

Evaluation d'une méthode de réduction modale pour la détection de cas d'interaction modale lors de contacts rotor stator

Alain Batailly, Mathias Legrand, Patrice Cartraud, Christophe Pierre, Jean-Pierre Lombard

▶ **To cite this version:**

Alain Batailly, Mathias Legrand, Patrice Cartraud, Christophe Pierre, Jean-Pierre Lombard. Evaluation d'une méthode de réduction modale pour la détection de cas d'interaction modale lors de contacts rotor stator. Congrès Français de Mécanique, 2009, Marseille, France. hal-00413704

HAL Id: hal-00413704
https://hal.science/hal-00413704

Submitted on 4 Sep 2009

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

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

Évaluation d'une méthode de réduction modale pour la détection de cas d'interaction modale lors de contacts rotor stator

A. BATAILLY[a], M. LEGRAND[a], P. CARTRAUD[b], C. PIERRE[a], J-P. LOMBARD[c]

[a] Laboratoire de dynamique et vibration des structures, université McGill, 817 rue Sherbrooke Ouest, Pavillon d'ingénierie McConnell, pièce 122, Montréal, Québec, Canada H3A2K6

[b] GéM, UMR CNRS 6183, Pôle calculs et structures, École Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, 44321 Nantes, France

[c] Snecma (groupe Safran) Site de Villaroche, 77550 Moissy-Cramayel, France

Résumé :

L'augmentation du rendement des turbomachines aéronautiques constitue un axe de recherche majeur dans le cadre d'une réduction des coûts de fonctionnement. Les pertes aérodynamiques sont parmi les facteurs les plus influents et peuvent être considérablement diminuées en réduisant le jeu de fonctionnement en sommet d'aube. Toutefois, cette stratégie a des conséquences sur le comportement du système en favorisant l'apparition de contacts entre parties tournantes et statiques du moteur. Sous certaines conditions ces contacts peuvent engendrer des phénomènes dits d'interaction modale qui sont l'objet de cette étude. A partir de modèles éléments finis 2D simplifiés d'une roue aubagée et d'un carter réduits par plusieurs méthodes de synthèse modale, l'étude met en évidence l'influence des restrictions cinématiques sur la détection des régimes d'interaction.

Abstract :

Increasing the efficiency of turbomachines is a major challenge in order to decrease their cost in service. Aerodynamic losses are among the most significant factors and can be dramatically decreased by reducing the clearance along blade tips. However, this strategy impacts directly the system behavior by favoring direct contacts between rotating and stationary parts. Under certain conditions, these contacts may lead to so-called modal interaction phenomena on which focuses our study. Considering simplified 2D finite element models of a bladed disk and a casing that are reduced using component mode synthesis methods, the study shows the influence of kinematic restrictions over the detection of interaction motions.

Mots clefs : Interaction modale, synthèse modale, méthode de Craig-Bampton, contact, multiplicateurs de Lagrange, interaction rotor/stator, intégration temporelle explicite

1 Introduction

Dans le domaine des turbomachines modernes, l'augmentation du rendement passe par des stratégies de diminution du jeu de fonctionnement entre les sommets d'aubes et le carter qui les entoure. Malheureusement, cette approche favorise grandement l'apparition de contacts directs entre les différents composants mécaniques, d'où sont issus des phénomènes vibratoires non-linéaires qui peuvent être critiques pour l'intégrité de la machine.

Dans le cadre de cette étude, notre intérêt se porte sur un cas particulier d'interaction dit *interaction modale*. A notre connaissance, peu de références concernant ce sujet sont disponibles dans la littérature [1, 2, 3]. Il est néanmoins expliqué que ce type d'interaction peut apparaître entre structures à symétrie axiale sous les conditions suivantes :

1. les deux structures (roue aubagée et carter) vibrent suivant un mode à nombre de diamètres identique ;
2. les deux structures doivent vibrer à la fréquence propre de ce mode ;
3. les vitesses de propagation des modes tournants dans le repère fixe coïncident.

Ces trois conditions ont été résumées dans [4] sous la forme :

$$f_{\mathrm{c}} = \frac{n_{\mathrm{d}}\Omega}{2\pi} - f_{\mathrm{ra}} \tag{1}$$

où f_c est la fréquence propre des deux modes à n_d diamètres du carter et f_{ra}, celle des modes respectifs de la roue aubagée. La vitesse de rotation de la roue aubagée est notée Ω. L'équation (1) définit des vitesses critiques théoriques et est fondée sur des considérations simplifiées.

