



Déformée opérationnelle d'une plaquette de frein lors d'un crissement

Franck Renaud, Jean-Luc Dion, Gaël Chevallier

► To cite this version:

Franck Renaud, Jean-Luc Dion, Gaël Chevallier. Déformée opérationnelle d'une plaquette de frein lors d'un crissement. Colloque Analyse Vibratoire Expérimentale, Blois, Nov 2012, Blois, France. hal-01369214

HAL Id: hal-01369214

<https://hal.science/hal-01369214>

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.

Déformée opérationnelle d’une plaquette de frein lors d’un crissement

Operational deflexion shape of a pad during a squeal noise occurrence

Franck Renaud, Jean-Luc Dion, Gaël Chevallier

LISMMA-EA2336 - Institut Supérieur de Mécanique de Paris - 3 rue Fernand Hainaut - 93400 SAINT OUEEN - FRANCE, e-mail : franck.renaud@supmeca.fr

Mots-clés : Déformée opérationnelle, crissement, analyse temps-fréquence, visualisation, éléments finis

Keywords : Operational deflexion shape, squeal, time-frequency analysis, visualization, finite element

Résumé

Le mouvement d’une plaquette pendant un crissement est observé sur un système de frein industriel à disque grâce à des accéléromètres tri-axes. Une analyse temps-fréquence est menée. Elle montre que le crissement apparaît en même temps que des composantes harmoniques. Ensuite les déformées opérationnelles de la plaquette avant et pendant le crissement sont visualisées par interpolation des mesures. Les déformées présentent principalement un mouvement de flexion.

1 Introduction

De nombreuses études ont précédemment été menées afin de modéliser le crissement de frein par éléments finis que ce soit dans le domaine fréquentiel ou dans le domaine temporel. En revanche la littérature est moins abondante sur les études expérimentales. Citons Giannini et al. [1, 2, 3] et qui ont travaillé sur un banc de crissement simplifié avec contact quasi-ponctuel. Butlin et al. [4] ont proposé une étude expérimentale systématique de la naissance du crissement sur un banc simplifié conçu par Duffour et al. [5].

Les études sur banc simplifié sont nécessaires pour faciliter la compréhension et l’interprétation des observations. Toutefois les systèmes de freinage industriel présentent de large zones de contact qui rendent leur comportement différent de ceux observés sur les bancs simplifiés à contact ponctuel. En effet, AbuBakar et Ouyang [6] ont montré que la surface effective de contact sur des plaquettes de frein industrielles est petite en comparaison de la surface nominale et donc difficile à localiser. Ainsi pour que les modèles éléments finis soient prédictifs, ils doivent prendre en compte la topographie effective des plaquettes de freins (cf. AbuBakar et Ouyang [7, 8]).

Afin d'améliorer les modèles de crissement, il est primordial de comparer, comme l'a fait Lorang [9], les fréquences prédites comme instables à celles observées expérimentalement. Mais il est également très intéressant de confronter les modèles aux déformées opérationnelles observées et notamment celles des plaquettes de frein qui sont au coeur du contact. Certains ont tenté d'observer ces déformées par vélocimétrie LASER, mais cela ne convient que pour des phénomènes stationnaires. Les phénomènes transitoires comme le crissement requièrent des techniques plus évoluées comme la "double-pulse holography" utilisée par Fieldhouse and Newcomb [10]. Toutefois le composant observé doit être accessible au LASER ce qui n'est pas le cas des plaquettes de frein. C'est pourquoi les auteurs ont optés pour l'utilisation d'accéléromètres tri-axes (cf. Renaud et al. [11]).

