

Dynamique non-linéaire d'un bi-rotor aubagé

M. Gruin^{1,2}, F. Thouverez¹, E. Sarrouy¹,
P. Jean²

¹ LTDS, École Centrale de Lyon, France, {marion.gruin, fabrice.thouverez, emmanuelle.sarrouy}@ec-lyon.fr

² Snecma - Groupe SAFRAN, France, pierrick.jean@sneema.fr

Résumé — L'optimisation des designs moteurs conduit à une augmentation des couplages dynamiques entre les différents organes. En effet, l'amélioration des performances des turboréacteurs passe souvent par l'utilisation d'architectures multi-rotors. Cette architecture conduit à une situation dynamique plus complexe car, les différents balourds présents sur les rotors – n'ayant pas les mêmes vitesses de rotation – génèrent une excitation multi-harmonique sur les différents éléments de la structure.

De plus, dans le contexte des moteurs avec une architecture bi-rotor, des résultats d'essai montrent qu'il est nécessaire de considérer, dès la conception, l'influence de la dynamique de l'arbre Haute Pression (HP) sur les aubages de l'arbre Basse Pression (BP). Ce couplage naturel remet en cause les critères de dimensionnement des roues BP qui, jusqu'ici, n'intégraient pas l'influence du rotor HP. Généralement, les modèles de dynamique d'ensemble reposent sur des modèles simplifiés des différents organes moteurs, le rotor HP et le rotor BP [1]. Les modèles de roues aubagées, eux, sont classiquement des modèles éléments finis, représentatifs de la géométrie réelle, permettant d'assurer un dimensionnement précis de la structure. Cependant, les modèles dynamique d'ensemble, qui intègrent l'intégralité de la machine, sont les seuls à fournir les excitations de nature structurale, à savoir les excitations de type balourd HP et balourd BP. L'un des enjeux de ces travaux consiste donc en la simulation combinée d'un problème de dynamique d'ensemble avec celui plus spécifique des roues aubagées.

D'autre part, la roue aubagée de turbine BP a une géométrie spécifique impliquant des non-linéarités de type contact en tête d'aube. La présence de non-linéarités dans le système conduit à mettre en œuvre des algorithmes de résolution non-linéaire adaptés.

Les objectifs de ce travail sont donc premièrement, de mettre en place un modèle couplant deux niveaux de modélisation, à savoir simplifié pour les arbres et détaillé pour le roue aubagée, en considérant les non-linéarités, et deuxièmement, de développer un outil numérique capable de simuler le comportement vibratoire du système sous excitation multi-harmonique.

Le système étudié est un bi-rotor flexible composé d'un arbre HP et d'un arbre BP sur lequel est fixé une roue aubagée. Des disques rigides, non-aubagés, sont présents sur chacun des arbres. Le modèle

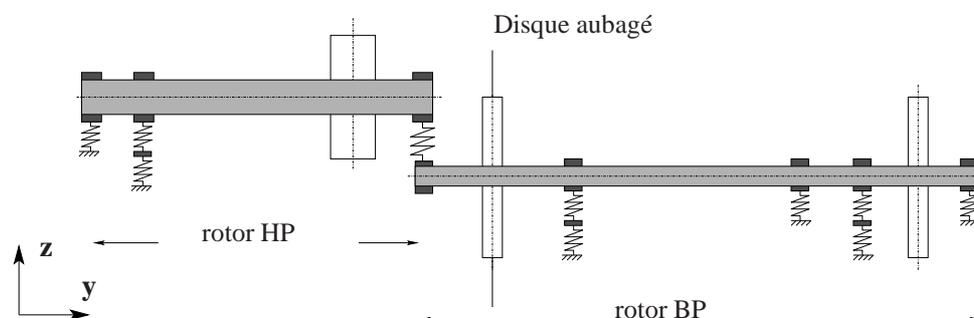


FIGURE 1 – Modèle du bi-rotor aubagé

simplifié de bi-rotor flexible est développé suivant une approche énergétique de Rayleigh-Ritz. Il se base sur le même type d'approximations que celles décrites dans les travaux de Sinha [2]. Les poutres sont

de type Euler-Bernoulli. Les disques rigides sont modélisés par des masses concentrées et des inerties en rotation. Les deux rotors sont suspendus par des paliers représentés par des raideurs et des amortissements ponctuels. Ils sont connectés entre eux par un palier inter-arbre et tournent indépendamment, avec leur propre vitesse de rotation.