L'objectif de ce travail est de mieux comprendre ces régimes d'interaction à l'aide de modèles 2D simplifiés et d'évaluer l'influence des restrictions modales du modèle numérique telles que celles proposées dans [2] pour la détection de ces régimes. Initialement utilisées pour diminuer les temps de calculs, la suppression des restrictions cinématiques est rendue possible grâce à l'utilisation d'une méthode de réduction modale (méthode de Craig-Bampton) pour laquelle une étude de convergence est menée.

2 Modélisation des structures

Les modèles de la roue aubagée et du carter reprennent ceux proposés dans [1]. La modélisation se veut réaliste au sens où champ de déplacement et gestion du contact sont assez riches pour prendre en compte directions normale et tangentielle indépendamment.

2.1 Roue aubagée

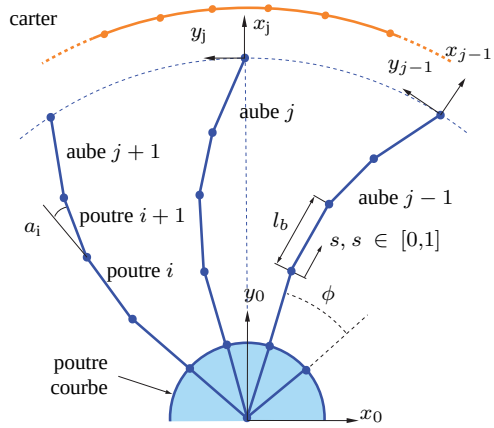
La roue aubagée se compose de 22 aubes et 748 ddls. Cette modélisation est proche de celle utilisée dans [1, 2], la seule différence concerne le disque, représenté par des poutres courbes au lieu de croisillons de poutres droites. Le nombre de poutres courbes selon la direction radiale est fixé à 1, comme indiqué sur la figure 1(a). Chaque aube est discrétisée avec des poutres droites Euler-bernoulli ayant trois ddls par nœud (u, v et θ). La courbure globale de l'aube est réalisée en imposant un angle a_i entre les poutres i et $i+1$. L'angle entre deux aubes est $\phi = 2\pi/22$.

2.2 Carter

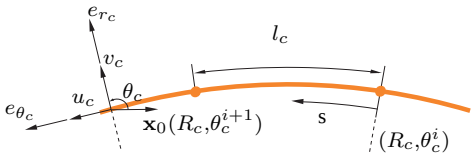
Le carter est représenté par un cylindre de faible épaisseur et est discrétisé à l'aide d'éléments poutres courbes à deux nœuds. Il y en a en tout 40 sur la circonférence, soit 160 ddls.

Un système de coordonnées cylindriques ayant pour vecteurs unitaires e_{r_c} et e_{θ_c} est associé au carter. La modélisation éléments finis comporte quatre ddls par nœud u_c, $u_{c,s}$, v_c et $v_{c,s}$ comme le montre la figure 1(b). La position initiale du nœud i est repérée par le doublet (R_c,θ_c^i), R_c étant le rayon du carter. La formulation utilisée est présentée dans [5].

Le tableau 1 détaille les propriétés mécaniques des modèles. Celles-ci sont cohérentes avec la volonté d'avoir un carter qui puisse se déformer sous l'impact des aubes de la roue aubagée. C'est pourquoi le module d'Young du carter est beaucoup plus faible que celui de la roue aubagée.



(a) Modèle de roue aubagée



(b) Élément poutre courbe du carter

FIGURE 1 – Modèles éléments finis 2D

Paramètres	**Carter**	**Roue aubagée**
module d'Young normalisé	$E_{CA} = 2{,}8 \cdot 10^3$	$E_{RA} = 8{,}3 \cdot 10^6$
masse volumique	$\rho_c = 2\,800$	$\rho_{ra} = 7\,800$
épaisseur normalisée	$h_c = 5$	$h_{ra} = 5$
largeur normalisée	$w_c = 50$	$w_{ra} = 50$
rayon normalisée	$R_c = 250{,}5$	$R_{ra} = 250$
nombre de ddls	$n_c = 160$	$n_{ra} = 748$
amortissement modal	$\xi_c = 0{,}03$	$\xi_{ra} = 0{,}005$

