

REPUBLIQUE ALGÉRIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Mécanique
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement

Mémoire de Magister
Option : Construction Mécanique

Présenté par : **BOUCHERIT hamid**

Thème

**Analyse expérimentale et numérique des défauts de paliers
à roulements pour le diagnostic des machines tournantes**

Présenté devant le jury :

Mr. **M. BOUAZIZ**, maître de conférence, ENP

Président

Mr. **S. RECHAK**, professeur, ENP

Rapporteur

Mr. **A. AMMICHE**, chargé de cours, ENP

Examineur

Mr. **H. BELHANECHÉ**, chargé de cours, ENP

Examineur

Mr. **M. REZIG**, chargé de recherche, CRND

Examineur

Année : 2006/2007

Dedicaces

A ma grande et petite famille

A tous ceux qui comptent pour moi

*A toute personne qui a contribué à ma formation ou m'a appris
quelque chose*

H.B

Remerciements

Je remercie M. S. RECHAK, mon directeur de mémoire, pour avoir accepté de diriger ce travail et des conseils qu'il m'a donnés avec beaucoup de bienveillance ;

Je tiens à remercier Ms. D. MECHERI et A. MAGNOUCHE pour m'avoir facilité la réalisation de la partie expérimentale au Centre de Recherche Nucléaire de Draria ;

Mes remerciements vont également à ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation du banc d'essai, je citerais M. N. BOUMAIZA, M. A. BEN CHIKH sans oublier l'aide de M. M. KACI, Mr. A. HABECHE et M. A. CHAROUD;

J'aimerais aussi remercier M. A. SEHISSEH pour son inestimable aide pour le transfert de données sur PC et M. F. YOUNGA pour son aide en reprographie ;

Mon double remerciement va à M. M. REZIG, d'une part pour l'emprunt de l'analyseur de spectre pour une durée que j'ai d'ailleurs largement dépassé et d'autre part pour avoir accepté d'examiner ce travail ;

J'adresse mes remerciement à tous les enseignants pour les cours qu'ils nous ont dispensés durant nos études ;

J'adresse ma profonde reconnaissance aux membres du jury qui ont bien voulu me faire l'honneur d'évaluer ce mémoire de magister ;

Enfin, je tiens à remercier toute personne qui m'a encouragé ne serait ce par un gentil mot.

H. BOUCHERIT

ملخص

تعتبر تقنية التحليل الاهتزازي من اوسع التقنيات استعمالا في ميدان الصيانة الوقائية الاشرطية. يتم تفعيلها بتحليل الاشارات المجموعة من النظام و هو في طور العمل. في هذه الدراسة و باستعمال مقعد تجارب نهتم بتشخيص العيوب في محمل كرسى عن طريق التحليل الاهتزازي في المجال الزمنى و الذبذباتى. و قد تبين بان الطرق الكلاسيكية (rms,kurtosis,skewness) لا تمتاز بفعالية في مجال بحث و تشخيص العيوب مبكرا عند حدوثها في المحمل الدحروجي. طريقة الطاقة المتبقية (ER) بينت بدورها نتائج احسن لو لا انها غير كافية. ارتاينا تقديم طريقة حديثة الاستعمال تتركز على تقسيم جديد للزمن والذبذبات و هي تحويل الموجات (wavelet transform). عملية توزيع الوقت و الذبذبات الناتجة عن هذه الطريقة تمكنا من ملاحظة مشاركة مختلف مكونات الذبذبات في كامل الطيف من حين لآخر. من ايجابيات هذه الطريقة انها لا تستلزم معرفة ذبذبات التطنين لان التوزيع زمن-ذبذبات يعم كل الطيف. لقد تم مقارنة نتائج طريقة تحويل الموجات و طريقة الظرف (enveloppe) و تعد هذه الاخيرة من بين التقنيات المستعملة كثيرا في ميدان المراقبة.

كلمات مفتاحية: الصيانة الوقائية الاشرطية - التحليل الاهتزازي - تحويل الموجات

ABSTRACT

As part of the conditional preventive maintenance, the vibratory analysis is a very widespread technique that is achieved by the analysis of signals collected on the system in operation.

In this survey, by using a designed testing bench, we are interested in the diagnosis of the defects in the bearings by the vibratory analysis method in both time and frequency fields. It is then proved that the classical methods Rms, Kurtosis and Skewness are not very efficient concerning the detection and diagnosis in the bearing. The residual energy method (RE) gives best results than the previous methods, nevertheless insufficient.

In order to remedy, a new plan to detect localized defects in the bearings, based upon a new kind of time - frequency decomposition, the wavelet transform (WT) has been introduced. The time - frequency distribution obtained through WT allows us to observe the contribution of different components of the frequency on the total spectrum signal from one instant to another. However, this method doesn't require the prediction of the resonance frequencies because the time - frequency distribution provided by the WT concerns the whole spectra.

A comparison has been made between WT and the envelope method which is also a very widespread method in the control field.

Keywords : conditional preventive maintenance, vibratory analysis, wavelet transform

RESUME

Dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, l'analyse vibratoire est une technique très répandue. Elle est réalisée par l'analyse de signaux recueillis sur le système en fonctionnement.

Dans cette étude, à l'aide d'un banc d'essai conçu et réalisé, on s'intéresse au diagnostic des défauts dans les paliers à roulements par la méthode d'analyse vibratoire dans le domaine temporel et fréquentiel. Il s'avère que les méthodes classiques Rms (Root mean square) ou amplitude efficace, Kurtosis et Skewness ne sont pas très efficaces quant au dépistage et diagnostic de défauts naissants dans les roulements. La méthode d'énergie résiduelle (ER) a présenté des résultats meilleurs que les méthodes précédentes, néanmoins insuffisants.

Par suite, un nouveau plan pour détecter des défauts localisés des roulements, basé sur un nouveau genre de décomposition de temps - fréquence, la transformée des ondelettes (wavelet transform :WT) est présenté. La distribution de temps - fréquence obtenue à travers la transformée des ondelettes nous permet d'observer d'un instant à l'autre la contribution de différents composants de la fréquence sur le spectre total. Cependant, cette méthode n'exige pas la prédiction des fréquences de résonance parce que la distribution temps - fréquence fournie par le WT concerne tout le spectre.

Une comparaison est faite entre la transformée d'ondelette et la méthode d'enveloppe qui est aussi une méthode très répandue dans le domaine de contrôle.

Mots clés : maintenance préventive conditionnelle, analyse vibratoire, transformée d'ondelette

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre 1 : Recherche bibliographique sur les techniques de diagnostic de défauts de roulements.	2
Introduction	2
1.1 Vibration et génération de bruit dans les roulements	2
1.2 La réponse de la vibration due aux défauts localisés	3
1.2.1 Approche dans le domaine temporel	3
1.2.2 Approche dans le domaine fréquentiel	4
1.3 La réponse de vibration due aux défauts distribués	6
1.4 La réponse de l'émission acoustique de roulements défectueux	7
1.5 La réponse du bruit acoustique	8
Conclusion	
Chapitre 2 : Défauts de Roulements et approches de maintenance préventive conditionnelle	10
Introduction	10
2.1 Différents types de paliers	10
2.2 Défauts rencontrés dans les roulements	12
2.3 Approche de maintenance préventive conditionnelle	15
2.3.1 Structure des signaux vibratoires	19
2.3.2 Influence des défauts sur la structure des signaux	20
2.3.3 Outils de traitement adaptés aux recherches de défauts de roulements	20
2.3.4 Analyse dans le domaine temporel	21
2.3.5 Analyse spectrale	23
2.3.6 Diagnostic de défauts	24
Conclusion	
Chapitre 3 : Analyse de défauts sur banc d'essais par des descripteurs statistiques.	26
Introduction	26
3.1 Analyse du signal dans le domaine temporel	26
3.1.1 Moments statistiques	27
a) Rms	27
b) Skewness	27
c) Kurtosis	27
3.2 Description du banc d'essais	28
3.2.1 Chaîne de mesure	29
3.2.2 Analyse des résultats expérimentaux par les méthodes temporelles	31
3.3 Méthode de l'énergie résiduelle	37
3.3.1 Principe de la méthode	37
3.3.2 Analyse des résultats par la méthode de l'énergie résiduelle (ER)	38
Conclusion	
Chapitre 4 : Détection et diagnostic de défauts par les méthodes ondelette et enveloppe et présentation d'un modèle de défaut ponctuel.	42
Introduction	42
4.1 Analyse par la méthode enveloppe	42
4.2 Analyse par la transformée d'ondelettes	45
4.2.1 Transformée de Fourier	45

4.2.2 Transformée de Fourier à Fenêtre Glissante TFFG	46
4.2.3 Transformation en ondelettes continue	49
4.2.4 La transformée d'ondelette discrète	53
4.3 Analyse des résultats expérimentaux par les méthodes enveloppe et ondelette	55
4.3.1 Détection de défauts par la transformée d'ondelette discrète	59
4.3.2 Détection de défauts par la transformée d'ondelette continue	64
4.3.3 Graphes d'ondelette et enveloppe	71
4.3.4 Evolution du défaut	77
4.4 Présentation d'un modèle de défaut ponctuel dans un roulement	78
4.4.1 Défaut singulier dans la bague interne d'un roulement	78
4.4.2 Distribution de la charge dans le roulement	79
4.4.3 Modulation des impulsions par chargement	80
4.4.4 Transmission de vibrations	81
4.4.5 Amplitude de vibration	83
4.4.6 Décroissance d'une impulsion	84
4.4.7 Décroissance des impulsions démodulées	84
4.5 Vérification du modèle	85
Conclusion	
Conclusions générales	89
Perspectives	90
Références	
Annexes	

Nomenclature

w_c : fréquence du défaut caractéristique de la cage
 w_s : fréquence de rotation de l'arbre
 d : diamètre de la bille
 D : diamètre moyen du roulement
 α : angle de contact
 w_{od} : fréquence du défaut caractéristique de la bague extérieure
 w_{id} : fréquence du défaut caractéristique de la bague intérieure
 Z : nombre de dents
 $x(t)$: signal en fonction du temps
 $X(f)$: transformée de Fourier
 x_i : amplitude du signal
 $P(x)$: la probabilité d'apparition de x
 f : fréquence
 \bar{x} : la valeur moyenne de x
 T : période du signal
 N : nombre d'échantillons
 σ : l'écart type
 rms : amplitude efficace ou niveau efficace
 s : skewness
 K_u : kurtosis
 $S_d(t)$: signal du défaut
 $n(t)$: signal normal
 $d(t)$: signal caractéristique du défaut
 $ER(s_d)$: énergie résiduelle
 $z(t)$: signal analytique
 $Z(w)$: coefficient complexe
 $G_{b,f}(t)$: fonction de Gabor
 $\Psi_{a,b}(t)$: fonction ondelette d'échelle a et de translation b
 M : masse concentrée
 C : coefficient d'amortissement
 K : rigidité du système
 x_0 : déplacement initial
 v_0 : vitesse initiale
 $\delta(t)$: fonction impulsion

liste des tableaux et figures

Tableau 1 : localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages.

Tableau 2 : Fonctions de service associées à une politique de maintenance préventive conditionnelle.

Figure 1 : Défauts réels de roulements réparti et localisé (document SNR)

Figure 2: Arrachement singulier

Figure 3: Multiples arrachements dans la bague interne

Figure 4: Attaque d'eau

Figure 5: Multiples arrachements dans la bague externe

Figure 6: Rouleau cassé

Figure 7: Arrachement singulier dans le cône

Figure 8 :Usure

Figure 9 :Une décharge électrique cause une panne moteur en vol

Figure10 : Eléments environnementaux d'une politique de maintenance préventive conditionnelle

Figure 11 : Diagramme pieuvre d'une politique de maintenance préventive conditionnelle

Figure 12 : Analyse des données de capteurs placés dans un hélicoptère de combat

Figure 13 : Différents moyens de contrôles de structure

Figure 14 : Banc d'essais

Figure 15 : Modules d'une chaîne de mesure

Figure 16 : Signaux vibratoires d'un roulement sain a) vitesse V1, sans charge, b) vitesse V1 et charge C3, c) vitesse V9 et sans charge, d) vitesse V9 et charge C3

Figure 17 : Signaux vibratoires d'un roulement usé a) vitesse V1, sans charge, b) vitesse V1 et charge C3, c) vitesse V9 et sans charge, d) vitesse V9 et charge C3

Figure 18 : Signaux vibratoires d'un roulement usé et écaillé a) vitesse V1, sans charge, b) vitesse V1 et charge C3, c) vitesse V9 et sans charge, d) vitesse V9 et charge C3

Figure 19 : Graphes du RMS, kurtosis et Skewness d'un palier sous un chargement C1 à différentes vitesses.

Figure 20 : Graphes du RMS, kurtosis et Skewness d'un palier sous un chargement C2 à différentes vitesses.

Figure 21: Graphes du RMS, kurtosis et Skewness d'un palier sous un chargement C3 à différentes vitesses.

Figure 22: Densité de puissance spectrale des roulements usé et usé+trou (UT) et leurs différences par rapport à un roulement sain pour un chargement C0

Figure 23: Densité de puissance spectrale des roulements usé et usé+trou (UT) et leurs différences par rapport a un roulement sain pour un chargement C1

Figure 24: Densité de puissance spectrale des roulements usé et usé+trou (UT) et leurs différences par rapport à un roulement sain pour un chargement C2

Figure 25: Densité de puissance spectrale des roulements usé et usé+trou (UT) et leurs différences par rapport à un roulement sain pour un chargement C3

Figure 26: Energie résiduelle pour les 3 cas de chargement C1, C2 et C3

Figure 27 : Principe de calcul de l'enveloppe

Figure 28: Signal analytique de $x(t)$

Figure 29 : Transformée d'Hilbert d'un signal et son enveloppe

Figure 30 : Signaux de fréquences inverses

Figure 31 : Signal stationnaire

Figure 32 : Signal non-stationnaire

Figure 33 : Signal temporel parcouru par une fenêtre

Figure 34 : Banc de filtres et fenêtrage d'un signal

Figure 35 : Variation de l'échelle de l'ondelette

Figure 36 : Fonctions analysantes et résolution temps-fréquence de TFFG (a) et TO (b)

Figure 37 : Division du domaine fréquentiel (a) pour TFFG (couverture uniforme) et (b) pour TO (couverture logarithmique)

Figure 38 : Différents types d'ondelettes

Figure 39 : Filtrage passe-bas et passe-haut

Figure 40 : Filtrage avec réduction d'échantillons

Figure 41 : Exemple de décomposition d'un signal sinusoïdal avec bruit

Figure 42 : Décomposition du signal en plusieurs niveaux

Figure 43: Marqueur électrique et roulements type 6205 FAG.

Figure 44 : Défaut de bague interne: petit (a), moyen (b) et large (c).

Figure 45 : Défaut de bague externe: petit (a), moyen (b) et large (c).

Figure 46 : Défaut de l'élément roulant: petit (a), moyen (b) et large (c).

Figure 47 : Signal temporel et spectre fréquentiel d'un défaut sur la bague extérieure

Figure 48 : Signal temporel et spectre fréquentiel d'un défaut sur l'élément roulant

Figure 49 : Signal temporel et spectre fréquentiel d'un défaut sur la bague intérieure

Figure 50: Décomposition de niveau 3 du signal du défaut de la bague extérieure

Figure 51: Décomposition de niveau 3 du signal du défaut de bille

Figure 52: Décomposition de niveau 3 du signal du défaut de la bague intérieure

Figure 53: Spectres d'accélérations pour 11 rotations d'arbre zoomés autour de la fréquence caractéristiques de la bague extérieure (180 Hz) pour a) sain, b) petit défaut, c) défaut moyen et d) large défaut

- Figure 54: Spectres d'accélération pour 11 rotations d'arbre zoomés autour de la fréquence caractéristique de la bague intérieure (278 Hz) pour a)sain, b)petit défaut, c)défaut moyen et d) large défaut
- Figure 55: Spectres d'accélération pour 11 rotations d'arbre zoomés autour de la fréquence caractéristique de la bille (120 Hz) pour a)sain, b)petit défaut, c)défaut moyen et d) large défaut
- Figure 56: Coefficients de la transformée d'ondelette : défaut sur la bague extérieure.
- Figure 57: Coefficients de la transformée d'ondelette : défaut sur la bague intérieure.
- Figure 58: Coefficients de la transformée d'ondelette : défaut sur la bille.
- Figure 59 : coefficients de la T.O. d'un défaut sur bague extérieure
- Figure 60 : Scalogramme d'un roulement avec défaut sur la bague extérieure
- Figure 61 : Scalogramme d'un roulement avec défaut sur l'élément roulant
- Figure 62 : Scalogramme d'un roulement avec défaut sur la bague intérieure
- Figure 63 : Défaut de bague extérieure ; comparaison entre le signal enveloppe (bas) et la transformée d'ondelette (haut) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large
- Figure 64 : Défaut sur la bague intérieure ; comparaison entre le signal enveloppe (bas) et la transformée d'ondelette (haut) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large
- Figure 65 : Défaut de bille ; comparaison entre le signal enveloppe (bas) et la transformée d'ondelette (haut) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large
- Figure 66 : Défaut de bague externe ; comparaison entre le spectre enveloppe (gauche) et le spectre de transformée d'ondelette (droite) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large
- Figure 67 : Défaut de bague interne ; comparaison entre le spectre enveloppe (droite) et le spectre de transformée d'ondelette (gauche) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large
- Figure 68 : Défaut de bille ; comparaison entre le spectre enveloppe (droite) et le spectre de transformée d'ondelette (gauche) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large
- Figure 69: Défaut de bague externe ; spectre de transformée d'ondelette après a)5min, b)10min, c)25min et d)35min après l'apparition du défaut
- Figure 70 : Position angulaire du défaut sur la bague intérieure
- Figure 71 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement unitaire a) temporel ; b) spectre
- Figure 72 : Géométrie du roulement à billes.
- Figure 73 : Forme de la distribution de charge.
- Figure 74 : Chargement sur la bague interne du roulement sous un chargement radial a) temporel ; b) spectre
- Figure 75 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement radial a) temporel ; b) spectre
- Figure 76 : Transmission de vibration du roulement au capteur
- Figure 77 : Réponse d'impulsions et fonction de transfert du roulement et machine a) temporel ; b) spectre
- Figure 78 : Variation de l'amplitude de la fonction de transfert a) temporel ; b) spectre
- Figure 79 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement radial a) temporel ; b) spectre
- Figure 80 : Décroissance exponentielle de l'impulsion a) temporel ; b) spectre
- Figure 81 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement radial a) temporel ; b) spectre
- Figure 82 : Signal temporel et spectre fréquentiel du défaut sur bague intérieure
- Figure 83 : Choix de la bande de fréquence autour de la fréquence de résonance du spectre fréquentiel du défaut sur la bague intérieure.
- Figure 84 : Signal temporel du défaut filtré passe-bande
- Figure 85 : Enveloppe du défaut sur la bague intérieure

Introduction générale

Le monde de l'industrie dispose de machines et d'installations de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

Actuellement la recherche scientifique vise à développer les outils nécessaires à l'optimisation de la maintenance de tels systèmes. Afin de minimiser les temps d'immobilisation et de révision, le procédé de maintenance adopté est celui de **maintenance préventive conditionnelle** : maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé (niveaux de signaux issus de capteurs, bruits émis, mesure d'usure...) révélateur d'un état de dégradation du bien. Ainsi, le système n'est arrêté que lorsqu'il existe une certaine probabilité de défaillance, définie par l'analyse de niveaux d'indicateurs issus de mesures et établis en permanence au cours du fonctionnement.

Les travaux de recherche dans ce domaine ont donc pour objectif de définir une politique de maintenance préventive conditionnelle basée sur l'utilisation d'outils adéquats et adaptée à un système mécanique complexe. Cette politique de maintenance permettra ainsi à l'équipe de surveillance de diagnostiquer les défauts apparaissant sur le système en fonctionnement, et de décider des interventions de réparation .

Présentation du travail

Sachant que les signaux vibratoires relevés sur les systèmes mécaniques en fonctionnement contiennent l'information nécessaire relative à l'état des composants de la machine, tout le problème consiste à isoler l'information relative à chaque élément. Parmi ces éléments, il y a les roulements qui sont très répandus dans les applications domestiques et industrielles. Le fonctionnement adéquat de plusieurs appareils dépend, dans une grande partie, sur l'état de leurs roulements. Dans les applications industrielles, ils sont considérées comme des composants mécaniques critiques et un défaut dans un roulement , à moins d'être détecté dans le temps, peut entraîner du simple dysfonctionnement à un incident catastrophique. Les défauts dans les roulements peuvent survenir pendant leurs utilisations ou durant le processus de fabrication. Par conséquent la découverte de ces défauts est importante aussi bien pour les conditions de contrôle que pour une inspection de qualité des roulements.

Dans ce travail, nous avons conçu et réalisé un banc d'essais sur lequel nous avons testé les paliers à roulements comportant des défauts. L'étude consiste à simuler ces défauts dans les différents constituants du roulement (bague externe, bague interne et bille) et recueillir les signaux vibratoires pour différentes fréquences de rotation et différents chargements du palier. Le signal recueilli est traité par des méthodes d'analyse vibratoire dans le domaine temporel (Rms, Kurtosis, Skewness, ER) et fréquentiel (FFT) et par d'autres méthodes plus récentes de traitement (méthode d'ondelette et enveloppe).

But du travail

Le but de ce travail est de comparer la capacité de dépistage (surtout pour les défauts naissants), de diagnostic et de suivi de l'évolution du défaut entre ces différentes méthodes. C'est un travail qui rentre dans la stratégie du Laboratoire de **Génie Mécanique** et de **Développement** dans l'acquisition d'un certain savoir faire quant à la détection et le diagnostic de défauts dans les structures mécaniques. Ce travail forme un maillon d'une

chaîne pour arriver un jour, après études de méthodes de traitement de signal et collecte de données concernant plusieurs organes de structures mécaniques, à l'élaboration d'un système de diagnostic expert embarqué.

Le présent mémoire est structuré comme suit :

Au chapitre un on présente une recherche bibliographique relatives aux techniques de diagnostic de défauts de roulements. Par suite, différents cas de défauts dans les roulements ainsi que la stratégie de maintenance et les différentes méthodes appliquées dans la détection de défauts dans les roulements sont présentés au chapitre deux.

Au chapitre trois, une description du banc d'essais et analyse de défauts par les descripteurs statistiques (RMS, Kurtosis, Skewness et ER) sont présentées. A partir des signaux recueillis sur banc d'essai, on procède à la détection et au diagnostic de défauts par les méthodes ondelette et enveloppe et nous présenterons un modèle d'un défaut ponctuel, ceux-la feront l'objets du quatrième chapitre. Nous clôturons cette étude par des conclusions.

chapitre 1 : Recherche bibliographique sur les techniques de diagnostic de défauts de roulements.

Introduction

Les différentes méthodes utilisées pour la détection et le diagnostic des roulements peuvent être classées d'une manière générale comme mesures de vibrations et acoustiques, mesure de température et analyse des débris d'usure. Parmi ceux-ci, les mesures de vibrations sont les plus largement utilisés. Plusieurs techniques ont été appliquées pour mesurer la réponse vibratoire et acoustiques de roulements défectueux; c.-à-d., mesure de vibrations dans le domaine temporel et fréquentiel, la méthode de la pulsation du choc, les techniques de pression d'intensité du son et la méthode d'émission acoustique.

Beaucoup de travaux de recherche ont été publiés, principalement dans les deux dernières décennies, sur la détection et le diagnostic de défauts de roulements par les méthodes de vibrations et acoustiques. Quelques-uns de ces travaux ont aussi été examinés par les chercheurs. Tandon et Nakra [1] ont présenté une révision détaillée des différentes méthodes de vibrations et acoustiques, tel que la mesure de la vibration dans les domaines temps et fréquence, mesure du son, la méthode de la pulsation du choc et la technique de l'émission acoustique, pour le contrôle des roulements. Quelques techniques d'analyse de vibrations et de débris d'usure telles que les pulsations du choc, la pointe d'énergie, l'analyse spectrographique d'huile, la ferrographie et la détection de copeaux ont été examinées par Kim et Lowe [2]

1.1 Vibration et génération de bruit dans les roulements

Plusieurs études [3–7] ont été conduites pour expliquer le mécanisme de vibration et de génération du bruit dans les roulements. Les roulements agissent comme une source de vibration et de bruit dûs à la non conformité ou la présence de défauts. Les élément de roulements radialement chargés produisent des vibrations même s'ils sont géométriquement parfaits. Ceci à cause de l'utilisation d'un nombre fini d'éléments roulants (billes par exemple) pour supporter la charge.

Le nombre d'éléments roulants et leurs positionnements dans la zone de charge varient avec la rotation du roulement, donnant une élévation à une variation périodique de la raideur totale de l'assemblage de roulement. Cette variation de raideur produit des vibrations connues comme communément les vibrations de l'acquiescement variable [8,9]. Quand les pistes du roulement sont supposées comme des systèmes continus, le changement de direction des forces de contact appliquées par les éléments roulants peuvent causer une flexion ou exciter

un mode de vibrations des pistes des bagues de roulement même s'ils sont géométriquement parfaits [3,4].

Cependant, la présence d'un défaut cause une considérable élévation dans le niveau de la vibration. les défauts de roulement peuvent être classés comme ' distribués ' ou ' locaux'.

Les défauts distribués incluent la rugosité de la surface, les ondulations, le désalignement des pistes, et les éléments roulants hors dimension [5–8]. Les caractéristiques de la surface sont considérées en terme de leur longueur d'onde comparée avec la largeur du contact Hertzien de l'élément roulant et le chemin de la bague de roulement. La caractéristique de la surface en longueur d'onde de l'ordre de la largeur du contact Hertzien ou moins est appelé rugosité, alors que les caractéristiques de longueurs d'ondes plus longues sont appelé ondulations [5]. les défauts distribués sont dus à des erreurs de fabrication, mauvais montage ou usure d'abrasifs [6,7]. La variation de la force de contact entre éléments roulants et chemin de roulement due aux défauts distribués sont la source de l'augmentation du niveau de vibration. L'étude de la réponse de la vibration due à cette catégorie de défauts est, par conséquent, importante aussi bien pour une inspection de qualité que pour les conditions de contrôle.

Les défauts localisés incluent des fissures, des trous et des arrachements sur les surfaces roulantes. Le mode dominant de défauts de roulement est l'arrachement au niveau des chemins ou les éléments roulants. Il survient quand une fissure de fatigue apparaît en dessous de la surface du métal et se propage vers la surface jusqu'à arrachement d'un morceau de métal pour laisser un petit trou .

1.2 La réponse de la vibration due aux défauts localisés

Deux approches ont été adoptées par les chercheurs pour créer les défauts localisés sur les roulements afin d'étudier leur réponse de vibration. L'une est de faire fonctionner le roulement jusqu'à apparition de défaut et de contrôler le changement dans leur réponse de vibration

[10,11–15]. D'habitude le défaut est accéléré soit par une surcharge, une vitesse élevée ou par manque de lubrifiant dans les roulements [10,14,15]. L'autre approche est l'introduction intentionnelle de défauts dans les roulements par des techniques tel que gravure par l'acide, érosion d'étincelle, grattement ou empreinte mécanique , mesurer leur réponse de vibration et la comparer à celle d'un roulement sain [16,17].

1.2.1 Approche dans le domaine temporel

L'approche la plus simple dans le domaine temporel est la mesure de la racine carrée moyenne (Rms) du niveau total et le facteur de crête, c'est à dire., le rapport de la valeur maximum à celle du Rms en accélération. Cette méthode a été appliquée avec un succès limité pour la détection de défauts localisés [18,19].

Quelques paramètres statistiques tels que densité de probabilité et kurtosis ont été proposés pour la détection de défaut dans les roulements [20,21]. La densité de la probabilité d'accélération d'un roulement en bonne condition a une distribution Gaussienne, alors qu'un roulement endommagé présente une distribution non gaussienne avec pics dominant à cause d'une augmentation relative dans le nombre de hauts niveaux d'accélération [20]. Cependant, Mathew et Alfredson [22] ont rapporté avoir aussi obtenu une distribution proche d'une distribution gaussienne pour quelques roulements endommagés. Au lieu d'étudier la courbe de la probabilité de densité, il est souvent plus instructif d'examiner les données des moments statistiques.

Les défauts locaux peuvent aussi être détectés dans le domaine temporel en affichant le signal de vibration sur un oscilloscope ou l'imprimer sur un enregistreur et observer la présence de

sommets périodiques dûs à l'impact de l'élément roulant avec les défauts [23,24,25,26]. Gustafsson et Tallian [25] ont proposé une méthode de détection du défaut basée sur le nombre de sommets qui traversent un niveau de voltage préréglé.

Quelques techniques de filtres passe-bande ont aussi été proposées dans le domaine temporel. Le principe est basé sur le fait que les résonances structurelles sont excitées dans la zone de haute fréquence dû à chargement impulsif causé, par exemple, par un arrachement au niveau des pistes ou éléments roulants, et peut être détecté par un capteur dont la fréquence de résonance lui est similaire. La méthode de chocs d'impulsion [27], basée sur ce principe, utilise un capteur piézoélectrique dont la fréquence de résonance est de 32 kHz. Les chocs de pulsations causés par les impacts dans les roulements initient des oscillations d'amortissement dans le capteur à sa fréquence de résonance.

La mesure de la valeur maximale de l'amortissement transitoire donne une indication sur l'état du roulement. Les vibrations de basses fréquences dans la machine, produites par des sources autres que les roulements, sont filtrées électroniquement. La valeur de la pulsation du choc produit par les roulements sains dû à la rugosité de la surface a été trouvée empiriquement dépendante du diamètre et de la vitesse de rotation du roulement. Cette valeur initiale, va servir comme une valeur normalisée de la pulsation du choc.

La valeur maximale normalisée du choc est une mesure de l'état du roulement. Les appareils de mesure de la pulsation du choc sont d'un usage simple afin qu'un personnel peu qualifié peut opérer facilement. Ils donnent une seule valeur qui indique d'emblée l'état du roulement, sans avoir besoin à interpréter des données compliquées comme l'exige quelques autres méthodes.

La méthode de la pulsation du choc a été largement acceptée industriellement dans la détection de défauts dans les éléments formant un roulement [22,10,28,29,30]. Quelques investigateurs [31,32,33] ont rapporté que la méthode ne pourrait pas détecter efficacement les défauts à basses vitesses. Cependant, Butler [30] a montré le succès de la méthode de la pulsation du choc dans la détection de défauts dans les roulements à billes à basse vitesse dans une chaîne de fabrication de papier. Un contrôle en ligne de l'état des roulements par la technique basée sur la méthode de la pulsation du choc a été suggéré par Morando [34].

1.2.2 Approche dans le domaine fréquentiel

Le domaine fréquentiel ou analyse spectrale du signal de vibration est peut être l'approche la plus largement utilisée dans la détection de défauts dans les roulements. La venue des analyseurs modernes à base de transformée de Fourier (FFT) a rendu le travail d'obtention des spectres étroits plus facile et plus efficace.

L'interaction de défauts dans les roulements produit des pulsations de très courtes durées à chaque rotation de l'arbre. Ces pulsations excitent les fréquences naturelles des éléments du roulement et des paliers, d'où il résulte une augmentation dans l'énergie de vibration à ces hautes fréquences. Les fréquences de résonances du roulement seul peuvent être calculées théoriquement [1,35,36]. Il est difficile d'estimer comment ces résonances sont affectées en assemblage avec un roulement chargé et monté dans un logement. Cependant, il est indiqué [17] que ces résonances ne changent pas considérablement. Ces fréquences naturelles sont habituellement supérieures à 5 kHz [1]. Par conséquent, contrôler l'élévation du niveau de vibrations dans la gamme de haute fréquence du spectre est une méthode efficace pour prédire l'état du roulement. Elle a été utilisée par plusieurs chercheurs avec succès [22,14,17,24]. Catlin [37] a indiqué que la fréquence naturelle pour qui la longueur d'onde est proche de la longueur de pulsation, est la plus fortement excitée. Plusieurs paramètres tels que la moyenne arithmétique, la moyenne géométrique et la corrélation ont été suggérées [38,39] pour quantifier la différence entre les spectres de roulements sains et endommagés.

Chaque élément du roulement a une fréquence caractéristique de rotation. Avec un défaut sur un élément particulier du roulement, une augmentation dans l'énergie de vibration à cette fréquence de rotation de l'élément peut apparaître. Cette caractéristique fréquentielle du défaut peut être calculée à partir de considérations cinématiques; c.-à-d., la géométrie du roulement et sa vitesse de rotation [1,16,23,25,40]. Pour un roulement avec une bague externe fixe, ces fréquences sont données par les expressions suivantes:

$$\text{fréquence de la cage : } \omega_c = \frac{\omega_s}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (1)$$

$$\text{fréquence de la bille : } \omega_b = \frac{\omega_s D}{2d} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha\right) \quad (2)$$

$$\text{fréquence de défaut de la bague externe : } \omega_{od} = z \omega_c = z \frac{\omega_s}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (3)$$

$$\text{fréquence de défaut de la bague interne : } \omega_{id} = z(\omega_s - \omega_c) = \frac{z \omega_s}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (4)$$

où ω_s est la fréquence de rotation de l'arbre en rad/s, d est le diamètre de l'élément roulant, D est le diamètre moyen, Z est le nombre d'éléments roulants et α est l'angle de contact.

Pour les vitesses normales, ces fréquences de défaut se trouvent dans la gamme de basses fréquences et sont habituellement inférieures à 500 Hz.

En pratique, cependant, ces fréquences peuvent être légèrement différentes des valeurs calculées par suite de glissement dans les roulements [40].

Plusieurs chercheurs [17,23,19] ont réussi à détecter les défauts en identifiant ces fréquences de rotation. Il a aussi été observé [17,23] que, dans le cas d'un défaut dans un élément mobile tel que la bague intérieure ou un élément roulant, le spectre présente de larges bandes se rapportant aux composants à des fréquences caractéristique de défauts. La bande large a été attribuée aux changements de position des défauts en fonction du temps relativement aux positions de mesure de vibration [23].

Dans quelques travaux [16,41,42], il a été mentionné qu'il est difficile d'obtenir un pic significatif à ces fréquences dans le spectre direct obtenu à partir d'un roulement défectueux. Ceci est dû au fait que le "bruit" ou les vibrations provenant d'autres sources masquent les vibrations du signal du roulement à moins que le défaut soit suffisamment large. Tandon et Nakra [19] ont aussi trouvé que cette analyse spectrale directe peut détecter, seulement, des défauts comparativement de plus grandes dimensions. Ray [33] a mis en valeur la condition sous laquelle la détection de défauts dans les roulements devient difficile.

Osuagwu et Thomas [41] a suggéré une explication pour l'absence de fréquences de défaut dans le spectre en terme de moyenne et d'effet de changement produit par la variation de la période de l'impact et l'effet d'intermodulation. Dans cette étude le cepstrum de puissance était montré comme étant une technique de diagnostic efficace. Le cepstrum de puissance est défini comme le spectre de puissance du spectre de puissance logarithmique [20]. Tandon [43] a rapporté que ces cepstrums peuvent détecter efficacement les défauts d'une bague externe mais n'arrivent pas à détecter les défauts d'une bague intérieure.

Dans l'ordre d'améliorer le rapport signal - bruit et réaliser efficacement une analyse spectrale, quelques techniques de traitement du signal ont été rapportées. Braun et Datner [44] ont suggéré la décomposition du signal en composants périodiques et une méthode de traitement basée sur une technique de moyennage. L'élimination du bruit adaptatif (ANC) a aussi été proposé pour améliorer le rapport du signal – bruit dans le diagnostic de défauts dans les

roulement [45]. La détection enveloppe ou la technique de la résonance de haute fréquence (HFRT) est une technique du traitement du signal importante qui aide dans l'identification de défauts de roulement par l'extraction des fréquences caractéristiques de défauts (lesquels peuvent ne pas être présents dans le spectre direct) du spectre de vibration du roulement endommagé.

Une révision de la technique a été présentée par McFadden et Smith [46]. Chaque fois qu'un défaut entre en contact avec un élément roulant, une pulsation de courte durée est produite et excite périodiquement les résonances à la fréquence caractéristique en fonction de l'emplacement du défaut. Les résonances sont donc démodulés en amplitude à la fréquence caractéristique du défaut. Par démodulation d'une de ces résonances, un signal indicatif de l'état du roulement peut être retrouvé. En pratique, le signal est filtré passe-bande autour d'une des fréquences de résonances, donc éliminer la plupart des signaux des vibrations non désirées à partir d'autres sources.

Ce signal filtré passe-bande est donc démodulé par un détecteur d'enveloppe dans lequel le signal est rectifié et lissé par filtrage passe-bas pour éliminer le porteur ou les fréquences de résonance filtrées passe-bande. Le spectre du signal de l'enveloppe dans la gamme basse fréquence est alors obtenu donnant la fréquence caractéristique du défaut du roulement

Cette technique a été largement utilisée et son succès a été démontré par plusieurs investigateurs [16,18–19]. Un modèle de vibration à un mode a été développé par McFadden et Smith [62–64] pour expliquer l'apparence de plusieurs lignes spectral en fonction de différentes positions de défauts dans le spectre démodulé.

Ce modèle a été étendu par Su et Lin [48] pour caractériser les vibrations de roulements soumis à plusieurs chargements.

Martin et Thorpe [49] ont suggéré une normalisation de l'enveloppe - détection de fréquence de spectre de roulement défectueux en ce qui concerne le roulement sain pour donner la plus grande sensibilité à la détection de fréquences du défaut.

Ces dernières années, la méthode de la transformée d'ondelette (wavelet transform) a été suggérée par quelques chercheurs [50,51] pour extraire les très faibles signaux pour lesquels la FFT est devenue inefficace.

la transformée d'ondelette fournit une distribution variable de la résolution temps–fréquence à partir de laquelle les vibrations structurelles périodiques dues aux impulsions de forces répétitives, produites par le passage de chaque élément roulant sur le défaut, sont détectés. L'adaptation de la résolution temps–fréquence la rend supérieure vis-à-vis de la FFT. Mori et al. [51] ont proposé la théorie de la transformée d'ondelette discrète qui peut détecter un défaut même à une étape précoce de nuisance.

1.3 La réponse de vibration dû aux défauts distribués

Les défauts distribués incluent les irrégularités de surface comme la rugosité, les ondulations ou les éléments du roulement hors tolérances. La réponse de vibration pour ces défauts a été étudiée, principalement, dans le domaine fréquentiel.

les vibrations produites par la rugosité de la surface ou par de petites ondulations ont été étudiés par Sayles et Poon [52], ils ont trouvé qu'ils sont significatives seulement quand les aspérités percent le film lubrifiant et rentrent en contact avec la surface opposante. Cependant, les longues ondulations ou la variation du diamètre de l'élément roulant ont un effet plus dominant sur le niveau de la vibration.

La fréquence limite auquel les ondulations produisent un niveau considérable de vibration a été estimé [5] et est trouvé être 60 fois au dessous de la vitesse de rotation.

Les études systématiques de vibration produites par ondulations ont été faites, en premier, par Tallian et Gustafsson [9]. Les cinq mouvements de degré liberté de la bague externe,

considérée comme un corps rigide à l'exception des déformations de contact, ont été analysés avec un modèle dynamique linéaire. L'ordre majeur important des ondulations a été estimé et il a été trouvé qu'il a un simple rapport numérique avec le nombre d'éléments roulants. Meyer et al. [3] ont proposé un modèle analytique pour la vibration de flexion de la bague fixe (ou stationnaire) sous un chargement axial dû aux ondulations sur la bague en mouvement ou aux diamètres inégaux des billes.

Les amplitudes des composants importants de la fréquence ont aussi été prédits dans le modèle. Le modèle était étendu par Choudhury et Tandon plus tard [53] pour les roulements chargés radialement. Les forces de vibration produites par le chargement axial du au contact angulaire des éléments roulants sous influence des ondulations sur plusieurs éléments de roulement ont été étudiées par Wardle. Il a considéré une masse supplémentaire attachée à la bague externe fixe. Des résultats analytiques pour les vibrations radiales et axiales ont été vérifiés expérimentalement [54].

Un modèle linéaire a été proposé par Yhland [55] pour les vibrations du système arbre roulement dues aux erreurs de forme. L'importance majeure de l'ordre des ondulations pour la réponse de vibration d'un roulement à rouleaux effilés a été étudiée expérimentalement par Ohta et Sugimoto [56]. Sunnersjo [57] a étudié la vibration d'un roulement chargé radialement dû aux ondulations de la bague intérieure ou aux différents diamètres des rouleaux, et a trouvé que les pics apparaissent respectivement à des harmoniques de vitesses d'arbre et de cage, avec une bande large espacée à fréquence du passage du rouleau dans le cas d'ondulations de la bague intérieure.

Les effets des irrégularités de surface ont aussi été étudiés [58,59] pour expliquer les lignes spectrales observé dans les spectres démodulés d'un roulement à rouleaux effilés.

Vu que beaucoup des fréquences qui résultent de défauts distribués coïncident avec ceux dus aux défauts localisés, il devient difficile d'identifier à partir seulement des informations de la fréquence si un sommet à une fréquence particulière est dû à un défaut localisé ou un défaut distribué. Par conséquent, il a été suggéré [60,61] que, en plus de l'information de fréquence, les amplitudes des composants spectrales devraient aussi être étudiés pour les roulements défectueux.

Quelques études ont aussi été entreprises pour estimer la rugosité ou les ondulations des bagues ou des billes des roulements par analyse de vibration. La mesure de vibration par laser Doppler a été proposée pour la mesure des profils de surfaces des roulements [62].

1.4 La réponse de l'émission acoustique de roulements défectueux

L'émission acoustique (EA) est le phénomène de génération d'une onde élastique transitoire due à une libération rapide d'énergie de déformation causée par une modification structurelle dans un matériau solide sous des contraintes mécanique ou thermiques. La génération et propagation de fissures, l'augmentation de macles, etc., associé à la déformation plastique sont parmi les premières sources des EA. D'où c'est un outil important pour le contrôle et le suivi de l'état d'un élément à travers un essai non - destructif. L'instrumentation EA consiste en un capteur, principalement de type piézoélectrique, un préamplificateur et une unité de traitement de signal.

L'avantage du contrôle par émission acoustique sur le contrôle par vibration est que le premier peut détecter la croissance de fissures non superficielles, alors que le dernier détecte des défaut seulement quand ils apparaissent à la surface. Il est aussi important de noter que l'énergie libérée par les composants voisinant dans la gamme de fréquence de vibration (jusqu'à 50 kHz), qui souvent masquent l'énergie de vibration libérée à partir d'un élément de roulement défectueux, n'affecte pas le signal AE dans la très haute gamme de fréquence.

Plusieurs études ont été conduites pour rechercher la réponse EA de roulements défectueux. Dans le cas de contrôle par EA de défauts locaux, deux approches d'essais sur la durée de vie, [63,64] et défauts simulés [65,66] ont été adoptées par les chercheurs. En 1979, Rogers [67] a suggéré l'application d'émissions acoustiques comme une mesure de l'état des roulements à basses vitesses dans les plates-formes de production de gaz.

Yoshioka et Fujiwara [68] ont montré que les paramètres EA peuvent détecter des défauts avant qu'ils n'apparaissent dans la gamme d'accélération de vibration et peut aussi détecter les sources possibles de génération des EA pendant un test de fatigue des billes de roulement soumises à des chocs brusques.

