

# Etude du comportement vibratoire des redresseurs sectorisés monobloc : approches numérique et expérimentale

A. C. Sall<sup>a,c</sup>, F. Thouverez<sup>a</sup>, L. Blanc<sup>a</sup>, C. Gibert<sup>a</sup>, X. Ottavy<sup>b</sup>, P. Kulisa<sup>b</sup>, P. Jean<sup>c</sup>

a. LTDS, Ecole Centrale de Lyon, France

b. LMFA, Ecole Centrale de Lyon, France

c. Snecma Groupe SAFRAN, Site de Villaroche, France

## Résumé :

*Les redresseurs de compresseur de turbomachine axiale sont soumis à de la fatigue vibratoire. Or leur réalisation par assemblage de secteurs monobloc rend leur modélisation difficile (absence de symétrie cyclique, sensibilité au désaccordage). Le but est de présenter une stratégie de calcul robuste basée sur une modélisation stochastique de la structure et sur un calcul instationnaire tridimensionnel du chargement fluide. Des essais réalisés sur le compresseur HP multiétages CREATE permettent d'évaluer les niveaux de vibration sur un secteur de redresseur instrumenté pour valider le modèle.*

## Abstract :

*Stator vanes which are used in axial compressors are subject to vibratory fatigue. Furthermore, their manufacturing by assembly of monoblock sectors makes their modelling difficult (cyclic symmetry properties are lost, sensitivity to mistuning is strong). The purpose is to present a robust prediction strategy based on a stochastic model of the structure and on 3D unsteady calculation of the fluid loads. Tests have been performed on the CREATE HP multistage compressor to evaluate the vibratory levels on an instrumented sector to validate the model.*

**Mots clefs :** vibration d'aubages ; désaccordage ; chaos polynomial

## 1 Introduction

La recherche de performances accrues conduit à une évolution des turbomachines modernes vers des designs où la masse est réduite. Il s'ensuit des choix technologiques avec des aubages moins nombreux, donc soumis chacun à une charge plus élevée, et avec des pièces complètement ou partiellement monobloc qui présentent un amortissement dû à la structure plus faible que les pièces réalisées par assemblage. De telles pièces sont aussi plus sensibles aux effets du désaccordage associé aux dispersions de fabrication [1, 2]. Ces effets consistent en particulier en une amplification des niveaux dynamiques constatés par rapport aux niveaux prédits pour une pièce théorique accordée : cela est dû à la localisation des vibrations sur certains aubages. C'est d'autant plus gênant que parmi les sollicitations subies en fonctionnement stable, les vibrations induites par les phénomènes aérodynamiques instationnaires périodiques corrélés à la vitesse de rotation de la machine (tels que les effets potentiels ou les effets de sillage) sont prépondérantes pour le dimensionnement à la fatigue.

Dans le cas des redresseurs de turbomachines axiales - qui sont les roues aubagées fixes qui redirigent le flux en sortie des roues mobiles pour augmenter l'efficacité aérodynamique de chaque étage de compression - les pièces sont non seulement monobloc mais aussi sectorisées pour faciliter la fabrication. Les effets du désaccordage interagissent donc avec les effets de la sectorisation pour rendre encore plus fausses les hypothèses de symétrie cyclique classiquement utilisées pour faciliter les calculs en bureau d'études. Ainsi, la tendance actuelle à alléger les designs conduit à des niveaux dynamiques

plus élevés et plus difficiles à prédire. L'objectif de ces travaux est de fournir un outil de prédiction robuste pour le calcul des niveaux vibratoires sur un redresseur sectorisé monobloc.

