déplacements selon les directions radiale et axiale. Les résultats des simulations de contact montrent que les déplacements du bord d'attaque (●) sont quasi nuls selon les trois directions, voir les figures 5.18. Les déplacements du bord de fuite (●) sont quant à eux importants, selon la direction axiale ils atteignent presque  $10^{-3}\text{m}$ , voir la figure 5.18c.

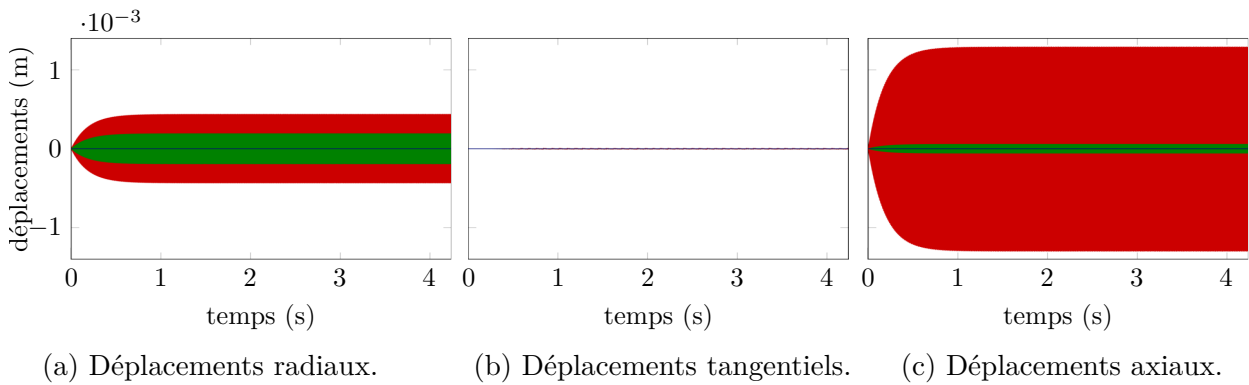


FIGURE 5.18 Déplacement du bord d'attaque (●), du milieu de corde (●), du bord de fuite(●), en fonction du temps.

### 5.4.1.3 Cartes d'usure

L'usure des éléments abrasables sur le carter n'est observée que sur les éléments 8 à 14. La définition des éléments abrasables est de 20000 éléments selon la circonférence et 14 éléments selon la hauteur (autant que le nombre de nœuds frontières du rouet). Le carter oscillant suivant un mode à quatre diamètres, dans le temps, huit zones de contact sont envisagées. Sur la carte suivante 5.19 représentant l'usure des éléments abrasables sur le bord de fuite du carter en fonction de la vitesse de rotation, il apparaît 8 bandes jaunes équiréparties sur la largeur du carter. L'usure est uniforme en fonction de la vitesse de rotation avec un maximum correspondant à la moitié de l'épaisseur de l'abrasable environ. C'est aussi le maximum d'usure sur l'ensemble des éléments abrasables du carter. L'usure particulièrement marquée à cet endroit est à mettre en relation avec la forme de la déformation selon le diamètre nodal 4 du carter où le BF se déplace dans la direction radiale et axiale, rentrant en contact avec le rouet. Les cartes d'usure des nœuds : 13,12,11 sont très similaires

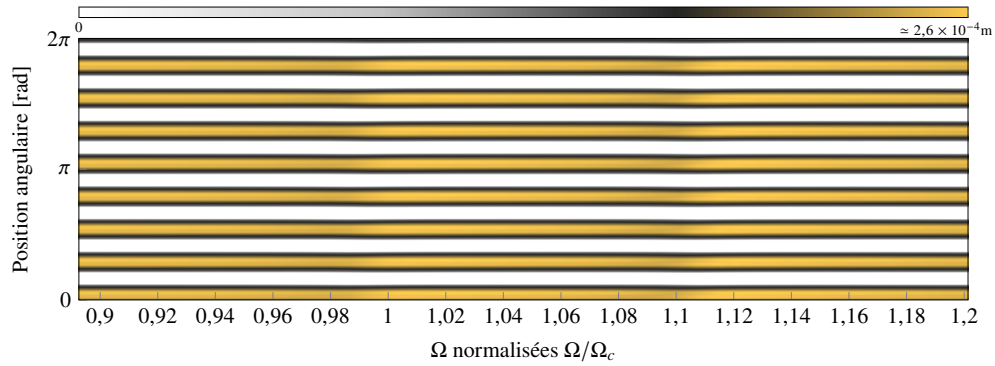


FIGURE 5.19 Usure de l'abrasable au niveau du BA sur le carter.

avec une diminution progressive des amplitudes jusqu'à  $1 \cdot 10^{-5}$  m. Pour le nœud 10 la carte d'usure est intéressante : très peu d'usure est constatée, mais les deux zones touchées sont autour de  $\Omega_c$  et  $1,1\Omega_c$  c'est-à-dire les zones de forte amplitude identifiées précédemment, voir la figure 5.20 attention l'amplitude maximale a été modifiée pour mettre en valeur ces points. Après cette diminution d'amplitude, celle-ci réaugmente au niveau des nœuds 9 et 8 et la largeur des lobes est plus grande. Il se dégage une usure légèrement plus importante de quelque  $10^{-5}$  m autour de  $\Omega_c$ . Le cœur de ce travail n'est pas l'étude de l'usure, mais celle-ci a permis l'identification de zones d'intérêt.

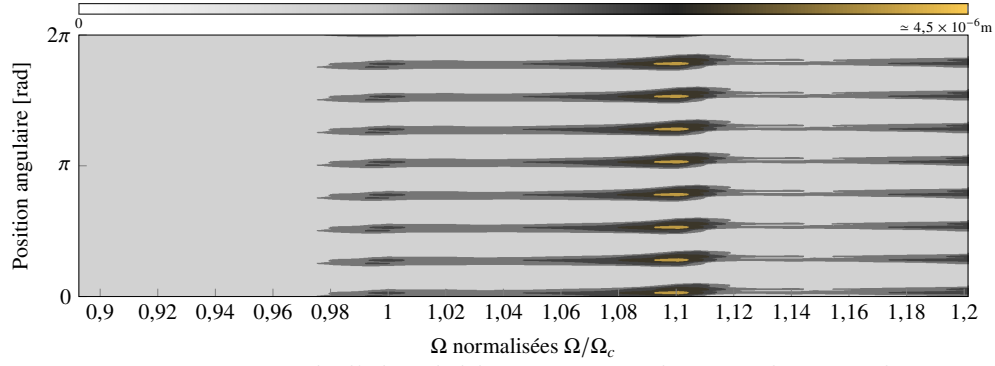


FIGURE 5.20 Usure de l’abradable au niveau du noeud 10 sur le carter.

### 5.4.2 Analyse fréquentielle

Pour chacune des vitesses analysées, une transformation de Fourier est appliquée aux déplacements radiaux d’un nœud étudié, voir l’annexe E. L’atteinte du régime permanent a été vérifiée et seuls les 30 derniers tours sont pris en compte dans ce calcul sur 100 tours au total. Les amplitudes associées au mouvement de la structure sont représentées à l’aide d’une échelle de couleurs logarithmique allant du blanc au noir en passant par le rouge. Cette représentation met en évidence les vitesses et fréquences pour lesquelles l’aube est la plus encline à répondre.

#### 5.4.2.1 Déplacements du rouet

Les déplacements radiaux du bord d’attaque du rouet de l’aube 1 sont analysés. Les deux figures ci-dessous représentent une carte d’interaction du rouet de l’aube 1 au bord d’attaque. La figure 5.38b est une représentation 2D et la figure 5.38a est une visualisation 3D permettant de mettre en valeurs l’amplitude des phénomènes. Une nette augmentation des amplitudes est observée au voisinage de la vitesse expérimentale d’interaction,  $\Omega_c$ , particulièrement visible sur la figure 5.38a. Des indications sont ajoutées autour de la zone d’interaction afin d’en améliorer la lecture et la compréhension et de tirer des premières conclusions sur la cause de ces phénomènes, voir la figure 5.22. Il apparaît que l’interaction la plus importante est au croisement de la fréquence du mode propre du diamètre nodal 4 du rouet ( $\omega_r^4$ ) et du mode tournant associé à la fréquence d’excitation, c’est-à-dire au premier mode propre à 4 diamètres nodaux du carter ( $\omega_s^4 + 4\Omega$ ). D’autres bandes apparaissent et peuvent être interprétées comme des *sidebands*. C’est-à-dire qu’elles correspondent à des multiples de la fréquence du premier mode propre à 4 diamètres comme expliqué par l’équation (5.1). Cela semble donc confirmer le lien avec la fréquence du premier mode propre à 4 diamètres du

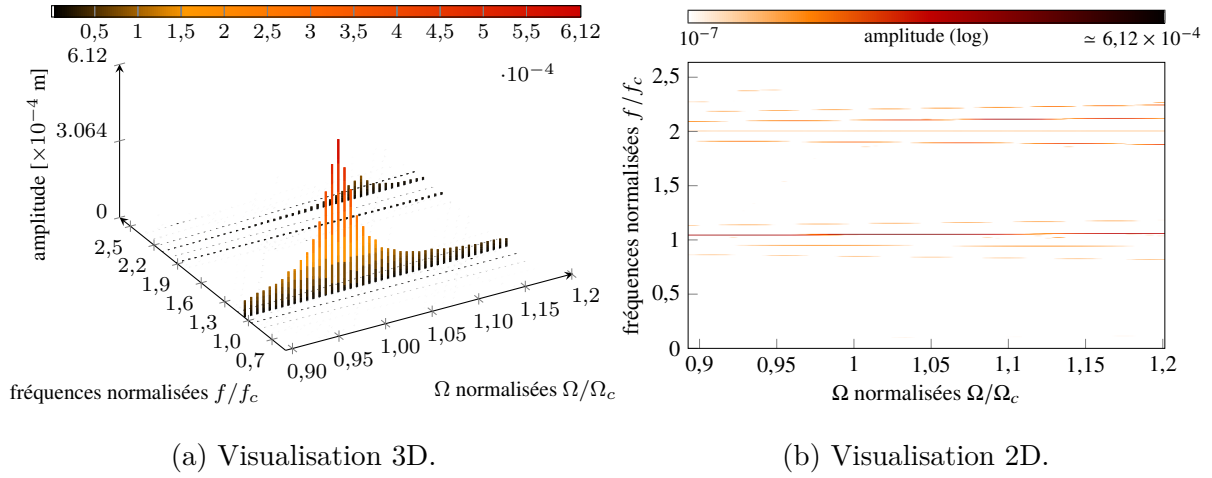


FIGURE 5.21 Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet.

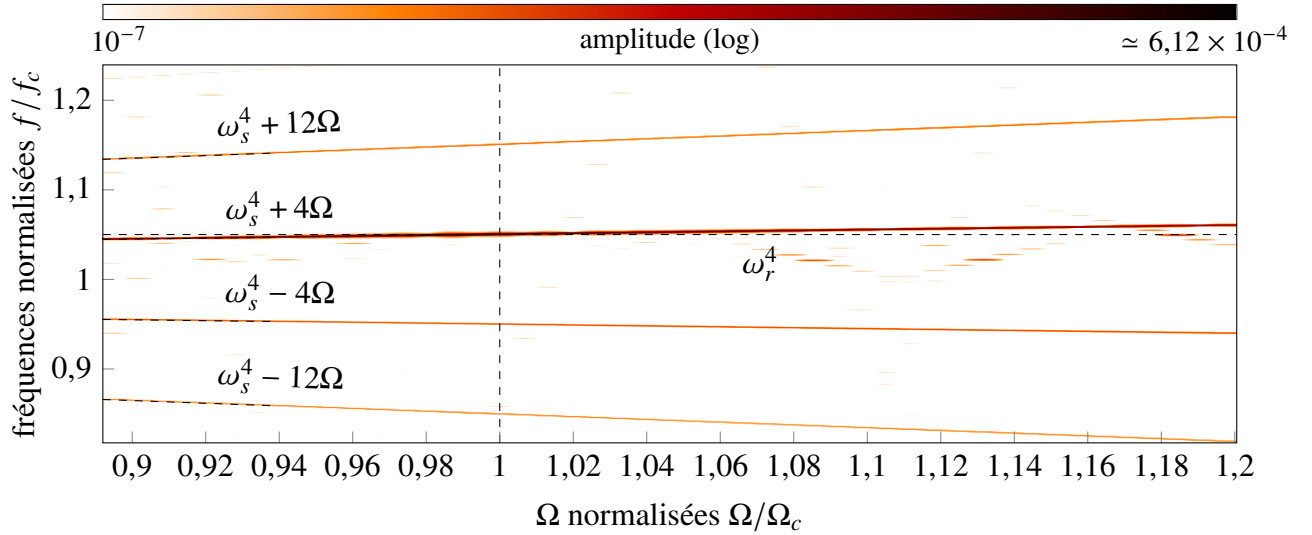


FIGURE 5.22 Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet, agrandissement autour de l'interaction détectée.

carter et donc l'interaction modale.

$$y = \omega_s^4 \pm z \times \Omega \quad z \in \mathbb{Z} \quad (5.1)$$

En focalisant l'analyse sur une plage de fréquences plus élevée que celle où est détectée l'interaction, un maximum local d'environ  $8.62 \cdot 10^{-5}$  m est prédit, soit approximativement 10 fois moins élevé que le maximum global. Ce maximum local apparaît autour de  $1,1\Omega_c$  ce qui correspond au maximum local de déplacements observé selon la norme 2, voir la figure 5.16. La droite portant cette interaction est une droite d'équation  $y = 2\omega_s^4$  et des

*sidesbands* multiples de cette fréquence sont visibles, voir la figure 5.23. Ce maximum local

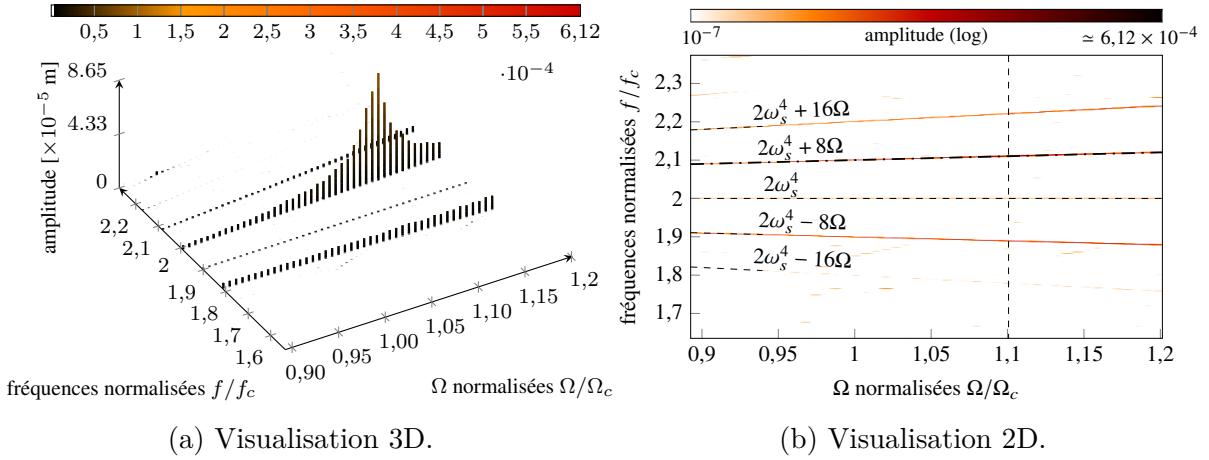


FIGURE 5.23 Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet.

était observé autour du nœud 5, en traçant la carte d'interaction de ce nœud, ce maximum est en effet visible, mais il reste inférieur au maximum global d'amplitude, plus faible pour le nœud 5 que pour le bord d'attaque, voir la figure 5.24.

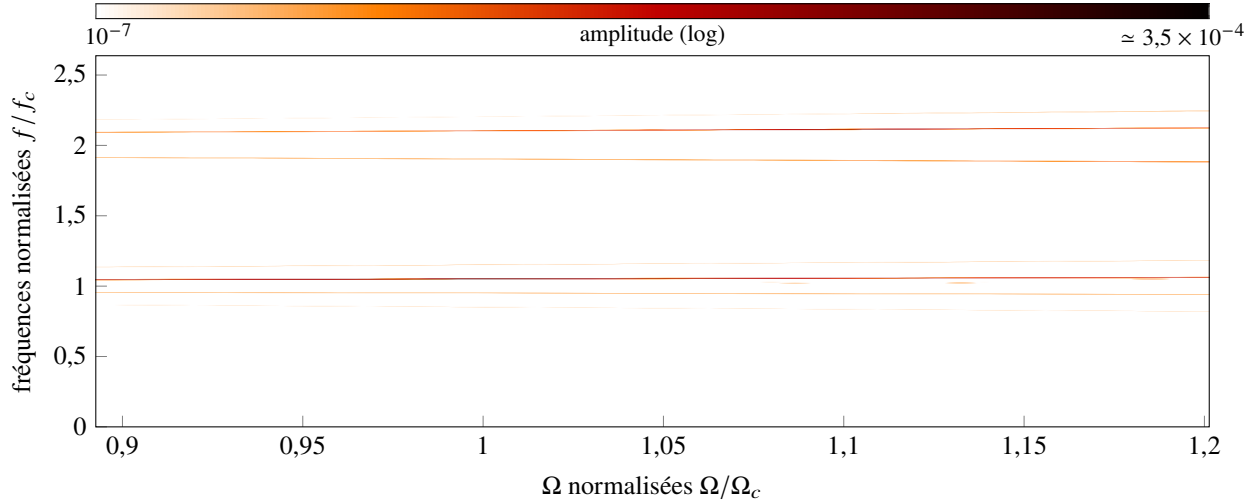


FIGURE 5.24 Carte d'interaction du rouet au du nœud 5 de l'aube 1.

#### 5.4.2.2 Déplacements du carter

Les déplacements du carter sont causés par une force oscillante en fonction du temps. La fréquence d'excitation est observable dans les déplacements du carter, voir figure 5.25. Il apparaît également que le contact semble générer des sollicitations à d'autres fréquences, comme

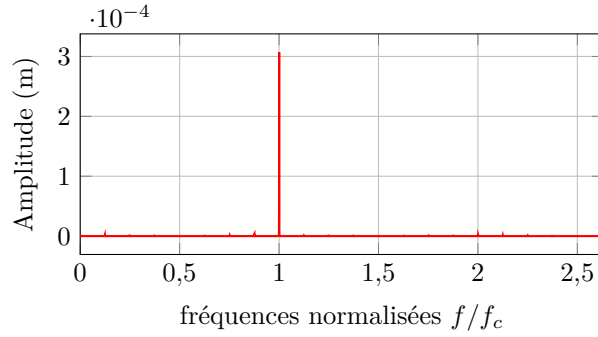


FIGURE 5.25 Transformée de Fourier du déplacement radial du bord de fuite à  $0,99\Omega_c$ .

visible sur la carte d'interaction suivante 5.26a. Pour analyser cette courbe, un zoom autour de la zone à forte amplitude a été réalisé, et des indications fréquentielles ont été ajoutées. Il apparaît que la fréquence d'excitation domine le phénomène, et que d'autres fréquences, possiblement liées à cette excitation, se manifestent. Ces signaux pourraient correspondre à des *sidebands*, pour lesquels l'équation de droite semble bien décrire leur comportement, voir la figure 5.26b.