Ils ont aussi mesuré le temps d'initiation de la propagation de fissure et le temps de propagation jusqu'à apparition d'un écaillage par une combinaison de paramètres d'EA et de l'accélération de vibration [69]. Les signaux de l'émission acoustiques ont pu détecter des défauts de forme d'un grattement fin sur la bague intérieure de roulement à contact oblique chargé axialement mais à basses vitesses seulement [32,65]. Tandon et Nakra [70] ont démontré l'utilité de quelques paramètres d'émission acoustique, tel que l'amplitude maximum et comptage, pour la détection de défauts dans les roulements à billes à contact oblique chargés radialement à basses vitesses et vitesses modérées. La distribution d'événements par comptage et d'amplitude maximum a aussi été utilisée pour une inspection de qualité pour juger si le roulement est neuf ou a été régénéré [71]. Tan [72] a suggéré que la mesure de l'aire sous la courbe amplitude-temps est une méthode préférée pour la détection de défauts dans les roulements. Il a aussi appliqué la technique d'annulation du bruit adaptatif (adaptive noise cancellation:ANC) pour filtrer le bruit de fond des AE émis par les autres composants de la machine [73]. L'utilité du signal démodulé d'AE dans la détection des défauts dans les roulements a été démontré par quelques chercheurs [66].

1.5 La réponse du bruit acoustique

La mesure du bruit acoustique peut aussi être utilisée pour la détection de défauts dans les roulements. Ces mesures sont présentées normalement en deux modes: pression du son et intensité du son. La pression du son produit par des roulements sains a été étudié par plusieurs chercheurs [74,75], mais une faible littérature est disponible sur la mesure du son comme une technique de détection de défauts. Igarashi et Yabe [76] ont montré l'utilité de mesure de la pression du son pour la détection de défauts dans les roulements axialement chargés. Le rôle de des irrégularités de surface dans la production de bruit des rouleaux en contact a été étudié avec l'aide de la mesure de pression du son[77].

La mesure de l'intensité du son, une technique comparativement récente, a aussi été essayée avec succès pour la détection de défauts dans les roulements [10]. L'intensité du son est définie comme la moyenne dans le temps du taux de flux de l'énergie du son à travers une surface unité. Par contre la pression du son, est un vecteur quantité et l'intensité de deux microphones de la sonde a des caractéristiques directionnelles. L'intensité du son dans le domaine fréquentiel peut être obtenu de la partie imaginaire de l'interspectre entre les signaux de deux microphones étroitement espacés [78].

Une spéciale sonde à deux microphones est utilisée pour la mesure de l'intensité. La partie imaginaire du spectre peut être obtenue directement par l'utilisation d'un analyseur FFT à double canaux. Tandon et Nakra [79] ont montré l'utilité de mesure de l'intensité du son comme une technique de diagnostic de roulement et ont conclu que, pour ce but, il est plus efficace que la mesure de la pression du son. L'analyse spectrale de signaux démodulés reçue par un mesureur de son a été suggérée comme un outil de contrôle pour la détection à bord de défauts de roulements dans les chemins de fer [80].

Conclusion

De la revue des études sur les techniques de mesures par les vibrations et l'acoustique pour la découverte de défauts dans les roulements, l'importance donnée aux méthodes de mesures par les vibrations apparaît clairement. Les vibration dans le domaine temporel peuvent être mesurées à travers les paramètres tel que le niveau total du RMS, le facteur de crête, la densité de probabilité et le kurtosis. Parmi ceux-ci, le kurtosis est le plus efficace. La méthode de la pulsation du choc a aussi gagné une place appréciable dans le monde industriel. La mesure de la vibration dans le domaine de la fréquence a l'avantage de détecter l'emplacement du défaut. Cependant, le spectre directe de la vibration d'un roulement défectueux ne peut pas indiquer le défaut à l'étape initiale. Néanmoins quelques techniques de traitement du signal sont utilisées. Parmi elles, la technique de la résonance de haute fréquence est la plus populaire et a été appliquée avec succès par plusieurs chercheurs. L'inconvénient de cette dernière est la difficulté de détection du défaut à un stade avancé. Dans les années récentes, la méthode de la transformée d'ondelettes a été suggérée pour extraire des signaux très faibles pour lesquels la transformée de Fourier est devenue inefficace.

Très peu d'études, basées sur la mesure du bruit acoustique, ont été menées pour la détection des défauts de roulements. Des mesures de pression et d'intensité du son ont été utilisées dans ce but. La technique d'intensité du son semble être meilleure que celle de la mesure de pression du son pour le diagnostic des roulements.

Les mesures des émission acoustiques ont aussi été utilisées avec succès pour détecter des défauts dans les roulements . Quelques études indiquent que ces mesures sont meilleures que celles obtenues par les mesures de vibrations.

chapitre 2 : Défauts de Roulements et approches de maintenance préventive conditionnelle

Introduction

Les équipements industriels ou domestiques présentent dans leurs conceptions plusieurs types de paliers dont l'état influe énormément sur le bon fonctionnement de la machine. Les paliers à roulements sont les plus répandus, ils assurent une rotation de l'arbre avec un minimum de glissement. Un chargement excessif, un environnement agressif ou un mauvais montage peuvent causer des défauts dans un palier et générer des sources de vibrations révélatrices d'un dysfonctionnement de l'ensemble. La maintenance préventive conditionnelle s'intéresse justement à la détection prématurée de ces défauts pour un suivi et une intervention appropriés.

2.1 Différents types de paliers [81]

Confronté au problème de connexion de deux pièces en mouvement relatif, le concepteur doit choisir entre les diverses possibilités constituées par les nombreuses formes de paliers glissants, les différents types de roulements, voire même, si le mouvement est alternatif, les éléments déformables.

Ce choix doit être effectué sur une base technique qui prend en compte les caractéristiques du mouvement, l'intensité de la charge, les conditions d'ambiance et de nombreux autres aspects quelquefois moins contraignants mais pouvant en d'autres occasions se révéler décisifs. Par ailleurs, ce choix ne doit pas omettre l'aspect économique et donc correspondre à la solution globalement la moins coûteuse.

Tout mouvement relatif entre deux surfaces est freiné par une force résistante qui a pour effet de:

- provoquer de l'usure ;
- consommer de l'énergie ;
- engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces.

Le guidage d'une pièce par une autre est assujéti aux difficultés ci-dessus. En fait, le problème du guidage en rotation est fort ancien puisqu'il remonte à l'histoire de la roue.

La solution a consisté :

a) tout d'abord, à réduire la friction entre les deux surfaces grâce à l'emploi de lubrifiants et de matériaux de guidage adaptés au problème et dits matériaux antifricition. Ces lubrifiants ont été initialement des huiles ou des graisses et correspondent à un régime dit onctueux ; plus récemment, des lubrifiants solides sont également utilisés ;

b) ensuite, à supprimer tout contact entre les deux surfaces grâce à la présence d'un film fluide dont la pérennité doit être assurée sous la charge à supporter :

- dans le cas où le film fluide est généré par le mouvement relatif des deux surfaces, on est en présence de paliers : hydrodynamiques si le film est liquide, aérodynamiques si le film est gazeux ;

- dans le cas où le film est créé par l'injection sous haute pression de fluide, on est en présence de paliers : hydrostatiques si le film est liquide, aérostatiques si le film est gazeux ;

- pour réduire le coefficient de frottement statique puis dynamique durant la mise en vitesse, on réalise des paliers dits mixtes fonctionnant en hydro- ou aérostatique au départ puis en hydro- ou aérodynamique lorsqu'ils ont atteint leur vitesse de régime.

Depuis quelques décennies, la suppression de contacts entre les deux surfaces peut être obtenue par l'effet de champs magnétiques centrant le rotor à l'intérieur d'un palier dit magnétique ;

c) à insérer entre les surfaces des éléments roulants (billes, aiguilles, galets). Cela correspond aux différentes formes de roulements;

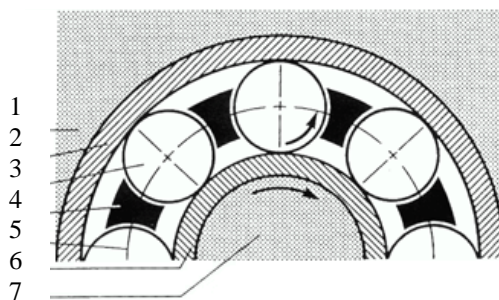
d) enfin, dans le cas de mouvements alternatifs d'amplitude modérée, à remplacer le glissement par la déformation élastique d'éléments de liaison dits silent-blocs.

La lubrification dont le rôle est d'abaisser la friction joue un rôle essentiel dans les paliers du type a) et b) (sauf magnétiques) et reste nécessaire pour les roulements c). Il y a lieu de bien distinguer les lubrifiants qui agissent par leurs propriétés de surface et qui sont nécessaires aux paliers du type a) et c), de ceux qui autorisent le glissement fluide dans les paliers du type b).

Paliers à Roulements

Définition du roulement :

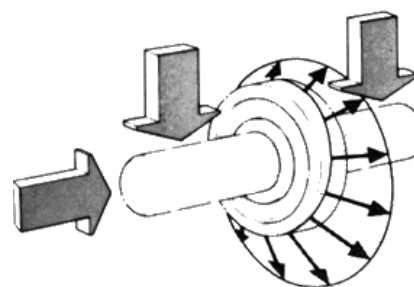
L'origine du mot roulement vient en fait des corps roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) qui sont placés entre les deux éléments en rotation et qui permettent le roulement et non plus le frottement. La traduction de roulement en anglais est " bearing ", qui signifie supporter, ce qui est une des fonctions principales du roulement : supporter les charges.



Un roulement est composé de 4 parties principales : la bague extérieure (2), placée dans le logement (1), la bague intérieure (6) fixée à l'axe en rotation (7), les billes ou rouleaux (3) ainsi que la cage (4), partie qui sert à maintenir entre eux les éléments roulants. Le diamètre primitif (5) est l'axe de rotation des billes.

Répartition des charges :

L'une des fonctions essentielles du roulement est de supporter les charges qui lui sont imposées. Il existe 2 types de charges : les charges radiales et les charges axiales. Les charges radiales sont celles dirigées perpendiculairement à l'axe de roulement tandis que les charges axiales sont dirigées selon l'axe de roulement. Il existe également des charges composées, qui associent les deux types de charges : axiales et radiales. On peut donc classer les roulements en 2 catégories :



Les roulements radiaux ou portants pour les roulements ne supportant que des charges radiales, et roulements axiaux ou butées pour ceux ne supportant que des charges axiales. Les roulements supportant les 2 types de charge sont dits obliques.

2.2 Défauts rencontrés dans les roulements

Les statistiques concernant les causes de défaillance et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements (voir tableau 1). Les causes d'avaries sont multiples, et donnent lieu à des anomalies plus ou moins graves. Nous dégageons ici les défauts de roulements apparaissant par fatigue, phénomène inévitable, auquel la maintenance préventive remédie par la détection avant destruction au cours du fonctionnement du système. Les défaillances résultant de vices de fabrication ou de montage sont écartés.

Localisation des Défauts	%
Dentures	60
Paliers	19
Arbres	10
Carters	7
Autres	4

Tableau 1 : localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages [82].

Défauts de roulements

Douze (12) avaries principales peuvent être retenues et proviennent de 4 familles de causes [83] :

- Avaries liées à la charge et à la vitesse appliquée : écaillage, grippage, coloration et détérioration des cages,
- Avaries liées à la lubrification : grippage, rupture des bagues par contraintes thermiques, coloration, détérioration des cages et écaillage,
- Avaries liées au montage : empreintes des corps roulants par déformation plastique, trace de coups, certaines détériorations des cages, corrosion par contact, certains écaillages provenant des défauts d'alignement et de circularité,
- Avaries liées à l'environnement : usure, empreintes, corrosion, cratères.

Les principales avaries sont l'usure abrasive, le grippage, les empreintes, le gommage et la dégradation des matériaux et la fatigue au contact des éléments roulants :

usure abrasive : destruction d'un élément par enlèvement progressif de la matière en surface et formation de particules. Cette usure est généralement liée à des roulements mal protégés ou mal lubrifiés,

grippage et usure adhésive : produit lors de fort glissement qui entraîne une soudure localisée, des aspérités de surfaces et un transfert de matière entre les surfaces,

empreintes : liées au contact hertzien, métal sur métal. L'effet de la charge produit une déformation plastique lorsqu'une particule est emprisonnée dans le contact, provoquant des défauts de surfaces,

déséquilibre thermique : lié au dégagement de chaleur des surfaces en contact. Si cette énergie thermique n'est pas dissipée en continu, une élévation de température est possible et engendre une altération du lubrifiant ainsi qu'une réduction de la dureté des matériaux en contact.

Les 4 avaries précédentes peuvent être réduites et même éliminées par une surveillance des causes de dégradation et un entretien approprié. Par contre, il existe des avaries dites de fatigue qui apparaissent même dans les conditions idéales de fonctionnement. La charge dans le roulement est transmise d'une bague à l'autre par des éléments roulants. En rotation, il se crée donc un champ de contraintes cyclique qui est responsable de la fatigue du roulement.

Ce type d'avarie se manifeste par l'apparition de fissure qui croit lentement jusqu'à l'écaillage. Ce type d'avarie est naturellement un phénomène aléatoire. Il existe 2 types de fissures : les fissures liées à la fatigue du roulement en charge (couche profonde et/ou couche superficielle) et les fissures microscopiques qui existent avant la mise sous charge, sous l'effet de la finition des surfaces.

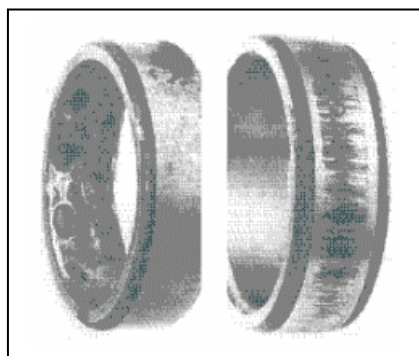
La résistance à la fatigue d'un roulement est d'autant plus grande que l'acier est résistant, fin et homogène, c'est à dire que les défauts sont petits et dispersés.

Aussi bien pour les engrenages que pour les roulements, les défauts principaux sont les écaillages de fatigue. Pour les engrenages, il peut survenir également une usure répartie sur toute la denture.

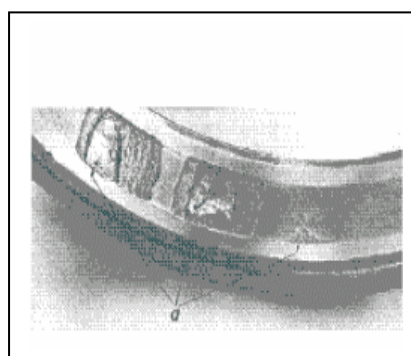
Les anomalies sont localisées au niveau des contacts entre éléments mécaniques, et vont donc modifier la géométrie et les conditions de transmission de puissance. Pour un système de transmission à engrenages, la transmission est réalisée par obstacle (denture), et pour les liaisons par roulement, un mouvement relatif existe entre éléments mobiles et immobiles (arbre, bagues de roulements, éléments roulants, logements).

Ces modes de transmission génèrent des vibrations naturelles. En présence de défauts, les vibrations sont modifiées, puisque les modifications de géométrie de contact provoquent des chocs plus importants que dans le cas d'un système sain.

Les figures ci-dessous [84].montrent des cas de défauts sur des différents roulements et différents éléments constituant le roulement :



1a Défaut d'usure



1b Défaut d'écaillage

Figure 1 : Défauts réels de roulements réparti et localisé

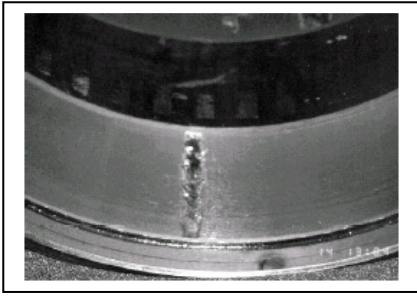


Figure 2: Arrachement singulier



Figure 3: Multiples arrachements dans la bague interne



Figure 4: Attaque d'eau



Figure 5: Multiples arrachements dans la bague externe

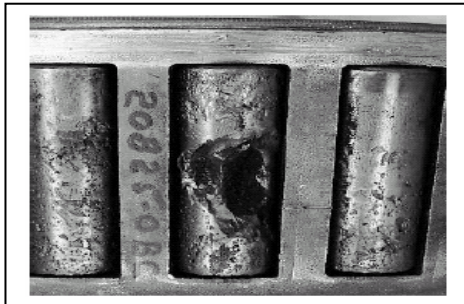


Figure 6: Rouleau cassé

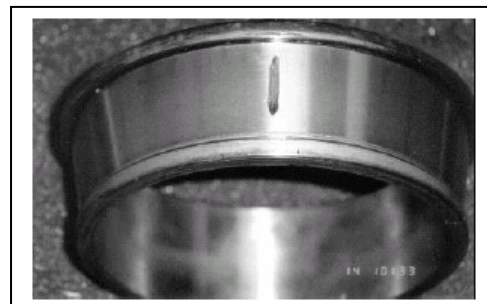


Figure 7: Arrachement singulier dans le cône

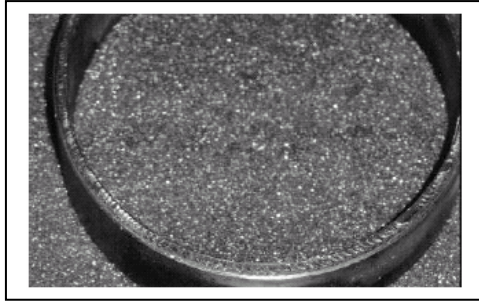


Figure 8 :Usure



Figure 9 :Une décharge électrique cause une panne moteur en vol

2.3 Approche de maintenance préventive conditionnelle

Afin de prévoir un fonctionnement normal sans incidents brusques pour tout système, les travaux de recherche doivent s'organiser en différentes étapes, en concevant une politique de maintenance préventive, outil générique d'aide à l'élaboration d'un système de diagnostic expert destiné à chaque machine spécifique. Les outils d'analyse fonctionnelle permettent de synthétiser le besoin auquel répond une politique de maintenance préventive. En premier lieu, on définit les principaux éléments de l'environnement en interaction avec une démarche de suivi de comportement à développer (fig.10).

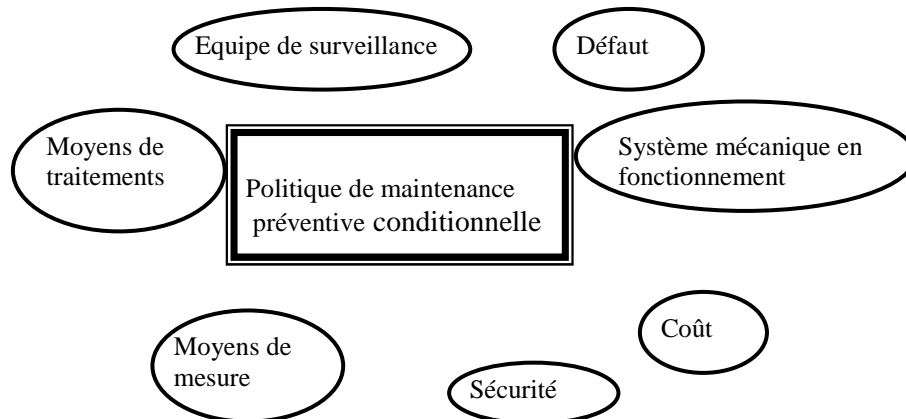


Figure10 : Eléments environnementaux d'une politique de maintenance préventive conditionnelle [82].

Elle doit notamment prendre en compte la spécificité du système à surveiller avec ses anomalies probables, les exigences de coûts et de sécurité, les possibilités matérielles concernant les moyens de mesure et de traitement, ainsi que le confort d'interprétation de l'équipe de surveillance.

Par ailleurs, une précision doit être faite quant au terme de diagnostic. Il faut en effet dissocier du terme de dépistage. Le dépistage a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de suivre son évolution sans obligation d'informations sur l'origine du dysfonctionnement. Au contraire, le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible d'en indiquer la gravité.

La norme AFNOR définit le diagnostic par:

« le diagnostic est l'identification de la cause probable de la (ou des) défaillance(s) à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'informations provenant d'une inspection, d'un contrôle ou d'un test. »

Afin d'être capable de développer des systèmes de surveillance embarqués efficaces, une démarche rigoureuse doit être entreprise pour définir précisément les relations existants entre ces différents éléments. On définit alors les fonctions de service dissociées en fonctions principales (FP) et fonctions de contrainte (FC) assurées par l'outil à développer (fig.11).

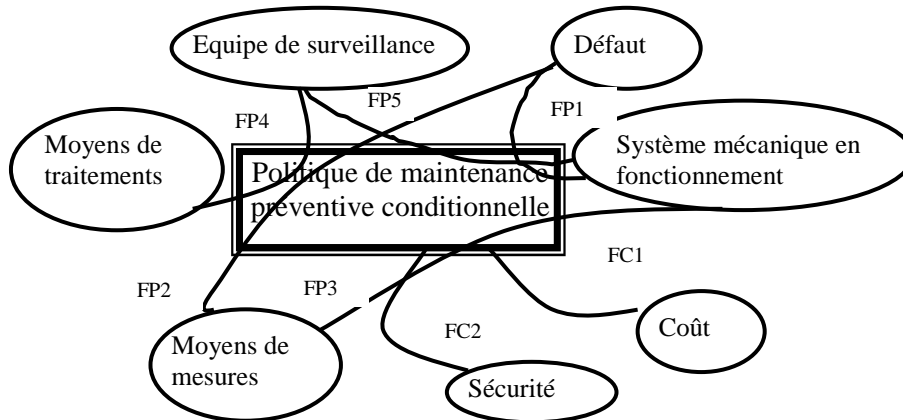


Figure 11 : Diagramme pieuvre d'une politique de maintenance préventive conditionnelle [82]

Les différentes fonctions de service des démarches définissant une politique de maintenance préventive conditionnelle sont décrites dans le tableau 2 [82].

Fonction principale 1	Identifier les défauts à surveiller sur le système en fonctionnement normal.
Fonction principale 2	Définir des moyens de mesure des défauts éventuels
Fonction principale 3	Définir des moyens de mesure intégrables au système en fonctionnement.
Fonction principale 4	Définir des moyens de traitement nécessaires et suffisants au traitement
Fonction principale 5	Permettre à l'équipe de surveillance de suivre facilement l'évolution de l'état du système.
Fonction de contrainte 1	Définir un système de surveillance le moins onéreux possible.
Fonction de contrainte 2	Permettre d'obtenir un diagnostic d'une fiabilité donnée.

Tableau 2 : Fonctions de service associées à une politique de maintenance préventive conditionnelle.

Dans un premier temps, il s'agit de cerner les conditions de travail, les types d'avaries à identifier. En effet, il est possible de considérer plusieurs types de défauts : défauts de fabrication, manque d'expérience, avaries d'usure.

Une seconde étape vise à définir ou imaginer les moyens de mesure des défauts sélectionnés. L'analyse des effets des avaries, la nature du système mécanique à surveiller permet de choisir ces moyens de mesure, qui peuvent être principalement des moyens de mesures vibratoires ou acoustiques (voir exemple fig.12).

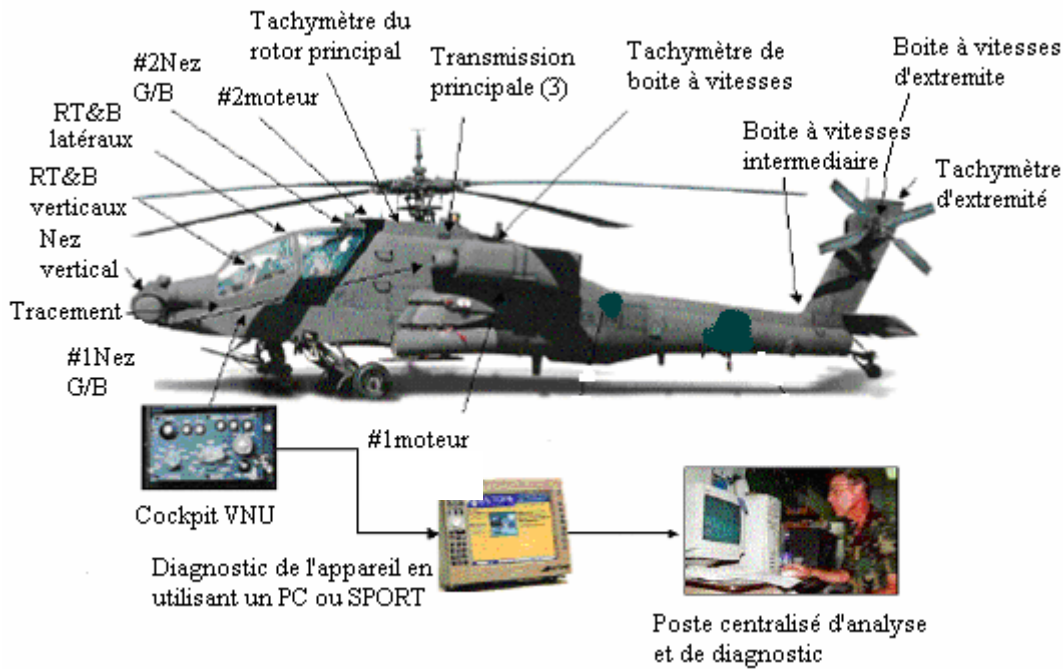


Figure 12 : Analyse des données de capteurs placés dans un hélicoptère de combat [85]

Les capteurs placés dans cet appareil de combat sont :

Repère	Type de capteur	Localisation
TR1	Traqueur de lame	Traqueur de lame du rotor principal
TAC1	Tachymètre	Tachymètre du rotor principal
TAC2	„	Tachymètre du rotor du gouvernail
TAC3	„	Tachymètre de la boîte à grandes vitesses
TAC4	„	Tachymètre optique de moteur
ACC1	Accéléromètre	Cockpit du copilote coté vertical
ACC2	„	Cockpit du pilote coté vertical
ACC3	„	Talon vertical du pilote
ACC4	„	Boîte à vitesses du rotor du gouvernail
ACC5	„	Boîte à vitesses intermédiaire -verticale
ACC6	„	Structure d'absorption - vertical
ACC7	„	Accessoires de boîte à vitesses #1 (gauche) -vertical
ACC8	„	Accessoires de boîte à vitesses #2 (gauche) -vertical
ACC9	„	Entrée de boîte à vitesses #1 (gauche) -vertical
ACC10	„	Entrée de boîte à vitesses #2 (droite) -vertical
ACC11	„	Moteur #1 (gauche) -vertical
ACC12	„	Moteur #2 (droite) -vertical
ACC13	„	Transmission principale
ACC14	„	Refroidissement à l'huile – F/A
ACC15	„	Refroidissement à l'huile-
ACC16	„	Palier à roulements #1 (haut) - vertical
ACC17	„	Palier à roulements #2 (milieu) - vertical
ACC18	„	Palier à roulements #1 (bas) - vertical

L'objectif étant de définir les paramètres nécessaires à la conception d'un système de surveillance embarqué, il est important de ne retenir que des moyens de mesure intégrables au système en fonctionnement.

Par ailleurs, les signaux de mesure bruts ne peuvent que très rarement fournir des indicateurs exploitables : les moyens de traitement seront donc sélectionnés de façon à offrir un diagnostic des défauts recherchés en temps réel, avec un minimum d'indicateurs à surveiller. La figure 13 ci-dessous, présente différents types de capteurs.

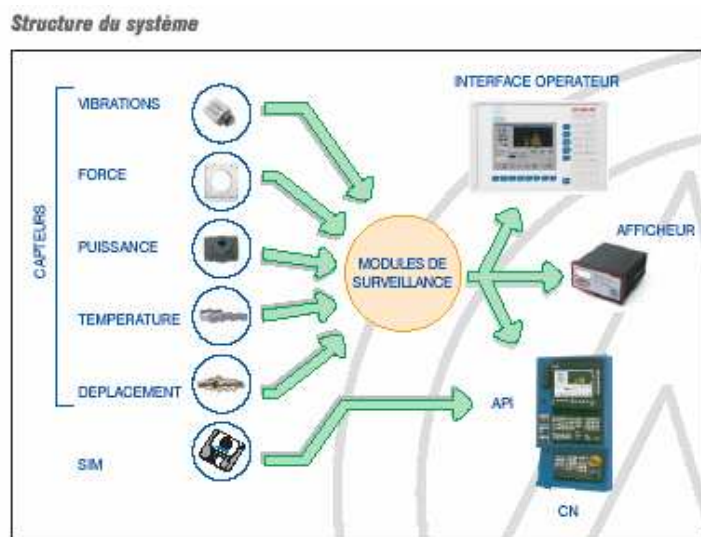


Figure 13 : Différents moyens de contrôles de structure

Parmi les méthodes de surveillance de système en fonctionnement, on peut citer les mesures de température, de pression, et d'hygrométrie. Ces mesures sont effectuées en continu ou à intervalle programmé. Elles fournissent une indication sur l'état global du système, à condition de connaître les ordres de grandeurs de ces quantités dans les cas de fonctionnement défini comme normal. Les mesures de température par exemple, peuvent être prises sur une surface jouxtant un contact entre deux éléments, ou dans un fluide (huile) entourant le contact. Les résultats des mesures sont exploitées en les comparant à des seuils acceptables : elles permettent de déceler un état anormal du système, mais ne permettant pas forcément de déceler avec précision l'origine du dysfonctionnement, ni un diagnostic précoce. L'avantage de ces méthodes réside dans le fait qu'elles sont utilisées sur un système en fonctionnement, et que l'exploitation en découlant, la décision d'arrêt suivant un seuil, est relativement simple. L'analyse de lubrifiant constitue un moyen efficace de surveillance de systèmes tels que les moteurs thermiques, les réducteurs, les systèmes hydrauliques. Les modifications des caractéristiques d'un lubrifiant peuvent être de deux natures principales : la dégradation, liée à l'oxydation du lubrifiant, ou la contamination, liée à la présence de débris d'usure provenant des organes mécaniques du système. De ce fait, les moyens de surveillance permettent de surveiller les deux types d'altération, il s'agit de l'analyse physico-chimique, et du contrôle du taux de contamination par chromatographie, photométrie, spectrométrie...Le contrôle de la contamination fournit des informations concernant la présence et l'identification de métaux, ainsi qu'un ordre de grandeur de la taille de particules trouvées. Ces données permettent d'apprécier la sévérité de l'endommagement des organes mécaniques. Ainsi, cette technique permet notamment de déceler des cas de micropitting, non identifiables à partir d'analyse vibratoire. Cependant, il est souvent impossible d'isoler le ou les composants incriminés, puisque le nombre d'éléments d'un système susceptibles de produire des particules

métalliques est important. D'autre part, les avaries à évolution rapide ne peuvent être suivies par analyse de lubrifiant.

Dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, l'analyse vibratoire est une technique très répandue. Elle est réalisée par l'analyse de signaux recueillis sur le système en fonctionnement. Les capteurs adéquats, les accéléromètres piézoélectriques sont facilement positionnables, et de ce fait n'engendrent pas de grandes contraintes de conception du système. L'utilisation des signaux mesurés peut être réalisée à différents niveaux. Certains cas nécessitent simplement un relevé de niveau global et une comparaison avec un seuil, d'autres, une analyse plus fine par outils de traitement du signal, afin d'identifier le ou les éléments défectueux par recherche de caractéristiques émergentes, comme une augmentation d'amplitude à une fréquence particulière.

2.3.1 Structure des signaux vibratoires

Les signaux vibratoires relevés sur les systèmes mécaniques en fonctionnement contiennent l'information nécessaire relative à l'état des composants de la machine, tout le problème consiste à isoler l'information relative à chaque élément. En effet, les signaux ont une structure complexe, et sont constitués de différentes composantes :

- une partie du signal provient des phénomènes cycliques se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrenements, les mouvements existants au sein d'un roulement...
- une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système.

Ces signaux ne sont globalement pas stationnaires. En effet, leurs caractéristiques statistiques ne sont pas indépendants du temps même si la vitesse de fonctionnement reste constante. Cette non-stationnarité a plusieurs origines:

- vieillissement du système et dérive progressive,
- excitation du système en vibration due aux chocs internes successifs voir chaotiques (engrenages, roulements...),
- non-stationnarité des efforts transmis a travers le système,
- imperfection des surfaces de contact, et contact variable entre dentures.

Cependant, l'évolution des signaux vibratoires n'est pas aléatoire. Les évènements se reproduisent de manière cyclique et d'une façon « à peu près » identique. Le terme « à peu près » constitue la non-stationnarité ; il existe une similitude de la réponse vibratoire d'un cycle de fonctionnement à l'autre. Les paramètres statistiques des signaux varient périodiquement, on parle alors de signaux cyclostationnaires.

Ces caractéristiques des signaux vibratoires des transmissions de puissance est abordée de manière différente dans les différents pôles de recherche. Les outils de diagnostic utilisés couramment n'utilisent pas d'indicateur de cyclostationnarité au sens propre. La plupart des procédures de diagnostic néglige la cyclostationnarité, en considérant le signal comme stationnaire. Cette approche est utilisée dans l'analyse spectrale, cepstrale et dans la combinaison de la transformée d'Hilbert et du spectre.

2.3.2 Influence des défauts sur la structure des signaux

Les défauts d'engrenages et de roulements ont une incidence sur les vibrations du système, car les engrenages constituent les organes principaux de transmission de puissance et les roulements sont des organes de liaison et de rigidité.

Les vibrations générées au sein d'un roulement sont de faibles amplitudes, ressemblant à un bruit aléatoire. Lors de l'apparition d'une avarie, une impulsion se produit chaque fois que le défaut participe à un contact. L'avarie a donc une fréquence caractéristique qui dépend de la géométrie du roulement et de l'emplacement de l'écaillage (sur la bague extérieure, sur la bague intérieure, ou sur un élément roulant). Cependant, les amplitudes des vibrations induites par les défauts ne sont pas d'un niveau très élevé. Elles sont noyées parmi les composantes plus énergétiques du système comme celles des engrenages ou celles liées à un déséquilibre ou un balourd, par exemple. Le spectre d'une mesure d'accélération sur un palier avec un roulement défectueux ne présente pas de pic à la fréquence de roulement, mais présente notamment un niveau plus élevé dans la bande haute fréquence (de 1kHz à 10 kHz), ainsi que des bandes latérales autour des fréquences prédominantes (engrènement).

Les défauts d'usure survenant sur les organes mécaniques tels que les engrenages et les roulements produisent essentiellement des phénomènes de modulation sur les signaux.

2.3.3 Outils de traitement adaptés aux recherches de défauts de roulements

L'influence essentielle des défauts sur les signaux vibratoires est la production de modulation du signal temporel, et donc l'apparition de bandes latérales autour des fréquences principales dans le spectre. D'autre part, les signaux vibratoires n'ont pas une structure stationnaire. Ces deux considérations expliquent la sélection des différents outils de traitement du signal effectuée par les scientifiques exerçant dans le domaine de la maintenance préventive des machines tournantes.

Différentes approches du caractère de non stationnarité ont été développées :

Approche 1 : le signal mesuré est considéré stationnaire, l'effet de la non-stationnarité est négligé,

Approche 2 : la non-stationnarité n'est pas négligée. Le caractère de cyclostationnarité est implicitement pris en compte, et des moyens mathématiques simples sont utilisés, comme le moyennage temporel, ou la moyenne de spectres ou de cepstres,

Approche 3 : la cyclostationnarité est considéré comme l'élément détenteur des informations du signal. Les paramètres de la cyclostationnarité (corrélation spectrale, degré de cyclostationnarité) deviennent des indicateur de la présence de défauts.

Des méthodes de détection de défauts ont été développées dans les deux domaines temporel et fréquentiel. Habituellement les méthodes du domaine temporel impliquent des indices qui sont sensible aux oscillations impulsives, tel que niveau de pic , r.m.s. , analyse du facteur de crête, et comptage de la pulsation de choc. Ces méthodes peuvent donner des résultats satisfaisants à condition de sélectionner une bande de fréquence où les modes de résonance dus aux défauts sont dominants.

Alternativement, les techniques du domaine fréquentiel cherchent un train de résonances qui se produisent à toutes les fréquences caractéristiques du défaut. Les approches dans cette catégorie incluent moyenne synchronisé, analyse du cepstrum, analyse de la somme et différence des fréquences, technique de la haute fréquence de résonance la (HFRT), et le traitement du signal de courte durée.

Les deux méthodes d'analyse de la moyenne Synchronisée et le cepstrum s'intéressent à l'énergie totale dans la famille d'harmoniques d'une caractéristique de fréquence du défaut. Naturellement, elles sont plus sensibles à la présence d'un défaut localisé que l'analyse spectrale, mais ont plus de chance d'être influencées par le bruit qui peut être présent à quelques-unes de ces harmoniques. Parmi les méthodes du domaine fréquentiel, la méthode la plus acceptée est le HFRT comprenant les filtres passe-bande et l'enveloppe.

Comme les techniques du domaine temporel, toutes les méthodes du domaine fréquentiel exigent aussi une sélection intelligente de la bande de fréquence pour être efficace. Malheureusement, il a été montré qu'il n'y a aucune façon fiable de prédire des modes de résonance d'un roulement et la structure servant de support. En général, il dépend des facteurs tel que les conditions de fonctionnement (charge, vitesse, etc.) et l'emplacement du défaut. En outre, un mode excité au début d'un défaut peut ne pas être excité plus tard avec l'accroissement du dommage.

2.3.4 Analyse dans le domaine temporel

2.3.4.1 Analyse de la forme du signal

Avant la disponibilité commerciale de l'analyseurs spectral, presque toute analyse de vibration a été exécutée dans le domaine temporel par étude de la forme du signal dans le domaine temporel en utilisant un matériel tel que l'oscilloscopes, oscillographes, ou 'vibrographes', c'était souvent possible de détecter des changements dans la signature de vibration causés par les défauts. Cependant, le diagnostic de défaut était une tâche difficile; relier un changement à un composant particulier a exigé le calcul manuel de la fréquence de répétition basé sur la différence dans le temps observée entre points caractéristiques.

2.3.4.2 Mesure du signal dans le domaine temporel

Bien que l'étude de la forme du signal dans le domaine temporel ait été détaillée, elle n'est, généralement, pas utilisée aujourd'hui, un nombre de mesures simples du signal basées sur la forme du signal dans le domaine temporel reste encore répandue dans la détection de défauts mécaniques; les plus simples de ceux-ci sont les valeurs du pic et du RMS du signal qui sont utilisés pour la mesure du niveau de vibration total.

2.3.4.3 Niveau de vibration total

La technique de base de contrôle de vibration est de mesurer le niveau de la vibration totale sur une bande générale de fréquences. Le niveau de vibration mesuré dans le temps représente un indicateur de détérioration de l'état de la machine qu'on peut comparer à des critères de vibration publiés comme limites. les mesures sont typiquement des enregistrements de transitions rapides ou RMS qui peuvent être réalisés facilement via un capteur de vitesse (ou un accéléromètre) et un appareil de mesure RMS.

Parce que le niveau de pic n'est pas une valeur statistique, il n'est pas souvent un indicateur fiable de dommage; les données parasites causés par un bruit statistiquement insignifiant

peuvent avoir un effet considérable sur le niveau du pic. À cause de ceci, le niveau RMS est préféré, généralement, au niveau du pic dans les applications de contrôle de la machine. la tendance du niveau total de vibration peut informer sur l'état de détérioration dans une machine simple, cependant il ne fournit pas de diagnostic et ne détectera pas de fautes jusqu'à ce qu'ils causent une augmentation considérable dans le niveau de vibration total. La localisation de défauts dans un équipement complexe peut ne pas être détecté que lorsqu'il y a apparition d'un dommage secondaire considérable ou lorsque un défaut catastrophique se produit.

2.3.4.4 Mesure de forme de signal

Le niveau total de vibration ne donne pas d'information sur la forme de l'onde du signal de vibration. Avec un nombre de types de défauts, la forme du signal est meilleure indicateur de dommage que le niveau total de vibration. Par exemple, les défauts qui produisent de petites impulsions, tel que les défauts de roulement et les défauts localisés de denture, ne vont pas influencer considérablement le niveau de vibration total mais vont causer un changement statistique significatif dans la forme du signal.

Le facteur de crête ou kurtosis sont souvent utilisés comme mesures adimensionnelles de la forme du spectre du signal. Kurtosis, étant un paramètre purement statistique, est d'habitude préféré au facteur de crête dans les applications de contrôle d'état de machines pour les mêmes raisons que le RMS est préféré au pic. Cependant, le facteur de crête est plus répandu quant à son utilisation vu que les appareils de mesure sont plus communs et plus accessibles que les équipements de mesure du kurtosis.

A cause de la nature adimensionnelle des valeurs du facteur de crête et du kurtosis, certaines estimations de la nature du signal peuvent être faites sans informations supplémentaires. Les deux mesures de forme donnent une valeur de 0.0 pour un signal DC et 1.0 pour une onde carrée. Pour une onde purement sinusoïdale, le facteur de crête est de $\sqrt{2} = 1.414$ et le kurtosis 1.5. Pour une distribution normale de bruit aléatoire, le kurtosis est de 3.0 et le facteur de crête est approximativement 3.0 (ceci est dû au fait que le facteur de crête n'est pas une mesure statistique, sa valeur en présence de bruit aléatoire va varier).

Les tendances des mesures de forme peuvent aussi être utilisées pour aider à identifier les situations détériorées. Cependant, ces valeurs peuvent induire en erreur dans certains cas ; les défauts qui produisent un petit nombre de pics isolés (tel que dans les étapes initiales du dommage des roulements) peuvent causer un accroissement du facteur de crête et du kurtosis mais, comme le dommage va s'étendre plus largement, un nombre plus large d'impulsions peut apparaître menant à l'abaissement du facteur de crête et du kurtosis. Ces deux derniers, vont décroître si le nombre d'impulsions croît (accroissement de la valeur du RMS du signal) sans accroissement de la hauteur individuelle de l'impulsion.

Comme le niveau de vibration total, les mesures de forme ne détectent pas de défauts tant que l'amplitude de vibration à partir du composant défaillant n'est pas suffisamment large pour provoquer un changement significatif dans le signal de vibration total. Ceci limite leurs utilisations aux composants dont les signature de vibration forment une partie significative de la mesure de vibration totale.

2.3.4.5 Analyse de bandes de fréquence

Souvent, la capacité de détection de défauts utilisant le niveau de vibration total et/ou les mesures de forme peut être améliorée d'une manière significative en filtrant le signal de vibration en plusieurs bandes de fréquence avant son analyse. Ceci peut être réalisé avec un simple filtre passe-bande entre le détecteur de vibration et l'équipement de mesure.

L'utilisation du filtre passe-bande est de pouvoir déceler un changement dans une bande de fréquence du signal bien qu'il soit imperceptible sur le changement global de vibration. Pour une simple boîte de transmission, avec une sélection judicieuse de bandes de fréquences, une bande de fréquence peut être dominée par les vibrations de l'arbre, une autre par les vibrations des dentures de l'engrenage, et une autre par les résonances excitatrices de structure ; formant relativement une bonne couverture de tous les composants de la boîte de transmission.

2.3.5 Analyse spectrale

L'analyse spectrale (ou fréquentielle) est un terme utilisé pour décrire l'analyse de la représentation d'un signal dans le domaine fréquentiel. L'analyse spectrale est la technique de vibration la plus communément utilisée pour le contrôle de l'état des systèmes de transmission et a prouvé que c'est un outil précieux pour la détection et le diagnostic de base de défauts dans les simples machines tournantes. Alors que le niveau de vibration global est une mesure de vibration produite à travers une large bande de fréquences, le spectre est une mesure de vibration à travers un grand nombre de bandes de fréquence discrètes, contigus et étroites.

Le processus fondamental commun à toutes les techniques d'analyse spectrale est la conversion de la représentation du signal de vibration du domaine temporel en une représentation dans le domaine fréquentiel. Ceci peut être accompli par utilisation de filtres à bandes étroites ou, comme il se fait aujourd'hui, par utilisation de la transformée de Fourier discrète (DFT) de données numériques.

