

# Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les Indicateurs Scalaires

C. BENCHAAABANE, A. DJEBALA, N. OUELAA ET S. GUENFOUD

Groupe Comportement Dynamique des Structures et Maintenance Industrielle, Laboratoire de Mécanique et Structures, Université de Guelma, B.P. 401, 24000 Algérie.

E Mail: [chaouki\\_ben15@yahoo.fr](mailto:chaouki_ben15@yahoo.fr)

**RESUME :** Cette étude est consacrée à la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, domaine d'activité qui constitue une part toujours plus importante des dispositions permettant de rentabiliser l'instrument de production industriel. Elle propose une méthodologie numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts d'écaillage sur les dentures d'engrenage. L'objectif de ce travail est d'utiliser des points de mesures situés sur les roulements du banc d'essais permettant de réaliser une surveillance vibratoire efficace. Les vibrations des transmissions de puissance à engrenages sont généralement mesurées par des accéléromètres disposés sur les paliers à roulements. Plusieurs outils de traitement de signal existent et sont largement utilisés dans le cas de la détection des défauts d'engrenages. Nous allons étudier le cas d'un défaut situé sur la roue et un autre défaut sur le pignon à partir d'expérimentations menées sur banc d'essais. Ainsi l'analyse des signaux permettra de sélectionner les moyens de mesures et de traitement nécessaires à la définition d'indicateurs d'avaries.

**Mots-clés :** Détection des défauts d'engrenage/ Analyse vibratoire/ Indicateurs scalaires/ Analyse fréquentielle.

## 1. INTRODUCTION

L'analyse vibratoire, vu son efficacité, prend actuellement une place très importante dans le cadre de la mise en place d'une maintenance conditionnelle [1-2]. Elle permet de suivre l'état de la machine tournante en fonctionnement afin d'éviter les arrêts indésirables. A ce propos plusieurs indicateurs de détection ont été proposés et utilisés comme mesure globale du niveau vibratoire tels que la valeur crête, l'énergie, le RMS, la valeur moyenne, et autres. Des indicateurs plus spécifiques aux défauts induisant des chocs, à l'image de ceux des roulements et des engrenages, sont également utilisés, notamment le kurtosis et le facteur de crête. Ces indicateurs, étant sensibles à la forme du signal, peuvent détecter la présence du défaut car ils augmentent avec la propagation de la longueur de la fissure [3-6]. Néanmoins, le kurtosis s'est montré plus sensible que le facteur de crête et permet donc une détection plus précoce. En réalité les applications du kurtosis pour la détection des défauts d'engrenages sont multiples. Dans une étude on a utilisé la réciproque du kurtosis de la distribution bêta des signaux vibratoires segmentés, cet indicateur a permis de suivre la progression d'une fissure jusqu'à une certaine longueur [7]. Dans [8], l'auteur montre que la valeur du kurtosis augmente avec l'augmentation de la taille du défaut (piqûres) et pourrait par ce fait être un bon indicateur de son évolution, voire de sa gravité.

Dans le domaine fréquentiel, l'apport de l'utilisation de l'analyse spectrale et cepstrale a été démontré dans plusieurs travaux [9-14]. En effet, l'amplitude de la

fréquence d'engrènement augmente progressivement avec l'augmentation de la taille de la fissure. En plus dans le cas d'un écaillage, des bandes latérales apparaissent autour de la fréquence d'engrènement et dont l'espacement correspond à la fréquence de rotation de la roue portant la dent défectueuse. Dans certains cas, ces bandes ne sont pas toujours visibles sur le spectre, la raison pour laquelle on utilise un autre outil de traitement de signal appelé cepstre qui a la particularité de séparer les familles de raies permettant une détection claire du défaut. Dans le cas des défauts mixtes le spectre montre non seulement les deux peignes de raies correspondant aux fréquences de rotation de chaque arbre, mais aussi un peigne de pas correspondant à une fréquence très basse nommée fréquence de coïncidence ( $f_c$ ), qui peut traduire le choc des deux dents défectueuses entre elles roue/pignon [15].

Dans d'autres applications on a utilisé la version discrète qui consiste en une décomposition du signal vibratoire [16], Plusieurs paramètres ont été pris en considération afin d'aboutir à définir les plus fiables d'entre eux ainsi que leurs limites.