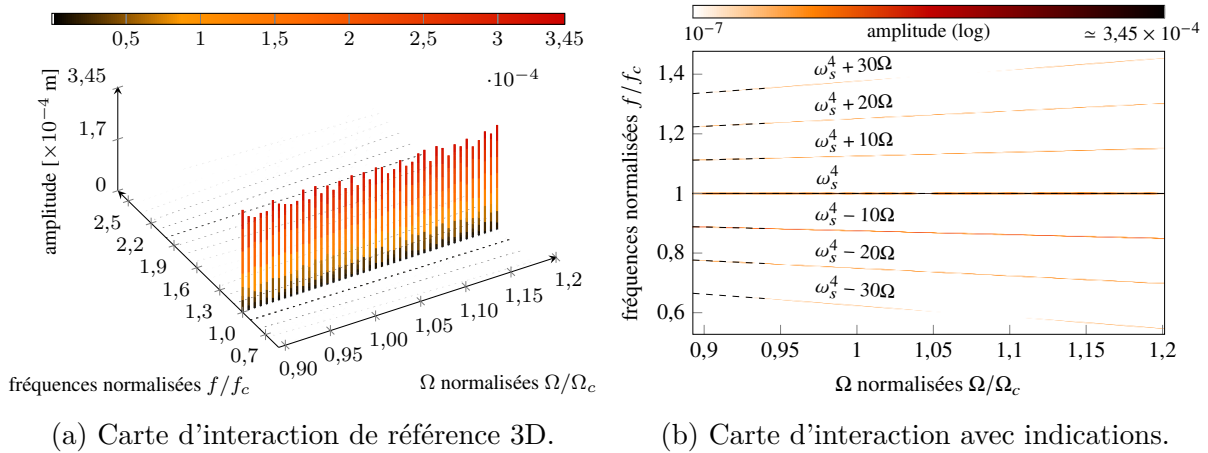


FIGURE 5.26 Carte d'interaction du déplacement radial du bord de fuite du secteur 1 du carter.

### 5.4.3 Analyse harmonique

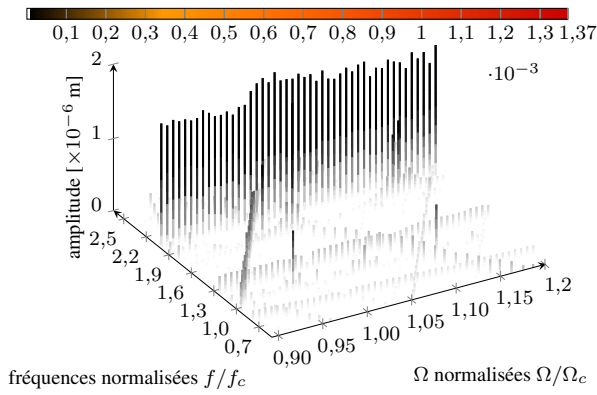
Pour démontrer le lien entre les phénomènes observés et l'interaction modale en lien avec un mode propre à 4 diamètres, les déplacements sont projetés par harmonique selon les diamètres nodaux, voir le détail dans l'annexe F. Les projections selon les termes en sinus et cosinus sont identiques.

### 5.4.3.1 Déplacements du rouet

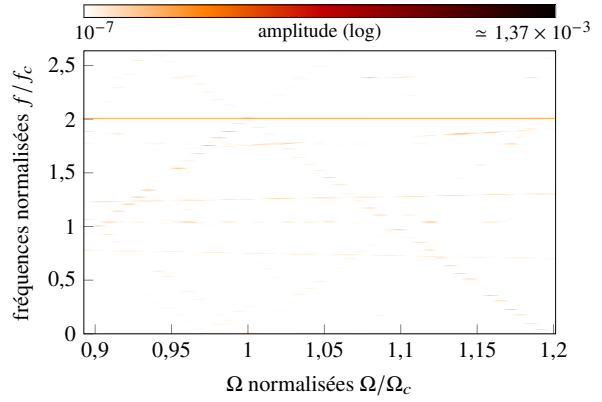
En projetant les déplacements selon les différents diamètres modaux, des amplitudes non négligeables de déplacements sont observées uniquement pour les diamètres 0, 2 et 4. L'absence d'amplitude significative sur les autres diamètres (1, 3 et 5) démontre qu'ils n'interviennent pas dans la dynamique du rouet, voir la figure 5.27.

Les interactions basses fréquences sont d'abord examinées, car elles présentaient le pic d'interaction maximal observé lors de l'analyse fréquentielle, voir les figures 5.28. L'interaction identifiée précédemment apparaît principalement sur la projection harmonique selon le diamètre 4. L'ajout d'indications permet d'identifier le mode du diamètre nodal 4 du carter et ses *sidebands*, voir la figure 5.28d. Il ressort de ces projections que le diamètre 2 présente des déplacements non négligeables, voir la figure 5.28c. Cela peut s'expliquer par le nombre plus important de diamètres du carter par rapport au rouet. En effet, au-delà du diamètre nodal 5 du carter, il est évoqué dans la littérature le repliement des diamètres. Ainsi, en comptant à reculons, le diamètre 8 du carter est donc visible selon un diamètre 2 dans les déplacements du rouet [2]. Une interprétation possible des *sidebands* visibles sur la projection selon le diamètre 2 est donc l'intervention du diamètre 8 du carter, donc le double du diamètre 4, voir l'annexe A pour plus de détails.

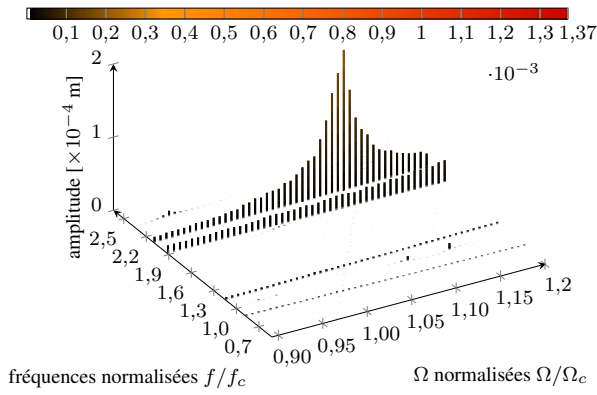
Le comportement à haute fréquence est ensuite étudié, voir les figures suivantes 5.29. Le maximum local observé sur la carte de référence se retrouve sur la projection de diamètre 2 et semble donc être guidé par le diamètre 8 du carter qui, suivant l'explication à basse fréquence, est donc à rapprocher de l'excitation double du diamètre 4. Il apparaît sur la carte correspondant au diamètre 0 une droite d'équation double de la fréquence d'excitation, voir la figure. Puis de même qu'à basses fréquences des *sidebands* apparaissent, voir les figures. En ajoutant des indications, il apparaît que ces *sidebands* sont guidées par l'interaction à  $2\omega_s^4$ , voir les figures 5.29. Cette interaction est une superharmonique, c'est-à-dire un multiple de la fréquence d'excitation.



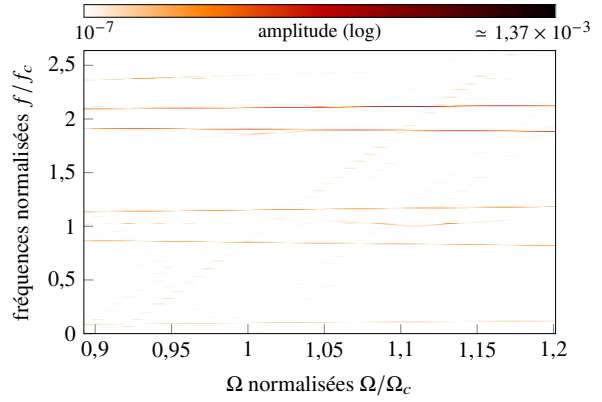
(a) Carte d'interaction 3D diamètre 0.



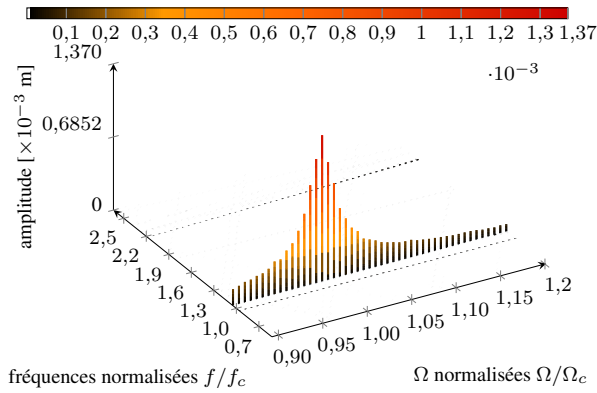
(b) Carte d'interaction 2D diamètre 0.



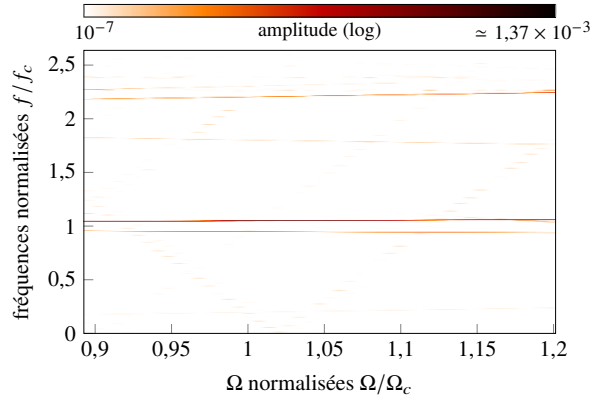
(c) Carte d'interaction 3D diamètre 2.



(d) Carte d'interaction 2D diamètre 2.

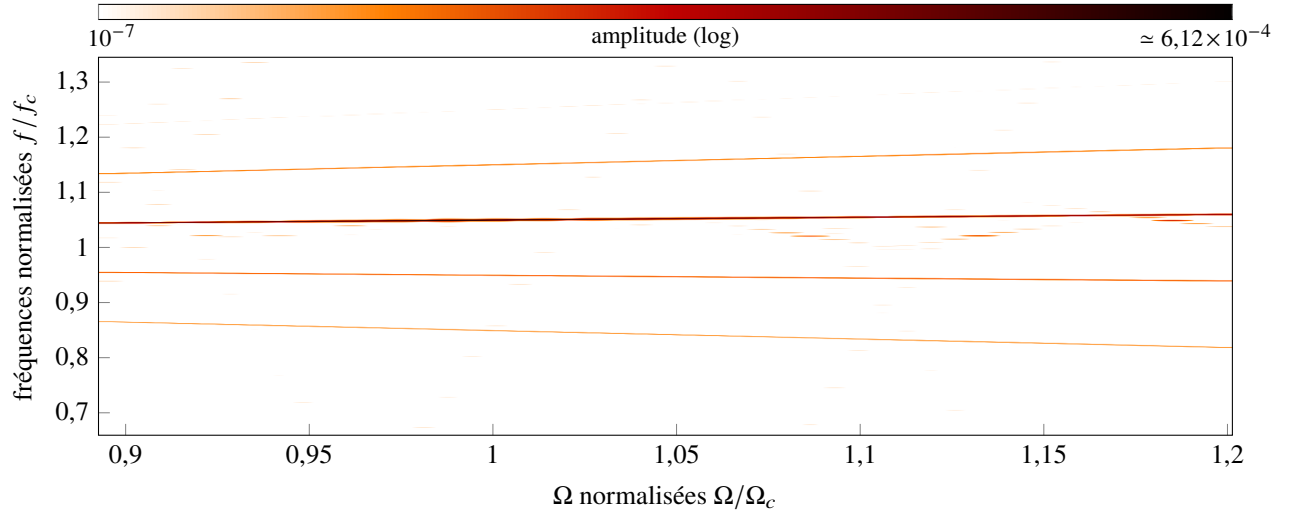


(e) Carte d'interaction 3D diamètre 4.

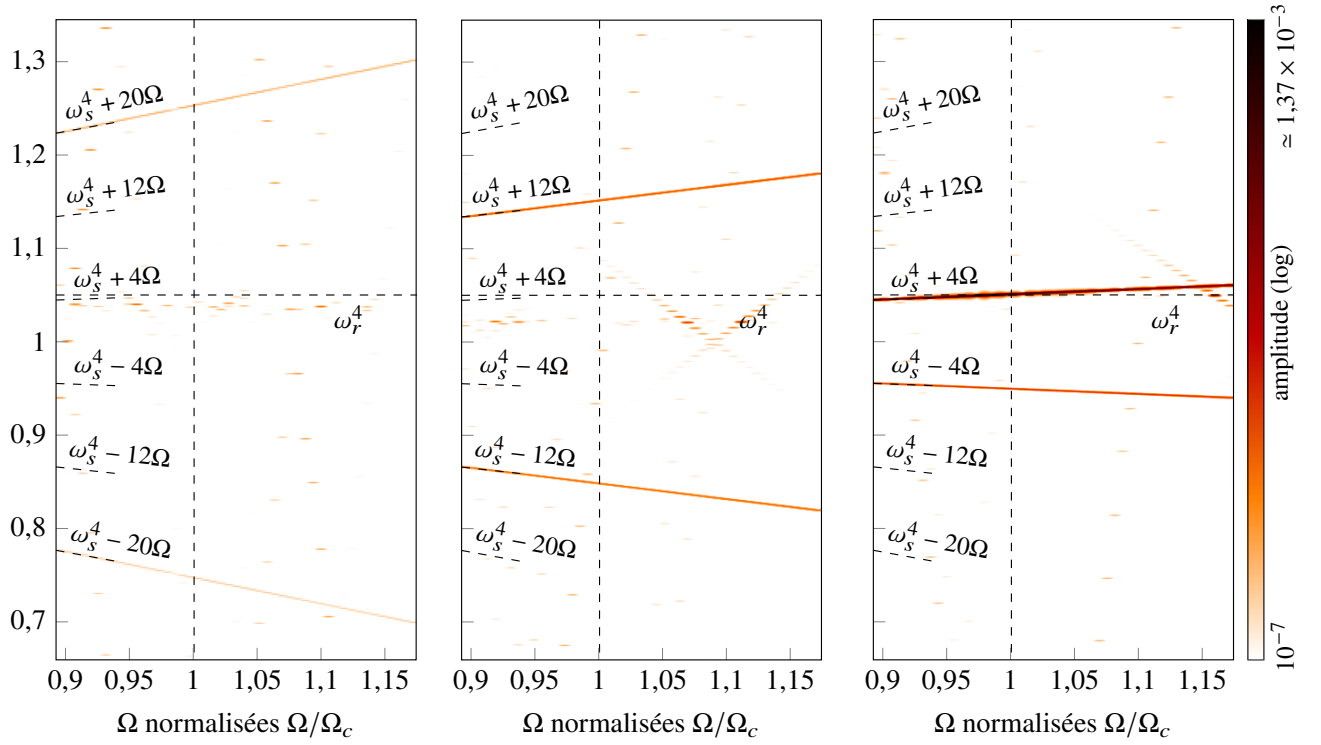


(f) Carte d'interaction 2D diamètre 4.

FIGURE 5.27 Carte d'interaction du déplacement radial du bord de fuite du secteur 1 du rouet projeté selon les diamètres 0, 2 et 4.



(a) Carte d'interaction de référence.

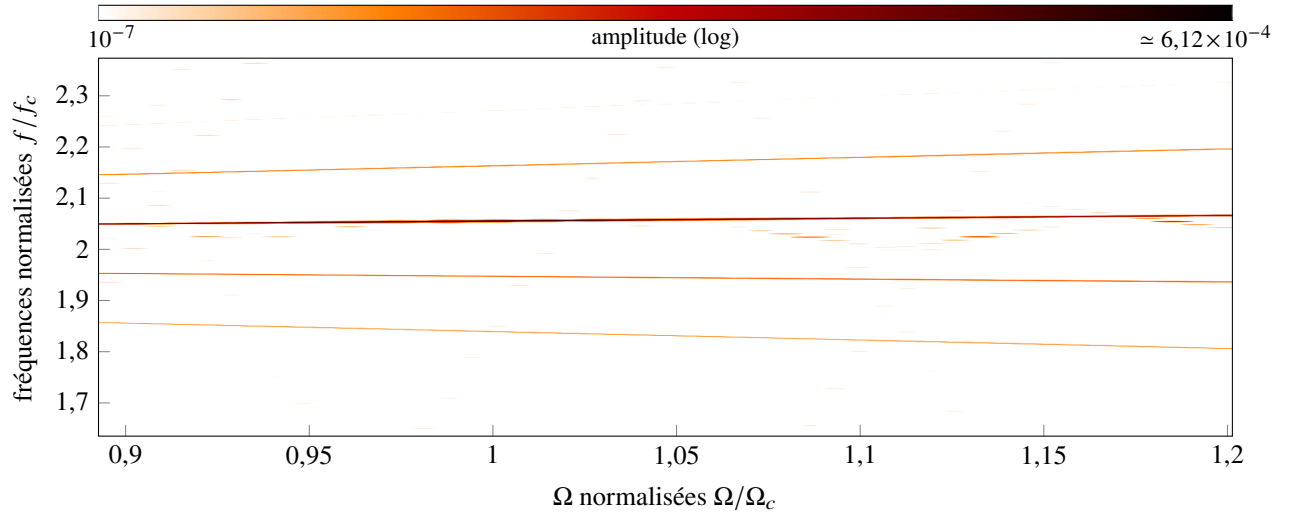


(b) Diamètre 0.

(c) Diamètre 2.

(d) Diamètre 4.

FIGURE 5.28 Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres autour de l'interaction.



(a) Carte d'interaction de référence.