2 Description du banc et analyse temps-fréquence

Le banc d'essai de crissement consiste en un système de freinage industriel monté sur un disque entraîné par un moteur électrique (voir les figures 1 and 2). La vitesse de rotation du disque est de 2.62Hz. Cette vitesse est asservie à 300Hz. La plaquette intérieure, c'est-à-dire celle située entre le disque et le véhicule, est instrumentée de six accéléromètres tri-axes. Comme le montre la figure 3, tous les accéléromètres sont collés au dos de la plaquette avec de la colle Cyanolite : deux au bord d'attaque (accéléromètres 1 et 6), deux au centre (accéléromètres 2 et 5) et deux au bord de fuite (accéléromètres 3 et 4), voir la figure 3. Les capteurs pèsent tous entre 3 et 10g contre 500g pour la plaquette. La configuration des capteurs permet de décrire les mouvements de flexion et de torsion. La fréquence d'échantillonnage du matériel d'acquisition est $f_S = 16384\text{Hz}$. Un filtre anti-repliement est utilisé, ainsi l'analyse peut être menée jusqu'à 6400Hz.

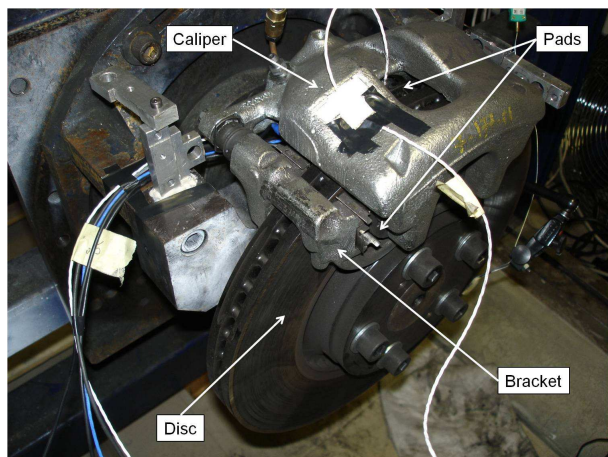


FIGURE 1 – Banc d'essai

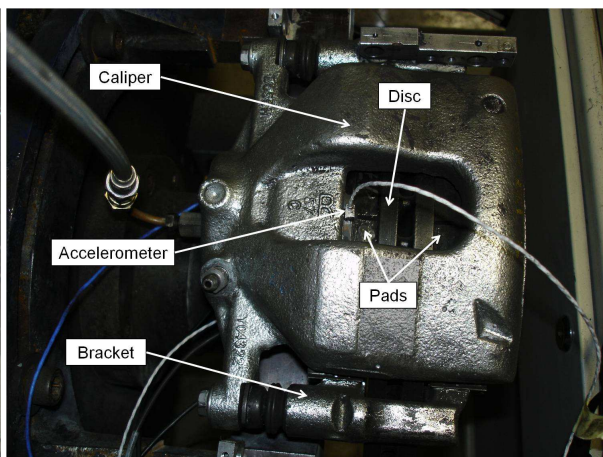


FIGURE 2 – Banc d'essai

Le crissement est obtenu en augmentant manuellement la pression hydraulique depuis 0bars jusqu'à 10bars. Il est impossible d'acquérir les valeurs de pression pendant les essais. Toutefois un moniteur permet de connaître cette pression approximativement. En haut de la figure 4 est présentée l'accélération du bord d'attaque en fonction du temps mesurée par l'accéléromètre 6 le long de l'axe z (voir la numérotation sur la figure 3). La transformée de Fourier à court terme

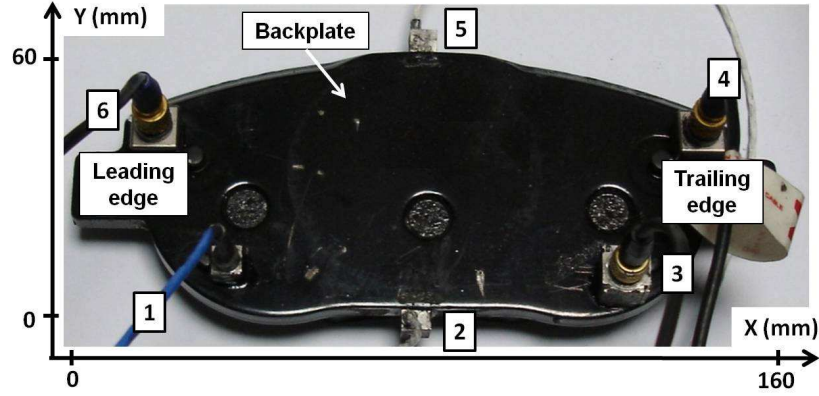


FIGURE 3 – Dos de la plaquette avec 6 accéléromètres tri-axes.