## 2. METHODES D'ANALYSE

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts, permet de ces différentes méthodes on a

### 2.1. METHODES TEMPORELLES

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli. Ces méthodes utilisent des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. L'indicateur le plus courant est sans doute la valeur efficace ou couramment appelée RMS (Root Mean Square). Elle est donnée par :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (1)$$

Notons également l'utilisation des indicateurs crêtes qui sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré, il est possible de distinguer principalement entre :

- Le facteur de crête qui est défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace, il est signe d'une éventuelle dégradation si sa valeur dépasse six.

$$Facteur\ de\ crête = \frac{\sup |x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (2)$$

- Le kurtosis qui représente le rapport entre le moment statistique d'ordre quatre et le moment statistique d'ordre deux au carré. Pour une distribution gaussienne le kurtosis est égale à 3 (cas d'un roulement ou d'un engrenage sain). Lorsque le signal devient non gaussien (présence d'évènements dus au défaut) le kurtosis devient supérieur à 3.

$$Kurtosis = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (x(n) - \bar{x})^4}{\left[ \frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (3)$$

Avec  $m_4$  et  $m_2$ , respectivement moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2,  $x(n)$  est le signal temporel,  $\bar{x}$  est la valeur moyenne des amplitudes,  $N_e$  est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

### 3. SIMULATION NUMERIQUE DES DEFAUTS DE DENTURES D'ENGRENAGES

Le but de cette étude est de simuler un type de défaut localisé sur une ou plusieurs dents ou bien reparté sur toutes les dents de façon à décrire un début d'écaillage. L'analyse de la réponse dynamique a été ensuite déterminée. Le signal associé à un défaut localisé va moduler en amplitude le signal dû à l'engrènement, et on aura un spectre plus complexe caractérisé par l'apparition de bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques selon le modèle [17,18] :

$$x_c(t) = \sum_{m=0}^M X_m \cos(2\pi m Z f_r t + \phi_m) \text{ Sans défaut} \quad (4)$$

$$a_m(t) = \sum_{n=0}^N A_{nm} \cos(2\pi n f_s t + \alpha_{nm}) \quad (5)$$

$$b_m(t) = \sum_{n=0}^N B_{nm} \cos(2\pi n f_s t + \beta_{nm}) \quad (6)$$

$$x(t) = \sum_{m=0}^M X_m (1 + a_m(t)) \times \cos(2\pi m Z f_r t + \phi_m + b_m(t)) \text{ Avec défaut} \quad (7)$$

M est l'ordre d'analyse du signal d'engrènement.  $X_m$  est l'amplitude de l'harmonique m  $a_m(t)$  et  $b_m(t)$  représentent respectivement les modulations d'amplitude et de fréquence du signal d'engrènement dues à la présence d'un défaut de denture. Ces fonctions sont définies par leurs séries de Fourier. Telles que  $f_s$  est la fréquence de rotation et  $\phi_m$  l'angle de phase. La figure 1 représente les résultats de cette simulation pour un engrenage saint et défectueux pour différentes tailles du défaut sur une dent. On constate clairement que les amplitudes sont d'autant plus importantes que la taille du défaut est grande. Les impacts, inexistantes dans le cas sans défaut, s'accroissent progressivement avec son augmentation. Les spectres correspondant à ces signaux sont représentés par la figure 2. On remarque bien dans le cas sans défaut une composante fréquentielle correspondant à la fréquence d'engrènement, les vitesses de rotation des deux arbres sont également visibles. Pour le cas avec défaut, on constate la naissance de bandes latérales modulant la fréquence d'engrènement et dont l'espacement correspond parfaitement à la fréquence de rotation de l'arbre porteur de la roue défectueuse, soit 15 Hz. L'amplitude de la fréquence d'engrènement et des bandes latérales augmente elle aussi en fonction de la gravité du défaut simulé.

Pour mettre en évidence la fréquence de rotation de l'arbre porteur de la roue défectueuse, les cepstres des trois spectres de la figure 2 ont été calculés. La figure 3 montre que dans le cas avec défaut il y a une famille de raies espacées de 0.06 s et qui correspond à la fréquence de rotation de cet arbre, soit 15 Hz.

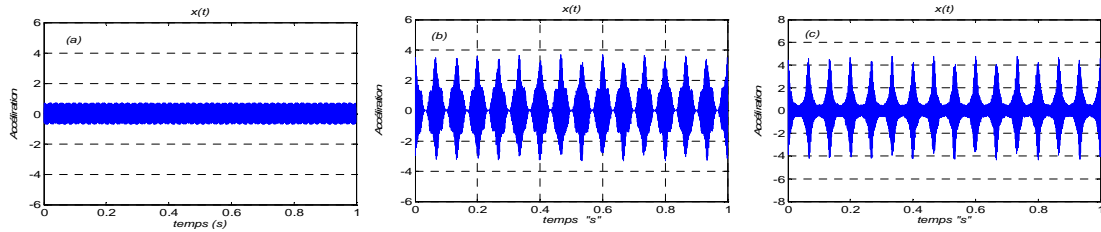


Figure 1: Signaux pour différentes tailles du défaut simulé sur la dent d'une roue pour une vitesse de rotation du moteur  $v_1=15\text{Hz}$ .