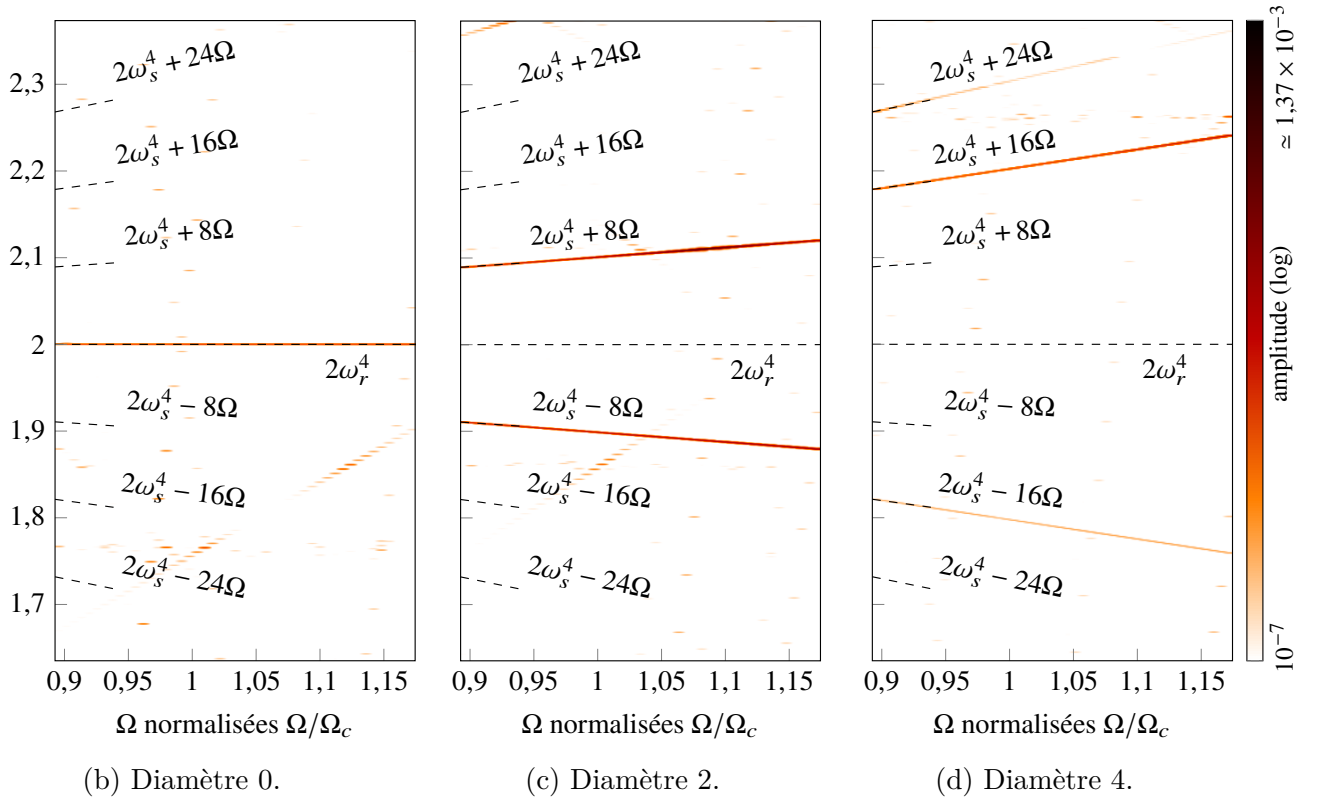
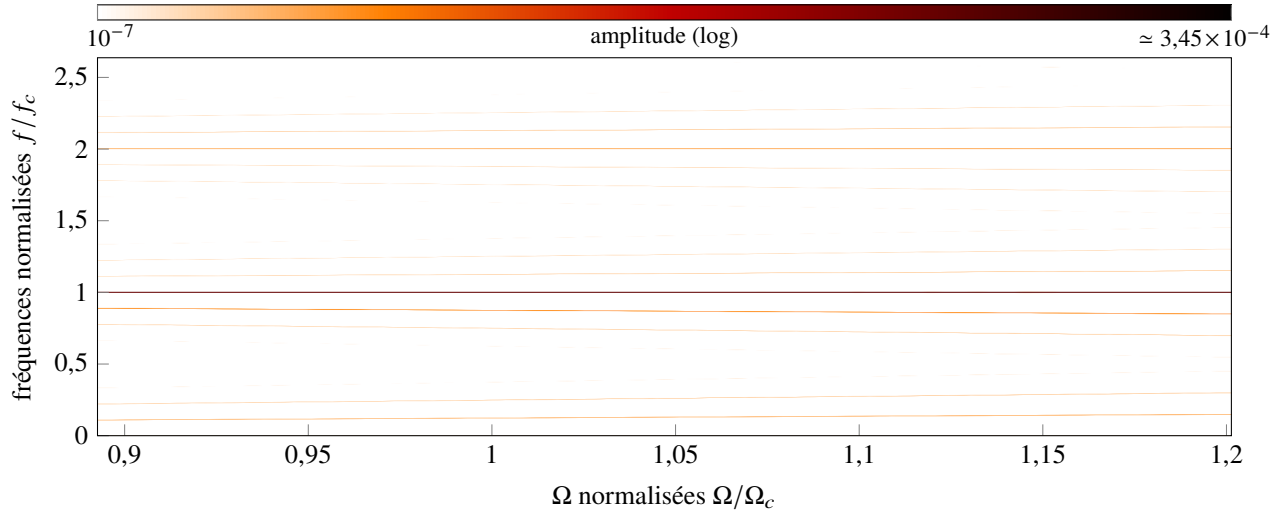


FIGURE 5.29 Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres à hautes fréquences avec indications.

### 5.4.3.2 Déplacements du carter

Les déplacements du bord de fuite du carter sont projetés suivant les diamètres nodaux, voir annexe F. La carte est composée de 64 secteurs, il serait donc possible d'étudier 31 diamètres nodaux, mais seul le premier diamètre nodal est pertinent pour l'étude. Ainsi les 10 premiers diamètres nodaux sont étudiés. Il apparaît que, comme pour le rouet, les diamètres impairs ne semblent pas intervenir dans les déplacements du carter, voir la figure 5.30. Comme attendu, le diamètre 4 est la contribution principale, voir la figure 5.30.



(a) Carte d'interaction de référence.

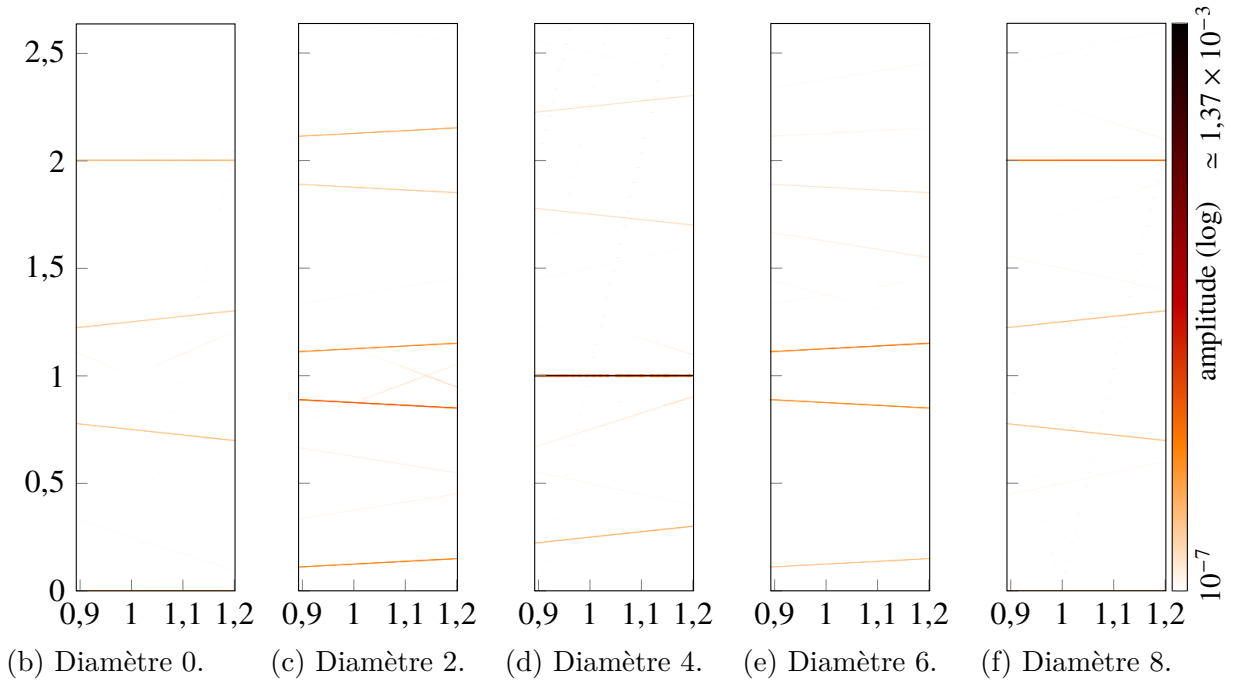


FIGURE 5.30 Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres.

En se concentrant sur l'interaction autour de la fréquence d'excitation. Il ressort toujours que la fréquence d'excitation du diamètre 4 est la fréquence principale. Les *sidebands* visibles sur la carte de référence peuvent être attribués aux différents diamètres nodaux. L'ajout d'indications permet de rendre visible le lien entre ces *sidebands* et la vitesse d'excitation, voir les figures 5.31. De même à hautes fréquences, la fréquence dominante est autour

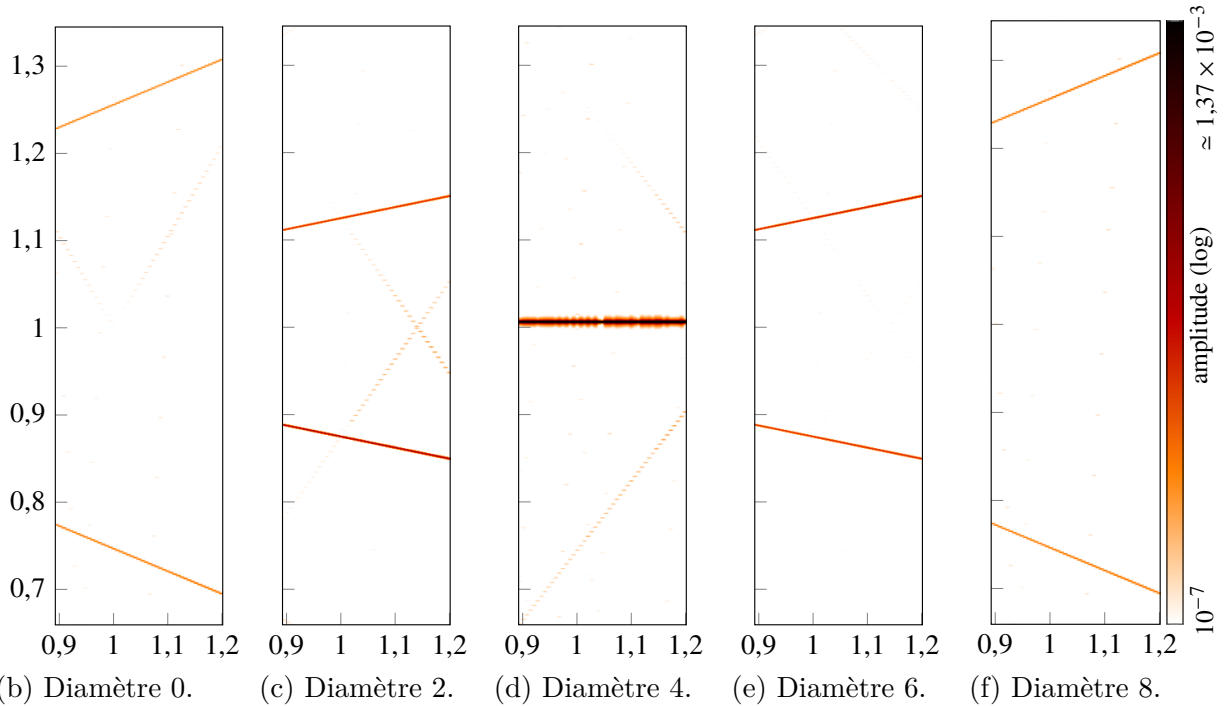
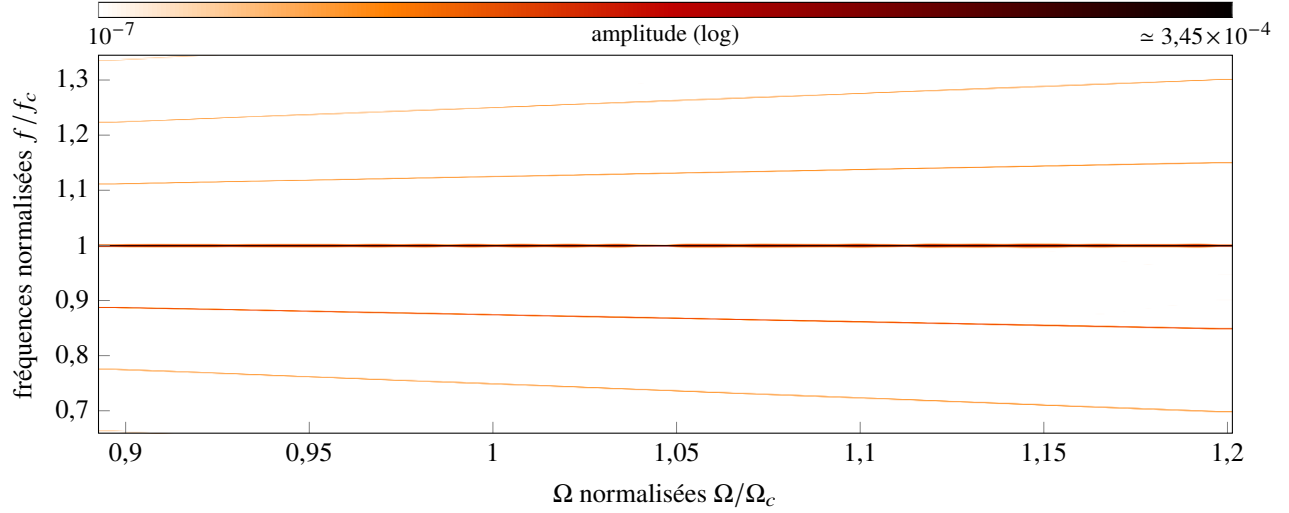


FIGURE 5.31 Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres autour de l'interaction et avec indications.

de  $2\omega_s^4$ , voir les figures 5.32.

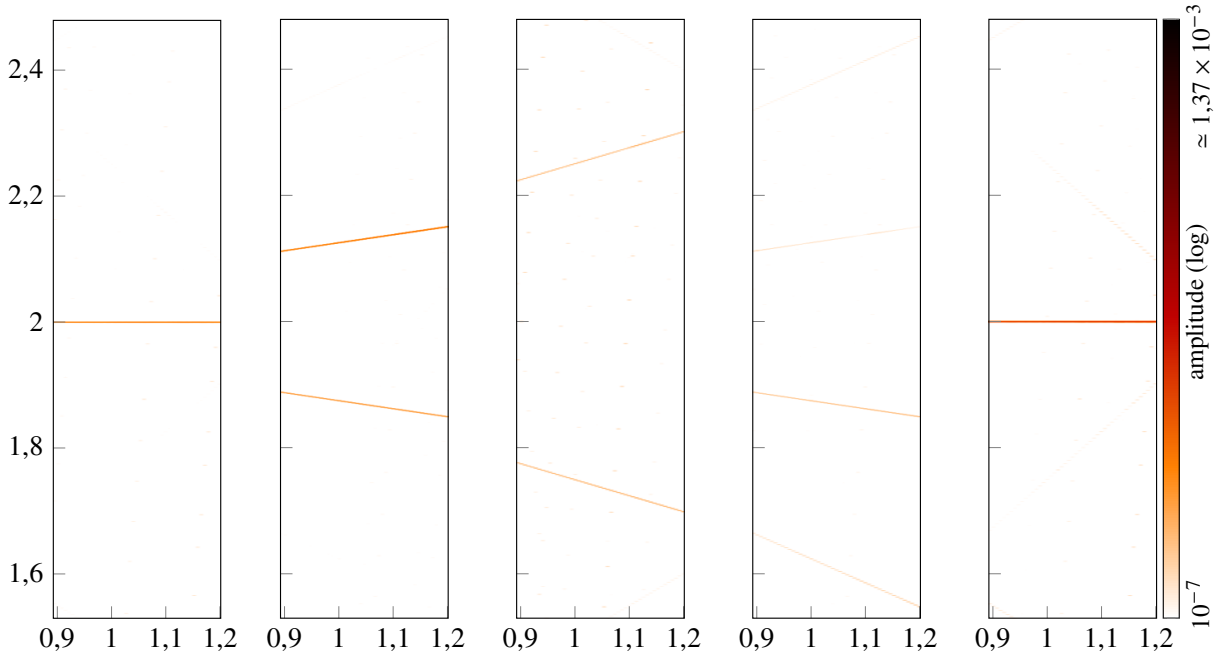
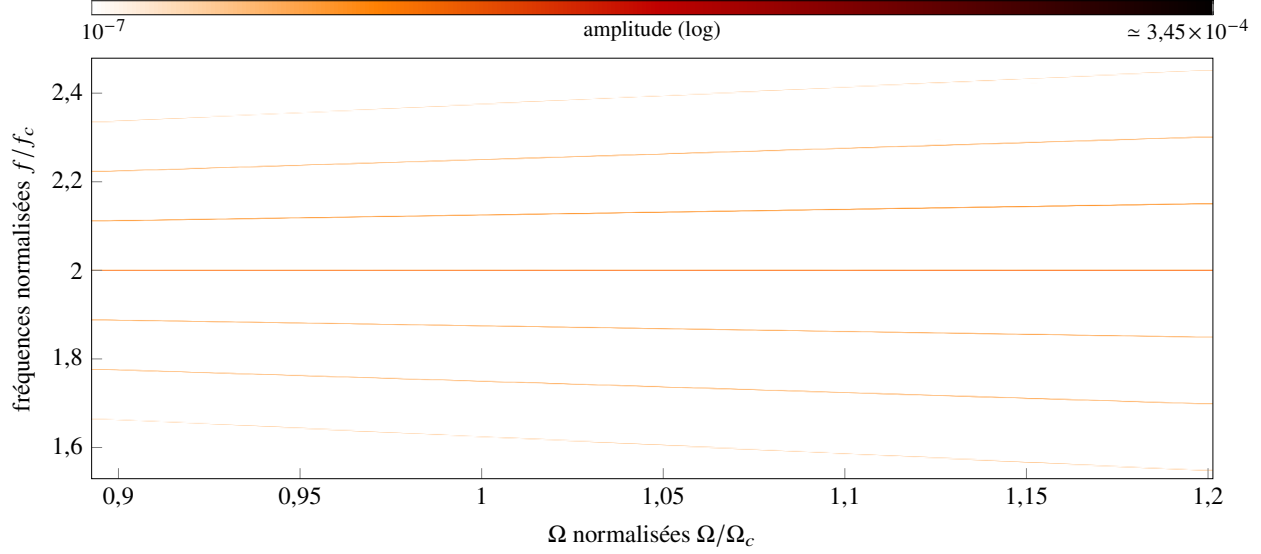


FIGURE 5.32 Ensemble des cartes d'interaction selon les différents diamètres autour de l'interaction et avec indications.

#### 5.4.4 Conclusion partielle

Les analyses réalisées ont mis en évidence les réponses dynamiques des deux structures en contact. En particulier, les *sidebands* liée aux modes propres des structures apparaissent dans les analyses fréquentielles. Lorsque ces *sidesbands* coïncident avec les modes propres des

structures, une amplification dynamique des déplacements est observée. La projection des déplacements selon les diamètres nodaux met en évidence la participation du diamètre nodal 4 dans les déplacements du carter. L'ensemble de ces observations converge vers la mise en évidence d'une coïncidence à la fois fréquentielle et spatiale.

## **5.5 Compléments d'analyse**

### **5.5.1 Simulations carter rigide**

L'objectif de cette campagne de calculs complémentaire est de tirer parti du modèle du rouet CASTOR généré précédemment pour étudier la dynamique propre de celui-ci indépendamment de celle du carter. Cette approche permet de caractériser le comportement du rouet sans l'influence de la dynamique du carter, qui n'intervient pas lors de l'utilisation de l'option carter rigide, voir la section 3.3.4.2.2. L'analyse de la réponse de celui-ci permettra de souligner le rôle de la prise en compte de la dynamique du carter dans l'étude précédente. Deux simulations avec carter rigide et déformation à 4 lobes sont réalisées et, pour la seconde simulation, une oscillation de la déformation du carter est ajoutée afin d'étudier son influence sur les déplacements du rouet.