Au niveau de la modélisation, les difficultés sont liées aux facteurs suivants. D'abord, l'abandon des hypothèses de symétrie cyclique est très coûteux en temps de calcul car l'ensemble des aubes d'un secteur doivent être prises en compte simultanément. Une technique de sous-structuration est donc utilisée pour réduire la taille du modèle. De plus, la situation dynamique de la structure est rendue complexe par la présence de nombreux modes de fréquences proches et très peu amortis, il s'ensuit que leur réponse est très sensible aux incertitudes liées au désaccordage mais aussi à celles liées au contenu spectral de l'excitation. La méthode des éléments finis stochastiques spectraux est donc retenue pour intégrer ces incertitudes. Un soin particulier est aussi apporté à l'estimation des niveaux d'amortissement modal - qui pilotent directement l'amplitude des réponses - et au calcul de la fonction de forçage. Des essais partiels sur un secteur fournissent des données structurales réalistes et caractéristiques de la famille de pièces étudiée, tandis qu'un calcul CFD instationnaire fournit les profils de pression sur les aubages. Le calcul de réponse forcée est alors effectué. La difficulté consiste ensuite à obtenir des données pour la validation qui soient représentatives des phénomènes présents dans les turbomachines réelles. Le compresseur HP multiétages CREATE fournit le véhicule nécessaire à de telles mesures, via des jauges d'extensométrie disposées sur un secteur de redresseur sollicité par le flux aérodynamique dans une plage de fonctionnement choisie pour atteindre des conditions vibratoires de niveau suffisamment élevé pour permettre la comparaison avec les calculs.

Après une présentation de la pièce support de l'étude et de son environnement machine, le plan suit les étapes de la démarche qui consistent à proposer une stratégie de modélisation, à l'alimenter par des données d'essais afin d'avoir des ordres de grandeur réalistes pour les paramètres du modèle, puis à réaliser une prédiction de réponse forcée qui est comparée aux résultats d'essais sous chargement aérodynamique pour validation.

## 2 Présentation du cas-test

Le secteur de redresseur étudié (fig. 2, à gauche) appartient au premier étage de CREATE - Compresseur de Recherche pour l'Etude des effets Aérodynamiques et TEchnologiques, installé sur le banc d'essai 2MW du LMFA [3] (fig. 1). Il s'agit d'un compresseur tri-étage très proche des machines réelles utilisées dans les turboréacteurs pour l'aviation civile. Il est représentatif en termes de géométrie et de vitesse d'entraînement des étages médian/aval des compresseurs haute pression modernes qui se trouvent avant les chambres de combustion. Cette machine a été dessinée et fabriquée par Snecma pour réaliser des études paramétriques mécaniques et aérodynamiques [4] et valider les méthodes de simulation numériques impliquées dans la conception des turboréacteurs de nouvelles générations.

## 3 Modélisation stochastique d'un secteur de redresseur

La réponse forcée du redresseur est calculée en base modale. Dans le modèle choisi, le caractère aléatoire des modes provient d'un aléa sur le module d'Young du matériau constituant chaque aube, la masse volumique et la géométrie restant déterministes. Le secteur est partitionné en ensembles de secteurs unitaires (comportant une seule aube) dont le module d'Young est décrit par une même variable aléatoire. Cette stratégie permet de décrire des motifs de désaccordage du type ABAB par exemple quand des écarts de raideur entre aubes adjacentes se répètent d'un couple d'aube au couple voisin. Dans le cas le plus quelconque, il faut associer une variable aléatoire à chaque secteur unitaire, ce qui est plus coûteux.

Le problème aléatoire aux valeurs propres s'écrit [5] :  $\left([K] + \widetilde{[K]} - \widetilde{\omega}_k^2 [M]\right) \{\widetilde{\phi}_k\} = 0$ ; où  $\widetilde{[K]}$  désigne la partie aléatoire de la matrice de raideur, développée ensuite à l'aide d'une expansion de Karhunen-Loève;  $\widetilde{\omega}_k$  et  $\{\widetilde{\phi}_k\}$  sont respectivement les pulsations propres aléatoires et les vecteurs propres aléatoires du mode aléatoire  $k$  à déterminer. Les pulsations sont décomposées sur la base du chaos polynomial - [6] - et les formes propres sur la base des modes déterministes, les coefficients de projection des formes

