

N° d'ordre : 07/2011-M/GM

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIERE ET DE LA  
RECHEECHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
« HOUARI BOUMEDIENE »

Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés  
**Département de Construction Mécanique et de Productique**  
*Laboratoire de Mécanique Avancée*



Mémoire de Magister

Présenté pour obtenir le diplôme de Magister  
En Génie Mécanique

*Spécialité : Mécanique et Fatigue des Matériaux*

Par : Tahi Mohamed

*Sujet*

**Application de l'analyse multirésolution en  
ondelettes au diagnostic des machines tournantes.**

Présentée et soutenue publiquement le 07 /07/2011, devant le jury composé de :

Devant un jury composé de :

Ali Ahmed Benyahia	Professeur	USTHB	Président
Said Rechak	Professeur	ENP, Alger	Examineur
Bélaid Bouzouane	Maître Assistant A	USTHB	Invité
Abdelhamid Miloudi	Professeur	USTHB	Rapporteur

## **Remerciements**

*Avant tout, je tiens à dire un très grand MERCI à mon encadreur: M. Abdelhamid Miloudi, pour l'effort qu'il a fourni afin d'aboutir à terme ce manuscrit. Je remercie également MM. Said Rechak, Khaled Brahimmi et Bélaïd Bouzouane d'avoir accepté d'examiner mon mémoire de Magister et Mr. Ahmed Benyahia qui m'a fait le plaisir d'être président de mon jury. Je n'oublie pas les personnes qui m'ont aidé de près et de loin dans mes travaux et dont les noms n'apparaissent pas dans ce manuscrit. Un merci spécial pour Mr. Mahmoud Nader dont le concours a été très appréciable.*

*Enfin, un merci spécial pour ma famille et mes amis qui étaient présents toujours pour me soutenir surtout dans les périodes difficiles.*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à mes chers parents et je les remercie pour leur assistance et leur patience tout au long de ma formation.*

*A toute ma famille sans exception et à tous mes amis.*

*Mohamed*

# Nomenclature

## Lettres majuscules

A	: Amplitude du signal
Ac	: Valeur crête
CAi	: Coefficients d'approximation
CDi	: Coefficients de détail
Aeff	: Valeur efficace
Cr	: Indice de recouvrement
C[S(t)]	: Cepstre du signal vibratoire
F <sub>0</sub>	: Fréquence d'oscillation libre
Fc	: Facteur de Crête
FBE	: Fréquence de passage des billes sur la bague externe du roulement
Fe	: Fréquence d'échantillonnage
FT <sup>-1</sup>	: Transformée de Fourier inverse
F <sub>L</sub>	: Fréquence de résonance
K	: Le facteur K
Kurt	: Kurtosis
$L^2(R)$	: Espace des fonctions à carré sommable
N	: Vitesse de rotation
Np	: Nombre des points
Ne	: Nombre d'échantillons
Nppf	: Nombre des points par fenêtre
$P_j$	: Projecteur
Q	: Facteur de qualité
Sxx(f)	: Spectre de puissance du signal
$S(v)$	: Spectre de signal
Te	: Période d'échantillonnage
$V_j$	: Espace vectorielle des approximations
$W_j$	: Espace vectorielle des détails

## Lettres minuscules

a	: Facteur d'échelle
$a_p$	: Approximation
b	: Facteur de translation
$d_t$	: Détail
f	: Fréquence

$fd$	: Fréquence de défaut
$f_e$	: fréquence d'engrènement ; cette fréquence est aussi notée $f_{eng}$ .
$f_p$	: fréquence de passage de la courroie.
$fr$	: Fréquence de rotation de l'arbre
$f(t)$	: Signal reconstruit
$x(t)$	: Signal à analyser
$x(f)$	: Spectre du signal
$x(t, f)$	: TFCT d'un signal
$t$	: Temps
$z$	: nombre de dents de l'engrenage

### **Lettres grecques**

$\alpha$	: L'angle de contact
$\varphi(t)$	: Fonction d'échelle
$\psi(t)$	: Ondelette mère
$\tau$	: La variable du cepstre relative au temps (appelée quéfrence).

### **Symboles et abréviations**

AMRO	: Analyse Multi-Résolution en Ondelette
CWT	: Continuous Wavelets Transform
DWT	: Discrete Wavelet Transform
FFT	: Fast Fourier Transform
RMS	: Root Mean Square
STFT	: Short Term Fourier Transform
TO	: La transformée en ondelettes
TFCT	: Transformée de Fourier à court terme
TOR	: Transformée en Ondelette Rapide
WT	: Wavelet Transform

## Résumé

Aujourd'hui toutes les entreprises recherchent une maintenance qui permet d'assurer le fonctionnement de l'outil de production et réaliser un maximum d'économie avec efficacité et qualité. La maintenance préventive conditionnelle basée sur l'analyse vibratoire, se dirige dans ce sens, elle permet d'éviter des arrêts de production non programmés.

Dans cette étude nous nous sommes intéressés à la surveillance et le diagnostic de roulement. Pour cela, nous avons proposé l'application d'une nouvelle technique de traitement de signal, c'est l'analyse multi-résolution en ondelette. Cette technique a été appliquée sur des signaux simulés et sur des signaux réels (mesurés) et à chaque fois le défaut de roulement a été retrouvé.

## Abstract

Today all the companies seek a maintenance which makes it possible to ensure the operation of the production equipment and to carry out a maximum of economy with effectiveness and quality. The conditional preventive maintenance based on the vibratory analysis, moves in this direction, it makes it possible to avoid not programmed stops of production.

In this study we were interested in the monitoring and the diagnosis of bearing. For that, we proposed the application of a new technique of signal processing, it is the analysis multi-resolution in wavelet. This technique was applied to simulated signals and on real signals (measured) and each time the defect of bearing was found.

## الملخص

اليوم كل المؤسسات تبحث عن الصيانة التي تسمح بالسير الحسن لوسائل الإنتاج وتحقق اكبر مردود مع الفعالية والكمية، الصيانة الشرطية الوقائية التي تركز علي الاهتزازات تسمح لنا بتحقيق هذه المطالب بدون توقيف اللات الإنتاج.

في هذه الدراسة نهتم بحراسة و تشخيص المدحرجات, من اجل هذا نقترح استعمال تقنية جديد لتحليل الإشارة وهي التحليل المتعدد, ولقد طبقنا هذه التقنية علي إشارات موجود بالمحاكاة و أشارات حقيقية ولحظنا في كل مرة ظهور الخلل الموجود علي المدحرجات.



## Sommaire

Introduction générale .....	1
Chapitre 1. Synthèse bibliographique et position du problème .....	3
1.1. Introduction.....	3
1.2. Etude bibliographique.....	3
1.2.1. Les ondelettes .....	3
1.3. Problématique .....	5
Chapitre 2. Maintenance et analyse vibratoire.....	6
2.1 Introduction.....	6
2.2. Les différents outils de la maintenance.....	6
2.2.1. Définition.....	7
2.2.2. Maintenance corrective.....	7
2.2.3. Maintenance systématique.....	8
2.2.4. Maintenance conditionnelle.....	8
2.3. La surveillance par analyse vibratoire .....	9
2.3.1. Outils du dépistage.....	9
2.3.2. Outils de diagnostic .....	11
2.4. Principaux défauts détectés.....	12
2.4.1. Tableau récapitulatif des principales anomalies .....	12
2.5. Symptômes des principaux défauts.....	13
2.5.1. Défauts spécifiques aux roulements .....	14
2.5.2. Généralités sur les défauts de roulements.....	14
2.5.3. Image vibratoire des principaux défauts .....	16
2.5.4. Défaut de type déversement de bague .....	17
2.6. Défauts liés aux roulements .....	18
2.7. Conclusion .....	21
Chapitre 3. Analyse temporelle .....	22
3.1. Introduction.....	22
3.2. Les indicateurs de base de l'analyse vibratoire.....	22
3.2.1. Le niveau global.....	23
3.2.2. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) .....	24
3.2.3. Les indicateurs crêtes.....	25
3.2.3. Le Kurtosis.....	27
3.3. Conclusion .....	27
Chapitre 4. Analyse fréquentielle .....	28
4.1. Introduction.....	28
4.2. Transformée de Fourier .....	28
4.3. Transformée de Fourier à Courts Termes .....	28
4.4. Détection d'enveloppe .....	29
4.5. Analyse cepstrale .....	30
4.6. Conclusion .....	30
Chapitre 5. Analyse multi-résolution en ondelettes.....	31
5.1. Introduction.....	31
5.2 La transformée en ondelettes continue .....	31
5.2 La transformée en ondelettes discrète (TOD).....	32
5.2.1. Analyse multi-résolution.....	33
5.2.1. Reconstruction des approximations et des détails .....	35

5.3. Choix de l'ondelette mère.....	39
5.4 Comparaisons entre la TFCT et la TO.....	40
5.5 Application de l'AMRO à un signal stationnaire .....	40
5.6 Application de l'AMRO à un signal instationnaire .....	43
5.7 Conclusion .....	47
Chapitre 6. Applications expérimentales .....	49
6.1. Introduction.....	49
6.2. Application N°1 .....	49
6.2.1. Description du dispositif expérimental .....	49
6.2.2. Dispositif expérimental pour le diagnostic des roulements .....	51
6.2.3. Analyse temporelle .....	53
6.2.3. Analyse spectrale .....	57
6.2.4. Analyse cepstrale .....	58
6.2.5. Analyse d'enveloppe.....	59
6.2.6. Application de la TFCT .....	60
6.2.7. Analyse multi-résolution en ondelettes.....	61
6.3. Application N°2 .....	63
6.3.1. Etude cinématique des roulements .....	64
6.3.2. Protocol expérimental .....	64
6.3.3. Acquisition des signaux .....	65
6.3.4. Calcul des fréquences caractéristiques du roulement .....	65
6.3.5. Présentation des signaux mesurés.....	66
6.3.6. Influence du défaut sur les indicateurs temporels.....	67
6.3.7. Influence de la vitesse de rotation sur les indicateurs temporels .....	68
6.3.8. Présentation des spectres des signaux réels .....	73
6.3.9. Spectres obtenus pour le roulement défectueux.....	73
6.3.10. Analyse d'enveloppe des signaux du roulement défectueux .....	75
6.3.11. Application de la TFCT pour les signaux du roulement défectueux .....	76
6.3.12. Application de l'analyse multi-résolution par ondelettes .....	77
6.4. Conclusion .....	79
Conclusion générale.....	80
Références bibliographiques.....	82
Annexe 1. Différents types d'ondelettes.....	85
A1.1. L'ondelette de Haar.....	85
A1.2. Les ondelettes de Daubechies .....	85
A1.2. Les ondelettes Symlets.....	86

## Introduction générale

Le cadre économique actuel pousse à réaliser un maximum d'économies. Les méthodes de détection de défauts de roulement, basées sur l'analyse vibratoire, vont dans le sens de ces économies : elles permettent d'éviter des arrêts de production non programmés par une gestion en temps réel de l'état de la machine.

Le monde de l'industrie dispose des machines et des installations de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts, et la disponibilité des équipements donnent à la maintenance un rôle très important. Elle doit permettre d'intervenir qu'en présence des éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation.

L'objectif de la maintenance préventive conditionnelle est de détecter les défaillances d'une part, et prévoir le temps résiduel de fonctionnement après détection d'autre part. La notion de détection a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade bien défini. La notion de temps résiduel de fonctionnement est basée sur la connaissance de l'évolution de la gravité des défaillances.