#### **5.5.1.1 Paramètres de simulations**

Les paramètres sont choisis de façon à se rapprocher le plus possible des paramètres des simulations avec carter flexible. Des nouveaux paramètres doivent être définis, voir la section 3.3.4.2.2 : la pénétration, le jeu et le nombre de lobes. Afin de se rapprocher du cas carter flexible, les distances aube-carter à l'origine selon la direction radiale ont été calculées pour chacun des nœuds du rouet et seront utilisées pour ces simulations. De même, la pénétration est choisie de façon à correspondre à la pénétration théoriquement observée sur le modèle carter flexible. Enfin, le nombre de lobes est défini à 4.

| paramètres                      | valeur            | unité |
|---------------------------------|-------------------|-------|
| vitesse minimale                | $0,89\Omega_c$    | rad/s |
| vitesse maximale                | $1,2\Omega_c$     | rad/s |
| nombre de vitesses              | 46                |       |
| pas                             | 1                 | rad/s |
| nombre de tours                 | 100               |       |
| pas de temps                    | $1 \cdot 10^{-7}$ | s     |
| résolution                      | 180000            |       |
| pénétration équivalente         | $6,7e - 4$        | m     |
| nombre de lobes                 | 4                 |       |
| <b>paramètres d'usure</b>       |                   |       |
| coefficient de frottement       | 0,15              |       |
| nombre d'éléments abradable     | 200000            |       |
| épaisseur de l'abradable        | $5 \cdot 10^{-4}$ | m     |
| épaisseur de la roue            | $5 \cdot 10^{-4}$ | m     |
| module d'Young de l'abradable   | $20 \cdot 10^9$   | Pa    |
| module plastique de l'abradable | $5 \cdot 10^9$    | Pa    |
| limite élastique de l'abradable | 1,5               | Pa    |
| angle du biseau                 | 1000              |       |

TABLEAU 5.11 Paramètres de simulations.

Pour ces simulations, il est choisi d'augmenter significativement la résolution des réponses temporelles par rapport aux simulations avec carter flexible, notamment pour pouvoir capter d'éventuelles participations non négligeables de modes à plus haute fréquence.

### 5.5.1.2 Résultats et analyses

**5.5.1.2.1 Configuration A** L'analyse des déplacements temporels montre des déplacements plus faibles, 10 fois plus faible, avec un maximum au bord d'attaque voir les figures 5.33. Le contact a bien lieu au niveau du 9<sup>ème</sup> nœud du rouet (milieu de corde) où l'abradable est entièrement arraché, voir la figure suivante 5.34. Ces faibles déplacements induisent donc un comportement vibratoire très faible avec un contenu fréquentiel surtout regroupé à basses fréquences, voir les cartes des figures suivantes 5.35. La conclusion de cette analyse est qu'aucune interaction modale n'est observée.

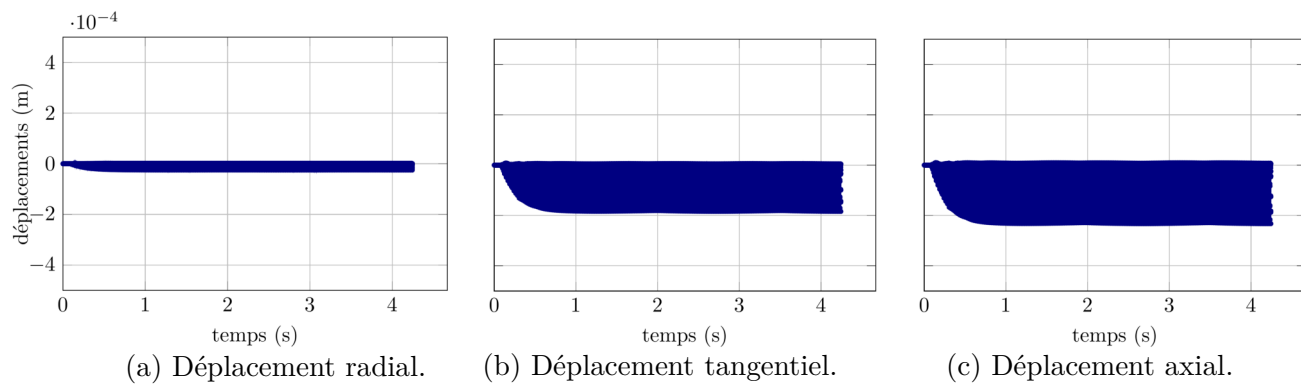


FIGURE 5.33 Déplacement du BA en fonction du temps pour  $\Omega = 0,99\Omega_c$ .

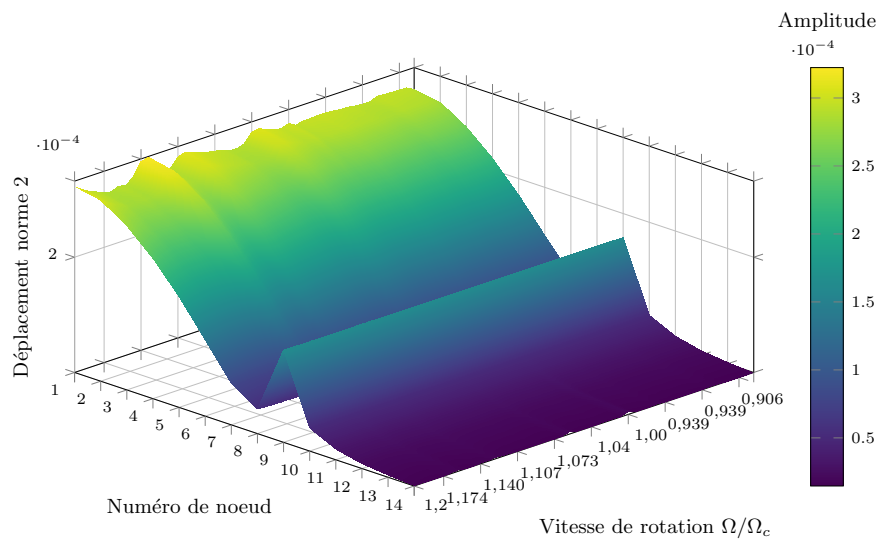


FIGURE 5.34 Déplacement maximal selon la norme 2 de l'aube 1 en fonction de la vitesse.

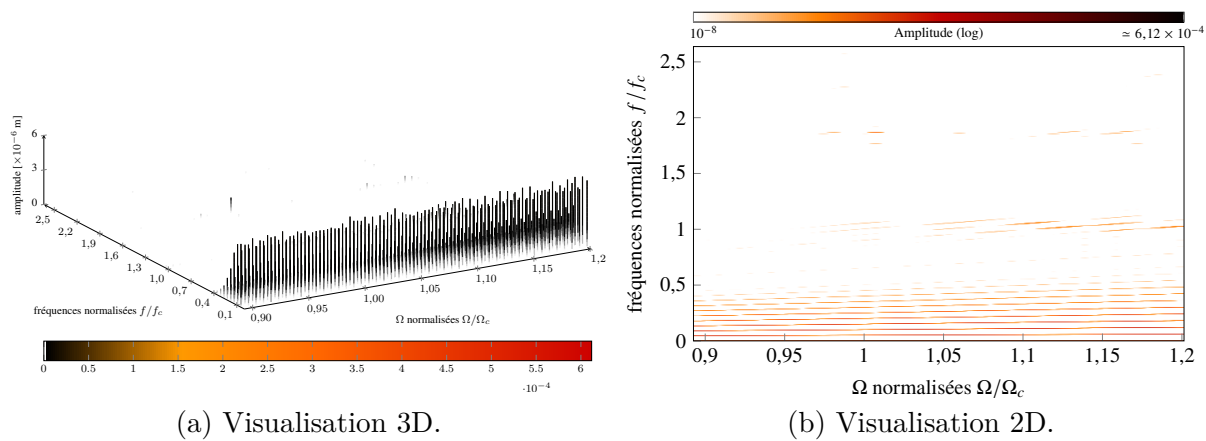


FIGURE 5.35 Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet.

**5.5.1.2.2 Configuration B** Une oscillation selon la fréquence du diamètre 4 du carter est ajoutée au niveau de la déformation du carter rigide. La dynamique du carter n'est pas considérée. Les déplacements observés sont 10 fois plus importants que pour le cas sans oscillations. Selon la norme 2 il apparaît que les déplacement maximal sont au bord d'attaque avec un maximum vers  $0,92\Omega_c$ , voir la figure 5.36. Ces déplacements sont répartis plus uni-

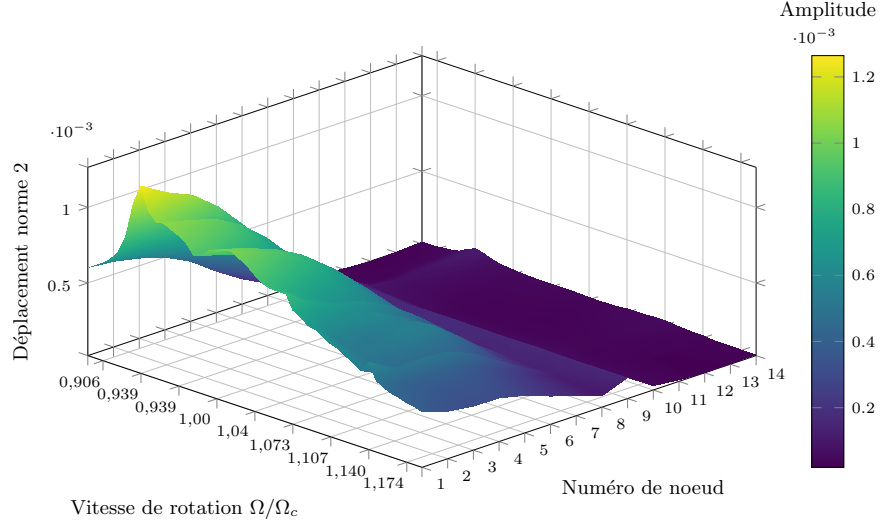


FIGURE 5.36 Déplacement maximal selon la norme 2 de l'aube 1 en fonction de la vitesse.

formément, contrairement aux simulations carte flexible où un pic se dégageait autour de la vitesse critique. Ces déplacements sont principalement axiaux, voir la figure 5.37c. Les ordres de grandeur des déplacements axiaux sont les mêmes que ceux des simulations avec carte flexible, voir les figures 5.17. Cependant, les déplacements radiaux sont très faibles, 10 fois moins grands, contrairement aux simulations carte flexible, voir les figures 5.17 et 5.37.

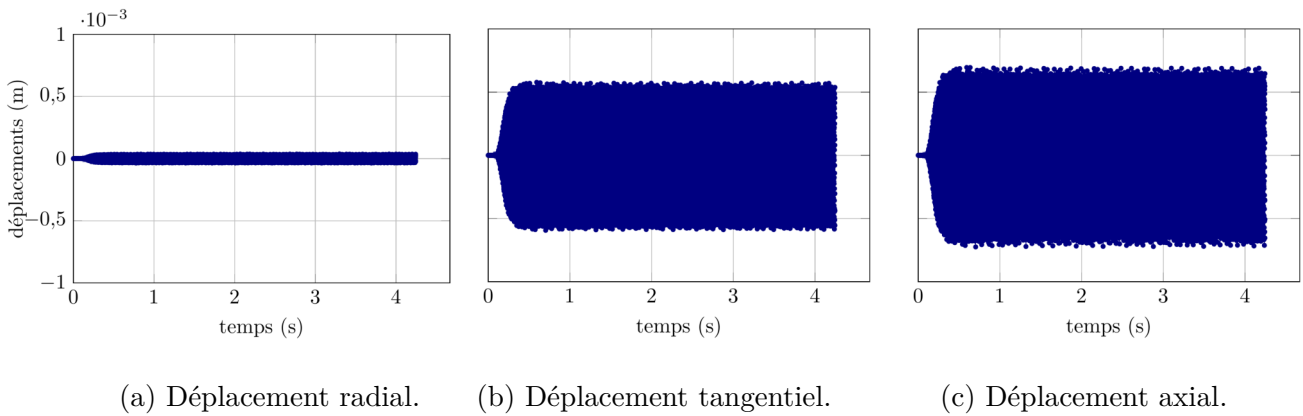


FIGURE 5.37 Déplacement du BA en fonction du temps pour  $\Omega = 0,99\Omega_c$ .

L'analyse fréquentielle du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 est réalisée, voir les figures 5.38. Les interactions sont de plus faible amplitude que dans le cas du carter flexible, mais sont réparties autour de la fréquence d'interaction de même que pour le cas du carter flexible. L'étude de ces interactions met en lumière la fréquence d'excitation du carter

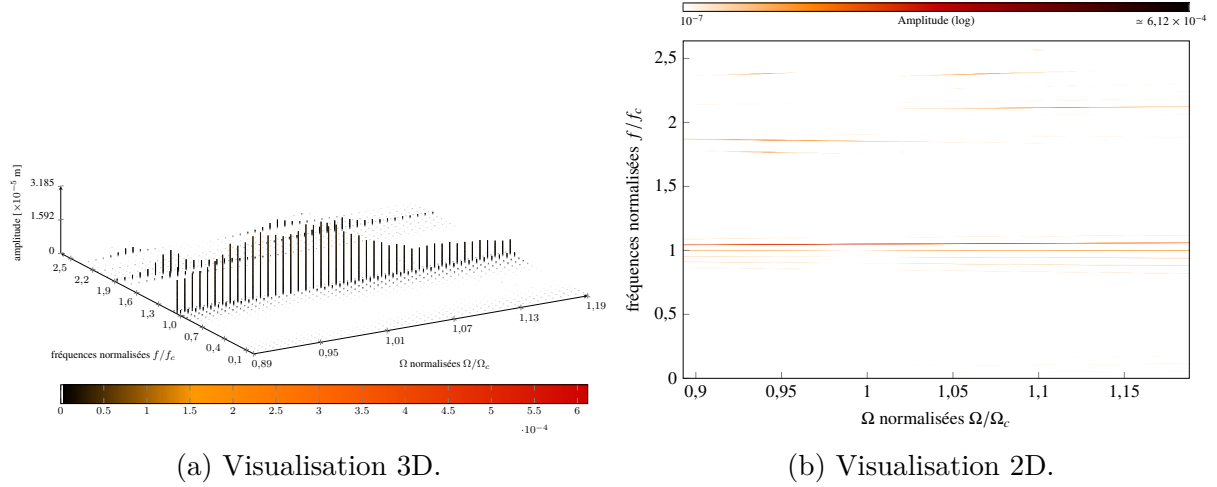


FIGURE 5.38 Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet.

rigide avec des *sidebands* régulières, voir la figure 5.39. L'influence de l'oscillation du carter apparaît clairement dans les déplacements du rouet. Le pic d'interaction apparaît selon le mode tournant de la fréquence du carter  $\omega_s^4 + 4\Omega$ . Il ne se dégage cependant pas d'interaction modale. Les déplacements sont faibles, de l'ordre de  $10^{-5}$ , et il n'apparaît pas de maximum de déplacement lié à une quelconque vitesse, voir les figures 5.38.

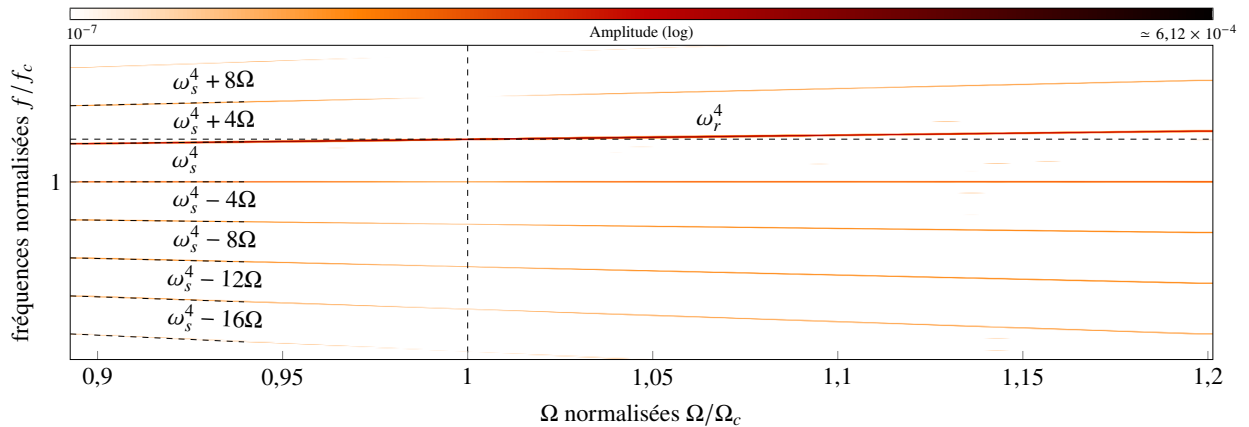


FIGURE 5.39 Carte d'interaction du déplacement radial du bord d'attaque de l'aube 1 du rouet, agrandissement autour de l'interaction détectée.

### 5.5.1.3 Bilan

L'analyse des résultats obtenus à l'issue des campagnes complémentaires ne permettent pas de détecter d'interaction particulière sur la plage de vitesses considérée, confirmant ainsi le rôle essentiel de la flexibilité du carter dans l'interaction détectée pour les simulations avec carter flexible. Plus précisément, dans la configuration A, la dynamique du rouet est très faible malgré un contact au milieu de la corde venant arracher l'abradable. Cela semble donc indiquer que ne pas prendre en compte la dynamique du carter et en particulier l'oscillation fréquentielle n'excite pas la dynamique du rouet et ne génère pas d'interaction modale. Dans la configuration B, malgré l'ajout d'une oscillation de la déformation, aucune interaction modale ne se dégage. Les déplacements sont plus importants et se rapprochent de la dynamique observée pour les simulations carter flexible, mais la dynamique est différente. La fréquence d'oscillation du carter domine dans les déplacements du rouet avec le mode tournant de l'excitation représentant l'interaction dominante, mais aussi au travers de ses *sidebands* régulières et plus nombreuses que dans le cas du carter flexible. Il semble être mis en évidence que la non-considération de la dynamique propre du quartier ne permet pas l'apparition d'une interaction modale.

### 5.5.2 Simulations avec interruption de l'excitation du carter

L'objectif de cette étude complémentaire est d'examiner la possibilité d'un phénomène d'interaction modale auto-entretenu après suppression de l'excitation du carter. La mise en évidence d'un tel phénomène s'avère complexe, car elle dépend de nombreux paramètres susceptibles d'inhiber l'apparition de l'interaction. Deux études numériques ont pu être menées sur des modèles numériques du banc CASTOR dans le but d'identifier ce type d'interaction, mais pour d'autres interactions à d'autres diamètres nodaux [5, 16]. Celles-ci démontrent la présence d'interaction, mais l'identification de l'interaction modale comme cause du phénomène auto-entretenu n'a pas été observée. Au cours de la campagne expérimentale, il a été rapporté que l'excitateur piézoélectrique s'était détaché ; néanmoins, le phénomène initialement induit par celui-ci s'est maintenu, suggérant la présence d'une interaction modale [2]. Par ailleurs, une seconde campagne expérimentale, réalisée avec une configuration différente, a mis en évidence des interactions se produisant à proximité de la vitesse critique. Les premiers résultats numériques obtenus dans ce cadre indiquent un comportement cohérent avec cette hypothèse. Ces observations tendent à indiquer qu'il serait possible de mettre en évidence une interaction modale auto-entretenu pour cette configuration et ce modèle.

Grâce aux développements détaillés dans la section 4.2.5.2, il est possible de contrôler l'arrêt de l'application de l'excitation du carter. Ainsi, en se plaçant à la vitesse d'interaction

critique  $\Omega_c$ , la même simulation que précédemment, est réalisée en coupant la force après 50 tours.