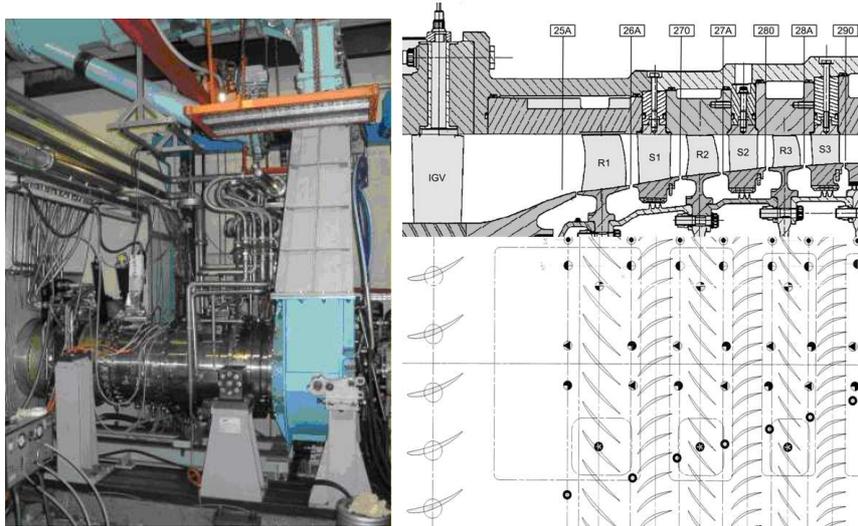


FIGURE 1 – Vue générale du banc 2MW du LMFA - Coupe du compresseur CREATE

propres étant à leur tour décomposées sur la base du chaos polynomial. Les coefficients du chaos, inconnus du problème, sont évalués grâce à un algorithme itératif de type Newton-Raphson.

En pratique, pour réduire la taille des calculs, un super-élément est créé par la méthode de Craig-Bampton [7] à partir d'un secteur unitaire. Des détails sur la construction du modèle réduit stochastique et sur sa validation dans un cas académique figurent dans [8].

#### 4 Estimation des paramètres du calcul de réponse forcée

Au niveau structural, plusieurs calculs déterministes sont réalisés sur un secteur de redresseur, à partir de plusieurs tirages de valeurs de module d'Young, afin d'étudier sa sensibilité au désaccordage [9]. Les résultats montrent que la répartition fréquentielle des modes en "paquets" à forte densité modale (fig. 2, à droite) est qualitativement peu affectée par le désaccordage : un "paquet" de modes de flexion des aubes reste un "paquet" de même nature. Les formes propres, par contre, sont très sensibles : les permutations de modes sont fréquentes d'un tirage à l'autre et les motifs d'aubes qui vibrent ensemble changent radicalement. Des essais préliminaires sur un secteur de redresseur isolé permettent de préciser la position fréquentielle des "paquets" de modes, ainsi que d'estimer les taux d'amortissement associés à chacun (de l'ordre de 0.1%). Les caractéristiques aléatoires finalement retenues pour les calculs sont les suivantes : un écart-type sur le module d'Young de 1% et un motif à deux variables aléatoires de type ABAB.

Au niveau aérodynamique, le point de fonctionnement du compresseur retenu pour les calculs du chargement fluide est choisi de manière à ce que le niveau de vibrations soit suffisant pour être significatif. Le point de vannage est tel que la charge moyenne sur les aubages, donc les fluctuations dues aux sillages, soient d'amplitude proche du maximum admissible avant pompage. La vitesse de rotation du banc est calculée pour que la fréquence de l'harmonique dominante produite par la roue mobile amont coïncide avec la fréquence centrale du deuxième "paquet" de modes. La vitesse de rotation  $\omega$  de la machine et le nombre d'aubages  $N_a$  de la roue mobile amont imposent la pulsation dominante  $\omega N_a$ . La fréquence visée, prédite par l'étude structurale, est recalée lors d'une montée en régime du banc réalisée avant le calcul aérodynamique.