L'analyse vibratoire est un outil puissant de détection de défauts des machines tournantes. Elle permet notamment de détecter les défauts se manifestant dans les roulements. Il peut s'agir d'un défaut de cage, de bille, de piste intérieure ou de piste extérieure. Ces différents défauts sont caractérisés par des fréquences de répétition qui sont fonction de paramètres connus. Pour détecter ces défauts, plusieurs méthodes sont étudiées dans ce mémoire.

Les vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour faire un diagnostic. En effet chaque défaut d'une machine produit des vibrations avec des caractéristiques qui peuvent être mesurées et comparées à des valeurs de référence. Cette relation défaut-vibration fait de la maintenance par analyse des vibrations un outil indispensable pour une maintenance moderne qui permet un diagnostic durant le fonctionnement.

Nous exposons dans ce mémoire une nouvelle technique en traitement de signal, c'est l'analyse multi-résolution en ondelettes. L'objectif principal de ce travail est de tester l'efficacité dans la détection d'un défaut sur un roulement défectueux. Cette technique utilise les vibrations mécaniques comme source d'information. En conséquence, le mémoire est rédigé comme suit :

- Dans le premier chapitre, nous présentons une étude bibliographique sur le diagnostic vibratoire des machines tournantes et sur les ondelettes
- Le deuxième chapitre : concerne la maintenance et la surveillance par l'analyse vibratoire, nous allons présenter les différents défauts qui peuvent affecter une machine tournante, Dans cette étude nous nous sommes intéressés à la surveillance et le diagnostic de roulements.
- Le troisième chapitre présente l'analyse temporelle spécifique aux roulements.
- Le quatrième chapitre présente l'analyse fréquentielle.
- Dans le cinquième chapitre nous allons présenter l'analyse multi-résolution par ondelettes.
- Le sixième chapitre est consacré à une partie expérimentale traitent de l'analyse d'un signal réel d'un roulement défectueux par la méthode des ondelettes.
- Enfin, nous terminons ce travail par une conclusion générale où, nous résumons l'essentiel des résultats de nos travaux de recherche et où nous présentons les perspectives qui s'ouvrent à une telle étude.

### **Méthodologie :**

Dans un premier temps, la technique proposée est appliquée à des signaux simulés numériquement en vue d'estimer la performance et de vérifier la fiabilité de la méthode proposée. Dans ce contexte une attention particulière sera portée aux roulements qui induisent des forces impulsives aux quelles les indicateurs scalaires sont très sensibles. A cet effet une série de mesures expérimentales sera réalisée avec différents types de défauts simulés sur les roulements, bien sur avec la combinaison de défaut de balourd, délignage, défauts d'engrenages et de courroie.

# Chapitre 1. Synthèse bibliographique et position du problème

## 1.1. Introduction

L'utilisation des différentes machines tournantes existantes nécessite un suivi rigoureux de comportement visant à garantir la sécurité, la qualité des produits, la disponibilité des installations et la minimisation des coûts d'exploitation.

Le choix des méthodes de surveillance est conditionné par la nature des installations et des dégradations éventuelles. Il s'agit d'opérations pouvant être réalisées en fonctionnement (mesure de température, surveillance vibratoire ou acoustique, consommation électrique ...) ou menées en différé (analyse de lubrifiant par exemple) nécessitant des arrêts programmés du système.

## 1.2. Etude bibliographique

Etant donné que beaucoup de travaux sont dédiés au diagnostic vibratoire par les méthodes classiques, de traitement de signal, nous avons jugé utile de présenter spécialement les travaux de recherches concernant les ondelettes. Cette restriction se justifie par le fait que l'emploi des ondelettes ne se limite pas au diagnostic vibratoire mais concerne plusieurs domaines d'intérêts.

### 1.2.1. Les ondelettes

Les fonctions d'ondelettes, plus communément appelées *ondelettes*, constituent des bases d'espaces fonctionnels, comme les fonctions *sinus* et *cosinus*, pour l'analyse de fonctions et de signaux.

Historiquement, les premières ondelettes (les ondelettes de Haar) sont apparues au début du siècle (1909) mais n'étant pas continûment dérivables, leur champ d'applications s'en trouva très limité. Cependant en 1930, le mathématicien Paul Lévy démontra que pour l'étude des petits détails des mouvements browniens les bases formées par les ondelettes Haar étaient supérieures aux bases des fonctions de Fourier. Entre les années 1960 et 1980, Weiss G. et Coifman R.R. étudièrent les possibilités de décomposition-reconstruction d'espaces fonctionnels à partir de fonctions élémentaires

appelées “*atomes*” [1]. Au début des années 80, Grossman A. et Morlet J. [2] définirent des ondelettes, sans leur en donner le nom, pour la physique quantique. Mallat S. [3] proposa, par la suite, une analyse à plusieurs échelles : la représentation en ondelettes et trouva la relation qui lie les ondelettes et les banques de filtres. Cette analogie entre l’analyse de fonction sur des bases de fonctions d’ondelettes et le traitement de signaux par des banques de filtres offre une vision applicative des ondelettes. Meyer Y. [4], en s’inspirant des travaux de Mallat, développa les premières ondelettes non triviales ; elles avaient l’avantage d’être continûment dérivables mais elles n’étaient pas à support compact. Au début des années 90, Daubechies I. [5] développa des bases de fonctions d’ondelettes orthonormales et ouvrit la porte à des applications multiples et variées sur des bases de fonctions d’ondelettes.

Constituant une bonne alternative aux analyses de Fourier classiques, un grand nombre de scientifiques, dans tous les domaines, se sont intéressés à ce nouvel “outil” que représente les bases d’ondelettes et l’analyse en ondelettes, en particulier l’analyse multi-résolution.

En traitement du signal et de l’image, l’analyse multi-résolution offre des possibilités de compression de données puisque toute l’information, en fonction de critères prédéfinis, peut ne pas être nécessaire pour une restitution du signal.

Les ondelettes ont une capacité naturelle pour le débruitage de signaux, généralement constitués de variations de faibles longueurs d’ondes [6].

En vibration, l’analyse en ondelettes tend à se généraliser pour l’étude de signaux transitoires, linéaires et non linéaires par leur variation d’échelle. L’analyse en ondelette est souvent comparée à la transformée de Fourier fenêtrée et à la distribution de Wigner-Ville. Grâce à leur caractère local (translation) et par leur changement d’échelle, elles permettent une analyse adaptée à la fréquence du signal : ondelette large bande pour de basses fréquences et peu de coefficients, ondelette à bande étroite avec plus de coefficients pour les hautes fréquences. Ceci entraîne naturellement un gain dans la rapidité de traitement et dans la masse de données à conserver. En 1994, Newland D.E [7] introduisit l’analyse de signaux vibratoires sur des bases d’ondelettes ainsi qu’une nouvelle ondelette : l’ondelette harmonique complexe (partie réelle et partie imaginaire) dont la transformée de Fourier est une “porte” passe-bande.

### **1.3. Problématique**

Les travaux de ce mémoire de Magister s'inscrivent dans le domaine de la maintenance conditionnelle des machines tournantes par analyse vibratoire. Dans ce contexte, la détection des défauts des engrenages et des roulements, peuvent faire l'objet d'une analyse multi-résolution en ondelettes qui constitue une bonne alternative aux méthodes classiques de traitement du signal.

L'idée de départ est de voir, que peut apporter de plus une analyse multi-résolution en ondelettes pour des signaux recueillis sur des bancs d'essai expérimentaux sans pour autant négliger les méthodes classiques aussi bien temporelle que fréquentielle ?

# Chapitre 2. Maintenance et analyse vibratoire

## 2.1 Introduction

« Toutes les machines s'expriment. Encore faut-il comprendre les messages qu'elles délivrent. »

De nos jours on ne fait plus appel aux sensations des individus pour comprendre les dérives des machines (bruits, chaleurs, odeurs, vibrations....) qui attireraient inmanquablement l'attention et servaient de base aux diagnostics. Aujourd'hui, les différents outils de maintenance permettent de mieux apprécier la santé des machines et des systèmes en temps réel grâce à l'analyse des vibrations, des déformations ou des bruits. Ainsi, les vibrations, images fidèles des efforts dynamiques engendrées par les pièces en mouvements, en variant constamment, modifient de façon notable la signature vibratoire de la machine. Ceci constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations voire de pannes. Pour lâ déceler, la surveillance par analyse vibratoire est l'une des techniques qui s'impose avec succès. Grâce au développement des études sur la « pathologie » des machines, les vibrations relevées sont directement reliées aux causes matérielles qui les génèrent. Mais ce dépistage des anomalies à un stade précoce et le suivi de leurs évolutions ne sont possibles que si, préalablement, l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter une machine ou un ensemble cinématique [8].

Dans la surveillance des machines tournantes, l'analyse des vibrations est l'outil de maintenance le plus utilisé à cause de la capacité des données vibratoires à donner la mesure la plus pertinente de l'état d'une machine en fonctionnement [9] et à prédire de façon précoce le développement des défauts [10].

## 2.2. Les différents outils de la maintenance

Une maintenance conditionnelle efficace nécessite de choisir puis de mesurer des paramètres représentatifs de l'état du matériel. Pour les systèmes mécaniques, notamment les machines tournantes, les paramètres de fonctionnement facilement et donc habituellement mesurés tels que les pressions et les températures des fluides ou

des pièces constitutives, les vitesses de rotation, ont rapidement révélé leurs limites. En effet, les paramètres cités ci-avant, s'ils sont représentatifs de l'état de la machine à un instant donné, sont difficilement exploitables pour juger de l'évolution du niveau de performance dans le temps, et notamment pour rendre compte des usures lentes des pièces mécaniques en mouvement. D'autres outils de suivi ont donc été mis au point tel que les mesures vibratoires. Celles-ci, effectuées par des accéléromètres piézo-électriques ou des sondes laser sans contact, permettent une étude en valeur globale sur une bande de fréquence prédéfinie, ou en signature spectrale après décomposition par série de Fourier. Elles se sont révélées très intéressantes sur les machines tournantes (turbines, moteurs électriques), notamment pour le suivi des paliers à roulements. Les spectres de référence sur ces machines sont bien connus et leurs évolutions caractérisent des défauts clairement identifiables.

### **2.2.1. Définition**

La norme NF X60-010 définit la maintenance comme « l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ».

Depuis 1981 l'AFNOR diffuse un ensemble de normes relatives à la maintenance afin d'unifier non seulement le vocabulaire, mais aussi les différentes méthodes utilisées. Il existe trois approches différentes de la maintenance, elles sont présentées par un synoptique.

### **2.2.2. Maintenance corrective**

La maintenance corrective est définie comme « la maintenance effectuée après la défaillance », l'intervention s'effectue après l'apparition de la panne, elle est donc curative. Il n'y a pas de surveillance particulière à effectuer. Le diagnostic est de type binaire : bon ou mauvais fonctionnement.

Au sein d'une entreprise ce type de maintenance peut exister seule et peut parfois être suffisant notamment dans le cas, où la défaillance d'une machine ne risque pas de perturber de façon notable la production. De même, si l'entreprise renouvelle fréquemment le parc, il est naturel de penser que le taux de pannes est plus faible que lorsque les machines sont vieillissantes.