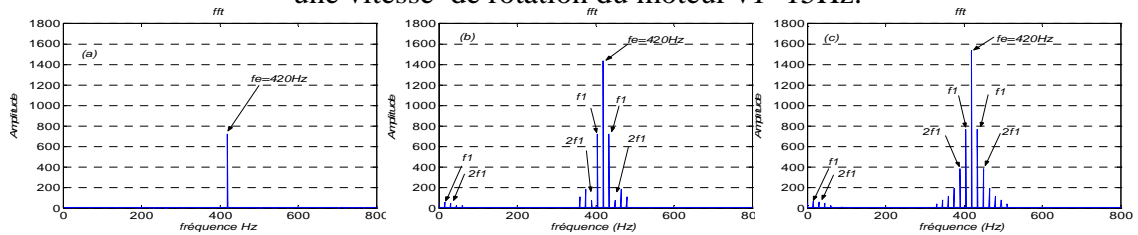


Figure 2: Spectres pour différentes tailles du défaut simulé de la roue, vitesse de rotation du moteur,  $v_1=15\text{Hz}$ .

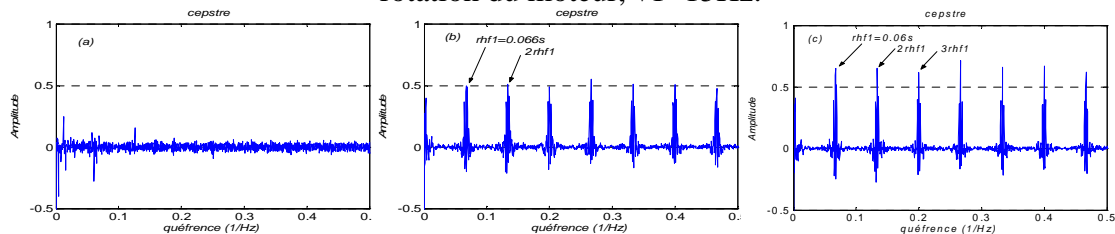


Figure 3: Représentation cepstrale des différentes tailles de défaut simulé sur la dent de la roue pour une vitesse de rotation de 15Hz.

### 3.1. APPLICATION DES INDICATEURS SCALAIRES DANS LA DETECTION DES DEFAUTS D'ENGRENAGES

Pour vérifier la sensibilité de l'approche temporelle dans la détection des défauts d'engrenages, plusieurs indicateurs scalaires ont été calculés dans différentes configurations prises dans la simulation. Les figures (4.a) et (4.b) représentent respectivement l'évolution du kurtosis en fonction de la taille du défaut pour quatre fréquences maximales du signal simulé et pour deux vitesses de rotation. On remarque que cet indicateur augmente progressivement avec la taille du défaut simulé jusqu'à la gravité 4 correspondant à un grand défaut sur la roue, ses valeurs sont au-delà du seuil limite indicatif de la présence d'un défaut, soit 3. Il diminue alors dès qu'on simule un deuxième défaut sur le pignon et d'autant encore que sa gravité augmente. Il est également à noter que certaines valeurs sont très faibles dans ce cas et n'indiquent guère la présence de défauts, il s'agit donc d'une limite sérieuse du kurtosis. En réalité ce phénomène a été expliqué dans la référence [16], où les auteurs ont entrepris une simulation de chocs correspondant à un défaut de roulement. Il a été ainsi montré que le kurtosis décroît progressivement dès que le nombre de chocs augmente, donc dès qu'un ou plusieurs défauts se manifestent sur le roulement. Dans notre cas ceci se produit dès qu'un défaut se manifeste sur la roue ou le pignon, en plus bien évidemment de celui déjà existant. Notons également que les valeurs du kurtosis sont d'autant plus importantes que la fréquence maximale du signal est élevée, la détection du défaut est par conséquent plus évidente y compris dans le cas de défauts combinés roue-pignon.

Le facteur de crête suit la même tendance du kurtosis quant à la fréquence maximale du signal. Il augmente également progressivement avec l'augmentation de la taille du défaut même dans le cas de défauts combinés roue-pignon (Figure 5). Notons juste que dans le cas d'un grand défaut sur la roue associé à un moyen défaut sur le pignon (taille 6), les valeurs du facteur de crête se stabilisent voire diminuent pour certaines fréquences maximales et affichent donc la même tendance que le kurtosis.

Le RMS a été calculé dans les mêmes configurations d'auparavant (Figure 5). On remarque que cet indicateur est très sensible à la taille du défaut puisqu'il augmente progressivement avec son augmentation. Le plus important c'est qu'il augmente, à l'inverse du kurtosis, même dans le cas de défauts combinés roue-pignon. En réalité le RMS est sensible à l'énergie du signal, celle-ci est d'autant plus importante que la taille est le nombre de défauts sont élevés. Le RMS peut être donc un bon indicateur de l'évolution de la gravité d'un défaut ou de la création d'un ou plusieurs autres, mais ne peut détecter en lui-même sa présence car ses valeurs ne sont plus significatives ou comparables à un seuil limite à l'image du kurtosis et du facteur de crête.