TABLE 1 – Propriétés des modèles 2D

3 Réduction modale

Les méthodes de réduction modale consistent à projeter l'équation du mouvement initiale

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \tag{2}$$

dans un sous-espace adapté au problème. Le choix de la méthode de réduction modale pilote directement ce sous-espace. Dans la littérature, les méthodes de réduction sont souvent séparées en quatre catégories : les méthodes à interfaces fixes [6], à interfaces libres [7], à interfaces mixte [8] et à interfaces chargées [9]. Dans le cadre de notre étude, la gestion du contact entre les aubes et le carter requiert l'accès aux déplacements physiques des nœuds appartenant à l'interface de contact. Cette condition limite le choix des méthodes et la technique de Craig-Bampton, dite à interfaces fixes et qui répond à cette contrainte, est retenue dans ce qui suit. Une matrice rectangulaire $\mathbf{\Phi}$ contenant les vecteurs de la base réduite

$$\mathbf{x} = \mathbf{\Phi}\mathbf{x}_\mathrm{r} \tag{3}$$

permet la projection sur de l'équation (2) et son écriture sous forme réduite

$$\mathbf{M}_\mathrm{r}\ddot{\mathbf{x}}_\mathrm{r} + \mathbf{D}_\mathrm{r}\dot{\mathbf{x}}_\mathrm{r} + \mathbf{K}_\mathrm{r}\mathbf{x}_\mathrm{r} = \mathbf{F}_\mathrm{r} \tag{4}$$

avec $\mathbf{M}_\mathrm{r} = \mathbf{\Phi}^\mathrm{T}\mathbf{M}\mathbf{\Phi}$, $\mathbf{D}_\mathrm{r} = \mathbf{\Phi}^\mathrm{T}\mathbf{D}\mathbf{\Phi}$, $\mathbf{K}_\mathrm{r} = \mathbf{\Phi}^\mathrm{T}\mathbf{K}\mathbf{\Phi}$ et $\mathbf{F}_\mathrm{r} = \mathbf{\Phi}^\mathrm{T}\mathbf{F}$. L'ensemble des degrés de liberté pilotant les déplacements physique de la structure réduite sont dits degrés de liberté *frontière* (indicés $_f$) alors que l'ensemble des ddl restants, dits *intérieurs* (indicés $_i$) représentent les contributions des formes modales enrichissant la base réduite.

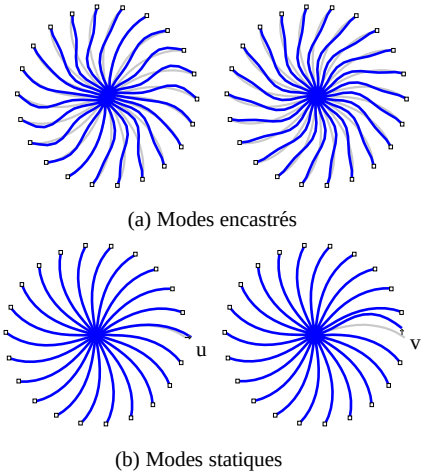
Dans cette étude, les ddl frontière de la roue aubagée sont les déplacements u et v en sommet de d'aube et par conséquent, il y en a 44. Tous les nœuds du carter étant utiles à la gestion du contact, le modèle éléments finis du carter n'est pas réduit.

3.1 Méthode de Craig-Bampton

La méthode de Craig-Bampton préconise deux types de modes, représentés sur la figure 2, pour générer le sous-espace sur lequel est projeté l'équation du mouvement (2) : (1) des modes statiques Φ_s correspondant à la déformation statique de la structure lorsqu'un déplacement unitaire est imposé sur un ddl de la frontière, tous les autres déplacements de ces ddls frontières étant imposés nuls, et (2) des modes encastrés Φ_e, modes propres de la structure réduite et dont les nœuds frontières sont encastrés.