Cependant, ce type de maintenance peut provoquer des charges irrégulières de travail tant au niveau de la production lors des pannes ainsi que du service d'entretien lors des interventions.

### **2.2.3. Maintenance systématique**

La maintenance systématique est définie comme «la maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps où du nombre d'unités d'usage».

Dans ce cas, on définit des intervalles d'actions pour l'entretien, on n'attend plus la rupture complète du mécanisme, mais c'est l'étude des historiques de fonctionnement du matériel utilisé qui va permettre de déterminer une date de vétusté au-delà de laquelle les risques d'apparition de pannes sont jugés trop importants. On pratique alors une intervention pour remettre en état le matériel. Par rapport à la maintenance corrective, on évite l'arrêt brutal de production car l'intervention de remplacement peut être programmée en période de non-production.

Cependant, ce type de maintenance se caractérise souvent par un coût prohibitif et l'on cherche de plus en plus à la remplacer par la maintenance conditionnelle.

### **2.2.4. Maintenance conditionnelle**

La maintenance conditionnelle est définie comme étant « la maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé (autodiagnostic, information d'un capteur, mesure . . . ) ».

Ce type de maintenance récente, permet d'assurer le suivi continu d'un matériel en fonctionnement. Il n'est pas nécessaire de connaître la loi d'endommagement du matériel puisque l'intervention est déterminée au vu du contrôle effectué.

Il y a trois étapes incontournables pour réaliser une telle maintenance

1. Chercher et adapter un moyen de surveillance performant compatible qui puisse mettre en évidence un dysfonctionnement.
2. Détecter un endommagement par une surveillance permanente.
3. Diagnostiquer la gravité de l'endommagement et prévoir l'espérance de vie de bon fonctionnement par des lois mécaniques.

Les outils de surveillance sont nombreux et adaptés à chaque industrie, on peut citer par exemple le contrôle des usures (analyse d'huiles, mesure de jeu...), le contrôle des paramètres physiques (température, pression, débit...), le contrôle de la propagation de fissures (émission acoustique). Cependant, l'outil le plus usité et qui offre la plus large palette d'analyse est le contrôle par la mesure de vibrations.

### **2.3. La surveillance par analyse vibratoire**

L'analyse vibratoire est l'outil de la maintenance conditionnelle qui connaît aujourd'hui le développement le plus important du fait des évolutions et des améliorations des domaines de l'informatique, du traitement du signal ou de l'électronique. Cette technique est basée sur l'analyse du comportement vibratoire des machines en service pour établir un diagnostic sur leur état de fonctionnement.

#### **2.3.1. Outils du dépistage**

Les outils servant au dépistage sont des indicateurs plus ou moins élaborés, dont l'évolution dans le temps est représentative d'une anomalie et de son aggravation. A chaque indicateur est associé un seuil à partir duquel on déclenche une procédure préétablie d'intervention. On distingue les indicateurs en mode global, temporel et ceux mode global fréquentiel.

##### *2.3.1.1. Indicateurs en mode global temporel pour le suivi des roulements*

La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) : elle correspond à un niveau global dans une bande de fréquences donnée, généralement en accélération et en hautes fréquences (Figure 2.1) [11]. La valeur efficace aide à la caractérisation d'un signal.

Le facteur de crête : c'est le rapport de la valeur de crête du signal sur la valeur efficace de l'amplitude. Ce facteur permet, en général, de connaître le type de vibration ; sinusoïdale, impulsionnelle (Figure 2.1).

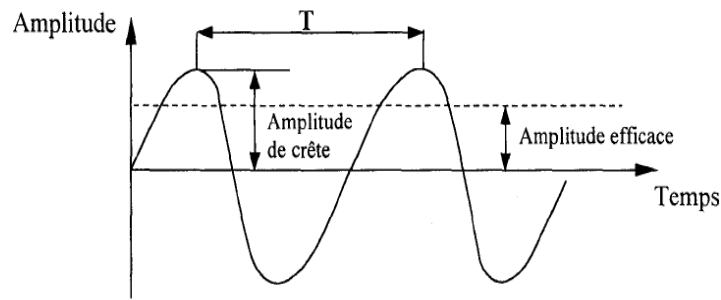


Figure 2.1 Valeur efficace et facteur de crête [11].

Le kurtosis : c'est un indicateur statistique permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal ; c'est un paramètre sans dimension qui caractérise l'aplatissement de la densité de probabilité du signal [8].

Plusieurs indicateurs sont utilisés dans la maintenance conditionnelle des machines tournantes comme la valeur efficace (RMS), la valeur de crête, le Kurtosis et le facteur de crête. Les indicateurs scalaires sont calculés à partir d'un signal temporel. Un indicateur scalaire est un nombre, donc sa valeur doit être significative d'un état de dégradation du système ou au moins comparable à des valeurs de référence. Bons nombres de ces indicateurs ont été utilisés pour la détection des défauts de roulement sans toutefois beaucoup de succès (RMS). Le Kurtosis et le facteur de crête sont actuellement les indicateurs les plus utilisés pour la détection des défauts mécaniques qui induisent des forces impulsives périodiques notamment ceux des roulements. Der et Stewart sont les premiers à avoir proposé le Kurtosis comme indicateur pour la détection des défauts de roulements. Le facteur de crête a été lui aussi très utilisé pour la détection des défauts induisant des chocs mais pas autant que le Kurtosis dont la sensibilité a été qualifiée meilleure dans plusieurs applications [12]. La référence [13] indique que le Kurtosis d'un signal sans défaut est inférieur à 3.2 et que le facteur de crête du même signal est inférieur à 5.5. De ce fait, ils sont indicateurs de la présence d'un choc si leurs valeurs dépassent ces seuils.

Les seuils de RMS, peuvent être définis, comme suit : si une mesure de RMS dépasse le niveau d'alerte, cela signifie que le RMS relevé est deux fois plus important que celui qui fait référence, ou la première mesure  $RMS_{réf}$  et si une mesure dépasse le niveau de danger, cela signifie que le RMS relevé est dix fois plus important que celui de la valeur de référence. A partir de cette définition, on en déduit trois états de sévérité [13,14]:

$$\begin{aligned}
 \text{Etat normal :} & \quad \text{si} \quad \frac{RMS_{réf}}{RMS} < 2 \\
 \text{Etat d'alerte :} & \quad \text{si} \quad 2 < \frac{RMS_{réf}}{RMS} < 10 \\
 \text{Etat de danger :} & \quad \text{si} \quad \frac{RMS_{réf}}{RMS} \geq 10
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

### 2.3.2. Outils de diagnostic

Comme nous l'avons vu précédemment le diagnostic a pour objectif d'identifier les causes et d'analyser pour chacune d'elle le niveau ou la gravité de l'endommagement.

L'analyse spectrale, ainsi que les outils d'analyse qui lui sont associés, sont le moyen le plus efficace pour diagnostiquer le comportement d'un matériel de production. Ces outils sont principalement le zoom, le cepstre, la démodulation d'amplitude (ou détection d'enveloppe), ainsi que la démodulation de fréquence.

Le zoom autorise une augmentation de la résolution d'analyse grâce à une concentration des lignes spectrales dans une bande de fréquences restreinte autour d'une fréquence centrale. L'intérêt est de pouvoir séparer des fréquences très proches. Il ne faut pas confondre la fonction zoom avec la « loupe » qui n'offre qu'un grossissement de l'image enregistrée ne permettant pas de dissocier deux fréquences proches.

Cette fonction, qui est en fait la transformée inverse du logarithme du spectre, permet dans un spectre, de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute famille de composantes périodiques.

La démodulation d'amplitude (ou détection d'enveloppe), permet d'analyser la forme du signal principalement lorsque le défaut recherché excite un mode de résonance de la structure (écaillage de roulement, crique d'engrenage . . .). Ce cas est fréquent lorsque les défauts engendrent des forces impulsionnelles qui excitent des modes de résonance de structure bien avant de se manifester à leur propre fréquence cinématique.

La démodulation de fréquence permet, en association avec la démodulation d'amplitude, d'identifier les défauts induisant ou induits par des variations périodiques de la vitesse instantanée de rotation (jeu d'accouplement, fissure de denture...).

## **2.4. Principaux défauts détectés**

- Balourd.
- Désalignement.
- Le desserrage de fixations
- Défauts des roulements à billes.
- Défauts d'engrènement, (réducteurs, multiplicateurs).
- Défauts de transmissions par courroies.

Dans ce mémoire, on limitera notre étude sur les défauts de roulement parce que les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente.

### ***2.4.1. Tableau récapitulatif des principales anomalies***

Nous résumons dans le tableau ci-après les principales anomalies rencontrées dans les machines tournantes ainsi que les fréquences auxquelles elles se manifestent.

Type d'anomalie	Fréquence de la Vibration	Direction	Remarques
Tourbillon d'huile	de 0.42 à 0.48 x frot	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamiques à grande vitesse.
Balourd	1 x frot	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur deux mesures orthogonales.
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x frot	Radiale	Aucun déphasage sur deux mesures orthogonales.
Défaut d'alignement	2 x frot	Axiale et radiale	Vibration axiale est en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire.
Excitation électrique	1, 2, 3, 4 x 50 Hz	Axiale et radiale	La vibration disparaît dès qu'il y'a coupure de l'alimentation.
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	La vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite.
Courroie en mauvais état	1, 2 3, 4 x fp	Radiale	
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement : $f_e = z \times \text{frot}$	Radiale et axiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement. Aide possible par analyse du cepstre.
Faux-rond d'un pignon	$f_e \pm \text{frot}$	Radiale et axiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond.
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Radiale et axiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Radiale et axiale	Ondes de choc dues aux écaillages. Aide possible par détection d'enveloppe.

**Tableau 2.1.** Tableau de reconnaissance des principales anomalies [13].

## 2.5. Symptômes des principaux défauts

Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée, c'est à dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts. La connaissance de ces images vibratoires et de la cinématique de la machine permet de formuler un diagnostic de l'état de la machine. Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts. Il faut donc établir la liste de tous les

défauts correspondant à chaque image et, par déduction, entreprendre les analyses complémentaires et rechercher d'autres symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable. On se propose dans ce chapitre d'étudier les images vibratoires des principaux défauts.

### **2.5.1. Défauts spécifiques aux roulements**

Les roulements sont, sans doute, les organes les plus sensibles d'un parc de machines. Lorsque l'on sait que, d'après une étude menée par la Société SKF, 27 % des dégradations de roulements ont pour origine des maladresses de montage, on imagine l'intérêt que l'on peut avoir à les remplacer le moins souvent possible, donc à éviter les démontages systématiques en optant pour une stratégie de surveillance appropriée.

Rappelons que, bien qu'il existe des techniques simples dédiées au suivi en mode global des roulements, seule l'analyse fréquentielle permet de déterminer si l'impulsion de type choc est produite par une dégradation d'engrenage, une turbulence aéraulique ou un défaut de roulements. En outre, l'image spectrale et ses analyses complémentaires permettent de situer le défaut sur la bague tournante ou sur la bague fixe du roulement, de savoir s'il s'agit d'un écaillage ou d'un manque de graisse, mais aussi de dépister un début de grippage.

Reste à déterminer sur quelles machines « stratégiques » pour l'entreprise cette précision s'avérera nécessaire.

### **2.5.2. Généralités sur les défauts de roulements**

Dans la plupart des cas, la dégradation se traduit par un écaillage d'une des pistes ou élément roulant du roulement, produisant un choc à chaque passage.

