

---

# Identification aveugle paramétrique basée sur la cyclostationnarité à l'ordre deux de la fonction de transfert à partir des mesures vibratoires

Khalid Ait Sghir \*, \*\*, Mohamed El Badaoui\*, Marc Thomas\*\*\*\*, François Guillet\*, M'hamed Bakrim\*\*\*, Driss Aboutajdine\*\*

\* *LASPI, IUT de Roanne, Dép. GIM – Université Jean Monnet de Saint Etienne, 20, Avenue de Paris, 42334 Roanne*

\*\**LEESA\_GSCM, Faculté des sciences de Rabat Agdal Avenue Ibn Battouta B.P. 1014 RP, Rabat, Maroc.*

\*\*\**LP2M2E, Département de Physique Appliquée, Faculté des Sciences et Techniques BP-549 Marrakech, Maroc.*

\*\*\*\**Département de génie mécanique, École Polytechnique, Montréal, Qc, Canada*

**Khalid.ait.sghir@univ-st-etienne.fr ; badaoui@ univ-st-etienne.fr, marc.thomas@etsmtl.ca, bakrim@fstg-marrakech.ac.ma, aboutaj@fsr.ac.ma;**

**Sections de rattachement : 61**

**Secteur : Secondaire**

**RÉSUMÉ.** Cet article aborde l'identification aveugle de la réponse impulsionnelle à partir seulement de la mesure vibratoire. Une méthode d'identification aveugle, basée sur l'extraction des paramètres du filtre ARMA à partir de la corrélation spectrale cyclique, est proposée pour estimer la fonction de transfert d'un système broche-outil-pièce d'une machine d'usinage à grande vitesse. Il est montré que le signal vibratoire issu de la fraiseuse est cyclostationnaire. Une application expérimentale a été validée sur un banc d'essai d'une fraiseuse à haute vitesse en utilisant deux accéléromètres. L'aptitude de cette méthode à extraire la réponse impulsionnelle à partir seulement de la mesure vibratoire est démontrée. Cela nous permet une identification « online » de la dynamique du système en fonctionnement sans avoir recours à des méthodes modales classiques qui nécessitent que la machine soit en arrêt.

**MOTS-CLÉS :** Cyclostationnarité, analyse modale, machine d'usinage à grande vitesse.

*Nous remercions la région Rhône Alpes pour son soutien financier*

## 1. Introduction

En fabrication, la connaissance des propriétés dynamiques du système broche-outil-pièce en opération est d'une grande importance dans les applications industrielles des machines d'usinage haute vitesse. En effet, dû à l'effet gyroscopique, les paramètres modaux varient avec la vitesse de rotation et il est primordial de les connaître en opération pour ajuster les lobes de stabilité et ainsi sélectionner un choix optimal des paramètres d'usinage et d'éviter le broutement (Faassen 2007) (Altintas et al., 1995).

Dans cet article, une estimation aveugle de la réponse impulsionnelle, à partir seulement de la mesure vibratoire en utilisant les statistiques d'ordre deux (Ding 1994), est proposée. Des signaux vibratoires, fournis par des accéléromètres, l'un placé sur un palier de la broche et l'autre sur la table dynamomètre à côté de la pièce usinée, sont modélisés comme étant la sortie d'un filtre autorégressif ARMA. L'idée de base est d'extraire les paramètres de ce filtre ARMA en se basant sur une propriété intéressante de la machine tournante qui est la cyclostationnarité. Cette propriété, engendrée par le cycle de la machine, est la base théorique de plusieurs méthodes de diagnostic des machines tournantes (Antoni 2007).

Le plan de cet article est le suivant. Dans la section 2, les bases théoriques de ce travail sont données. Dans la section 3, la méthode d'identification paramétrique basée sur la corrélation spectrale cyclique est présentée. Dans la section 4, la méthode est appliquée sur des signaux issus d'une machine d'usinage à grande vitesse. Une conclusion avec perspectives sont données à la fin.

