

## Analyse non-linéaire des instabilités mécaniques induites par le frottement dans les systèmes de freinage aéronautique: effets de l'amortissement sur le comportement transitoire et les cycles limites

F. Chevillot<sup>a,b,\*</sup>, J.-J. Sinou<sup>a</sup>, G.-B. Mazet<sup>b</sup> et L. Jézéquel<sup>a</sup>

<sup>(a)</sup> Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes UMR 5513, Equipe D2S  
Ecole Centrale de Lyon, 69134 Ecully, France. Tél : +33 4 72 18 64 66, Fax : +33 4 72 18 91 44

<sup>(b)</sup> Messier-Bugatti, Aircraft Braking Division, Zone Aéronautique Louis Bréguet  
BP 40, 78140 Vélizy-Villacoublay, France. Tél : +33 1 46 29 86 93, Fax : +33 1 46 29 83 33

<sup>(\*)</sup> auteur correspondant: Tél: +33 1 46 29 81 23, adresse e-mail: [fabrice.chevillot@messier-bugatti.com](mailto:fabrice.chevillot@messier-bugatti.com)

### Résumé :

Cet article porte sur l'analyse non-linéaire des instabilités mécaniques induites par le frottement dans les systèmes de freinage aéronautique. L'étude est réalisée sur un modèle non-linéaire complet du frein capable de reproduire les principaux phénomènes vibratoires observés au cours d'essais expérimentaux. Le contact non-linéaire frottant entre disques stators et rotors du frein responsable de l'apparition de vibrations est considéré. L'étude a pour but de déterminer les effets de l'amortissement sur le comportement transitoire et les niveaux vibratoires du frein, dans le cas d'une vibration générée par le couplage de deux modes propres : l'intégration temporelle est menée au voisinage du point d'équilibre critique. Les résultats permettront de définir des précautions à prendre lors de la conception du système de freinage afin de limiter les risques vibratoires.

### Abstract :

Non-linear dynamics due to friction induced vibrations in aircraft braking systems are investigated. A complete non-linear model is presented for the analysis of mode-coupling instabilities by considering experimental observations. The non-linear contact between the rotors and the stators is considered. The aim of this study is to evaluate the effects of damping on the non-linear dynamical – transient and stationary - behaviour of the braking system in the neighbourhood of a critical steady-state equilibrium point. The results will be used to express some precautions to take into account when including damping in aircraft braking systems in order to reduce vibratory risks.

**Mots-clefs :** Vibrations induites par le frottement; Amortissement; Analyse non-linéaire

## 1 Introduction

En Figure 1 est donné un système de freinage complet (hormis la roue et le pneu) sur lequel les principaux composants sont représentés. En phase de freinage, un effet de presse introduit par pression hydraulique via les pistons permet d'appuyer les uns contre les autres les disques stators et rotors composant le « puits de chaleur ». Les disques stators solidaires de la structure du frein par les tenons du tube de torsion, viennent s'appliquer sur les disques rotors liés à la roue par des barrettes. Les contacts frottants réalisés au niveau des interfaces rotors/stators génèrent alors un couple de freinage. Il y a donc conversion de l'énergie cinétique de l'avion en énergie calorifique via le frein, ce qui permet de ralentir et immobiliser l'appareil.

Deux phénomènes vibratoires majeurs apparaissant en-dessous des 1000 Hz ont été identifiés sur banc d'essais dynamiques avec un frein instrumenté : le « squeal » et le « whirl ». Le « squeal » est caractérisé par un mouvement oscillant en rotation du frein autour de la fusée, et une flexion de la barre de reprise de couple dans des plans orthogonaux. Quant au « whirl », il est caractérisé par un mouvement tournoyant de la couronne (assimilable au mouvement d'une pièce de monnaie sur une table) et un mouvement de rotation elliptique de l'extrémité de la fusée. L'étude des vibrations de « whirl » et de « squeal » est essentielle pour l'avionneur car ils font participer dans leur déformée des éléments de l'atterrisseur.