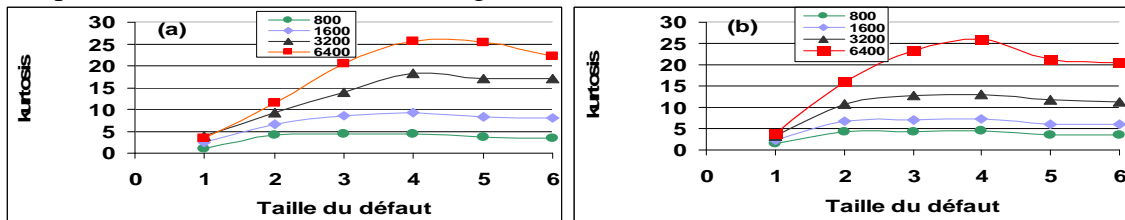


Figure 4: Kurtosis en fonction de la taille du défaut de la dent de la roue et du pignon, pour quatre fréquences maximales du signal simulé, et pour deux vitesses de rotation (a)  $v=15\text{Hz}$  et (b)  $v=25\text{Hz}$ .

1-4 Taille du défaut sur dent de la roue  
5 et 6 Taille du défaut sur dent du pignon

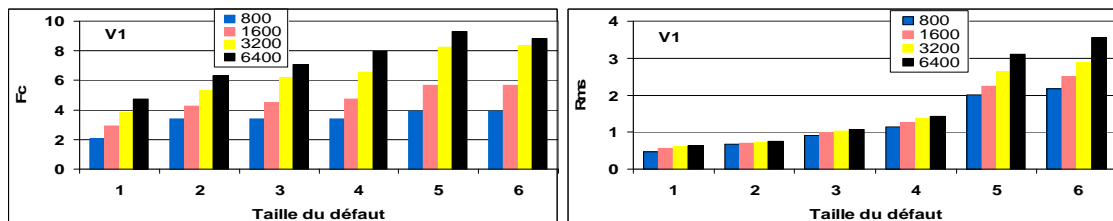


Figure 5: Facteur de crête ( $F_c$ ) et Rms en fonction de la taille du défaut, pour quatre fréquences maximales du signal simulé et pour deux vitesses de rotation  $v_1=15\text{Hz}$ .

## 4. VALIDATION ET RESULTATS EXPERIMENTAUX

### 4.1. PRESENTATION DU BANC D'ESSAIS ET DES DEFAUTS SIMULES

Pour permettre la validation expérimentale de l'approche théorique, un banc d'essais de laboratoire a été conçu pour l'étude des différents défauts courants des machines tournantes comme le balourd et le mésalignement, mais aussi des défauts de roulements et d'engrenages (voir figure 6). Deux points de mesure ont été choisis sur deux paliers se situant sur les deux arbres du banc, celui de l'arbre moteur est nommé palier 1, l'autre palier 2. Trois vitesses de rotations et quatre fréquences maximales du signal ont été prises pour cerner différentes conditions d'essais.

Dans cette étude, seuls les défauts localisés ont été considérés, ceux-ci ont été simulés sur la denture du pignon menant en utilisant des meules tournantes à tête en diamant pouvant atteindre 50000 tr/min. Des défauts combinés ont été également considérés. La

figure 7 représente, à titre d'exemple, une photo de défauts sur la denture de la roue avec différentes tailles.

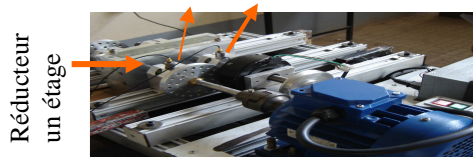


Figure 6: Photo du banc d'essais et positions des



Petit défaut Moyen défaut Grand défaut

Figure 7: Les Différents tailles des défauts créer sur de la

#### 4.2. CAS D'UN DEFAUT LOCALISE SUR LA ROUE

Les défauts d'écaillage des dents d'engrenage ont une incidence sur l'allure des signaux mesurés. La caractérisation des signaux induits par ce type de défaut et l'identification de ces derniers dans le domaine temporel à partir du signal vibratoire délivré par les capteurs, nécessite de choisir des indicateurs spécifiques tels que (kurtosis, facteur de crête, Rms et l'énergie). Ces indicateurs sont sensibles à la forme du signal, ils peuvent donc permettre sous certaines conditions de suivre l'évolution de l'apparition du défaut.