Les simulations aérodynamiques permettant d'estimer la fonction de forçage (fig. 3) sont réalisées à l'aide du code elsA développé par l'Onera [10]. Ce code dédié aussi bien à la recherche qu'à des applications industrielles, a été validé pour des applications en aérodynamique externe et en turbomachines [11]. Il résout les équations tridimensionnelles compressibles de Navier-Stokes selon une approche de volumes finis. Les maillages utilisés sont structurés de multi-blocs. Les équations sont discrétisées dans

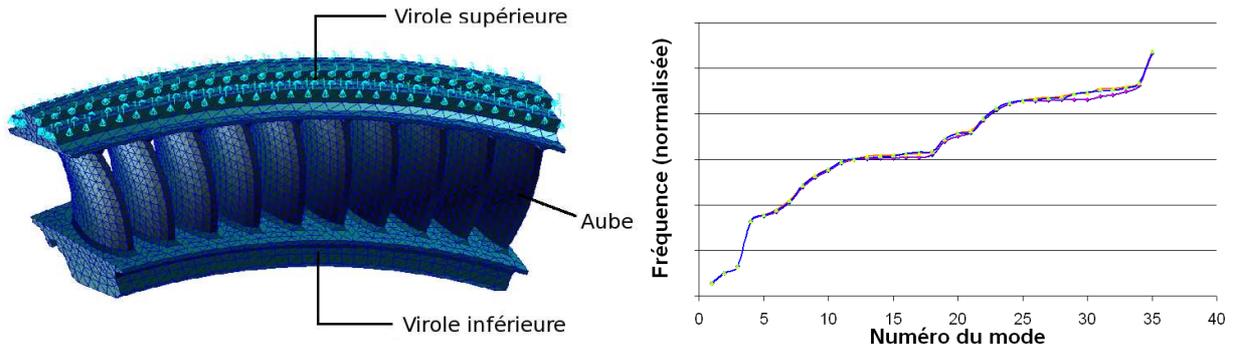


FIGURE 2 – Modèle numérique du secteur étudié (à gauche) et répartition fréquentielle des modes pour différents tirages de modules d'Young (à droite)

le repère relatif selon le schéma centré de Jameson. Des termes de dissipation du second et quatrième ordre sont ajoutés pour assurer la stabilité numérique. L'intégration en temps est basée sur un schéma backward Euler associé à une méthode de factorisation LU. La modélisation turbulente utilisée est basée sur un modèle à deux équations de transport de l'énergie cinétique turbulente et de l'échelle de longueur turbulente. Des conditions limites classiques sont utilisées. En amont du domaine la pression totale la température totale et la direction de la vitesse sont imposées. A l'aval du domaine un équilibre radial est appliqué. Sur les parois solides, des conditions classiques d'adhérence sont imposées. Dans le cadre de cette étude, les simulations instationnaires sont basées sur une approche chorochronique qui suppose que les effets instationnaires sont liés uniquement à la rotation. La convergence des calculs est observée sur la conservation du débit amont-aval en moyenne temporelle.

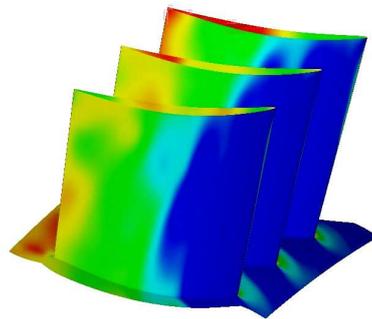


FIGURE 3 – Pression instationnaire calculée, à un instant donné, sur trois aubes du redresseur étudié

## 5 Calcul de la réponse forcée aléatoire

Le calcul est mené dans le cadre d'un couplage fluide-structure faible. Les effets du fluide sur la structure se limitent à une pression oscillante imposée. L'amortissement provoqué par le fluide n'est pas pris en compte. La première harmonique du signal de pression - circonférentiellement et relativement à un canal interaube - est appliquée sur les faces intrados et extrados de chaque aube du secteur de redresseur étudié. Cette charge défilante est caractérisée par sa pulsation  $\omega N_a$  et par son déphasage interaubes,  $\frac{2\pi}{N_r}$ , associé au nombre total d'aubage du redresseur considéré,  $N_r$ .