Pour chaque type de roulement et en fonction de ses cotes de fabrication, on peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- La fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague externe du roulement,  $f_{be}$  ;
- La fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague interne du roulement,  $f_{bi}$  ;
- La fréquence de rotation des billes (ou rouleaux) sur eux-mêmes,  $f_{br}$  ;
- La fréquence de passage d'un défaut de cage,  $f_c$ .

Lorsqu'il y a écaillage ou indentation sur l'un de ces éléments du roulement, le choc se produit donc à la fréquence correspondante donnée par les formules ci-dessous

tirées de formule de Willis, habituellement appliquée aux engrenages épicycloïdaux (figure), avec :

- $N_b$  le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles)
- $D$  le diamètre primitif
- $d$  le diamètre des éléments roulants
- $\alpha$  l'angle de contact
- $f_{rot}$  la fréquence de rotation de la bague interne (bague externe étant supposée fixe)

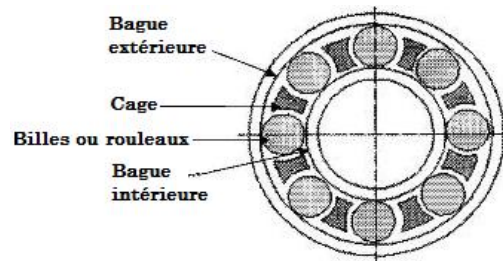


Figure 2.2 Constitution générale d'un roulement.

Ainsi, nous avons.

- La fréquence de passage d'une bille (ou d'un rouleau) sur un défaut de bague externe (la bague externe étant fixe),  $f_{be}$ , est donnée par l'équation suivante :

$$f_{be} = \frac{f_{rot} \times N_b}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (2.2)$$

- La fréquence de passage d'une bille (ou d'un rouleau) sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant),  $f_{bi}$ , est donnée par l'équation suivante :

$$f_{bi} = \frac{f_{rot} \times N_b}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (2.3)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage,  $f_c$ , est donnée par l'équation suivante :

$$f_c = \frac{f_{rot}}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right), \text{ donc } f_c = \frac{f_{be}}{N_b} \quad (2.4)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de bille (ou de rouleau) sur la bague externe ou sur la bague interne,  $f_e$ , est donnée par l'équation suivante :

$$f_{br} = \frac{f_{rot}}{2} \times \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d \cos \alpha}{D}\right)^2\right] \quad (2.5)$$

Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque tour de bille (ou rouleau), à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, on donne généralement :

$$2f_{br} = f_{rot} \times \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d \cos \alpha}{D}\right)^2\right] \quad (2.6)$$

### 2.5.3. Image vibratoire des principaux défauts

#### 2.5.3.1. Défaut de type écaillage affectant la bague externe

Un défaut de type écaillage affectant la bague externe, la bague interne et l'élément roulant (bille, rouleau) d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, est associé une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante.

$f_d$  est la fréquence de défaut qui peut être égale à  $f_{bi}$  ou  $f_{be}$ , selon la localisation de l'écaillage. L'image théorique est donnée sur la figure ci-dessous :

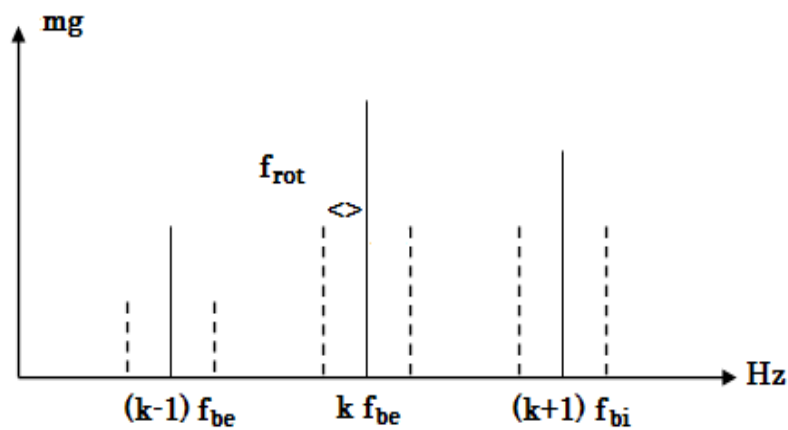


Figure 2.3 Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur la bague externe d'un roulement.

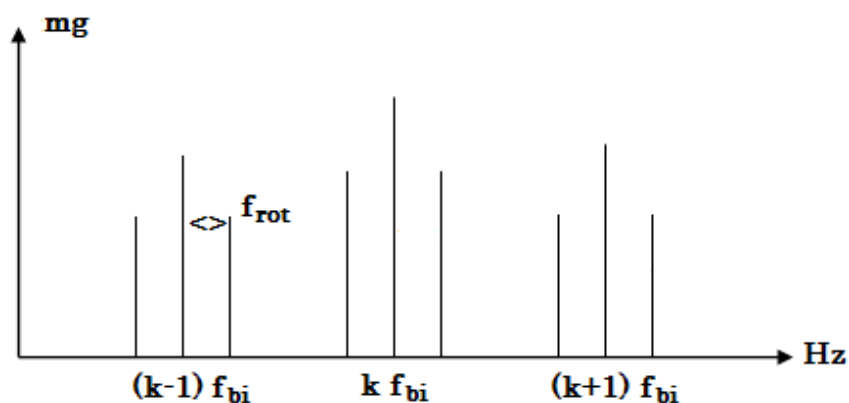


Figure 2.4 Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur la bague interne d'un roulement.

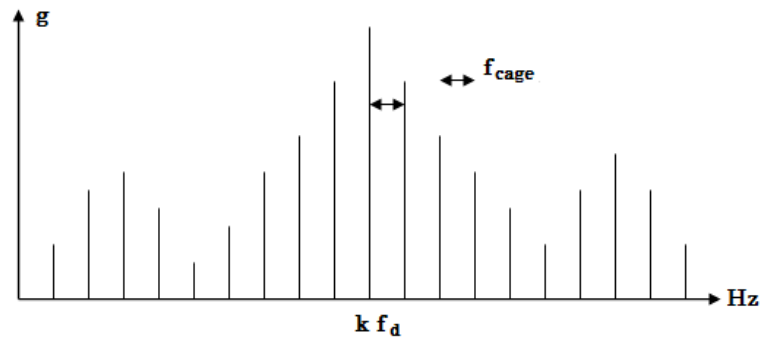


Figure 2.5 Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant ou une bague interne d'un roulement.

**2.5.4. Défaut de type déversement de bague**

- **Déversement de bague externe** a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence du défaut de cette bague, qui est généralement prépondérante par rapport à ses premières harmoniques (figures.2.6. a et b).
- **Le déversement de bague interne** a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence de défaut de cette bague, qui est généralement modulée par la fréquence de rotation (figure.2.6.b).
- **Le déversement simultané des deux bagues** a évidemment une image vibratoire conjuguant les images des deux types de défauts (figure 2.6.c)

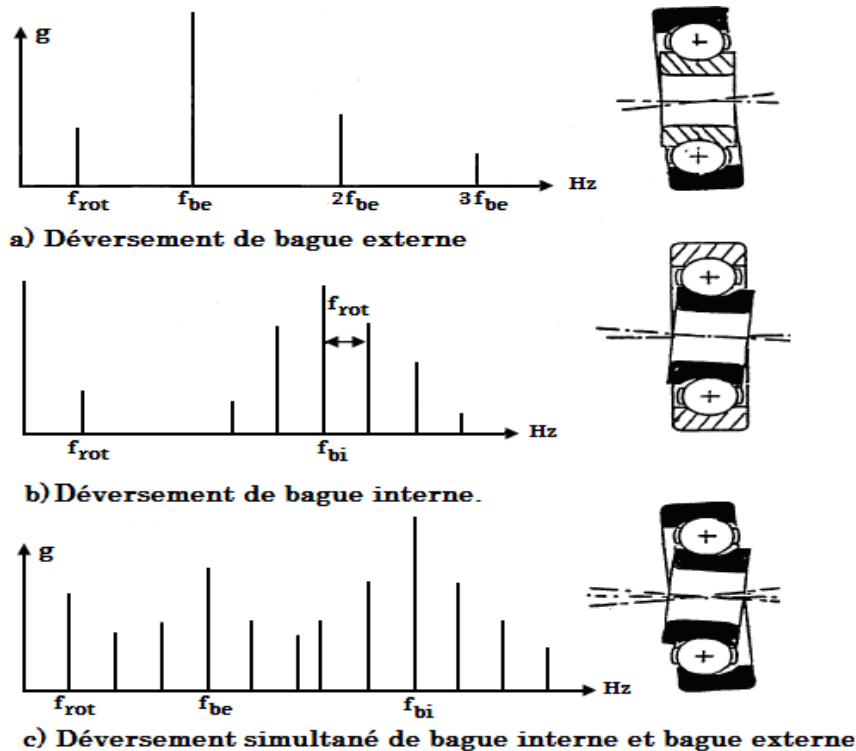


Figure 2.6 Images vibratoires théoriques de défauts de type déversements de bagues externe ou interne.

Il ne faut pas confondre défaut de type écaillage et défaut de type déversement de bague. Le défaut de type écaillage est un défaut de type choc. Le défaut de type déversement de bague est un défaut de type vibration sinusoïdale.

## **2.6. Défauts liés aux roulements**

Le roulement est un organe qui fait partie des éléments les plus sensibles des machines tournantes. D'après l'étude rapportée par l'industrie SKF, la majorité des dégradations des roulements, hormis les erreurs de fabrication et la qualité des matériaux employés, sont liées à un montage incorrect, à une lubrification inadaptée, aux charges statiques et dynamiques et à cause de la sévérité du milieu ambiant [14].

Les roulements font partis des organes mécaniques les plus importants des machines tournantes. La maintenance de ce type de composant est souvent basée sur le calcul de sa durée de vie à partir des modèles mathématique et nécessite dans un premier temps de connaître son comportement en service. L'endommagement des roulements se traduit généralement par des dégradations de fatigue qui apparaissent à la surface des éléments actifs du roulement. Il se présente sous la forme de fissures puis d'écaillages engendrés par la fatigue de roulement due à l'application cyclique d'une charge sur les pistes du roulement. La ruine du roulement est souvent occasionnée par un écaillage qui peut être d'origine superficielle ou provenir de la dégradation de la sous-couche du matériau. Les écaillages vont être le siège d'impacts lors du passage des éléments roulants causant ainsi l'excitation de fréquences propres [15-16].

Selon la firme SNR [17], 12 avaries principales peuvent être retenues pour les défauts de roulements et proviennent de 4 familles de causes :

### **2.6.1. Avaries liés aux conditions de fonctionnement**

Surcharges accidentelles ou non, vibrations en marche ou à l'arrêt, vitesses excessives et flexions d'arbres.

- Ecaillage

L'écaillage de fatigue est le défaut le plus rencontré, c'est un phénomène normal qui conduit à une défaillance quelque soit les conditions d'utilisation et de fonctionnement. Il est caractérisé par des fissurations et des enlèvements de fragments de matière.

L'écaillage localisé est prématuré, il résulte d'anomalies caractérisées telles qu'un mauvais montage, une surcharge, un défaut d'alignement et une mauvaise forme de logement. Ce type d'écaillage est caractérisé par des taches en surface provenant d'arrachements superficiels du métal.