La figure 8 représente le kurtosis en fonction de la taille du défaut de denture de la roue, pour quatre fréquences maximales du signal mesuré aux paliers 1 et 2. Nous constatons, pour les trois vitesses de rotation considérées (15, 25 et 35 Hz), une augmentation progressive du kurtosis avec l'augmentation de la taille du défaut, et en terme d'amplitude, les mesures au palier 2 ont des valeurs plus élevées qu'au palier 1, car ce palier est plus proche de la roue détériorée, cette tendance est la même pour les quatre fréquences maximales du signal mesuré (800, 1600, 3200 et 6400 Hz). Notons juste que les valeurs un peu élevées constatées au cas sans défaut sont dues aux défauts de fabrication, car en temps normal elles n'auraient pas pu atteindre un tel seuil. Il est important à noter également que le kurtosis, mis à part sa sensibilité à la taille du défaut, affiche des valeurs importantes d'autant que la fréquence maximale du signal est élevée. Il n'est pas difficile de constater que pour la bande [0-6400] Hz, considérée comme étant la plus maximale dans ce cas, les valeurs sont les plus importantes pour les trois vitesses de rotation et les quatre gravités considérées.

D'après la figure 9 montre que le facteur de crête est sensible à la vitesse de rotation. Néanmoins, il apparaît par contre très sensible à la gravité du défaut et à la bande fréquentielle du signal mesuré où il augmente considérablement avec leur augmentation. Notons également que pour les basses fréquences du signal mesuré, le défaut n'est même pas détecté car la valeur du facteur de crête n'atteint pas le seuil indicatif, à savoir 6, même dans le cas du grand défaut. Cet indicateur se montre donc moins sensible que le kurtosis.

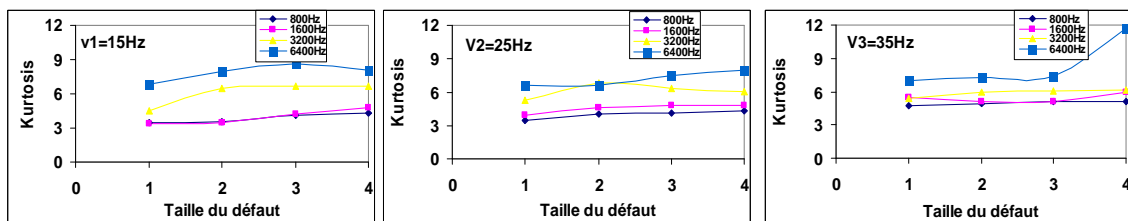


Figure 8: Kurtosis en fonction de la taille du défaut de denture de la roue, pour quatre fréquences maximales du signal mesuré : 1- sans défaut, 2- petit défaut, 3- moyen défaut, 4- grand défaut, palier 1.

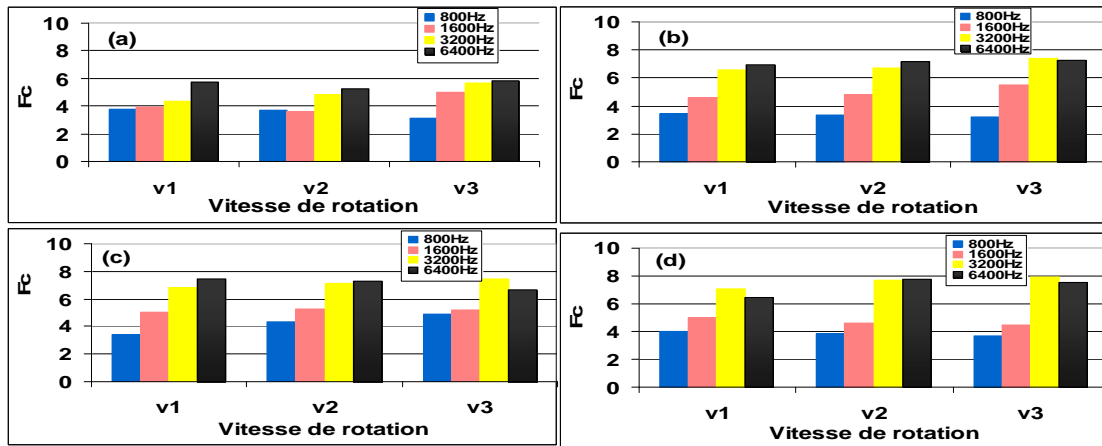


Figure 9. Facteur de crête( $F_c$ ) en fonction de la vitesse de rotation, pour différents taille du défaut de denture de la roue: (a) sans défaut, (b) petit défaut, (c) moyen défaut et (d) grand défaut, palier 1.

#### 4.3. CAS DE DEFAUTS COMBINES ROUE-PIGNON

Dans un deuxième temps, en plus d'un grand défaut situé sur la roue menée, d'autres défauts ont été provoqués sur la denture du pignon. La figure 10 montre que les valeurs du kurtosis sont importantes d'autant que la fréquence maximale est élevée, ceci est en parfaite concordance avec les conclusions précédentes. Le plus important à noter c'est que le kurtosis décroît dès que le nombre de défauts augmente. En effet plus ce nombre augmente, plus le nombre de séries de chocs augmente à son tour dans le signal masquant ainsi les unes les autres et rendant le kurtosis moins sensible.