Pour une machine opérante à une vitesse constante connue, les fréquences de vibration produites par les différents éléments de la machine peuvent être estimées, par conséquent, un changement dans le niveau de vibration à l'intérieur d'une bande de fréquence particulière peut être généralement associé avec un composant particulier de la machine. L'analyse des niveaux de vibrations relatifs à différentes bandes de fréquences peut souvent donner une indication sur la nature du défaut, permettant certaines capacités de diagnostics.

2.3.5.1 Conversion au domaine fréquentiel

La représentation dans le domaine fréquentiel d'un signal peut être décrite par la transformée de Fourier à partir de sa représentation dans le domaine temporel [86].

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt$$

L'inverse du processus (inverse de la transformée de Fourier) peut être utilisé pour convertir à partir la représentation dans le domaine fréquentiel au domaine temporel.

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) e^{j2\pi ft} dt$$

2.3.5.2 Détection de défauts

A- Comparaison spectral

La technique d'analyse spectrale la plus employée pour le contrôle de l'état de machine est la comparaison spectrale, ou une ligne de base de puissance spectrale est prise sous des conditions normales d'opérations bien définis avec la machine en bon état. Cette ligne de base (baseline) spectrale est utilisée comme référence pour les spectres de puissance

mesurés à des intervalles réguliers durant la durée de vie de la machine sous des conditions similaires de fonctionnement. La comparaison est généralement faite en une échelle d'amplitude logarithmique, une croissance de 6-8 dB est considérée comme considérable et un changement supérieur de 20 dB de la baseline est considéré comme grave.

B- Tendance spectrale

En plus de la comparaison spectrale, plusieurs formes de tendances spectrales peuvent être utilisées pour apporter quelques indications sur le taux de progression du défaut. Dans sa forme simple, la tendance spectrale implique la tendance du changement en amplitude de toutes les lignes spectrales dans le temps. Pour des machines complexes, ceci implique souvent un nombre élevé de données, résultant d'une surcharge en information due au nombre considérable de lignes spectrales. Dans une tentative de simplifier le processus de détection, un nombre de paramètres basé sur le spectre ont été proposés qui donnent des mesures statistiques de différences spectrales. Mechefske et Mathew donne une vue d'ensemble des paramètres spectraux et une comparaison entre leurs performances de détections et diagnostic pour un nombre de défauts de roulements. Ils trouvent que certains de ces paramètres ont une bonne performance dans la détection des défauts, mais aucun des paramètres ne fournit des informations de diagnostic.

C- Masque spectral

Le masque spectral est une méthode de comparaison spectrale parfois employée pour identifier et évaluer le changement dans la signature spectrale, avec une tolérance faite pour la variation

Dans les conditions de fonctionnement. Le masque spectrale est dérivé de la baseline spectrale en ajoutant une limite de tolérance. Une fois le masque spectral défini, une comparaison de chaque enregistrement est faite en référence au masque afin d'identifier le dépassement.

2.3.6 Diagnostic de défauts

Même pour une machine relativement simple, le spectre de vibration peut être entièrement complexe du aux multiples harmoniques de vibration des différents composants de structure en combinaison avec les effets de transmission.. Ceci rend l'analyse détaillée d'un spectre individuel très difficile. Le processus de diagnostic est simplifié quand il est mené conjointement avec une comparaison spectrale ; seules les fréquences identifiées induisant un changement consistant sont analysées en détail dans un but de diagnostic.

Les défauts distribués qui causent un changement important dans l'amplitude principal de vibration à des fréquences discrètes, tel que usure et balourd, peuvent être relativement simple à diagnostiquer par l'analyse spectrale, vu qu'ils vont simplement se manifester par une translation de raies de fréquences associées dans le spectre.

Les défauts très localisés, tel que fissures, ne sont pas facilement diagnostiqué (et ne sont même pas détectés) vu que les vibrations de courtes impulsions vont se manifester par un nombre de raies de fréquences de basses amplitudes dans le spectre.

Conclusion

Le suivi de l'état d'un équipement par la technique de l'analyse vibratoire peut être effectué dans le domaine temporel. Il repose sur des paramètres statistiques du signal pour déterminer généralement le niveau global représentant l'énergie au sein de ce signal. L'état de l'équipement peut être par la suite déduit par comparaison avec un niveau pris comme référence. L'autre domaine de suivi, qui est le domaine fréquentiel, est très répandu en industrie. L'avantage de l'analyse spectrale, c'est qu'elle renseigne d'une manière plus précise sur les vibrations à travers un grand nombre de bandes de fréquences discrètes, contigus et étroites faisant ressortir ainsi, dans les cas possibles, les caractéristiques des défauts distincts.

chapitre 3 : Analyse de défauts sur banc d'essais par des descripteurs statistiques.

Introduction

Le choix des grandeurs physiques à mesurer pour la surveillance d'une machine tournante est très important. La grandeur retenue pour la mesure est appelée paramètre ou indicateur de surveillance. La mesure en mode accélération (directement proportionnelle aux forces dynamiques induisant le mouvement) permet de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont élevées ou qui génèrent des signaux impulsionnels de courte durée, riches en composantes haute fréquence (écaillage de roulements, jeu, cavitation,...). Le choix de la mesure de l'amplitude efficace, appelé aussi rms (root mean square), pour la vitesse ou l'accélération et la méthode de l'énergie résiduelle permettent de mieux apprécier l'énergie dépensée. D'autres grandeurs physiques ou indicateurs sont adaptés à la reconnaissance de la nature des vibrations, notamment pour savoir s'il s'agit ou non de vibrations de type impulsionnelles et si ces dernières présentent ou non un caractère de gravité. Parmi ces indicateurs, on retrouve le kurtosis et le skewness qui sont capables de donner une indication sur l'ensemble des vibrations de type impulsionnelles.

3.1 : Analyse du signal dans le domaine temporel

Les moments d'une ou plusieurs variables aléatoires sont définis comme les espérances mathématiques des différentes puissances de ces variables aléatoires. Pour une seule variable le moment est $E[X]$, $E[X^n]$ est le moment d'ordre n.

Si la densité de probabilité d'une distribution de données d'un échantillon existe tel que :

$$\text{Prob} [x \leq x(t) \leq x+dx] = p(x) dx \quad (5)$$

alors l'espérance mathématique ou moyenne sur échantillons d'une variable aléatoire $x(t)$ est définie par :

$$E[x] = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) dt = \int_{-\infty}^{+\infty} xp(x) dx \quad (6)$$

par la suite le moment d'ordre r de la moyenne x est donné par :

$$E\left[\{x - E(x)\}^r\right] = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^r p(x) dx \quad (7)$$

A partir de l'équation (7) la moyenne \bar{x} ou $E(x)$, de la variable aléatoire est le moment d'ordre un, la valeur rms est la racine carrée du moment du second ordre et la variance σ^2 est le moment central du second ordre. La moyenne donne la valeur moyenne de la variable, la valeur rms donne l'intensité et la variance donne la déviation à partir de la moyenne. Si les données disponibles sont sous une forme discrète l'équation (7) peut être écrite comme

$$M_r = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^r \quad (8)$$

où N est le nombre de points de données et r est l'ordre du moment.

Les équations suivantes présentent le calcul d'autres variables sous les formes continues et discrètes.

3.1.1 Moments statistiques [87]:

a) Rms : la valeur du RMS (root mean square) d'un signal est le second moment statistique normalisé du signal (standard déviation) :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (x(t) - \bar{x})^2 dt} \quad (9)$$

où T est la durée en temps de l'enregistrement utilisée pour le calcul du RMS et \bar{x} la valeur moyenne du signal

pour des signaux discrets, le RMS est défini par :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_n^{N-1} (x(n) - \bar{x})^2} \quad (10)$$

la valeur du rms (ou amplitude efficace) est en relation avec l'énergie du signal. Dans plusieurs cas l'apparence des défauts est directement détectée par l'accroissement du niveau de vibration de la machine, cela veut dire que cet RMS calculé dans une certaine bande de fréquence peut être utilisé pour la détection des défauts.

b) Skewness : est le moment statistique du 3eme ordre ou facteur de dissymétrie (vrillage – skewness) du signal.

$$s = \frac{1}{N\sigma^3} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3 \quad (11)$$

avec :

σ : déviation standard

$$\sigma = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^2 p(x) dx} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_n^{N-1} (x(n) - \bar{x})^2} \quad (12)$$

\bar{x} : moyenne du signal

x_i : amplitudes du signal

ce moment indique l'asymétrie de la fonction de densité de probabilité c'est à dire le degré de déviation à partir de la distribution symétrique.

Un skewness < 0, la courbe tend vers la partie gauche.

Un skewness > 0, la courbe tend vers la partie droite

Un skewness = 0, la courbe est symétrique

c) Kurtosis : est le moment statistique du 4eme ordre ou facteur d'aplatissement (élargissement – kurtosis) du signal. Pour un signal continu dans le temps, il est défini par :

$$K = \frac{1}{N\sigma^4} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4 \quad (13)$$

le niveau du kurtosis d'un signal est utilisé de la même façon que le facteur de crête. Elever le signal à la 4eme puissance, amplifie efficacement les pics isolés dans un signal.
ou autrement :

$$K = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (x - \bar{x})^4 dt}{(RMS)^4} \quad (14)$$

pour un signal discret le kurtosis est :

$$K = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{(RMS)^4} \quad (15)$$

Le kurtosis représente la mesure de l'aplatissement de la fonction de densité de probabilité autour de la valeur moyenne.

Kurtosis = 3 pour une distribution normale.

Le kurtosis augmente avec la propagation du défaut.

d) Facteur de crête : le facteur de crête est défini comme le rapport du pic maximal sur le RMS du signal :

$$\text{facteur de crête} = \text{pic max.} / \text{rms} \quad (16)$$

ou le niveau de pic d'un signal est défini simplement comme étant la moitié de la différence entre le maximum et le minimum des niveaux de vibrations :

$$\text{pic} = 1/2(\max(x(t)) - \min(x(t)))$$

le facteur de crête est souvent utilisé comme mesure des 'pointes' où la nature impulsive du signal est présente. Il croit en présence d'impulsions discrètes qui sont larges en amplitudes par rapport au signal d'origine mais qui n'apparaît pas assez fréquemment dans le cas d'un accroissement assez significatif du niveau du RMS du signal.

3.2 description du banc d'essais

A – Partie mécanique : elle est constituée par :

- Un motoreducteur (puissance 1 Kw, réduction continue de 0 à 900 tr/min) ;
- Un arbre à deux paliers à roulements à une rangée de billes ;
- Un palier à roulement libre pour le chargement ;
- Un support scellé et isolé par des semelles en caoutchouc.

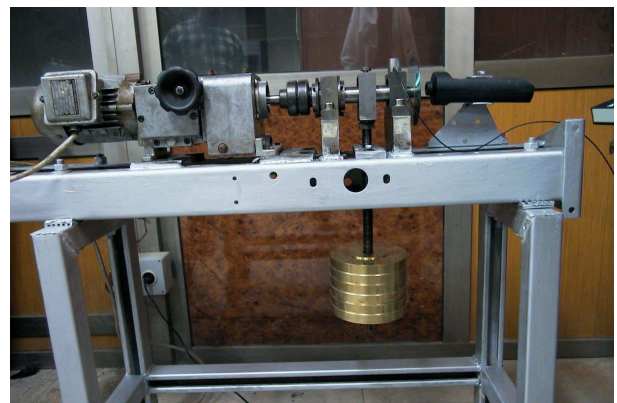


Figure 14 : Banc d'essais

B – analyseur [88] :

L'analyseur de spectre à bandes étroites type 2033 de marque Bruel & Kjaer, est un instrument conçu pour les analyses de fréquence en bandes étroites de données continues et transitoires provenant de sources de signaux acoustiques, vibrationnels ou autre. Il calcule le spectre efficace de puissance en 400 bandes de largeur constante en dB correspondant au signal d'entrée.

C – capteur [89] :

C'est un accéléromètre type 4381 de marque Bruel & Kjaer, généralement composé, d'un disque de matériau piézoélectrique sur lequel repose une masse préchargée par un ressort. L'ensemble est monté dans un boîtier métallique à base épaisse. Quand la masse se déplace sous les effets de l'accélération, elle exerce sur le disque une force proportionnelle à cette accélération. L'accéléromètre mesure l'amplitude de la vibration absolue du palier ou du point sur lequel il est placé, il ne donne pas le déplacement relatif de l'arbre par rapport à son palier.

3.2.1 Chaîne de mesure

La chaîne de mesure est constituée principalement par les éléments suivants :

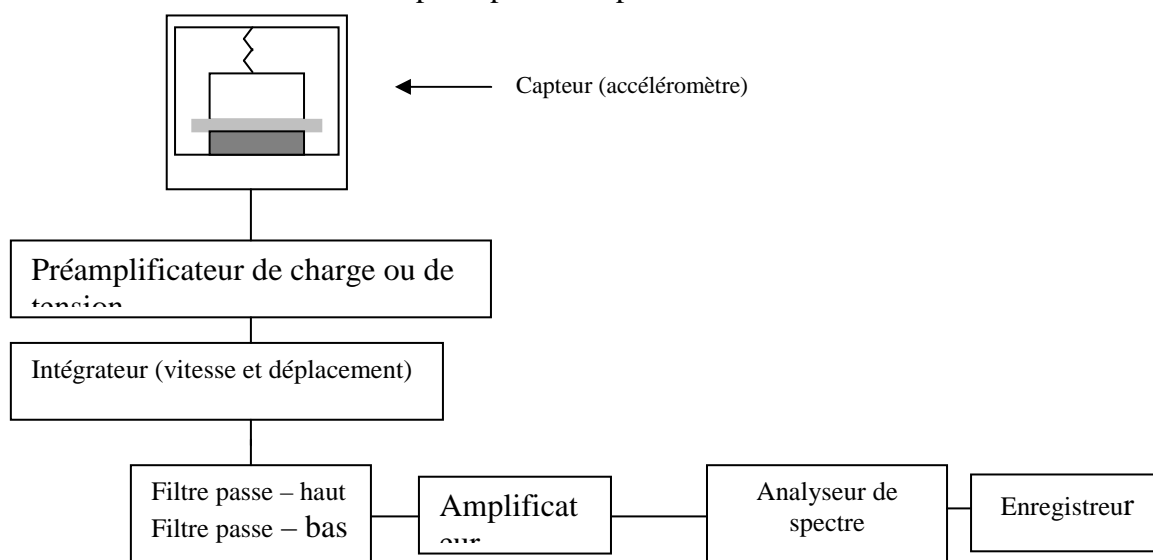


Figure 15 : Modules d'une chaîne de mesure

L'absence de cartes d'acquisitions et le format particulier des données de signaux que l'analyseur de spectre enregistre sur un support magnétique sont des inconvénients pour le traitement de ces données sur un PC. Nous avons été contraints pour lire ces données de réaliser un programme sous environnement delphi en se basant sur leurs représentations en mémoire. Les interfaces suivantes représentent la sortie de ces données en temporel et fréquentiel. On y retrouve les informations concernant le type d'analyseur, les données concernant les canaux utilisés pour la mesure et les données sur le fichier enregistré.

INTERFACE POUR LA LECTURE DU FICHIER FREQUENCE

The interface displays a list of files on the left, each with a frequency value and an amplitude value. The central table shows the following data:

fo:23	-> Amp: 48,9443473815918
fo:24,4	-> Amp: 52,2227325439453
fo:25,9	-> Amp: 51,284423828125
fo:27,4	-> Amp: 46,0255546569824
fo:29	-> Amp: 49,6768226623535
fo:30,7	-> Amp: 49,1566696166992
fo:32,5	-> Amp: 42,8376731872599
fo:34,5	-> Amp: 43,6699867248535
fo:36,5	-> Amp: 45,7469253540039
fo:38,7	-> Amp: 49,2926635742188
fo:41	-> Amp: 49,4665374755859
fo:43,4	-> Amp: 47,0461959838867
fo:46	-> Amp: 49,9978485107422
fo:48,7	-> Amp: 49,0949325561523
fo:51,6	-> Amp: 52,3083992004395
fo:54,6	-> Amp: 49,8912658691406
fo:57,9	-> Amp: 49,4576835632324
fo:61,3	-> Amp: 52,1396865844727
fo:64,9	-> Amp: 53,0909423828125
fo:68,8	-> Amp: 54,1129684448242
fo:72,9	-> Amp: 55,6826515197754
fo:77,2	-> Amp: 57,0491409301758
fo:81,8	-> Amp: 60,5221138000488
fo:86,6	-> Amp: 63,623592376709
fo:91,7	-> Amp: 69,5425262451172
fo:97,2	-> Amp: 92,4159164428711
fo:102,9	-> Amp: 91,6347579956055
fo:109	-> Amp: 68,3722152709961
fo:115,5	-> Amp: 66,5587997436523
fo:122,3	-> Amp: 65,4234313964844
fo:129,6	-> Amp: 65,0557556152344
fo:137,2	-> Amp: 68,1018447875977
fo:145,4	-> Amp: 70,7790451049805
fo:154	-> Amp: 72,3571014404297
fo:163,1	-> Amp: 66,9056091308594
fo:172,8	-> Amp: 67,543342590332
fo:183	-> Amp: 63,1238555908203
fo:193,9	-> Amp: 65,4452285766602
fo:205,4	-> Amp: 63,8502731323242
fo:217,5	-> Amp: 66,6464385986328
fo:230,4	-> Amp: 71,8726119995117

The right-hand panel contains the following configuration fields:

- Analysers Type: B&K-2133
- Total File size: 2330
- Chan 1 Data Type: 1
- Chan 2 Data Type: 0
- Ch 1 spectr Size: 640
- Ch 2 spectr Size: 0
- Data struct: 2
- 1/Bandwidth: 12
- Nbr Spect Per Chanel: 1
- Nbr of Values in Spect: 122
- Index of Lower freq: 54
- Spect Number: 1

INTERFACE POUR LA LECTURE DU FICHIER TEMPOREL

The interface displays a list of files on the left, each with a time value and a time value. The central table shows the following data:

Time	Time_Value
0	4,11
15	3,9
31	3,45
46	3,38
61	3,16
76	2,78
92	2,7
107	2,86
122	3,35
137	3,86
153	3,78
168	3,7
183	3,99
198	3,99
214	3,57
229	3,33
244	3,57
259	3,49
275	2,92
290	2,69
305	2,86
320	2,94
336	2,87
351	2,81
366	3,13
381	3,37
397	2,98
412	2,43
427	2,23
442	2,19
458	1,74
473	1,59
488	2
504	2,14
519	1,88
534	1,86
549	2,41
565	2,41
580	1,77
595	1,63

The right-hand panel contains the following configuration fields:

- Analysers Type: B&K-2133
- Total File size: 276124
- Chan 1 Data Type: 10
- Chan 2 Data Type: 0
- Ch 1 Record Size: 274434
- Ch 2 Record Size: 0
- Data struct: 6
- Nmber_enhance: 0
- Nmber_samples_record: 137216
- first_Sample_Index: 1
- Chanel1_time_offset: -8
- Chanel2_time_offset: 0
- Max_Freq_Index: 14
- Number_Rec_Samples: 512
- Chan1 Time Factor: 0,00183111
- Chan2 Time Factor: 1

3.2.2 : Analyse des résultats expérimentaux par les méthodes temporelles

Dans cette partie expérimentale, on considère deux types de défauts sur des bagues extérieures de roulements à billes à charge radiale.

Les défauts considérées sont : - roulement usé (U),
- roulement usé plus un écaillage (UT).

Données expérimentales :

- Vitesses : V1=100tr/min, V2=200tr/min, V3=300tr/min, V4=400tr/min, V5=500tr/min, V6=600tr/min, V7=700tr/min, V8=800tr/min, V9=900tr/min, V10=3000tr/min.

- Chargement : sans charge= C0, charge1=C1=75N, charge2=C2=150N, charge3=C3=250N.

- Exemple de désignation d'un fichier temporel:

PAV1C0 : palier A (il y a 2 paliers PA et PB), vitesse (V1), sans charge (C0)

- Paramètres d'enregistrement du signal :

- temps d'acquisition 2 secondes.
- fréquence d'échantillonnage : 11.2 Khz.
- période d'échantillonnage : $\Delta T = 30 \mu s$ d'où 131072 échantillons.

Pour diminuer l'effet du bruit, le signal enregistré est la moyenne de plusieurs signaux (5 signaux).

Les signaux vibratoires de ces roulement (dont certains sont présentés en figures 16, 17 et 18) ont été collectés à partir du banc d'essais pour différentes vitesses (100 à 900 tr/mn et 3000 tr/mn) et trois différents chargements C1, C2 et C3 (respectivement :75N, 150N et 250N). Les paramètres statistiques résultants vont être comparés à ceux d'un roulement sain (sans défauts).

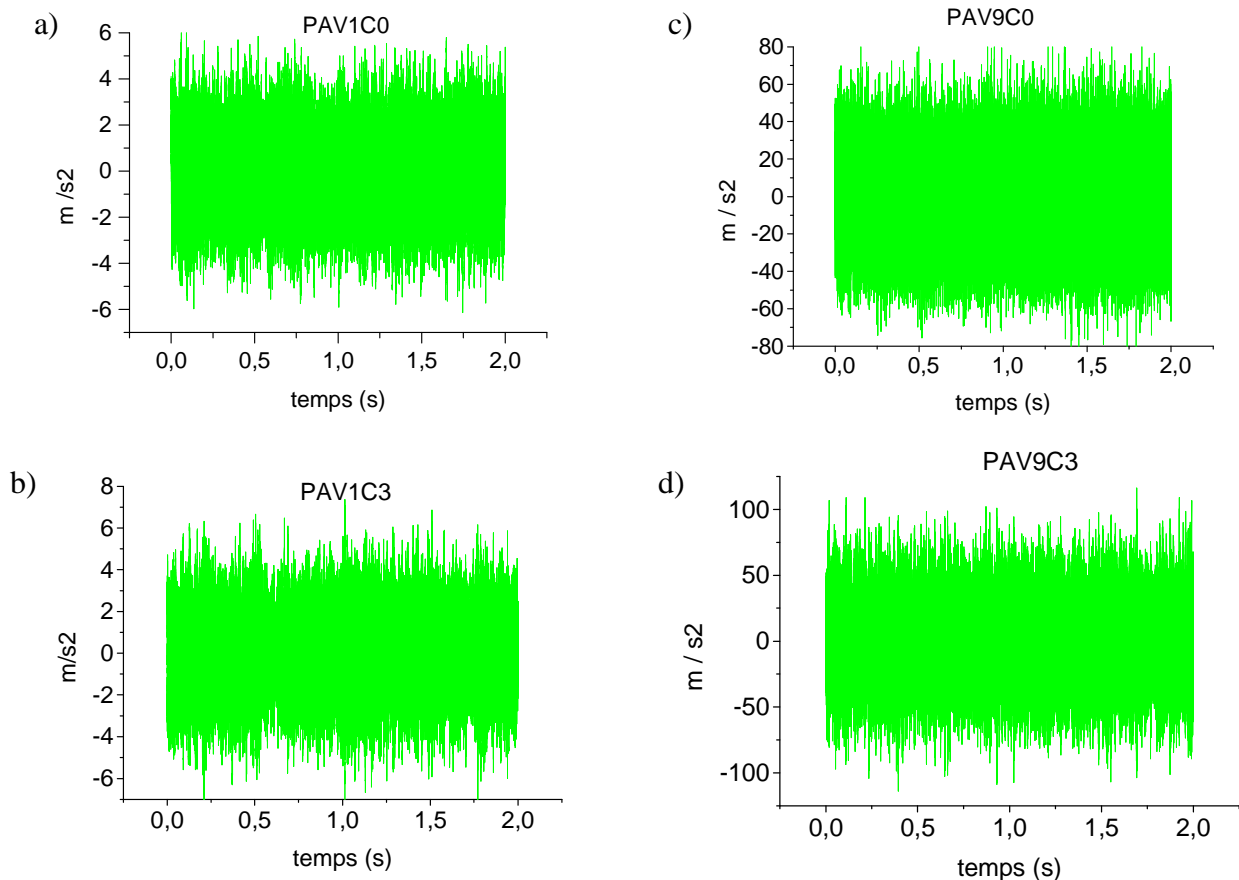


Figure 16 : Signaux vibratoires d'un roulement sain a) vitesse V1, sans charge, b) vitesse V1 et charge C3, c) vitesse V9 et sans charge, d) vitesse V9 et charge C3

La figures 17 en dessous représente quelques signaux de la totalité des signaux vibratoires d'un roulement usé, collectés à partir du banc d'essais pour différentes vitesses (de 100 à 900 tr/mn et 3000 tr/mn) et trois différents chargements C1, C2 et C3 (respectivement :75N, 150N et 250N). Les paramètres statistiques résultants vont être comparés à ceux d'un roulement sain (sans défauts).

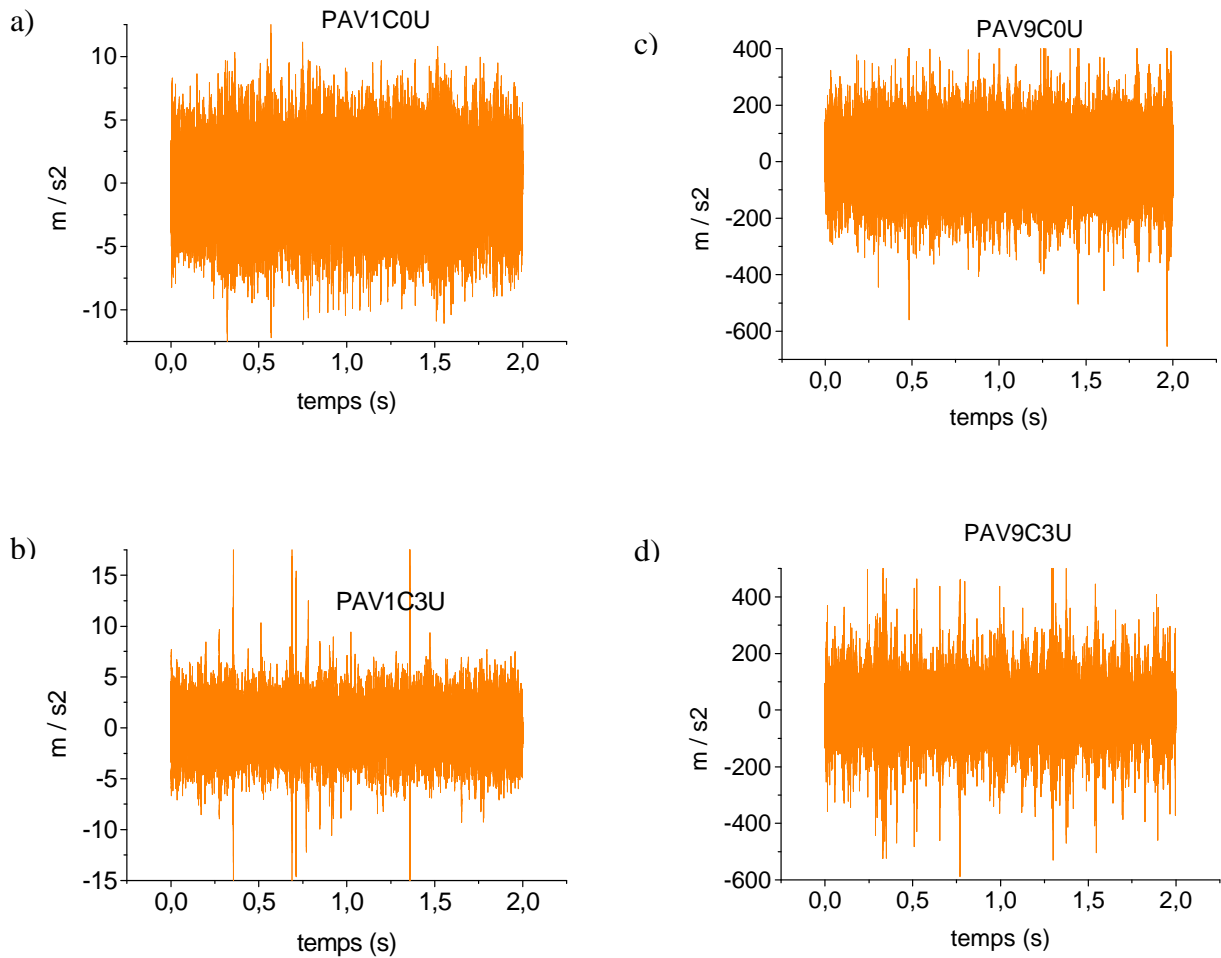


Figure 17 : Signaux vibratoires d'un roulement usé a) vitesse V1, sans charge, b) vitesse V1 et charge C3, c) vitesse V9 et sans charge, d) vitesse V9 et charge C3

La figure 18 en dessous représente quelques signaux de la totalité des signaux vibratoires d'un roulement usé et écaillé, collectés à partir du banc d'essais pour différentes vitesses (de 100 à 900 tr/mn et 3000 tr/mn) et trois différents chargements C1, C2 et C3 (respectivement :75N, 150N et 250N). Les paramètres statistiques résultants vont être comparés à ceux d'un roulement sain (sans défauts).

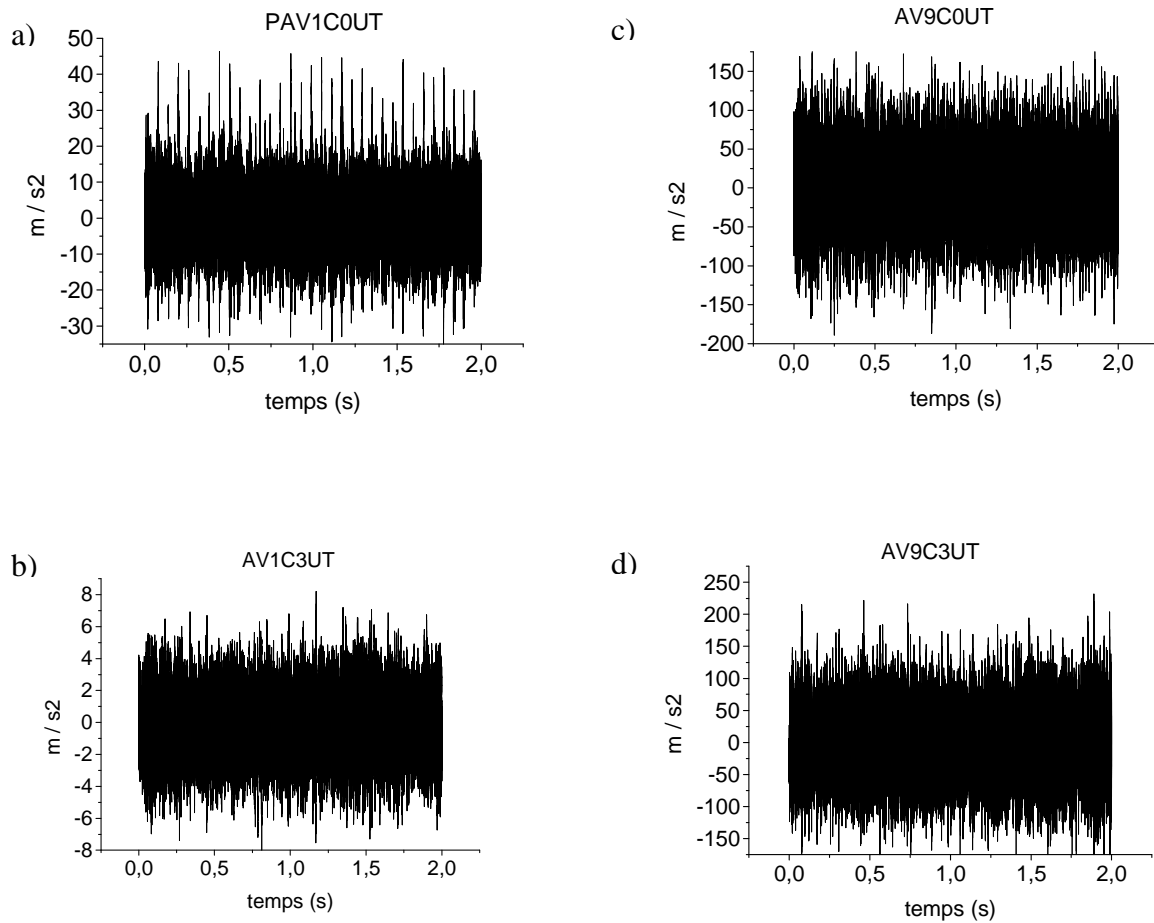


Figure 18 : Signaux vibratoires d'un roulement usé et écaillé a) vitesse V1, sans charge, b) vitesse V1 et charge C3, c) vitesse V9 et sans charge, d) vitesse V9 et charge C3

Les figures 19, 20 et 21 présentent le traitement numérique par les méthodes du Rms, du Kurtosis et du Skewness des roulements sains et usés pour différents chargements à différentes vitesses.

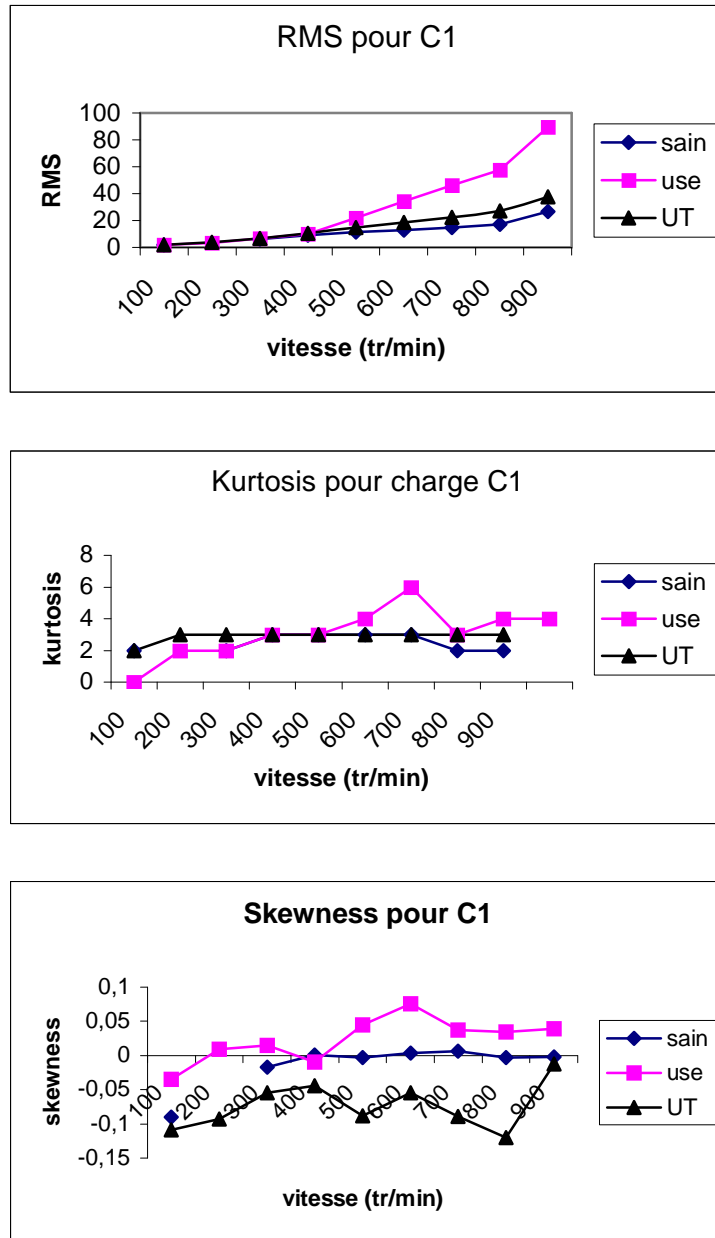


Figure 19 : Graphes du RMS, kurtosis et Skewness d'un palier sous un chargement C1 à différentes vitesses.

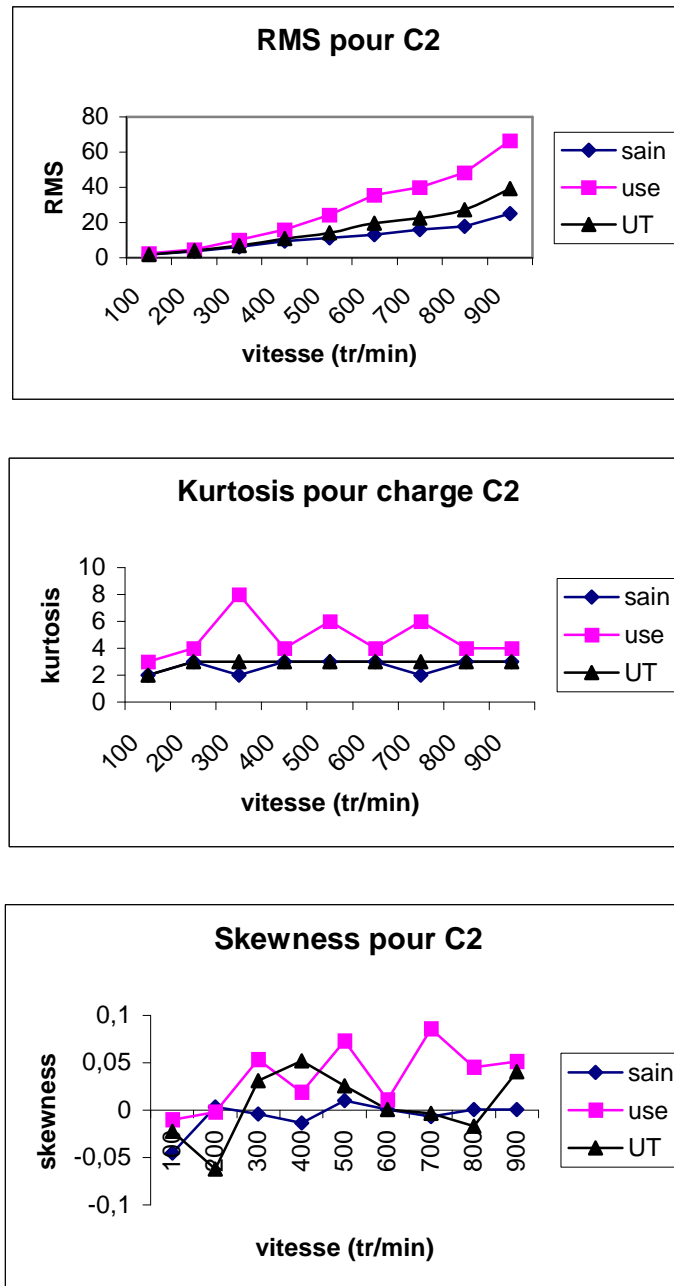


Figure 20 : Graphes du RMS, kurtosis et Skewness d'un palier sous un chargement C2 à différentes vitesses.

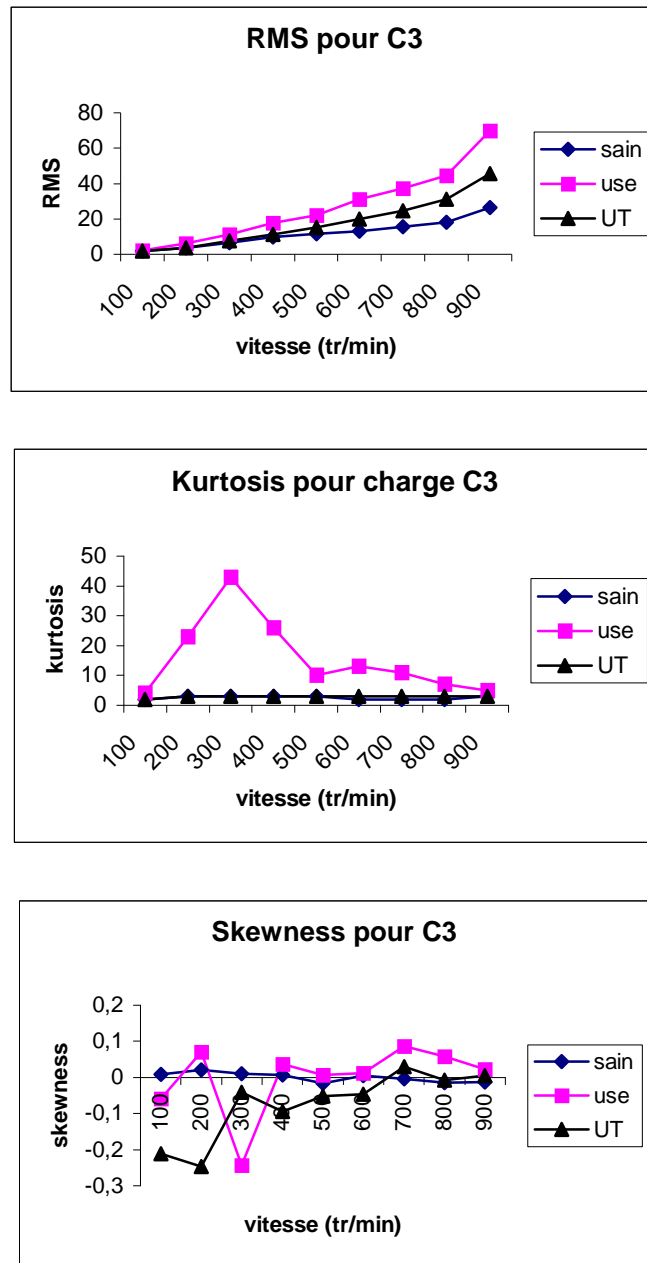


Figure 21: Graphes du RMS, kurtosis et Skewness d'un palier sous un chargement C3 à différentes vitesses.

Interprétations :

On présente dans ce qui suit, les interprétations des résultats à partir des trois méthodes d'analyses temporelles citées précédemment.

a) Méthode du Skewness

- Les résultats obtenus en utilisant la méthode du skewness pour le diagnostic et la classification des défauts à partir des données sont insuffisants.
- Les valeurs négatives du skewness sont assez bas pour caractériser le défaut d'écaillage pour les basses vitesses ; ceci indique une déviation à gauche dans la fonction de densité de probabilité, du signal.

- Il est difficile de distinguer entre le signal normal et celui usé en aucune vitesse de rotation.
- A partir des analyses de tous les graphes skewness, il apparaît que l'effet du chargement n'est pas important dans le comportement du skewness

b) Méthode du Kurtosis

- Le kurtosis aussi bien que le skewness ont les mêmes performances pour les basses vitesses. Dans les deux cas, il n'est pas possible de distinguer ou d'identifier le type de défaut écaillage. Néanmoins, le roulement bien usé est bien différencié par le kurtosis que pour le roulement avec écaillage.
- La variation du chargement n'influe pas beaucoup sur le comportement du kurtosis, mais on constate qu'elle a une influence dans le cas d'un défaut large.

c) Méthode Rms

- Les résultats obtenus pour RMS montrent que les valeurs tendent à accroître avec l'élévation de la vitesse. Ceci différencie cette méthode des précédentes, car la classification et le diagnostic est meilleur avec l'accroissement de la vitesse.
- L'élévation des valeurs RMS était attendu avec l'élévation de la vitesse, car dans la plupart des cas l'élévation de la puissance de la machine génère une augmentation de l'énergie dissipée par vibration et le RMS peut être relié avec l'énergie du signal de vibration
- Cette méthode est largement utilisée dans l'environnement industriel

3.3: Méthode d'énergie résiduelle :

3.3.1 : principe de la méthode

L'idée est d'utiliser l'information spectral du signal, qui a une bonne information sur la signature de l'erreur, et la comparer avec le signal de condition normale et enfin convertir cette nouvelle information en un paramètre scalaire [90].