La fig. 4 montre les niveaux de déplacement moyen (normalisés) et leurs écarts-types à mi-corde et au niveau du bord de fuite - obtenus au point de fonctionnement étudié par la méthode stochastique et par la méthode de Monte Carlo qui sert de référence. La concordance est globalement très bonne. La méthode stochastique est 30 fois plus rapide que la méthode de Monte Carlo avec 20 000 tirages.

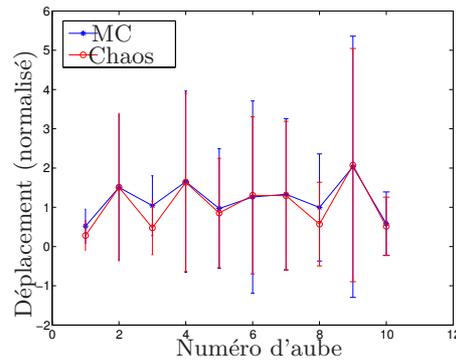


FIGURE 4 – Déplacements (moyennes et écarts-types à  $\pm\sigma$ ) prédits à mi-corde, côté bord de fuite

## 6 Validation du calcul par des essais sur le banc CREATE

Pour les essais sous chargement aérodynamique, le secteur étudié est instrumenté à l'aide de jauges d'extensométrie. La réponse de la jauge équipant la 6<sup>e</sup> aube est tracée sous la forme d'une transformée de Fourier glissante en fonction du régime moteur, lors d'une accélération lente couvrant la bande de fréquences d'excitation cible (fig. 5). Les ordres d'excitation moteur 64 et 128 correspondent aux harmoniques 1 et 2 de l'excitation par la roue mobile amont (64 aubages) et par la roue mobile aval (80 aubages). Ainsi, pour la vitesse de rotation correspondant à la coïncidence qui a servi pour spécifier les paramètres du calcul aérodynamique, l'amplitude de la réponse du "paquet" de modes excités au niveau de l'aube d'intérêt est mesurée sur le pic maximal.

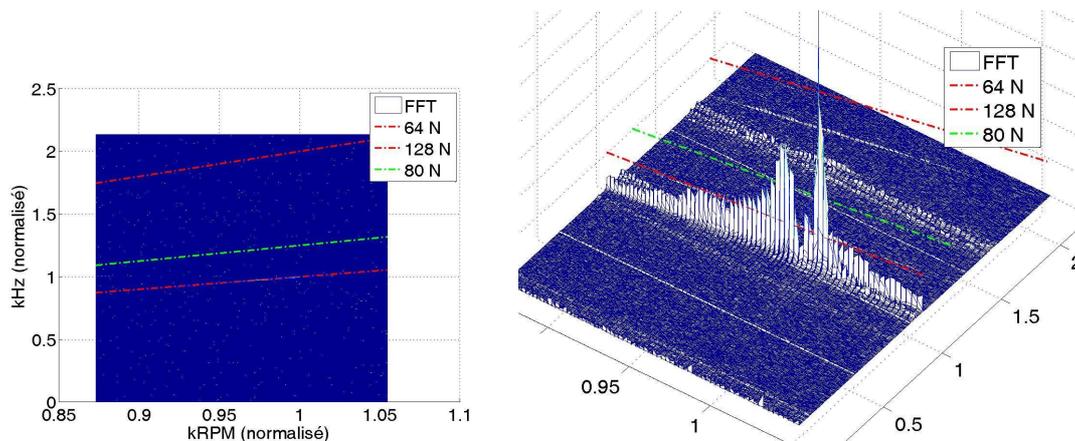


FIGURE 5 – FFT glissante du signal mesuré sur la 6<sup>e</sup> aube (amplitudes non calibrées)

## 7 Conclusions et perspectives

La méthode présentée ici permettra, à terme, de prédire le comportement dynamique complexe des redresseurs sectorisés avec un surcoût *a priori* acceptable pour la chaîne de conception. Elle servira à maîtriser l'effet de variabilités structurales sur la réponse forcée et pourra fournir une assistance au contrôle de prototypes en indiquant quelles sont les aubes les plus sensibles au désaccordage - avec les plus fortes variabilités de niveau attendues - pour y placer des jauges. Il sera aussi possible de tester les effets de motifs de désaccordage intentionnel sur les niveaux de réponse.