Sur la figure 11, la même tendance du facteur de crête est à noter. Il est important par contre de signaler qu'il diminue dès qu'un défaut est provoqué sur le pignon même si sa gravité augmente. Le facteur de crête apparaît donc, comme le kurtosis, sensible au nombre de défauts provoqués. Le facteur de crête reste désormais insensible à la vitesse de rotation pour le cas de défauts combinés roue-pignon comme le montrent les figures citées.

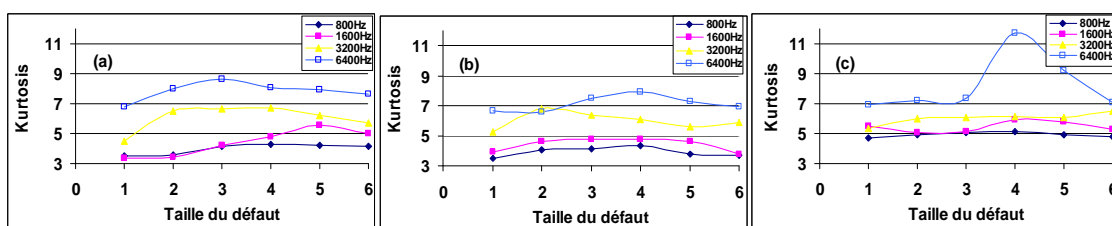


Figure 10: Kurtosis en fonction de la taille du défaut de denture de la roue et du pignon, pour quatre fréquences maximales du signal mesuré : 1- grand défaut de denture de la roue, 2- petit défaut de denture du pignon, 3- moyen défaut de denture du pignon.

(a),  $v_1=15\text{Hz}$ , (c),  $v_2=25\text{Hz}$  et (d),  $v_3=35\text{Hz}$



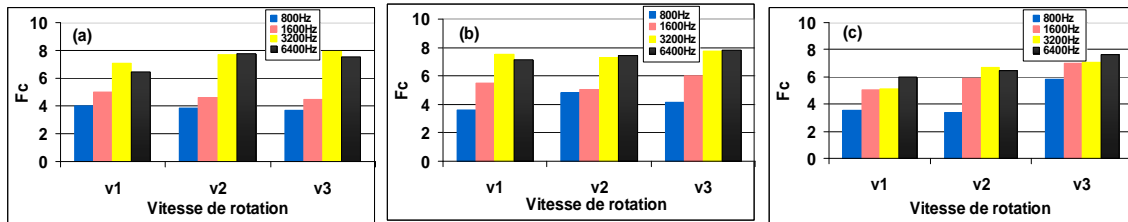


Figure 11. Facteur de crête en fonction de la vitesses de rotation, pour différents taille du défaut de denture de la roue et du pignon, palier 3: (a) Grand défaut sur la dent de la roue, (b) Grand défaut sur la dent de la roue plus petit défaut sur la dent du pignon, (c) Grand défaut sur la dent de la roue plus moyen défaut sur la dent du pignon.

#### 4.4. INFLUENCE DE LA CHARGE

Le but de cette section est d'étudier l'influence de la charge de l'engrenage sur la sensibilité de la détection temporelle et fréquentielle. L'engrenage, étant non chargé au début, est soumis par la suite à trois charges avec une différence régulière. Celles-ci sont assurées par un frein monté sur l'arbre mené. La figure 12 montre que les valeurs du kurtosis augmentent avec l'augmentation du couple pour les quatre fréquences maximales du signal. On constate que l'augmentation de la charge de 2.35 à 3.09 N.m pour l'arbre menant et de 3.94 à 3.57 N.m pour l'arbre mené provoque une augmentation régulière du kurtosis. Donc la détection du défaut est beaucoup plus évidente dans le cas où l'engrenage est chargé. De même que le kurtosis, En conclusion une augmentation du chargement de l'engrenage ne permet pas seulement la détection mais influe aussi sur les amplitudes du signal d'où la variation importante de son énergie. Enfin, et puisque les amplitudes du signal sont influencées par l'augmentation du couple, le RMS suit à son tour la même tendance enregistrée pour l'énergie ou même le kurtosis .

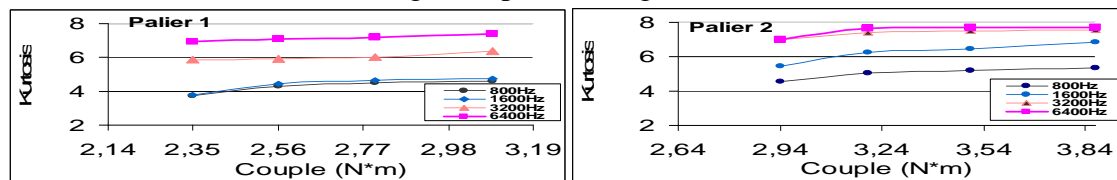


Figure 13. Variation du kurtosis en fonction du couple et de la fréquence maximale pour les deux paliers P1 et P2.