### 5.5.2.1 Paramètres de simulation

Les paramètres de simulation sont identiques et la force est coupé à  $t = 2.2s$ .

| paramètres                      | valeur            | unité |
|---------------------------------|-------------------|-------|
| vitesse de rotation             | $\Omega_c$        | rad/s |
| nombre de tours                 | 100               |       |
| pas de temps                    | $1 \cdot 10^{-7}$ | s     |
| résolution                      | 80000             |       |
| <b>paramètres d'usure</b>       |                   |       |
| coefficient de frottement       | 0,15              |       |
| nombre d'elements abradable     | 200000            |       |
| épaisseur de l'abradable        | $5 \cdot 10^{-4}$ | m     |
| épaisseur de la roue            | $5 \cdot 10^{-4}$ | m     |
| module d'Young de l'abradable   | $20 \cdot 10^9$   | Pa    |
| module plastique de l'abradable | $5 \cdot 10^9$    | Pa    |
| limite élastique de l'abradable | 1,5               | Pa    |
| angle du biseau                 | 1000              |       |

TABLEAU 5.12 Paramètres de simulations.

### 5.5.2.2 Résultats et analyse

Aucun phénomène d'auto excitation n'est observé, voir la figure 5.40. Bien que les déplacements du rouet diminuent progressivement après l'arrêt de la force, il n'y a pas de réaugmentation des déplacements par la suite. Identifier une interaction modale auto-entretenu numériquement est complexe. Peut-être qu'une interaction existe et que toutes les conditions n'ont pas été réunies pour auto-entretenir le phénomène. Tout d'abord les simulations ne considèrent pas de phénomènes thermomécaniques qui peuvent changer les propriétés des matériaux lors du contact. Les conditions de contact pourraient également être durcies en augmentant la déformation du carter pour générer plus de contact après la coupure de la force, ou dans la même idée, en réduisant le coefficient d'amortissement afin d'augmenter les vibrations du carter. La durée de simulation pourrait être augmentée.

Il est probable qu'aucun phénomène auto-entretenu ne soit trouvable pour cette inter-

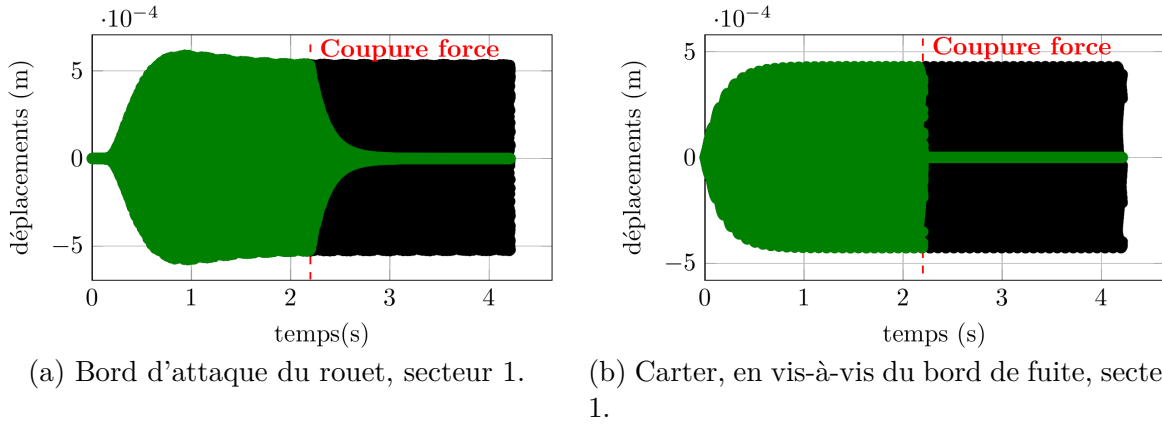


FIGURE 5.40 Comparaison de l'évolution des déplacements du rouet et du carter après la coupure de la force.

action. En effet, l'analyse des essais expérimentaux indique que d'autres causes pourraient être à l'origine des phénomènes observés. Il est mentionné que les deux structures ont subi des dommages modifiant leurs fréquences propres, déplaçant potentiellement l'interaction. De plus, les effets thermomécaniques, qui n'ont pas été étudiés ici, et d'autres phénomènes de contact peuvent avoir favorisé le contact expérimental. Les résultats numériques montrent qu'aucun phénomène d'auto-excitation n'a pu être mis en évidence.

### 5.5.3 Bilan

Ces analyses complémentaires ont mis en lumière le rôle déterminant de la dynamique du carter dans l'apparition de l'interaction modale. Les campagnes menées avec un carter rigide ont démontré qu'en l'absence de dynamique propre du carter, aucune interaction n'est observée. Notamment, pour la campagne A, l'absence d'oscillations du carter témoigne d'une dynamique propre du rotor très faible, principalement concentrée aux basses fréquences. Concernant la campagne réalisée avec un carter flexible et une coupure de la force, il a été mis en évidence qu'à la suite de cette coupure, aucun phénomène auto-entretenu n'était observé. La recherche d'une interaction modale par phénomène auto-entretenu reste un domaine d'étude complexe, souvent difficile et pouvant s'avérer infructueux. Ainsi, la dynamique du carter semble jouer un rôle central dans la mise en évidence de l'interaction modale, comme l'a montré la campagne principale menée avec un carter flexible soumis à une excitation.

## 5.6 Confrontation aux résultats expérimentaux

La conclusion de la première campagne expérimentale avait mis en avant plusieurs points [2]. Tout d'abord que l'excitateur piézoélectrique avait permis de faire ressortir le

mode cible du couvercle et ainsi provoquer le contact. Également l'analyse fréquentielle avait montré que les réponses dynamiques des deux structures sont très riches en situation de contact avec la présence d'harmoniques de la vitesse de rotation et de *sidebands*. Lorsque celles-ci coïncident avec les modes des structures, il a été mis en évidence des amplifications de la dynamique des deux structures. Les modes ont été identifiés à l'aide de leurs fréquences, mais aussi à l'aide de leurs diamètres nodaux. Sur les deux premières bouffées, l'identification des zones de coïncidence fréquentielle et spatiale laisse à penser que la coïncidence modale est la cause de ces phénomènes, voir la figure 5.41a, [2]. Les résultats de la campagne de simulation témoignent également de la présence d'une coïncidence fréquentielle et spatiale associée au diamètre nodal 4 du rouet. La projection par harmonique démontre l'association de l'augmentation des déplacements au rôle de l'interaction modale de diamètre 4. Les résultats ont été mis en forme afin de réaliser une correspondance entre les deux études, démontrant l'identification du même phénomène d'interaction modale, voir les figures 5.41. Des phénomènes de *sidebands* ont également été observés numériquement, mais il n'y a pas

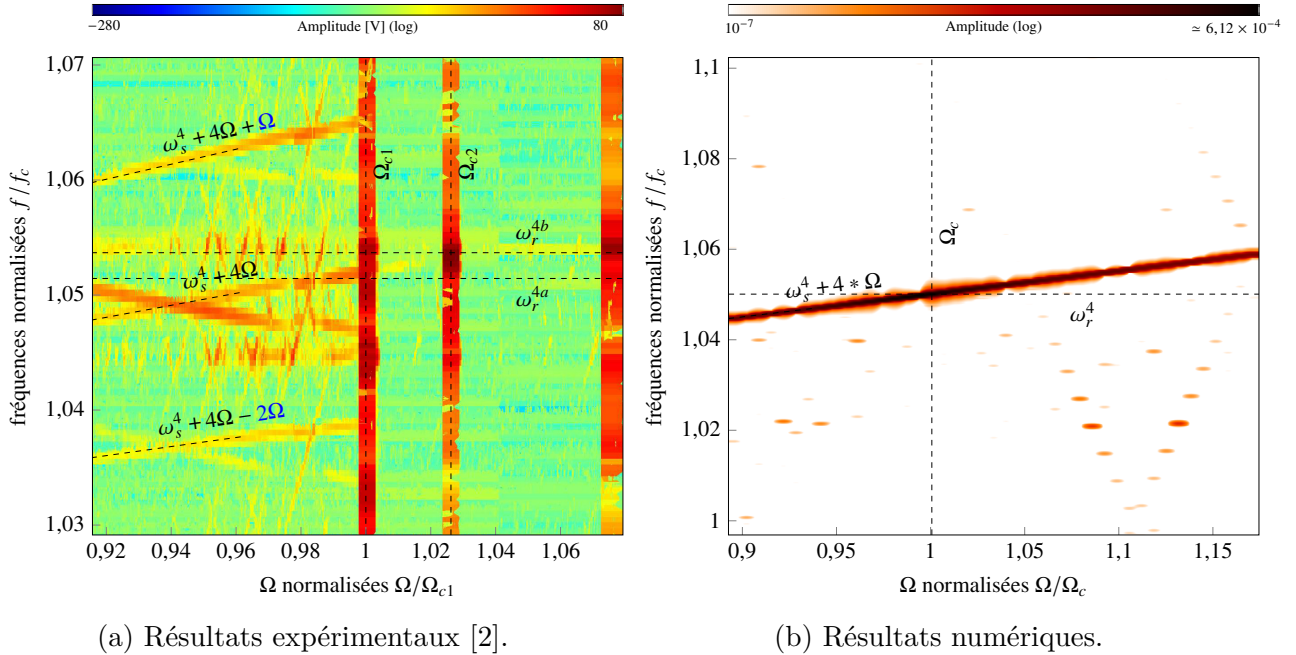


FIGURE 5.41 Comparaison des cartes d'interaction expérimentale et numérique du déplacement radial du bord d'attaque d'une aube du rouet.

de mise en relation directe entre les phénomènes expérimentaux. Les harmoniques de la vitesse de rotation semblent jouer un rôle secondaire dans l'étude numérique alors que des interactions entre les multiples de la vitesse de rotation et les *sidebands* liées à l'excitation apparaissent expérimentalement.

## 5.7 Synthèse

La campagne de calcul réalisée avec un carter flexible soumis à une excitation a mis en évidence la présence d’une interaction modale de diamètre 4 dans les déplacements du rouet, générée par l’oscillation du carter selon son 4<sup>ème</sup> mode propre et sa fréquence propre associée. Ce résultat corrobore les observations expérimentales en identifiant le même phénomène d’interaction et les mêmes causes. Les campagnes complémentaires ont permis de souligner le rôle essentiel de la dynamique du carter dans l’identification de cette interaction. Dans la configuration A, l’utilisation d’un carter rigide et l’absence d’oscillations ont conduit à une dynamique propre du rotor très faible, principalement localisée aux basses fréquences. Dans la configuration B, malgré une excitation périodique, aucun phénomène d’interaction modale n’a été observé. Enfin, l’étude d’un phénomène auto-entretenu à l’aide d’une simulation avec carter flexible et coupure de l’excitation n’a pas démontré le maintien de l’interaction après la coupure. Cela souligne toutefois la complexité de la détection et de la caractérisation de ce type d’interaction modale.

## CHAPITRE 6 CONCLUSION

### 6.1 Synthèse des travaux

Dans le cadre de cette maîtrise, trois objectifs ont été définis et atteints. Tout d’abord, la procédure de génération de modèle réduit depuis Ansys APDL a été corrigée, vérifiée et utilisée dans le cadre d’une étude d’un modèle industriel. Ensuite, l’option carter flexible de Coros a été re-généralisée et adaptée pour des modèles Ansys avec un travail de calibration conséquent en ce qui concerne l’effort de déformation du carter et de la spline. Et enfin, la campagne de simulation du banc CASTOR a permis de retrouver les résultats expérimentaux et ainsi de réaliser le tout premier point de validation de l’option carter flexible et du module Ansys par rapport à des données expérimentales.

Pour reprendre l’ensemble des éléments développés au sein de ce mémoire, il convient tout d’abord de rappeler les principaux apports en commençant par la revue de littérature. Cette revue a permis d’introduire les interactions structurelles des moteurs d’avion, et plus spécifiquement les interactions aube / carter. Les interactions modales ont été analysées et illustrées car centrales dans le travail numérique qui a suivi. Un historique de la modélisation du contact aube/carter numérique et expérimental a été présenté et les concepts théoriques essentiels à cette maîtrise y ont été introduits. Le chapitre suivant s’est attaché à exposer le contexte et la problématique de l’étude. Le contexte industriel dans lequel s’inscrit ce projet y a été décrit. L’enjeu pour SHE de l’étude du compresseur centrifuge d’hélicoptère a été présenté. Les essais expérimentaux servant de comparaison expérimentale pour la campagne numérique ont été exposés, tirés de travaux précédemment publiés [2]. Le code de contact utilisé a également été présenté et une attention particulière a été portée aux précédents points de validation du code sur la base d’essais expérimentaux. Un chapitre a ensuite été dédié à présenter les travaux numériques pour le développement du code Coros et en vue de la campagne de simulation. Un axe central sur la réduction modale a été présenté, insistant sur les contributions propres de cette maîtrise. L’ensemble des développements liés au carter flexible ont été présentés. Puis, la campagne de simulation, au cœur de ce travail de recherche, a été présentée, débutant par la modélisation des essais expérimentaux. Dans cette section, la création et la vérification des modèles réduits utilisés pour la campagne ont été présentées. Plusieurs étapes essentielles comme la convergence en temps et en espace, la validation des modèles réduits ou la calibration de l’amortissement et la convergence en temps, sont décrites. Également les travaux concernant la calibration de l’usure et de la force d’excitation ont été détaillés. L’identification du point d’interaction modale correspondant à l’interaction

étudiée dans la campagne expérimentale a été mise en évidence afin de planifier la campagne de simulation. Cette campagne a mobilisé une grande quantité de ressources informatiques et temporelles. Les résultats ont démontré la réponse dynamique des deux structures en contact. En particulier, les harmoniques de la vitesse de rotation ainsi que les *sidebands* sont apparus clairement dans les analyses fréquentielles des deux structures. Les coïncidences trouvées ont montré une amplification des déplacements. L'analyse par harmonique a mis en évidence la participation du diamètre nodal 4 dans les déplacements du rouet et l'ensemble de ces observations ont confirmé la coïncidence à la fois fréquentielle et spatiale des structures. Les campagnes de simulations complémentaires ont permis de mettre en lumière le rôle déterminant de la dynamique du carter dans l'apparition de l'interaction modale. La recherche d'une interaction modale par phénomène auto-entretenu n'a pas mis en évidence de phénomène. La dynamique du carter a été soulignée comme centrale dans l'apparition de l'interaction modale, comme démontré par les résultats de la campagne principale menée avec un carter flexible soumis à une excitation. Cela corrobore les résultats expérimentaux en identifiant le même phénomène d'interaction et les mêmes causes.

## 6.2 Perspectives futures

La recherche d'interactions modales pourrait être poursuivie en s'appuyant sur les modèles réduits employés dans cette étude. En effet, identifier ce type de phénomène numériquement est complexe. Comme conclu à la fin de la seconde étude complémentaire, il est possible qu'une interaction existe et que toutes les conditions n'aient pas été réunies pour auto-entretenir le phénomène. Un axe de développement de Coros sur les phénomènes thermomécaniques pour permettre la prise en compte de ces phénomènes lors du contact et se rapprocher des conditions expérimentales. Également, il pourrait être intéressant de modifier les conditions de contact ou de réduire le coefficient d'amortissement afin d'augmenter les phénomènes vibratoires. La durée de simulation pourrait également être augmentée afin d'étudier sur un temps plus long le comportement vibratoire sans excitation du carter.

## RÉFÉRENCES

- [1] A. Batailly et M. Legrand, “Unilateral contact induced blade/casing vibratory interactions in impellers : Analysis for flexible casings with friction and abradable coating,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 348, p. 344–364, 2015. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X1500245X>
- [2] P. Almeida, “Dynamic and thermomechanical coupling of a centrifugal compressor during blade-to-casing contact,” Thèse de doctorat, 12 2014.
- [3] n. bia. (Année) Groupe turboréacteur (gtr). [En ligne]. Disponible : [https://sites.ac-nancy-metz.fr/ciras/cahierdubia/GTR/groupe\\_turbo\\_reacteur.html](https://sites.ac-nancy-metz.fr/ciras/cahierdubia/GTR/groupe_turbo_reacteur.html)
- [4] T. Safran. (Année) Fiche moteur rtm322. [En ligne]. Disponible : [http://www.turbomeca.com/IMG/pdf/fiche\\_moteur\\_rtm\\_322.pdf](http://www.turbomeca.com/IMG/pdf/fiche_moteur_rtm_322.pdf)
- [5] N. Guerin, “Analyse thermomécanique du contact aube-stator : approches numérique et expérimentale,” Thèse de doctorat, 2019, thèse de doctorat dirigée par Thouverez, FabriceGibert, ClaudeLegrand, Mathias et Almeida, Patricio Dynamique des structures Lyon 2019. [En ligne]. Disponible : <http://www.theses.fr/2019LYSEC043>
- [6] Y. Colaïtis, “Stratégie numérique pour l’analyse qualitative des interactions aube/carter,” Theses, École Polytechnique de Montréal, juill. 2021. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-03318777>
- [7] M. Legrand, C. Pierre, P. Cartraud et J.-P. Lombard, “Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 319, n°. 1-2, p. 366–391, 2009.
- [8] 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 : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020746215001870>
- [9] F. Nyssen et A. Batailly, “Thermo-Mechanical Modeling of Abradable Coating Wear in Aircraft Engines,” dans *ASME Turbo Expo 2018 : Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Oslo, Norway : ASME, juin 2018, p. V07CT35A016. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-02136818>
- [10] A. Batailly, M. Legrand et C. Pierre, “Influence of abradable coating wear mechanical properties on rotor stator interaction,” dans *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, vol. 54662, 2011, p. 941–950.