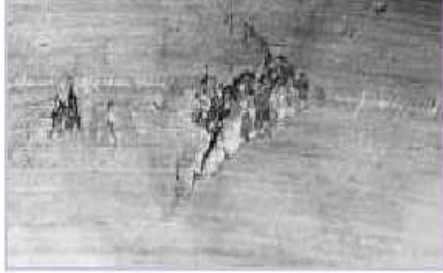


Figure 2.7 Ecaillage superficiel.



Figure 2.8 Ecaillage de fatigue.

- Coloration
- Détérioration des cages

Déformation, usure, rupture.



Figure 2.9 Détérioration des cages.

### **2.6.2. Avaries liés à la lubrification**

Mauvais choix du lubrifiant, qualité inadaptée et fréquence d'entretien inadéquate.

- Grippage

Zones mates avec enlèvement de matière, traces brunes d'échauffement, déformation des corps roulants, micro-fusions et laminage du métal.



Figure 2.10 Le grippage

### **2.6.3. Avaries liés au montage**

Méthode et moyens insuffisants ou mal adaptés, pollution au montage, mise en place brutale et mauvaise construction des organes récepteurs : arbres et logements hors tolérance, mauvais accès du lubrifiant, défaut d'alignement.

### **2.6.4. Avaries liés à l'environnement**

Température ambiante trop basse ou trop élevée, passage de courant et pollution par l'eau, la poussière, les produits chimiques, les déchets textiles...

- *Usure*

Usure généralisée des corps roulants, des pistes et cages. Teinte grise (due à l'effet d'une pollution abrasive).

- *Empreintes par déformation*

Empreintes des billes ou des rouleaux (génératrices) correspondant à leur écartement. Le fond de l'empreinte est brillant, on y retrouve les traces de la rectification. La matière a été repoussée, sans usure.

- *Empreintes des éléments roulants par abrasion*

Empreintes correspondant ou non à l'écartement des corps roulants. Il y a eu enlèvement de matière par usure due aux vibrations subies par le roulement à l'état stationnaire.

- *Cratères et cannelures*

Piqûres à bords nets ou succession de plages étroites parallèles, liées à un passage de courant électrique.

- *Coups, fissures, cassures*

Chocs violents, enlèvement de matière en surface, fissures, ruptures des bagues.

- *Corrosion de contact*

Coloration rouge ou noire sur les surfaces d'appui du roulement, dans l'alésage et sur le diamètre extérieur.

- *Corrosion*

Oxydation localisée ou généralisée, à l'intérieur et à l'extérieur du roulement.

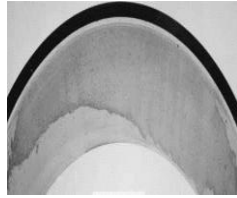


Figure 2.11 Oxydation du roulement.

Les avaries précédentes peuvent être réduites et même éliminées par une surveillance des causes de détérioration et l'entretien appropriés. Par contre, il existe des avaries dites de fatigue qui apparaissent même dans des 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 cycliques qui est responsable de la fatigue du roulement. Ce type d'avarie se manifeste par l'apparition de fissure qui croît lentement jusqu'à l'écaillage [18].

Ces défauts donnent naissance à des vibrations qui les caractérisent. C'est pourquoi l'analyse vibratoire s'avère intéressante et s'est montrée très puissante d'une part pour surveiller l'état de fonctionnement et d'autre part pour diagnostiquer le défaut et suivre son évolution.

## 2.7. Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre les deux méthodes de la maintenance la maintenance corrective et la maintenance prévisionnelle, cette dernière englobe la maintenance conditionnelle et la maintenance systématique. Dans la deuxième partie, nous avons expliqué l'importance de l'analyse des vibrations dans la maintenance conditionnelle pour la détection des défauts des machines tournantes. Nous avons perlé des indicateurs de surveillance, tel que le RMS, la Kurtosis, le facteur crête, le facteur K, et par la suite des indicateurs de diagnostic tel que le spectre ou la FFT, l'analyse de l'enveloppe, l'analyse cepstrale et enfin l'analyse multi-résolution.

## Chapitre 3. Analyse temporelle

### 3.1. Introduction

Actuellement l'amélioration considérable de l'informatique et des outils de calcul numérique permet d'une part la conception et l'étude du comportement des systèmes mécaniques complexes, et d'autre part le développement des outils de diagnostic et moyens de contrôle. Ces outils de diagnostic sont utilisés principalement dans le cadre de la maintenance préventive pour des motifs de rentabilité et de productivité.

L'analyse vibratoire, vu son efficacité, prend actuellement une place très importante dans le cadre de la mise en place d'une maintenance conditionnelle [19,20]. Elle permet de suivre l'état de la machine tournante en fonctionnement afin d'éviter les arrêts indésirables. A ce propos plusieurs indicateurs de détection ont été proposés et utilisés comme mesure globale du niveau vibratoire tels que la valeur crête, l'énergie, le RMS, la valeur moyenne, et autres. Des indicateurs plus spécifiques aux défauts induisant des chocs, à l'image de ceux des roulements et des engrenages, sont également utilisés, notamment le Kurtosis et le facteur de crête. Ces indicateurs, étant sensibles à la forme du signal, peuvent détecter la présence du défaut car ils augmentent avec la propagation de la longueur de la fissure [21,22]. Néanmoins, le Kurtosis s'est montré plus sensible que le facteur de crête et permet donc une détection plus précoce. En réalité les applications du Kurtosis pour la détection des défauts d'engrenages sont multiples. Dans une étude on a utilisé la réciproque du Kurtosis de la distribution bêta des signaux vibratoires segmentés, cet indicateur a permis de suivre la progression d'une fissure jusqu'à une certaine longueur [23]. Dans, [22] l'auteur montre que la valeur du Kurtosis augmente avec l'augmentation de la taille du défaut (piqûres) et pourrait par ce fait être un bon indicateur de son évolution, voire de sa gravité [14].

### 3.2. Les indicateurs de base de l'analyse vibratoire

Un indicateur est le résultat d'une mesure ou d'un calcul représentant un ou plusieurs aspects de l'état ou de la performance d'un équipement et dont l'évolution ou la transformation est synonyme de l'aggravateur ou de l'apparition d'un défaut.

On distingue deux types d'indicateurs :

- *Indicateur scalaire* : il associe à un signal brut, une grandeur caractéristique de son amplitude (valeur efficace, amplitude crête, ...), de sa distribution d'amplitude (facteur de crête, Kurtosis) ou de sa composition spectrale (amplitude d'une composante spectrale, taux d'harmonique,...).
- *Indicateur spectral* : il associe à un signal une représentation spectrale de ce dernier (spectre, zoom, Cepstre,..), il présente un grand intérêt d'être sensible aussi bien aux évolutions de la forme d'un signal, qu'à celle de son énergie.

### 3.2.1. Le niveau global

La méthode du niveau global, consiste à apprécier le niveau vibratoire de la machine en mesurant la valeur efficace de ces vibrations et de la comparer aux seuils de jugement préconisés par les normes. Selon la norme NFE 90-300 [24] qui fixe des critères d'évaluation du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature vibratoire de la machine, l'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine [25]

La mesure du niveau global est défini par :

$$NG = \sqrt{a^2 + b^2 + c^2} \quad (3.1)$$

a, b, c, ....sont les amplitudes efficaces des indicateurs mesurés (caractérisant les défauts).

NG est sensible à l'évolution des défauts induisant des vibrations d'amplitude élevée [24]. L'effet de masque rend cette méthode imprécise et ne permet pas la détermination de la cause de l'augmentation du niveau vibratoire.

#### 3.2.1.1. Critère de sévérité de la machine

Vu la diversité des machines, il est possible d'avoir des valeurs universelles et absolues des niveaux vibratoires admissibles sur les machines tournantes.

C'est pourquoi, il existe des guides qui proposent des valeurs globales de niveaux de vibration pour établir approximativement la sévérité des machines et pour aider à établir les niveaux d'alarme et de pré alarme (voir tableau1: extrait de la norme NFE 90-300).

Ces guides sont ajustés selon :

- la puissance de la machine
- le type de support
- le type de machine

- les machines neuves ou usagées
- les machines à longues durées de vie ou courte durée.

D 'après NFE 90-300

mm/s				
45	non admissible	non admissible	non admissible	non admissible
18				
11.2				
7.1				
4.5	tolérable	tolérable	tolérable	tolérable
1.8	acceptable	acceptable	acceptable	acceptable
0.71	bon	bon	bon	bon
	Groupe 1	Groupe 2	Groupe 3	Groupe 4

Tableau 3.1 Surveillance d'après NFE 90-300.

Groupe 1 : petites machines jusqu'à 15 kW.

Groupe 2 : machines moyennes entre 15 et 75 kW ; ou/et 300kw sur support spécial.

Groupe 3 : grandes machines dont fréquence de résonance > fréquence de fonctionnement.

Groupe 4 : grande machines dont fréquence de résonance < fréquence de fonctionnement.

### 3.2.2. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square)

C'est un indicateur scalaire très utilisé bien qu'il présente des inconvénients [18]. Il est sensible à l'effet de masque, c'est-à-dire qu'il peut s'avérer inefficace à l'apparition de certains défauts. Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Le RMS a été appliqué avec succès limité pour la détection de défauts localisés [26,27].

$$A_{eff} = RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [s(n)]^2} \quad (3.2)$$

où  $N$  est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal temporel  $s(n)$ .

Très souvent, on utilise le  $RMS_{dB}$  donné par :

$$RMS_{dB} = 20 \log_{10} \frac{RMS}{RMS_{réf}} \quad (3.3)$$

Afin de définir les seuils d'alerte et de danger, on pourra utiliser le tableau 3.2 suivant :

Niveaux	Référence			Alerte			Danger		
$RMS/RMS_0$	0,10	0,32	1	1,12	1,41	2,00	2,51	3,16	10,00
$RMS_{dB}$	-20	-10	0	1	3	6	8	10	20

Tableau 3.2 les valeurs des niveaux de RMS en décibels.

### 3.2.3. Les indicateurs crêtes

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête ou le facteur K sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsives telles que les écaillages de roulements. [28]

#### 3.2.3.1. La valeur crête

Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.

$$A_C = \max_t [s(t)] \quad (3.4)$$

La valeur crête est elle aussi très utilisée notamment dans le suivi vibratoire des machines tournantes, car une augmentation de cette grandeur, donc de l'énergie vibratoire, est signe d'une éventuelle dégradation.

#### 3.2.3.2. La valeur crête à crête

Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale,  $A_{CC} = 2 A_C$

$$A_{CC} = \sup [s(t)] - \min [s(t)] \quad (3.5)$$

### 3.2.3.3. Le facteur de crête

Le facteur de crête est le facteur le plus simple, il défini comme étant le rapport de la valeur crête sur la valeur efficace de l'amplitude.

$$FC = \frac{A_c}{A_{eff}} \quad (3.6)$$

Le facteur de crête évolue différemment selon l'état de l'évolution de la dégradation du roulement par exemple, soit par un défaut localisé ou un défaut généralisé ; son évolution par rapport au temps peut être représentée par la figure 3.

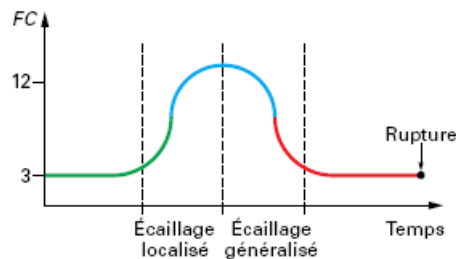


Figure 3.1 Variation du facteur de crête FC en fonction du temps [28].

