



HAL
open science

Unbalance response of a dual shaft test rig with a squeeze film damper: design, prediction and experiment.

Mikhail Guskov, Claude Gibert, Lionel Sanchez, Fabrice Thouverez

► To cite this version:

Mikhail Guskov, Claude Gibert, Lionel Sanchez, Fabrice Thouverez. Unbalance response of a dual shaft test rig with a squeeze film damper: design, prediction and experiment.. CFM 2009 - 19ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2009, Marseille, France. ⟨hal-03391004⟩

HAL Id: hal-03391004

<https://hal.science/hal-03391004v1>

Submitted on 21 Oct 2021

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.



HAL Authorization

Réponse dynamique d'un banc d'essais bi-rotors équipé d'un amortisseur *squeeze-film* : études numérique et expérimentale.

M. GUSKOV^a, C. GIBERT^a, L. SANCHEZ^a, F. THOUVEREZ^a

a. LTDS, CNRS UMR 5513, Ecole Centrale de Lyon, 69130 Ecully

Résumé :

La dynamique d'un banc d'essais bi-rotors avec un roulement interarbre est étudiée. Afin de réduire la sensibilité à balourd, un des paliers est équipé d'un amortisseur de type "Squeeze Film Damper" (SFD). Le dimensionnement de l'amortisseur est présenté, puis les résultats expérimentaux sont exposés avec une comparaison aux données issues de prédictions numériques.

Abstract :

A dual shaft test rig with an intershaft bearing is studied. A squeeze film damper (SFD) is installed on one of the bearings of the rig. Firstly, the design approach is presented which consists to determine the appropriate damping level for the SFD with respect to the eigenmodes of the studied structure and SFD internal design. Secondly, the experiment results are presented and discussed from the point of view of the successfullness of the SFD design and the validity of used models.

Mots clefs : Squeeze Film Damper, dynamique des rotors, dimensionnement, caractérisation expérimentale

1 Introduction

Les tendances actuelles dans le développement des machines tournantes et notamment dans les moteurs d'avion consistent à augmenter le rapport puissance/poids. Cela conduit à des chargements plus intenses au niveau des pièces mécaniques et conduit à la nécessité de mettre en place des méthodes de réduction des niveaux vibratoires mais également d'augmenter la stabilité des systèmes.

Une des solutions développées depuis plusieurs décennies, pour apporter une source de dissipation sur les parties non-tournantes d'un système à rotor, consiste à utiliser un ou plusieurs paliers à film pincé dit "squeeze film damper" (SFD) [1, 2, 3, 4]. Cette technologie fait intervenir plusieurs phénomènes plus ou moins complexes (Ecoulement de Poiseuille, conditions de fuite aux bords, effets d'inertie, cavitation, thermique ...) qui conditionnent la caractéristique mécanique apparente du composant en fonctionnement. Plusieurs modèles numériques de paliers SFD avec divers degrés de sophistication, ainsi que des moyens expérimentaux dédiés ([5, 4]) sont à la disposition de l'ingénieur pour concevoir et caractériser un palier SFD. Cependant, il convient également de maîtriser l'adaptation de l'impédance mécanique du palier amortisseur à la dynamique propre au système tournant auquel on l'applique afin d'optimiser la performance globale du système dynamique. Dans la mesure où le palier SFD est potentiellement non-linéaire une démarche s'appuyant sur une linéarisation équivalente est utilisée afin de découpler les aspects "composant" et "dynamique" globale selon des hypothèses qui sont validées enfin.

Certaines turbo-machines énergétiques se caractérisent par un cycle aérothermodynamique avec compression importante. Dans ce cas, il convient d'utiliser plusieurs rotors de façon à avoir deux vitesses de rotation, adaptées à des conditions de pression-température différents dans le flux. Ces rotors sont nécessairement reliés au stator par les paliers. Certaines solutions technologiques réalisent l'appui d'un rotor sur l'autre à l'aide de paliers inter-arbres de manière à réduire le nombre de support-paliers afin d'alléger l'ensemble de la structure. L'utilisation de ce type de liaison implique une excitation réciproque des rotors par leur balourds.