Le paramètre de réduction η détermine le nombre de modes encastrés (on note $\mathbf{\Phi}_{\mathrm{e},\eta}$ la restriction de $\mathbf{\Phi}_\mathrm{e}$ à ses η premières colonnes) retenus pour effectuer la réduction modale, la matrice de passage $\mathbf{\Phi}_\mathrm{CB}$ utilisée pour projeter l'équation (2) est ainsi

$$\mathbf{\Phi} = \mathbf{\Phi}_\mathrm{CB} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{\Phi}_\mathrm{s} & \mathbf{\Phi}_{\mathrm{e},\eta} \end{bmatrix} \tag{5}$$



(a) Modes encastrés

(b) Modes statiques

FIGURE 2 – Modes de Craig-Bampton

4 Résultats précédents

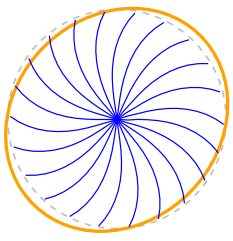


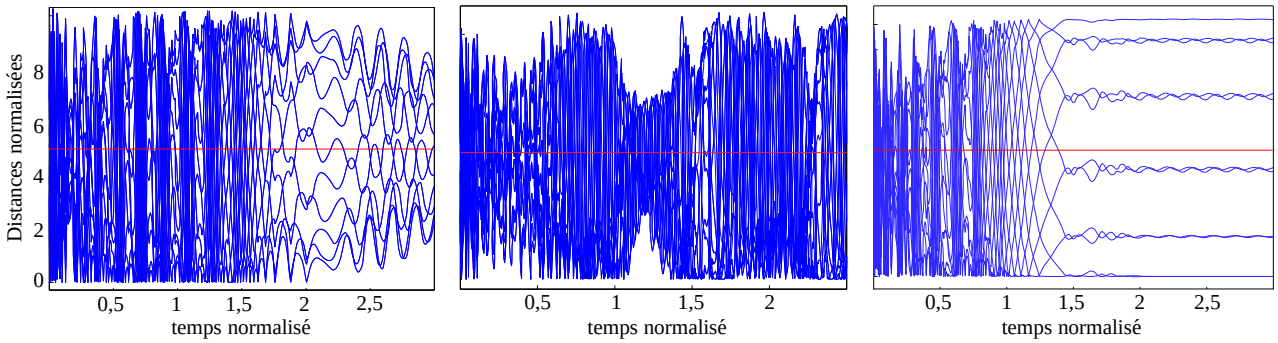
FIGURE 3 – Déformée du carter pour $n_\mathrm{d} = 2$

Selon la vitesse de rotation de la roue aubagée, trois types de régimes d'interaction sont identifiés dans [2] à l'aide de modèles 2D simplifiés qui ont directement inspiré ceux de notre étude et qui sont rappelés sur la figure 4 : un régime de type amorti pour lequel l'amortissement structurel entraîne une diminution des niveaux vibratoires après perte de contact, un régime de type entretenu pour lequel le niveau vibratoire est (presque) constant et un régime bloqué pour lequel des aubes restent en contact permanent avec le carter.

Pour chacun de ces régimes, le contact aube/carter résulte d'une déformation du carter sur lequel un effort est appliqué. Cet effort à n_d diamètres ($n_\mathrm{d} = 2$ sur la figure 3) est maintenu pendant 10^{-4} s puis les deux structures sont laissées libres d'interagir.

La grande différence entre les travaux exposés dans [2] et notre étude concerne le type de réduction et les restrictions cinématiques correspondantes. Dans [2], la

roue aubagée et le carter sont en effet projetés sur leur deux premiers modes à n_d diamètres (le paramètre n_d dépend directement du type d'excitation imposée sur le carter). La cinématique de chaque structure se limite donc à un mode particulier. Afin de mieux comprendre l'influence de ces restrictions cinématiques sur les régimes d'interaction, il est proposé d'élargir l'espace d'étude en les supprimant progressivement. Dans un



