



HAL
open science

Mouvements d'une plaquette de frein mesurés par des accéléromètres

Franck Renaud, Jean-Luc Dion, Gaël Chevallier, Imad Tawfiq

► **To cite this version:**

Franck Renaud, Jean-Luc Dion, Gaël Chevallier, Imad Tawfiq. Mouvements d'une plaquette de frein mesurés par des accéléromètres. XVII the Symposium Vibrations, Chocs et Bruit, May 2010, Unknown, Unknown Region. hal-01369219

HAL Id: hal-01369219

<https://hal.science/hal-01369219>

Submitted on 21 Jan 2022

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.

Mouvements d'une plaquette de frein mesurés par des accéléromètres

F. Renaud*, J.-L. Dion, G. Chevallier et I. Tawfiq

9 mai 2010

Résumé

Cet article présente les résultats d'essais menés sur un banc pour l'étude du crissement de frein. Le but de ces essais est d'observer le mouvement d'une plaquette de frein lors du crissement. Le dos de la plaquette a été instrumentée par 6 accéléromètres tri-axes pour cartographier le mouvement de la plaquette. Les mesures accélérométriques présentent des déphasages entre elles, impliquant un mouvement de propagation. Ces mesures présentent également des harmoniques mettant en évidence le caractère non-linéaire du mouvement de la plaquette. Il est possible de localiser qualitativement les sources de non-linéarités. Le mouvement du dos de la plaquette a été interpolé et visualisé. Pendant le crissement, la plaquette se déforme principalement selon son premier mode de flexion.

Keywords

Crissement de frein, Observation expérimentale, Non-linéarité, Déphasage, Propagation

1 Introduction

Le crissement de frein est un son produit par une instabilité vibratoire au sein d'un système de freinage. Ce phénomène peut être reproduit de manière stationnaire sur banc d'essai, ce qui montre que cette instabilité atteint un cycle limite. Ainsi le crissement est par nature un phénomène non-linéaire. A l'heure actuelle, cette instabilité est généralement attribuée au couplage entre les modes propres du frein à cause du frottement entre les patins et le disque (cf. [4]). Le contact frottant apporte en outre l'énergie nécessaire au maintien de l'instabilité.

La compréhension d'un tel phénomène est difficile et bien souvent les industriels qui souhaitent éviter ce bruit inconfortable ajoutent des matériaux viscoélastiques pour l'amortir. Le crissement est également difficile à modéliser. Les non-linéarités ne peuvent être prises en compte correctement que par des modèles temporels. Néanmoins les analyses temporelles menées sur des modèles éléments finis à un million de degrés de liberté sont prohibitives en temps de calcul. Ainsi, la plupart du temps les industriels mènent des analyses aux modes propres complexes sur leurs modèles. Ce type d'analyse nécessite de faire certaines hypothèses simplificatrices. Il faut supposer que le système vibre autour d'un équilibre de glissement stationnaire. Il faut ensuite supposer que le système est linéaire et purement élastique. Ce que l'on considère acceptable lors de la naissance de l'instabilité. Ce genre d'analyse permet de prédire les fréquences des modes instables qui peuvent potentiellement faire naître le crissement. Mais il est difficile d'extraire plus d'informations de ce type d'analyse, car un mode complexe présentant un grand taux d'amortissement

*franck.renaud@supmeca.fr

1. LISMMA, ISMEP, 3 rue Fernand Hainaut 93400 Saint-Ouen FRANCE

négatif n'assure pas que ce dernier fera naître le crissement. De fait, par ce type d'analyse, il est fréquent de trouver plusieurs dizaines de modes instables, alors même que le système de frein que l'on cherche à modéliser ne comporte qu'une unique fréquence de crissement. Ce manque de précision des analyses aux modes propres complexes est imputable aux hypothèses simplificatrices qui ont permis de les mener. Il convient donc de vérifier la justesse de ces hypothèses dans un cas réel.

Quelques auteurs se sont déjà intéressés à l'observation expérimentale du crissement de frein. Citons Fieldhouse et Newcomb [1] qui utilisèrent une technique laser, l'holographie à double impulsions. Cette technique permet la visualisation des mouvements dans les trois directions de l'espace. Ils observèrent des modes de disques composés de modes propagatifs tournants à une vitesse dépendant de la fréquence divisée par l'ordre du mode du disque. Ils virent également un mouvement de flexion pure au niveau du bord d'attaque de la plaquette de frein. Giannini [2] a conçu un banc de crissement avec un système de freinage simplifié où l'étrier est constitué uniquement de barres sur lesquels sont fixés des garnitures. Il a mesuré les déformées opérationnelles au vibromètre LASER. Les crissements observés sur ce banc avaient lieu pour une vitesse de rotation faible : entre 5 à 30 tours par minutes et présentaient des harmoniques. La fréquence de crissement dépend de la charge normale et de l'angle d'attaque de la plaquette sur le disque. Lors des crissements, les mouvements hors-plan étaient en quadrature de phase avec les mouvements dans le plan. Les crissements apparaissaient à des fréquences proches des fréquences naturelles du système couplé notamment celles qui impliquent un mouvement dans le plan du patin. Giannini montre que le crissement n'a pas besoin qu'un cycle limite de stick-slip s'établisse. Enfin, lors d'une autre étude Giannini [3] a observé des modes de disque tournants qu'il n'a pas pu modéliser de manière linéaire, il lui semble qu'un tel phénomène serait mieux décrit par un modèle où le contact plaquette-disque est non-linéaire.