(DSTFT) de ce signal est présentée en bas de la figure 4. Elle permet de connaître les composantes fréquentielles principales du signal à un instant donné. Elle a été calculée en utilisant une fenêtre glissante de Hamming avec un chevauchement de 50%. Chaque fenêtre comporte 1024 points, ce qui représente un laps de temps de 0.0625s. L'échelle de couleur représente l'amplitude de l'accélération en échelle logarithmique et la pression hydraulique approximative est indiquée.

Le signal temporel présenté en figure 4 peut être divisé en 8 périodes de temps :

1. *De 0 à 2.8s* : La pression est nulle mais la plaquette lèche le disque excitant ainsi tous les modes avec plus ou moins d'intensité en fonction des variations d'épaisseur du disque.
2. *De 2.8 à 3.7s* : La pression est appliquée ce qui excite toutes fréquences au-dessus de 3000Hz. Le crissement n'est pas encore apparu mais le spectre présente déjà une petite composante fréquentielle autour de 1515Hz.
3. *De 3.7 à 4.05s* : A 3.7s, le signal commence à diverger. A 4.05s la pression atteint 3 bars et le crissement apparaît avec une forte composante fréquentielle à 1515Hz.
4. *De 4.05 à 7.9s* : La pression passe de 3 à 6 bars. Le crissement se maintient jusqu'à 7.9s. Il est composé de 3 fréquences : la fondamentale (H1), qui passe de 1500 à 1900Hz, et de deux harmoniques (H2 and H3).
5. *De 7.9 à 8.3s* : La pression passe de 6 à 7 bars et le crissement disparaît avec ses harmoniques. Bien que devenu inaudible, la composante fondamentale du crissement est latente avec une faible amplitude.
6. *De 8.3 à 8.9s* : La pression passe de 7 à 8 bars faisant réapparaître simultanément le crissement et ses harmoniques.
7. *De 8.9 à 13.4s* : La pression augmente et le crissement disparaît de nouveau.
8. *De 13.4 à 14s* : La pression est relâchée et la plaquette lèche le disque comme au début.

La présence d'harmoniques indique l'existence de non-linéarités. Notons qu'ici, ces non-linéarités ne peuvent pas être attribuées au phénomène de stick-slip ce qui peut être démontré par un calcul rapide. En effet, l'accélération maximale est mesurée par le capteur 1 mais est inférieure à 200m.s^{-2} à une fréquence supérieure à 1700Hz, ainsi la vitesse au dos de la plaquette est telle que $V_{\text{pad}} < 200/(2\pi \times 1700) = 0.019\text{m.s}^{-1}$. En considérant un disque rigide, la vitesse de la zone de contact de la plaquette peut être estimée comme suit $V_{\text{pad}} \simeq V_x + E_{\text{pad}}/G_{\text{pad}} \times V_z \leq$