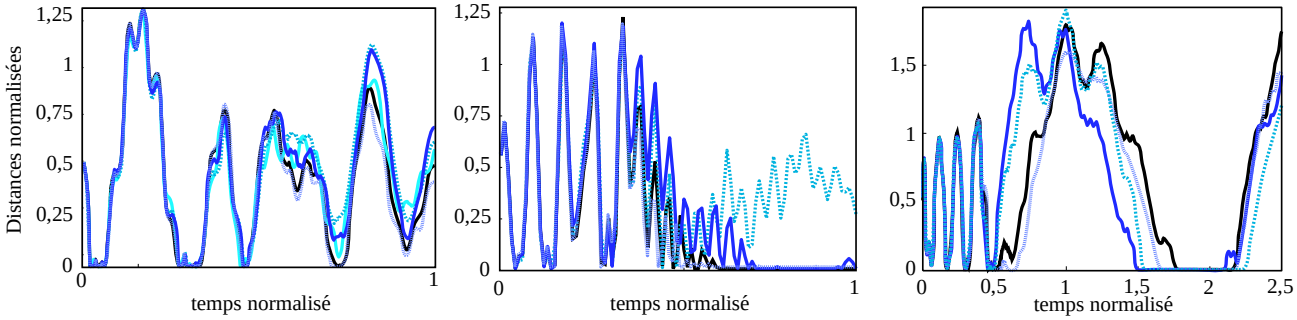
(a) Régime amorti : $\Omega = 0{,}4$, $n_d = 2$ (b) Régime entretenu : $\Omega = 1{,}75$; $n_d = 4$ (c) Régime bloqué : $\Omega = 0{,}55$; $n_d = 2$

FIGURE 4 – Régimes observés dans [2]. Jeu initial (——) et distances aubes/carter (——)

premier temps, la cinématique de la roue aubagée n'est donc plus réduite à un diamètre mais condensée selon la méthode de Craig-Bampton. Le modèle éléments finis du carter, pour lequel tous les nœuds sont utiles à la gestion du contact, est toujours projeté sur ses deux premiers modes à n_d diamètres. Avant d'utiliser la méthode de Craig-Bampton, il convient de contrôler sa convergence, objet de la section suivante.

5 Convergence modale

La combinaison de méthodes de réduction modales linéaires et d'un algorithme de contact demande à être validée numériquement. Tenant compte des différents régimes d'interaction détectés dans [2], une étude de convergence des résultats obtenus est présentée pour chaque type de régime. Les courbes tracées sur les figures



(a) Régime amorti, aube 10 (b) Régime bloqué, aube 5 (c) Régime entretenu, aube 6

FIGURE 5 – Convergence modale avec la méthode de Craig-Bampton $\eta = 0$ (——) ; $\eta = 44$ (- - - -) ; $\eta = 88$ (——) ; $\eta = 220$ (·····) et solution éléments finis $u_{ef}(t)$ (——)

5(a), 5(b) et 5(c) mettent en évidence la convergence des résultats vers la solution éléments finis lorsque la base de réduction modale est enrichie (lorsque la valeur du paramètre η augmente). Il est intéressant de noter que la convergence est plus délicate pour les modes d'interaction présentant des contacts permanents entre certaines aubes et le carter comme cela peut se voir sur les figures 5(b) et 5(c). En effet la pauvreté de la base de réduction, en entraînant une plus grande approximation du champs de déplacement en sommet d'aube peut modifier les conditions de blocage d'une aube sur le carter : si l'aube i est en contact dans le cas de la solution éléments finis alors que c'est l'aube $i+1$ qui est en contact avec une base de réduction pauvre ($\eta = 0$ ou $\eta = 44$), la comparaison des déplacements en tête d'aube sur une même aube entre les deux solutions n'a plus de sens.

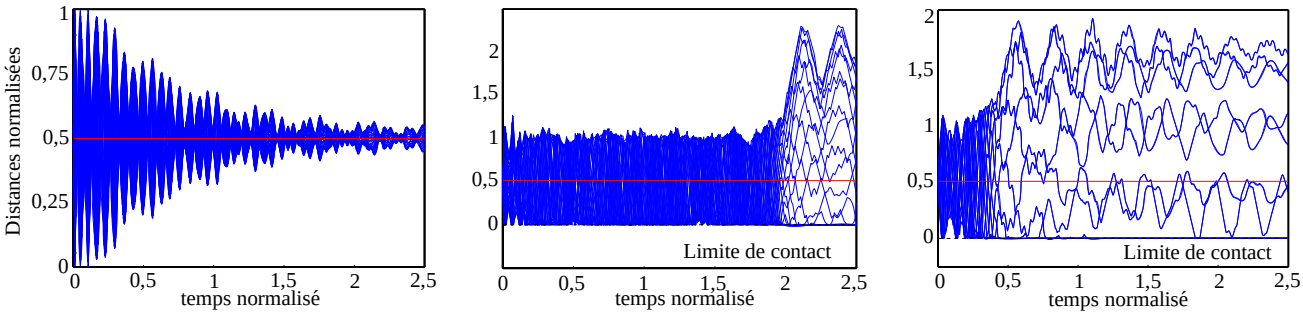
Parallèlement à la convergence en déplacements qui est observée, une convergence « globale » en termes de régime détecté est obtenue pour de faibles valeurs du paramètre η.