- [11] I. Favretti, L. Roux et A. Batailly, “Validation of the numerical simulation of rotor/stator interactions in aircraft engine low-pressure compressors,” dans *ASME Turbo Expo 2024, GT2024-123911*, London, England, 2024.
- [12] M. Bounazef, S. Guessasma et B. Ait Saadi, “The wear, deterioration and transformation phenomena of abradable coating on a bounding organic element, caused by the friction between the blades and the turbine casing,” *Materials Letters*, vol. 58, n°. 27-28, p. 3375–3380, 2004.
- [13] E. Novinski, J. Harrington et J. Klein, “Modified zirconia abradable seal coating for high temperature gas turbine applications,” *Thin Solid Films*, vol. 95, n°. 3, p. 255–263, 1982.
- [14] S. Nitschke, T. Wollmann, C. Ebert, T. Behnisch, A. Langkamp, T. Lang, E. Johann et M. Gude, “An advanced experimental method and test rig concept for investigating the dynamic blade-tip/casing interactions under engine-like mechanical conditions,” *Wear*, vol. 422, p. 161–166, 2019.
- [15] A. Millecamps, J.-F. Brunel, P. Dufrenoy, F. Garcin et M. Nucci, “Influence of thermal effects during blade-casing contact experiments,” dans *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, vol. 48982, 2009, p. 855–862.
- [16] M. Meingast, A. Batailly, M. Legrand et J.-P. Ousty, “Investigation of Rotor-Casing Interactions in the Centrifugal Compressor of a Helicopter Engine,” dans *ASME Turbo Expo 2013 : Turbine Technical Conference and Exposition*, San Antonio, United States, 2013. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-02271334>
- [17] B. van Der Beek, “Développement d’un outil numérique pour la simulation du contact aube/carter,” Mémoire de maîtrise, déc. 2021. [En ligne]. Disponible : <https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-03484230>
- [18] M. Legrand, “Modèles de prédiction de l’interaction rotor/stator dans un moteur d’avion,” Theses, Ecole Centrale de Nantes ; Université de Nantes, mars 2005. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-00011631>
- [19] B. Berthoul, A. Batailly, L. Stainier, M. Legrand et P. Cartraud, “Phenomenological modeling of abradable wear in turbomachines,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 98, p. 770–785, 2018.
- [20] A. Batailly, M. Legrand, A. Millecamps et F. Garcin, “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°. 8, p. 082504, 06 2012. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.4006446>

- [21] A. Batailly, M. Cuny, M. Legrand et S. Philippon, “Numerical-experimental confrontation in the simulation of tool/abradable material interaction,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 135, n<sup>o</sup>. 6, p. 062102, 05 2013. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.4023262>
- [22] M. Cuny, “Contribution à la caractérisation locale des couples de matériaux mis en jeu lors du contact rotor/stator dans une turbomachine,” Thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2012.
- [23] B. Berthoul, A. Batailly, L. Stainier, M. Legrand et P. Cartraud, “Phenomenological modeling of abradable wear in turbomachines,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 98, p. 770–785, 2018. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327017302753>
- [24] *Numerical Investigation of Abradable Coating Wear Through Plastic Constitutive Law : Application to Aircraft Engines*, ser. International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, vol. Volume 1 : 22nd Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A and B, 08 2009. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/DETC2009-87669>
- [25] A. Batailly, Q. Agrapart, A. Millecamps et J.-F. Brunel, “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. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X16002455>
- [26] Q. Agrapart et A. Batailly, “Cubic and bicubic spline interpolation in Python,” École Polytechnique de Montréal, Other, nov. 2020. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-03017566>
- [27] S. Kojtych, “Introduction au traitement du signal et à l’analyse fréquentielle par transformées de Fourier,” École polytechnique de Montréal, Technical Report, juill. 2019. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-02193929>
- [28] D. Demailly, “Etude du comportement non-linéaire dans le domaine fréquentiel — Application à la dynamique rotor,” Theses, Ecole Centrale de Lyon, janv. 2003. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-00587168>
- [29] 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>
- [30] —, “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>

- [31] H. F. Black, "Interaction of a whirling rotor with a vibrating stator across a clearance annulus," *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 10, n<sup>o</sup>. 1, p. 1–12, 1968.
- [32] L. Salles, L. Blanc, F. Thouverez et A. Gouskov, "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>
- [33] G. Jacquet-Richardet, M. Torkhani, P. Cartraud, F. Thouverez, T. N. Baranger, M. Herran, C. Gibert, S. Baguet, P. Almeida et L. Peletan, "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.
- [34] P. C. Schutte, K. H. Abbott, M. T. Palmer et W. R. Ricks, "An evaluation of a real-time fault diagnosis expert system for aircraft applications," dans *26th IEEE Conference on Decision and Control*, vol. 26, 1987, p. 1941–1947.
- [35] R. Bladh, "Efficient predictions of the vibratory response of mistuned bladed disks by reduced order modeling," Theses, University of Michigan, juill. 2001. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-00358168>
- [36] H. Ma, F. Yin, Y. Guo, X. Tai et B. Wen, "A review on dynamic characteristics of blade-casing rubbing," *Nonlinear Dynamics*, vol. 84, n<sup>o</sup>. 2, p. 437–472, 2016.
- [37] R. Bladh, M. 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<sup>o</sup>. 1, p. 121–130, 2003.
- [38] P. Schmiechen, "Travelling wave speed coincidence," Thèse de doctorat, Imperial College London (University of London) UK, 1997.
- [39] A. R. Bartha, "Dry friction backward whirl of rotors," Thèse de doctorat, ETH Zurich, 2000.
- [40] J. Hou, "Cracking-induced mistuning in bladed disks," *AIAA journal*, vol. 44, n<sup>o</sup>. 11, p. 2542–2546, 2006.
- [41] D. Glasgow et H. Nelson, "Stability analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis," 1980.
- [42] H. Nelson et W. Meacham, "Transient analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis," dans *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, vol. 79641. American Society of Mechanical Engineers, 1981, p. V004T13A009.
- [43] H. Nelson, W. Meacham, D. Fleming et A. Kascak, "Nonlinear analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis," 1983.

- [44] R. R. Craig et M. C. C. Bampton, “Coupling of Substructures for Dynamic Analyses,” *AIAA Journal*, vol. 6, n°. 7, p. 1313–1319, 1968. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-01537654>
- [45] P. Apiwattanalungarn, *Model reduction of nonlinear structural systems using nonlinear normal modes and component mode synthesis*. Michigan State University, 2003.
- [46] P. Apiwattanalungarn, S. W. Shaw et C. Pierre, “Component mode synthesis using nonlinear normal modes,” *Nonlinear Dynamics*, vol. 41, n°. 1, p. 17–46, 2005.
- [47] D. Jiang, C. Pierre et S. Shaw, “Nonlinear normal modes for vibratory systems under harmonic excitation,” *Journal of sound and vibration*, vol. 288, n°. 4-5, p. 791–812, 2005.
- [48] S.-C. Wu et E. Haug, “A substructure technique for dynamics of flexible mechanical systems with contact-impact,” dans *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, vol. 97744. American Society of Mechanical Engineers, 1987, p. 389–399.
- [49] J. Dias et M. Pereira, “Dynamics of flexible mechanical systems with contact-impact and plastic deformations,” *Nonlinear Dynamics*, vol. 8, n°. 4, p. 491–512, 1995.
- [50] J. L. Escalona, J. M. Mayo et J. Domínguez, “A new numerical method for the dynamic analysis of impact loads in flexible beams,” dans *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, vol. 80401. American Society of Mechanical Engineers, 1997, p. V01AT06A025.
- [51] E. Van De Vorst, M. Heertjes, D. Van Campen, A. De Kraker et R. Fey, “Experimental and numerical analysis of the steady state behaviour of a beam system with impact,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 212, n°. 2, p. 321–336, 1998.
- [52] H. Hertz, *Gesammelte Werke : Schriften vermischten Inhalts. 1.* Barth, 1895, vol. 1.
- [53] W. Goldsmith, *The theory and physical behaviour of colliding solids*. Dover Publ., 1999.
- [54] S. Nacivet, “Modélisation du frottement en pied d’aube par une approche fréquentielle,” Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 2002.
- [55] D. Charleux, “Etude des effets de la friction en pied d’aube sur la dynamique des roues aubagées,” Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2006.
- [56] O. Poudou, “Modeling and analysis of the dynamics of dry-friction-damped structural systems,” Thèse de doctorat, University of Michigan, 2007.
- [57] N. Lesaffre, “Stabilité et analyse non-linéaire du contact rotor-stator,” Theses, Ecole centrale de lyon, sept. 2007. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-01375079>

- [58] M. Legrand, A. Batailly et C. Pierre, “Numerical investigation of abradable coating removal in aircraft engines through plastic constitutive law,” 2012.
- [59] R. J. Williams, “Simulation of blade casing interaction phenomena in gas turbines resulting from heavy tip rubs using an implicit time marching method,” dans *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, vol. 54662, 2011, p. 1007–1016.
- [60] A. Millecamps, “Interaction aube-carter : contribution de l’usure de l’abradable et de la thermomécanique sur la dynamique d’aube,” Thèse de doctorat, Lille 1, 2010.
- [61] T. Vadcard, “Dynamique non linéaire des systèmes mécaniques avec interfaces de contact : application aux interactions aube/carter,” Theses, Ecole Centrale de Lyon ; Polytechnique Montréal (Québec, Canada), avr. 2023. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-04132688>
- [62] M. Krack, “Nonlinear modal analysis of nonconservative systems : Extension of the periodic motion concept,” *Computers Structures*, vol. 154, p. 59–71, 2015. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045794915000978>
- [63] M. Crespo Da Silva, “A comprehensive analysis of the dynamics of a helicopter rotor blade,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 35, n<sup>o</sup>. 7, p. 619–635, 1998. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020768397000656>
- [64] A. Martin, “Réduction en dynamique non-linéaire géométrique : Application au cas des structures à symétrie cyclique,” Theses, École Centrale de Lyon, oct. 2019. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/tel-02476146>
- [65] A. Grolet, “Dynamique non linéaire des structures mécaniques : application aux systèmes à symétrie cyclique,” Theses, Ecole centrale de Lyon, déc. 2013. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-01727750>
- [66] N. Di Palma, “Dynamique non linéaire des aubages : comportement multi-harmonique avec couplage torsion-flexion,” Theses, Université de Lyon, janv. 2022. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-03677198>
- [67] *Modeling Nonlinear Oscillators via Variable-Order Fractional Operators*, ser. International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, vol. Volume 8 : 31st Conference on Mechanical Vibration and Noise, 08 2019. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/DETC2019-97944>
- [68] A. Menzel et P. Steinmann, “A view on anisotropic finite hyper-elasticity,” *European Journal of Mechanics - A/Solids*, vol. 22, n<sup>o</sup>. 1, p. 71–87, 2003. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0997753802012536>

- [69] R. Campbell et E. Paterson, “Fluid–structure interaction analysis of flexible turbomachinery,” *Journal of Fluids and Structures*, vol. 27, n°. 8, p. 1376–1391, 2011. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0889974611001319>
- [70] A. Benaarbia, Y. Rae et W. Sun, “Unified viscoplasticity modelling and its application to fatigue-creep behaviour of gas turbine rotor,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 136, p. 36–49, 2018. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020740317324323>
- [71] *Design, Development and Validation of Additively Manufactured First Stage Turbine Vane for F Class Industrial Gas Turbine*, ser. Turbo Expo, vol. Volume 9A : Structures and Dynamics — Aerodynamics Excitation and Damping; Bearing and Seal Dynamics; Emerging Methods in Design and Engineering, 06 2021. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/GT2021-60201>
- [72] *A Dynamic Systems Based Approach to Estimate Cyclic and Creep Damage of a Power Turbine Blade Subjected to a Random Transient Operation*, ser. Turbo Expo, vol. Volume 9B : Structures and Dynamics — Fatigue, Fracture, and Life Prediction; Probabilistic Methods; Rotordynamics; Structural Mechanics and Vibration, 06 2021. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/GT2021-59390>
- [73] W. Laverty, “Rub energetics of compressor blade tip seals,” *Wear*, vol. 75, n°. 1, p. 1–20, 1982.
- [74] M. Borel, A. Nicoll, H. Schla, R. Schmid *et al.*, “The wear mechanisms occurring in abradable seals of gas turbines,” *Surface and Coatings Technology*, vol. 39, p. 117–126, 1989.
- [75] R. K. Schmid, “New high temperature abradables for gas turbines,” Thèse de doctorat, ETH Zurich, 1997.
- [76] H. A. Abdel-Aal, “Efficiency of thermal energy dissipation in dry rubbing,” *Wear*, vol. 255, n°. 1-6, p. 348–364, 2003.
- [77] H. Wang, “Criteria for analysis of abradable coatings,” *Surface and coatings technology*, vol. 79, n°. 1-3, p. 71–75, 1996.
- [78] I. Temizer et P. Wriggers, “Thermal contact conductance characterization via computational contact homogenization : a finite deformation theory framework,” *International journal for numerical methods in engineering*, vol. 83, n°. 1, p. 27–58, 2010.
- [79] L. Shiembob, “Development of abradable gas path seals,” Rapport technique, 1974.
- [80] —, “Continued development of abradable gas path seals,” Rapport technique, 1975.

- [81] R. Bill et D. Wisander, “Friction and wear of several compressor gas-path seal movements,” Rapport technique, 1978.
- [82] Y. Maozhong, H. Baiyun et H. Jiawen, “Erosion wear behaviour and model of abradable seal coating,” *Wear*, vol. 252, n°. 1-2, p. 9–15, 2002.
- [83] X. Ma et A. Matthews, “Investigation of abradable seal coating performance using scratch testing,” *Surface and Coatings Technology*, vol. 202, n°. 4-7, p. 1214–1220, 2007.
- [84] H. I. Faraoun, T. Grosdidier, J.-L. Seichepine, D. Goran, H. Aourag, C. Coddet, J. Zwick et N. Hopkins, “Improvement of thermally sprayed abradable coating by microstructure control,” *Surface and Coatings Technology*, vol. 201, n°. 6, p. 2303–2312, 2006.
- [85] J. Stringer et M. Marshall, “High speed wear testing of an abradable coating,” *Wear*, vol. 294, p. 257–263, 2012.
- [86] W. Xue, S. Gao, D. Duan, Y. Liu et S. Li, “Material transfer behaviour between a ti6al4v blade and an aluminium hexagonal boron nitride abradable coating during high-speed rubbing,” *Wear*, vol. 322, p. 76–90, 2015.
- [87] A. Saada, “Étude de la fabrication de géométries élémentaires de pièces de turboréacteur en composite sic/sic par injection/filtration de barbotine,” Thèse de doctorat, Polytechnique Montréal, 2022.
- [88] 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.
- [89] M. B. Zeineb, S. Philippon, P. Viéville, G. Sutter et P. Lipinski, “Development of an original device to study high speed interactions,” dans *Journal de Physique IV (Proceedings)*, vol. 134. EDP sciences, 2006, p. 757–761.
- [90] M. Cuny, S. Philippon, P. Chevrier et F. Garcin, “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.
- [91] S. Baïz, J. Fabis, X. Boidin et Y. Desplanques, “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.
- [92] C. Padova, J. Barton, M. G. Dunn, S. Manwaring, G. Young, M. Adams et M. Adams, “Development of an experimental capability to produce controlled blade tip/ shroud rubs at engine speed,” *Journal of turbomachinery*, vol. 127, n°. 4, p. 726–735, 2005.

- [93] A. Dadouche, M. Conlon, W. Dmochowski, B. Liko et J.-P. Bedard, “Experimental evaluation of abradable seal performance at high temperature,” dans *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, vol. 43154, 2008, p. 143–150.
- [94] U. Rathmann, S. Olmes et A. Simeon, “Sealing technology : Rub test rig for abrasive/abradable systems,” dans *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, vol. 47942, 2007, p. 223–228.
- [95] B. Zhang et M. Marshall, “Investigating material removal mechanism of al-si base abradable coating in labyrinth seal system,” *Wear*, vol. 426, p. 239–249, 2019.
- [96] M. Legrand, A. Batailly, B. Magnain, P. Cartraud et C. Pierre, “Full three-dimensional investigation of structural contact interactions in turbomachines,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 331, n°. 11, p. 2578–2601, févr. 2012. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-00660863>
- [97] A. Millecamps, A. Batailly, M. Legrand et F. Garcin, “Snecma’s Viewpoint on the Numerical and Experimental Simulation of Blade-Tip/Casing Unilateral Contacts,” dans *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015*, ser. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015. Montréal, Canada : ASME, juin 2015. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-01223582>
- [98] *Rotor-Stator Interaction Scenarios for the Centrifugal Compressor of a Helicopter Engine*, ser. International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, vol. Volume 8 : 22nd Reliability, Stress Analysis, and Failure Prevention Conference ; 25th Conference on Mechanical Vibration and Noise, 08 2013. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/DETC2013-12211>
- [99] M. Legrand, A. Batailly, B. Magnain, P. Cartraud et C. Pierre, “Full three-dimensional investigation of structural contact interactions in turbomachines,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 331, n°. 11, p. 2578–2601, 2012. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X12000594>
- [100] A. Batailly, M. Legrand, A. Millecamps, S. Cochon et F. Garcin, “Redesign of a high-pressure compressor blade accounting for nonlinear structural interactions,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 137, n°. 2, p. 022502, 09 2014. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.4028263>
- [101] E. Khalifeh, E. Piollet, A. Millecamps et A. Batailly, “Non-linear modeling of centrifugal stiffening effects for accurate bladed component reduced-order models,” dans *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, vol. 50930. American Society of Mechanical Engineers, 2017, p. V07BT35A009.
- [102] N. Carpenter, R. Taylor et M. Katona, “Lagrange constraints for transient finite element surface contact,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 32,

- p. 103 – 128, 07 1991.
- [103] P. Wriggers, *Discretization, Large Deformation Contact*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2006, p. 225–307. [En ligne]. Disponible : [https://doi.org/10.1007/978-3-540-32609-0\\_9](https://doi.org/10.1007/978-3-540-32609-0_9)
  - [104] F. Nyssen, N. Tableau, D. Lavazec et A. Batailly, “Experimental and numerical characterization of a ceramic matrix composite shroud segment under impact loading,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 467, p. 115040, 2020. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X19306030>
  - [105] R. Johnston, “Mechanical characterisation of alsi-hbn, nicral-bentonite, and nicral-bentonite-hbn freestanding abradable coatings,” *Surface and Coatings Technology*, vol. 205, n°. 10, p. 3268–3273, 2011. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0257897210012181>
  - [106] Q. Agrapart, F. Nyssen, D. Lavazec, P. Dufr  noy et A. Batailly, “Multi-physics numerical simulation of an experimentally predicted rubbing event in aircraft engines,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 460, p. 114869, 2019. [En ligne]. Disponible : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X19304298>
  - [107] *Influence of Thermal Effects During Blade-Casing Contact Experiments*, ser. International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, vol. Volume 1 : 22nd Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A and B, 08 2009. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/DETC2009-86842>
  - [108] I. Favretti, L. Roux et A. Batailly, “Validation of the Numerical Simulation of Rotor/stator Interactions in Aircraft Engine Low-Pressure Compressors,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 147, n°. 5, mai 2025. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-04871166>
  - [109] A. Sternch  ss et E. Balm  s, “On the reduction of quasi-cyclic disk models with variable rotation speeds,” dans *Proceedings ISMA*, France, sept. 2006, p. isma2006\_0397.pdf. [En ligne]. Disponible : <https://hal.science/hal-00266394>
  - [110] S. Kojtych et A. Batailly, “Open nasa blade models for nonlinear dynamics simulations,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 146, n°. 1, p. 011009, 10 2023. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.4063323>
  - [111] E. Delhez, F. Nyssen, J.-C. Golinval et A. Batailly, “Assessment of geometric nonlinearities influence on nasa rotor 37 response to blade tip/casing rubbing events,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 143, n°. 11, p. 111022, 10 2021. [En ligne]. Disponible : <https://doi.org/10.1115/1.4051968>

- [112] R. B. Mandard, “Dynamique de contact aube- revêtement abradable : identification expérimentale de la force et des mécanismes d’interaction,” Theses, Ecole Centrale de Lille, janv. 2015. [En ligne]. Disponible : <https://theses.hal.science/tel-02918111>

## ANNEXE A SIDEBANDS ET ORDRE D'EXCITATION

Lorsqu'un signal est échantillonné, si certaines fréquences sont trop élevées par rapport à la fréquence d'échantillonnage, il apparaît un phénomène de repliement (*aliasing* en anglais). Pour connaître cette fréquence maximale, le théorème de Shannon-Nyquist dit que  $f_e = 2f_{max}$  avec  $f_{max}$  la plus haute fréquence du signal. Spatialement, le même souci se pose entre le nombre de secteurs et les diamètres nodaux. Pour un nombre de secteurs pair  $N$ , le nombre de diamètres nodaux est  $N/2$  et une déformation selon un diamètre supérieur apparaîtra comme repliée sur un des diamètres nodaux existants. Pour illustrer cela dans la littérature, il est fait recours à des diagrammes zigzag, permettant d'illustrer le repliement des diamètres nodaux, voir la figure A.1 [2, 16].