Pour étudier un système mécanique sujet aux vibrations, deux approches sont nécessaires. La première est le calcul de l'équilibre statico-dynamique, qui permet d'identifier les fréquences propres du système et d'en étudier la stabilité en fonction de différents paramètres du frein. La deuxième est l'intégration temporelle menée au voisinage d'un point d'équilibre critique, qui permet de calculer le comportement transitoire du frein et les niveaux vibratoires atteints lors du freinage. Ces deux approches sont complémentaires pour comprendre en détails un phénomène vibratoire. L'étude présentée ici a pour but d'étudier les effets de l'amortissement sur le comportement temporel du frein dans le cadre d'une vibration engendrée par le couplage de deux modes propres. Les effets sur la stabilité ont fait l'objet d'une précédente étude (Chevillot *et al.*, 2007).

Dans un premier temps, un modèle non-linéaire complet du frein permettant la reproduction des phénomènes de « whirl » et « squeal » est présenté. Ensuite en s'appuyant sur une analyse statico-dynamique, on identifiera les instabilités susceptibles d'apparaître au cours de l'intégration temporelle. Enfin les résultats des études d'influence de l'amortissement sur le comportement transitoire et les niveaux vibratoires seront présentés, et permettront de proposer des orientations pour l'utilisation d'amortissement dans les systèmes de freinage aéronautiques.

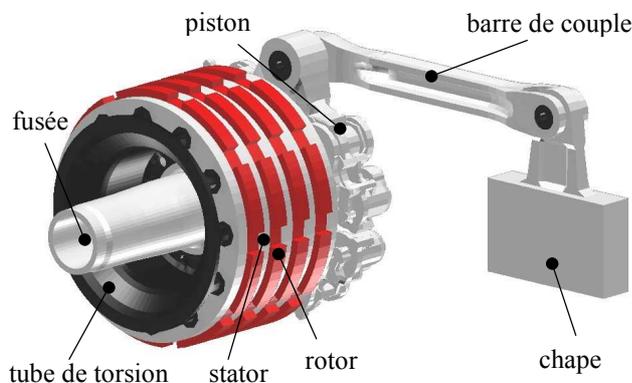


FIG. 1 - Vue d'un système de freinage

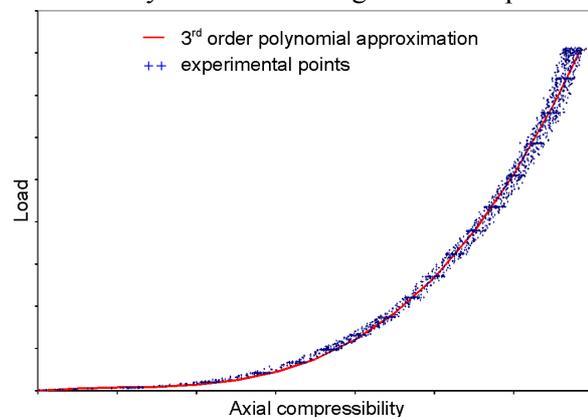


FIG. 2 - Approximation non-linéaire de la compression du puits de chaleur

## 2 Description du modèle

Un modèle analytique d'un frein a été développé dans le but de simuler et étudier les phénomènes vibratoires observés en essais dynamiques, avec une attention particulière pour les instabilités de « whirl » et de « squeal ». Les mécanismes de friction responsables de l'apparition de vibrations ont fait l'objet de nombreuses recherches (Ibrahim *et al.*, 1994, Crolla and Lang, 1991). Il a été montré que la nature du contact entre deux surfaces frottantes joue un rôle important dans l'apparition de vibrations. Différents mécanismes ont ainsi pu être identifiés : le stick-slip, la variation du coefficient de friction, le sprag-slip, et le couplage géométrique. La dernière approche a été utilisée pour reproduire les instabilités observées: le modèle est ainsi capable de calculer des instabilités apparaissant à coefficient de frottement constant.