Le facteur de crête d'une distribution normale est compris entre 3 et 6, de ce fait il est un indicateur de la présence de chocs si sa valeur dépasse 6 [12].

Dans le cas des roulements et selon Boulenger [13],

Si  $Fc < 5g^2 \Rightarrow$  roulement en bon état

Si  $Fc > 10g^2 \Rightarrow$  roulement dégradé.

### 3.2.3.4. Le facteur K

Il est défini comme étant le produit de la valeur crête et la valeur efficace.

$$K = A_c A_{eff} \quad (3.7)$$

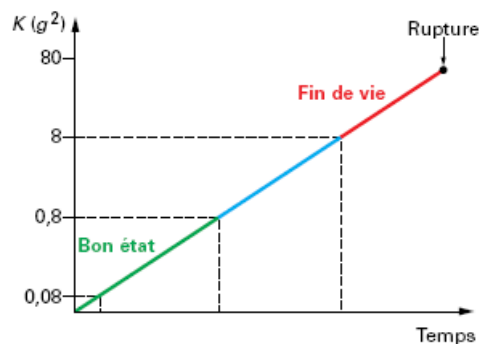


Figure 3.2 Variation du facteur K en fonction du temps [28].

Dans le cas des roulements et selon Augeix [28],

Si  $K < 0.8g^2 \Rightarrow$  roulement en bon état

Si  $K > 8g^2 \Rightarrow$  roulement dégradé

Bien sûr, cette échelle est sujette à modifications suivant les machines.

### 3.2.3. Le Kurtosis

Le Kurtosis est un indicateur général, peut être appliqué pour la surveillance des machines tournantes, en particulier les défauts de roulements.

Le Kurtosis est un dérivé de la méthode du facteur de crête. Le Kurtosis est un facteur scalaire qui se définit comme le rapport du moment d'ordre 4 sur le carré du moment [28].

$$Kurt = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T s^4(t) dt}{\left[ \frac{1}{T} \int_0^T s^2(t) dt \right]^2} \quad (3.8)$$

Concrètement, le Kurtosis quantifie l'aplatissement de la courbe de densité de probabilité du signal enregistré.

Dans le cas d'un signal impulsionnel aléatoire (distribution gaussienne des amplitudes), le Kurtosis est égal à 3 et l'amplitude crête du signal est statistiquement égale à 3 fois son amplitude efficace [29].

- *Kurt* voisin de 1.5 pour une vibration de type sinusoïdal,
- *Kurt* voisin de 3 pour une vibration de type impulsionnel aléatoire,
- *Kurt*  $\gg$  3 pour une vibration de type impulsionnel périodique.

### 3.3. Conclusion

Ce chapitre a présenté les indicateurs usuels de détection et d'identification des défauts de roulements qui s'appuient sur les données de mesures effectuées sur les équipements.

Nous allons appliquer les indicateurs temporels pour évaluer la gravité de la vibration d'une machine. Le Kurtosis et le facteur de crête sont des indicateurs scalaires les plus sensibles aux chocs c'est à dire les plus efficaces et les plus utilisés pour détecter les défauts induisant des forces impulsives périodiques.

## Chapitre 4. Analyse fréquentielle

### 4.1. Introduction

Pour représenter le signal vibratoire sous une forme exploitable, on a cherché à le représenter dans un diagramme amplitude fréquence appelé spectre. Avec ce type de représentation, chacune des composantes sinusoïdales élémentaires du signal est parfaitement définie par son amplitude et sa fréquence. L'analyse spectrale permet de représenter sous forme d'un graphique, appelée spectre, montrant l'amplitude d'une vibration à chaque fréquence. Dans un spectre toutes les composantes du signal vibratoire sont représentées sous forme de pics.

### 4.2. Transformée de Fourier

L'analyse de Fourier est à l'origine de la plus part des méthodes de traitement de signal. Cette technique permet d'analyser le signal dans sa représentation fréquentielle, après obtention du spectre par la Transformée de Fourier TF.

$$s(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (4.1)$$

Cette méthode est mieux adaptée aux signaux stationnaires. Elle présente des limitations dès qu'il s'agit de traiter un signal non stationnaire. En effet la Transformée de Fourier exclue toute localisation dans le domaine temporel [28].

### 4.3. Transformée de Fourier à Courts Termes

La transformée de Fourier à court terme consiste à découper le signal temporel en tranches successives, se recouvrant partiellement. Chaque tranche obtenue est considérée comme stationnaire, ce qui nous permet d'utiliser la transformée de Fourier.

La TFCT est donnée par :

$$s(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(\tau) g(\tau - t) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (4.2)$$

Sa version discrète est :

$$s(t, f) = \sum_n s(n) g(t - n) e^{-j2\pi fn} \quad (4.3)$$

Il existe plusieurs types de fenêtres nous citons la rectangulaire, Hamming, Hanning, Gauss, etc... La TFCT permet d'obtenir une représentation conjointe temps fréquence. L'inconvénient majeur de cette technique réside dans le compromis à réaliser entre la résolution temporelle et la résolution fréquentielle. D'une part une bonne résolution temporelle qui permet de voir l'évolution de l'information nécessite une diminution de la durée d'observation. D'autre part une bonne résolution fréquentielle nécessite une durée d'observation assez longue [30].

#### 4.4. Détection d'enveloppe

L'étude du signal d'enveloppe permet d'analyser la forme de signal, notamment lorsque le défaut recherché provoque un mode de résonance de la 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, mêmes pour de faibles vitesses, puisque les défauts ne sont pas recherchés dans la plage des basses fréquences du spectre mais autour de porteuses, dont les fréquences peuvent se situer à des centaines de fois la fréquence de rotation.

Plus précisément, la méthode de l'enveloppe utilise la modulation de l'amplitude de la fréquence de résonance du roulement, par la fréquence du défaut. [31]

La détection d'enveloppe est une technique du traitement du signal importante qui aide à identifier les défauts du roulement par la détermination des fréquences caractéristiques des défauts qui ne peuvent pas être présents dans le spectre direct.

Un type de défauts rencontré souvent sur les roulements, c'est la détérioration des bagues et des billes par l'usure. Ce défaut se traduit par des chocs, et les vibrations qui résultent se présentent sous forme d'un signal non stationnaire.

## 4.5. Analyse cepstrale

Le Cepstre permet d'identifier et de quantifier toute famille de composantes périodiques, qu'elles soient sous forme de [18]:

Peignes de raies (chocs) qui correspondent à des familles de composantes dont les fréquences  $f_k$  sont des multiples entiers d'une fréquence de base  $f_0$  :  $f_k = K \cdot f_0$

Le cepstrum de puissance était montré comme étant une technique de diagnostic efficace. Le cepstre est en quelque sorte le spectre d'un spectre logarithmique, il permet de trouver les périodicités dans le spectre original. Le spectre est défini comme étant la transformée de Fourier inverse de logarithme du spectre de puissance [31]

$$C[s(t)] = C(\tau) = FT^{-1}[Log(FT(s(t)))] \quad (4.4)$$

La variable  $\tau$  du cepstre a la dimension d'un temps. Elle est appelée « quéfrencence ». Elle représente les périodes d'oscillations des réponses impulsionnelles de la structure et les périodes de répétition ou de modulation des forces d'excitation. [32]

Le Cepstre est largement utilisé pour la détection des défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements [18-33]. Il permet, par exemple, de mettre en évidence et de suivre dans le temps les défauts de dentures, l'usure d'une clavette, la déformation des arbres, le jeu dans un palier, etc. c'est une technique très intéressante pour l'aide au diagnostic des chocs répétitifs sur machines à cinématiques complexe (réducteur, boîte vitesse, compresseur à vis, etc.). Malheureusement elle présente un inconvénient majeur c'est qu'elle ne peut pas analyser dans le domaine des hautes fréquences (cas des roulements). Elle est beaucoup mieux adaptée au diagnostic des engrenages (basses fréquences). [34]

## 4.6. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons montrés les cas où le spectre ne peut donner des résultats, dans cas là nous utilisons l'analyse d'enveloppe Cette dernière montre son efficacité, Elle détecte les défauts localisés en permettant d'extraire les fréquences caractéristiques à chaque défaut mais elle nécessite un bon filtrage (filtre passe-bande) pour éliminer le bruit. La technique de l'analyse cepstrale, permet d'identifier l'origine du défaut mais il est très sensible aux bruits.

# Chapitre 5. Analyse multi-résolution en ondelettes

## 5.1. Introduction

La théorie des ondelettes est récente : elle est née au milieu des années 80. Et pourtant, elle est déjà utilisée dans de nombreux domaines qu'ils soient théoriques ou pratiques : analyse harmonique, vision par ordinateur, traitement du signal, compression d'images, analyse de turbulences, etc. En 1984, J. Morlet, a proposé pour l'étude des signaux sismiques. Une ondelette est une onde "localisée". Lorsqu'on décompose une fonction en séries de Fourier, on la décompose en fait en fréquence. La décomposition en ondelettes ajoute une dimension, la décomposition est double : en fréquence mais aussi en espace. Une fonction est ainsi représentée comme une somme d'oscillations de fréquences précises se produisant à un endroit précis, c'est-à-dire une somme d'ondelettes. C'est pour cela que cette théorie représente "bien" les données [35].

La transformée en ondelettes permet de résoudre les problèmes de la TFCT qui sont : la faible résolution conjointe temps-fréquence, et la taille de la fenêtre qui est constante. La TO permet d'adapter la taille de la fenêtre d'analyse aux caractéristiques locales du signal : petite fenêtre lorsque le signal varie rapidement (hautes fréquences) et plus grande fenêtre lorsque ses variations sont lentes (basses fréquences), elle décompose le signal sur une base de signaux élémentaires (des ondelettes). En modifiant ainsi par dilatation ou contractions successives la taille de l'ondelette analysante  $\psi(t)$  (appelée aussi ondelette mère ou de référence), il est possible de détecter des détails localisés plus facilement qu'avec la TF. [26]

Il existe **deux types de transformée** en ondelettes:

- Transformée en ondelettes continue (CWT).
- Transformée en ondelette discrète (DWT).

## 5.2 La transformée en ondelettes continue

La CWT a été développée comme une approche alternative à la TFCT pour surmonter le problème de résolution. L'analyse d'ondelette est faite d'une manière

semblable à l'analyse de TFCT, en un sens que le signal est multiplié par une fonction, **ondelette**, semblable à la fonction de fenêtre dans le TFCT, et la transformation est calculée séparément pour différents segments du signal dans le domaine temporel.

- Même principe que la TFCT. Différence majeure : on utilise une fenêtre (dans notre cas une ondelette mère) dont la **largeur est variable**.
- But : obtenir plus de précisions dans les résultats en fonction du type de fréquences (hautes ou basses) = résoudre le problème de résolution

La transformée en ondelette remplace les sinusoides de la transformée de Fourier par une famille de translation et de dilatation d'une même fonction appelée **ondelette**. Mathématiquement la famille d'ondelettes se met sous la forme :

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (5.1)$$

Avec  $a$  paramètre de dilatation et  $b$  paramètre de translation.