## 2. Les bases théoriques :

### 2.1 Modélisation des signaux vibratoires :

Le système broche-outil-pièce de fabrication est modélisé comme étant un système SISO (Single Input et Single Output), avec une seule entrée et une seule sortie. Pour chaque point de mesure  $i$ , le système peut s'écrire sous la forme analytique suivante :

$$\mathbf{x}_i(\mathbf{t}) = \mathbf{e}(\mathbf{t}) * \mathbf{h}_i(\mathbf{t}) + \mathbf{u}_i(\mathbf{t}) \quad [1]$$

$\mathbf{e}(\mathbf{t})$ , l'entrée appelée force d'excitation considérée comme un bruit blanc cyclostationnaire..  $h(t)$  la réponse impulsionnelle recherchée du système mécanique, supposée linéaire et invariant dans le temps,  $\mathbf{x}(\mathbf{t})$  est la sortie donnée par l'accéléromètre, elle est cyclostationnaire.  $u(t)$  est un bruit supposé stationnaire blanc modélisant le bruit blanc.

### 2.1 Corrélation spectrale :

Un signal est dit cyclostationnaire si ses propriétés statistiques (moyenne, variance) sont périodiques, de période  $T$ , par rapport à la variable générique (temporel, angulaire).

Les signaux vibratoires issus des machines tournantes sont cyclostationnaires, si la fluctuation de la vitesse de rotation est constante ou bien si ces signaux sont acquis de manière angulaire (Antoni et al., 2004). La fonction clé de cet article sera la fonction de corrélation spectrale qui est un outil de description des signaux cyclo-stationnaires efficace et qui a été utilisé dans des applications tel que le diagnostic des machines tournantes (Lejeune et al., 1997). La corrélation spectrale est définie par l'équation suivante:

$$\mathbf{S}_x^\alpha(\mathbf{f}) = \lim_{W \rightarrow \infty} \frac{1}{W} \mathbf{E}\{\mathbf{X}_W(\mathbf{f})\mathbf{X}_W^*(\mathbf{f} - \alpha)\} \quad [2]$$

Où  $X(f)$  est la transformée de Fourier de  $x(t)$  sur une fenêtre de taille  $W$ ,  $\alpha=1/T$  est la fréquence cyclique avec  $T$  la période cyclique. Lorsque  $\alpha = 0$ , on obtient la densité spectrale classique. Pour l'estimation de la corrélation spectrale, nous utilisons le bi-périodogramme lissé (Antoni 2007).

### 3. Méthode d'identification paramétrique :

#### 3.1 Description de la méthode:

La corrélation spectrale pour la relation (1), exprimée dans le domaine  $z$  pour les deux fréquences cyclique  $\alpha$  et  $-\alpha$  (avec  $\alpha \neq 0$ ), est donnée comme suit :

$$\mathbf{S}_x^\alpha(z) = \sigma_s^2 \mathbf{H}[z]\mathbf{H}^*\left(\frac{e^{-i\alpha}}{z^*}\right) \quad , \quad \mathbf{S}_x^{-\alpha}(z) = \sigma_s^2 \mathbf{H}[z]\mathbf{H}^*\left(\frac{e^{i\alpha}}{z^*}\right) \quad [3]$$

Nous savons que le système ARMA s'écrit sous cette forme :

$$\mathbf{H}(z) = \mathbf{A} \frac{\prod_{i=1}^M (1 - z_i z^{-1})}{\prod_{i=1}^N (1 - p_i z^{-1})} \quad [4]$$

où les  $p_i$  et les  $z_i$  sont respectivement les pôles et les zéros de la fonction de transfert.  $N$  nombre de pôles et  $M$  nombre de zéros. La corrélation spectrale, pour la fréquence cyclique  $\alpha$ , en fonction des pôles et des zéros sous cette forme :

$$\mathbf{S}_x^\alpha[z] = |\mathbf{A}|^2 \frac{\prod_{i=1}^M (1 - z_i z^{-1}) \prod_{i=1}^M (1 - z_i^* z e^{-j\alpha})}{\prod_{i=1}^N (1 - p_i z^{-1}) \prod_{i=1}^N (1 - p_i^* z e^{-j\alpha})} \quad [5]$$

Le but est d'extraire les pôles et les zéros à partir des spectres cycliques (équation 5). Quand il n'y a pas annulation des pôles et zéros dans le produit  $\mathbf{H}(z)\mathbf{H}^*(e^{\mp j\alpha}/z^*)$ , les zéros du système sont parmi les zéros communs de  $\mathbf{S}_x^\alpha(z)$  et  $\mathbf{S}_x^{-\alpha}(z)$  et les pôles du système sont les pôles stables de  $\mathbf{S}_x^\alpha(z)$  et  $\mathbf{S}_x^{-\alpha}(z)$ .