Par hypothèse : un signal de vibration d'un défaut de roulement peut être obtenu par superposition des conditions de comportement normal et de défaut, il est possible d'écrire :

$$s_d(t) = n(t) + d(t) \quad (17)$$

avec :

$s_d(t)$: signal du défaut

$n(t)$: signal normal

$d(t)$: signal caractéristique du défaut

le but est d'extraire la caractéristique du défaut du signal $s_d(t)$. Cependant, il n'est pas possible d'isoler ce signal caractéristique dans le domaine temporel. Du moins il y a un problème de phase auquel il faut faire attention parmi les composantes spectrales des signaux $s_d(t)$ et $n(t)$.

l'équation précédente est translatée dans le domaine fréquentiel :

$$s_d(t) = n(t) + d(t) \Leftrightarrow S_d(f) = N(f) + D(f) \Leftrightarrow D(f) = S_d(f) - N(f) \quad (18)$$

ou $S_d(f)$, $N(f)$ et $D(f)$ représentent respectivement les estimations spectrales des signaux $s_d(t)$, $n(t)$ et $d(t)$. la détermination de $D(f)$ peut rencontrer le problème majeure des valeurs négatives des amplitudes qui peuvent apparaître. Deux solutions peuvent être proposées : considérer ces valeurs nulles ou prendre la valeur absolue de $D(f)$. La seconde est choisie et la représentation spectrale du signal caractéristique du défaut est le module de la différence entre la représentation spectrale des signaux

$s_d(f)$ et $n(f)$. D'où :

$$D(f) = |S_d(f) - N(f)|$$

Cette représentation fréquentielle est obtenue en considérant la densité spectrale de puissance (DSP).

3.3.2 Analyse des résultats par la méthode de l'énergie résiduelle (ER)

Les figures 22, 23, 24 et 25 suivantes présentent les densités de puissances spectrales (PSD:en anglais) pour les cas de défauts de roulement étudiés précédemment.

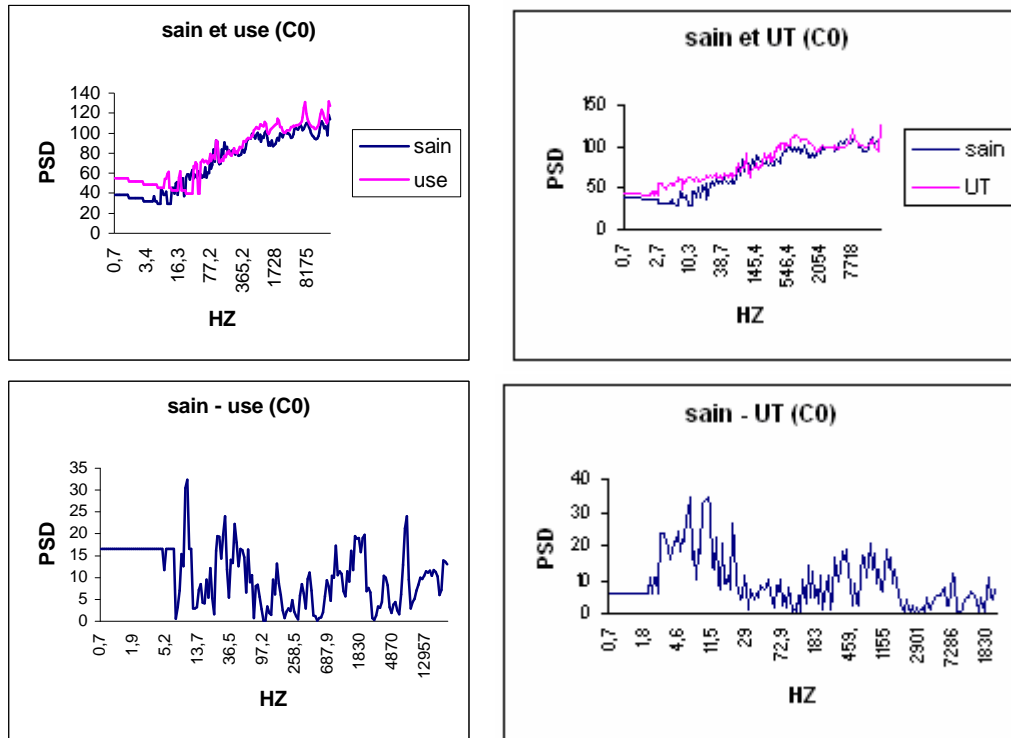


Figure 22: Densité de puissance spectrale des roulements usé et usé+trou (UT) et leurs différences par rapport à un roulement sain pour un chargement C0

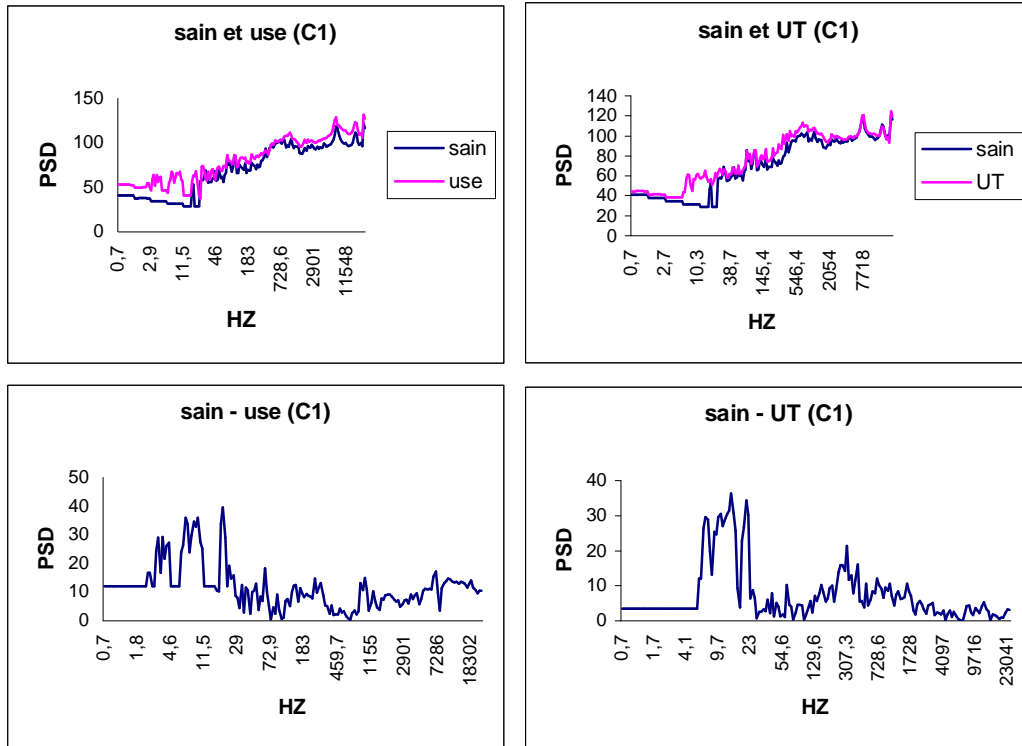


Figure 23: Densité de puissance spectrale des roulements usé et usé+trou (UT) et leurs différences par rapport a un roulement sain pour un chargement C1

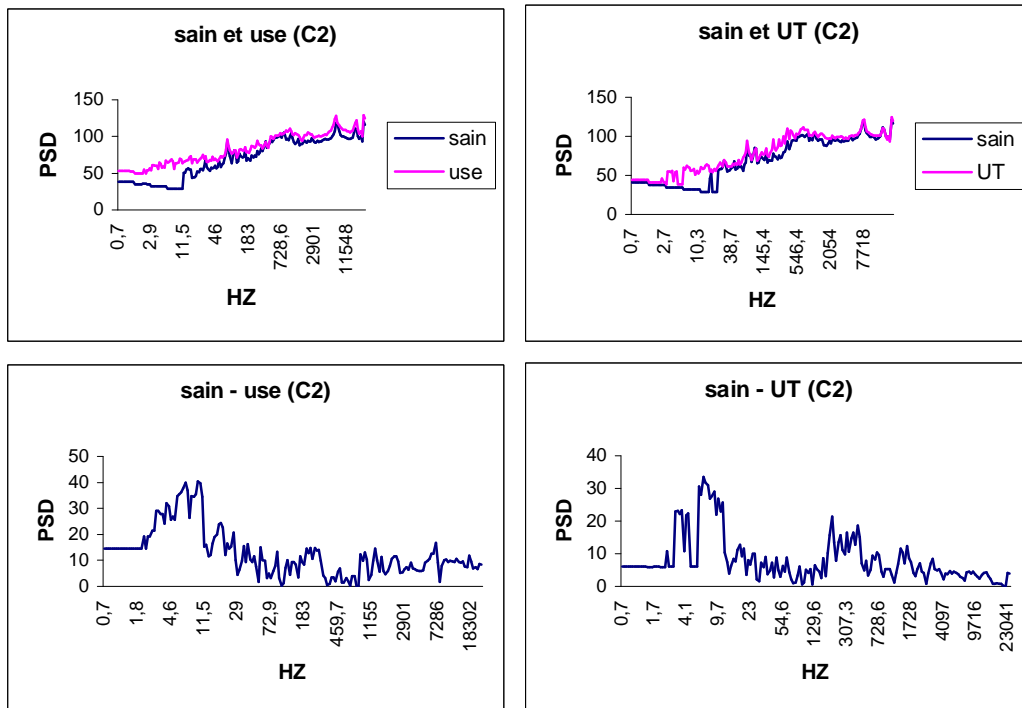


Figure 24: Densité de puissance spectrale des roulements usé et usé+trou (UT) et leurs différences par rapport à un roulement sain pour un chargement C2

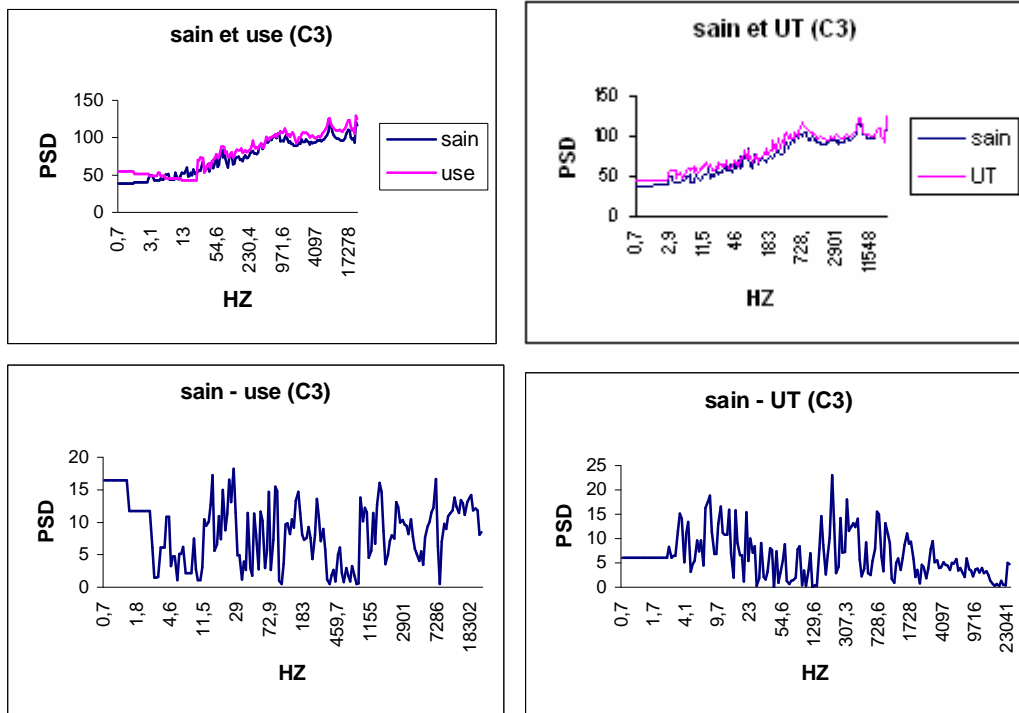


Figure 25: Densité de puissance spectrale des roulements utilisé et utilisé+trou (UT) et leurs différences par rapport à un roulement sain pour un chargement C3

Dans le but de traduire cette information en un paramètre scalaire qui peut être utilisé pour le diagnostic, l'aire sous $D(f)$ représentant la densité de puissance spectrale (PSD) est calculée. Cette valeur représente l'énergie résiduelle (ER).

$$ER(S_d) = \int_0^f D(f)df \quad (19)$$

Le paramètre ER représente l'énergie du signal obtenu par différence spectrale entre la référence et le signal analysé.

Les graphes suivants (fig.26) présentent l'énergie résiduelle pour les différents cas d'états de roulements

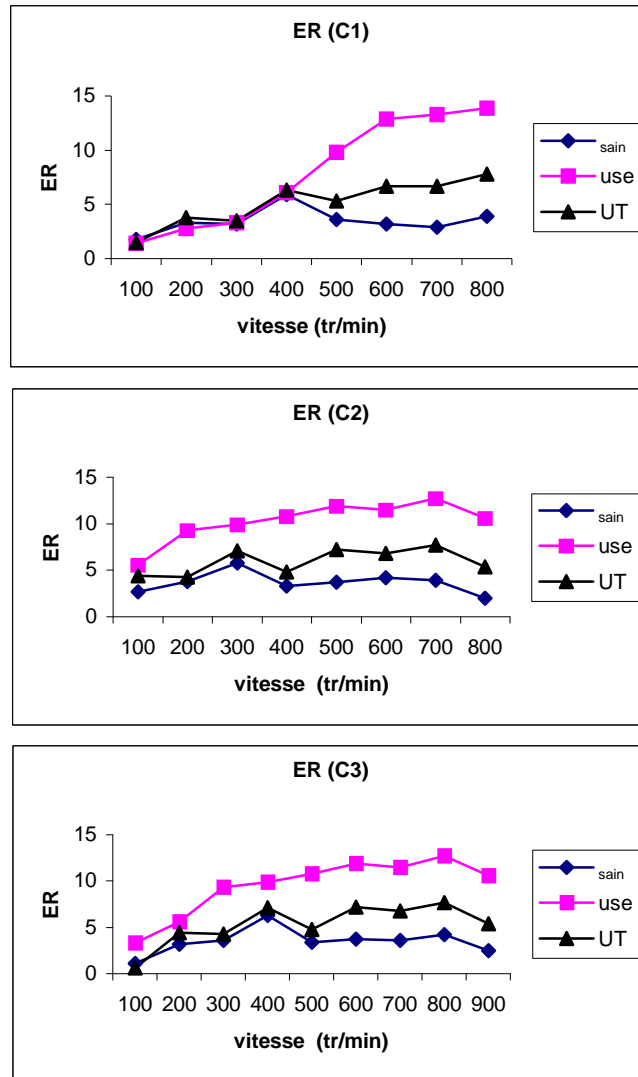


Figure 26: Energie résiduelle pour les 3 cas de chargement C1, C2 et C3

Interprétations : dans les graphes présentant le ER, on remarque que cette méthode peut séparer les défauts entre eux, exception faite pour les petites vitesses et pour les différents chargements. En comparant avec les résultats obtenus par les méthodes statistiques, la méthode ER donne de bonnes possibilités de diagnostic que les méthodes classiques.

Avec la méthode ER, il est possible de distinguer entre les conditions normales et de défaut. L'élévation de chargement permet relativement une meilleure séparation des types de défaut.

Conclusion

La mesure de l'amplitude efficace ou RMS (root mean square) permet d'apprécier l'énergie dépensée à partir du signal temporel mais ne permet pas la reconnaissance de la nature des vibrations pour déterminer l'origine d'une anomalie. La méthode de l'énergie résiduelle permet elle aussi d'extraire dans le domaine spectral la signature du défaut néanmoins l'handicap réside dans le fait qu'il faut définir à chaque variation des conditions de fonctionnement de l'équipement un référentiel pour la comparaison. En plus des interprétations données pour le kurtosis et le skewness, on remarque que ces grandeurs ou indicateurs sont adaptés à la reconnaissance de la nature des vibrations, notamment pour savoir s'il s'agit ou non de vibrations de type impulsionnel et si ces dernières présentent ou non un caractère de gravité.

Chapitre 4 : Détection et diagnostic de défauts par les méthodes ondelette et enveloppe et présentation d'un modèle de défaut ponctuel.

Introduction

Le traitement du signal consiste à dégager des informations contenues dans un signal qui se déroule au cours du temps. Les séries de Fourier ne permettent d'analyser que des phénomènes périodiques ; pour les phénomènes non périodiques on a recours à une intégrale de Fourier (ou somme continue) : cette méthode consiste à représenter le signal étudié par une superposition d'ondes sinusoïdales de toutes les fréquences possibles. La transformée de Fourier rapide représente un algorithme extrêmement économique pour le calcul de l'intégrale de Fourier. Mais il s'est avéré que cette méthode ne permet pas d'analyser correctement tous les types de signaux (exemple de fréquences très voisines). C'est alors qu'a pris naissance la représentation temps-fréquence qui consiste à décomposer le signal en fonctions élémentaires qui font intervenir deux paramètres dont l'un est lié à la fréquence et l'autre au temps. Les ondelettes sont des fonctions élémentaires très particulières ; ce sont les vibrations les plus courtes et les plus élémentaires que l'on puisse envisager. L'autre méthode qui est aussi efficace pour la détection est la méthode enveloppe. C'est une technique appropriée pour les défauts naissants dont la détection se fait autour des fréquences de résonance. Une autre approche consiste à modéliser un défaut et simuler l'environnement de fonctionnement pour cueillir la réponse et pouvoir la comparer à l'expérimental.

4.1 Analyse par la méthode enveloppe [91]

Certains défauts d'organes mécaniques comme les roulements produisent des modulations de phase (ou de fréquence) et d'amplitude. Le phénomène de modulation de phase provoque dans le spectre des bandes latérales autour des fréquences principales du système (fréquences d'engrènement et d'harmoniques par exemples). Parmi les techniques existantes qui, permettent un diagnostic précoce de défaut, il y a l'analyse par enveloppe, opération de démodulation de phase qui consiste à isoler les fréquences modulantes. L'étude du signal enveloppe permet d'analyser la forme du signal, notamment lorsque le défaut recherché excite un mode de résonance de structure. Elle consiste à filtrer le signal autour d'une fréquence de résonance identifiable sur le spectre, et à en rechercher la modulation provoquée par la répétition des forces générées par le défaut recherché. La détermination des fréquences de modulation, donc des taux de répétition des chocs, associée à la connaissance de la cinématique de l'installation, permet de localiser l'origine du défaut de façon précoce et rapide, même lorsque l'effet du défaut est noyé dans un bruit de fond.

Cette technique est très utilisée dans le diagnostic des défauts de type choc, même pour de faibles vitesses, puisque les défauts ne sont pas recherchés dans la plage des basses fréquences du spectre mais autour des porteuses, dont les fréquences peuvent se situer à des centaines de fois la fréquence de rotation.

La démarche numérique de calcul de l'enveloppe est la suivante. On applique la transformée de Fourier au signal temporel. Le spectre ainsi défini permet d'isoler les résonances du système. Le signal temporel est filtré passe-bande afin d'obtenir un spectre réduit autour de la fréquence principale du système, puis on applique la transformée d'Hilbert. Par transformée inverse de Fourier, on obtient le signal enveloppe temporel. Ce signal est rarement directement employé comme outil d'analyse, on utilise plutôt le spectre enveloppe.

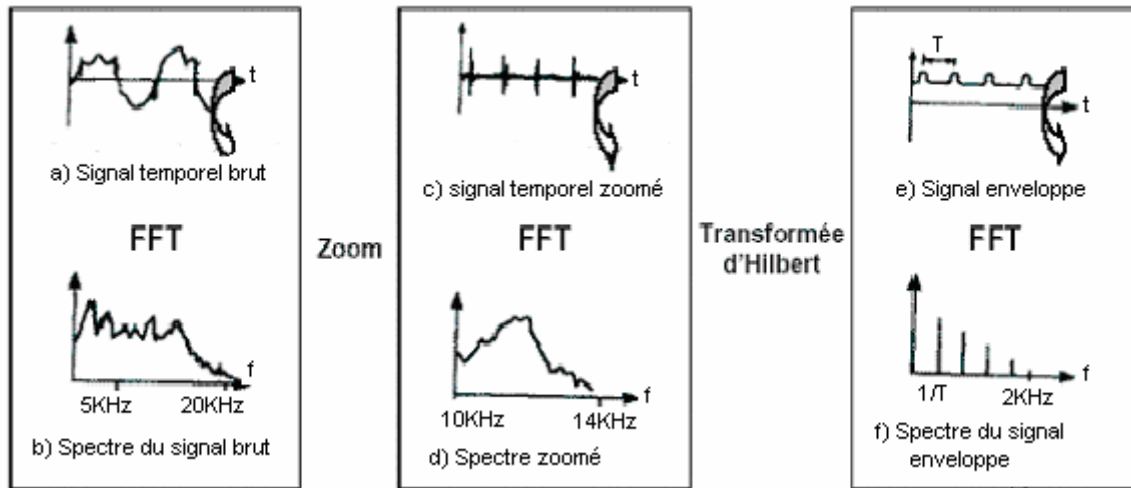


Figure27 : Principe de calcul de l'enveloppe

L'analyse d'enveloppe filtre les basses fréquences de rotation du signal complexe. Les composantes répétitives de hautes fréquences sont amplifiées et converties en spectre tandis que le bruit de la machine est réduit avec un rapport signal-bruit significatif. Si des vibrations apparaissent dans le spectre enveloppe qui est lié aux fréquences de défaut du roulement, on peut en déduire qu'un défaut se développe.

Signal analytique et Transformée d' Hilbert

Un signal qui n'a pas de composantes en fréquences négatives est appelé signal analytique. Par conséquent, en temps continu, chaque signal analytique $z(t)$ peut être représenté par :

$$z(t) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} Z(\omega) e^{j\omega t} d\omega$$

où $z(\omega)$ est le coefficient complexe (mettre l'amplitude et phase) de la fréquence complexe et positive du sinusoïde $\exp(j\omega t)$ à la fréquence ω .

Tout sinusoïde $A \cos(\omega t + \phi)$ peut être converti en un sinusoïde positive complexe de fréquence $A \exp(j\omega t + \phi)$ en produisant simplement un composant en quadrature de phase $A \sin(\omega t + \phi)$ pour servir comme "partie imaginaire".

$$A e^{j(\omega t + \phi)} = A \cos(\omega t + \phi) + j A \sin(\omega t + \phi)$$

Le composant en quadrature de phase peut être produit du composant en phase par un changement simple dans le temps d'un quart de cycle.

Pour des signaux compliqués, exprimés sous forme de plusieurs sinusoides, un filtre peut être construit qui peut changer chaque composant par un quart de cycle. Ceci est appelé filtre de la transformée d'Hilbert

Idéalement, ce filtre a une amplitude égale à 1 à toutes les fréquences et introduit un changement de phase de $-\pi/2$ à chaque fréquence positive et $+\pi/2$ à chaque fréquence négative.

Soit un signal réel $x(t)$ et sa transformée d'Hilbert $y(t) = H(x)$, le signal :

$$z(t) = x(t) + jy(t) \text{ est le signal analytique (complexe) correspondant au signal réel } x(t).$$

En d'autres mots, pour chaque signal réel $x(t)$, le signal analytique $z(t)$ a la propriété de filtrer out toutes les fréquences négatives.

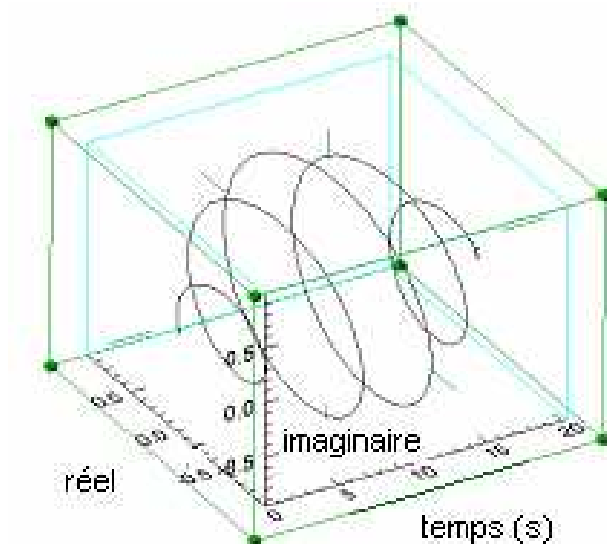


Figure 28: Signal analytique de $x(t)$

Les graphes ci-dessous présentent un exemple de la transformée d'Hilbert et de l'enveloppe d'un signal provenant d'un défaut sur bague extérieure du roulement.

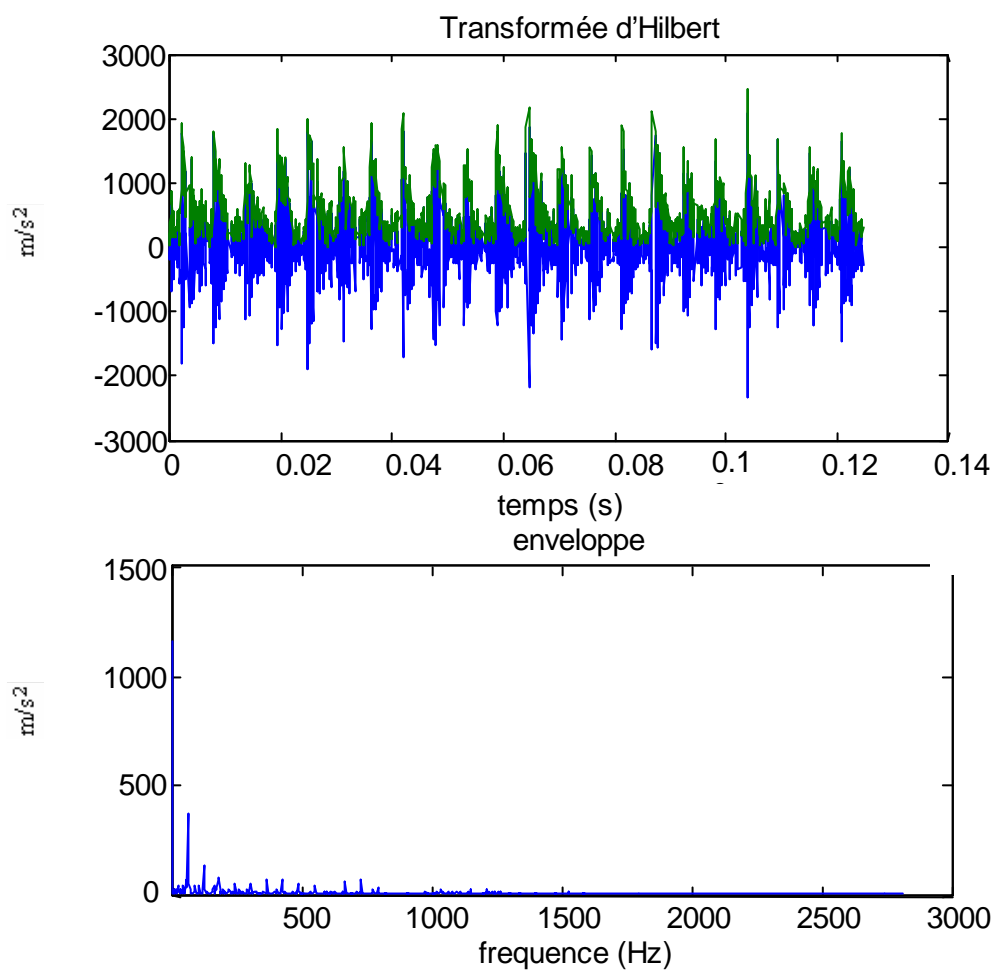


Figure 29 : Transformée d'Hilbert d'un signal et son enveloppe

4. 2 Analyse par la transformée d'ondelettes

L'analyse par ondelettes a été introduite au début des années 1980, dans un contexte d'analyse du signal et d'exploration pétrolière [92]. Il s'agissait à l'époque de donner une représentation des signaux permettant de faire apparaître simultanément des informations temporelles (localisation dans le temps, durée) et fréquentielles, facilitant par là l'identification des caractéristiques physiques de la source du signal. Les ondelettes n'ont depuis lors cessé de se développer et de trouver de nouveaux champs d'application. C'est ainsi qu'est apparu un parallèle étonnant entre ces méthodes et des techniques développées à des fins totalement différentes en traitement d'images, mais aussi d'autres théories mathématiques poursuivant des objectifs sans aucun lien apparent (comme par exemple des problèmes d'analyse mathématique pure, ou d'autres liés au problème de la quantification de certains systèmes classiques, ou plus récemment des problèmes de statistiques).

4.2.1 Transformée de Fourier

L'analyse de Fourier nous enseigne qu'un signal quelconque peut s'écrire comme une somme de sinusoides, de fréquences et d'amplitudes variables. Un signal est entièrement caractérisé par l'ensemble des amplitudes des sinusoides, qui forme ce que l'on appelle sa transformée de Fourier. La transformée de Fourier est porteuse de précieuses informations sur le signal analysé. On sait par exemple que si elle n'a que de faibles valeurs pour des valeurs élevées de la variable de fréquence, ceci signifie que le signal varie lentement. Inversement, si elle prend des valeurs importantes pour les hautes fréquences, le signal contient une quantité non-négligeables de hautes fréquences, et donc varie rapidement, au moins dans certaines zones

La transformation de Fourier est un outil majeur dans l'analyse du signal. Elle est incontournable dans l'analyse du signal utilisant l'aspect fréquentiel d'un signal. En effet, une description fréquentielle est souvent plus " lisible " que la description temporelle et est un complément remarquable à la seule description temporelle. La transformation de Fourier

associée à un signal $s(t)$ s'écrit :
$$S(f)=\int_{-\infty}^{+\infty}s(t)e^{-2i\pi ft} dt \quad (20)$$

Elle décompose, le signal en combinaisons linéaires d'ondes élémentaires. Cette transformation permet de décrire la répartition des composantes fréquentielles du signal $s(t)$ sans nous renseigner sur les instants de l'apparition de celles-ci. Considérons les 2 signaux suivants (fig.30) :

Fréquence: 2 Hz à 20Hz

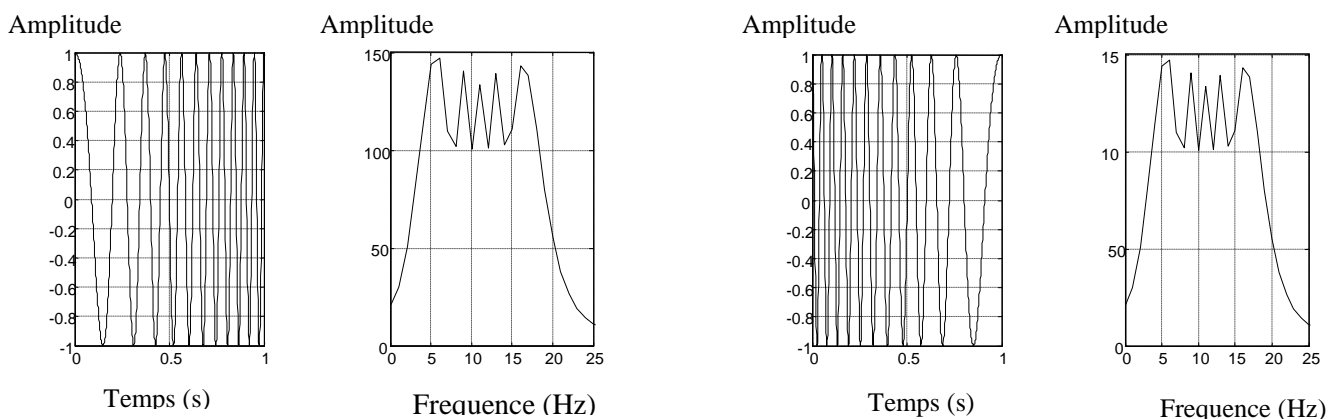


Figure 30 : Signaux de fréquences inverses

Nous remarquons que la représentation est différente dans le domaine temporel et est la même dans le domaine fréquentiel.

Les renseignements fréquentiels ainsi obtenus le sont au détriment de la description temporelle explicite du signal. Cette méthode ne convient donc pas à tous les types de signaux, notamment des signaux non-stationnaires qui se caractérisent par l'apparition d'événements transitoires. Considérons les 2 signaux (fig. 31 et 32) suivants (l'un est stationnaire alors que l'autre ne l'est pas) :

Fréquence: 2 Hz + 10 Hz + 20Hz

Stationnaire

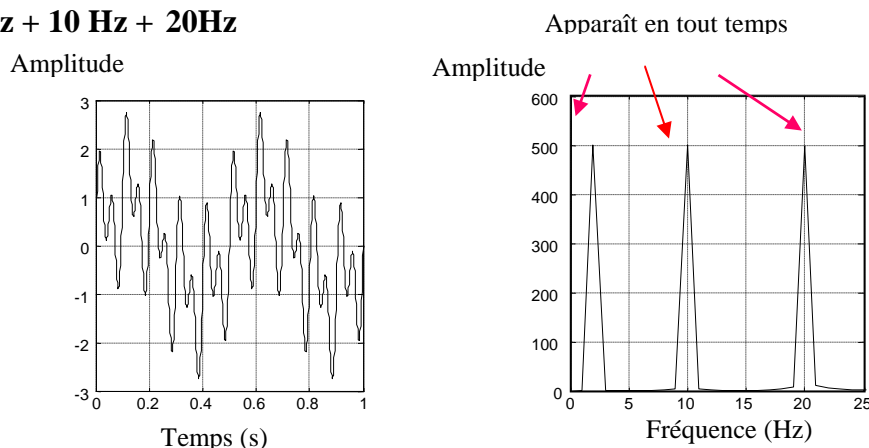


Figure31 : Signal stationnaire

**Fréquence: 0.0-0.4: 2 Hz +
0.4-0.7: 10 Hz +
0.7-1.0: 20Hz**

Non-Stationnaire

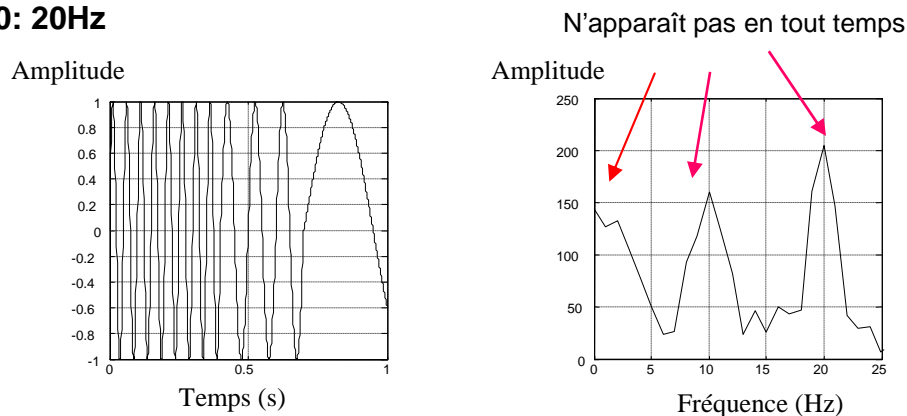


Figure32 : Signal non-stationnaire

Elle est aussi insuffisante pour mettre en évidence les caractéristiques évolutives du signal. Et ni la description temporelle ni la description fréquentielle seules permettent de décrire l'évolution temporelle du contenu spectral d'un signal. Une autre description est donc nécessaire, combinant les deux descriptions : la représentation " temps-fréquence ".

4.2.2 Transformée de Fourier à Fenêtre Glissante TFFG

Si l'analyse de Fourier présente ainsi des limitations quant à ses possibilités d'interprétation pour certains types de signaux, il n'en reste pas moins vrai que la première méthode d'analyse temps-fréquence est basée sur l'analyse de Fourier. C'est la Transformation de Fourier à Fenêtre Glissante (TFFG), introduite par le physicien D. Gabor dès les années quarante. Elle consiste à décomposer le signal suivant une famille de fonctions $g_{a,b}$ qui

dérivent toutes d'une même " fonction fenêtre " $g(t)$ par translation en temps (paramètre b) et modulation en temps (on multiplie la fonction g par une fonction sinusoïdale de fréquence a) : $g_{a,b}(t)$ est de la forme $g(t-b)\exp(2i\pi at)$, où le terme b localise une fenêtre d'analyse. Cette transformation s'écrit:

$$C(a,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) g_{a,b}^2 dt$$

Il s'agit de calculer la transformée de Fourier du signal temporel découpée en morceaux! (fig.33).

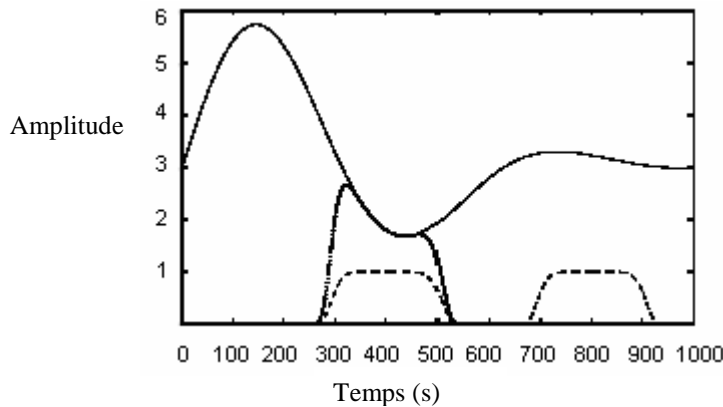


Figure33 : Signal temporel parcouru par une fenêtre

Multiplication du signal $f(x)$ par une fenêtre glissante $h(t-b)$ (réelle) et calcul de la transformée de Fourier de ce produit :

$$G_f(f,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)h(t-b)e^{-2i\pi ft} dx \quad (21)$$

b est le temps, v est la fréquence.

Dans la transformée de Gabor, la fenêtre h est une Gaussienne d'échelle

$$\sigma h(t) = \frac{1}{\sigma} e^{-\pi \left(\frac{t}{\sigma}\right)^2} \quad (22)$$

Les fonctions de Gabor sont alors ($\sigma = 1$):

$$\Psi_{b,f}(t) = e^{-\pi(t-b)^2} e^{2i\pi ft} \quad (23)$$

La figure 34 ci-dessous montre le plan temps-fréquence. Les bandes verticales illustrent pour un temps b donné, " le fenêtrage de signal " calculé pour toutes les "fréquences". Une autre interprétation, basée sur la notion de banc de filtres, est montrée par les bandes horizontales. Pour une fréquence donnée a , le signal "entier" est filtré avec un filtre passe bande dont la réponse impulsionnelle est la fonction fenêtre modulée par une fréquence a . Cette transformation conserve les aspects temporels et fréquentiels du signal. Mais décomposer un signal suivant des fonctions à la fois localisées en temps et en fréquence ne peut se faire que dans la limite imposée par l'inégalité de Heisenberg.

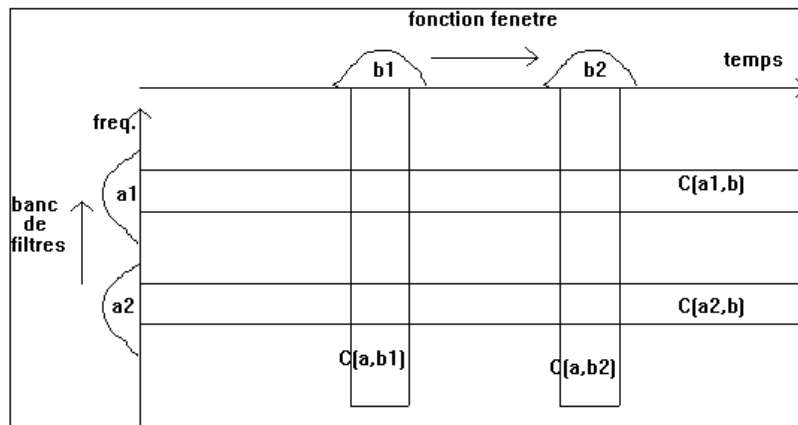


Figure34 : Banc de filtres et fenêtrage d'un signal

Avant de montrer l'expression de cette inégalité, voyons d'abord la notion de résolution en temps et en fréquence dans cette représentation. Si $g(t)$ est une fonction fenêtrage et $G(f)$ est sa transformation de Fourier, la résolution en fréquence Δf se définit par :

$$\Delta f^2 = \frac{\int f^2 |G(f)|^2 df}{\int |G(f)|^2 df} \quad (24)$$

Δf représente la résolution en fréquence, autrement dit deux sinusoïdes peuvent être discriminées si elles sont différentes de plus de Δf . De la même façon, la résolution en temps Δt se définit par:

$$\Delta t^2 = \frac{\int t^2 |g(t)|^2 dt}{\int |g(t)|^2 dt} \quad (25)$$

Δt représente la résolution en temps, et deux impulsions peuvent être discriminées si elles sont espacées de plus de Δt . Heisenberg montre que :

$$\Delta t \cdot \Delta f \geq \frac{1}{4\pi} \quad (26)$$

D'après ce principe aucun signal ne peut être simultanément et arbitrairement localisé en temps et en fréquence, et l'amélioration de la résolution fréquentielle n'est possible qu'au détriment de la résolution temporelle, et vice versa. Gabor a choisi g de manière optimale dans les limites imposées par cette inégalité. Il a choisi la fonction la plus concentrée, c'est à dire le signal gaussien. Mais cette transformation a un inconvénient majeur. Une fois que la fonction g est choisie, la résolution en temps et en fréquence, donnée par les variables a et b , est fixe. Par conséquent, si le signal est composé de phénomènes dont les échelles de temps sont différentes, elle ne permet pas de les analyser simultanément avec une bonne résolution, en temps et en fréquence.

L'analyse en ondelettes a pour objectif de rendre compte de ces deux phénomènes simultanément, en introduisant une fenêtrage dont la taille varie avec la fréquence.

4.2.3 transformation en ondelettes continues

Pour palier la limitation de résolution du TFFG, J. Morlet [93] a repris la démarche de Gabor en choisissant la fonction Ψ différente de g . Pour que Δt et Δf varient dans le plan temps-fréquence, la famille de Ψ n'est pas construite par translation et modulation comme celle de g , mais par translation et dilatation ou contraction (changement d'échelle). La fonction $\Psi(t)$, de la variable réelle t , s'appelle " ondelette mère ". Le nom d'ondelette vient du fait que c'est une fonction oscillante (comme une onde), mais localisée. Ces conditions suggèrent que $\Psi(t)$ vibre comme une onde et décroît rapidement quand $|t|$ augmente.

La famille d'ondelettes $\Psi_{a,b}(t)$, $a>0$, $b \in \mathbb{R}$ s'écrit :

$$\Psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \tag{27}$$

où a traduit le changement d'échelle et b la translation dans le temps.

La fonction à deux variables $X(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt$ (28)

est une représentation temps-échelle appelée " Transformation en ondelettes ".

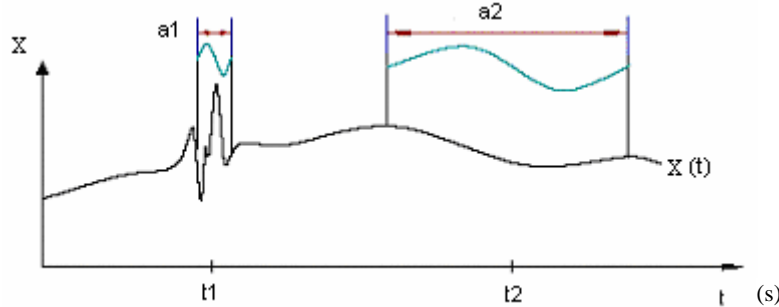


Figure 35 : Variation de l'échelle de l'ondelette

$$X(\text{echelle}, \text{position}) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi(\text{echelle}, \text{position}, t) dt$$

L'échelle a donne la taille du support (inverse d'une fréquence), b donne la position.

Le nombre d'oscillations des fonctions analysantes de la TFFG augmente avec la fréquence tandis que celles de la transformation en ondelettes ont le même nombre d'oscillations : elles s'étirent ou se contractent.