Des essais ont montré que la compression des disques composant le puits de chaleur est grandement non-linéaire. Ainsi dans le modèle, la force de contact normale à l'interface entre stator et rotor est exprimée sous la forme d'un polynôme de degré 3 suivant les déplacements relatifs des disques en compression. Comme le montre la Figure 2, il y a une bonne correspondance avec les résultats expérimentaux. L'assemblage des disques est modélisé par un ensemble mono-stator et mono-rotor en considérant un coefficient de frottement effectif donné par  $\mu_{total} = 2N\mu$  ( $N$  représente le nombre d'interfaces réelles entre stators et rotors). Selon le

modèle de friction de Coulomb, la force tangentielle est liée à la force normale entre les surfaces frottantes par ce coefficient de frottement.

Le modèle ainsi construit a montré sa capacité à reproduire une grande variété de vibrations induites par le frottement observées sur bancs d'essais dynamiques, en particulier les instabilités de « whirl » et de « squeal ».

### 3 Etude de cas : le deuxième mode de « whirl »

La stabilité de la structure est étudiée en fonction du coefficient de frottement. Cette étape permet d'identifier les couplages de modes qui généreront des instabilités pendant la simulation temporelle du freinage. Sur la Figure 3 est donnée l'évolution des fréquences propres, un trait rouge marquant un couplage de deux modes. Outre la fréquence de l'instabilité, ce graphe permet également de relever les valeurs critiques du coefficient de frottement pour lesquelles le système entre en régime instable. Pour ce calcul, un amortissement modal de 2% est considéré (celui-ci ne modifie que légèrement les fréquences, mais a un effet plus marqué sur les coefficients de frottement critiques).

Dans la plage de fréquences choisie, trois instabilités sont calculées. Grâce à leur déformée opérationnelle, on a pu identifier comme étant, par ordre croissant de fréquences, les 1<sup>er</sup>, 2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> modes de « whirl ». Le 2<sup>ème</sup> « whirl » (repère 2) est celui qui apparaît en premier lorsqu'on augmente le coefficient de frottement ( $\mu/\mu_{\max} > 0.045$ ). Pour faciliter l'étude, il est préférable de se placer dans une configuration où une seule instabilité peut se développer. Pour cette raison, pour analyser l'effet de l'amortissement sur le comportement temporel du frein, nous nous placerons à  $\mu/\mu_{\max} = 0.075$ , où seule l'instabilité de 2<sup>ème</sup> « whirl » peut apparaître.

La déformée modale sur une période du 2<sup>ème</sup> mode de « whirl » est donnée en Figure 4. Les lignes grisées correspondent à la position statique du frein. On peut observer un mouvement de rotation de l'extrémité de la fusée, ainsi qu'un mouvement tournoyant de la couronne et de la plaque de retenue. La déformée est proche de celle relevée en essais, les fréquences sont également bien corrélées.