#### 3.2 Extraction des pôles et des zéros :

En établissant les concepts de base avec les pôles et les zéros à phases mixtes, la

méthode d'identification est décrite par le théorème suivant.

**Théorème (Ding et al.1994) :**

Supposant qu'un système ARMA causal, stable et invariant dans le temps satisfait les conditions suivantes :

- Les zéros sur un cercle n'ont pas une différence de phase égale à  $4\pi\alpha$ .
- Il n'y a pas ni des zéros ni des pôles sur le cercle unité.

Alors les pôles du système ARMA est l'union des racines de :

$$\sigma_p^{(l)}(x) = x^N + \sigma_{p,1}^{(l)}x^{N-1} + \dots + \sigma_{p,N}^{(l)}, \quad l=-1,1 \quad [6]$$

avec les  $\sigma_{p,1}^{(l)}$ , déterminés par les équations :

$$c_{p,1}^{(l)}(N+k) + \sigma_{p,1}^{(l)}c_{p,1}^{(l)}(N+k-1) + \dots + \sigma_{p,N}^{(l)}c_p^{(l)}(k) = 0, \text{ for } k=0, 1, 2, \dots$$

$$\text{où: } c_p^{(l)}(k) = \text{IFFT}\{S_x^{l\alpha}[f]\} \quad l=-1,1 \quad [7]$$

Les zéros non-annulés à l'intérieur du cercle sont déterminés par les racines communes de :

$$\sigma_z^{(l)}(x) = x^M + \sigma_{z,1}^{(l)}x^{M-1} + \dots + \sigma_{z,M}^{(l)}, \quad l=-1,1 \quad [8]$$

avec  $\sigma_{z,p}^{(l)}$  sont déterminés par les équations :

$$c_{z,1}^{(l)}(M+k) + \sigma_{z,1}^{(l)}c_z^{(l)}(M+k-1) + \dots + \sigma_{z,M}^{(l)}c_z^{(l)}(k) = 0, \text{ for } k=0,1,2, \dots$$

$$\text{où: } c_z^{(l)}(k) = \text{IFFT}\left\{\frac{1}{S_x^{l\alpha}[f]}\right\} \quad l=1,-1 \quad [9]$$

Les zéros non annulés en dehors du cercle d'unité sont les réciproques du reste des racines de  $\sigma_z^{(l)}(x) = 0$ , multiplié par  $e^{j\alpha}$ .

Pour trouver les zéros qu'on peut supprimer, on se base sur les pôles identifiés auparavant. Notons  $\Gamma_1$ , les pôles stables de  $S_x^\alpha(z)$  et  $\Gamma_2$ , l'ensemble des pôles stables de  $S_x^{-\alpha}$ . Les zéros annulés sont obtenus à partir des pôles basés sur :

$$z_i = \frac{1}{\zeta_i^* e^{j\alpha}}, \zeta_i^* \in \Gamma_1 \cup \Gamma_2 - \Gamma_1 \quad \text{et} \quad z_i = \frac{1}{\zeta_i^* e^{j\alpha}}, \zeta_i^* \in \Gamma_1 \cup \Gamma_2 - \Gamma_2 \quad [10]$$

Ainsi nous récupérons les pôles et les zéros de notre système.

### 3.3 Algorithme du calcul :

La RI est déterminée par l'algorithme suivant :

- Détermination de l'ordre du filtre (Ananthram 2001 et al.,).
- Détermination de la fréquence cyclique existante  $\alpha$ .
- Calculer les corrélations spectrales pour  $\alpha$  et  $-\alpha$ .

- Détermination des pôles et des zéros de notre système (théorème : partie 3.2).