En notant  $\psi^*$  la conjuguée de  $\psi$  la transformée en ondelette d'une fonction  $f(t)$  est définie par :

$$CWT = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi^*\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (5.2)$$

Cette transformée est dite continue, notée CWT (Continuous Wavelets Transform). En pratique des algorithmes de calcul rapide existent dans plusieurs logiciels notamment Matlab. La transformée correspondante est souvent nommée TOR (**la Transformée en Ondelette Rapide**).

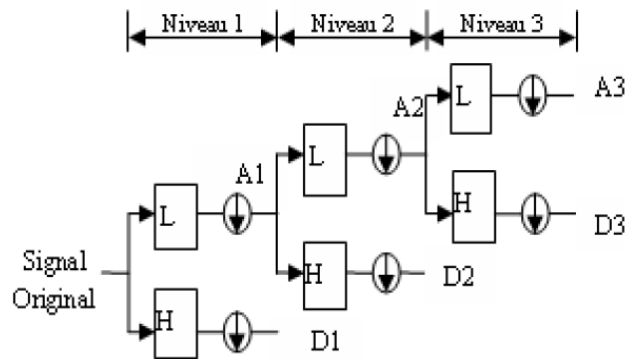
## 5.2 La transformée en ondelettes discrète (TOD)

La transformée continue en ondelettes décompose un signal selon un ensemble d'ondelettes déduites d'une ondelette de référence par des opérateurs de dilatation et de translation. L'utilisateur peut choisir ses jeux de facteurs de dilatation et de décalages de façon libre [26]. La transformée en ondelette discrète est une discrétisation de la transformée en ondelette continue.

$$DWT(m, n) = 2^{-\frac{m}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi^*(2^{-m}t - n) dt \quad (5.3)$$

### 5.2.1. Analyse multi-résolution

La démarche la plus utilisée dans la pratique est la transformée discrète, appelée encore Analyse Multi-résolution en Ondelette, a été introduite pour la première fois par Mallat en 1989 . L'analyse Multi-résolution basée beaucoup plus sur l'utilisation de la complémentarité des deux filtres, passe-haut et passe-bas. Plusieurs niveaux de décompositions sont possibles. A chaque niveau le signal est décomposé en deux composantes, l'une représentant les coefficients d'approximation  $CA_i$ , ils correspondent aux plus basses fréquences du signal, et l'autre représentant les coefficients de détail  $CD_i$ , ils correspondent aux plus hautes fréquences du signal. Cette transformation décrit les détails d'un signal pour chaque niveau de résolution, ces détails correspondent à la différence d'information entre deux niveaux de résolutions successives [47].



**Figure 5.1** Principe de la transformée en ondelettes.

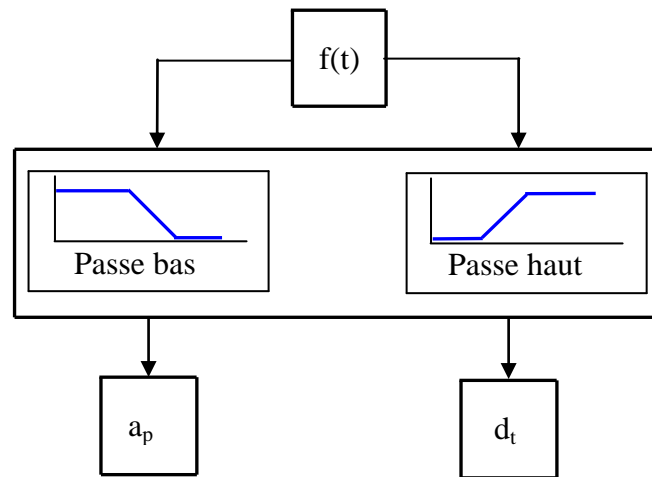
#### Principe

Séparer le signal en deux composantes représentant :

- l'allure générale du signal (basses fréquences),
- les détails du signal (hautes fréquences),

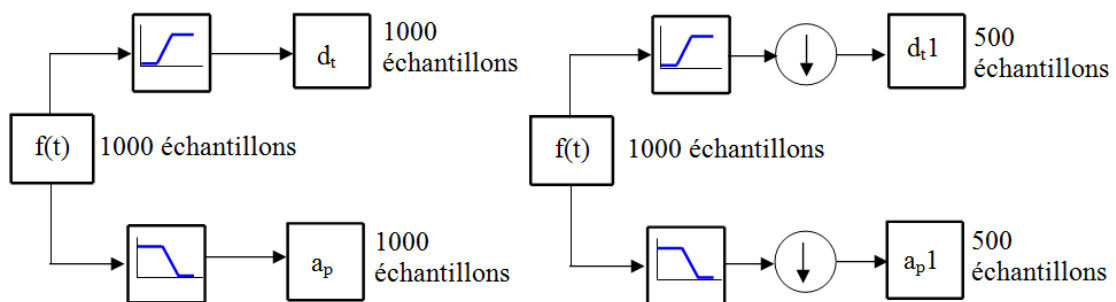
Pour séparer le signal, on utilise deux filtres complémentaires :

- un filtre passe-bas (approximation),
- un filtre passe-haut (détails).



**Figure 5.2** Décomposition du signal par deux filtres passe bas et passe haut.

En pratique, une paire de filtres complémentaires, l'un passe-bas et l'autre passe-haut, permet de transformer un signal de longueur  $N$  en deux signaux de longueur  $N/2$  : l'un représentant la tendance du signal et appelée *approximation*, l'autre représentant ses détails. On dit que l'on est passé à une résolution inférieure. On peut répéter l'opération de filtrage sur le signal d'approximation, afin d'accéder à une résolution encore inférieure, et ainsi de suite.



**Figure 5.3** Décomposition de signal par deux filtres passe bas et passe haut plus un sous échantillonnage.

A chaque paire de filtres en quadrature est associée une ondelette  $\psi(t)$  et une fonction d'échelle  $\phi(t)$ . L'ondelette est une fonction oscillante qui permet de rendre compte des détails du signal. La fonction d'échelle est une fonction plus basse fréquence, associée à l'approximation du signal.

Pour la T.O.D. seuls les signaux d'approximation sont à nouveau décomposés. Les signaux de détails issus du filtrage passe-haut sont laissés de côté à chaque fois.

A chaque itération, on divise la résolution par 2. C'est la raison pour laquelle cette méthode est appelée analyse multi-résolution.

### 5.2.1. Reconstruction des approximations et des détails

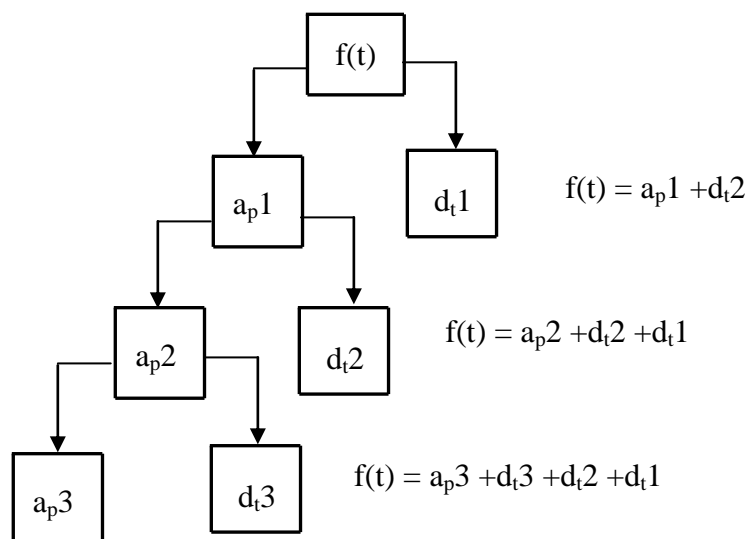
Nous avons appris comment la transformée en ondelettes discrète peut être employée pour analyser, ou décomposer, des signaux. Ce processus s'appelle décomposition ou analyse. Maintenant comment ces composantes peuvent être réunies de nouveau pour reconstruire le signal original sans perte d'information. Ce processus s'appelle la reconstruction, ou synthèse. La manipulation mathématique qui effectue la synthèse s'appelle la transformée en ondelettes discrète inverse (IDWT).

L'analyse en ondelettes utilise des filtres et de sous-échantillonnage, le processus de reconstruction utilise aussi des filtres mais de sur-échantillonnage, qui consiste à rallonger les composantes du signal.

Il est également possible de reconstruire les approximations et les détails à partir de leurs vecteurs de coefficients. Les détails et les approximations reconstruits sont les constituants vrais du signal original. En fait, nous trouvons quand nous les combinons cela :

$$a_p + d_t = f(t) \quad (5.4)$$

Etant donné que les vecteurs de coefficients  $a_p$  et  $d_t$  ont été produits par sous échantillonnage et ne représentent que seulement la moitié de la longueur du signal original ; ils ne peuvent pas être combinés directement pour reproduire le signal. Il est nécessaire de reconstruire les approximations et les détails avant de les combiner.



**Figure 5.4** Analyse multi-résolution.

L'analyse multi-résolution consiste à utiliser une gamme très étendue d'échelle pour analyser le signal.

La notion d'échelle signifie que le signal sera à une échelle donné, remplacé par l'approximation la plus adéquate que l'on puisse tracer à cette échelle. En passant des échelles grossières vers des échelles fines permet d'accéder à des représentations de plus précises du signal donné.

Mathématiquement, en analyse multi-résolution on cherche à écrire toute fonction  $f$  de  $L^2$  comme une suite d'approximations successives de fonctions élémentaires, chacune étant une version plus lissée de  $f$  (avec des fonctions lissées de plus en plus concentrées). Les approximations successive utilisent alors différents résolution, d'où le nom d'analyse multi-résolution.

Une analyse multi-résolution de  $L^2(R^n)$  est, par définition, une suite croissante  $V_j, j \in Z$ , de sous espace vectoriel fermé de  $L^2(R^n)$  ayant les propriétés suivantes :

$$1- \forall j \in Z, V_{j+1} \subset V_j \quad (5.5)$$

$$2- \bigcap_{j \in Z} V_j = \{0\} \quad (5.6)$$

$$3- \bigcap_{j \in Z} V_j \text{ est dense dans } L^2(R^n) \quad (5.7)$$

$$4- \forall f \in L^2(R^n); \forall j \in Z \text{ on a : } f(t) \in V_j \Leftrightarrow f\left(\frac{t}{2}\right) \in V_{j+1} \quad (5.8)$$

$$5- \forall f \in L^2(R^n); \forall k \in Z \text{ on a : } f(t) \in V_0 \Leftrightarrow f(t-j) \in V_0 \quad (5.9)$$

L'approximation de  $f$  à la résolution  $2^j$  contient toute l'information nécessaire pour la projection suivante à la résolution  $2^{j+1}$ .

La propriété (4) définit le facteur de changement d'échelle qui est égale à 2.

L'espace  $V_j$  peut être interprété comme une approximation à une échelle  $e_{ch} = 2^j$ .

Ainsi le plus petit détail visible possible aura la taille de  $\frac{1}{e_{ch}}$ .

Les propriétés (2) et (3) peuvent aussi s'exprimer comme une projection sur un espace vectoriel particulier  $V_j$  par un projecteur  $P_j$ .

Où  $P_j$  serait un opérateur linéaire. On a en effet l'approximation d'une fonction  $f(t)$  qui est représentée par  $P_j f(t)$  à la résolution  $r = 2^{-j}$ .