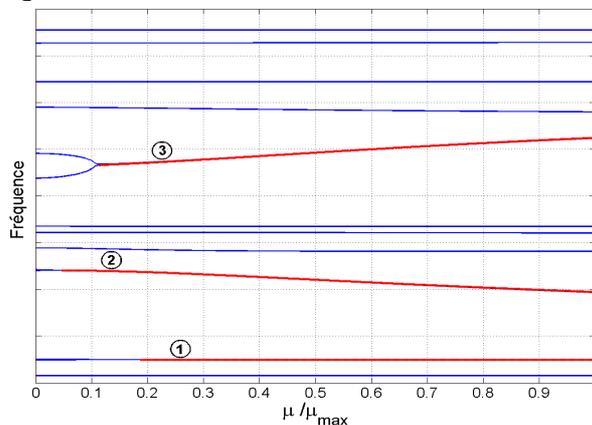


FIG. 3 - Evolution des fréquences

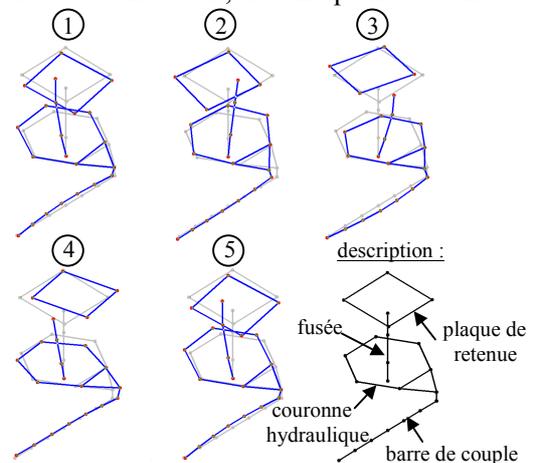


FIG. 4 – Déformée modale du 2<sup>ème</sup> whirl

### 4 Effets de l'amortissement sur le comportement transitoire et les niveaux vibratoires

Les équations non-linéaires du mouvement sont intégrées autour de la position d'équilibre critique déterminée précédemment en calcul statico-dynamique, pour un coefficient de frottement  $\mu/\mu_{\max}$  de 0.075. On s'intéresse aux niveaux maximaux (en déplacements et vitesses) lors du freinage, ainsi qu'au temps d'établissement de la vibration. Sur la Figure 5 est donnée l'évolution temporelle du déplacement de l'extrémité de la fusée : on note une phase de montée en instabilité autour de la position d'équilibre, puis une phase de stabilisation pendant

laquelle l'amplitude des déplacements est constante. Ce régime établi est également mis en évidence sur la Figure 6 où on remarque la convergence vers une orbite périodique dans le plan déplacement/vitesse, qualifiée de « cycle limite ». Le spectre fréquentiel de la réponse permet de vérifier qu'une seule vibration se développe, à une fréquence correspondant à celle du couplage du 2<sup>ème</sup> « whirl » calculé en équilibre statico-dynamique (cf Figure 3).

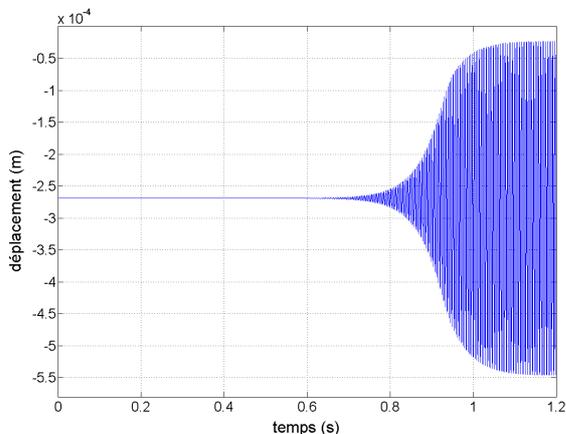


FIG. 5 - Déplacements de la fusée

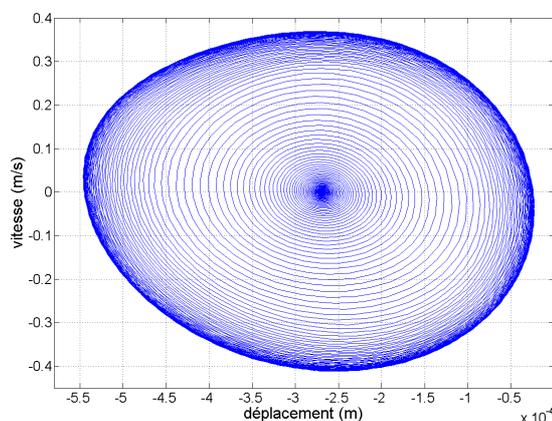


FIG. 6 - Cycle limite déplacement-vitesse de la fusée

Pour étudier les effets de l'amortissement sur le comportement de cette instabilité, deux campagnes de calculs sont menées. Dans la première, on considère un amortissement « proportionnel », c'est-à-dire que l'on fait varier simultanément la valeur de l'amortissement modal  $\eta$  sur chacun des deux modes couplant pour générer l'instabilité. Dans la deuxième, on cherche à étudier l'impact de la répartition d'amortissement entre les deux modes : pour cela on fait varier le ratio d'amortissement  $\eta_1/\eta_2$  entre les modes, en conservant un amortissement global  $\eta_1+\eta_2$  constant de 4%.