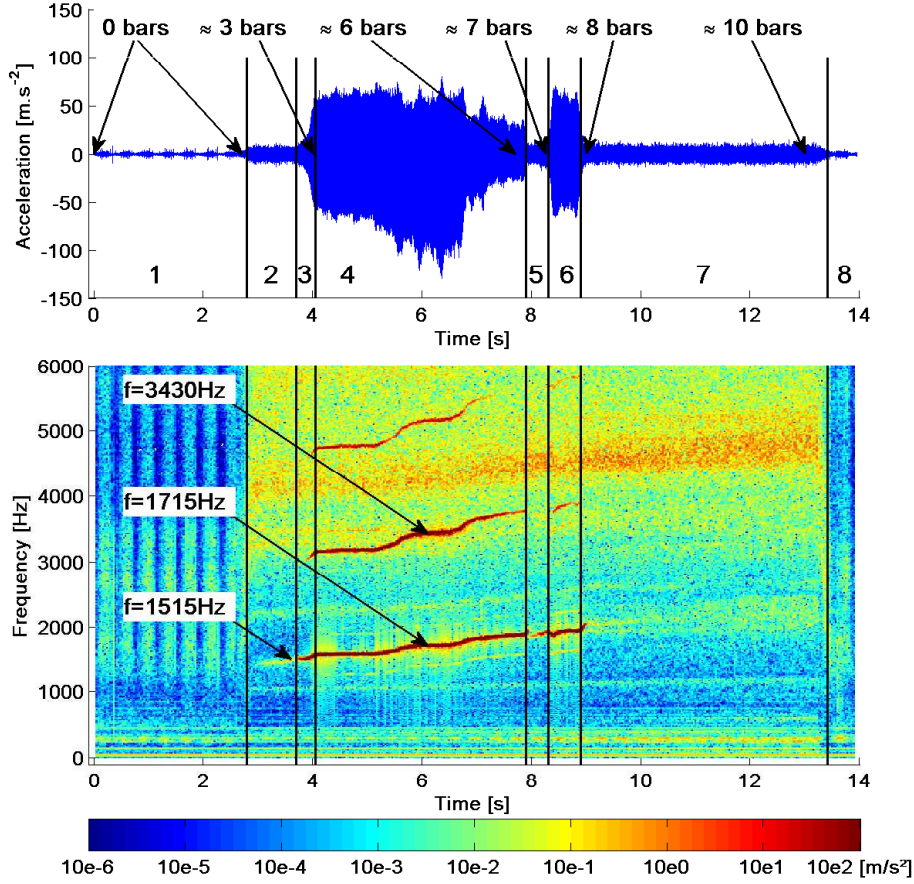


FIGURE 4 – En haut, l'accélération en fonction du temps mesurée par l'accéléromètre 6 suivant l'axe z. En bas, la transformée de Fourier à court terme (DSTFT) du même signal. L'échelle de couleur représente l'amplitude de l'accélération en échelle log et la pression hydraulique est indiquée.

$0.019 \times (1 + E_{\text{pad}}/G_{\text{pad}}) \simeq 4 \times 0.019 \text{ m.s}^{-1}$ avec E_{pad} le module d'Young et G_{pad} le module de cisaillement. Au niveau de la zone de contact, le rayon du disque est d'environ 10cm, ainsi la vitesse du disque vaut $V_{\text{disc}} = 0.1 \times 2\pi \times 2.62 = 1.65 \text{ m.s}^{-1}$. Au final le disque va au minimum 20 fois plus vite que la plaquette de frein. La plaquette ne peut pas adhérer au disque puisqu'elle ne peut pas le rattraper donc le stick-slip est impossible.

3 Déformée opérationnelle de la plaquette

Les déformées du dos de la plaquette peuvent être interpolées à partir des mesures des 6 accéléromètres grâce à la technique d'interpolation des éléments finis (cf. Dhatt et al. [12]). Pour cela, un quadrilatère à 6 noeuds est utilisé. Il est quadratique selon l'axe x et linéaire suivant l'axe y (cf. figure 5). La base polynomiale utilisée est $\langle P(x,y) \rangle = \langle 1, x, y, xy, x^2, x^2y \rangle$.

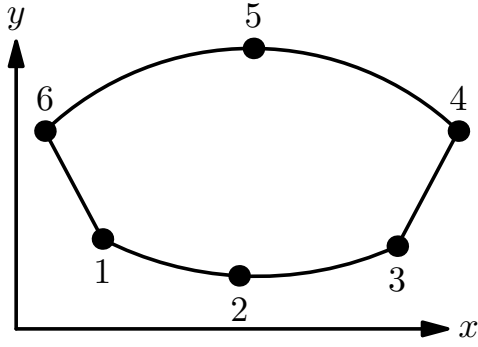


FIGURE 5 – Quadrilatère composé de 6 noeuds pour une interpolation quadratique suivant l'axe x et linéaire suivant l'axe y.

Ensuite les déplacements sont interpolés par la relation suivante : $u(x, y) = \langle N(x, y) \rangle \{u_n\}$. Ici $\{u_n\}$ est le vecteur des déplacements des capteurs calculé par intégration des mesures d'accélération. Les fonctions d'interpolation sont calculées par l'équation suivante : $\langle N(x, y) \rangle = \langle P(x, y) \rangle [P_n]^{-1}$. Ici, $[P_n]$ est obtenu par l'évaluation de la base polynomiale aux positions des capteurs (cf. Eq. (1)).