Dans la présente étude, on s'intéressera au banc d'essais bi-rotor avec un palier inter-arbres réalisé à l'Ecole Centrale de Lyon [6]. Un des paliers de cette machine est équipé d'un amortisseur de type squeeze-film.

La présentation s'articule de la façon suivante : dans un premier temps, on décrira la machine en tant que système mécanique sans amortisseur, constitué de deux rotors et du stator, ainsi que l'instrumentation associée ; ensuite, la démarche d'introduction de l'amortisseur sera présentée. Enfin, les résultats de mesure de réponse à balourd seront discutés.

2 Description du banc d'essais

Le banc d'essai comporte deux rotors pesant 120 et 60 kg et mesurant 1.7 et 1 m respectivement. Ces deux rotors sont supportés par 5 paliers dont un palier inter-arbres et trois paliers montés dans des support-paliers souples. Chacun des deux rotors est entraîné par son propre moteur électrique, leur rotation relative est découplée grâce au roulement interarbre qui, en revanche, couple leurs vibrations transversales.

L'architecture du banc rappelle ainsi celle d'un turboréacteur bi-rotors comportant un rotor basse pression (BP, rotor 1) et un rotor haute pression (HP, rotor 2), Fig. 1.

En fonctionnement, un rapport constant (2.778) est maintenu entre leurs vitesses de rotation. Les 2 rotors peuvent être corotatifs ou contrarotatifs. La source d'excitation vibratoire est le balourd intentionnel ou résiduel. Le balourd intentionnel est installé sur les disques.

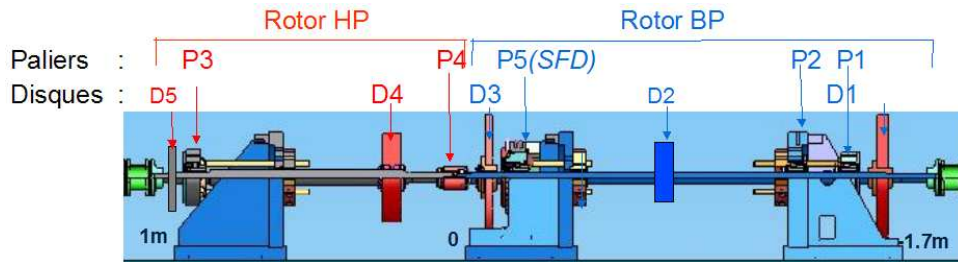


FIG. 1 – Vue d'ensemble du banc DDE. Eléments : D_i - disques, P_i - paliers

2.1 Simulation du Comportement dynamique sans SFD

La situation modale du banc se caractérise par les 4 à 5 premiers modes (en co-rotation et contra-rotation) dans la plage de fonctionnement, comme on peut le voir sur le diagramme de Campbell, Fig. 2.

L'équation de mouvement du système linéaire s'écrit comme suit :

$$M\ddot{x} + (C + \omega G)\dot{x} + Kx + f_s(x, \dot{x}) = g(\omega, t). \tag{1}$$

avec M , C , G , K matrices de masses, d'amortissement, de termes gyroscopiques et de raideurs, x , f_s , g vecteurs de déplacements, de forces d'excitation et de forces non-linéaires (squeeze film) et ω vitesse de rotation. Compte tenu de la différence des vitesses de rotation, les deux rotors excitent un nombre différent de modes : le rotor HP balaye une plage comportant 4 à 5 modes tandis que le rotor BP ne monte que jusqu'à la vitesse critique directe du mode 1.