**campagne de calculs n°1 :**  $\eta_1=\eta_2$ ,  $\eta$  variant de 0.5% à 3%

**campagne de calculs n°2 :**  $\eta_1+\eta_2=4\%$ , variation du ratio  $\eta_1/\eta_2$  entre 0.14 et 7

#### 4.1 Effets sur les niveaux vibratoires maximaux en régime établi

Dans un premier temps on s'intéresse à l'impact de l'amortissement sur les niveaux vibratoires. On relève, une fois le cycle limite atteint, la somme des amplitudes maximales en déplacements et vitesses sur les degrés de liberté de la barre de couple d'un côté, et de la fusée d'un autre côté, qui sont deux éléments dynamiquement sollicités lors de l'apparition du whirl (cf Figure 4).

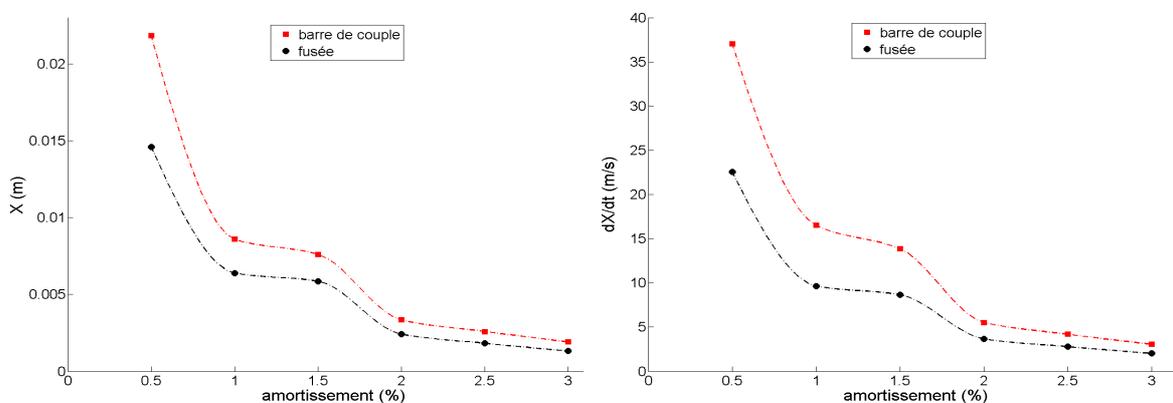


FIG. 7 - Amplitudes maximales en déplacements (à g.) et vitesses (à d.) - campagne de calculs n°1

Sur les graphes de la Figure 7 correspondant à la campagne de calculs n°1, on observe que l'augmentation d'amortissement proportionnel a pour effet de diminuer les niveaux vibratoires, tant en déplacements qu'en vitesses. Ainsi entre les deux configurations extrêmes testées (0.5% d'amortissement d'une part, et 3% d'autre part), les niveaux sont divisés par un facteur 11.