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

3.1 Avant le crissement

Observons la déformée de la plaquette immédiatement avant l'apparition du crissement, c'est-à-dire entre $t = 3.6s$ et $t = 3.8s$. Selon la DSTFT de la figure 4, le signal d'accélération est principalement composé de bruit au-delà des 3000Hz plus une composante fréquentielle à 1515Hz. Puisque cette composante fréquentielle à 1515Hz devient le crissement au cours de la quatrième période de l'essai, elle peut être clairement attribuée à un mode instable du système de freinage. Les composantes fréquentielles à 1515Hz des mesures d'accélérations, Acc_{pad} , sont extraites par l'équation (2) en utilisant une fenêtre de Hann entre $t = 3.6s$ et $t = 3.8s$. Ensuite, ces composantes sont intégrées pour obtenir le vecteur des déplacements : $\{u_n\} = -Acc_{pad}/(2\pi m f_S)^2$ avec $m = 1515/f_S$.

$$Acc_{pad} = \sum_{k=0}^{N-1} w_N[k] \times acc[k] \times e^{-2i\pi k m} \text{ avec } m = 1515/f_S \quad (2)$$

La déformée opérationnelle de la plaquette à 1515Hz est présentée par l'animation de la figure 6. C'est une flexion. De plus, le spectre des accélérations à 1515Hz est complexe, ce qui induit un déphasage entre les capteurs. Donc le mouvement de flexion de la plaquette se propage, l'onde n'est pas stationnaire (cf. figure 6).

3.2 Pendant le crissement

Observons maintenant la déformée de la plaquette pendant le crissement, c'est-à-dire entre $t = 6.0s$ et $t = 6.2s$. Selon la DSTFT de la figure 4, le signal d'accélération est principalement composé d'une fondamentale à 1715Hz et de deux harmoniques à 3430Hz et 5145Hz. Comme précédemment (cf. section 3.1), les composantes fréquentielles des accélérations à 1715Hz et à 3430Hz sont extraites par l'équation (2), avec $m = 1715/f_S$ pour la fondamentale et $m = 3430/f_S$ pour la deuxième harmonique. Elles sont intégrées pour calculer le vecteur des déplacements des capteurs : $\{u_n\}$. Ces déformées sont toutes deux représentées par les animations des figures 7 et 8. La déformée opérationnelle de la plaquette est la somme des déformées à

FIGURE 6 – Déformée opérationnelle du dos de la plaquette immédiatement avant l'apparition du crissement, c'est-à-dire entre $t = 3.6\text{s}$ et $t = 3.8\text{s}$, et à la fréquence fondamentale (1515Hz). Les couleurs représentent l'amplitude des déplacements en m suivant l'axe z.

ces 3 fréquences. Puisque les déplacements de la fondamentale sont beaucoup plus importants que ceux des harmoniques, la déformée à la fréquence fondamentale est représentative de la déformée globale pendant le crissement.

FIGURE 7 – Déformée opérationnelle du dos de la plaquette pendant le crissement, c'est-à-dire entre $t = 6.0\text{s}$ et $t = 6.2\text{s}$, et à la fréquence fondamentale (1715Hz). Les couleurs représentent l'amplitude des déplacements en m suivant l'axe z.

FIGURE 8 – Déformée opérationnelle du dos de la plaquette pendant le crissement, c'est-à-dire entre $t = 6.0\text{s}$ et $t = 6.2\text{s}$, et à la fréquence de la deuxième harmonique (3430Hz). Les couleurs représentent l'amplitude des déplacements en m suivant l'axe z.

$$\text{MAC}_{ij} = \frac{|{}^t\varphi_i \overline{{}^t\psi_j}|^2}{{}^t\varphi_i \overline{{}^t\varphi_i} {}^t\psi_j \overline{{}^t\psi_j}} \quad (3)$$