A- Transformée de Fourier à Fenêtre Glissante (TFFG) :

Fonctions de Gabor pour différentes fréquences : $f = 2, 5, 15$ (Hz)

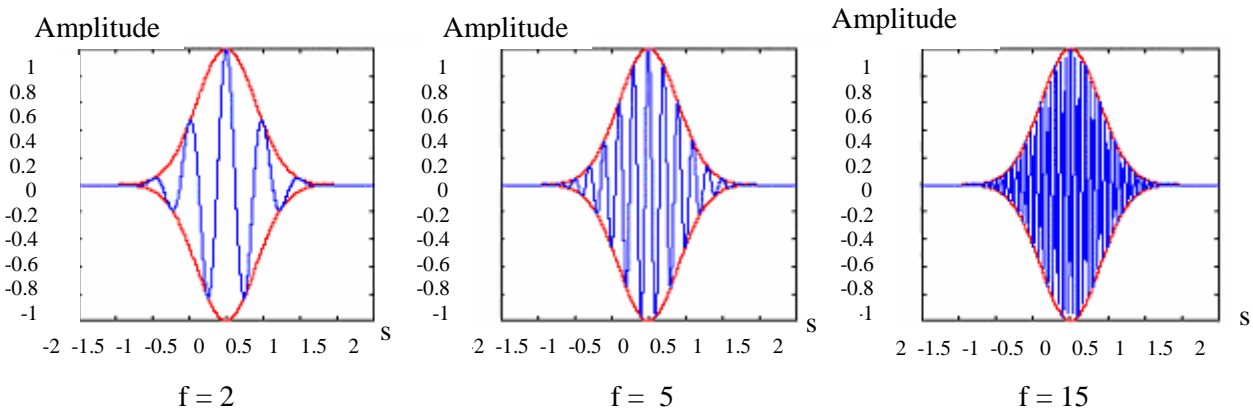


Figure 36 -A : Fonctions analysantes et résolution temps-fréquence de TFFG [90]

B- Transformé d'ondelettes (T.O.) :

Ondelettes de Morlet pour différentes échelles : $a = 1/2, 1, 2$.

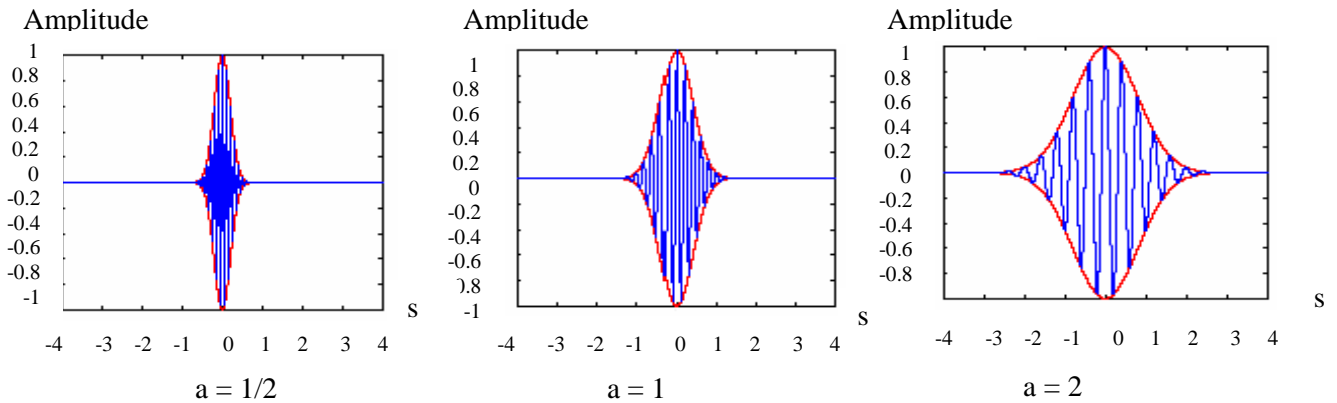


Figure 36-B : Fonctions analysantes et résolution temps-fréquence de TO [90]

Si l'on considère $\psi_{a,b}$ comme un banc de filtres, la résolution en temps augmente avec la fréquence centrale des filtres. Et Δf n'est plus constant mais proportionnel à la fréquence centrale : $\Delta f/f = c$. Le banc de filtres est composé d'un ensemble de filtres passe bande avec une largeur de bande relative constante. Une autre façon de voir est de dire qu'au lieu que les filtres soient régulièrement espacés dans l'échelle linéaire (comme dans TFFG), les filtres sont régulièrement répartis dans l'échelle logarithmique.

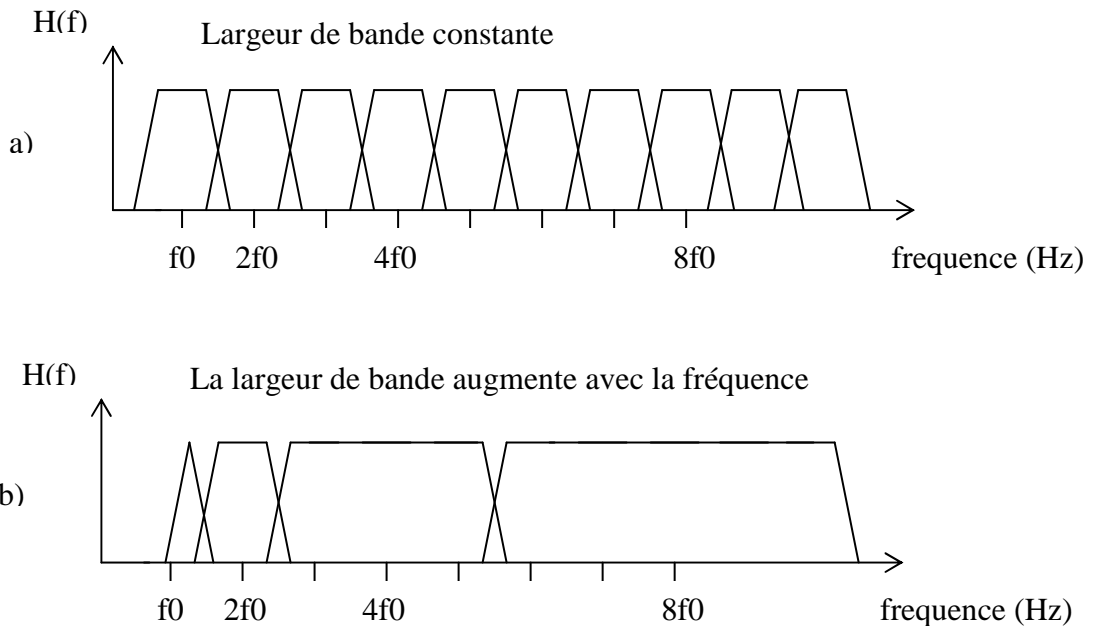


Figure 37 : Division du domaine fréquentiel (a) pour TFFG (couverture uniforme) et (b) pour TO (couverture logarithmique)

Une fonction ψ est dite ondelette analysante si elle satisfait les conditions suivantes : être continue, absolument intégrable et de carré intégrable (énergie finie)

$$\int_{-\infty}^{+\infty} (\psi(t))^2 dt < \infty \quad (29)$$

être analytique : sa transformée de Fourier doit être nulle pour $f < 0$

être admissible : $\psi=0$ ou $\int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t)dt=0$ (30)

Les fonctions $\Psi_{(a,b)}$ forment une famille d'ondelettes de même énergie. L'ensemble de fonctions $S_{a,b}$ constitue la décomposition du signal $s(t)$ suivant la famille d'ondelettes $\Psi_{a,b}$. Pour chaque couple (a,b) , $|S_{a,b}|^2$ est proportionnel à l'énergie du signal $s(t)$ contenu dans la bande de fréquence liée à Ψ et au couple (a,b) . En un certain sens $S_{a,b}$ mesure les fluctuations du signal $s(t)$, autour du point b , à l'échelle fournie par $a>0$.

Ondelette de Morlet

La première famille d'ondelettes présentée par J. Morlet est issue de la fonction :

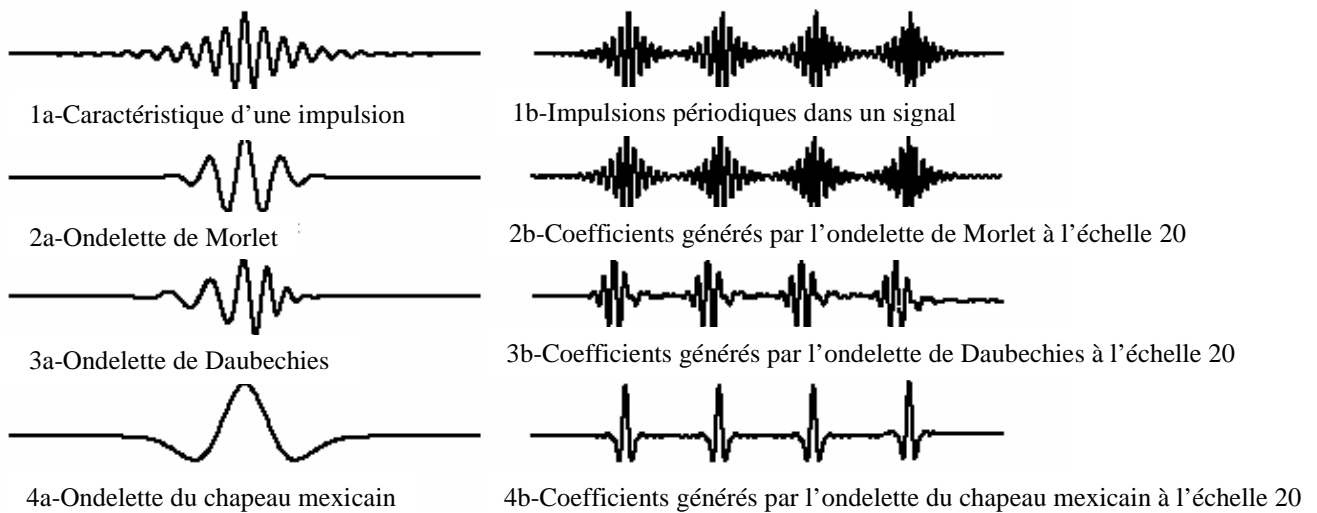
$$\psi(t) = e^{-\alpha^2 t^2 / 2} e^{2i\pi f_0 t} \tag{31}$$

Elle est inspirée du signal élémentaire de Gabor, c'est à dire par modulation d'une gaussienne. Depuis, toutes les ondelettes $\psi(t)$ correspondant à une modulation d'amplitude d'enveloppe $A(t)$ portée par une exponentielle complexe, s'appellent ondelettes de type Morlet. Elle ne satisfait pas rigoureusement à la condition d'admissibilité mais le choix de f_0 et α permet d'approcher cette condition. La famille d'ondelettes de Morlet donne un outil remarquable pour l'analyse de signaux.

Supériorité de l'ondelette de Morlet dans la détection des impulsions :

La transformée d'ondelette d'un signal est d'autant plus précise que la forme de la fonction d'ondelette est proche de ce dernier. Ceci est appelé le mécanisme maximum assorti et qui s'adapte pour la transformée d'ondelette.

Pour démontrer ce mécanisme graphiquement, on donne l'exemple suivant :



(a) impulsion et ondelettes. (b) Signal et ses coefficients des transformées d'ondelettes.

Figure 38 : Différents types d'ondelettes

La figure 38-1a montre la caractéristique d'une impulsion simulée contenu dans le signal et trois types de fonctions d'ondelette souvent employées en pratique (ondelette de Morlet, ondelette de Daubechies et ondelette du chapeau mexicain) . la figure 38-1b montre un signal simulé avec des impulsions périodiques et ses correspondant coefficients de la transformée d'ondelette wavelet dérivés à une échelle de 20 en utilisant les trois ondelettes citées ci-dessus. A partir de la figure 38-1a, on trouve que quand on compare aux deux autres types de fonctions d'ondelette, la forme géométrique de l'ondelette de Morlet est celle qui ressemble le plus à la caractéristique de l'impulsion contenue dans le signal. Les résultats montrés dans la figure 38-1b démontrent qu'en utilisant l'ondelette de Morlet, les traits impulsifs du signal peuvent être extraits parfaitement. De cet exemple, on conclut que la sélection d'une fonction d'ondelette appropriée est un travail crucial pour garantir le succès de l'extraction des caractéristiques réelles du signal.

Pour montrer l'importance du choix de la fonction d'ondelette dans l'extraction des caractéristiques d'un signal, nous allons considérer un système à un degré de liberté sujet à un chargement :

Le système à un seul degré de liberté sujet à un impact de chargement peut être formulé comme suit :

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F \delta(t) \quad (32)$$

où x représente le déplacement, M la masse concentrée, C le coefficient d'amortissement et K la rigidité du système, F est une constante et :

$$\delta(t) = \begin{cases} 1, & t = \tau \\ 0, & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (33)$$

La solution de (32) est:

$$x(t) = \frac{F + Mv_0}{M\omega_d} e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t) + \frac{x_0}{(1-\zeta^2)^{1/2}} e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t - \psi) \quad (34)$$

où :

$$\omega_n = \sqrt{K/M}, \quad \zeta = C/2M\omega_n, \quad \omega_d = \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}$$

l'angle de phase: $\psi = \tan^{-1}(\zeta/\sqrt{1-\zeta^2})$ et x_0 et v_0 indiquent respectivement le déplacement initial et la vitesse initiale du système. Quand ces derniers sont nuls, l'équation (34) peut être réécrite comme :

$$x(t) = A e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad (35)$$

l'équation (35) indique que l'impulsion, causée par l'impact du chargement extérieur, est caractérisée par une oscillation avec une décroissance d'amplitude.

Donc d'après le mécanisme de la transformée d'ondelette cela a été prouvé dans l'exemple précédent, l'ondelette de Morlet pourrait être la fonction d'ondelette la plus convenable pour extraire de telles caractéristiques, parce que l'ondelette de Morlet a la forme la plus similaire à celle de l'impulsion.

La fonction complexe de l'ondelette de Morlet peut être exprimée par :

$$\psi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-(t^2/2)\beta^2} [\cos(\omega t) + j\sin(\omega t)] = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-(t^2/2)\beta^2} e^{j\omega t} \quad (36)$$

On remarque que (36) est similaire à (35) et dans la structure et la composition. En plus, il est noté à partir de (36) que la paramètre β détermine la forme de la géométrie de l'ondelette de Morlet. Quand β tend vers 0, la fonction tend vers une fonction cosinus qui a une fine résolution en fréquence, et quand β tend vers $+\infty$, la fonction tend vers une fonction impulsion et son temps de résolution va augmenter considérablement. Donc il est naturel d'attendre que l'ondelette de Morlet avec un large β soit convenable pour l'extraction des impulsions des signaux mécaniques.

Calcul de la transformée d'ondelette

Le calcul de la transformée d'ondelette passe par les étapes suivantes :

- Etape 1: L'ondelette est placée au commencement du signal, et l'échelle $s=1$ (l'ondelette la plus comprimée);
- Etape 2: la fonction d'ondelette à l'échelle " 1 " est multipliée par le signal, puis intégré sur tout le temps; alors multiplié par $1/\sqrt{s}$;
- Etape 3: déplacer l'ondelette à $t = \tau$, et calculer la transformée à la valeur $t = \tau$ et $s=1$;
- Etape 4: Répétez la procédure jusqu'à ce que l'ondelette arrive à la fin du signal;
- Etape 5: l'échelle s est augmenté par une valeur suffisamment petite, la procédure précédente est répétée pour tout les s ;
- Etape 6: Chaque calcul pour un s donné remplit une seule ligne du plan temps - échelle;
- Etape 7: la transformée d'ondelette continue est obtenue si tous les s sont calculés.

4.2.4 La transformée discrète d'ondelette

Le calcul des coefficients d'ondelette à chaque échelle possible nécessite beaucoup de temps , et offre un grand nombre de données. Alors que nous pourrions choisir seulement un sous-ensemble d'échelles et positions dans lequel nous ferons nos calculs. Il retourne, que si nous choisissons des échelles et positions basées sur une puissance de deux—dit échelle et position dyadic --alors notre analyse sera beaucoup plus efficace et même assez exacte. une telle analyse est obtenue par une transformée discrète d'ondelettes (TDO). Une façon efficace pour implémenter cette procédure qui utilise des filtres a été développée en 1988 par Mallat. Cet algorithme de filtrage très pratique donne une transformée d'ondelette rapide, une boîte dans laquelle un signal passe, et de laquelle les coefficients d'ondelettes émergent rapidement.

Une étape de Filtrage: Approximations et Détails

Pour beaucoup de signaux, le contenu en basses fréquences est la partie la plus importante. C'est ce qui donne son identité au signal. Le contenu en hautes fréquences, de l'autre côté, fait connaître sa nuance. Considérez la voix humaine. Si vous enlevez les composants de haute fréquence, la voix semble différente, mais vous pouvez cerner ce qui est dit. Cependant, si vous enlevez assez de composants basse fréquence, vous entendez un son intelligible. Dans l'analyse d'ondelettes, nous parlons souvent d'approximations et détails. Les approximations sont la haute échelle, composants basse fréquence du signal. Les détails sont la basse échelle, composants de haute fréquence. Le processus de filtrage, à son niveau de base, s'apparente comme ceci:

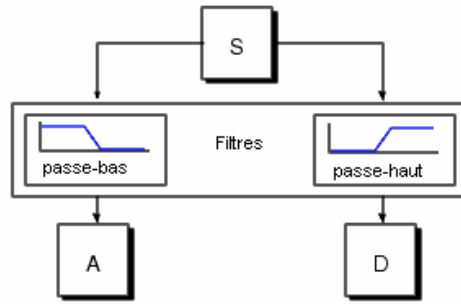


Figure 39 : Filtrage passe-bas et passe-haut

Le signal original, S, passe à travers deux filtres complémentaires et émerge comme deux signaux. Malheureusement, si nous exécutons cette opération sur un vrai signal numérique, nous nous retrouverons avec deux fois plus de données que celles avec lesquelles nous avons commencé. Supposez, par exemple, que le signal original S consiste en 1000 échantillons de données. Alors les signaux résultants a chacun 1000 échantillons, pour un total de 2000. Ces signaux A et D sont intéressants, mais nous obtenons 2000 valeurs au lieu des 1000 que nous avons. Là existe une façon plus subtile d'exécuter la décomposition qui utilise les ondelettes. En regardant le calcul avec soin, nous pouvons laisser seulement un point parmi deux dans les deux branches des 2000 échantillons pour obtenir l'information complète. C'est la notion de réduction d'échantillons « downsampling ». Nous produisons deux séquences appelé CA et CD.

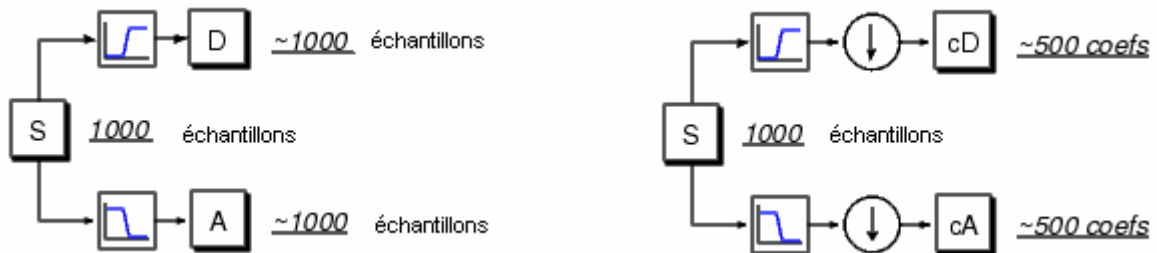


Figure 40 : Filtrage avec réduction d'échantillons

à droite le processus qui inclut la réduction d'échantillons « downsampling », produit des coefficients TOD.

Exemple de décomposition d'un signal sinusoïdal mélangé à un bruit de haute fréquence :

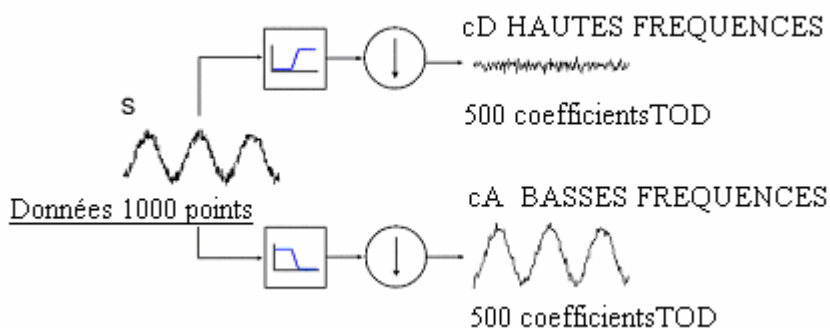


Figure 41 : Exemple de décomposition d'un signal sinusoïdal avec bruit

La Décomposition à plusieurs niveaux

Le processus de la décomposition peut être répété, avec des approximations consécutives qui seront décomposées à leurs tours, de ce fait le signal est divisé en plusieurs composants de résolutions inférieurs. Cette opération est appelé l'arbre de la décomposition d'ondelettes.

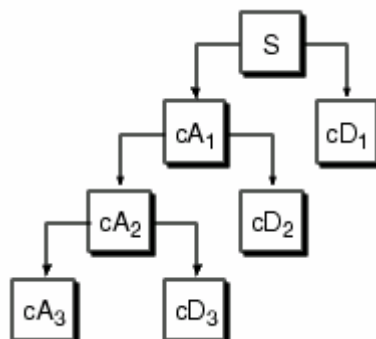


Figure 42 : Décomposition du signal en plusieurs niveaux

Nombre de Niveaux

Vu que le processus d'analyse est itératif, en théorie il peut continuer indéfiniment. En réalité, la décomposition peut continuer seulement jusqu'à ce que les détails individuels consistent en un seul échantillon seul ou un point (pixel). En pratique, on sélectionne un nombre convenable de niveaux basé sur la nature du signal, ou sur un critère convenable.

4.3 Analyse des résultats expérimentaux par les méthodes enveloppe et ondelette

L'expérience porte sur 3 types de défauts créés artificiellement à l'aide d'un stylo électrique (tension : 220V à courant réglable) :

- Un défaut sur la bague extérieure
- Un défaut sur la bague intérieure
- Un défaut sur l'élément roulant



Figure 43: Marqueur électrique et roulements type 6205 FAG.

Données expérimentaux :

- Vitesse de rotation : $V=3000\text{tr/min}$.
- Chargement : charge₂=C₂=150N.
- Paramètres d'enregistrement du signal :
 - temps d'acquisition 0.22 secondes : 11 tours d'arbre.
 - Fréquence d'échantillonnage : 5.63 kHz,
 - Période d'échantillonnage : $\Delta T = 61\mu\text{s}$ d'où 3604 échantillons.
- Dimensions des défauts : Le défaut au début correspond approximativement à la largeur de la pointe du stylo (environ 1mm) pour ensuite l'élargir progressivement longitudinalement pour former un défaut carré (cas des bagues interne et externe).
 - petit défaut : 1mm X 1mm (largeur x profondeur)
 - défaut moyen: 2mm X 1mm (largeur x profondeur)
 - défaut large: 3mm X 1mm (largeur x profondeur)

Pour diminuer l'effet du bruit, le signal enregistré est la moyenne de plusieurs signaux (5 signaux).

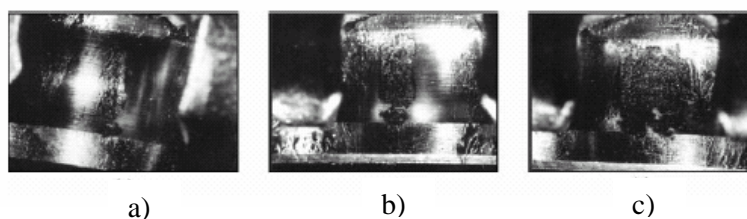


Figure 44 : Défaut de bague interne: petit (a), moyen (b) et large (c).

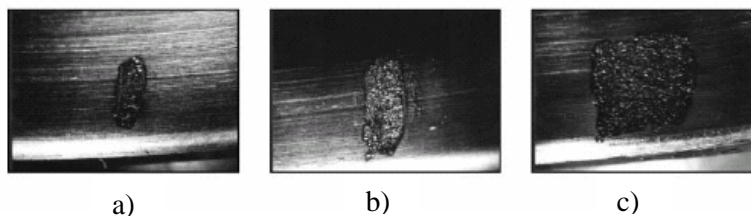


Figure 45 : Défaut de bague externe: petit (a), moyen (b) et large (c).

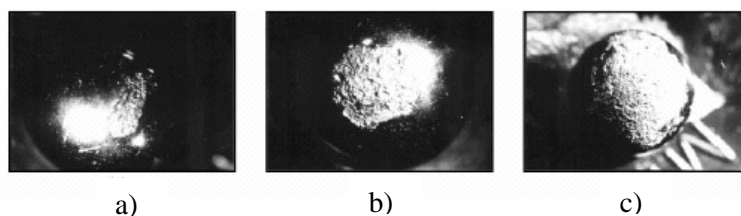


Figure 46 : Défaut de l'élément roulant: petit (a), moyen (b) et large (c).

L'expérience porte sur un roulement à bille à charge radial (6205 FAG) dont les caractéristiques d'un roulement correspondant de marque SNR sont données en annexe et dont les fréquences des défauts pour les différents constituants à des vitesses différentes sont :

Chapitre 4 - Détection et diagnostic de défauts par les méthodes ondelette et enveloppe et présentation d'un modèle de défaut ponctuel.

Vitesse angulaire (tr/min)	Fréquence de rotation (Hz)	Fréquence de la bague extérieure F_{be} (Hz)	Fréquence de la bague intérieure F_{bi} (Hz)	Fréquence de la cage F_c (Hz)	Fréquence de la bille F_e (Hz)
100	1.66	5.95	8.99	0.66	3.90
200	3.33	11.93	18.03	1.32	7.84
300	5	17.92	27.07	2	11.77
400	6.66	23.86	36.07	2.65	15.68
500	8.33	29.85	45.11	3.31	19.61
600	10	35.84	54.15	3.98	23.54
700	11.66	41.79	63.14	4.64	27.45
800	13.33	47.77	72.19	5.30	31.38
900	15	53.76	81.23	5.97	35.32
1000	16.66	59.71	90.22	6.63	39.23
3000	50	179.2	270.79	19.91	117.73

Les figures suivantes montrent l'aspect des signaux dans le domaine temporel et fréquentiel pour les différentes localisations des défauts.

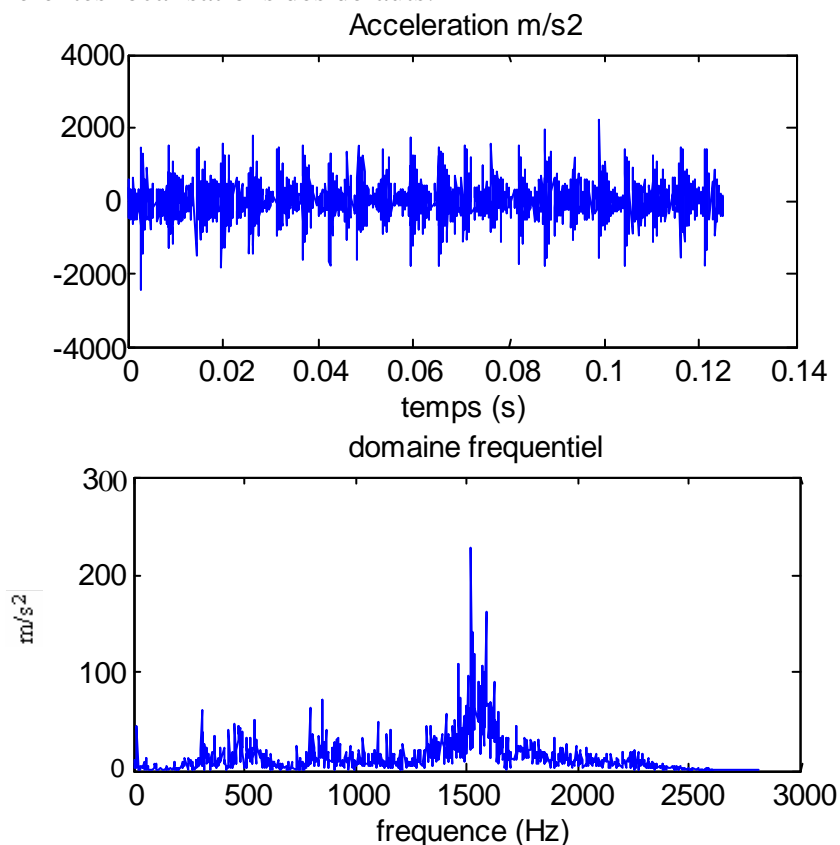


Figure 47 : Signal temporel et spectre fréquentiel d'un défaut sur la bague extérieure

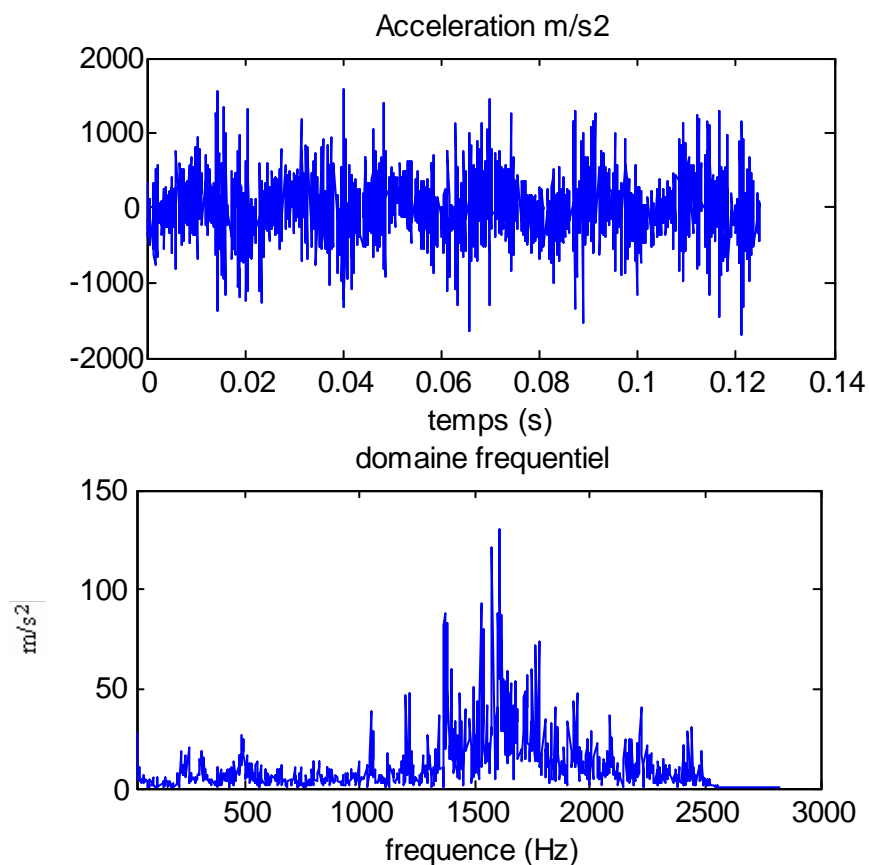


Figure 48 : Signal temporel et spectre fréquentiel d'un défaut sur l'élément roulant
Acceleration m/s²

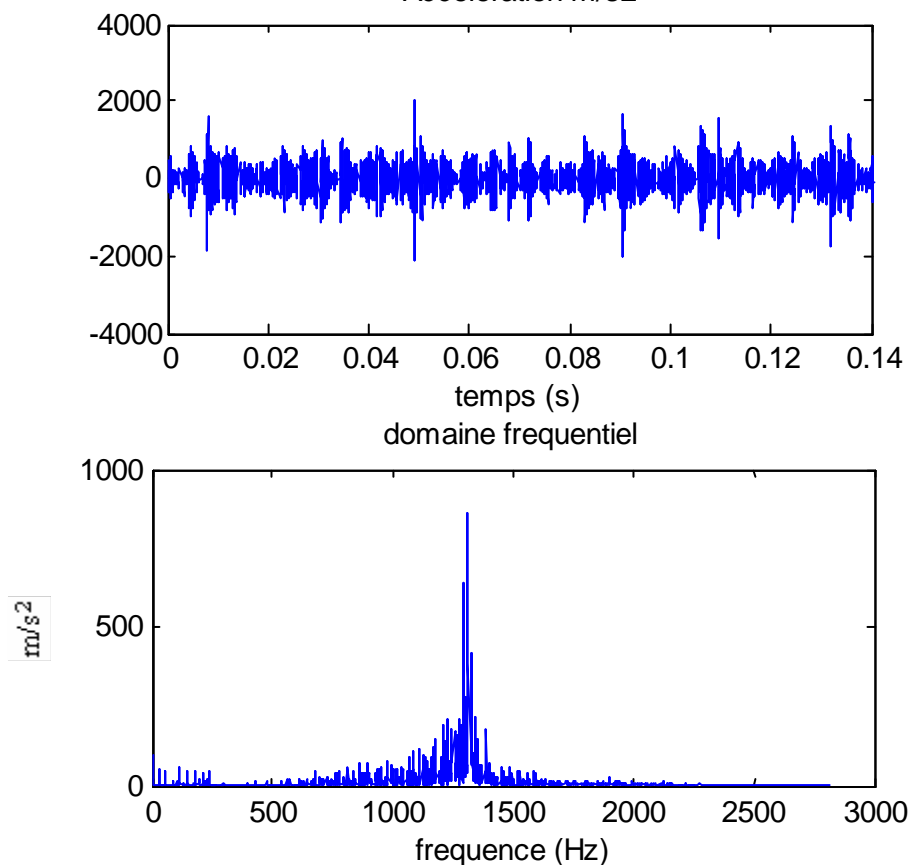


Figure 49 : Signal temporel et spectre fréquentiel d'un défaut sur la bague intérieure

la plupart des techniques classiques de diagnostic associées aux roulements travaillent dans le domaine fréquentiel liant ainsi le développement d'un défaut à la croissance de sa ligne caractéristique spectrale.

4.3.1 Détection de défaut par la transformée d'ondelette discrète.

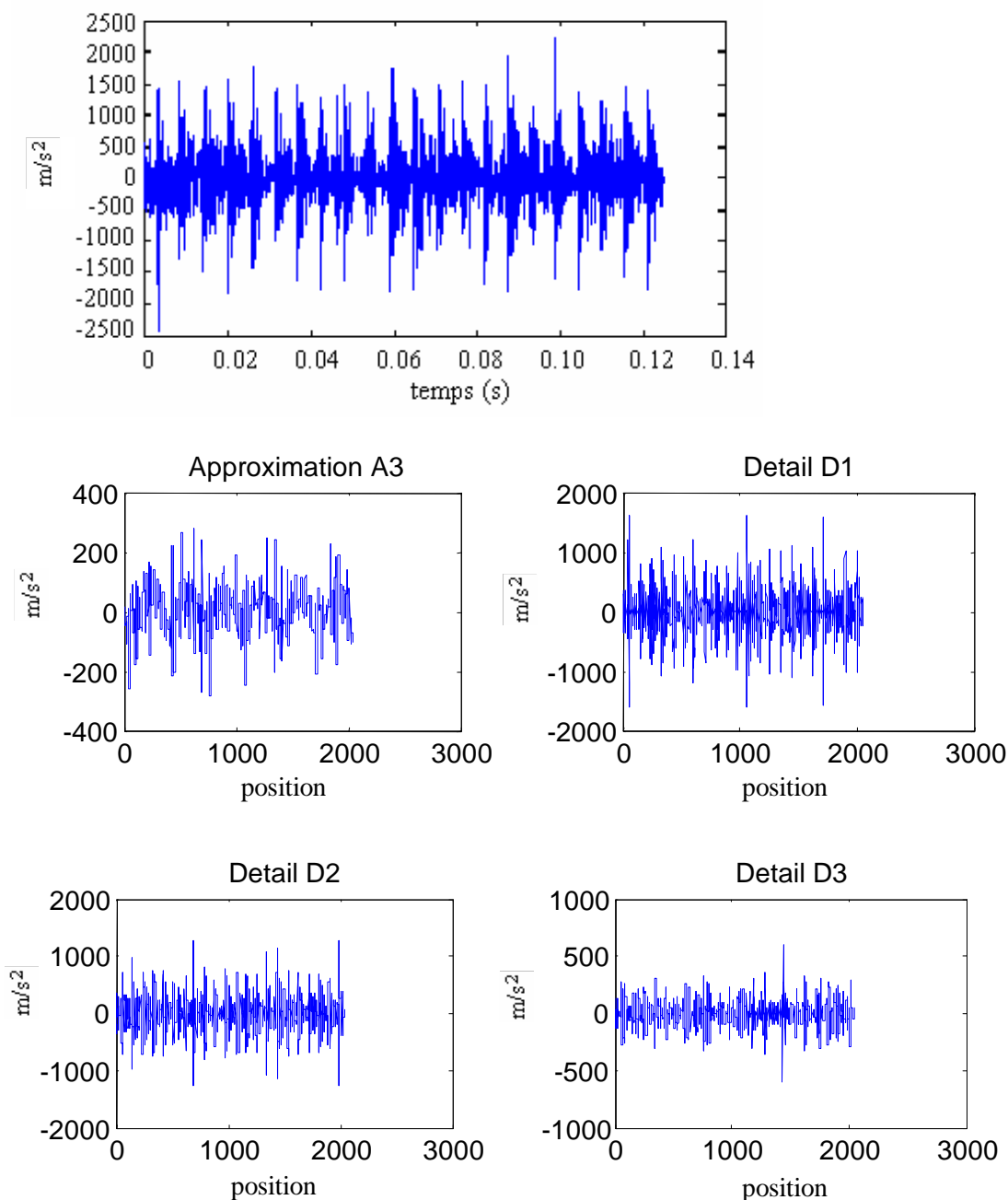
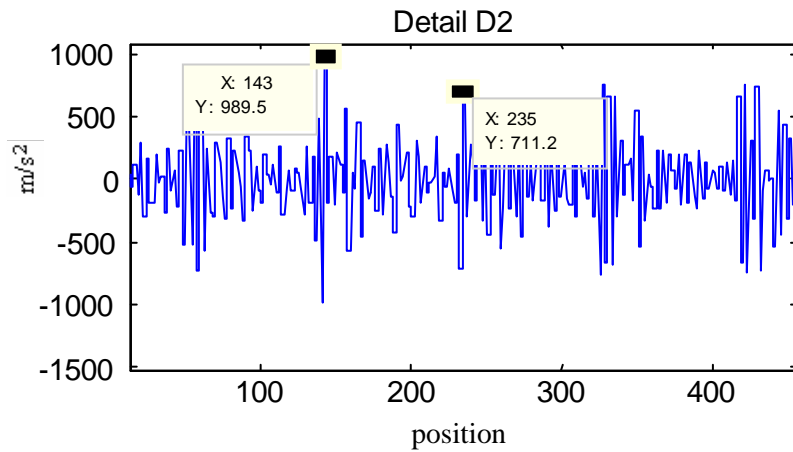


Figure 50: Décomposition de niveau 3 du signal du défaut de la bague extérieure

Nous constatons que les niveaux D1 et D2 sont informateurs sur la fréquence du défaut.



- Détail D2 de la figure 50 -

le zoom du détail D2 pour un tour d'arbre nous renseigne sur le nombre de chocs et la différence entre deux pics successifs donne la fréquence d'apparition :

$$x1=143 \rightarrow 8666 \mu\text{s}$$

$$x2=235 \rightarrow 14281 \mu\text{s} \text{ d'ou la période : } T = x2-x1 = 5615 \mu\text{s} \rightarrow f=1/T = 178.09 \text{ Hz}$$

Cette fréquence est bien **la fréquence caractéristique du défaut sur la bague extérieure.**

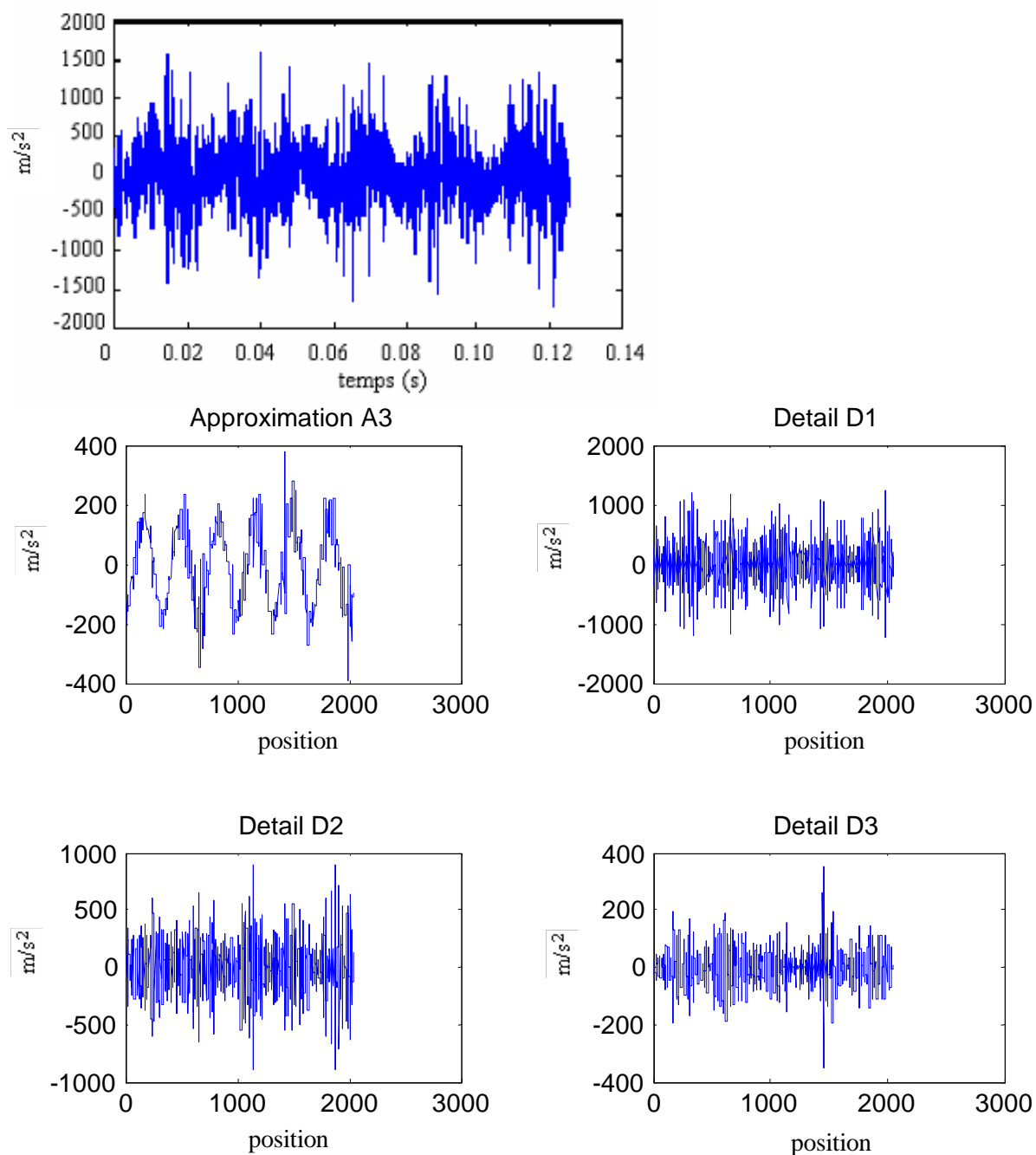
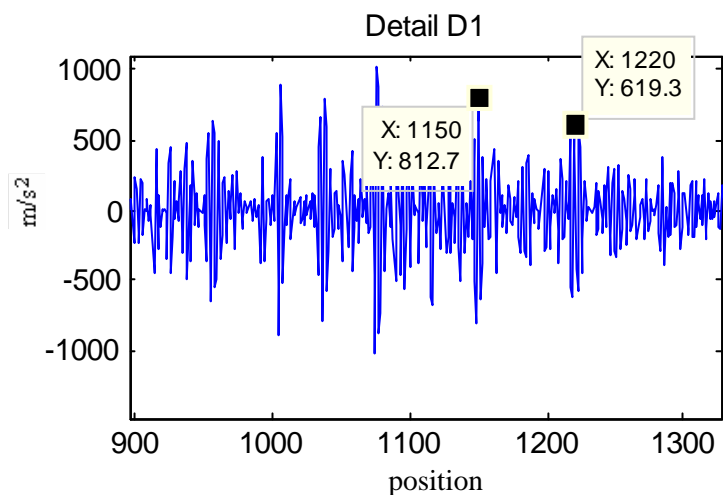


Figure 51: Décomposition de niveau 3 du signal du défaut de bille

Nous constatons que les niveaux A3 et D1 renseignent bien sur les fréquences qu'on rencontre dans le signal.