2 Les essais avec une plaquette de frein instrumentée

Il est relativement aisé de mesurer les modes hors plan du disque pendant le crissement et cela grâce à des techniques laser. Ces modes sont importants car ce sont eux qui rayonnent l'énergie acoustique que nous percevons en tant que crissement. Néanmoins, le crissement naît du frottement entre les plaquettes et le disque et à ce titre il est important de s'intéresser au mouvement de la plaquette pendant le crissement. Il est par exemple possible de limiter l'apparition du crissement en effectuant des chanfreins sur les plaquettes. Liu et al. [5] décrivent une méthode pour dessiner les chanfreins à partir de la connaissance des modes de la plaquette libre-libre ayant une fréquence proche de celle du crissement.

Les essais de crissement ont été effectués sur un banc d'essai du service NVH de BOSCH Drancy. Mis à part le porte-fusée, ce banc est constitué des éléments d'un système de freinage commercialisé. Sa chape est directement encastrée à la structure qui maintient également l'arbre du disque. Lors de ces essais, une plaquette de frein a été instrumentée par six accéléromètres tri-axes. Comme le montre la figure 1, les capteurs ont tous été collés sur la backplate¹. La disposition des capteurs est dictée par l'encombrement du piston, d'une part, et de l'étrier d'autre part. Ils sont placés le plus loin possible les uns des autres, à raison de deux au niveau du bord d'attaque, deux à mi-longueur de la plaquette et deux au niveau du bord de fuite. Les accéléromètres pèsent moins de 10g pour les plus gros et moins de 5g pour les plus petits, contre environ 500g pour la plaquette. Leur disposition permet une description relativement fidèle du mouvement sur une large bande fréquentielle et permet notamment de bien décrire le mouvement

1. La backplate est la plaque métallique au dos de la plaquette de frein.

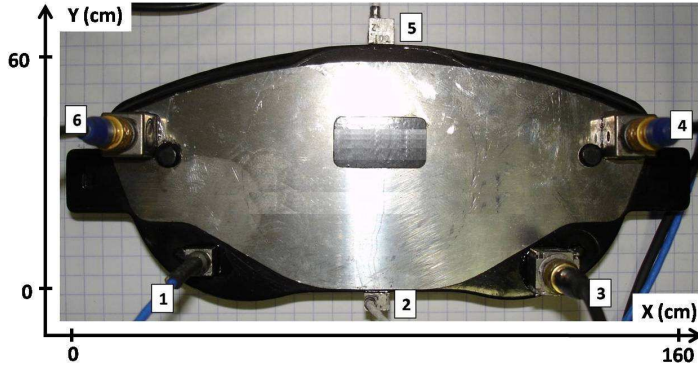


FIGURE 1 – Vue du dos de la plaquette de frein instrumentée par six capteurs : deux au niveau du bord d'attaque, deux à mi-longueur de la plaquette et deux au niveau du bord de fuite.

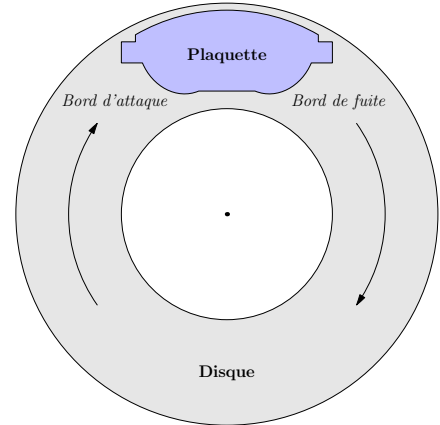


FIGURE 2 – Schéma de la plaquette de frein lors de l'essai en marche arrière.

de flexion du premier mode libre-libre de la plaquette, lequel apparait autour de 1750Hz.

Deux types d'essais ont été menés, d'abord avec un shim² au dos de la plaquette comme montré sur la figure 1. Lors de ce type d'essai un crissement apparaissait de manière répétable en marche avant autour de 2kHz. Puis le shim a été retiré et le crissement a été impossible à reproduire en marche avant. Un rôdage a été nécessaire avant que le crissement puisse réapparaître mais en marche arrière cette fois-ci. Sur ce second type d'essai, la fréquence de crissement dépendait de la pression de contact et évoluait entre 1.5 et 2kHz. Dans cet article sont présentés les post-traitement des signaux issus d'un unique essai, du second type, effectué en marche arrière à une vitesse d'environ 157 tours par minutes, soit environ 2.6Hz. Le bord d'attaque se situe du côté gauche de la plaquette montrée en figure 1 et le bord de fuite du côté droit. Lors de cet essai, le shim que l'on voit sur la photo de la figure 1 avait été retiré.