Caractérisation du banc d'essais sans squeeze-film. Les vitesses critiques sont calculées à partir du problème aux valeurs propres suivant, basé sur une formulation éléments finis [7] :

$$(\omega^2(-M + i\lambda G) + K) x = 0. \tag{2}$$

Les niveaux de réponse à balourd sont calculés à partir de l'équation de la dynamique

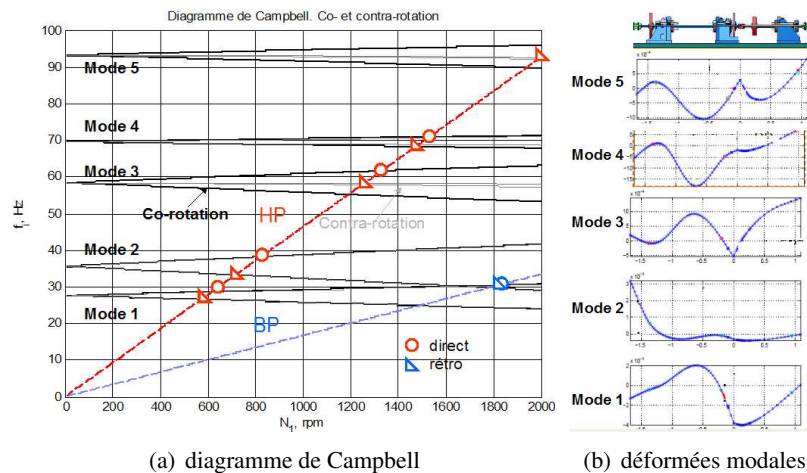
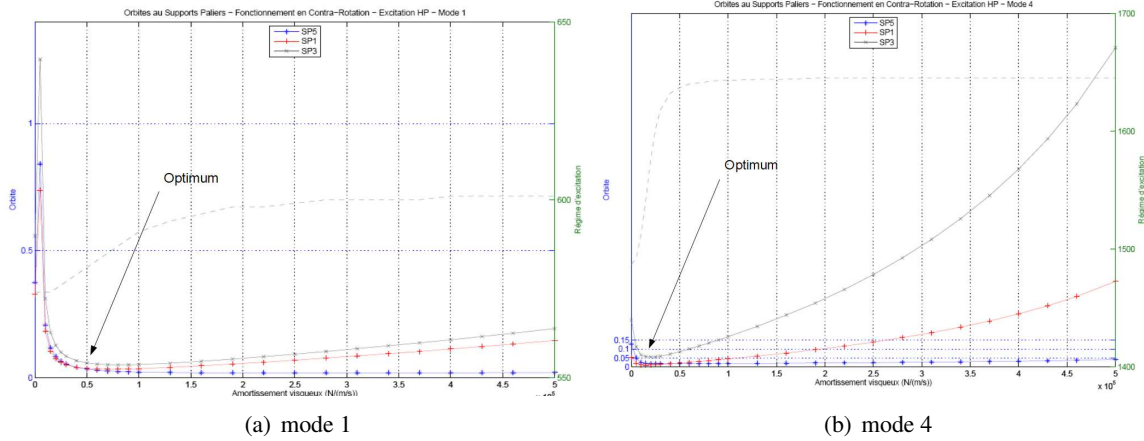


FIG. 2 – Situation modale du banc d'essai en co-rotation.

FIG. 3 – Réponse à balourd aux paliers 1, 3 et 5 pour différentes valeurs de C_v .

$$-M\ddot{\mathbf{x}} + (C + \omega G)\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{g}(\omega). \quad (3)$$

Il se trouve que le palier 5 au rotor BP est considérablement sollicité au passage de plusieurs modes propres du banc d'essais, à savoir les modes 1 et 4, ce qui indique qu'il serait intéressant d'y introduire un palier amortisseur.

3 Introduction du palier SFD

Nous adoptons une stratégie basée sur une linéarisation équivalente du palier SFD représenté par une viscosité pure C_v dans le modèle de dynamique globale. Un modèle hydrodynamique du palier SFD est ensuite utilisé pour déterminer ses paramètres de conception.

3.1 Détermination des viscosités linéaires équivalentes

Ainsi, on calcule dans un premier temps la réponse à balourd pour différentes valeurs de C_v . Comme on peut voir sur Fig. 3, la réponse au P5 (celui où l'amortisseur est installé) diminue de façon monotone avec C_v , tandis que P1 et P3, comme la majeure partie de la structure, passe par un minimum puis augmente. Ce minimum de réponse est atteint pour différentes valeurs de C_v en fonction des modes considérés. On peut donc parler d'une valeur optimale $C_{v, opt}$ pour chaque mode. La valeur finale C_v^f représente donc un compromis. En l'occurrence, la valeur retenue fournit une viscosité légèrement inférieure à l'optimum pour le 1er mode et supérieure à l'optimum pour le quatrième mode.