Les pistes de développement incluent la prise en compte d'incertitudes sur l'excitation, tant au niveau de la fréquence de rotation imposée que de l'évolution des profils de pression associée. Ce dernier point

fait l'objet d'une campagne de validation des calculs aérodynamiques utilisés ici par des mesures de pression instationnaire au voisinage des zones d'intérêt. Pour plus de réalisme, il serait aussi opportun de tenir compte des effets d'amortissement aérodynamique du fluide dans le modèle. Il est par ailleurs envisagé de simuler la réponse forcée en présence d'un couplage fluide-structure fort pour rendre compte des variations de paramètres modaux occasionnées par la présence du fluide : a priori faibles, ces variations pourraient avoir un effet important en présence de désaccordage sur des modes faiblement amortis. Au-delà du calcul de réponse forcée, ces développements fourniraient des éléments utiles à la prédiction du risque de flottement.

## Remerciements

- à l'Institut Carnot I@L - Ingénierie@Lyon - pour son soutien financier dans le cadre du projet COSMIQ, structurant les interactions entre le LTDS et le LMFA ;
- à la Société Snecma (groupe Safran) pour son soutien technique et financier. Les calculs structuraux s'inscrivent dans le projet fédérateur MAIA de recherche et technologie en mécanique soutenu par le CNRS, l'ONERA et le groupe Safran.
- au CNRS et à la société Snecma (groupe Safran) pour leur soutien au programme de recherche autour du compresseur CREATE.
- à Sébastien Goguy, Gilbert Halter, Pierre Laucher et Benoit Paoletti pour leur travail sur le banc d'essai 2MW du LMFA ainsi que sur les chaînes d'acquisition associées ;
- à Vsevolod Kharyton et Stéphane Lemahieu pour leur aide respectivement au niveau numérique et au niveau des mesures par jauges d'extensométrie.

## Références

- [1] Srinivasan, A. V. (1984) Vibrations of bladed disks assemblies. A selected survey. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, **106**, 165–168.
- [2] Mbaye, M., Soize, C., Ousty, J. P., and Capiez-Lernout, E. (2009) Robust analysis of design in vibration of turbomachines. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, Orlando, Florida, USA.
- [3] Mersinligil, M., Brouckaert, J. F., Courtiade, N., and Ottavy, X. (2011) A high temperature high bandwidth fast response total pressure probe for measurements in a multistage axial compressor. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, Canada.
- [4] Gourdain, N., Ottavy, X., and Vouillarmet, A. (2009) Experimental and numerical investigation of unsteady flows in a high speed three stages compressor. pp. 247–266, Proceedings of the 8th European Conference on Turbomachinery, Graz, Austria.
- [5] Dessombz, O. (2000) *Analyse Dynamique de Structures comportant des Paramètres Incertains*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon.
- [6] Ghanem, R. G. and Spanos, P. D. (1991) *Stochastic Finite Elements : A Spectral Approach*. Springer-Verlag.
- [7] Craig, R. R. and Bampton, M. C. C. (1968) Coupling of substructures for dynamic analysis. *AIAA journal*, **6**, 1313–1319.
- [8] Sall, A. C., Thouverez, F., Blanc, L., and Jean, P. (2011) Stochastic behaviour of mistuned stator vanes sectors : an industrial application. Proceedings of International Conference on Structural Engineering Dynamics, ICEDyn 2011, Tavira, Portugal.
- [9] Sall, A. C., Thouverez, F., Blanc, L., Jean, P., and Ottavy, X. (2010) Prediction of the vibratory behaviour of monoblock sectorised stator vanes. Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK.
- [10] Cambier, L. and Veillot, J. P. (2008) Status of the elsA CFD software for flow simulation and multi-disciplinary applications. 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, USA.
- [11] Deslot, C., Kulisa, P., and Bario, P. (2008) Numerical investigation on potential effects induced by rotor-stator interaction in an axial turbine. *International Review on Modelling and Simulation*, **1**, 335–364.