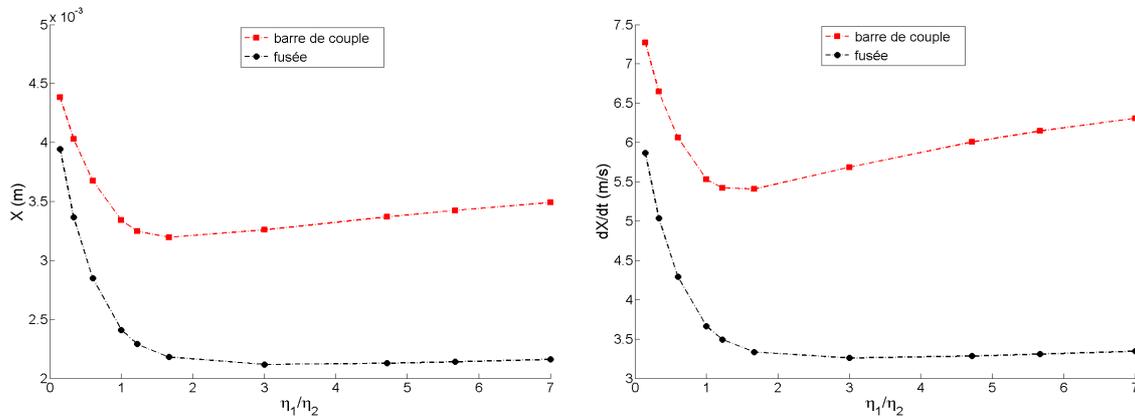


FIG. 8 - Amplitudes maximales en déplacements (à g.) et vitesses (à d.)- campagne de calculs n°2

Sur les deux graphes de la campagne de calculs n°2 (Figure 8), on observe que les courbes passent par un minimum. Celui-ci correspond à un ratio d'amortissement  $\eta_1/\eta_2$  proche de 1. Ainsi la répartition optimale en amortissement entre les deux modes couplant correspond à un amortissement proportionnel. A quantité d'amortissement équivalente ( $\eta_1 + \eta_2 = \text{constante}$ ), la seule variation du ratio  $\eta_1/\eta_2$  peut entraîner une augmentation conséquente des niveaux vibratoires (on relève un rapport de presque 2 entre les deux configurations extrêmes). Egalement, les comportements avant et après l'optimum ne sont pas les mêmes : à défaut d'introduire un amortissement proportionnel, il semble ici moins néfaste d'amortir davantage le mode de plus basse fréquence que l'inverse. A noter que différents travaux sur l'amortissement (Chevillot *et al.*, 2007, Sinou *et al.*, 2006), tendent à montrer que l'optimum correspond à un ratio  $\eta_1/\eta_2$  égal au rapport des pulsations des deux modes  $\omega_2/\omega_1$  ( $=1.01$  dans notre cas).

#### 4.2 Effets sur le régime transitoire

Dans cette étude on s'intéresse au régime transitoire, c'est-à-dire à la phase de montée en instabilité. Un élément intéressant à analyser est le temps que met l'instabilité pour atteindre le cycle limite : on relève le temps nécessaire pour obtenir 98% du niveau maximal (cf Figure 9). Un parallèle avec la partie réelle du mode instable calculé en équilibre statico-dynamique est effectué. Pour rappel, le calcul des valeurs propres complexes du système matriciel régissant le comportement non-linéaire du frein permet de trouver la pulsation du mode donnée par la partie imaginaire, et la partie réelle donne le critère de stabilité (le mode est instable lorsque celle-ci est positive). On cherche ici à montrer que l'amortissement a un effet sur la vitesse d'établissement de la vibration, conditionnée par ailleurs par la partie réelle du mode instable.

Sur la campagne de calculs n°1, on peut conclure que l'augmentation d'amortissement proportionnel repousse le temps nécessaire à la vibration pour atteindre le cycle limite, passant ainsi de 0.8 seconde pour  $\eta=0.5\%$  à 4.1 secondes pour  $\eta=3\%$ . Sur la campagne de calculs n°2, on retrouve la présence d'un optimum pour un ratio  $\eta_1/\eta_2$  proche de 1 : avec un amortissement proportionnel, l'instabilité met plus de temps à se développer. Comme on peut l'observer sur les deux courbes, l'évolution de la vitesse d'évolution de l'instabilité peut être linéairement liée à l'évolution de l'inverse de la partie réelle du mode instable : moins la partie réelle est grande, moins l'instabilité croît rapidement. Ainsi un parallèle entre analyse statico-dynamique et comportement transitoire est établi.