3 Résultats

3.1 Les non-linéarités

La figure 3 montre la mesure accélérométrique du bord d'attaque suivant l'axe \vec{e}_Z au niveau du capteur n°6 selon la numérotation de la figure 1. La figure 3 présente également le spectrogramme du même signal. Ce signal temporel a été enregistré en faisant évoluer manuellement la pression de freinage de 0 à 6 bars. Le signal commence par une phase de 3s où la plaquette n'appuie pas encore contre le disque. Puis entre 3 et 3.8s la plaquette est en contact mais il n'y a pas de crissement. Le spectrogramme nous indique que pendant cette seconde période une vibration de fréquence 1500Hz est malgré tout présente de manière latente. Ensuite a lieu une longue phase entre 3.8 et 9s au cours de laquelle le crissement apparait puis évolue de 1.5kHz à 2kHz, pendant que la pression varie de 3 à 5 bars. Notons que le crissement semble disparaître autour de 8s pour reprendre plus fortement vers 8.5s, ce qui correspond à une pression aux alentours 6 bars. Enfin, de 9s jusqu'à la fin de l'essai, le crissement disparaît complètement.

Ainsi, la pression de freinage impacte directement la fréquence de crissement. Supposons que

2. Les shims sont des matériaux multi-couches viscoélastiques comportant trois types de couche : caoutchouc, métal et colle. Il sont fréquemment collés au dos des plaquettes pour amortir les vibrations.

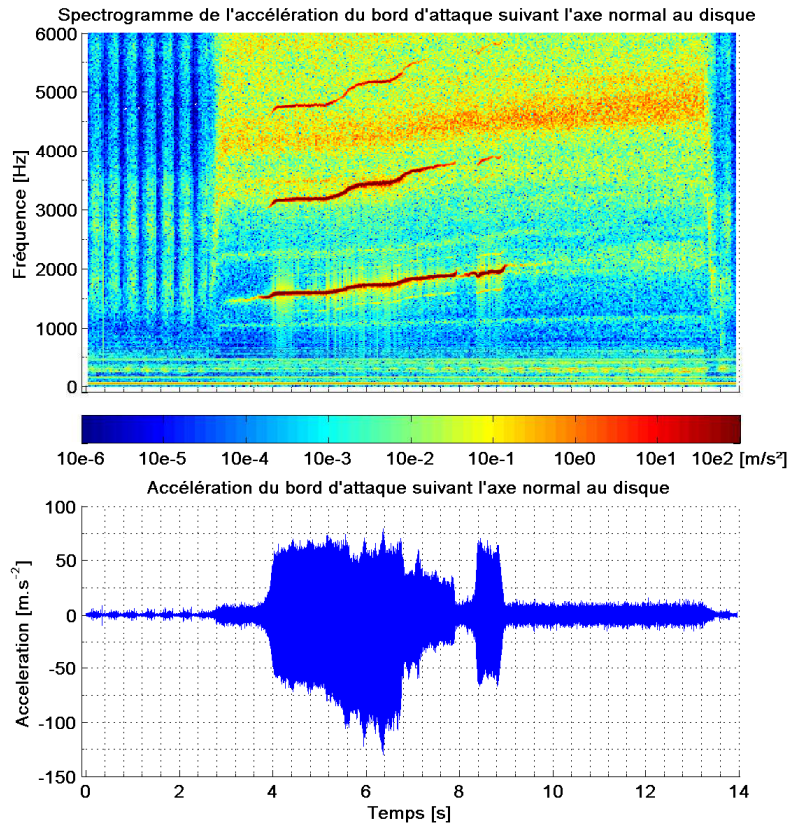


FIGURE 3 – En bas est représenté la mesure accélérométrique acquise par le capteur n°6 selon \vec{e}_Z , il est situé en bord d'attaque. En haut est représenté le spectrogramme du même signal. Les couleurs représentent l'amplitude de l'accélération normale au disque en échelle logarithmique.

la fréquence de crissement soit donnée par $\sqrt{K/M}$ et supposons que M soit constant quelque soit la pression, ce qui sous-estime la masse dynamique, alors K est rigidifié d'un facteur supérieur à $(2000/1500)^2 = 1.78$. Cela suggère une raideur non-linéaire entre le piston et la plaquette ou entre les plaquettes et le disque, car cette raideur augmente en même temps que la pression. Par contre il est impossible de connaître le type de dépendance entre la fréquence et la pression. En effet, le banc d'essai permet uniquement de connaître, qualitativement, autour de quelle pression l'huile se trouvait, mais en aucun cas d'acquérir les valeurs de pression pendant les essais.

Le spectrogramme de la figure 3 montre également des harmoniques de la fréquence fondamentale. Les harmoniques 2 et 3 semblent être relativement bien marquées. Cela met en évidence l'aspect non-linéaire de ce signal. Quelque soit la cause de ces non-linéarités, elles doivent générer des taux d'harmoniques d'autant plus fort que le point d'observation est proche de la source. En effet, le matériau élastique de la plaquette, mis en série avec cette source, filtre le comportement non-linéaire. Ainsi les taux d'harmoniques de chacun des accéléromètres permettent de localiser qualitativement les sources de non-linéarités.