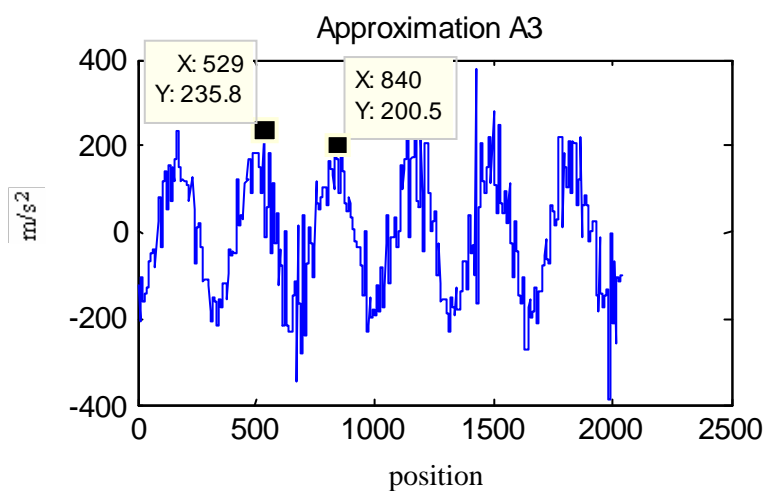
- Détail D1 de la figure 51 -

le zoom du détail D1 pour un tour d'arbre nous renseigne sur le nombre de chocs et la différence entre deux pics successifs donne la fréquence d'apparition :

$$x1=1150 \rightarrow 70125 \mu s$$

$$x2=1220 \rightarrow 74397 \mu s \text{ d'où la période : } T = x2-x1 = 4272 \mu s \rightarrow f=1/T = 234 \text{ Hz}$$

Comme le choc dû au défaut se produit à chaque tour de la bille à la fois sur la bague intérieure et extérieure, on donne généralement **le double de la fréquence caractéristique du défaut sur l'élément roulant** (ce qui est le cas de ce défaut qui est égale à 117 Hz).



- Détail A3 de la figure 51 -

L'approximation A3 fait apparaître clairement la fréquence de rotation de l'arbre avec une période de 0.02 seconde correspondant à une fréquence proche de 50 Hz.

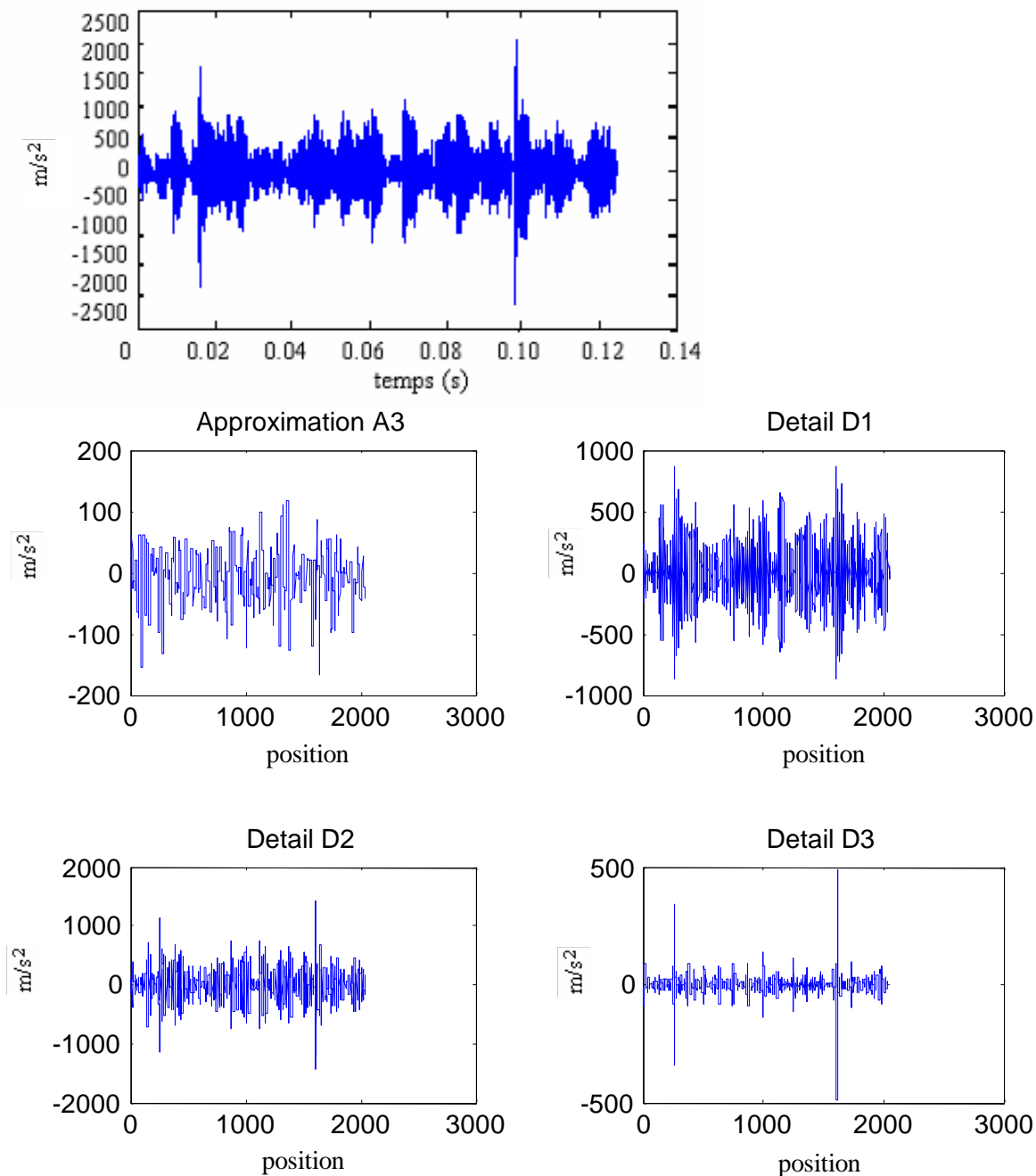
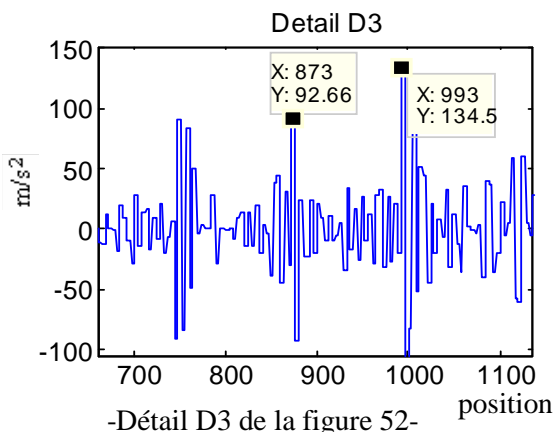


Figure 52: Décomposition de niveau 3 du signal du défaut de la bague intérieure

Nous constatons que le niveau D3 renseigne bien sur la fréquence du défaut.



-Détail D3 de la figure 52-

le zoom du détail D3 pour un tour d'arbre nous renseigne sur le nombre de chocs et la différence entre deux pics successifs donne la fréquence d'apparition :

$$x_1=873 \rightarrow 26610 \mu s$$

$$x_2=993 \rightarrow 30272 \mu s \text{ d'où la période :}$$

$$T = x_2 - x_1 = 3662 \mu s \rightarrow f = 1/T = 273.07 \text{ Hz}$$

cette fréquence est bien la **fréquence caractéristique du défaut sur la bague intérieure.**

4.3.2 Détection de défauts par la transformée d'ondelette continue.

Avant de passer à l'analyse par transformée d'ondelette et enveloppe, on va considérer les figures suivantes qui représentent l'évolution spectrale des pics d'accélérations respectivement pour la bague intérieure, extérieure et pour l'élément roulant (la bille) à partir de l'état sain a) au petit défaut b), défaut moyen c) et arrivant au défaut large d). Des zooms autour des fréquences caractéristiques de défauts sont réalisés.

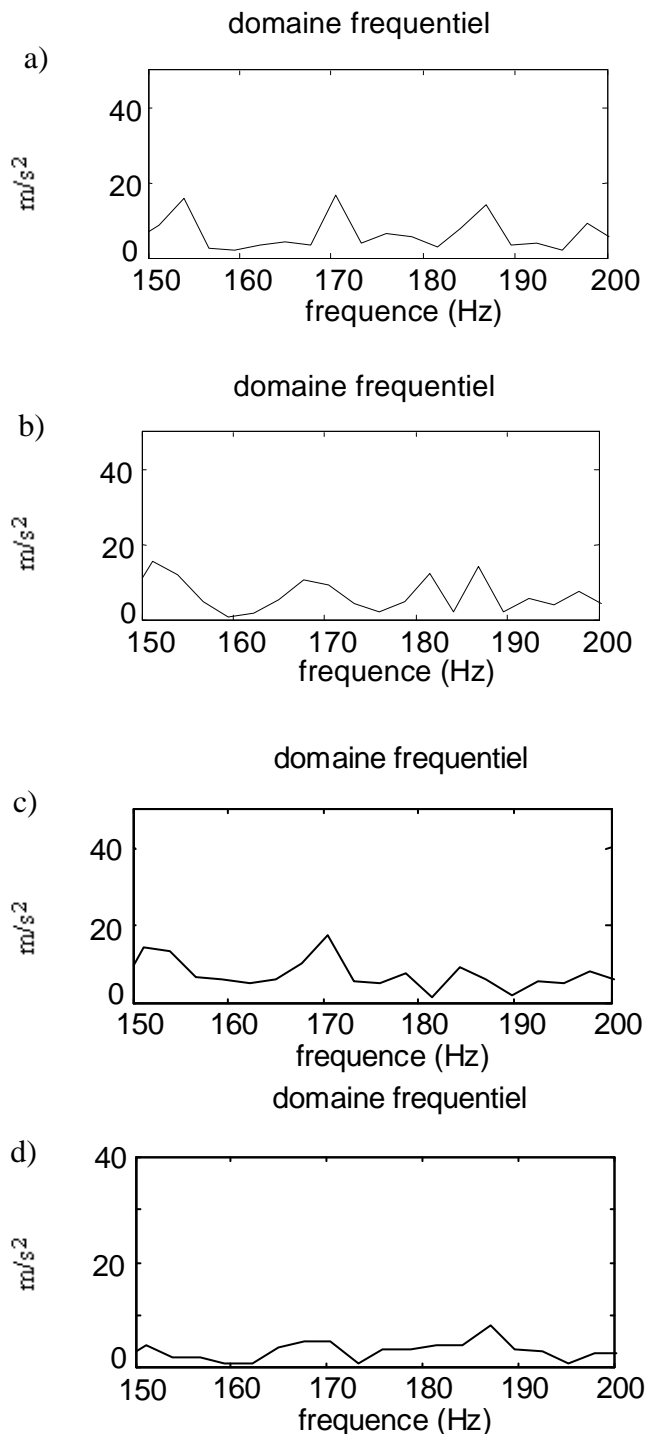


Figure 53: Spectres d'accélérations pour 11 rotations d'arbre zoomés autour de la fréquence caractéristique de la bague extérieure (180 Hz) pour a) sain, b) petit défaut, c) défaut moyen et d) large défaut

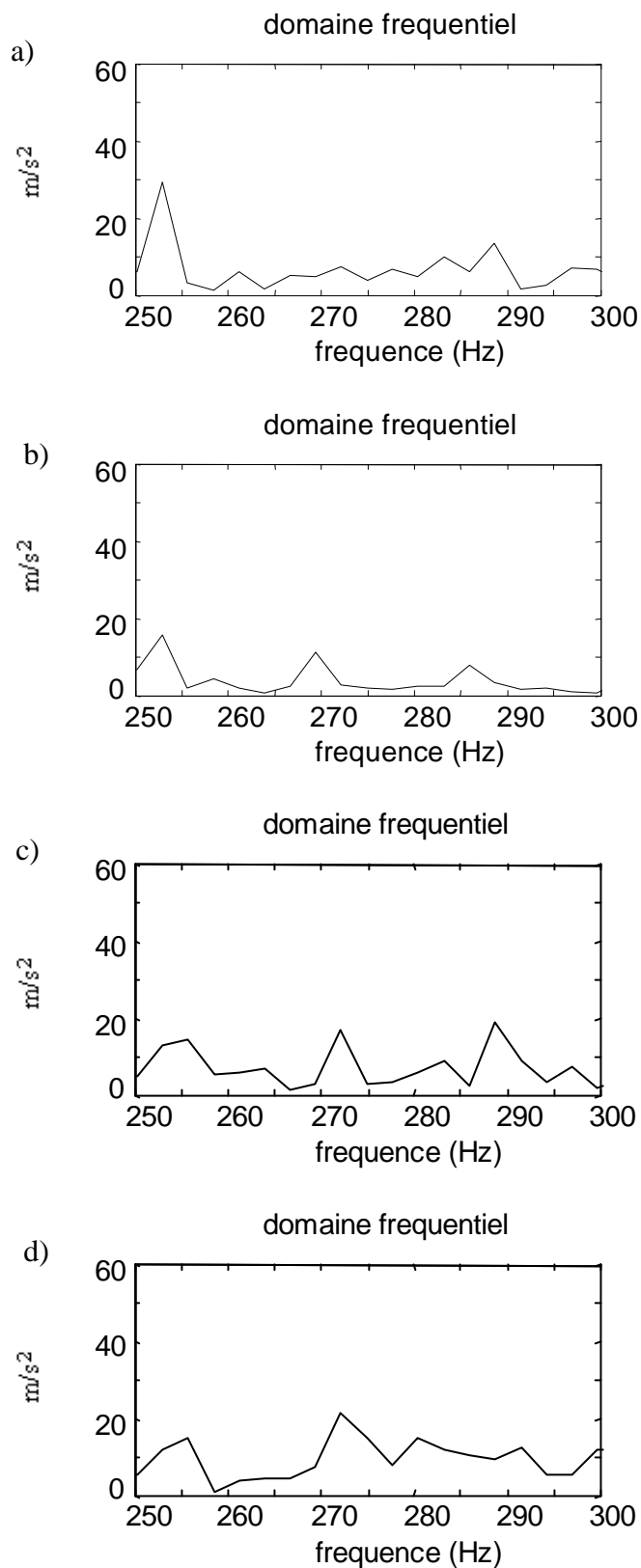


Figure 54: Spectres d'accélération pour 11 rotations d'arbre zoomés autour de la fréquence caractéristique de la bague intérieure (278 Hz) pour a) sain, b) petit défaut, c) défaut moyen et d) large défaut

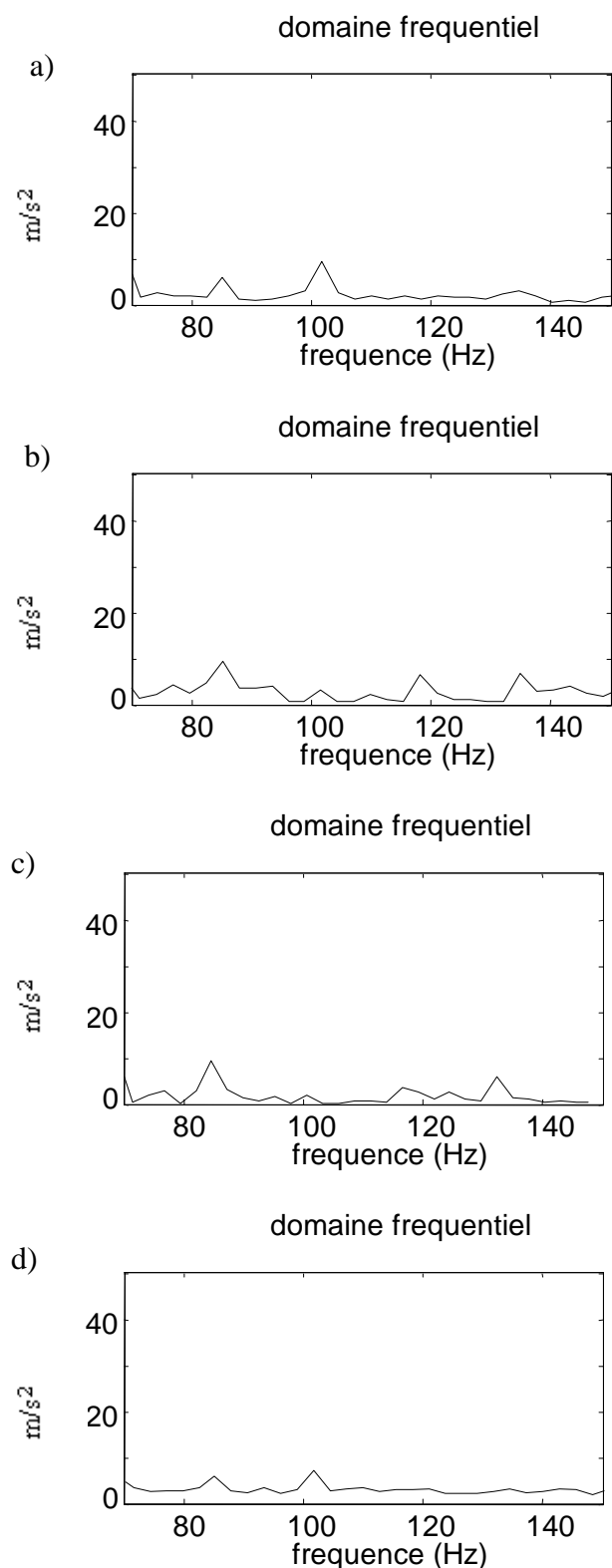


Figure 55: Spectres d'accélération pour 11 rotations d'arbre zoomés autour de la fréquence caractéristique de la bille (120 Hz) pour a)sain, b)petit défaut, c)défaut moyen et d) large défaut

L'analyse spectrale de ces graphes montre son insuffisance quant au contrôle des défauts. Le diagnostic ne peut se faire vu que les spectres présentent des pics localisés à des fréquences caractéristiques de défauts dont les amplitudes sont comparables à celles correspondantes

dans les conditions saines du roulement. Dans d'autres cas, on remarque que le bruit prévaut sur l'effet des impulsions périodiques.

L'analyse spectrale étendue à des fréquences élevées, présente des harmoniques d'ordre supérieur de fréquences caractéristiques de défauts dans la gamme de fréquences naturelles du système. L'identification des pics est souvent caché par la modulation du signal (avec la fréquence de révolution de l'arbre) dû à la présence de balourd, désalignement ou jeu de l'arbre. L'interprétation de spectre devient plus difficile, vu l'élargissement des lignes des harmoniques des défauts dans le cas de défauts larges.

L'analyse par enveloppe peut être utilisée pour extraire les modulations suscitées à partir du signal acquis en supprimant ou en réduisant les autres composants. Vu que les harmoniques des fréquences caractéristiques de défauts modulent souvent les résonances naturelles, un filtrage passe bande du signal autour d'une fréquence de résonance élevée procure une application effective de cette technique.

La plage choisie pour cette analyse inclut le coté droit de la fréquence la plus élevée de résonance de la machine (environ 1500 Hz).

Dans le but d'identifier la présence du phénomène d'impulsions sur la carte d'amplitude de la transformée d'ondelettes, l'analyse doit être effectuée à des fréquences élevées, où le temps de résolution est comparable à la durée du choc.

Choix de la plage d'étude de la transformée d'ondelette

La plage 2000-5000 Hz est sélectionnée. Dans cette zone les spectres d'accélération révèlent des lignes d'amplitudes basses (voir figures ci-dessous), dénotant l'absence ou la minimisation de l'influence des éléments structuraux (bruit bas).

Dans un souci de sensibilité, et afin d'éviter de choisir entre les différentes sections de fréquence, la moyenne des sections de fréquence est utilisée.

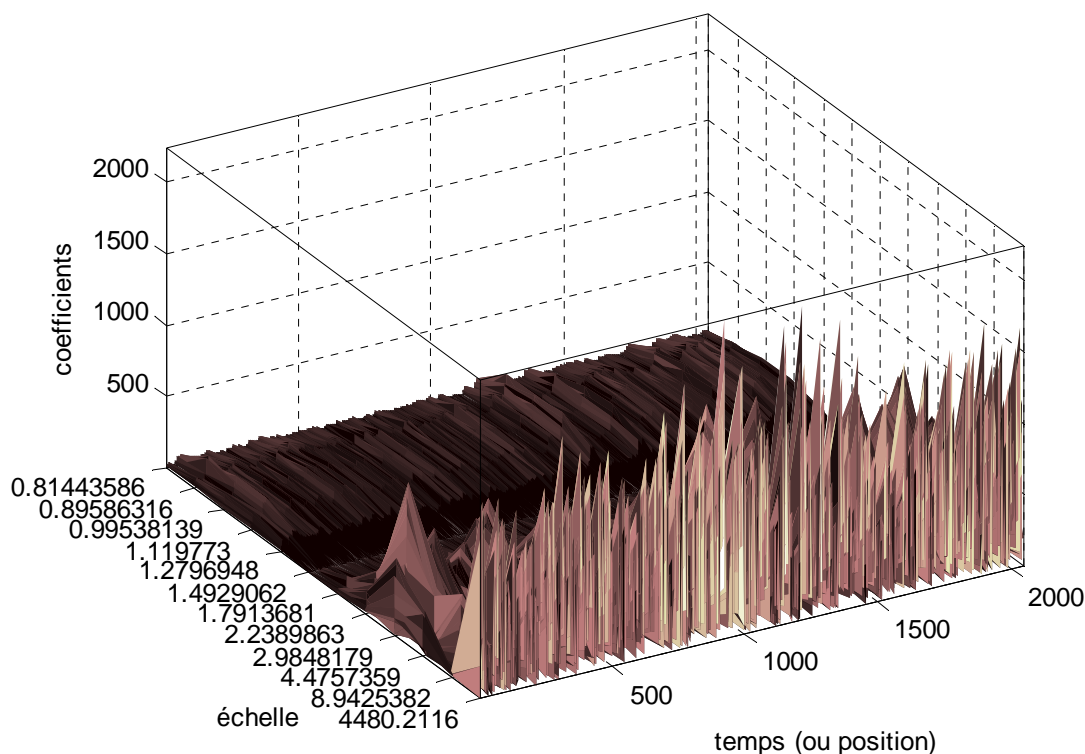


Figure 56: Coefficients de la transformée d'ondelette : défaut sur la bague extérieure.

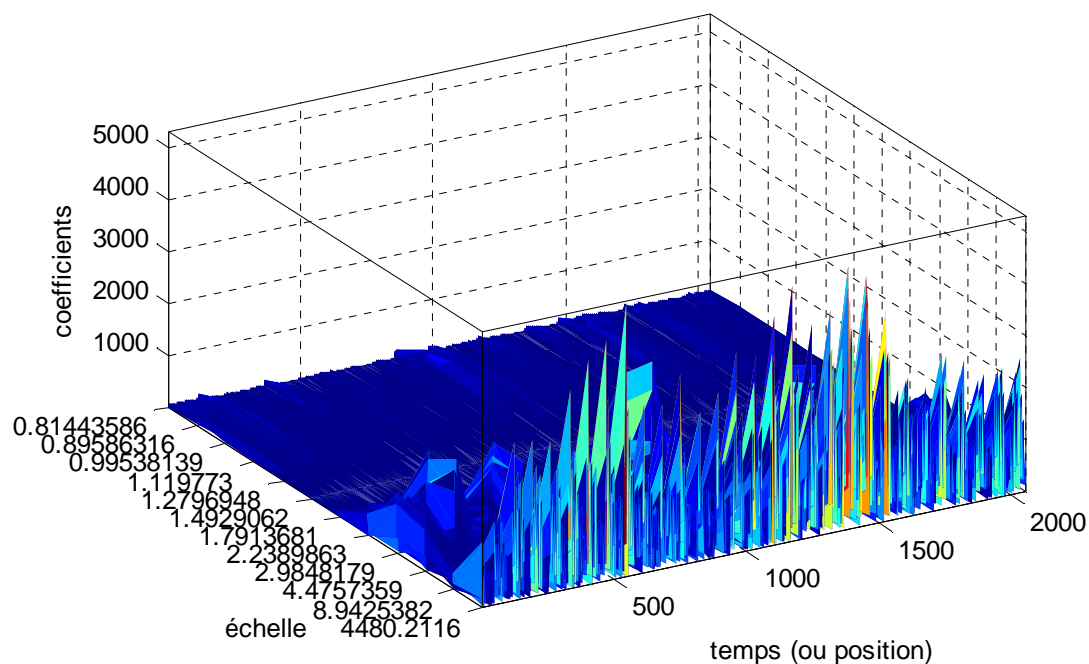


Figure 57: Coefficients de la transformée d'ondelette : défaut sur la bague intérieure.

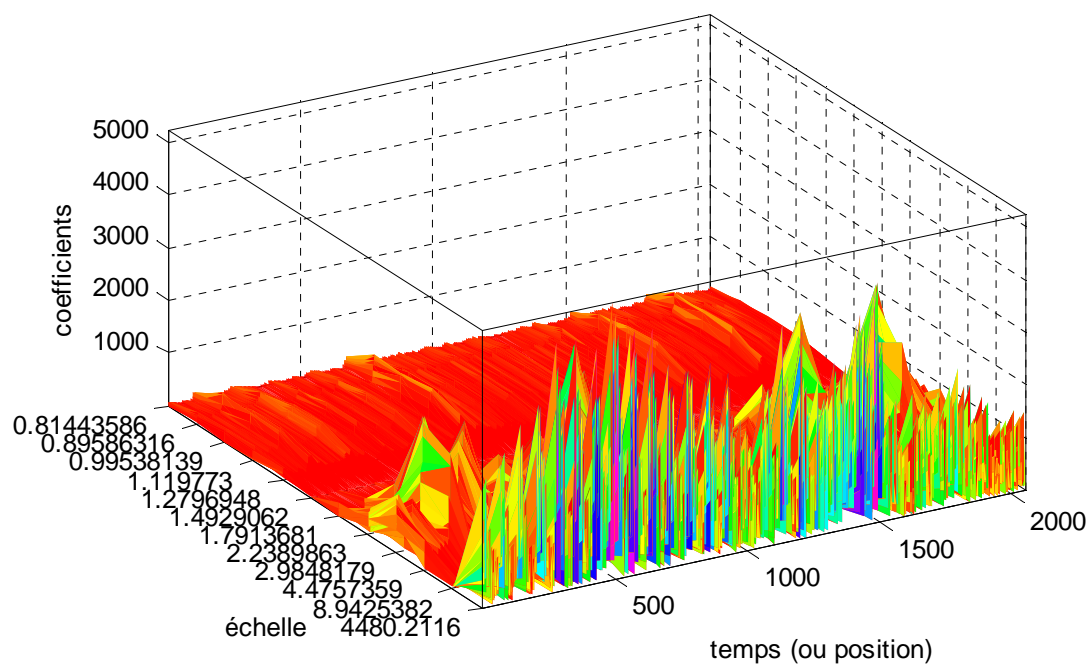
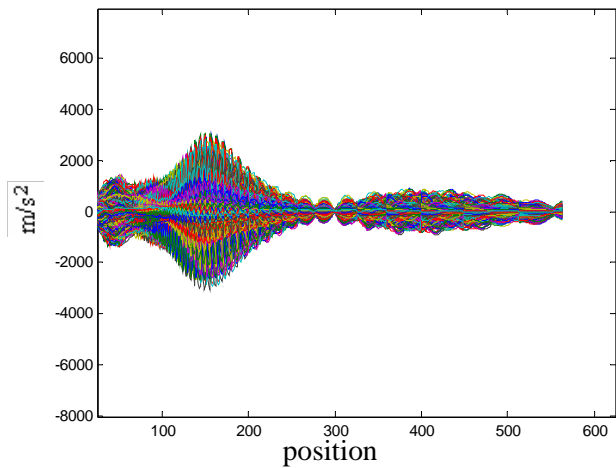


Figure 58: Coefficients de la transformée d'ondelette : défaut sur la bille.

Scalogramme de la transformée d'ondelette

Comme les coefficients d'ondelette peuvent être présentés en fonction de la position ou temps (fig.44), une autre façon de déceler les défauts ou les discontinuités dans un signal est de présenter son scalogramme qui est l'image en plan du signal où la représentation des valeurs



des coefficients peut être présentée selon une plage de couleurs et où on peut détecter le maximum par sa couleur ou par une présentation isocontour.

Figure 59 : coefficients de la T.O. d'un défaut sur bague extérieure

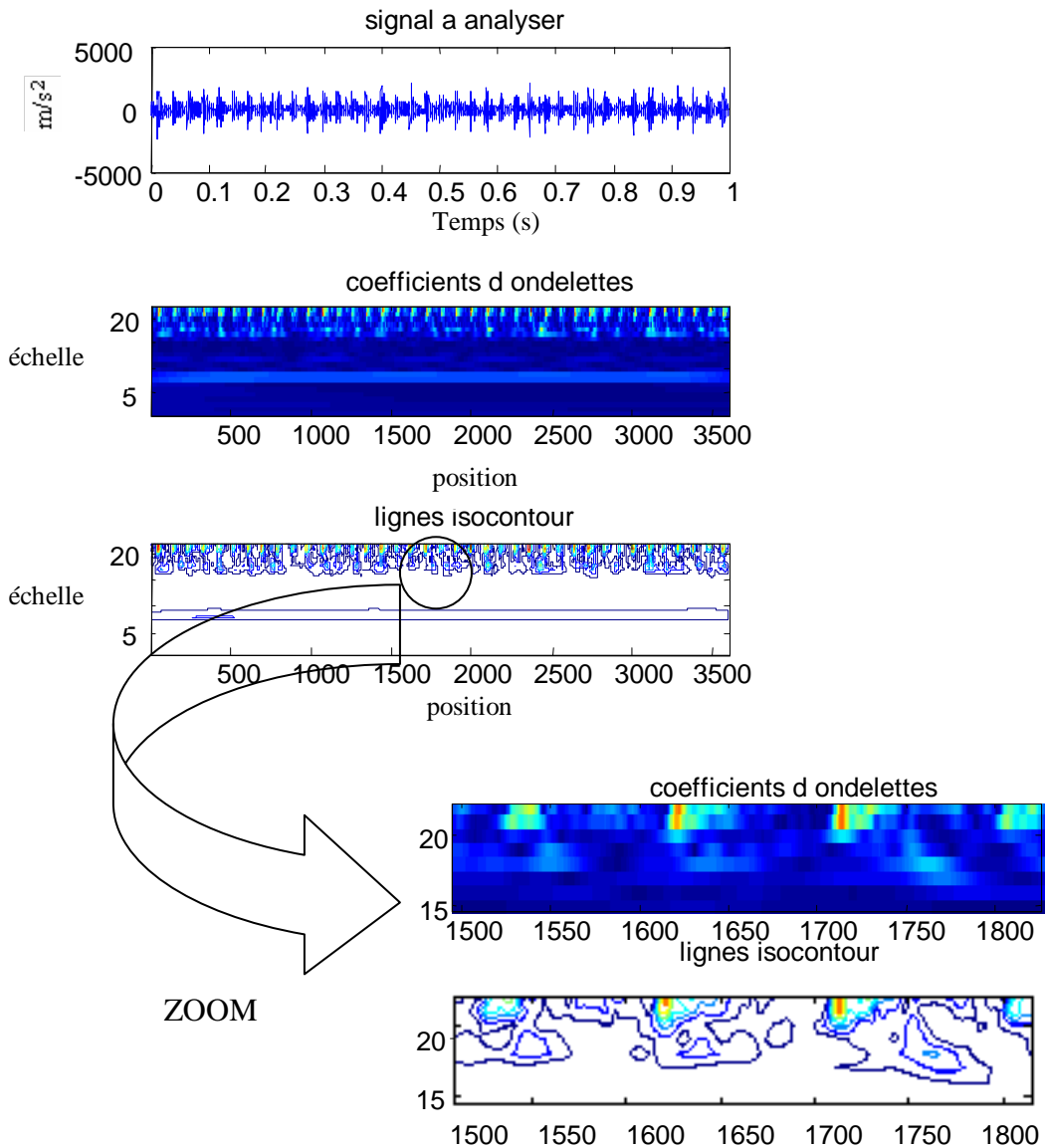


Figure 60 : Scalogramme d'un roulement avec défaut sur la bague extérieure

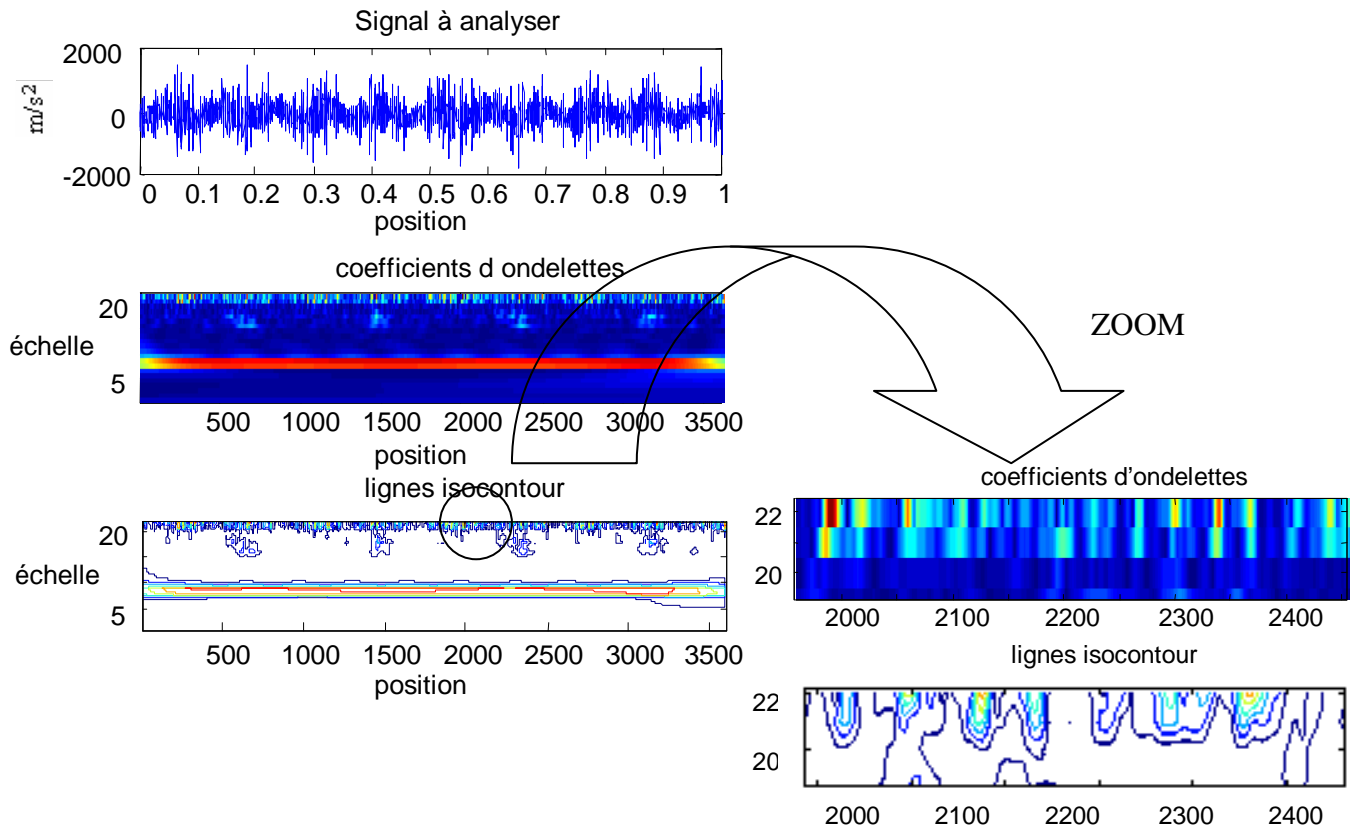


Figure 61 : Scalogramme d'un roulement avec défaut sur l'élément roulant

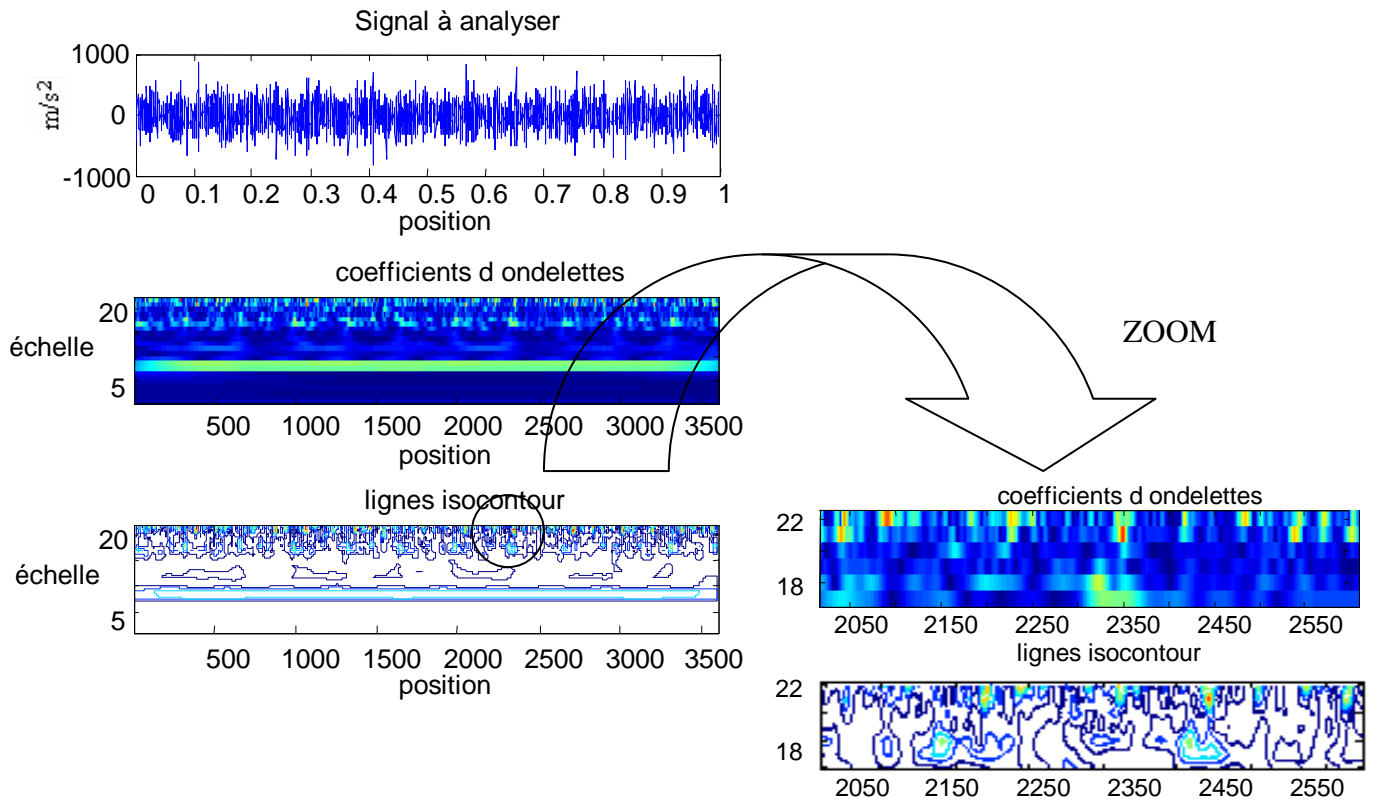


Figure 62 : Scalogramme d'un roulement avec défaut sur la bague intérieure

les figures zoomées détectent des singularités mais d'une manière pas tout à fait claire, surtout si on considère le cas du défaut de l'élément roulant.

4.3.3 Graphes d'ondelette et d'enveloppe

Les figures suivantes montrent la comparaison entre l'amplitude de l'enveloppe et l'amplitude de la transformée d'ondelette respectivement évaluées pour un défaut sur la bague extérieure, la bague intérieure et l'élément roulant (bille), pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large.

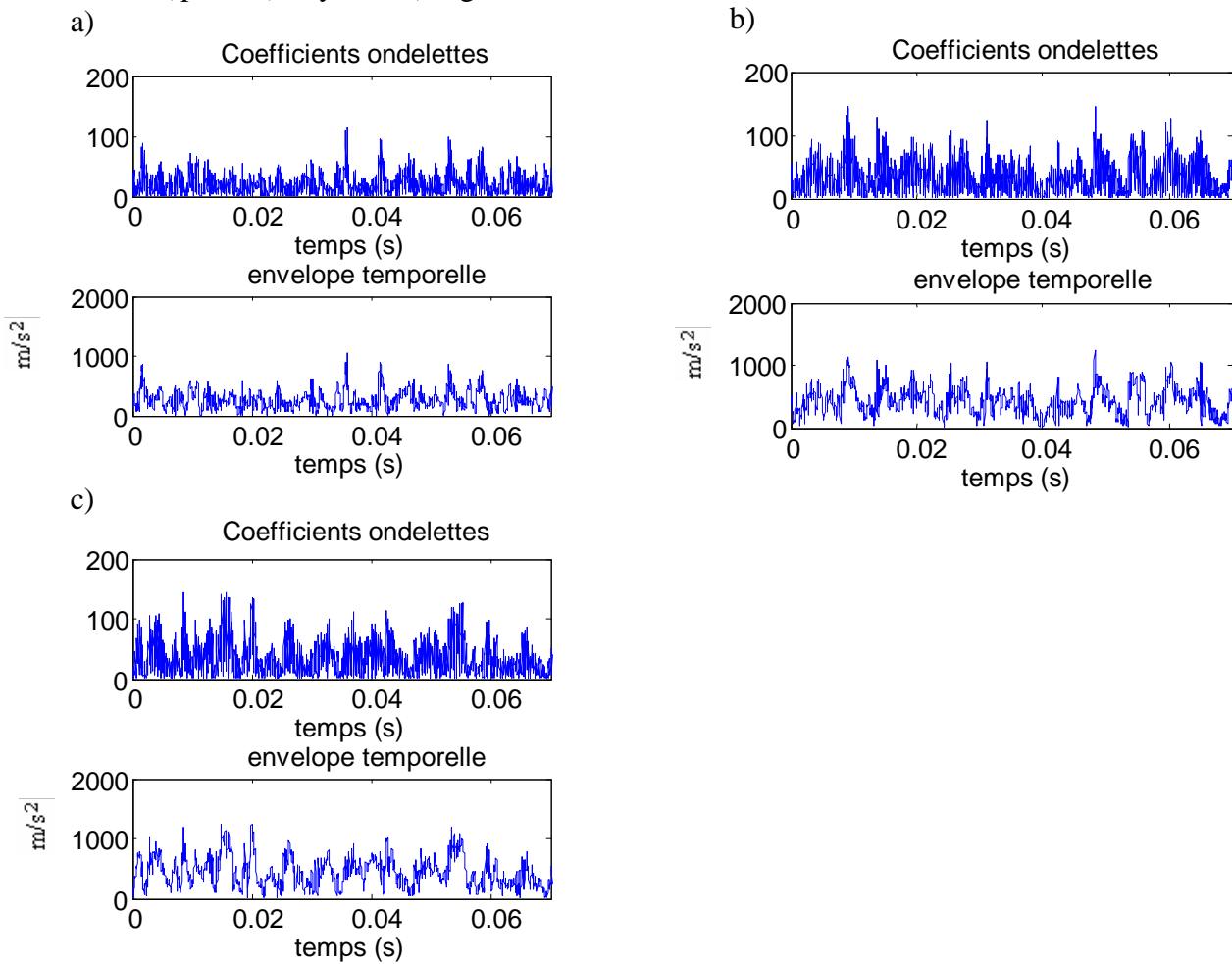
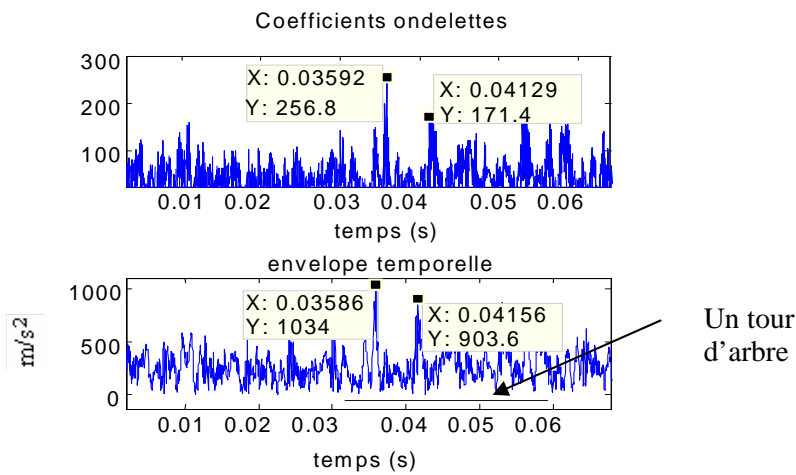


Figure 63 : Défaut de bague extérieure ; comparaison entre le signal enveloppe (bas) et la transformée d'ondelette (haut) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large

Si on considère, par exemple, les graphes d'ondelette et enveloppe pour un tour d'arbre on peut constater que ces graphes ne représentent pas assez bien les défauts, néanmoins connaissant les données du roulement, on peut voir la distribution du chargement sur la moitié du roulement (on peut compter 4 à 5 pics avec des périodes voisines de 186.2 Hz pour les



ondelettes et 189 Hz pour l'enveloppe ; Ces valeurs ne sont pas loin de la fréquence théorique de défauts 179.2 Hz).