#### 4. SIGNAUX D'EXPERIMENTATIONS :

##### 4.1 Banc d'essai :

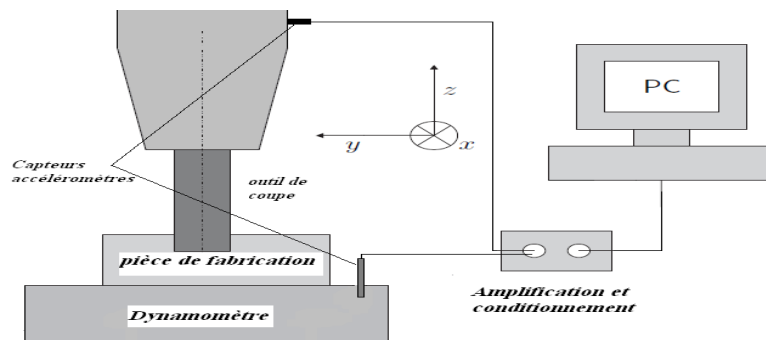
Afin de valider notre approche sur des signaux réels, un banc d'essai a été préparé pour extraire des signaux vibratoires d'une machine d'usinage à grande vitesse. Une machine Nexus 410-A de vitesse de rotation maximale de (12000 rpm) est utilisée. Deux accéléromètres ont été placés sur la machine, un sur la broche dans la direction y et l'autre sur la table dynamométrique dans la direction de l'avance de la machine-direction x (figure 1). Un outil de type 'Minicut 4 flutes 1' est préparé pour l'usinage d'une pièce de l'aluminium Al7071. Les conditions de coupe sont : l'avance 0.203 mm/dent, profondeur axiale 2.54mm, profondeur radiale 12.7mm, vitesse de coupe 300m/min et la vitesse de révolution 3761.47rpm (62.7Hz). Une série de mesures a été faite avec 500 000 échantillons suivant chaque axe et avec la fréquence d'échantillonnage égale à 48kHz.

##### 4.2 Analyse des signaux :

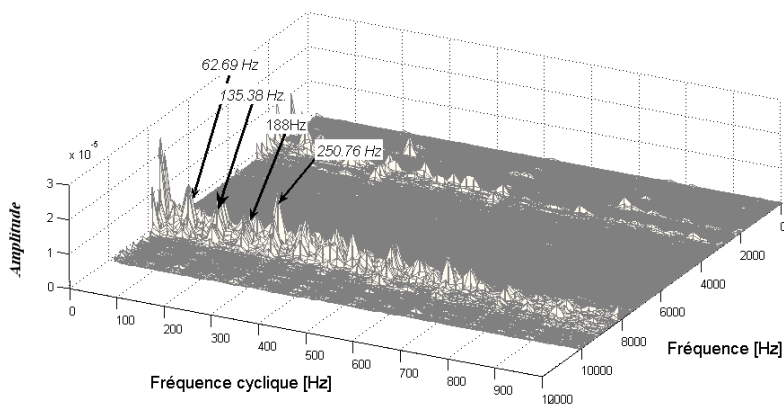
La figure 2 présente la corrélation spectrale du signal provenant du capteur 2. D'après cette figure, la corrélation spectrale est discrète dans la direction de l'axe des fréquences cycliques et continue dans la direction des fréquences spectrales  $f$ . Dans la direction des fréquences, nous voyons des pics qui correspondent à l'analyse spectrale du signal. Dans la direction des fréquences cycliques, nous avons des raies spectrales à la fréquence cyclique de 62.69 Hz qui correspondent à la fréquence de rotation de l'outil et à ses harmoniques (135.38 Hz, 188 Hz, 250.76Hz etc..). L'apparition des raies à ces fréquences cycliques (la fréquence cyclique  $\alpha=62.69$  Hz et ses multiples) prouve l'aspect cyclostationnaire de notre signal. Dans la suite nous allons utiliser la corrélation spectrale cyclique pour les fréquences cycliques  $\alpha$  et  $-\alpha$  (avec  $\alpha= 62.69$  Hz) pour estimer la R.I de notre système.

Nous avons appliqué l'algorithme présenté dans le paragraphe 3.3 pour les signaux provenant des accéléromètres 1 et 2. L'estimation du nombre de pôles et de zéros a donné 3 pôles et 3 zéros pour l'accéléromètre 1 et 9 pôles et 9 zéros pour l'accéléromètre 2. Pour la corrélation spectrale, nous avons pris une taille de fenêtre de (type Hamming) égale à 1024 pour un signal de taille 500000 échantillons. Ensuite, nous avons appliqué le théorème présenté dans le paragraphe 3.2. La figure 3(a) présente la réponse fréquentielle (RF) estimée à partir du capteur 1. Dans cette figure, il y a un seul pic proche de 900 Hz. Cette fréquence correspond à la résonance de l'outil. La figure 3(b) présente la RF estimée à partir du capteur 2 qui est placé dans la direction