La figure 4 montre l'évolution temporelle des taux d'harmoniques H_2/H_1 pour les différentes mesures accélérométriques, avec H_1 l'amplitude à la fréquence fondamentale. Tout en haut de cette figure se trouve un zoom du signal temporel acquis par l'accéléromètre n°6 suivant l'axe

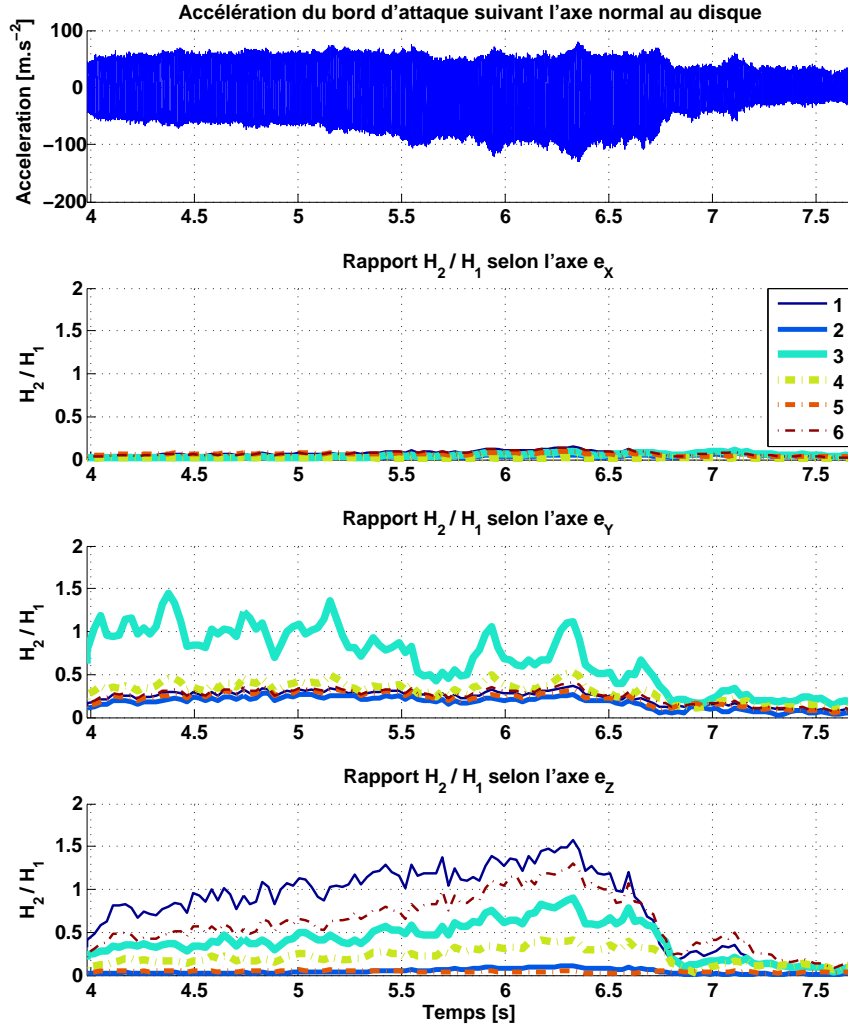


FIGURE 4 – Evolution temporelle des taux d'harmoniques des accélérations. En haut est représenté la mesure accélérométrique acquise par le capteur n°6 selon \vec{e}_Z , puis les taux d'harmoniques sont classés par direction d'observation.

\vec{e}_Z entre 4 et 7.5s, puis, en dessous sont présentés les évolutions des taux d'harmoniques classés en fonction de la direction d'observation. Pour obtenir ces courbes une fenêtre de Hanning glissante a été appliquée aux signaux temporels. La largeur des différentes fenêtres était de 0.1s et elles se recouvrent de 0.07s. Le spectre des signaux fenêtrés a ensuite permis le calcul des taux d'harmoniques.

On s'aperçoit que les taux d'harmoniques sont très marqués suivant les composantes radiales, \vec{e}_Y , et normale au disque, \vec{e}_Z , mais la composante tangentielle, \vec{e}_X , semble être exempte d'harmoniques. Ainsi, le mouvement de la plaquette en tangentiel est quasi sinusoïdal. Le capteur n°3, situé en bord de fuite, est le lieu des non-linéarités suivant la composante radiale, \vec{e}_Y . Ses taux d'harmoniques dépassent fréquemment l'unité. Le bord de fuite est en appui contre l'étrier via l'oreille droite de la plaquette. Le maintien des oreilles semble donc se comporter linéairement suivant \vec{e}_X et de manière non-linéaire suivant \vec{e}_Y . Une explication peut être soit le frottement de l'oreille dans son logement lors du crissement soit une raideur non-linéaire en \vec{e}_Y . En effet, ce logement est réalisé par un ressort à lame qui laisse de la mobilité à la plaquette suivant \vec{e}_Y mais pas suivant \vec{e}_X . Les taux d'harmoniques suivant la normale au disque sont quant à eux très

marqués sur les bords d'attaque et de fuite. Ils sont plus marqués sur le rayon intérieur de la plaquette que sur le rayon extérieur. De plus, le bord d'attaque présente des taux d'harmoniques plus élevés que le bord de fuite. Cela peut provenir du fait que le bord d'attaque n'est pas en appui contre l'étrier contrairement au bord de fuite, permettant ainsi plus d'amplitude au mouvement du bord d'attaque. Une autre cause possible de cette dissymétrie réside dans l'effort du piston sur la plaquette qui est plus marqué du côté du bord d'attaque.

Les pics d'amplitudes d'accélération du signal temporel acquis par le capteur n°6 suivant l'axe \vec{e}_Z correspondent aux pics de taux d'harmoniques suivant \vec{e}_Y , cf. figure 4. Sept de ces pics apparaissent entre 4 et 6.75s, ce qui correspond à une fréquence de $7/2.75 \simeq 2.6Hz$, soit celle de la rotation du disque. Ainsi, les pics d'amplitude de crissement suivant \vec{e}_Z et d'inharmonicité suivant \vec{e}_Y sont dictés par la rotation du disque. Ceci renforce l'hypothèse de la raideur normale non-linéaire.