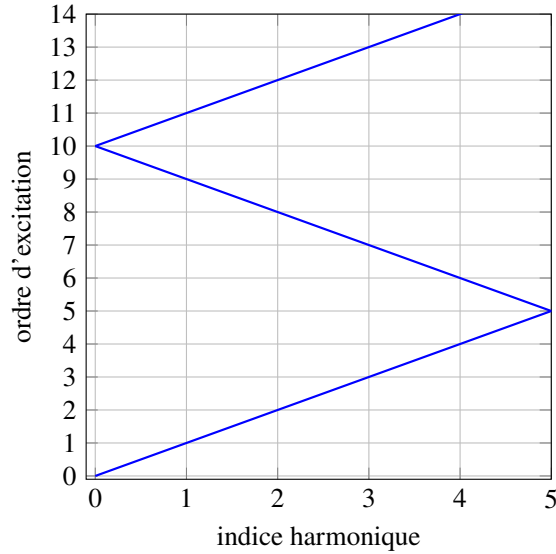


FIGURE A.1 Diagramme Zigzag.

Pour l'étude présente, le déplacement radial du bord d'attaque a été étudié et projeté selon les différents diamètres nodaux. Sur les cartes d'interaction obtenues, les *sidebands* identifiées sur la carte avant projection se retrouvent distribuées sur les cartes d'interaction selon des diamètres nodaux spécifiques. En effet, des ordres d'excitation supérieurs au diamètre nodal 5 se retrouvent repliés sur les diamètres nodaux allant de 0 à 5 et il est alors possible de lier les équations de ces *sidebands* aux ordres d'excitation correspondants. Par exemple, pour la carte obtenue pour le diamètre nodal 2, les *sidebands* identifiés étaient d'équation  $\omega_s^4 \pm 12\Omega$ , ce qui correspond selon le diagramme zigzag suivant à l'ordre d'excitation du diamètre nodal

12, voir les figures A.2.

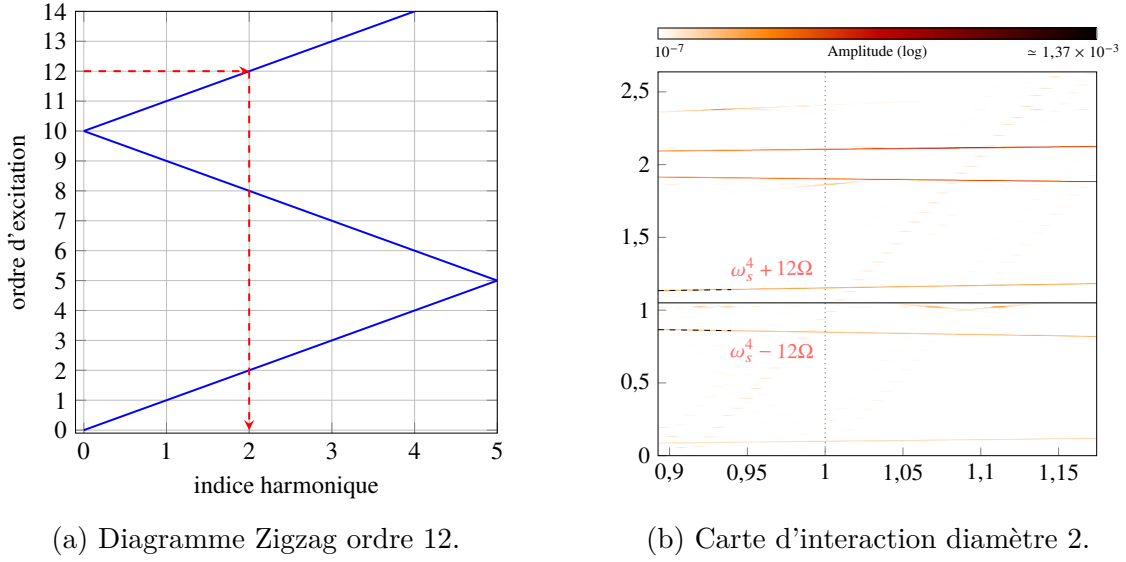


FIGURE A.2 Ordre d'excitation et équation de *sidebands*.

De même pour la carte d'interaction déplacement radial du bord d'attaque projeté selon le diamètre nodal 0, le repliement de l'ordre d'excitation 20 est observé sur le diamètre 0. L'équation des *sidebands* est cohérente avec ce repliement  $\omega_s^4 \pm 20\Omega$ , voir les figures A.3.

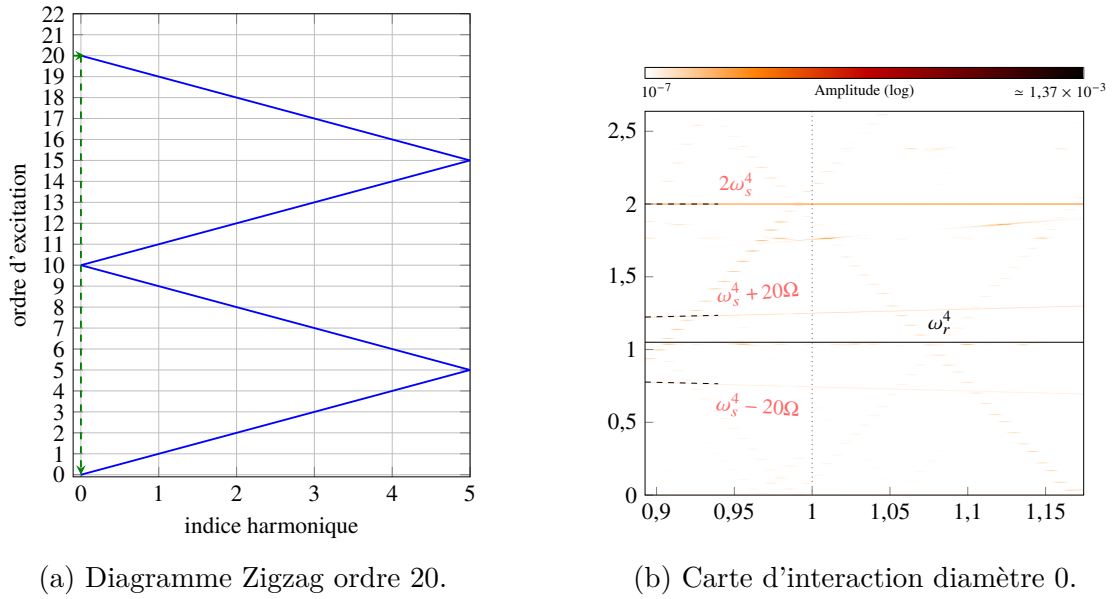
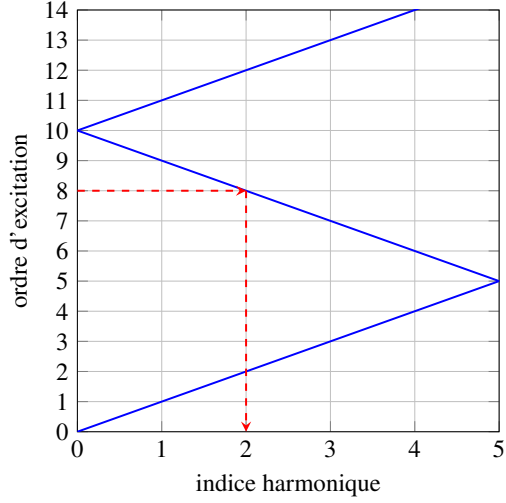
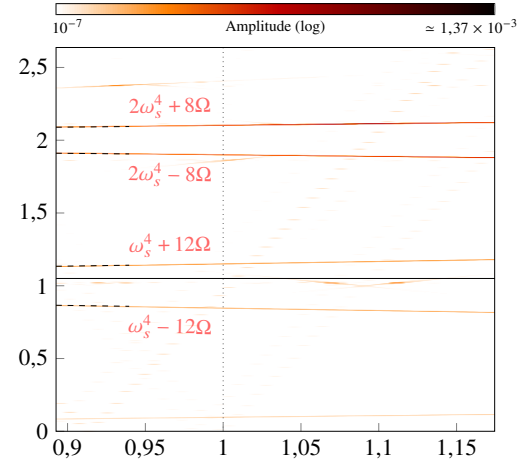


FIGURE A.3 Ordre d'excitation et équation de *sidebands*.

Pour ce qui concerne la superharmonique ( $2\omega_s^4$ ) qui excite des ordres d'excitation  $8 = 4^1$  et  $16 = 4^2$ , les repliements de ces ordres d'excitation sont observés selon les diamètres nodaux 2 et 4, voir les figures A.4 et A.5.

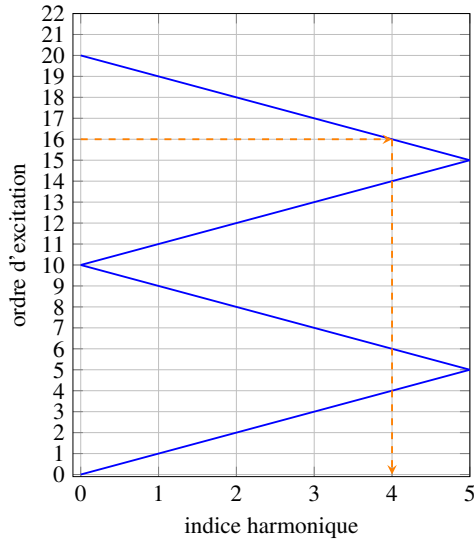


(a) Diagramme zigzag ordre 8.

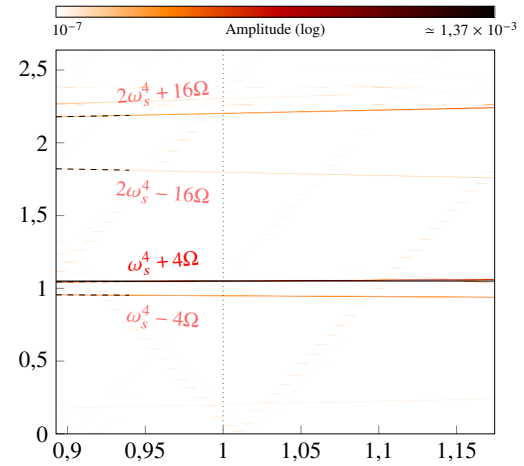


(b) Carte d'interaction diamètre 2.

FIGURE A.4 Ordre d'excitation et équation de *sidebands*.



(a) Diagramme zigzag ordre 16.



(b) Carte d'interaction diamètre 4.

FIGURE A.5 Ordre d'excitation et équation de *sidebands*.

## ANNEXE B RECHERCHE FORCE À 4 DIAMÈTRES

Pour calculer et calibrer la force correspondant au diamètre quatre du carter un programme a été développé dans le cadre de cette maîtrise. En entrée plusieurs données sont nécessaires :

- **Le coefficient de force** : il s'agit du coefficient multiplicateur de la force  $C_f$ , dont la modification doit permettre à l'utilisateur de pouvoir calibrer la pénétration du rouet dans le carter ;
- **Le jeu à l'origine** : Selon la définition de Coros, il s'agit du vecteur  $\mathbf{DAV}$ , c'est-à-dire la distance aube / carter pour chacun des nœuds du rouet avec le carter selon le plus proche voisin sur le carter. Ici seul le  $\mathbf{DAV}$  de un secteur est attendu, car le jeu est constant entre tous les secteurs à  $t=0$  ;
- **La grandeur  $\mathbf{DZ}$**  : Il s'agit du décallage spécifié pour l'entrée des simulations Coros , voir la section 4.2.5.3 ;
- **Fichiers matlable** Les fichiers MMV des deux modèles et le *phi\_mmv* du carter sont nécessaires. Ces fichiers contiennent les différentes matrices de masse et raideur et les coordonnées des nœuds frontières. Le fichier contenant les différentes matrices de passages.

Le fonctionnement du programme est le suivant, les notations de la section 4.1 sont utilisés. Tout d'abord, la matrice de masse  $\mathbf{M}_{CB}$  et raideur  $\mathbf{K}_{CB}$  du carter sont récupérées et grâce à la matrice de passage  $\mathbf{F}$  du fichier *phi\_mmv* ces matrices sont transposées dans l'espace de Fourier (B.1).

$$\tilde{\mathbf{K}}_{CB} = \mathbf{F}^T \cdot \mathbf{K}_{CB} \cdot \mathbf{F} \quad , \quad \tilde{\mathbf{M}}_{CB} = \mathbf{F}^T \cdot \mathbf{M}_{CB} \cdot \mathbf{F} \quad (\text{B.1})$$

Ces matrices dans l'espace de Fourier sont selon l'arrangement suivant B.1, et la partie correspondant au diamètre 4 est extrait. Ces sous-matrices  $\tilde{\mathbf{K}}_{CB4}$  et  $\tilde{\mathbf{M}}_{CB4}$  sont utilisées pour calculer les modes propres et vecteur propres correspondants. Puis grâce à la matrice de passage  $\mathbf{F}$ , on passe alors le vecteur propres dans l'espace réduit (B.2). Ensuite ce vecteur propres réduit est multiplié par la matrice de raideur réduite pour obtenir la force correspondant au déplacement du mode à quatre diamètres du carter (B.3).

$$\mathbf{Vp}_4 = \mathbf{F} \cdot \tilde{\mathbf{Vp}}_4 \quad (\text{B.2})$$

$$\mathbf{F}_4 = \mathbf{K}_{CB} \cdot \mathbf{Vp}_4 \quad (\text{B.3})$$

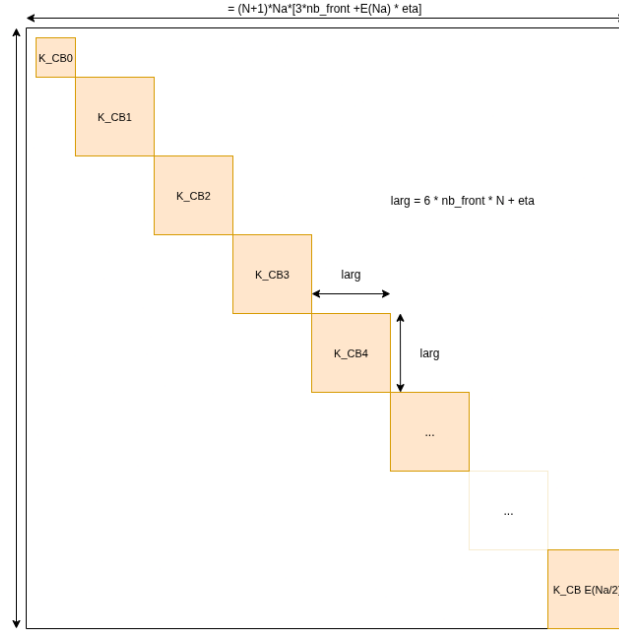


FIGURE B.1 Sous matrice  $\tilde{\mathbf{K}}_{CB_4}$  dans la matrice complète  $\tilde{\mathbf{K}}_{CB}$ .

Cette force est d'importance importante, il faut donc la multiplier par un coefficient et un travail d'interaction sur ce coefficient doit avoir lieu pour calibrer la force en fonction de la pénétration désiré par l'utilisateur (B.4).

$$\mathbf{f}_4 = C_f \cdot \mathbf{F}_4 \quad (\text{B.4})$$

La suite du programme a pour objectif de proposer une visualisation des déplacements du carter afin d'aider l'utilisateur à choisir ce coefficient. Une visualisation selon le repère RZ sera réalisée et ainsi les coordonnées de nœuds du rouet sont projetés dans ce repère RZ. Pour

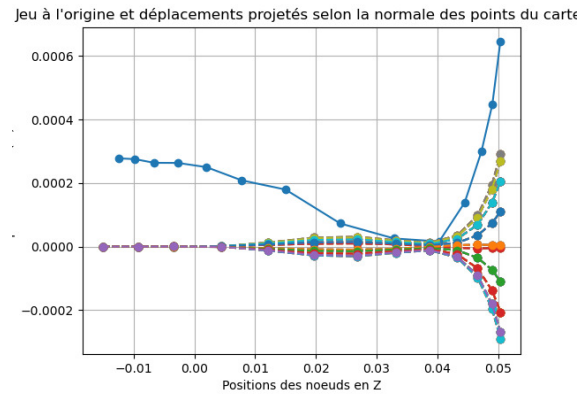


FIGURE B.2 Déplacement des nœuds des différents secteurs du carter en fonction de la distance aube/carter projetée selon la normale au contact.

les déplacements du carter deux options sont possible, si aucune oscillation ne sera appliquer dans le calcul de Coros alors le programme calcul la déformée statique des déplacements du carter pour la force calculé plutôt, si une oscillation est utilisée pour le calculer de coros le programme calcul alors la réponse force des déplacements du carter pour la force et la fréquence d'oscillation utilisé. Ensuite ces déplacements sont projetés dans le repère RZ pour connaître la position des nœuds du carter . Les normales utilisées sont défini comme (à ajouter un graphique sur les normales). La force calculée par le programme est exportée dans un fichier .mat et un graphique représentant les déplacements dans le repère global est fourni à l'utilisateur, voir la figure B.2.

# ANNEXE C ALGORITHME GESTION DU CONTACT DANS COROS

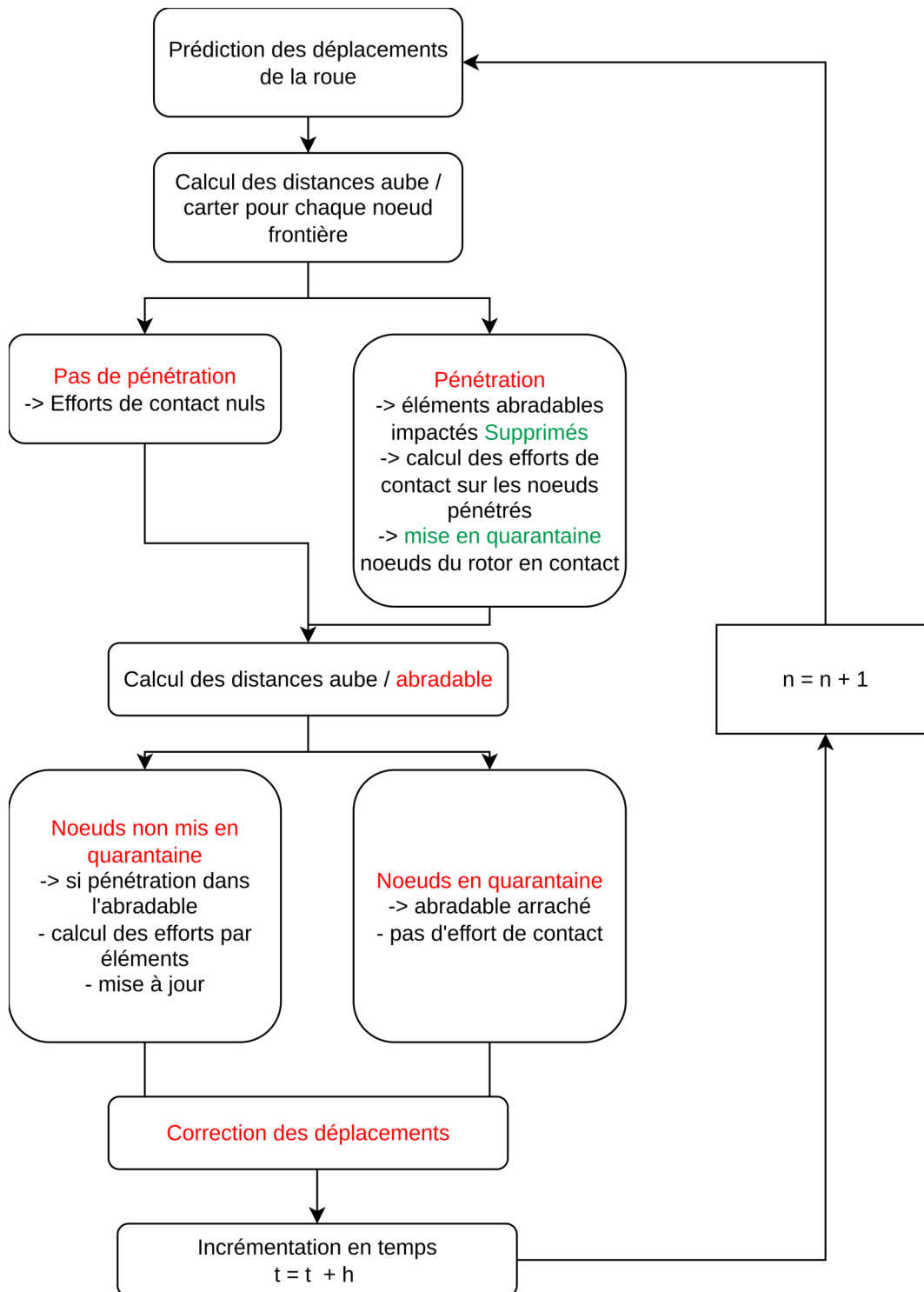


FIGURE C.1 Algorithme d'intégration temporelle et de gestion du contact avec usure carter rigide.