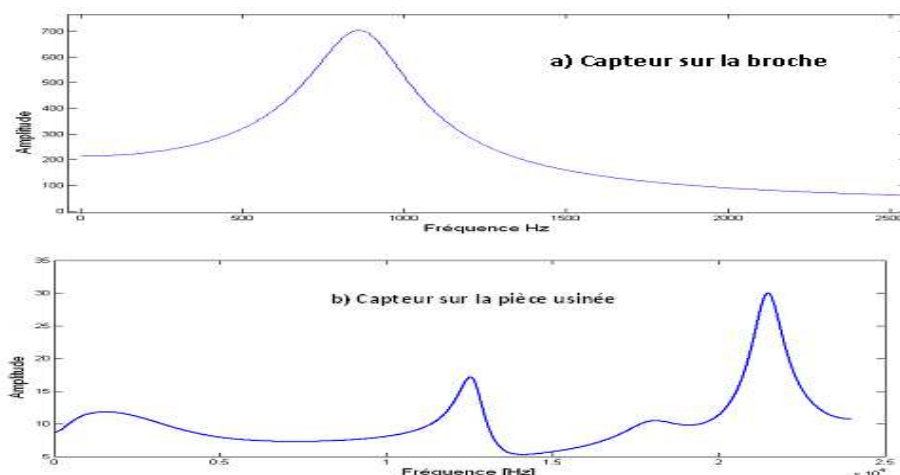
d'avance de l'outil. Nous trouvons plusieurs pics qui correspondent aux modes de résonance du système. Parmi ces pics, nous trouvons un pic autour de la fréquence de résonance de l'outil (900 Hz). Les autres pics de hautes fréquences correspondent aux autres modes de résonance et à la coupe puisque cette RF est estimée à partir du capteur 2 qui est placé proche de la zone d'usinage.



**Figure 1** Schéma du positionnement des capteurs



**Figure 2:** La corrélation spectrale cyclique du signal provenant du capteur 2

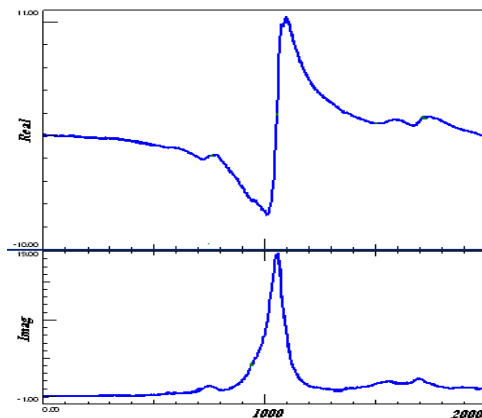


**Figure 3:** Amplitude de la fonction de transfert estimée par l'algorithme (a) FT estimée à partir du capteur 1, (b) FT estimée à partir du capteur 2.

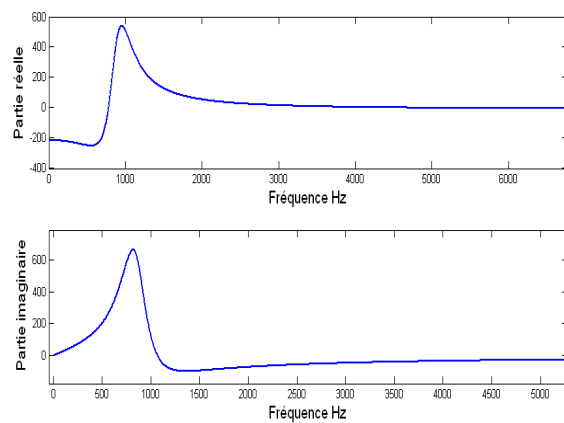
#### 4.3 Comparaison avec le test d'impact:

Afin de valider nos résultats, nous avons effectué une analyse modale par impact sur l'outil de la fraiseuse lorsque celui-ci est à l'arrêt, afin d'en extraire la réponse impulsionnelle de l'outil. La figure 4 (a) présente la partie réelle et imaginaire de la RF de l'outil, après excitation par un marteau appliquée dans la direction y. La figure 4 (b) présente la partie réelle et imaginaire de la R.I estimée à partir du capteur 1, par l'algorithme présenté dans ce papier.