3.2 Définition du palier SFD

La définition du palier SFD consiste à déterminer les différents paramètres qui influent sur sa caractéristique, ici la viscosité équivalente C_v . Si l'on utilise un modèle physique numérique du palier, on devra déterminer des paramètres qui seront typiquement :

- les dimensions géométriques internes de la cavité fonctionnelle (rayon R , longueur L , jeu radial C)
- la viscosité dynamique μ du fluide dans les conditions de fonctionnement
- la pression d'alimentation
- les conditions aux limites (par exemple les lois de fuite des segments d'étanchéité)

La relation liant ces paramètres à la viscosité constitue le modèle du palier et est généralement non-linéaire [1]. Considérons pour simplifier, un palier fermé à l'une de ses extrémités et alimenté par une gorge circulaire excentrée à l'autre. Si le palier peut être représenté par l'approximation "demi-palier court" [4] non-cavitant et réalise des orbites circulaires centrées on aura alors :

$$C_v = 4\pi\mu R \left(\frac{L}{C}\right)^3 \frac{1}{(1 - (e/C)^2)^{3/2}} \quad (4)$$

où e est le rayon de l'orbite au palier SFD. Ainsi, si l'on considère que le paramètre clef est le jeu radial C et que R , L , μ sont figés par les dimensions du palier existant et le type d'huile ainsi que les conditions de fonctionnement, on peut déterminer C en résolvant

$$C_v(e^*) = C_v^f \quad (5)$$

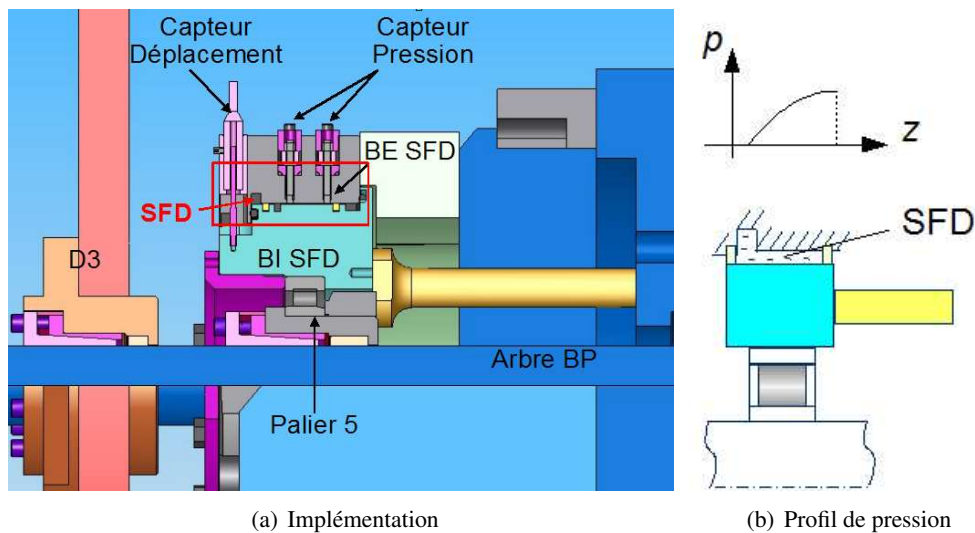


FIG. 4 – Schéma de l'amortisseur réalisé.