Enfin, le crissement n'est pas imputable à un phénomène de stick-slip, car pour cela il faudrait que la vitesse de translation de la plaquette selon \vec{e}_X soit supérieure en module à la vitesse de la zone du disque en contact avec le patin. Or l'accélération maximale suivant \vec{e}_X lors de cet essai a lieu au niveau du capteur n°1 et reste inférieure à $200m.s^{-2}$ pour une fréquence supérieure à 1700Hz, soit une vitesse de déplacement de la plaquette inférieure à $V = \gamma.\vec{e}_X/\omega = 200/(2\pi * 1700) = 0.019m.s^{-1}$ alors que les points du disque situés au niveau du rayon intérieur de la plaquette, c'est-à-dire à un rayon de 10cm, ont une vitesse de $V = R * \omega = 0.1 * 2\pi * 2.6 = 1.6m.s^{-1}$.

3.2 Propagation de la vibration

La figure 5 montre l'évolution temporelle de la phase entre les mesures accélérométriques et celle capteur n°6 suivant l'axe \vec{e}_Z , qui sert de référence. Tout en haut de cette figure se trouve un zoom sur le signal de référence entre 4 et 7.5s, puis, en dessous sont présentées les évolutions des phases classées en fonction de la direction d'observation. Comme précédemment, pour obtenir ces courbes, une fenêtre de Hanning glissante à été appliquée aux signaux temporels. La largeur des différentes fenêtres était de 0.1s et elles se recouvrent de 0.07s. Le rapport H_1 des spectres des mesures accélérométriques sur le spectre de l'accélération du capteur n°6 suivant l'axe \vec{e}_Z a ensuite permis le calcul de la phase entre les capteurs.

La figure 5 montre que les accélérations suivant la composante tangentielle au disque sont toutes en phase. Pour la composante radiale au disque, les accélérations du bord d'attaque et du centre de la plaquette sont en phase mais par contre elles sont en opposition de phase par rapport à celles du bord de fuite. Ces deux types de composantes engendrent deux mouvements de corps rigides, une translation suivant la tangente au disque et une rotation suivant la normale au disque. Enfin, les accélérations normales sont en phase pour chaque paire de capteurs, bord d'attaque, centre et bord de fuite. Par contre ces trois paires sont déphasées entre elles avec une quasi opposition de phase entre les bords et le centre. Cela se traduit par un mode de flexion de la plaquette qui se propage dans sa longueur. Tous ces mouvements sont visualisés sur les figures 7 et 8 en interpolant les déplacements des points du dos de la plaquette.

La plaquette de frein étant instrumentée par 6 accéléromètres tri-axes, l'interpolation du mouvement du dos de la plaquette de frein est faite sur un unique élément composé de 6 variables nodales. Cet élément est isoparamétrique et quadrilatéral à 6 noeuds avec une interpolation quadratique selon \vec{e}_X et linéaire suivant \vec{e}_Y (cf. figure 6). Pour cela la base polynomiale choisie est :