Le modèle de roue aubagée consiste en un disque représenté par ses caractéristiques inertielles et des aubes, modélisées par des poutre d'Euler-Bernoulli encastrées sur le disque.

Le modèle analytique a été complètement développé dans le repère tournant afin de s'affranchir des termes périodiques liés aux aubes.

Dans un premier temps, des études sont réalisées sur ce modèle linéaire. L'analyse de l'évolution des fréquences propres du bi-rotor aubagé en fonction de la vitesse de rotation permet de comprendre la dynamique du système couplé et d'identifier les vitesses critiques indiquant les résonances du système. L'évolution des fréquences propres du bi-rotor en fonction de la vitesse de rotation est pilotée par les effets gyroscopiques. En revanche, l'évolution des fréquences propres des aubes est pilotée par les effets centrifuges, introduits dans le modèle par un potentiel de précontrainte. Ces études linéaires permettent également de mettre en évidence des couplages de modes au travers de phénomènes de type *locus veering* [4].

Dans un second temps, la non-linéarité en tête des aubes est ajoutée. Cette non-linéarité est modélisée par un jeu avec contact unilatéral, elle est forte et non-régulière. Parmi les méthodes d'analyse non-linéaire permettant d'étudier le système en prenant en compte ces non-linéarités, nous avons retenu la méthode de balance harmonique [5]. Elle permet en effet d'obtenir les réponses dynamiques non-linéaires stationnaires en un temps de calcul raisonnable par rapport aux méthodes temporelles classiques. Le traitement des efforts non-linéaires se fait alors à l'aide d'une procédure d'alternance temp/fréquence (AFT) [6]. Cette méthode est couplée à une technique de continuation de type arc-length de façon à obtenir les réponses non-linéaires sous excitation multi-harmonique pour différentes vitesses de rotation. Les simulations du système couplé avec la prise en compte de ces efforts non-linéaires fournissent des ordres de grandeur sur la réponse des aubes soumises aux balourds HP et BP. Les études non-linéaires ont été réalisées sur un système accordé et un système désaccordé. L'analyse vibratoire de ces études permet de comprendre l'impact des éléments non-linéaires sur la dynamique du système global. Enfin, des études de stabilité sont réalisées sur les réponses non-linéaires en faisant le calcul des coefficients de Floquet. Ces études sont effectuées sur le système accordé soumis d'abord au balourd BP puis au balourd HP et enfin soumis à l'excitation multi-harmonique balourd HP et balourd BP. Les mêmes analyses sont réalisées sur le système désaccordé. Elles permettent de mettre en évidence des plages de vitesse de rotation pour lesquelles la branche solution principale est instable.

Mots clés — Dynamique non-linéaire, rotor, roue aubagée, contact, balance harmonique.

Références

- [1] M. Lalanne, G. Ferraris. *Rotordynamics Prediction in Engineering*, second ed. Wiley, 1997.
- [2] S. K. Sinha. *Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with Coulomb damping due to tip-rub*, Journal of Sound and Vibration, vol. 273, no. 4-5, pp. 875-919, 2004.
- [3] M. Guskov, J.-J. Sinou, F. Thouverez. *Multi-dimensional harmonic balance applied to rotor dynamics*, Mechanics Research Communications, vol. 35, Issue 8, pp. 537-545, 2008.
- [4] C. Pierre. *Mode localization and eigenvalue loci veering phenomena in disordered structures*, Journal of Sound and Vibration, 126(3) :485-502, 1988.
- [5] S. Narayanan, P. Sekar. *A frequency domain based numeric-analytical method for non-linear dynamical systems*, Journal of Sound and Vibration, vol. 211, n° 3, p. 409-424, 1998.
- [6] T. Cameron, J. Griffin, *An Alternating Frequency/Time domain method for calculating the steady-state response of non-linear dynamic systems*, Journal of Applied Mechanics, vol., p. 149-154, 1989.