Le MAC (Modal Assurance Criterion) défini par l'équation (3) est une mesure du degré de colinéarité entre deux vecteurs φ_i et ψ_j (cf. Allemang [13]). La déformée opérationnelle pendant le crissement (cf. figure 7) présente la même flexion que juste avant l'apparition du crissement (cf. figure 6). La valeur de MAC entre ces deux déformées est de 88.6%. Toutefois, pendant le crissement, l'amplitude est 100 fois plus grande. En séparant les directions d'observation, les valeurs de MAC sont de 99.17% pour l'axe x, 90.7% pour l'axe y et 96.3% pour l'axe z. La deuxième harmonique entre $t = 6.0\text{s}$ et $t = 6.2\text{s}$ est composée d'une torsion et d'une flexion du bord d'attaque (cf. figure 8). Comme précédemment, les spectres des accélérations obtenues par l'équation (2) sont complexes. Donc le mouvement de la plaquette se propage (cf. figure 7 et figure 8).

4 Conclusion

Contrairement à beaucoup d'études expérimentales antérieures, des essais de crissement ont été menés sur un système de freinage industriel. Une plaquette de frein a été instrumentée par 6 accéléromètres tri-axes. Ici le crissement n'est pas imputable au stick-slip. Les accélérations mesurées montrent une dépendance de la fréquence du crissement à la pression hydraulique. Le spectre du crissement présente une fondamentale et deux harmoniques. La fréquence fondamentale du crissement est présente quasiment pendant tout l'essai et de manière latente quand il n'y a pas de crissement audible.

La déformée opérationnelle du dos de la plaquette de frein a été interpolée par la méthode des éléments finis à partir des mesures des capteurs. Cette déformée présente une flexion identique avant l'apparition du crissement et pendant ce dernier. La déformée de la deuxième harmonique est composée d'une flexion du bord d'attaque et d'une torsion. Toutes les déformées observées sont des ondes propagatives.

Dans l'article de Renaud et al. [11], un modèle éléments finis a été confronté aux déformées opérationnelles observées sur ce banc.

Références

- [1] Oliviero Giannini, Adnan Akay, and Francesco Massi. Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup. *Journal of Sound and Vibration*, 292(1-2) :1 – 20, 2006.
- [2] Oliviero Giannini and Aldo Sestieri. Predictive model of squeal noise occurring on a laboratory brake. *Journal of Sound and Vibration*, 296(3) :583 – 601, 2006.
- [3] Oliviero Giannini and Francesco Massi. Characterization of the high-frequency squeal on a laboratory brake setup. *Journal of Sound and Vibration*, 310(1-2) :394 – 408, 2008.
- [4] T. Butlin and J. Woodhouse. A systematic experimental study of squeal initiation. *Journal of Sound and Vibration*, 330(21) :5077–5095, October 2011.
- [5] P Duffour and J Woodhouse. Instability of systems with a frictional point contact - part 3 : Experimental tests. *Journal of Sound and Vibration*, 304(1-2) :186–200, July 2007.
- [6] A R AbuBakar, H Ouyang, and M K A Hamid. A new prediction methodology for dynamic contact pressure distribution in a disc brake. *Jurnal Teknologi*, 45(A) :1–11, 2006.
- [7] A R AbuBakar and H Ouyang. A prediction methodology of disk brake squeal using complex eigenvalue analysis. *International Journal of Vehicle Design*, 46 :416–435, 2008.
- [8] A R AbuBakar and H Ouyang. Complex eigenvalue analysis and dynamic transient analysis in predicting disc brake squeal. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 2 :143–155, 2006.
- [9] X Lorang, F Foyrargiocchi, Q Nguyen, and P Gautier. TGV disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 293(3-5) :735–746, June 2006.
- [10] 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.
- [11] Franck Renaud, Gaël Chevallier, Jean-Luc Dion, and Guillaume Taudière. Motion capture of a pad measured with accelerometers during squeal noise in a real brake system. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 33(0) :155 – 166, 2012.
- [12] G. Dhatt, G. Touzot, and E. Lefrançois. *Méthode des éléments finis*. Lavoisier, 2005.
- [13] Randall J. Allemang. The modal assurance criterion (mac) : Twenty years of use and abuse. *Sound and Vibration*, August :14–21, 2003. University of Cincinnati.