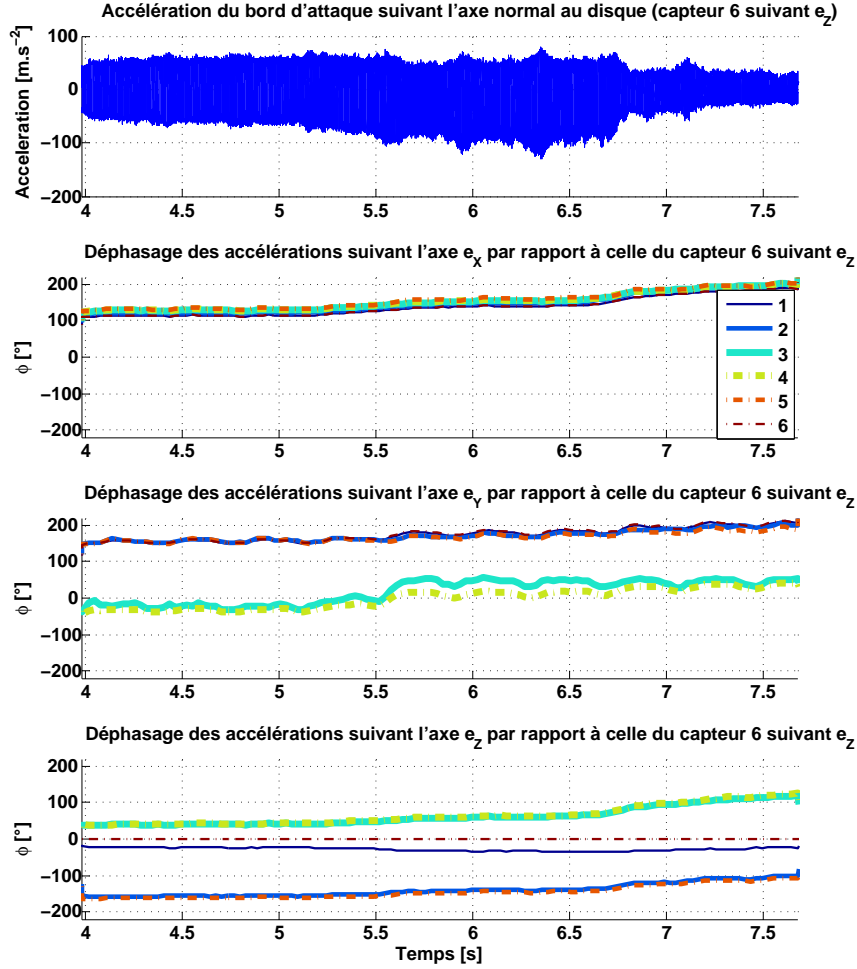


FIGURE 5 – Evolution temporelle des déphasages des accélérations par rapport à celle du capteur n°6 suivant l'axe \vec{e}_z . En haut est représenté le signal de l'accélération du capteur n°6 selon \vec{e}_z , puis les déphasages sont classés par direction d'observation.

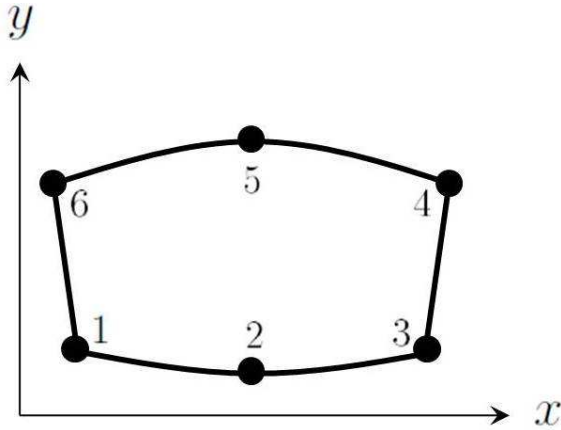


FIGURE 6 – Element à six noeuds isoparamétrique. Les fonctions de forme et d'interpolation sont quadratique selon \vec{e}_x et linéaire selon \vec{e}_y .

$$u(x, y) = \langle N(x, y) \rangle \{u_n\} \quad (1)$$

$$\langle N(x, y) \rangle = \langle P(x, y) \rangle [P_n]^{-1} \quad (2)$$

$$[P_n] = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & x_1 y_1 & x_1^2 & x_1^2 y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & x_2 y_2 & x_2^2 & x_2^2 y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & x_3 y_3 & x_3^2 & x_3^2 y_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & x_4 y_4 & x_4^2 & x_4^2 y_4 \\ 1 & x_5 & y_5 & x_5 y_5 & x_5^2 & x_5^2 y_5 \\ 1 & x_6 & y_6 & x_6 y_6 & x_6^2 & x_6^2 y_6 \end{bmatrix} \quad (3)$$