- Enveloppe et ondelette pour un tour d'arbre-

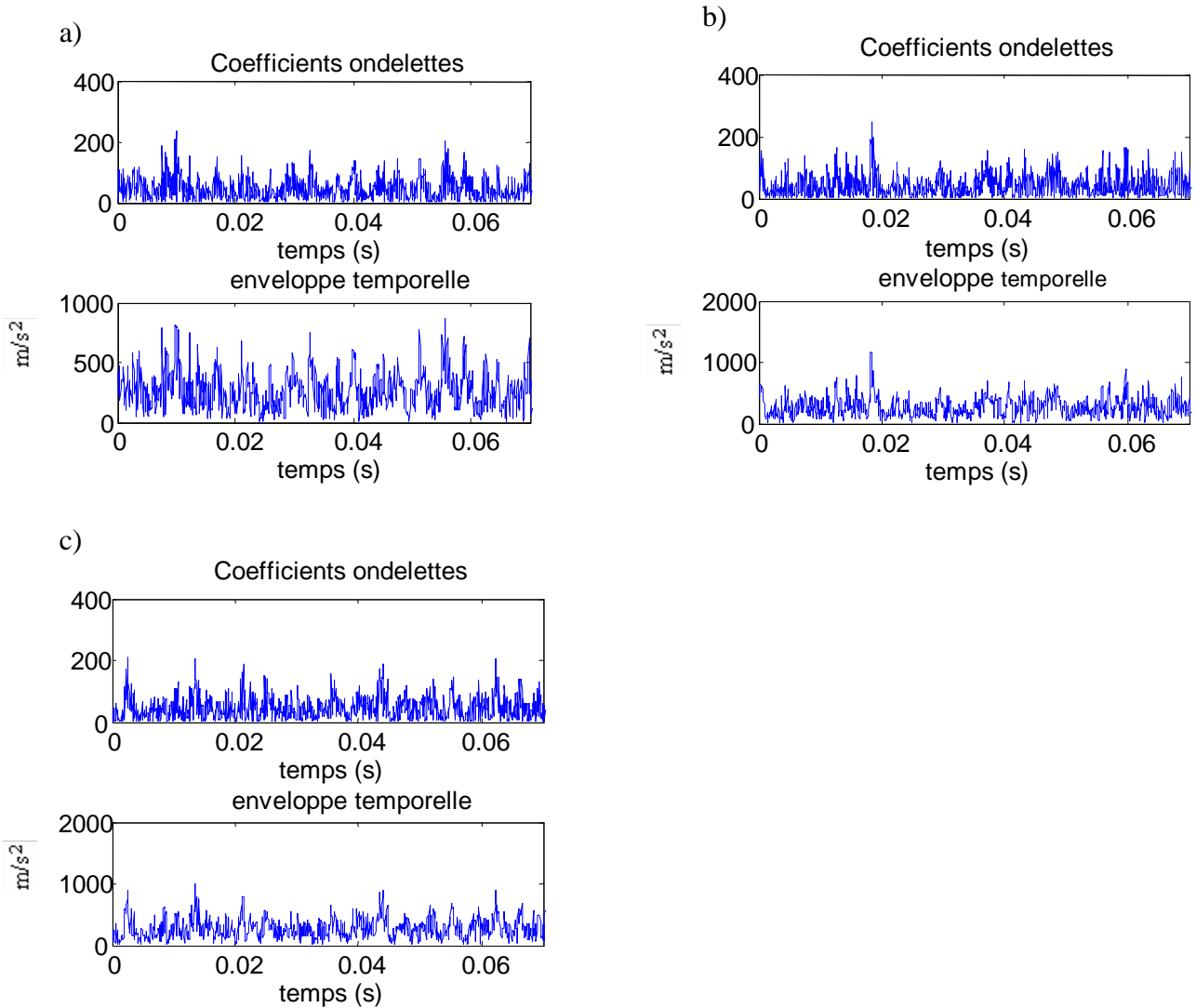


Figure 64 : Défaut sur la bague intérieure ; comparaison entre le signal enveloppe (bas) et la transformée d'ondelette (haut) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large

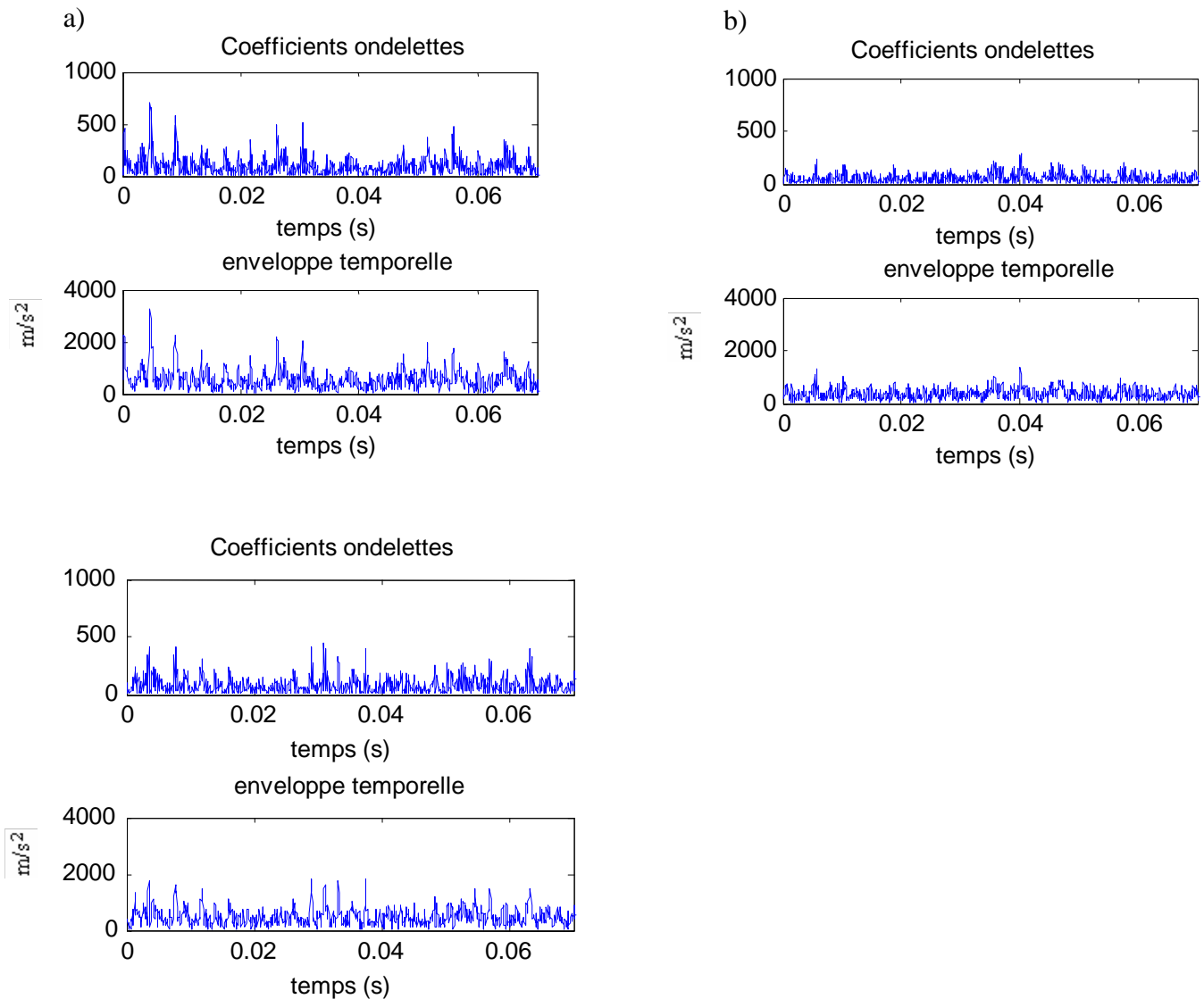


Figure 65 : Défaut de bille ; comparaison entre le signal enveloppe (bas) et la transformée d'ondelette (haut) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large

Tout type d'endommagement est perceptible par ces méthodes de diagnostic mais dans certains cas il n'est possible de diagnostiquer que la présence d'un dysfonctionnement mais n'informe pas sur la source du défaut.

On peut noter que lorsqu'un seul élément roulant parcourt le défaut, le diagramme révèle un train d'impulsions, dont la durée est proportionnelle à la dimension longitudinale de la partie endommagée donnant ainsi une représentation effective du développement du défaut.

Dans le domaine temporel, par conséquent, les méthodes paraissent fournir des résultats analogues, en montrant les mêmes limites diagnostiques. Moyennant l'analyse par la méthode enveloppe, on peut traiter le spectre du signal dans le but d'extraire d'éventuelles périodicités de diagrammes temporels qui ne sont pas clairs et augmenter la sensibilité pour des défauts légers. Pour améliorer la sensibilité de détection on a recours à la transformée d'ondelette, dont le spectre est comparé à l'approche classique.

Les figures suivantes montrent la comparaison entre le spectre de l'enveloppe et celui de la transformée d'ondelette respectivement évaluées pour un défaut sur la bague extérieure, la bague intérieure et l'élément roulant (bille) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large.

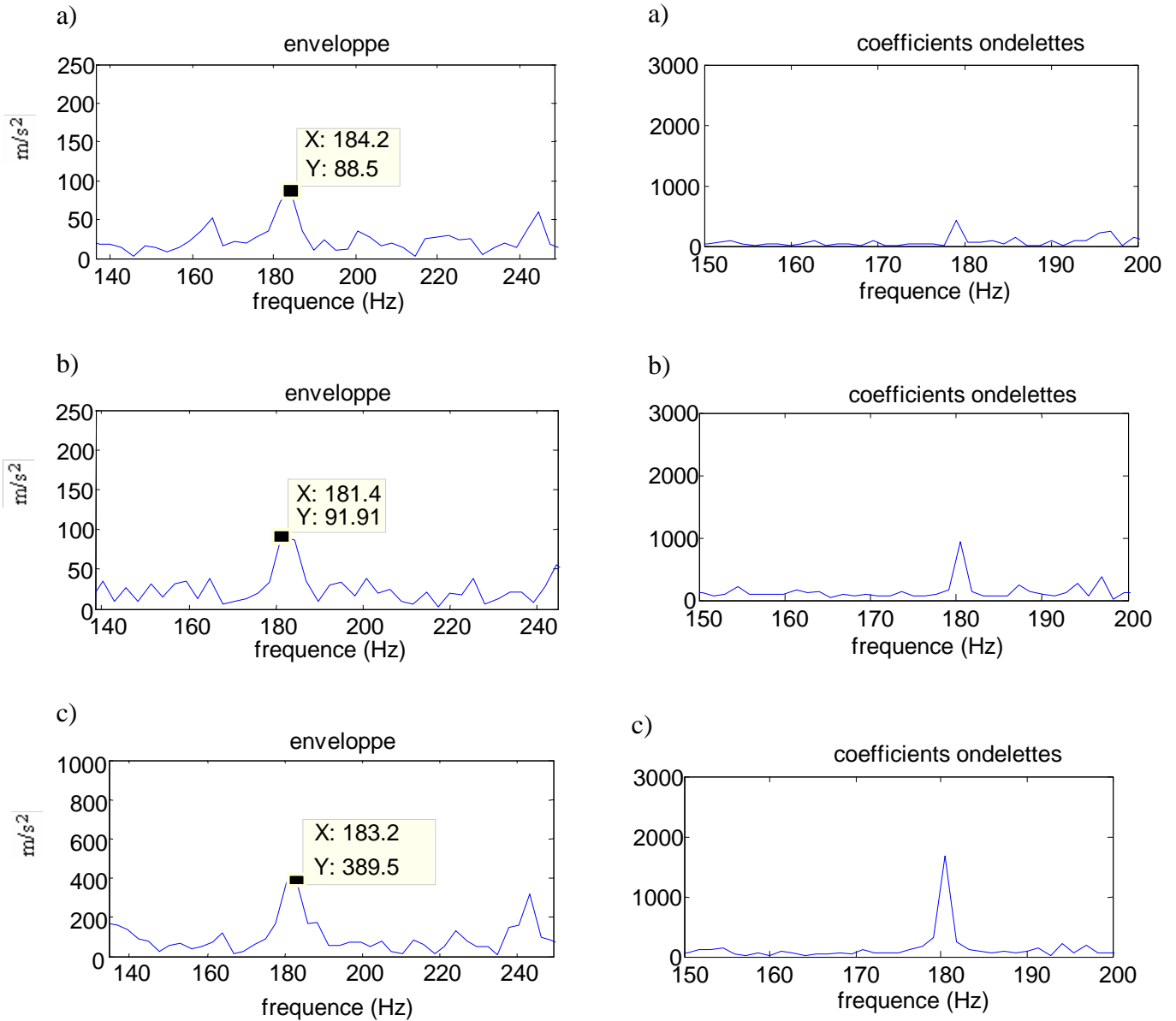


Figure 66 : Défaut de bague externe ; comparaison entre le spectre enveloppe (gauche) et le spectre de transformée d'ondelette (droite) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large

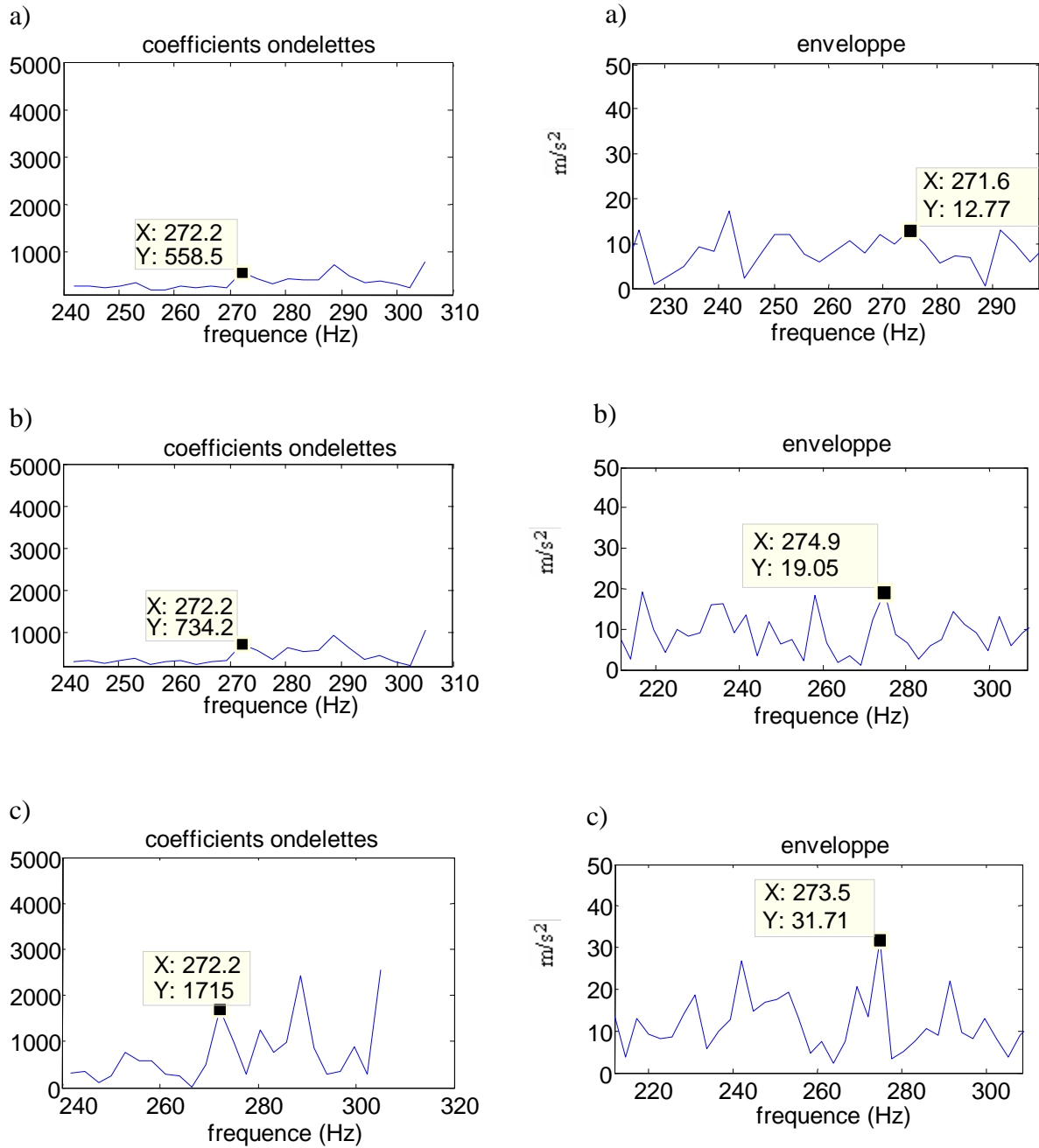


Figure 67 : Défaut de bague interne ; comparaison entre le spectre enveloppe (droite) et le spectre de transformée d'ondelette (gauche) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large

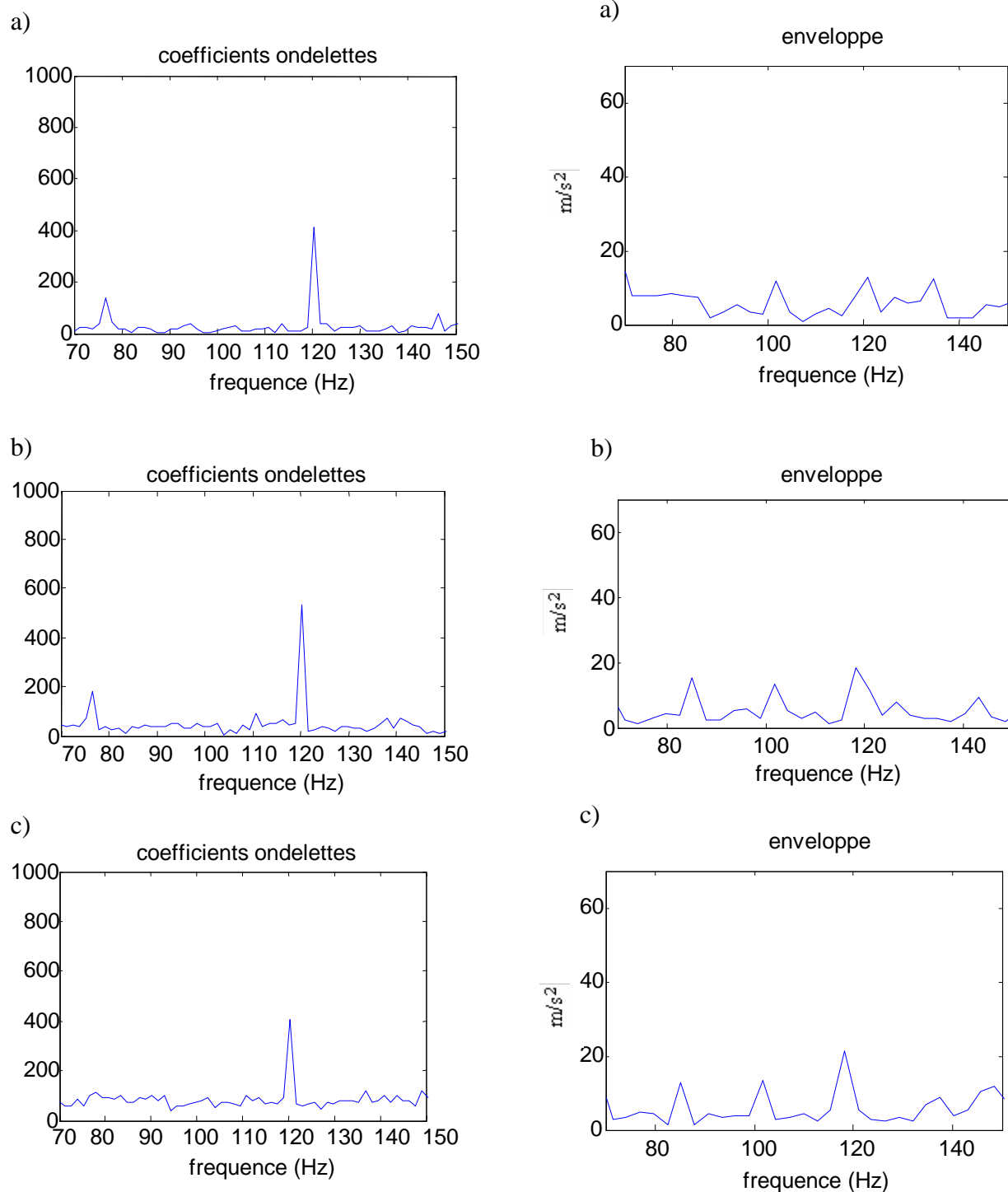


Figure 68 : Défaut de bille ; comparaison entre le spectre enveloppe (droite) et le spectre de transformée d'ondelette (gauche) pour différentes dimensions du défaut a)petit, b)moyen et c)large

4.3.4 Evolution du défaut

Précédemment, le contrôle des défauts a été effectué juste après l'apparition du défaut (puit de craquelure). Mais nous savons que l'évolution du défaut ou le passage d'un petit défaut vers un défaut plus large se déroule après plusieurs centaines de tours d'arbre durant lesquels la géométrie du défaut varie progressivement (les limites de la craquelure deviennent plus lisses et arrondis) d'où l'intensité des chocs entre le défaut et l'élément roulant (on considère ici le cas d'un défaut sur bague extérieure) chute rapidement.

A cause de ce phénomène, et dans le cas général de la surveillance non continue, l'efficacité de la technique proposée de diagnostic (basée sur l'identification impulsionnelle) chute considérablement.

pour voir l'influence de l'évolution du défaut sur le contrôle par la méthode de la transformée d'ondelette, l'expérience consiste à créer un défaut de 1mm de largeur sur la bague extérieure et après chargement max. du palier on relève le signal après chaque 5 minutes.

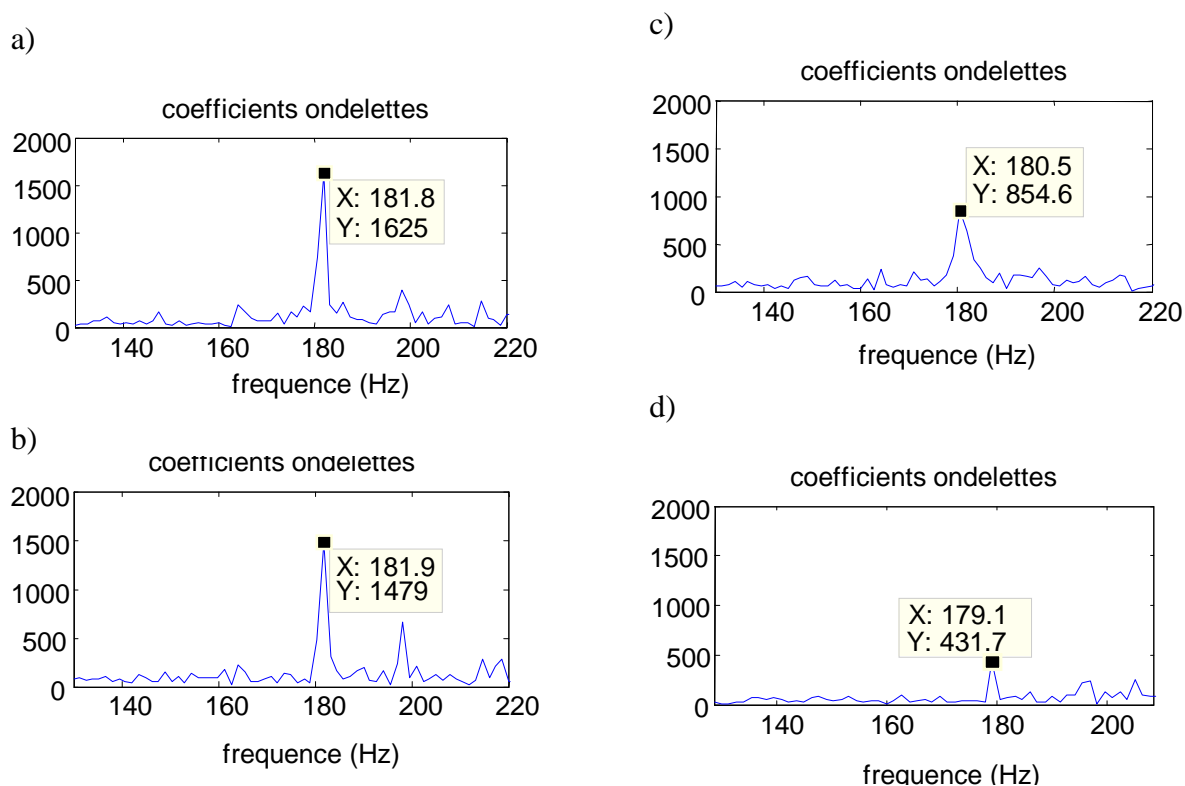


Figure 69: Défaut de bague externe ; spectre de transformée d'ondelette après a)5min, b)10min, c)25min et d)35min après l'apparition du défaut

Les graphes nous montrent qu'après 10 minutes de fonctionnement (30 000 tours), l'amplitude de la fréquence caractéristique du défaut commence à chuter. Après 35 minutes (>90 000 tours), le spectre de la transformée d'ondelette continue à montrer le pic correspondant au défaut (180 Hz).

Vu le diagnostic, la méthode ondelette permet relativement d'éviter un contrôle continu du roulement et d'identifier l'endommagement même après un certain temps de son apparence.

4.4 Présentation d'un modèle de défaut ponctuel dans un roulement.

Quand un défaut sur une surface d'un élément d'un roulement heurte une autre surface, il produit une impulsion qui peut exciter des résonances dans le roulement et dans la machine. Comme le roulement tourne, ces impulsions se produiront périodiquement avec une fréquence qui est déterminée uniquement par l'emplacement du défaut, soit sur la bague intérieure, la bague extérieure ou sur un des éléments roulants.

La résonance excitée par les impulsions peut être détectée par un capteur de vibration monté sur la machine près du roulement. Par un passe-bande qui filtre le signal du capteur pour isoler une fréquence résonnante, il est possible d'exclure la plupart de la vibration produite par les autres parties de la machine, permettant ainsi l'identification de la vibration du roulement même dans une machine complexe tel qu'une boîte de transmission. Après être filtré, le signal est démodulé par un détecteur d'enveloppe et son spectre de fréquence est dérivé.

cette séquence d'opérations, forme la base de la technique de la résonance de haute fréquence [94] ; connu, quelquefois, sous le nom d'analyse de la résonance démodulée, ou pouvoir de l'enveloppe analyse de la densité spectrale.

La génération de vibration par un défaut ponctuel dans un roulement sera modelée en fonction de plusieurs paramètres: en fonction de la rotation du roulement, de la distribution de charge dans le roulement, de la fonction de transfert entre le roulement et le capteur, et la décroissance exponentielle des résonances excitées. Au cours du développement, les effets de variations dans ces paramètres seront discutés quantitativement et qualitativement. Le modèle se rapporte à la vibration produite par un seul défaut ponctuel sur la bague intérieure d'un roulement sous une charge radiale constante.

4.4.1 Défaut singulier dans la bague interne d'un roulement

La vibration produite par un seul impact d'un défaut ponctuel avec une autre surface du roulement sera modelée comme une impulsion, représentée par la fonction d'impulsion $\delta(t)$ [94]. La sévérité du défaut sera représentée en multipliant la fonction d'impulsion par une constante d_0 . L'impulsion représente la fonction forcée produite par l'impact du défaut, et comme telle, elle forme l'entrée au roulement et à la structure de la machine. La résonance qui suit, est la réponse du roulement et la machine à cette impulsion. Comme le roulement tourne, ces impulsions se produiront périodiquement avec une fréquence qui est dépendante de l'emplacement du défaut. Connaissant la géométrie du roulement et la vitesse de rotation de l'arbre, les équations qui permettent le calcul de la fréquence sont disponibles [95]. La fréquence avec laquelle cet impact se produit est connue comme la fréquence de passage de la bague intérieure, dénotée ici par f_d .

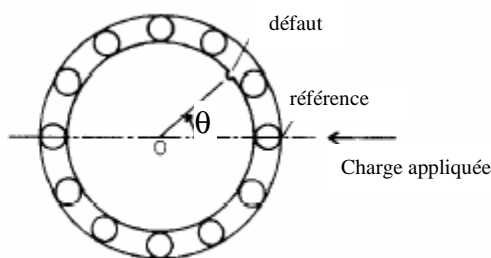


Figure 70 : Position angulaire du défaut sur la bague intérieure

pour le présent il est supposé que les impacts sont produits par les éléments roulants qui frappent le défaut sous une charge unitaire distribuée uniformément autour du roulement. D'où, la vibration produite par le défaut peut être modelée comme une série infinie d'impulsions

d'égales amplitudes, dont la période entre les impulsions est T_d , l'inverse de la fréquence de passage de la bague intérieure. la fonction $d(t)$ est représenté mathématiquement par l'équation

$$d(t) = d_0 \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(t - kT_d) \quad (37)$$

la fonction $d(t)$ est montrée graphiquement dans la figure 71(a) comme une série d'impulsions d'amplitude d_0 qui s'étend à infini dans les deux directions

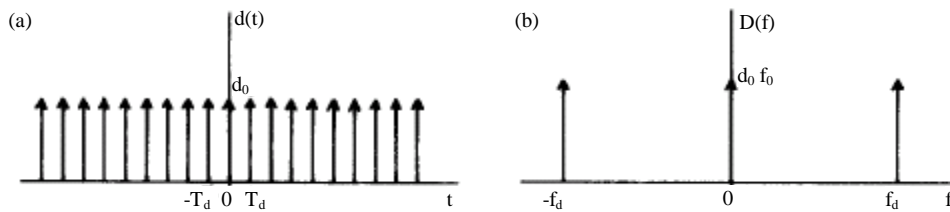


Figure 71 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement unitaire
a) temporel ; b) spectre

La transformée de Fourier d'une série infinie d'impulsions est aussi une série infinie d'impulsions. La transformée de $d(t)$ est donnée par l'équation [96]

$$D(f) = d_0 f_d \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(f - kf_d) \quad (38)$$

Cette transformée est montré graphiquement dans la figure 71(b) comme une série d'impulsions d'amplitude $d_0 f_d$ qui s'étend à infini dans les deux directions, avec une séparation entre les impulsions, égale a la fréquence de passage f_d .

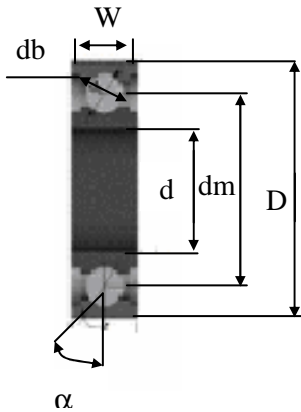
Avec : $f_d = (Z/2) \{ 1 + (d_b / d_m) \cos \alpha \} f_s$, avec f_s : fréquence de rotation.

4.4.2 Distribution de la charge dans le roulement

La distribution de la charge autour de la circonférence du roulement sous un chargement radial est définie approximativement par l'équation de Stribeck [97].

$$q(\theta) = q_0 [1 - (1/2)\epsilon(1 - \cos\theta)]^n \quad (39)$$

où q_0 est l'intensité maximale du chargement, ϵ est le facteur de distribution de la charge, θ_{max} est l'angle maximum de la zone de charge, et $n = 3/2$ pour des roulements a billes et $10/9$ pour des roulements a rouleaux. Notez qu'une partie de chaque révolution La charge appliquée au roulement est nulle



Diamètre extérieure: D
 Diamètre intérieure: d
 Diamètre moyen: dm
 Diamètre bille: db
 Largeur : w
 Angle de contact : α
 Nombre de billes : z

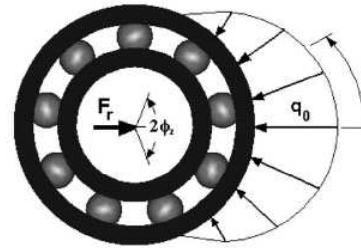


Figure 72 : Géométrie du roulement à billes.

Figure 73 : Forme de la distribution de charge.

la charge instantanée en un point sur la bague intérieure en fonction du temps peut être obtenue en substituant $2\pi f_s t$ par θ dans l'équation (34).

$$q(t) = \begin{cases} q_0 [1 - (1/2\varepsilon)(1 - \cos\theta)]^n & \text{pour } |\theta| < \theta_{\max} \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (40)$$

Notez que $q(t)$ est une fonction périodique, vu qu'un point de la bague interne passe à travers la zone de charge avec chaque révolution de l'arbre. La fonction $q(t)$ est montrée graphiquement dans la figure 74(a) comme une série de courbe de distribution de charge qui s'étend à l'infini dans les deux directions. La séparation entre les centres de courbes de distribution de charge est égale à la période T_s , inverse de la fréquence de rotation de l'arbre f_s .

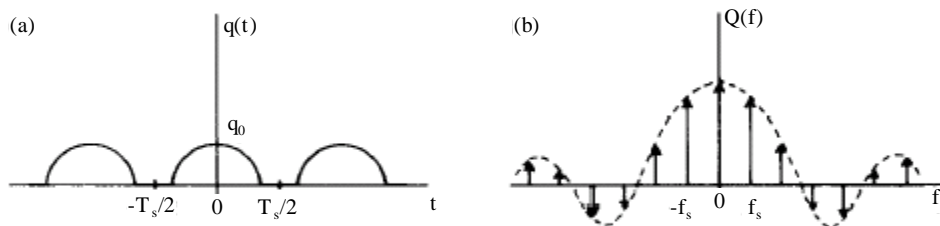


Figure 74 : Chargement sur la bague interne du roulement sous un chargement radial
 a) temporel ; b) spectre [98]

La forme approximative de la transformée de Fourier de la fonction $q(t)$ est montrée graphiquement dans la figure 74(b). Parce que $q(t)$ est périodique dans le domaine du temps, ses transformées de Fourier $Q(f)$ consiste en une série d'impulsions dans le domaine de la fréquence [91], séparées par la fréquence de la rotation de l'arbre f_s .

4.4.3 Modulation des impulsions par chargement

Il est supposé initialement que l'amplitude de l'impulsion produite par un défaut est directement proportionnelle à la charge sur l'élément roulant quand il frappe le défaut. De cette manière une expression pour l'amplitude des impulsions peut être obtenue en multipliant

la série des impulsions $d(t)$, produite sous une charge unité, par l'actuelle distribution de la charge $q(t)$.

La formation du produit $d(t)q(t)$ est illustré graphiquement dans la figure 75(a).

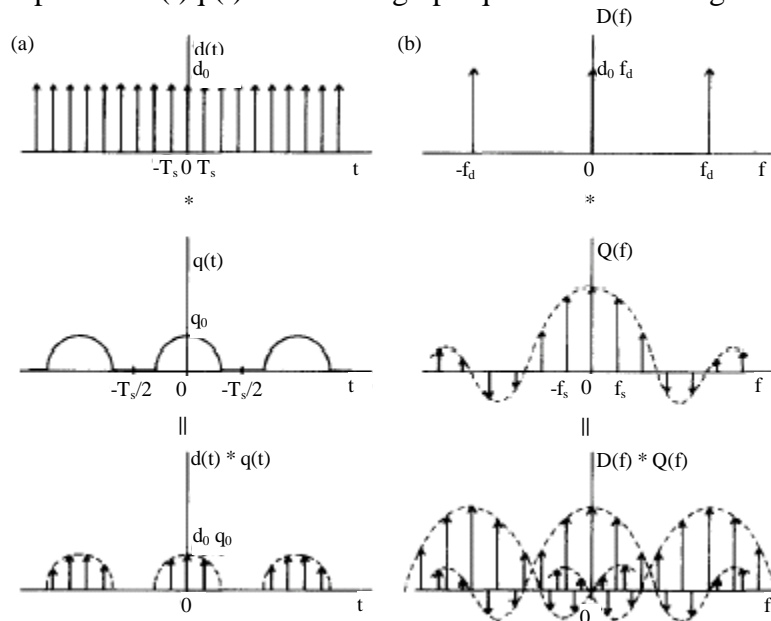


Figure 75 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement radial
 a) temporel ; b) spectre [98]

D'après le théorème de la convolution [91], si deux signaux sont multipliés dans le domaine du temps, alors leur transformée de Fourier est convolué dans le domaine de la fréquence. La convolution de $D(f)$ et $Q(f)$ font que $Q(f)$ doit être reproduite dans le domaine de la fréquence à intervalles de f_d , qui s'étend à l'infini dans les deux directions, comme montré dans la figure 75(b).

4.4.4 Transmission de vibrations

La transformée de Fourier de la réponse de l'impulsion donne la fonction de transfert entre le point où l'impulsion a été appliquée et l'emplacement de la mesure. C'est possible que la réelle réponse inclue plusieurs résonances. Cependant, dans la technique de la résonance de haute fréquence, on peut isoler une résonance en filtrant par passe-bande le signal du capteur.

La figure 76 représente un diagramme schématique du roulement, de la machine et du capteur.

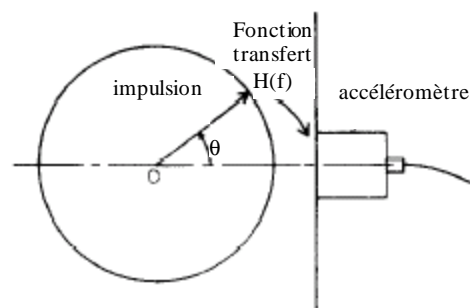


Figure 76 : Transmission de vibration du roulement au capteur [98]

Si une impulsion unité est appliquée au roulement à un emplacement défini par l'angle θ , la vibration mesurée par le capteur sera la fonction de la réponse de l'impulsion de unité $h(t)$. Il

est supposé que $h(t)$ prend la forme sinusoïde d'une décroissance exponentielle, comme illustré dans figure 77(a). La fonction de transfert $H(f)$ entre l'emplacement sur le roulement et le capteur est montré en figure 77(b).

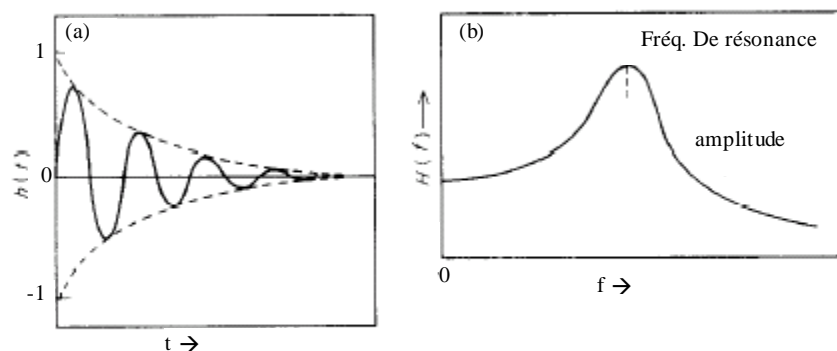


Figure 77 : Réponse d'impulsions et fonction de transfert du roulement et machine
a) temporel ; b) spectre [98]

Pour un système linéaire à seul un degré de liberté, les caractéristiques de la transmission de vibration peuvent être spécifiées pour une fréquence de résonance donnée par l'amplitude et la phase de la réponse et le temps constant de la décroissance exponentielle. Comme l'angle θ change, il est possible que la réponse de l'impulsion $h(t)$ et la fonction de transfert $H(f)$ changeront aussi dû au changement de la trajectoire de transmission et l'angle de l'impulsion appliquée.

Dans la technique de la résonance de haute fréquence, la résonance réelle n'a pas d'intérêt, mais seulement la résonance démodulée qui autorise l'application d'une simplification importante. Il est supposé que la période du signal démodulé, égale au temps entre impacts du défaut avec les éléments roulants, est beaucoup plus grande que le temps nécessaire pour une impulsion pour se propager d'un côté du roulement à l'autre. Par conséquent le changement dans la phase du signal démodulé pour un changement de l'angle θ sera négligeable, à l'exception, peut-être, pour les très grands roulements avec beaucoup d'éléments roulants qui opèrent à très hautes vitesses. Les caractéristiques de la transmission de la vibration démodulée peuvent maintenant être spécifiées à une fréquence de résonance donnée par l'amplitude de la réponse et le temps constant de la décroissance.

la fonction réponse de l'impulsion $h(t)$ et la fonction de transfert $H(f)$ peuvent être remplacées par une fonction $a(\theta)$ donnant l'amplitude et le signe de la fonction de transfert $H(f)$ à chaque angle θ , et par la décroissance exponentielle d'une impulsion de l'unité, dénotée par la fonction $e(t)$. Pour un défaut sur la bague intérieure du roulement, tournant à une fréquence constante de révolutions f par seconde, l'amplitude instantanée de la fonction de transfert entre le défaut et le capteur comme une fonction de temps, dénotée par $a(t)$, peut être obtenue en substituant θ par $2\pi f t$.

Vu que les variations dans la fonction de transfert se répètent à chaque révolution de l'arbre, on peut noter que $a(t)$ est une fonction périodique. À $\theta = 0$, c'est vraisemblable que $a(t)$ aura une valeur maximale vu que l'impulsion est appliqué près du capteur et dans la direction de l'axe sensible. Quand $\theta = \pi$, la magnitude de $a(t)$ sera moins qu'à $\theta = 0$ parce que la distance au capteur est plus grande. Le signe de $a(t)$ peut aussi être renversé parce que l'impulsion est appliquée dans la direction opposée, mais cela dépendra du mode de vibration à la fréquence de résonance examinée. A $\theta = \pi/2$ et $\theta = 3\pi/2$ la valeur de $a(t)$ peut être proche de zéro vu la direction des impulsions perpendiculaire à l'axe sensible du capteur, mais cela dépendra aussi du mode de vibration.