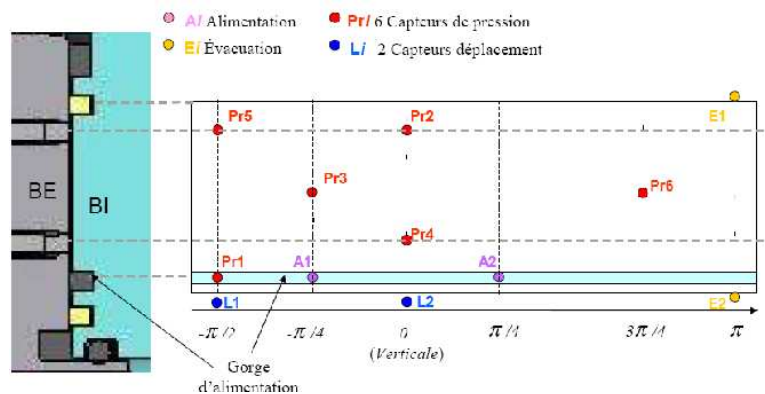


FIG. 5 – Instrumentation du palier avec amortisseur : représentation déroulée

où e^* est l'amplitude de déplacement dans le palier SFD calculée par la réponse à balourd avec la valeur C_v^f sur un mode considéré, présentée en 3.1. Les hypothèses de travail peuvent à présent être validées, notamment la pression d'alimentation minimale nécessaire permettant de prévenir la cavitation est alors donnée par le modèle hydrodynamique. Le dessin de la réalisation de cette démarche est donnée en Fig. 4(a), accompagné d'un schéma de principe 4(b).

Afin de tester l'adéquation du modèle numérique avec le comportement réel du film d'huile, l'amortisseur est équipé de 6 capteurs de pression en différentes positions axiales et circonférentielles, de 2 capteurs de déplacement et de deux accéléromètres, cf Fig. 5.

Une vue d'ensemble du banc d'essais est donnée en Fig. 6. On aperçoit les deux rotors, l'emplacement des support-paliers et des disques, ainsi que les stations de mesure de déplacement de la ligne d'arbres par proximètres.

4 Résultats expérimentaux

Le comportement dynamique du rotor dans ses différentes configurations est caractérisé par ses réponses à un balourd intentionnel prédéterminé.

4.1 Comportement observé sans amortisseur

De façon analogue à la situation décrite dans [6], le comportement du banc d'essais sans l'amortisseur s'est avéré conforme aux prédictions issues du modèle linéaire avec une précision de 5% en termes de vitesses critiques pour les modes cibles (8% pour le mode 3 qui n'est pas concerné par l'étude). Les déformées opérationnelles au passage des vitesses critiques sont proches des déformées modales issues du calcul (2) des vitesses critiques.

La linéarité du système est vérifiée dans ce cas et il est possible d'estimer l'amortissement initial du système dans cette configuration. On notera que compte tenu de l'importance de l'amortissement supplémentaire ap-

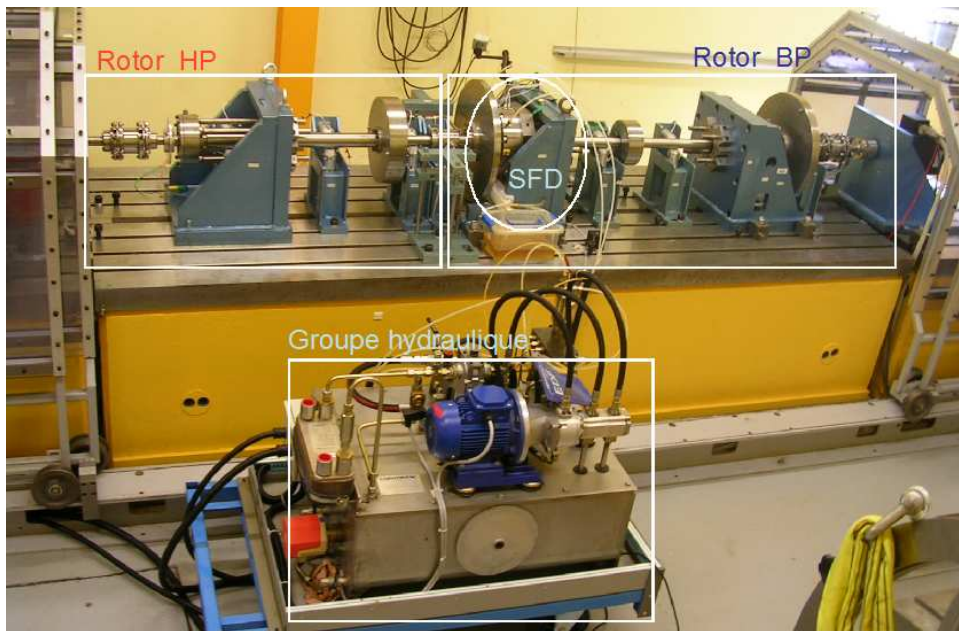


FIG. 6 – Vue d’ensemble du banc d’essai.