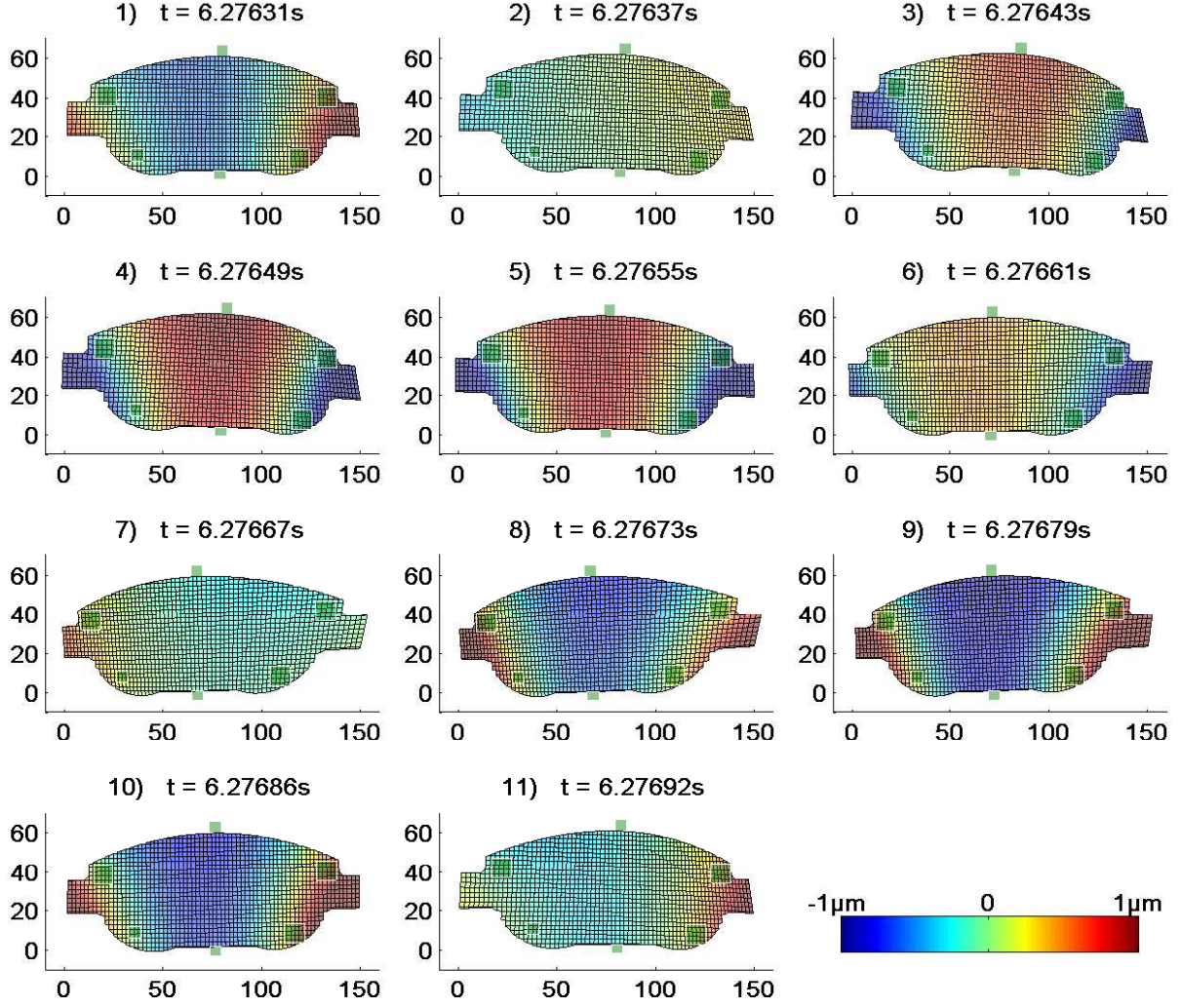


FIGURE 7 – Evolution temporelle du mouvement du dos de la plaquette, en vue de dessus. Les déplacements des noeuds ont été interpolés à partir de la connaissance de l'accélération au niveau des capteurs. Les niveaux de couleurs représentent les déplacements suivant la normale au disque.

$\langle P(x, y) \rangle = \langle 1, x, y, xy, x^2, x^2y \rangle$. Les déplacements sont interpolés grâce à l'équation (1) où u_n est le vecteur des déplacements nodaux calculés par l'intégration numérique des mesures accélérométriques des capteurs. Les fonctions d'interpolation $\langle N \rangle$ sont calculées grâce à l'équation (2) en ayant préalablement évaluée la base polynomiale en chacune des positions des capteurs (cf. equation (3)).

L'un des tri-axes était défectueux sur une de ses voies, ainsi le noeud 6 de l'élément ne fournit pas d'information suivant l'axe \vec{e}_X . Pour palier à ce problème, les valeurs manquantes ont été prises égales au déplacement du noeud 1 suivant le même axe. Les 2 capteurs étant proches l'un de l'autre cela ne perturbe pas le post-traitement car les modes propres calculés par éléments finis de la plaquette libre-libre montrent que ces 2 capteurs sont toujours en phase suivant \vec{e}_X jusqu'à 9.5kHz.

Les figures 7 et 8 montrent l'évolution temporelle du mouvement du dos de la plaquette. La figure 7 montre le mouvement en vue du dessus. Les déplacements ont été amplifiés de manière à