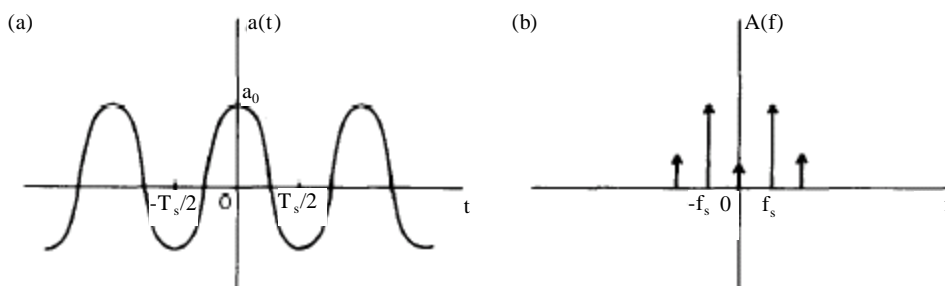


Figure 78 : Variation de l'amplitude de la fonction de transfert a) temporel ; b) spectre [98]

Une forme possible de la fonction $a(t)$ est montrée dans figure la 78(a) comme une courbe continue, périodique, s'étendant à l'infini dans les deux directions. La période de la fonction est égale à la période de la rotation de l'arbre T . La forme approximative de la transformée de Fourier de $a(t)$ est montrée graphiquement dans figure la 78(b). Parce que $a(t)$ est périodique dans le domaine temporel, sa transformée de Fourier $A(f)$ est une série d'impulsions dans le domaine fréquentiel [16], séparées par la fréquence de rotation de l'arbre f_s

4.4.5 Amplitude de vibration

L'amplitude de la réponse au niveau du capteur est donnée par le produit des impulsions produites dans le roulement sous une charge radiale $d(t)q(t)$ avec l'amplitude de la fonction de transfert $a(t)$. La formation du produit $d(t)q(t)a(t)$ est illustrée graphiquement dans la figure 79(a). Noter que les périodes des fonctions de $q(t)$ et $a(t)$ sont les deux égales à T_s .

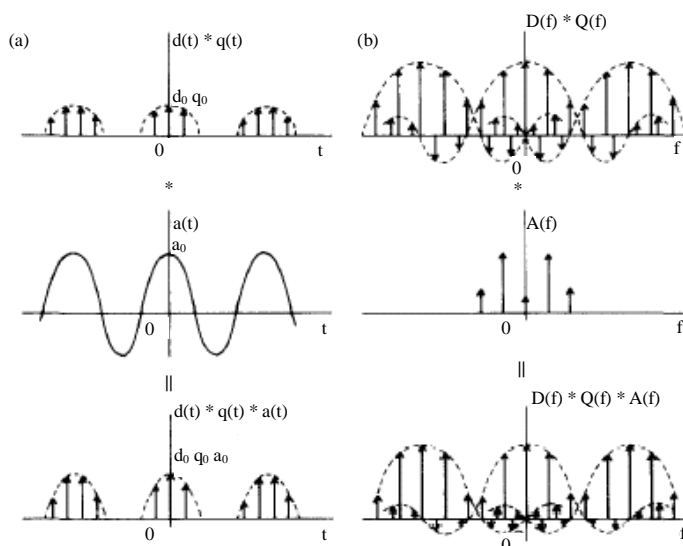


Figure 79 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement radial a) temporel ; b) spectre [98]

D'après le théorème de convolution [16], si deux ou plusieurs signaux sont multipliés dans le domaine du temps, alors leurs transformées de Fourier sont convolutées dans le domaine de la fréquence. La convolution de $D(f) * Q(f)$ et $A(f)$ peut modifier les amplitudes des composants de $D(f) * Q(f)$ par convolution avec les impulsions chargées d'un poids de la fonction $A(f)$, comme montré dans la figue 79(b). Les fréquences des composants restent inchangées.

4.4.6 Décroissance d'une impulsion

la vibration démodulée mesurée par une machine due à une impulsion de l'unité appliquée à roulement pourrait être représenté par l'amplitude de la fonction de transfert entre le roulement et le capteur, et par la décroissance exponentielle d'une impulsion de l'unité. La décroissance d'une impulsion de l'unité peut être définie par l'équation

$$e(t) = e^{-\frac{t}{T_e}} \text{ pour } t > 0$$

$$e(t) = 0 \text{ ailleurs} \quad (41)$$

où T_e est le temps constant de décroissance. Cette fonction est représentée graphiquement en figure 80 (a). L'amplitude et la phase de la transformée de Fourier de $e(t)$ sont données par :

$$|E(f)| = T_e / \sqrt{1 + (2\pi f T_e)^2} \quad (42) \quad \arg[E(f)] = -\arctan(-2\pi f T_e) \quad (43)$$

Ils sont montrées en Figure 80 (b).

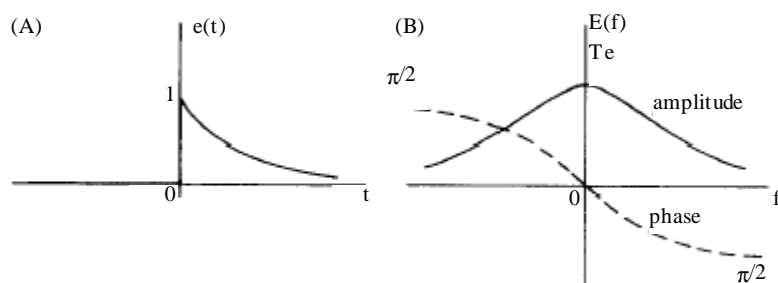


Figure 80 : Décroissance exponentielle de l'impulsion a) temporel ; b) spectre [98]

4.4.7 Décroissance des impulsions démodulées

Dans les sections précédentes, les équations développées décrivent premièrement la série d'impulsions produite par un défaut sur la bague intérieure d'un roulement sous une charge radiale, et deuxièmement la réponse démodulée du roulement et de la machine à une impulsion de l'unité. Ces équations seront maintenant combinées pour donner une expression pour la réponse démodulée du roulement et de la machine aux impulsions produites par le défaut.

La réponse démodulée $v(t)$ est obtenue par la convolution de la série d'impulsions produite par le défaut avec la réponse de la machine:

$$v(t) = [d(t)q(t)a(t)] * e(t) \quad (44)$$

cette fonction est montrée graphiquement en figure 81(a).

d'où la transformée de Fourier de la fonction $v(t)$ est donnée par :

$$V(f) = [D(f) * Q(f) * A(f)] E(f) \quad (45)$$

Ceci est montré graphiquement en figure 81(b).

On peut voir que l'amplitude de tous les lobes chute maintenant avec une fréquence croissante. Comme conséquence, le composant à la fréquence zéro a la plus grande amplitude dans le spectre, à moins que l'annulation soit causée par un composant d'un des lobes latéraux

chevauchants. Il est clair d'après l'équation (37) que, pour les grandes fréquences, l'amplitude de la transformée de Fourier de la fonction de décroissance est inversement proportionnelle à la fréquence

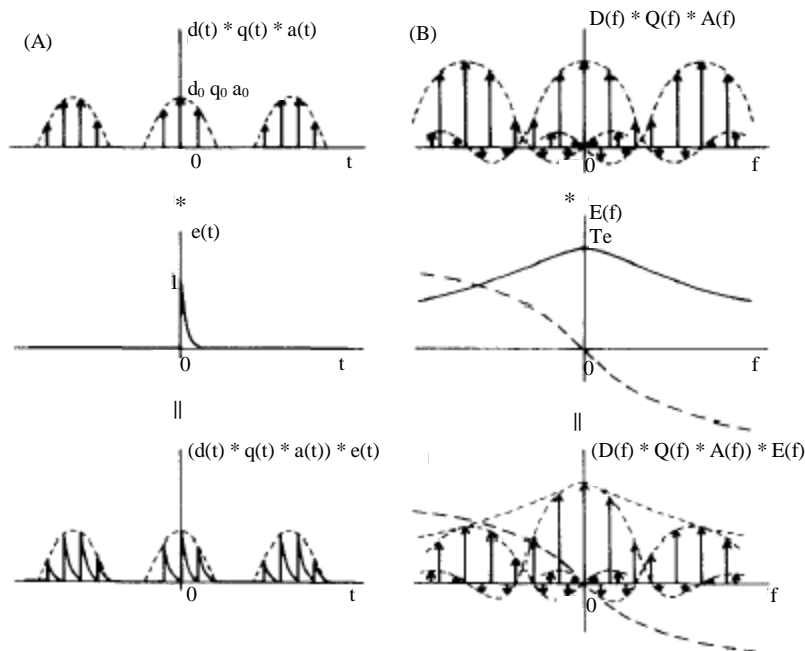
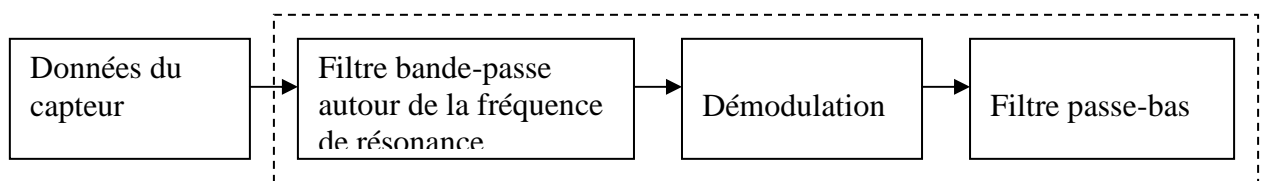


Figure 81 : Impulsions produites par le défaut sur la bague interne sous un chargement radial a) temporel ; b) spectre [98]

4.5 Vérification du modèle

Dans le but de vérifier ce modèle de détection du défaut singulier localisé dans la bague interne du roulement, on va utiliser la technique de résonance à haute fréquence (TRHF) dont la procédure est résumée par le diagramme ci-dessous.



- Technique de résonance à haute fréquence (TRHF) -

a) Données du capteur

Le premier pas dans l'analyse de l'enveloppe est la détermination de l'aire dans le domaine fréquentiel pour filtrer le signal bande-passe autour de la fréquence de résonance du système. Donc on a besoin du spectre de fréquence du signal mesuré de vibration.

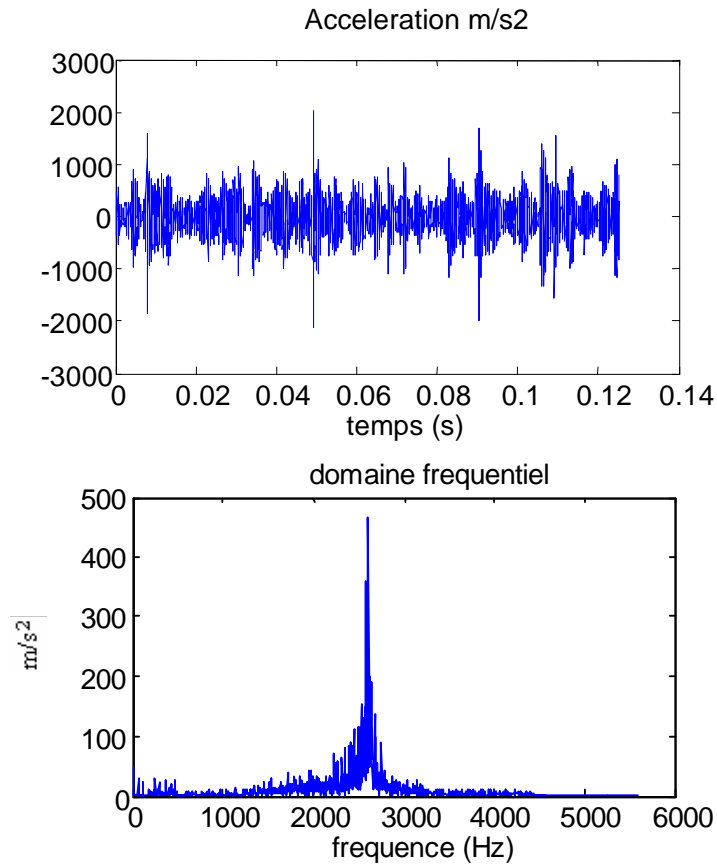


Figure 82 : Signal temporel et spectre fréquentiel du défaut sur bague intérieure

b) filtre passe-bande de la fréquence de résonance

Chaque partie d'une machine a sa propre fréquence de résonance. On peut parler, dans ce cas, d'un système à plusieurs degrés de liberté. D'habitude, pour la détermination de la fréquence centrale du filtre passe-bande, on choisit l'aire de la fréquence de résonance mécanique du palier de roulement (chose qui peut être faite par une analyse modale).

Dans le domaine de la résonance mécanique (le graphe du spectre de fréquences ci-dessous, indique un pic de 2609 Hz), le signal du défaut de roulement est amplifié et le rapport signal bruit par moyennage est très atténué.

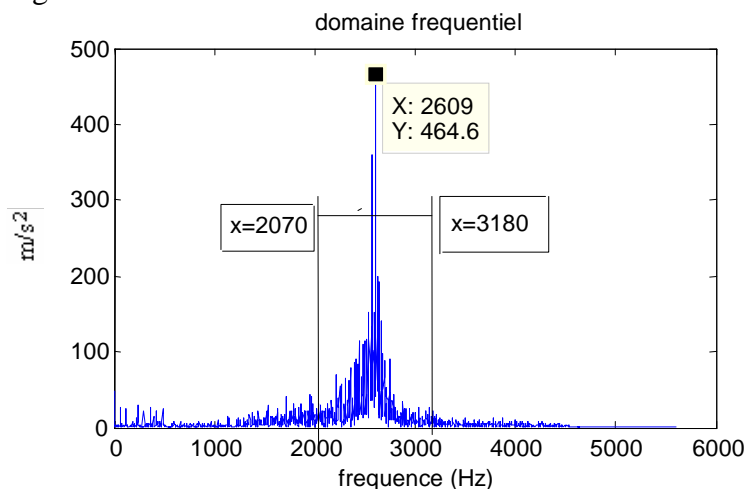


Figure 83 : Choix de la bande de fréquence autour de la fréquence de résonance du spectre fréquentiel du défaut sur la bague intérieure.

Pour le filtrage, on choisit un filtre passe-bande de Butterworth d'ordre 20 et une bande de fréquence laissant passer 4 fois la fréquence caractéristique du défaut ($270 \times 4 = 1080$ Hz), la fréquence et l'intervalle d'échantillonnage sont respectivement 11200 Hz et 0.031 ms. La figure suivante montre le signal filtré passe-bande.

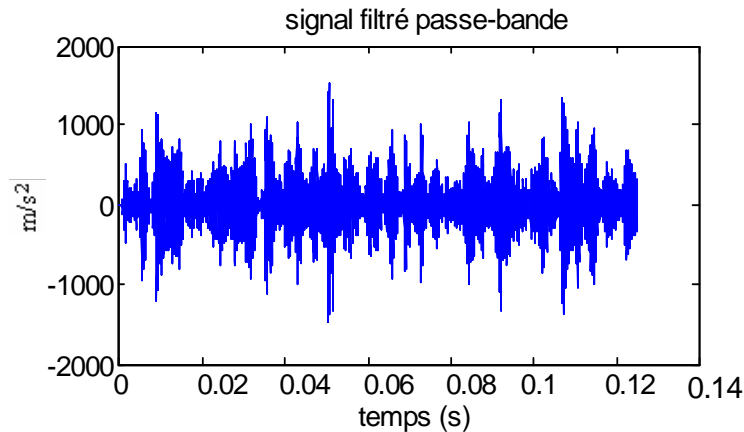


Figure 84 : Signal temporel du défaut filtré passe-bande

c) Démodulation :

Le pas suivant est la démodulation de l'amplitude. Sous environnement Matlab, on utilise la transformée d'Hilbert. L'enveloppe recherchée est la démodulation de la valeur absolue du signal analytique du signal d'origine. Pour l'élimination de la partie symétrique du spectre de fréquence qui est développé après démodulation, on a besoin de filtrer le signal passe-bas avec une fréquence de coupure supérieure à la moitié de la largeur de la bande de fréquence du filtre passe-bande (600Hz). D'où le signal obtenu ci-dessous :

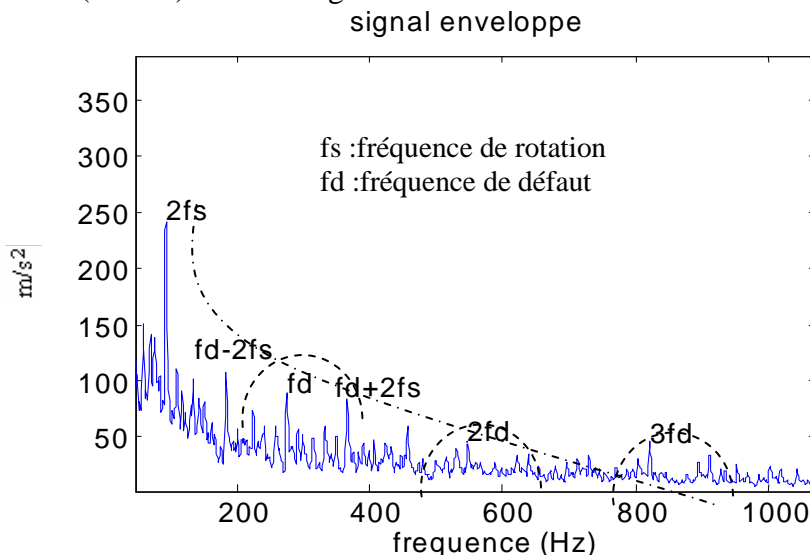


Figure 85 : Enveloppe du défaut sur la bague intérieure

L'aspect global du graphe du spectre fréquentiel montre d'une manière assez significative l'approche entre le spectre fréquentiel et la prédiction du modèle.

On peut imaginer facilement la forme du lobe central et des lobes latéraux pour une fréquence de défaut et ses harmoniques tout en notant l'atténuation de la forme du spectre avec l'accroissement de la fréquence.

conclusion

Les graphes représentant les spectres d'accélération pour les trois positions de défaut démontrent clairement l'incapacité de la FFT pour la détection des fréquences caractéristiques de défauts naissants dans les roulements. Le traitement des signaux par les méthodes enveloppe et ondelettes dans le domaine temporelle ne représente pas assez bien les fréquences des défauts mais fait apparaître la distribution périodique du chargement sur le roulement. Par contre la représentation spectrale par ces méthodes, détecte clairement les fréquences caractéristiques des défauts. La transformée d'ondelette est relativement une méthode appropriée d'un suivi non continu d'un défaut naissant à partir du moment de son apparition. Aussi la modélisation du signal d'un défaut de roulement à partir du moment de la vibration produite par l'impact du défaut avec une autre surface du roulement jusqu'au capteur donne une bonne explication des phénomènes qui interviennent et on peut dire que les résultats obtenus expérimentalement concordent assez bien avec la théorie du modèle proposé.

Conclusions générales

- Les techniques ou les méthodes de diagnostic utilisées en maintenance dépendent des systèmes à surveiller. Les moyens de mesures du niveau de vibration total relativement pas chers et simples à utiliser peuvent être des méthodes efficaces pour le contrôle des composants de machines simples qui sont relativement bon marché et facilement remplaçables mais accomplissent un rôle critique (par exemple petites pompes et générateurs).
- Pour des machines plus complexes ou coûteuses, il est généralement préférable de détecter un dommage à une étape précoce afin de permettre la réparation de la machine que son remplacement. Ceci exige des techniques plus sensibles aux changements dans les vibrations individuelles des composants et qui fournissent au moins quelques capacités de diagnostic.
- La partie expérimentale doit être réalisée avec beaucoup d'attention pour pouvoir séparer et capter les défauts qu'on veut étudier (éliminer les bruits parasites au maximum).
- Si la plage utile (plage linéaire) du capteur était assez grande, il se peut que la résolution présenterait des valeurs plus précises, vu que la durée des impulsions est assez petite.
- les résultats obtenus par les méthodes statistiques d'échantillonnage rms, skewness et kurtosis présentent des différences assez grandes dans le domaine de diagnostic. La méthode rms se place en devant des autres méthodes, néanmoins, elles ne sont pas très efficaces dans la détection des défauts (pour certaines la variation de la vitesse et du chargement n'a aucune effet sur le résultat).
- La méthode ER est une méthode facile à utiliser, néanmoins, elle se limite pour les grandes vitesses et présente une certaine incertitude vu l'aspect aléatoire des signaux surtout dans la définition de la référence sachant qu'elle peut varier en fonction de la vitesse, du chargement et des conditions de fonctionnement.
- L'analyse spectrale montre son insuffisance quant au contrôle des défauts. Le diagnostic ne peut se faire vu que le spectre présente des pics localisés à des fréquences caractéristiques de défauts dont les amplitudes sont comparables à celles correspondantes dans les conditions saines du roulement.
- L'analyse par enveloppe est une méthode efficace pour le diagnostic de défauts à condition de choisir la bonne plage de fréquences pour la détection.
- La méthode Ondelette présente de meilleurs résultats pour le diagnostic de défauts naissants comparée à la méthode enveloppe.
- Tout type d'endommagement est perceptible par les méthodes enveloppe et ondelette dans le domaine temporel mais dans certains cas il n'est possible de diagnostiquer que la présence d'un dysfonctionnement mais n'informe pas sur la source du défaut.
- L'expérimentation a montré que la méthode ondelette est efficace pour l'évolution du défaut et peut même être relativement utilisée dans un contrôle non continu.
- Le modèle présenté prédit d'une manière significative le spectre d'un défaut ponctuel dans un roulement, par conséquent peut être considéré comme référence pour une étude simple et rapide de défauts.

Perspectives

- Parmi les organes mécaniques importants dans les équipements, on trouve les organes de transmission de puissance et particulièrement ceux à engrenages. Dans cette étude, nous nous sommes intéressés aux défauts isolés dans les roulements, et comme il y a une étude au niveau du laboratoire LGMD qui s'intéresse aux défauts isolés dans les engrenages, nous proposons dans la continuité une étude qui prend en compte la combinaison des défauts dans les deux éléments. Ainsi l'analyse des signaux permettra de sélectionner les moyens de mesures et de traitements nécessaires à la définition d'indicateurs d'avaries.
- On projette de définir un système de diagnostic embarqué (fonctionnant en temps réel) qui dispose d'un système d'analyse automatique de mesures prélevées sur des équipements. Parmi les techniques nouvelles destinées pour les méthodes d'automatisation, on retrouve les méthodes par réseaux de neurones, qui sont particulièrement adaptés à l'automatisation d'un suivi de comportement par analyse vibratoire. Nous proposons une étude de maintenance préventive basée sur la technique des réseaux de neurones.

Références

- [1] Tandon N, Nakra BC. Vibration and acoustic monitoring techniques for the detection of defects in rolling element bearings — a review. *Shock Vibr Digest* 1992;24(3):3–11.
- [2] Kim PY, Lowe IRG. A review of rolling element bearing health monitoring. In: *Proceedings of Machinery Vibration Monitoring and Analysis Meeting*, Vibration Institute, Houston, TX, 19–21 April, 1983. p.145–54.
- [3] Meyer LD, Ahlgren FF, Weichbrodt B. An analytic model for ball bearing vibrations to predict vibration response to distributed defects. *Trans ASME, J Mech Design* 1980.
- [4] Choudhury A, Tandon N. A theoretical model to predict vibration response of rolling bearings to distributed defects under radial load. *Trans ASME, J Vibr Acoust* 1998 .
- [5] Wardle FP, Poon SY. Rolling bearing noise — cause and cure. *Chartered Mech Engr* July/August 1983:36–40.
- [6] Sunnersjo CS. Rolling bearing vibrations — geometrical imperfections and wear. *J Sound Vibr* 1985;98(4):455–74.
- [7] Washo MW. A quick method of determining root causes and corrective actions of failed ball bearings. *Lubric Eng* 1996; 52(3):206–13.
- [8] Sunnersjo CS. Varying compliance vibrations of rolling bearings. *J Sound Vibr* 1978;58(3):363–73.
- [9] Tallian TE, Gustafsson OG. Progress in rolling bearing vibration research and control. *ASLE Trans* 1965;8(3):195–207.
- [10] Kim PY. A review of rolling element bearing health monitoring (II): preliminary test results on current technologies. In: *Proceedings of Machinery Vibration Monitoring and Analysis Meeting*, Vibration Institute, New Orleans, LA, 26–28 June, 1984. p.127–37.
- [11] Nishio K, Hoshiya S, Miyachi T. An investigation of the early detection of defects in ball bearings by the vibration monitoring. *ASME Paper 79-DET-45*. New York: ASME, 1979.
- [12] Igarashi T, Noda B, Matsushima E. A study on the prediction of abnormalities in rolling bearings (1). *J JSLE Int* 1980;1:71–6.
- [13] Kunnell BT, Stecki JS. Correlation of vibration, wear debris analysis and oil analysis in rolling element bearing condition monitoring. *Maintenance Management Int* 1985;5:105–15.
- [14] Reif Z, Lai MS. Detection of developing bearing failures by means of vibration. *ASME Design Eng Div (Publ) DE* 1989;18(1):231–6.
- [15] Rao BVA, Swarnamani S, Varghese GV. Studies on a test rig to check defective and spurious ball and roller bearings. In: *Proceedings of the National Conference on Industrial Tribology*, Bombay, India, 1986. p.1.1–0.
- [16] Broderick JJ, Burchill RF, Clark HL. Design and fabrication of prototype system for early warning of impending bearing failure. *MTI Report MTI-71 TR-1* (prepared for NASA), 1972.
- [17] Dyer D. Bearing condition monitoring. In: *Interim Report 1*. Southampton (UK): Department of Mechanical Engineering, University of Southampton, 1973.
- [18] Miyachi T, Seki K. An investigation of the early detection of defects in ball bearings using vibration monitoring — practical limit of detectability and growth speed of defects. In: *Proceedings of the International Conference on Rotordynamics, JSMEIFTtoMM*, Tokyo, 14–17 September, 1986.
- [19] Tandon N, Nakra BC. Detection of defects in rolling element bearings by vibration monitoring. *J Instn Engrs (India) — Mech Eng Div* 1993;73:271–82.
- [20] Collacott RA. *Mechanical fault diagnosis*. London: Chapman and Hall, 1977.
- [21] Dyer D, Stewart RM. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. *Trans ASME, J Mech Design* 1978;100(2):229–35.
- [22] Mathew J, Alfredson RJ. The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis. *Trans ASME, J Vibr, Acoust, Stress Reliab Design* 1984;106:447–53.
- [23] Igarashi T, Hamada H. Studies on the vibration and sound of defective rolling bearings (first report: vibration of ball bearings with one defect). *Bull JSME* 1982;25(204):994–1001.
- [24] Igarashi T, Kato J. Studies on the vibration and sound of defective rolling bearings (third report: vibration of ball bearings with multiple defects). *Bull JSME* 1985;28(237):492–9.
- [25] Gustafsson OG, Tallian T. Detection of damage in assembled rolling element bearings. *ASLE Preprint 61-AM 3B-1*. 16th ASLE, Philadelphia, PA, 1961. 39pp.

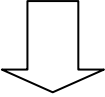
- [26] Springer CW. Don't forget the time domain in analyzing bearings: a case study. *Tappi J* 1988;71(8):190–3.
- [27] The shock pulse method for determining the condition of antifriction bearings, SPM Technical Information. Sweden: SPM Instruments AB.
- [28] Prabhu R. Rolling bearing diagnostics. In: *Proceedings of the Indo-US Symposium on Emerging Trends in Vibration and Noise Engineering*, New Delhi, 18–20 March, 1996.
- [29] Alfredson RJ, Mathew J. Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings. *Mech Eng Trans, IE Australia* 1985;ME10(2):102–7.
- [30] Butler DE. The shock pulse method for the detection of damaged rolling bearings. *NDT Int* 1973:92–5.
- [31] Tandon N, Nakra BC. Comparison of vibration and acoustic measurement techniques for the condition monitoring of rolling element bearings. *Tribol Int* 1992;25(3):205–12.
- [32] Smith JD. Vibration monitoring of bearings at low speeds. *Tribology Int* 1982;15:139–44.
- [33] Ray AG. Monitoring rolling contact bearings under adverse conditions. In: *Proceedings of 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machinery*, Cambridge, UK, 1–4 September, 1980.
- [34] Morando LE. Measuring shock pulses is ideal for bearing condition monitoring. *Pulp & Paper* 1988;62(12):96–8.
- [35] Love AEH. *Treatise on the mathematical theory of elasticity*. New York: Dover Publications, 1944.
- [36] Lai HY. Computer aided fault diagnosis of crank systems using engine vibration data. In: *Proceedings of 1st International Machinery Monitoring and Diagnosis Conference*, NV, 11–14 September, 1989. p.248–53.
- [37] Catlin JB Jr. The use of ultrasonic diagnostic techniques to detect rolling element bearing defects. In: *Proceedings of Machinery Vibration Monitoring and Analysis Meeting*, Vibration Institute, Houston, TX, 19–21 April, 1983. p.123–30.
- [38] Alfredson RJ, Mathew J. Frequency domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings. *Mech Eng Trans, IE Australia* 1985;ME10(2):108–12.
- [39] Gudonavicius R, Ziogas V, Kajackas A, Rondonas M. On diagnostics of bearings by statistical parameters of their high frequency vibrations. *Vibr Eng* 1988;2(1):45–50.
- [40] Prasad H. The effect of cage and roller slip on the measured defect frequency response of rolling element bearings. *ASLE Trans* 1987;30(3):360–7.
- [41] Osuagwu CC, Thomas DW. Effect of inter-modulation and quasi-periodic instability in the diagnosis of rolling element incipient defect. *Trans ASME, J Mech Design* 1982;104(2):296–302.
- [42] Johnston AB, Stronach AF. Bearing fault detection in a hostile environment. In: *Proceedings of International Conference on Condition Monitoring*, Brighton, UK, 21–23 May, 1986. p.35–44.
- [43] Tandon N. A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings. *Measurement* 1994;12:285–9.
- [44] Braun S, Datner B. Analysis of ball/roller bearing vibrations. ASME Paper 77-WA/DE-5. New York: ASME, 1977. 8pp.
- [45] Chaturvedi GK, Thomas DW. Bearing fault detection using adaptive noise cancelling. ASME Paper 81-DET-7. New York: ASME, 1981. 10pp.
- [46] McFadden PD, Smith JD. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique — a review. *Tribol Int* 1984;17(1):3–10.
- [47] McFadden PD, Smith JD. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *J Sound Vibr* 1984;96(1):69–82.
- [48] Su Y-T, Lin S-J. On initial fault detection of a tapered roller bearing: frequency domain analysis. *J Sound Vibr* 1992;155(1):75–84.
- [49] Martin KF, Thorpe P. Normalised spectra in monitoring of rolling bearing elements. *Wear* 1992;159:153–60.
- [50] Zhengjia H, Jiyuan Z, Qingfeng M, Yiming N. Wavelet transform in tandem with autoregressive technique for monitoring and diagnosis of machinery. In: *Proceedings of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management Conference*, New Delhi, 1994. p.204–11.
- [51] Mori K, Kasashima N, Yoshioka T, Ueno Y. Prediction of spalling on a ball bearing by applying the discrete wavelet transform to vibration signals. *Wear* 1996;195:162–8.
- [52] Sayles RS, Poon SY. Surface topography and rolling element vibration. *Precision Eng* 1981:137–44.

- [53] Choudhury A, Tandon N. A theoretical model to predict vibration response of rolling bearings to distributed defects under radial load. *Trans ASME, J Vibr Acoust* 1998;120(1):214–20.
- [54] Wardle FP. Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of thrust loaded ball bearings. Part 2: experimental validation. *Proc IMechE* 1988;202(C5):313–9.
- [55] Yhland E. A linear theory of vibrations caused by ball bearings with form errors operating at moderate speed. *Trans ASME, J Tribol* 1992;114:348–59.
- [56] Ohta H, Sugimoto N. Vibration characteristics of tapered roller
- [57] Sunnersjo CS. Rolling bearing vibrations — geometrical imperfections and wear. *J Sound Vibr* 1985;98(4):455–74.
- [58] Su Y-T, Lin M-H, Lee M-S. The effects of surface irregularities on roller bearing vibrations. *J Sound Vibr* 1993;165(3):455–66.
- [59] Su Y-T, Sheen Y-T, Lin M-H. Signature analysis of roller bearing vibrations: lubrication effects. *Proc IMechE, Pt C: J Mech Eng Sci* 1992;206:193–202.
- [60] Su Y-T, Sheen Y-T. On the detectability of roller bearing damage by frequency analysis. *Proc IMechE, Pt C: J Mech Eng Sci* 1993;207:23–32.
- [61] Tandon N, Choudhury A. Prediction of vibration amplitudes for defective rolling bearings. *Int Sound Vibr Digest* 1997;3(2):20–5 (electronic journal).
- [62] Valliapan R, Lieu DK. Defect characterization of roller bearing surfaces with laser doppler vibrometry. *Precision Eng* 1992;14(1):35–42.
- [63] Yoshioka T, Fujiwara T. Application of acoustic emission technique to detection of rolling bearing failure. In: Dornfield DA, editor. *Acoustic emission monitoring and analysis in manufacturing*. New York: ASME, 1984. p.55–75.
- [64] Yoshioka T, Takeda M. Clarification of rolling contact fatigue initiation using acoustic emission technique. *Lubric Eng* 1994;51(1):41–4.
- [65] McFadden PD, Smith JD. Acoustic emission transducer for the vibration monitoring of bearings at low speeds. *Proc ImechE* 1984;198(C8):127–30.
- [66] Bagnoli S, Capitani R, Citti P. Comparison of accelerometer and acoustic emission signals as diagnostic tools in assessing bearing damage. In: *Proceedings of 2nd International Conference on Condition Monitoring*, London, 24–25 May, 1988.
- [67] Rogers LM. The application of vibration signature analysis and acoustic emission source location to on-line condition monitoring of anti-friction bearings. *Tribol Int* 1979;12(2):51–9.
- [68] Yoshioka T, Fujiwara T. Application of acoustic emission technique to detection of rolling bearing failure. In: Dornfield DA, editor. *Acoustic emission monitoring and analysis in manufacturing*. New York: ASME, 1984. p.55–75.
- [69] Yoshioka T, Fujiwara T. Measurement of propagation initiation and propagation time of rolling contact fatigue crack by observation of acoustic emission and vibration. In: Dowson D et al, editor. *Interface dynamics*. Amsterdam: Elsevier, 1988. p.29–33.
- [70] Tandon N, Nakra BC. Defect detection in rolling element bearings by acoustic emission method. *J Acoust Emission* 1990;9(1):25–8.
- [71] Bansal V, Gupta BC, Prakash A, Eshwar VA. Quality inspection of rolling element bearing using acoustic emission technique. *J Acoust Emission* 1990;9(2):142–6.
- [72] Tan CC. Application of acoustic emission to the detection of bearing failures. In: *Proceedings of Tribology Conference*. Brisbane: IE Australia, 1990:110–4.
- [73] Tan CC. Adaptive noise cancellation of acoustic noise in ball bearings. In: *Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference on Machine Condition Monitoring*, 1991:5.28–35.
- [74] Lalwani RJ. Some aspects of ball bearing noise. In: *Proceedings of Inter-Noise 73*, Copenhagen, 1973. p.171–5.
- [75] Cempel C, Stepaniak Z. Noise and vibration of the new ball bearings. In: *Proceedings of 4th International Tribology Conference*, Paisley–Glasgow, UK, 1979. p.425–33.
- [76] Igarashi T, Yabe S. Studies on the vibration and sound of defective rolling bearings (second report: sound of ball bearings with one defect). *Bull JSME* 1983;26(220):1791–8.
- [77] Anantapadmanaban T, Radhakrishnan V. An investigation of the role of surface irregularities in the noise spectrum of rolling and sliding contacts. *Wear* 1982;83:399–409.
- [78] Fahy FJ. Measurement of acoustic intensity using the crossspectral density of two microphone signals. *J Acoust Soc Am* 1977;62(4):1057–9.

- [79] Tandon N, Nakra BC. The application of the sound intensity technique to defect detection in rolling element bearings. *ApplAcoust* 1990;29(3):207–17.
- [80] Florom RL, Hiatt AR, Bambara JE, Smith RL. Wayside acoustic detection of railroad roller bearing defects. ASME Paper 87-WA/RT-11. New York: ASME, 1987. 11pp.
- [81] R. Gojon. Critères de choix d'un palier – Preselection. *Technique de l'ingénieur, traité génie mécanique B5 300*.
- [82] C. Breneur. Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements . Thèse doctorat INSA Lyon 2002.
- [83] Causes de destruction prématurée des roulements, France, SNR roulements. Dossier technique SNR n°10, 1990, 8 pages.
- [84] Report. Railway bearing diagnostics: laoratory data analysis. National research council canada sept-1999.
- [85] P. Grabil, J. Berry, L. Grant, J. Porter. Automated helicopter vibration diagnostics for the the US army and national guard. American helicopter society, 57th annual forum, Washington, DC, may 9-11, 2001
- [86] E.A. Yfantis, fast fourier transform 2-3-5, *computers & géosciences* 7 (1981).
- [87] A. Boulenger, C. Pachaud, *Surveillance des machines par analyse des vibrations*, Afnor
- [88] Technical documentation Bruel & Kjaer. Real-time frequency analysers types 2123/2133. Volume 5, revision sept-1991.
- [89] Technical documentation Bruel & Kjaer. Calibration chart for charge accelerometer type 4381. Volume 5, revision sept-1991.
- [90] R. G. Teixeira, New technique for evaluation of global vibration levels in rolling bearings, *Shock and vibration* 9 (2002)
- [91]R. Rubini, U. Meneghetti, Application of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings, *Mechanical systems and signal processing* 15 (2001)
- [92] C. James Li, Jun Ma, Wavelet decomposition of vibrations for detection of bearing-localized defects, *NDT & international* 30 (1997)
- [93]Y. Meyer, S. Jaffard et O. Rioul. L'analyse par ondelettes. Pour la science septembre 1987
- [94] J.J. BRODERICK, R. F. BURCHILL and H. L. CLARK 1972 NASA CR 123717. Design and fabrication of prototype system for early warning of impending bearing failure.
- [95] E. O. BRIGHAM 1974 *The Fast Fourier Transform*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall.
- [96] O. L. SANDORA 1976 U.S. Army Air Mobility Research and Development Laboratory, USAAMRDL-TR-76-36. Transmission condition assessment.
- [97] T. A. HARRIS 1966 *Rolling Bearing Analysis*. New York: John Wiley.
- [98] P. D. Mcfadden, J.D. Smith. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of sound and vibration* (1984) 96(1), 69-82.

Annexes

I – Histoire des Ondelettes

- 1807, J.B. Fourier:
 - Toutes les fonctions périodiques peuvent être exprimées comme une somme pondérée de fonctions trigonométriques
 - Publication démentie par Lagrange, Legendre and Laplace !!
 - 1822: Publication des travaux de Fourier...
 - ...
 - ...  143 années
 - ...
- 1965, Cooley & Tukey: Fast Fourier Transform (FFT)
- 1946, Gabor : analyse de STFT :
 - composantes à haute fréquence en utilisant une fenêtre étroite, ou
 - composantes à basse fréquence en utilisant une fenêtre large, mais pas les deux en même temps
- Fin des années 1970, le problème de Morlet (ingénieur géophysicien) :
 - Analyse Temps - fréquence de signaux avec des composantes à haute fréquences avec un temps court et des composantes à basse fréquence avec un temps long.
 - STFT peut faire l'un ou l'autre, mais pas les deux → Solution: utiliser différentes fonctions de fenêtre pour découper les signaux avec différents contenus de fréquences
 - Windows à produire de la dilatation/compression du prototype → ondelettes
- Critique pour un manque de rigueur mathématique!!!
- Début des années 1980, Grossman (Physicien théorique) : Formalise la transformée et conçoit la transformée inverse → La première transformée en ondelette !
- Redécouverte de travail d'Alberto Calderon 1964 sur l'analyse harmonique

Les années 1980

- 1984, Yves Meyer :
 - Similarité entre les travaux de Morlet et Calderon, 1984
 - Redondance dans le choix de Morlet des fonctions de bases (basis functions).
 - 1985, fonctions de bases orthogonal d'ondelette avec une meilleure localisation dans le domaine temporel et dans le domaine fréquentiel.
- Redécouverte de travail de J.O. Stromberg 1980 les mêmes fonctions de bases (aussi analyse harmonique)
- Pourtant re-redécouverte de travail d'Alfred Haar sur les fonctions de base orthogonale, 1909.

- Les ondelettes orthonormales connues les plus simples

TRANSITION A L'ANALYSE DES SIGNAUX DISCRETS

Ingrid Daubechies:

- Discrétisation des paramètres temps et échelle de la transformée en ondelette
- Trames d'ondelettes (Wavelet frames), 1986
- Bases orthonormales de « compactly supported wavelets » (Daubechies wavelets), 1988
- Liberté de choix des fonctions de base au prix de la redondance

Stephane Mallat:

- Analyse Multirésolution w/ Meyer, 1986 Ph.D. dissertation, 1988
- Transformée d'ondelette discrète
- Algorithme « Cascade » pour calculer la DWT

...Cependant...

- Décomposition des fréquences discrètes au fréquences dyadique (MRA) , appelées « Quadrature Mirror Filters », Croisier, Esteban and Galand, 1976 (!)
- Martin Vetterli & Jelena Kovacevic
- « Wavelets and filter banks », 1986
- Reconstruction Parfaite de signaux en utilisant les banques de filtres (filter banks) FIR, 1988
- Subband coding
- Multidimensional filter banks, 1992

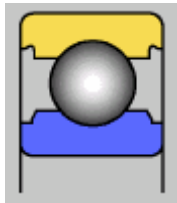
Les années 1990

- Équivalence de QMF et MRA, Albert Cohen, 1990
- « Compactly supported biorthogonal wavelets », Cohen, Daubechies, J. Feauveau, 1993
- « Wavelet packets », Coifman, Meyer, et Wickerhauser, 1996
- « Zero Tree Coding », Schapiro 1993 ~ 1999
- Recherchez des nouvelles ondelettes avec de meilleures propriétés de localisation en temps et en fréquence.
- « Super-wavelets »
- « Matching Pursuit », Mallat, 1993 ~ 1999

II- Fiche technique

Référence SNR 6205

Type Roulement à une rangée de billes à contact radial.



Caractéristiques dimensionnelles

Diam. Alésage (d) : 25 mm (+0,-10) μ
 Diam. extérieur (D) : 52 mm (+0,-13) μ
 Largeur BI (B) : 15 mm (+0,-120) μ
 Largeur BE (C) : 15 mm (+0,-120) μ
 Largeur totale (T) : 15 mm
 Température mini conseillée : -40° C
 Température de pointe : 120° C
 Poids : 128g
 Etanchéité : Aucune
 Vitesse limite graisse : 12000 tr/min
Fréquences caractéristiques (Hz) à 60 tr/min pour bague intérieure tournante
 Fréquence Cage : 0.398
 Fréquence corps Roulants : 4.714
 Fréquence Bague Ext : 3.585
 Fréquence Bague Int : 5.414
 Nb. Corps Roulants : 9
 Diamètre Corps Roulants : 7.938 mm
 Diamètre primitif : 39 mm

Durée de vie

Capacité dynamique ISO (C) : 1400 daN
 Capacité statique ISO (Co) : 790 daN
 Coefficient a2 : 1.0

Validation de la lubrification

Vitesse limite huile : 14000 tr/min