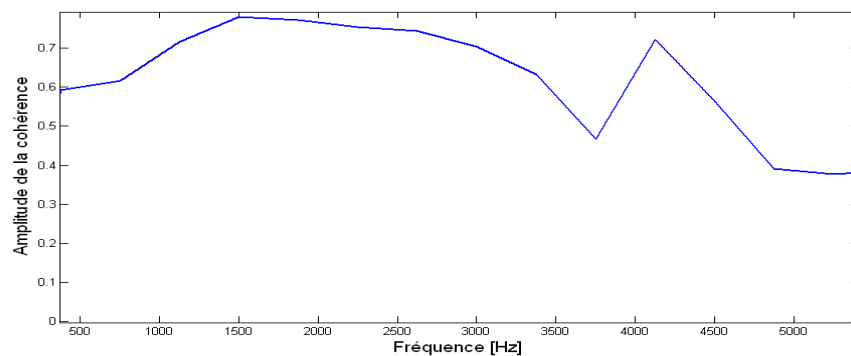
Nous remarquons que notre méthode a identifié une R.I similaire que celle obtenue par le test d'impact avec une fréquence (900 Hz) proche de celle du pic obtenu par analyse modale (1000 Hz). La différence est due au fait que la R.I est obtenue alors que la machine fonctionnait en coupe.



**Figure 4:** (a) Partie réelle et imaginaire de la fonction de transfert à partir du test d'impact



**Figure 4:** (b) Partie réelle et imaginaire de la fonction de transfert identifiée à partir de l'algorithme appliqué à la mesure vibratoire au capteur 1



**Figure 5:** Cohérence entre la réponse impulsionnelle estimée par le test d'impact et par notre méthode à partir du capteur 1

Dans la suite, nous avons normalisé les deux R.I extraites et nous avons présenté la cohérence entre ces deux signaux. La figure (5) présente la cohérence entre la R.I estimée à partir du capteur 1 et celle obtenue par le test d'impact dans la direction y. Nous voyons que la cohérence est supérieure à 0.6 dans la zone fréquentielle [400 à 3500] Hz. Cette valeur de cohérence montre une bonne corrélation entre les deux réponses impulsionnelles.

## 5. Conclusion et perspective :

Dans ce travail, une méthode paramétrique d'identification aveugle a été présentée. Contrairement aux méthodes conventionnelles qui sont basées essentiellement sur l'utilisation des statistiques d'ordre supérieur, cette méthode est basée uniquement sur l'utilisation des statistiques d'ordre deux. Cette utilisation est possible grâce à la propriété cyclostationnaire qui caractérise les signaux vibratoires issus de machines tournantes. L'originalité de ce travail était l'application de cette méthode pour identifier la R.I d'un système broche-porte outil-outil d'une fraiseuse fonctionnant en coupe. Nous avons vu que la réponse impulsionnelle, obtenue par la méthode proposée à partir du signal vibratoire issu d'un accéléromètre placé sur la machine, est corrélée avec la R.I obtenue par test d'impact fait à l'arrêt. Cela démontre qu'on peut extraire les réponses impulsionnelles de l'outil directement à partir des mesures vibratoires. Comme conclusion, nous pouvons dire qu'une méthode d'identification aveugle comme celle présentée dans cet article effectuée en coupe est plus représentative qu'une méthode d'analyse modale faite à l'arrêt, pour déterminer les lobes de stabilité. Puisque cette méthode ne nécessite pas beaucoup de temps de calcul, son utilisation en temps réel est possible.

La perspective de ce travail est d'appliquer la R.I obtenue par cette méthode pour déterminer les lobes de stabilité est de les comparer avec les lobes de stabilité obtenus par la méthode classique.

## 6. Bibliographie

- Altintas Y., Budak E., *Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling*, annals of the CIRP Vol. 44 n°1, 1995.
- Antoni J., Bonnardot F., Raad A. and Elbadaoui M., " *Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals*". Mechanical Systems and Signal Processing (MSSP), Vol. 18, 2004 pp. 1285-1314.
- Antoni J., " *Cyclic spectral analysis in practice*". MSSP, Vol.21, pp 597-630 2007.
- Ding Z., Ye L. , " *ARMA system identification based on second-order Cyclostationary*", IEEE transactions on signal processing, vol, 42, No, 12, December 1994.
- Faassen Ronald., Chatter prediction and control for high-speed milling, thesis, Eindhoven technique university. Juin 2007.
- Lejeune G. Lacoume J.L., Marchand P., Durnerin M., Martin N., Liénard J., Silvent a., Mailhes C., Prieur P. et Goullet G., *Cyclostationnarités d'ordre 1 et 2 : application à des signaux vibratoires d'engrenages*, 16<sup>e</sup> colloque GRETSI, Grenoble, Sept 1997, pp 323-326.
- Ananthram S.J., Mendel M., Chrysostomos L., " *Nikias Higher-Order Spectral Analysis, Toolbox For Use with MATLAB*" 2001.