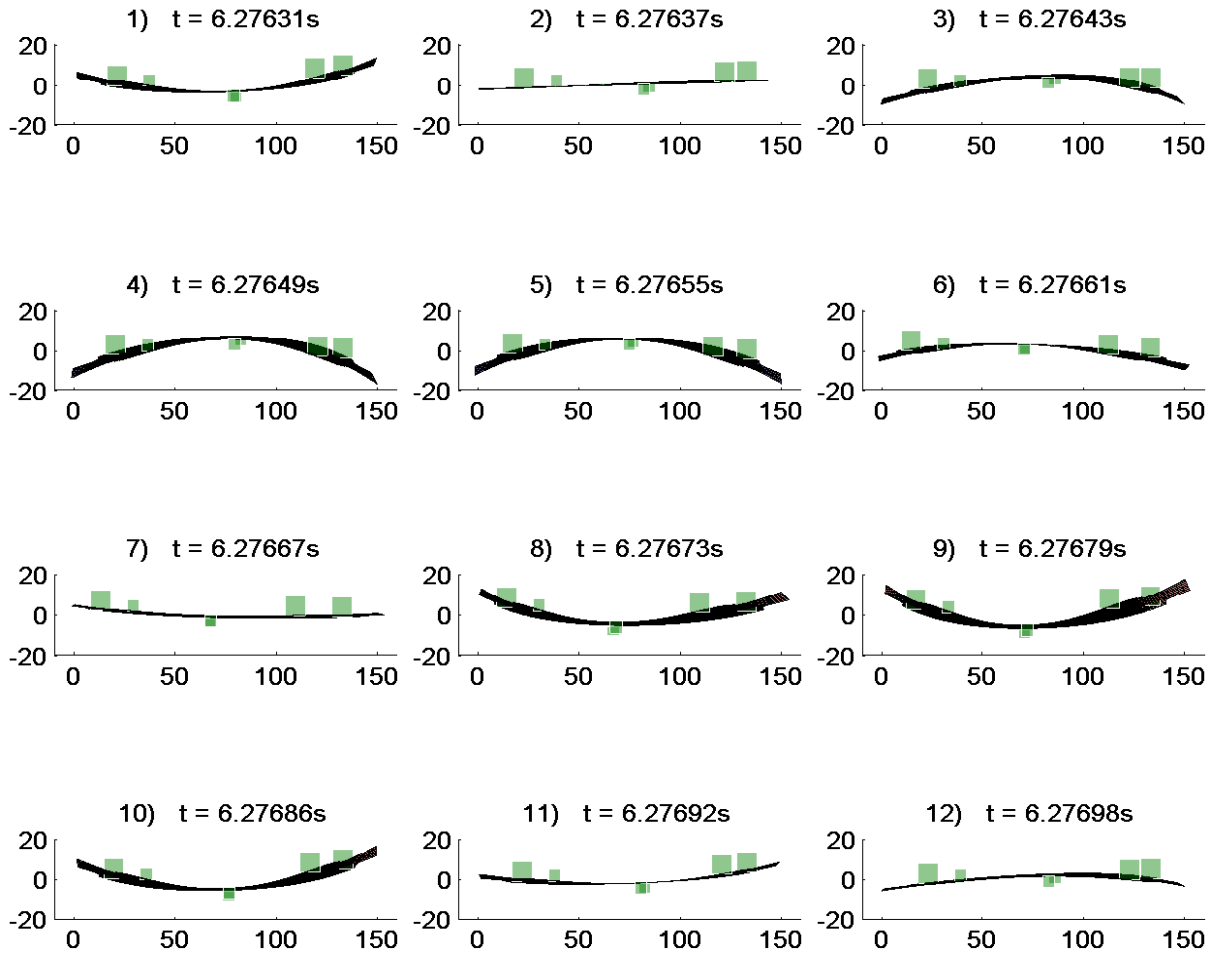


FIGURE 8 – Evolution temporelle du mouvement du dos de la plaquette en vue de côté. Les déplacements des noeuds ont été interpolés à partir de la connaissance de l'accélération au niveau des capteurs.

être visibles, mais lors de ce crissement, ils sont restés inférieurs au micron. L'échelle de couleur est représentative des déplacements suivant la normale au disque, c'est-à-dire \vec{e}_Z . La figure 8 représente le même mouvement en vue de côté. Ces figures permettent de visualiser très clairement le déphasage spatial du mouvement de la plaquette. L'onde au sein de la plaquette s'y propage de droite à gauche, ce qui correspond au sens inverse de la rotation du disque. Il aurait été intéressant de savoir si le disque est lui-même le siège d'une telle onde se propageant dans le même sens. Malheureusement, la carte d'acquisition à notre disposition ne nous a pas permis d'ajouter de capteurs supplémentaires.

4 Conclusion et Perspectives

Le crissement est un phénomène fondamentalement non-linéaire. Il ne s'établit qu'après apparition des harmoniques de la fréquence fondamentale et sa fréquence dépend de la pression de contact de la plaquette. Les non-linéarités, localisées grâce au taux d'harmoniques, sont très

marquées suivant les composantes radiale et normale au disque mais la composante tangentielle semble être quasi-linéaire. Le bord de fuite est le lieu des non-linéarités suivant la composante radiale. Les non-linéarités normales semblent se situer majoritairement en bord d'attaque mais également en bord de fuite.

Les mesures accélérométriques des différents capteurs sont déphasées entre elles. Le mouvement de la plaquette peut être décomposé en trois mouvements de base. La plaquette est animée de deux mouvements de corps rigide, une translation suivant la tangente au disque et une rotation suivant la normale au disque. Enfin la plaquette présente un mode de flexion du patin qui se propage dans sa longueur. Tous ces mouvements ont été visualisés en interpolant les déplacements des points du dos de la plaquette.

L'expérience a montrée que tenter d'amortir le crissement par des matériaux viscoélastiques tels que des shims peut être contre-productif. Dans notre cas, le crissement a été plus difficile à reproduire une fois le shim retiré. Les analyses aux modes propres complexes peuvent difficilement modéliser un tel comportement, même si le couplage de modes est très certainement impliqué dans l'apparition du crissement. En effet, le crissement n'apparaît que lorsque les non-linéarités sont très marquées.

Cette étude pourrait être complétée par des mesures de vitesse normales du disque. Cela permettrait de savoir si le disque est lui aussi sujet à une vibration se propageant dans le même sens que les plaquettes. De plus, une question importante est de savoir si le mouvement des lobes du disque est en phase ou non avec le lobe de la plaquette afin de tester des modèles.

Remerciements

Nous tenons tout particulièrement à remercier T. Pasquet, T. Chancelier, G. Taudière et G. Rejdych de l'équipe du NVH de Bosch Drancy pour nous avoir permis de réaliser ces essais.

Références

- [1] J. D. Fieldhouse and T. P. Newcomb. Double pulsed holography used to investigate noisy brakes. *Optics and Lasers in Engineering*, 25(6) :455 – 494, 1996. Optical Diagnostics in the Automotive Industry.
- [2] O. Giannini, A. Akay, and F. Massi. Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup. *Journal of Sound and Vibration*, 292(1-2) :1 – 20, 2006.
- [3] O. Giannini and F. Massi. Characterization of the high-frequency squeal on a laboratory brake setup. *Journal of Sound and Vibration*, 310(1-2) :394 – 408, 2008.
- [4] O. Giannini and A. Sestieri. Predictive model of squeal noise occurring on a laboratory brake. *Journal of Sound and Vibration*, 296(3) :583 – 601, 2006.
- [5] W. Liu, G. M. Vyletel, and J. Li. A rapid design tool and methodology for reducing high frequency brake squeal. In *Proceedings of the 24th Annual Brake Colloquim & Exhibition*, 2006.