#### 4.5. INFLUENCE DU GRAISSAGE

On constate sur la figure 25 que le kurtosis est plus important dans le cas où l'engrenage est graissé (A.G), alors que ses valeurs sont moins importantes dans le cas sans graissage (S.G), ceci paraît illogique à première vue. En effet dans ce cas des chocs aléatoires sont présents dans le signal à cause du frottement provoqué par le manque de graisse. Ces chocs vont éventuellement s'ajouter à ceux du défaut et vont masquer sa signature ce qui causera une diminution du kurtosis.

Dans le domaine fréquentielle, on constate d'après la figure 26 une augmentation du niveau vibratoire au niveau des fréquences propres du système (420, 520, et 700 Hz) dans le cas où l'engrenage travaille sans graissage, pour quatre bandes de fréquence et pour différentes tailles du défaut de denture de la roue. Ceci est à notre avis logique, car un manque de graissage va induire des chocs aléatoires qui vont à leur tour faire augmenter l'amplitude et l'énergie du signal.



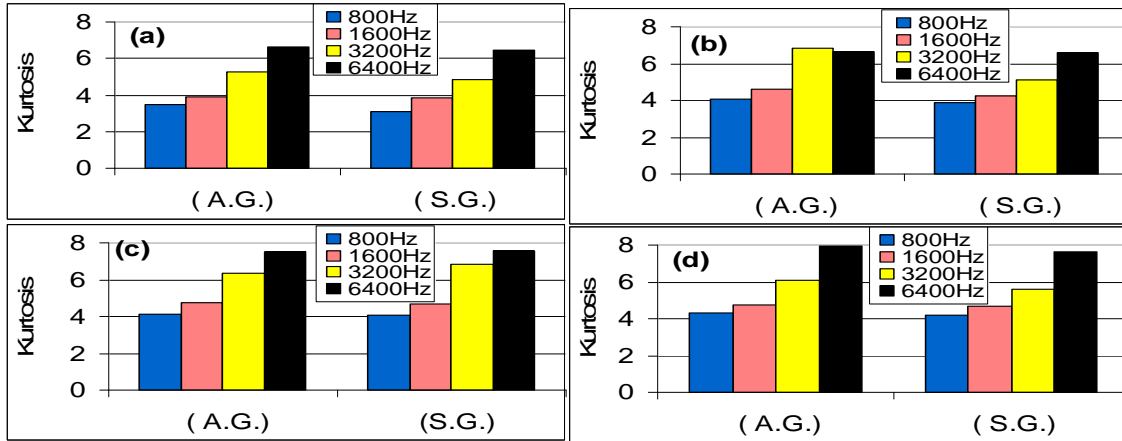
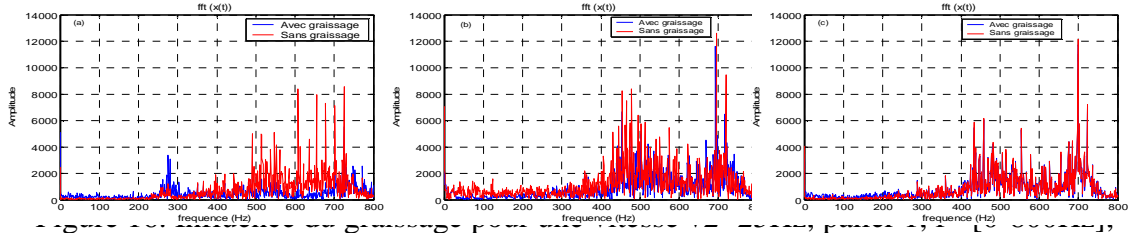


Figure 15. Kurtosis en fonction du graissage et de la fréquence maximale.



pour différentes tailles du défaut de denture de la roue: (a) sans défaut, (b) petit défaut et (c) moyen défaut.

## 6. CONCLUSION

Le but de cette étude est de définir des indicateurs temporels sensibles et capables de détecter un défaut d'engrenages dans différentes configurations. En premier lieu, une étude de simulation numérique des différents défauts a été entamée. A partir d'un modèle mathématique simulant des engrenages défectueux, les résultats obtenus sont intéressants et ont permis de comprendre l'évolution de la sensibilité de plusieurs indicateurs scalaires en fonction des paramètres intervenants. Ceci a permis de situer l'apport et les limites de chacun d'eux.