Les résultats obtenus nous amènent à choisir $\eta = 88$ comme valeur du paramètre de réduction. Cette valeur permet notamment d'avoir un bon compromis entre précision des résultats et réduction des temps de calculs puisqu'elle permet de diminuer de $82\ \%$ le nombre de ddls de la roue aubagée en passant de 748 à 132 ddls.

L'étude présentée dans [10] a par ailleurs montré que pour cette valeur de η, les temps de calculs sont également diminués de l'ordre de $80\ \%$.

6 Étude d'interaction

Cette étude se distingue de celle réalisée dans [2] par le fait qu'il n'y a pas de restrictions cinématiques imposées sur la roue aubagée. En revanche, le carter est toujours projeté sur ses deux premiers modes propres à n_d diamètres. Compte tenu des résultats de l'étude de convergence, le modèle réduit de la roue aubagée est obtenu par application de la méthode de Craig-Bampton en conservant $\eta = 88$ modes encastrés. Le coefficient



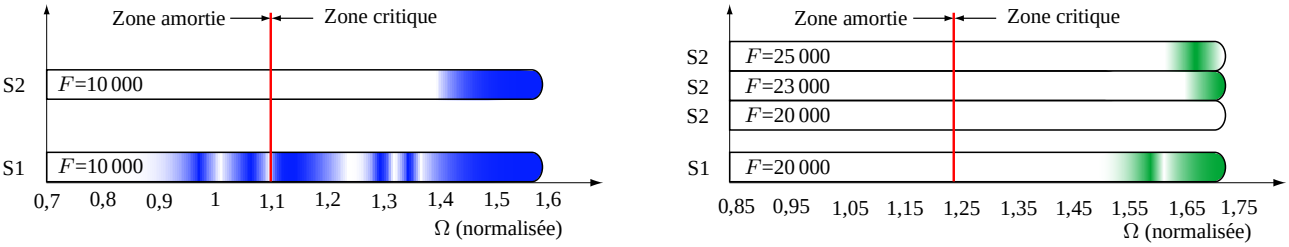
(a) Régime amorti : $\Omega = 1{,}5$ (n_d=2) (b) Régime entretenu : $\Omega = 1{,}725$ (n_d=3). (c) Régime bloqué : $\Omega = 1{,}95$ (n_d=2)

FIGURE 6 – Distances aubes/carter (——) pour les différents régimes d'interaction détectés, jeu initial (——)

de frottement μ est fixé à $\mu = 0{,}2$ et les simulations sont conduites pour plusieurs vitesses de rotation de la roue aubagée. Deux valeurs du paramètre n_d sont considérées pour le carter : $n_\mathrm{d} = 2$ et $n_\mathrm{d} = 3$. Sur l'ensemble des simulations réalisées, les trois types de régimes d'interaction présentés dans la section 4 sont détectés : des régimes de type amorti 6(a), de type entretenu 6(b) et de type bloqué 6(c).

L'absence de restrictions cinématiques sur la roue aubagée entraîne une modification de comportement dans le cas des régimes bloqués : sur la figure 6(c), contrairement à ce qui peut être observé sur la figure 4(c) où il est rappelé qu'outre le carter, la roue aubagée est aussi projetée sur les deux modes à n_d diamètres, les aubes qui ne restent pas en contact permanent avec le carter continuent de vibrer.

Le fait de comparer le type des régimes détectés en fonction des restrictions cinématiques permet de constater que ces restrictions favorisent la détection des régimes d'interaction. De telles comparaisons ont



(a) Régimes bloqués (▬) détectés pour n_d=2. (b) Régimes entretenus (▬) détectés pour n_d=3.