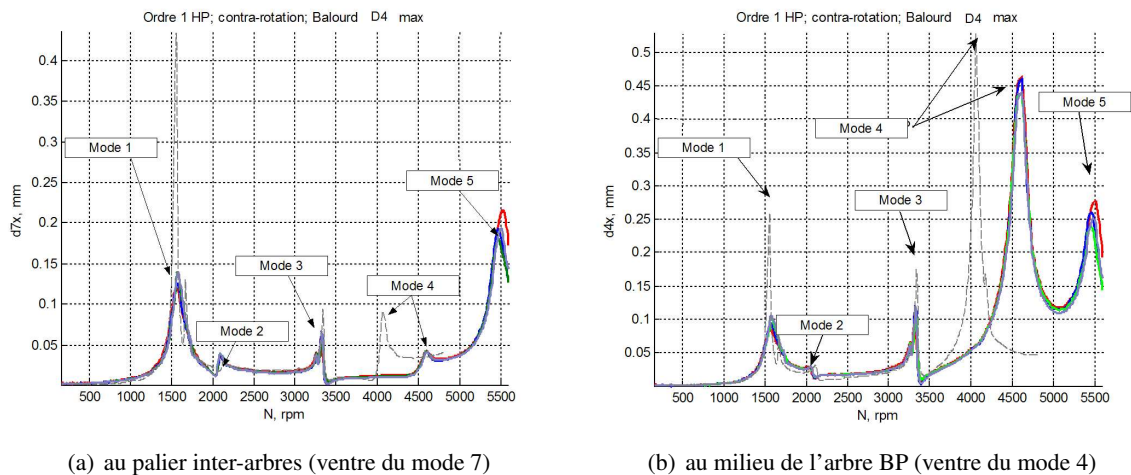


FIG. 7 – Sensibilité à balourd en co-rotation.

porté par le SFD, la définition de celui-ci, voir la section 3, est peu affectée par l’amortissement présent initialement et qui est généralement mal connu.

4.2 Comportement observé avec amortisseur squeeze film

L’introduction d’un amortisseur au palier 5 a surtout impacté les modes “visés” lors du dimensionnement, c’est à dire les modes 1 et 4. En particulier, la sensibilité du mode 1 au balourd du rotor 2 s’est réduite d’un facteur 2 à 3 (Fig. 7(a)) tandis que le mode 4 a subi une légère évolution de sa déformée, accompagnée d’une légère amplification de sa réponse (Fig. 7(b)), ce qui correspond à la valeur sur-optimale de la viscosité de l’amortisseur.

4.2.1 Comportement dans le palier SFD

Les déplacements dans le palier engendrent des excentricités relatives ($\varepsilon = e/C$) entre les bagues de l’amortisseur s’élevant à 20%, accompagnés d’oscillations de pressions d’amplitude 3 bar. Ces paramètres correspondent à un comportement quasi-linéaire de l’amortisseur qui serait correctement approché par une viscosité constante $C_v = 4\pi\mu RL^3/C^3$.