Afin de permettre une validation expérimentale, des défauts d'écaillage ont été provoqués sur les dentsures d'engrenage hélicoïdal cimenté, l'un étant sur le pignon, l'autre est sur la roue. Les accéléromètres ont été disposés sur les deux paliers à roulement à bille. Les mesures ont été recueillies en faisant varier les principaux paramètres qui peuvent avoir une influence directe ou indirecte sur la sensibilité des indicateurs scalaires tels que la taille du défaut provoqué, la vitesse de rotation, le graissage, la bande de fréquence et le chargement des engrenages grâce à l'application de différents couples de freinage sur l'arbre de sortie. Les résultats expérimentaux valident à grande échelle ceux de la simulation. En effet le kurtosis apparaît comme étant l'indicateur le plus approprié à la détection des défauts de type chocs, notamment ceux des engrenages. Néanmoins, il voit sa sensibilité limitée en particulier si le nombre de défauts augmente. Par ailleurs il reste sensible à la bande de fréquence du signal et la taille du défaut. Le facteur de crête est moins sensible que le kurtosis, pas autant que l'énergie est le RMS qui se montrent d'autant plus sensibles aux amplitudes du signal et pas à sa forme, ce qui ne les place pas comme des indicateurs privilégiés, voire même fiables.

Enfin, le graissage et le couple appliqué, qui peut simuler en pratique la charge de l'engrenage, sont très influents sur les indicateurs scalaires et même les outils fréquentiels. Pour le graissage, le niveau vibratoire augmente dans le cas où l'engrenage est non graissé. La différence du niveau vibratoire entre un engrenage graissé et non graissé apparaît plus clairement au niveau des fréquences d'engrènement et des fréquences propres du système. Pour la charge, les indicateurs scalaires se sont montrés très sensibles et augmentent dès que le couple

de freinage est augmenté. En réalité, un engrenage ne peut travailler en pratique sans être chargé, nous sommes donc plus proches des conditions réelles d'utilisation.

## 6. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Bigret R., Feron J.-L. (1998) Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes, Masson 1998.
2. Roger R.(1991) L'analyse des vibrations, outil de maintenance conditionnelle des machines tournantes. Dossiers ES-Siyana N°9.
3. Dron J.P., Bolaers F., Rasolofondraibe L.(2003) Optimization of the detection of rolling bearing defects using spectral subtraction de-noising of the signal, *Mécanique & Industries* 4 (2003) 213–219.
4. Pachaud C.(1997) Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces, *mechanical systems and signal processing* 11(6), 903- 916.
5. Boulenger A., Pachaud C.(1998) Diagnostic vibratoire en maintenance préventive, Dunod.
6. Guillaume D.(2000) Détection précoce de la propagation de fissures dans les engrenages droits par analyse vibratoire. Thèse Université Laval Canada.
7. Ismail F. M., Hugh. R. et Farag O.(1995) A statistical index for monitoring tooth cracks in a gearbox ASME. Design Engineering Technical Conferences, vol. 3, 1995, p. 1413- 1418.
8. Mcfadden P.D. Detection of gear faults by decomposition of matched differences of vibration signals, department of Engineering Science. University of Oxford, Oxford OX1 3PJ, UK.
9. Alain B. et Pachaud C. (1998) Surveillance des machines par analyse des vibrations 2<sup>e</sup> tirage Afnor, pp 141-151.
10. EL Badaoui, Guillet F. & Danière J. (1999) Monitoring of complex gear system by synchronous cepstral analysis 372, *Traitement du Signal* Volume 16 - n°5.
11. Belsak A., Flaker J.(2006) Method for detecting fatigue crack in gears university of maribor, faculty of Mechanical Engineering, Smetanova 17, 2000 Maribor, Slovenia Available online 28 August 2006, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* 46, 105 113.
12. Olivier. Cousinard, Patrick. Marconnet. (2003) Détection de l'endommagement d'un engrenage par l'emploi de l'analyse cepstrale et de la détection d'enveloppe : Application et validation industrielles pour le diagnostic d'un réducteur fonctionnant à faible vitesse 16<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique Nice.
13. Olive C., Philippe R., Fabrice B. et Patrick M.(2004) Paramétrage, utilisation et apport de l'analyse cepstrale en maintenance prévisionnelle mécanique et industries 5.393-406.
14. H. Zheng, Z. Li and X. Chen, (2002) Gear fault diagnosis based on continuous wavelet transform *Mechanical Systems and Signal processing* 16(2-3) ,447.
15. Hamzaoui N., rapport sur la maintenance conditionnelle des machines tournantes, Henri Campagna société H.C. consulting .laboratoire vibratoire acoustique I.N.S.A Lyon.
16. Djebala A., Ouelaa N., Hamzaoui N. & Guenfoud S. (2007) Optimisation de utilisation des indicateurs scalaires dans le cadre de la maintenance prédictive des paliers à roulement, CAMC 2007, Alger 29-30 Avril 2007.
17. Fan X. and Zuo M.J.(2006) Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2006), pp. 966–982.
18. Fagher C., Tahar F et Mohamed H.(2006) Simulation numérique du comportement dynamique d'une transmission par engrenage en présence de défaut de denture *Mécanique et industries* 6,625-633.