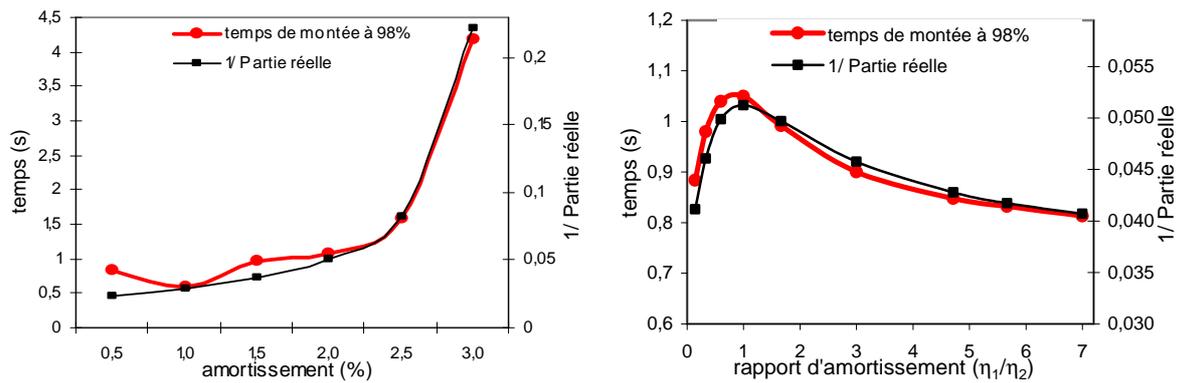


FIG. 9 - Evolution du temps de montée à 98% (campagne n°1 à g., campagne n°2 à d.)

## 5 Conclusions

Un modèle non-linéaire pour l'analyse des instabilités induites par le frottement dans les systèmes de freinage aéronautique a été présenté. Il permet de reproduire les principaux phénomènes vibratoires observés en essais : le « whirl » et le « squeal ». L'étude s'est portée sur l'influence de l'amortissement sur le comportement temporel de l'instabilité de deuxième « whirl » générée par le couplage de deux modes propres du frein. Deux campagnes de calculs ont permis d'obtenir des résultats intéressants. Dans un premier temps, il a été montré que l'ajout d'amortissement (dans des limites physiques de quelques pourcents) permet à la fois de réduire de manière importante les niveaux vibratoires atteints lors du freinage, et d'augmenter le temps nécessaire à l'établissement de la vibration. Toutefois, il a été mis en évidence que des précautions doivent être prises pour éviter la mauvaise implémentation de l'amortissement. Ainsi, dans le cas d'un couplage de modes, il faut prendre garde à amortir symétriquement chacun des deux modes, sinon l'ajout d'amortissement n'est pas autant efficace, voir néfaste. C'est pourquoi en termes de conception, ajouter de l'amortissement dans seulement une partie du système de freinage, comme il est parfois envisagé dans de nombreux systèmes mécaniques, n'est pas une solution conseillée pour lutter contre les phénomènes vibratoires.

## Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier Messier-Bugatti pour son autorisation à publier ces travaux.

## Références

- Crolla DA, Lang AM. 1991 Brake noise and vibration - state of art. *Tribologie* 19, Vehicle Tribology, 165-174
- Chevillot F, Sinou J-J, Mazet G-B, Jézéquel L. 2007 Design optimisation of aircraft braking system based on a non-linear model for squeal and whirl instabilities. *First International Conference on Multidisciplinary Design Optimization and Applications, Besançon*
- Ibrahim RA. 1994 Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos: Part I-mechanics of contact and friction. *ASME Applied Mechanics Review*,47(7),209-26
- Sinou J-J. 2002 Synthèse non-linéaire des systèmes vibrants – application aux systèmes de freinage, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon
- Sinou J-J, Dereure O, Mazet GB, Thouverez F, Jézéquel L. 2006 Friction induced vibration for an aircraft brake system. Part 1: experimental approach and stability analysis. *International Journal of Mechanical Sciences* 48, 536-554
- Sinou J-J, Thouverez F, Jézéquel L, Dereure O, Mazet GB. 2006 Friction induced vibration for an aircraft brake system. Part 2: non-linear dynamics. *International Journal of Mechanical Sciences* 48, 555-567
- Sinou J-J, Jézéquel L. 2007 Mode coupling instability in friction-induced vibrations and its dependency on system parameters including damping. In *Journal of European Mechanics A/Solids*, 26(1), 106-122