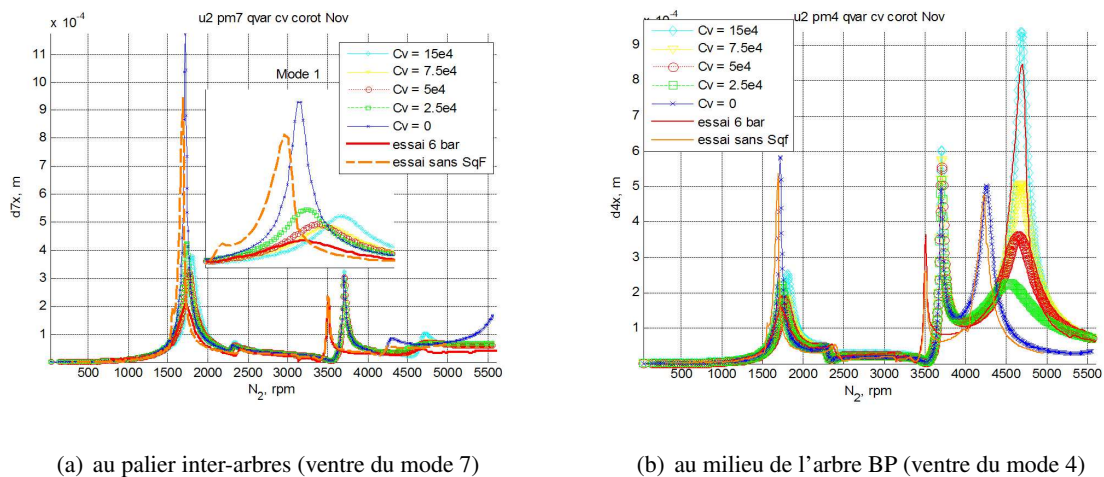


FIG. 8 – Recherche de C_v apparent du SFD mesuré à l'aide d'un réseau de courbes obtenues numériquement

4.2.2 Identification de C_v^f

L'identification de la valeur observée de C_v^f à partir des résultats de mesure à l'aide d'un réseau de courbes de réponse à balourd calculées a fourni une estimation de cette viscosité de 50000 Ns/m pour le 1er mode et de 130000 Ns/m pour le 4ème, voir Fig. 8(a).

On constate que ces valeurs sont différentes malgré le fonctionnement linéaire de l'ensemble de la machine et que la deuxième valeur est relativement élevée. Plusieurs hypothèses sont à étudier pour tenter d'expliquer ceci, comme la présence d'une interaction annexe entre les bagues du palier (par exemple, les segments d'étanchéité) ou des différences entre les modèles numériques et le système pouvant avoir un impact sur l'identification.

5 Conclusion

Une étude d'implantation d'un amortisseur de type squeeze-film sur un banc d'essai en dynamique de machines tournantes est présentée depuis la pré-conception jusqu'aux résultats d'essais que l'on compare aux estimations numériques. Une démarche de conception basée sur la linéarisation équivalente d'un palier SFD permet de découpler la complexité interne du palier amortisseur de l'analyse du comportement dynamique globale du système couplé. Le modèle linéaire équivalent permet en effet, selon le critère adopté, de trouver très rapidement la caractéristique optimale du palier à dimensionner. La définition interne du palier est ensuite pilotée à l'aide du modèle linéaire équivalent indépendamment du problème de la dynamique globale. Le modèle linéaire équivalent est ici une simple viscosité pure. Cette hypothèse est testée *a posteriori* au niveau de la conception interne du palier qui donne accès aux paramètres hydrodynamiques.

Bien que les comportements observés expérimentalement et numériquement pour le palier SFD défini soient proches d'un comportement linéaire, la méthode est extensible au dimensionnement d'un palier ayant un fonctionnement non-linéaire.

Références

- [1] Vance J. Rotordynamics in turbomachinery. John Wiley & Sons, 1988.
- [2] Childs D. Turbomachinery rotordynamics. Phénoména, modelling & analysis. Wiley Interscience, 1993.
- [3] Assis Rodriguez F. Etude de la dynamique non-linéaire d'amortisseurs du type squeeze film. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2003.
- [4] Defaye C. Intégration numérique et expérimentale d'éléments amortisseurs de type squeeze film damper dans les moteurs d'avion. PhD thesis, Université de Poitiers, 2006.
- [5] Assis Rodrigues F., Thouverez F., Gibert C., and Jezequel L. Chebyshev polynomials fits for efficient analysis of finite length squeeze film damped rotors. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 125(1), 175–183, 2003.
- [6] Guskov M. Dynamique non-linéaire des systèmes multi-rotors. Études numérique et expérimentale. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2007.
- [7] Guskov M., Sinou J.-J., Thouverez F., and Naraikin O. Experimental and numerical investigations of a dual-shaft test rig with intershaft bearing. International Journal of Rotating Machinery, 2007, 12, 2007.