# ANNEXE D ÉLÉMENTS SUR LA SPLINE OPTION CARTER FLEXIBLE

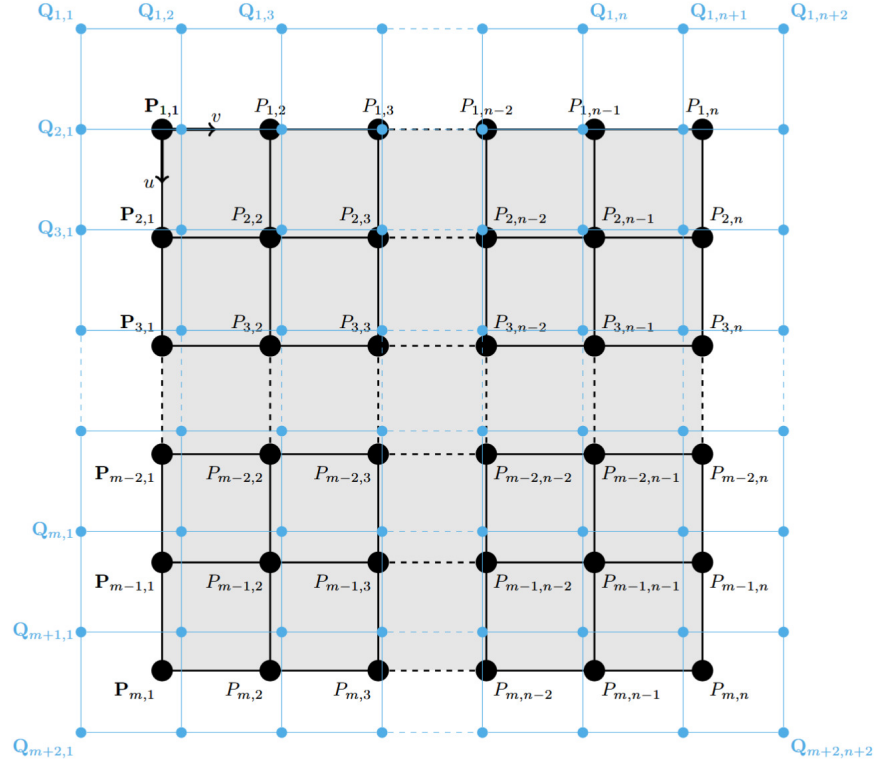


FIGURE D.1 Espace paramétrique  $u$   $v$  surface bi-spline interpolée sur des nœuds contrôles, tirée de [26].

## ANNEXE E CARTE D'INTERACTION TRANSFORMÉE DE FOURIER

Les graphiques et le raisonnement présenté dans cette annexe sont tirés et adaptés des travaux suivants [27]. Le graphique appelé carte d'interaction est une représentation des signaux de déplacements d'un nœud pour chaque vitesse de rotation. À chaque vitesse est réalisée une transformée de Fourier discrète puis la matrice complète est interpolée afin de générer une carte continue représentant l'amplitude de déplacement des fréquences en fonction de la vitesse. Une transformée de Fourier discrète est appliquée sur chaque signal temporel. Soit un signal temporel  $x(t)$ , où  $X(f)$  désigne la composante fréquentielle du signal à la fréquence  $f$ . La transformée de Fourier discrète (DFT) est définie par :

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-j \frac{2\pi}{N} kn}, \quad k = 0, 1, \dots, N-1. \quad (\text{E.1})$$

Cette transformation permet d'analyser le contenu spectral d'un signal et de déterminer l'amplitude et la phase associées à chaque fréquence. Pour un signal quelconque, les termes  $X[k]$  sont *a priori* complexes :

$$X[k] = \Re(X[k]) + j\Im(X[k]) \quad (\text{E.2})$$

Comme pour la transformée de Fourier continue, ils sont notés sous forme exponentielle avec le module (ou l'amplitude)  $|X[k]|$  et l'argument (ou phase spectrale)  $\psi[k]$  définis par :

$$|X[k]| = \sqrt{\Re(X[k])^2 + \Im(X[k])^2} \quad (\text{E.3})$$

$$\psi[k] = \arctan\left(\frac{\Im(X[k])}{\Re(X[k])}\right) \quad (\text{E.4})$$

Le nombre d'échantillons du signal est noté  $N$ . En appliquant la formule strictement définie plus haut, le spectre obtenu est peu lisible. Des fréquences négatives apparaissent et les amplitudes sont supérieures aux signaux réels, voir figure E.1. Il faut donc réarranger les résultats pour obtenir un spectre fidèle au signal d'origine et plus lisible par rapport aux types de signaux d'entrée. Les répliques spectrales sont symétriques par rapport à la fréquence  $f_s$  (période liée à l'échantillonnage du signal). La contribution de chaque fréquence non nulle est donc doublée dans la mise en forme finale pour prendre en compte la partie négative du

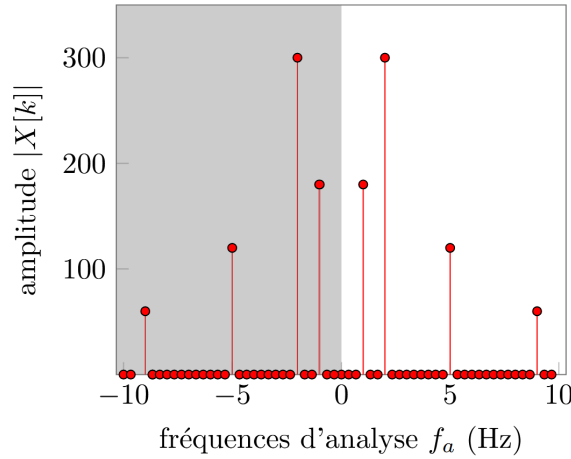


FIGURE E.1 Spectre d'amplitude de  $x_h(t)$  issu de la DFT présenté sur  $[-f_s/2, f_s/2]$  [27].

spectre selon la relation suivante :

$$A_k = |X[k]| \cdot \frac{2}{N}, \quad k = 1, \dots, N/2 - 1 \quad (\text{E.5})$$

Pour l'indice  $k = 0$ , la valeur trouvée correspond à la valeur moyenne aussi appelé composante continue ou DC (*direct current*) du signal. Il faut donc la modifier par rapport au nombre d'échantillon du signal tel que :

$$A_0 = \frac{|X[0]|}{N} \quad (\text{E.6})$$

Le spectre d'amplitude alors obtenu représente toujours le signal réel mais en facilitant la lecture de la contribution de chaque fréquence dans l'amplitude du signal, voir la figure E.2. En réalisant cette opération pour chaque vitesse de rotation, un ensemble de spectres est obtenu, puis en attribuant un code couleur pour l'amplitude, il est possible de représenter ces spectres juxtaposés sous la forme d'une carte, mettant ainsi en évidence l'évolution de fréquences en fonction de la vitesse de rotation. Pour illustrer cela, voici d'une part à droite la DFT du signal du bord de fuite du déplacement radial du secteur 1 du carter à la vitesse  $\Omega_c$  et d'autre part la carte d'interaction complète sur l'ensemble de la plage, voir les figures E.3. Ainsi, en se positionnant à  $\Omega/\Omega_c = 1$  il apparaît le spectre illustré.

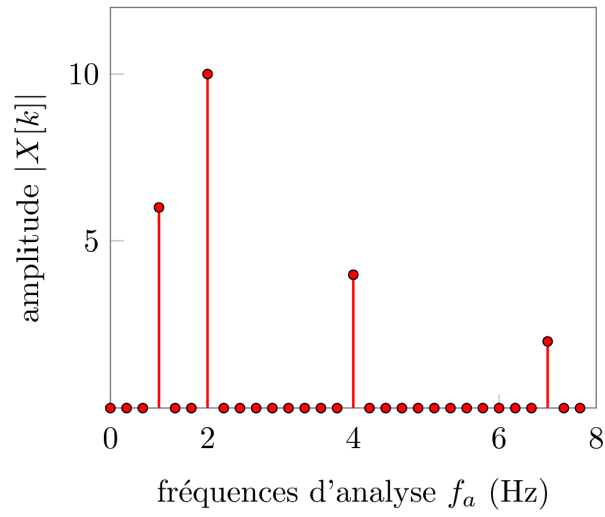


FIGURE E.2 Spectre d'amplitude de  $x_h(t)$  issu de la DFT réarrangées [27].

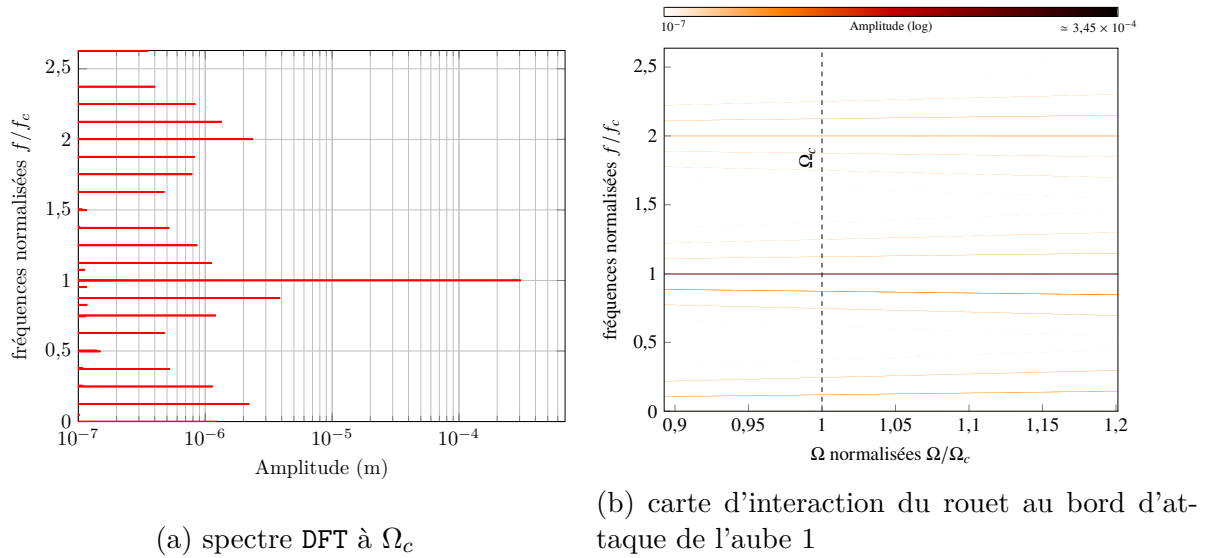


FIGURE E.3 Lien entre la fft d'un signal et une carte d'interaction.

## ANNEXE F POST-TRAITEMENT PROJECTION SELON DIAMÈTRES NODAUX

Soit une roue complète ou un rouet composé de  $N$  secteurs. Le vecteur  $\mathbf{x}_n$  désigne, à l'instant  $n$ , l'ensemble des déplacements correspondant à tous les degrés de liberté du rouet. L'objectif est de déterminer la contribution de chaque diamètre nodal aux déplacements totaux. Dans la littérature, la transformation des coordonnées physiques vers les coordonnées exprimées selon les diamètres nodaux est présentée de la façon suivante [35] :

$$\mathbf{u}^0 = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N \mathbf{x}_n \quad (\text{F.1})$$

$$\mathbf{u}^{k,c} = \sqrt{\frac{2}{N}} \sum_{n=1}^N \mathbf{x}_n \cos((n-1)k\alpha) \quad (\text{F.2})$$

$$\mathbf{u}^{k,s} = \sqrt{\frac{2}{N}} \sum_{n=1}^N \mathbf{x}_n \sin((n-1)k\alpha) \quad (\text{F.3})$$

$$\mathbf{u}^{\frac{N}{2}} = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N (-1)^{n-1} \mathbf{x}_n \quad (\text{F.4})$$

avec  $\alpha = 2\pi/N$ . Il y a donc  $E(N/2) - 1$  signaux. À  $k$  donné  $\mathbf{u}^{k,c}$  et  $\mathbf{u}^{k,s}$  sont des déplacements orthogonaux. Ainsi, en fonction de l'excitation, il peut être intéressant de regarder l'un ou l'autre (par exemple une excitation selon un cosinus ou un sinus). Dans le cadre de la présente étude, les deux quantités ont présenté les mêmes valeurs. Il est ensuite possible de réaliser une carte d'interaction des  $E(N/2) - 1$  signaux qui sont donc dans les coordonnées exprimées selon les diamètres nodaux, voir l'annexe E. Cette procédure complète permet d'obtenir les cartes d'interaction par diamètre nodal.

## ANNEXE G    OPTION DE PARALLÉLISATION DU CODE COROS

Il existe déjà sous Coros un type de parallélisation, mais il s'agirait plutôt d'options de lancement de calcul en parallèle. Il est en effet possible de lancer simultanément avec un fichierinit plusieurs calculs Coros soit à la suite, soit en simultané cela permet notamment d'optimiser le calcul de campagne de calcul. Néanmoins, ici l'objectif était d'étudier la possibilité de paralléliser les opérations mathématiques à l'intérieur des calculs.

L'utilisation de l'option carter flexible conduit à une augmentation non négligeable des temps de calcul notamment à cause de la procédure itérative de recherche de plus petite distance entre un point de l'aube et la spline. Cette recherche est appliquée sur tous les nœuds de l'aube, et cela, sur toutes les aubes. Or ces calculs pourraient être réalisés indépendamment, car ceux-ci n'interfèrent pas entre eux. Ainsi assez tôt dans le déroulé de la maîtrise, des options directement dans le code Fortran de parallélisation ont été considérées. Cela permettrait de réduire de façon non négligeable les temps de calcul particulièrement en parallélisant la procédure de Newton Raphson. Ces options impliquent certains modules Fortran qui pour le moment n'ont été validés que sous Linux et sont donc limités à une utilisation labo dans le cadre de ce projet.

### G.0.1 Recherche bibliographique

Tout d'abord, la zone du code qui pourrait au mieux profiter de la parallélisation a été ciblée. Cela implique notamment de trouver les variables affectées par cette parallélisation, car au niveau de la gestion mémoire si certaines variables sont partagées cela peut avoir une influence sur le gain de temps. Plusieurs pistes ont été envisagées tout d'abord sur un code Fortran test :

- **OpenMP** : Il s'agit d'un interfaçage très simple pour le parallélisme partagé, basée sur l'ajout de directives (pragmas) dans le code, généralement placées autour des boucles ou sections parallélisables (`!$OMP`). OpenMP permet de répartir automatiquement les itérations de boucles entre plusieurs threads à partir d'indication sur le nombre de thread ...
- **OpenACC** : C'est un ensemble de directives similaires à OpenMP, mais orienté vers l'accélération sur GPU et autres architectures hétérogènes. Le code Fortran est annoté avec des directives (`!$ACC ...`) pour indiquer les parties à exécuter sur l'accélérateur.
- **Option de parallélisation de la bibliothèque MKL** : La bibliothèque Intel®

Math Kernel Library (MKL) optimise les opérations mathématiques (BLAS, LAPACK, FFT, etc.) en tirant parti du parallélisme multithread et vectoriel sans que l'utilisateur ait à écrire explicitement du code parallèle.

- **Coarrays** : Il s'agit d'une fonctionnalité intégrée dans la norme Fortran (à partir de Fortran 2008) permettant de programmer en mémoire distribuée. Les variables sont déclarées avec des indices supplémentaires représentant les « images » (instances parallèles du programme), ce qui facilite la parallélisation sans passer par MPI.
- **Boucle spécifique DO CONCURRENT** : Il s'agit d'une construction introduite dans Fortran 2008 indiquant que les itérations d'une boucle sont indépendantes et peuvent donc être exécutées en parallèle par le compilateur. Cela permet au compilateur d'optimiser automatiquement l'exécution.

Ainsi plusieurs implémentations sur un code test simple de calcul mathématique ont été réalisées afin d'étudier les flags de compilation et les contraintes d'utilisation des différentes options. Au vu de la complexité du code, il a été choisi de retenir uniquement les options de parallélisation OpenMP et MKL car simples d'implémentation et semblant offrir le plus grand gain de temps. Cependant, il est important de vérifier au niveau de la gestion mémoire que certaine variable ne se retrouve pas faussé par l'utilisation de cette parallélisation. C'est notamment souligné de bien dans la documentation OpenMP de bien distinguer des variables locales aux boucles et communes aux différentes boucles.

### G.0.2 Implémentation

Autour de la fonction Fortran `FCT_spline_3d_360` les deux types de parallélisation on été implémenté et la compatibilité avec les autres modules de compilation du code (notamment la partie en C sur la loi d'usure) ont été étudié. Le modèle académique `samcef` multi-secteur a été utilisé comme cas de référence pour vérifier que les valeurs trouvées étaient cohérentes avec et sans parallélisation. Puis les gains de temps possibles avec ces deux parallélisations ont été étudié. Les conclusions de ces expérimentations montrent des résultats cohérents pour l'implémentation d'OpenMP et MKL avec des différences au niveau machine. En fonction du CPU où est compilé le code, des différences similaires sont observées. La parallélisation a été validée pour ce projet. Un travail de profilage d'étude de comparaison a été mené et a permis de mettre en évidence une meilleure gestion de la mémoire pour l'utilisation de la parallélisation de la bibliothèque MKL. Ce sera donc la parallélisation choisie. Cependant cette complexification n'étant pas essentielle pour un utilisateur non initié, l'ajout de variable venant alourdi la gestion du code, ces développements ne sont pas intégrés directement à Coros mais sont maintenus sur une branche annexe mais fusionnable avec les futurs avancées du code.