FIGURE 7 – Régimes avec (S1) et sans (S2) restrictions cinématiques

été conduites dans le cas $n_\mathrm{d} = 2$ (figure 7(a)) et $n_\mathrm{d} = 3$ (figure 7(b)). Dans les deux cas, la suppression des restrictions cinématiques entraîne une raréfaction des modes d'interaction détectés. Plus précisément, dans le cas $n_\mathrm{d} = 3$, pour les simulations réalisées avec le modèle plus riche (S2), il faut augmenter l'amplitude de l'effort appliqué sur le carter pour détecter des régimes d'interaction similaires à ceux observés avec le modèle le plus pauvre (S1). Ces résultats montrent que les restrictions cinématiques induites par la projection modale des structures étudiées favorisent artificiellement la détection des régimes d'interaction, et ce, à tel point que des régimes bloqués sont détectés pour des vitesses de rotation inférieures à la vitesse critique dans le cas $n_\mathrm{d} = 2$ sur la figure 7(a). Ces résultats sont cohérents avec les conditions d'interaction [4] en ce sens que la projection modale élimine la condition (2) de vibration à la fréquence propre du mode à diamètre. Les restrictions cinématiques favorisent la coïncidence géométrique entre le carter et la roue aubagée et la détection d'interaction modale devient, comme le montrent les résultats de notre étude, essentiellement dépendante de la vitesse de rotation de la roue aubagée.

7 Conclusion

En plus des simulations présentées dans notre étude, des simulations ont été réalisées en éliminant les restrictions cinématiques imposées sur le carter : en considérant le modèle réduit de la roue aubagée par méthode de Craig-Bampton et le modèle éléments finis du carter. Les temps de calculs deviennent alors très pénalisants (étant en moyenne multipliés par trois) et malgré plusieurs simulations pour différentes vitesses de rotation et coefficients de frottement, aucun régime d'interaction n'a pu être identifié.

Les résultats présentés montrent que les restrictions cinématiques imposées sur les modèles de roue aubagée et de carter favorisent la détection des régimes d'interaction. Ce résultat est valable quelle que soit la manière dont ces restrictions sont imposées : par condensation ou par projection sur des modes à diamètres. De plus, l'occurrence des régimes d'interaction est d'autant plus grande que les modèles sont pauvres.

Toutefois, l'utilisation des restrictions cinématiques peut s'avérer utile car elles permettent de diminuer fortement les temps de calculs et peuvent être utiles pour évaluer en première approximation l'influence, par exemple, de paramètres matériaux ou du coefficient de frottement.

L'ensemble de ces résultats montre qu'il semble peu probable qu'une interaction modale naisse sans facteur extérieur.

Remerciements

Les remerciements sont adressés à l'entreprise Snecma pour son soutien technique et financier. Ce travail a été réalisé dans le cadre du programme de recherche MAIA financé par le CNRS, l'ONERA et le groupe SAFRAN.

Références

[1] Legrand, M. . Modèles de prédiction de l'interaction rotor/stator dans un moteur d'avion. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Nantes, Nantes, France, 2005.

[2] Legrand, M., Pierre, C., Cartraud, P., Lombard, J.P. . Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction. Journal of Sound and Vibration, 319(1-2), 366–391, January 2009.

[3] Schmiechen, P. . Travelling wave speed coincidence. PhD Thesis, College of Science, Technology and Medicine, London, UK, 1997.

[4] Berthillier, M., Mascarell, J.-P. . Vibration des roues aubagees : etude de l'interaction rotor-stator, Rapport interne SNECMA YLEC N DR/152/91. 1991.

[5] Raveendranath, P., Singh, G., Pradhan, B. . Free vibration of arches using beam element based on a coupled polynomial displacement field. Journal of Computational and applied mathematics, 168, 383–391, 2000.

[6] Craig, R.R.Jr., Bampton, M.C.C. . Coupling of structures for dynamic analyses. AIAA Journal, 6(7), 1313–1319, 1968.

[7] Craig, R.R.Jr., Chang, C.J. . On the use of attachment modes in substructure coupling for dynamic analysis. presented at AIAA/ASME 18^{th} Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, San Diego, CA, pages 89–99, 1977.

[8] MacNeal, R.H., . A hybrid method of component mode synthesis. Journal of Computers and Structures, 1(4), 581–601, 1971.

[9] Rixen, D.J. . A dual Craig-Bampton method for dynamic substructuring. Journal of Computational and applied mathematics, 168, 383–391, 2004.

[10] Batailly, A., Legrand, M., Cartraud, P., Pierre, C., Lombard, J.P. . Study of component mode synthesis methods in a rotor-stator interaction case. ASME-IDETC07, 2007.