La fonction  $P_j f(t)$  est celle qui approche le mieux la fonction  $f$  à la résolution  $2^{-j}$ . Ainsi l'opérateur  $P_j$  est une projection orthogonale sur l'espace vectoriel  $V_j$ .

La propriété (5) caractérise l'invariance par translation entière de l'approximation. En approximant une fonction  $f$  à des résolutions  $2^{-j}$  des informations sont de plus en plus perdues quand  $j \rightarrow +\infty$ .

Inversement, quand la résolution croît  $-\infty$  l'approximation converge vers  $f$ . L'analyse multirésolution permet donc l'approche d'une fonction  $f$  par une limite d'approximation successives  $f = \lim P_j f$  avec  $j \rightarrow \infty$ .  $P_j f$  étant une version lissée de  $f$ . Nous nous plaçons dans l'espace  $L^2(\mathbb{R})$  des fonctions continues d'une variable réelle et de carré intégrable. Une analyse à la résolution  $j$  de la fonction  $f$  sera obtenue par action d'un opérateur  $P_j$  sur  $f$  tel que :

$$P_j f \in V_j \quad (5.10)$$

$V_j$  étant un sous espace de  $L^2$ ,  $P_j$  sera un projecteur.

On construira une analyse multi-résolution à l'aide de sous-espaces  $V_j$  emboîtés les uns dans les autres, tels que le passage de l'un à l'autre soit le résultat d'un changement d'échelle (zoom). Dans ces conditions, on peut montrer qu'il existe une fonction dite fonction d'échelle qui par dilatation et translation engendre une base orthonormée de  $V_j$ . Cette fonction sera notée :  $\varphi(t) \in L^2(\mathbb{R})$ . Et les fonctions de bases sont construites la relation :

$$\varphi_{j,n}(t) = 2^{-\frac{j}{2}} \varphi(2^{-j}t - n) \text{ avec } n \in \mathbb{Z} \quad (5.11)$$

La base sera orthonormée si :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(t) \varphi^*(t+n) dt = \delta(n) \quad \forall n \in \mathbb{Z} \quad (5.12)$$

La relation d'orthogonalité entre les fonctions de base pour une échelle donnée pourra donc s'écrire :

$$\langle \varphi_{j,n}, \varphi_{j,k} \rangle = \delta(n-k) \quad \forall n, j, k \in \mathbb{Z} \quad (5.13)$$

Rappelons que le produit scalaire est défini par :

$$\langle f, g \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) g^*(t) dt \quad (\text{Pour des fonctions réelles ou complexes})$$

L'action du projecteur sur  $f$  fournir sa décomposition sur la base des fonctions d'échelle et des coefficients de cette décomposition constituent l'approximation à l'échelle  $j$  de  $f$ .

$$P_j f = \sum_n \langle f, \varphi_{j,n} \rangle \varphi_{j,n} \quad (5.14)$$

On pose :

$$a_n^j = \langle f, \varphi_{j,n} \rangle \quad (5.15)$$

L'approximation à la résolution  $j$  de la fonction  $f$  sera définie par la suite discrète des nombres (réels ou complexes)  $a_n^j$ .

### Espace des détails

L'espace des détails vient compléter l'analyse. On peut définir pour chaque  $V_j$  son complément orthogonal  $W_j$  dans  $V_{j+1}$  tel que :

$$V_{j+1} = V_j + W_j \quad (5.16)$$

Comme  $W_{j+1}$  est orthogonal à  $V_j$ , alors  $W_{j+1}$  sera orthogonal à  $W_j$ , cette propriété s'écrit :

$$\forall j, k \neq j \text{ alors } W_j \perp W_k \quad (5.17)$$

Les sous espaces  $W_j$  ne forment pas une famille d'espaces emboîtés, mais les propriétés d'échelle et d'invariance par translation sont conservées.

Dans ces conditions, on peut montrer qu'il existe une fonction appelée ondelette qui par dilatations engendre une base orthonormée de  $W_j$ . Cette fonction est notée :  $\psi(t) \in L^2(\mathbb{R})$  et les fonctions de base sont construites suivant la relation :

$$\psi_{j,n}(t) = 2^{-\frac{j}{2}} \psi(2^{-j}t - n) \quad \text{avec } n \in \mathbb{Z} \quad (5.18)$$

L'orthonormalité de l'ondelette s'écrit :

$$\langle \psi_{j,n}, \psi_{i,k} \rangle = \delta(j-i) \delta(n-k) \quad \forall n, j, k \in \mathbb{Z} \quad (5.19)$$

L'approximation à l'échelle immédiatement plus fine pourra donc être reconstruite en utilisant les détails du signal fournis par sa projection sur la base de  $W_j$  suivant la relation suivante :

$$A_{j-1}f = A_j f + \sum_n \langle f, \psi_{j,n} \rangle \psi_{j,n} \quad (5.20)$$

On notera  $D_j$  le projecteur sur  $W_j$  et le signal de détail sera par la suite numérique :

$$d_m^j \langle f, \psi_{j,n} \rangle \quad (5.21)$$

Donc

$$D_j f = \sum_n \langle f, \psi_{j,n} \rangle \psi_{j,n} \quad (5.22)$$

Et la formule de reconstruction s'écrit :

$$A_{j-1}f = A_j f + D_j f \quad (5.23)$$

Le signal de détail est constitué d'une suite numérique dont les éléments sont aussi les coefficients de la transformée en ondelettes.

### 5.3. Choix de l'ondelette mère

Il existe plusieurs ondelettes mère  $\Psi_{t,s(t)}$  [37], (voir Annexe)

- Ondelettes orthogonales
  - Haar,
  - Daubechies (db),
  - Symelet (sym),
  - Coiflet (coif)...
- Ondelettes biorthogonales
  - Biorthogonale (bior),
  - Biorthogonale réversible (rbior)...

Le choix des ondelettes dépend surtout de l'application. En traitement de l'image par exemple on préférera utiliser des ondelettes biorthogonales qui permettent d'allier les propriétés de linéarité de phase.

Pour faire l'analyse multi-résolution par ondelettes nous utilisons les ondelettes orthogonales comme l'ondelette Daubechies. Mais l'analyse Multirésolution ne peut pas utiliser les ondelettes biorthogonales.

Les ondelettes de Haar seront utilisées dans un but de temps de calcul limité par rapport à celle de Daubechies par exemple.

- Etant donné que notre travail consiste à décomposer un signal en utilisant une analyse multi-résolution, dans le but de localiser une modulation.
- Les ondelettes Chapeau mexicain et Morlet ne peuvent pas être utilisées en analyse multi-résolution pour la simple raison qu'elles ne sont pas orthogonales ( $\varphi$  n'existe pas)
- Les ondelettes qui sont les mieux adaptées à la transformée rapide, les ondelettes de Daubechies, les Coiflets les Symlets et les ondelettes Biorthogonales. C'est pour cette raison que nous avons opté pour l'ondelette de Daubechies.

## 5.4 Comparaisons entre la TFCT et la TO

La TFCT et TO sont capables, toutes les deux, de fournir une représentation simultanée temps – fréquence du signal. Cependant, à la différence de la TFCT qui a une résolution constante à tous les instants du temps et à toutes les fréquences, la TO a une bonne résolution temporelle et une faible résolution fréquentielle aux hautes fréquences, et une bonne résolution fréquentielle et une faible résolution temporelle aux basses fréquences.

La TFCT donne une résolution fixe pour tous les instants alors que la TO donne une résolution variable.

## 5.5 Application de l'AMRO à un signal stationnaire

Le but de cette première simulation est de montrer l'efficacité et l'intérêt de la méthode des ondelettes.

Nous avons simulé un signal stationnaire représentant la somme de trois sinusoïdes pures de même amplitude et de fréquences respectives 5Hz, 50Hz et 150Hz. Ce type de signaux peut représenter dans la pratique l'effet d'un balourd par exemple.

- La fréquence d'échantillonnage est de 400Hz.
- Nous utilisons dans cette analyse l'ondelette de Daubechies d'ordre 9.

On montre sur les figures (5.5, a, b et c) la représentation temporelle correspondant de chaque signal. La figure (5.5d) affiche la représentation temporelle de la somme de trois signaux sinusoïdaux au même temps.

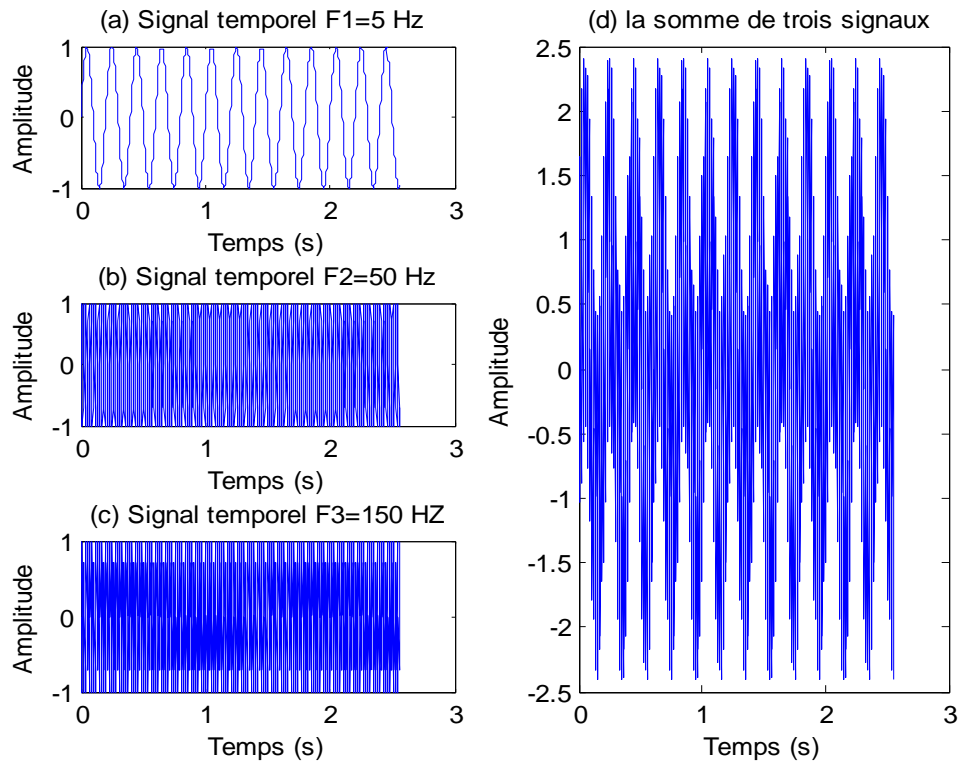


Figure 5.5 Signaux temporels du signal simulé.

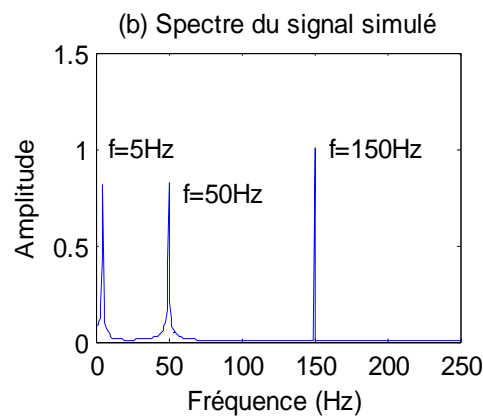


Figure 5.6 Signal fréquentiel du signal simulé.

Dans la figure 5.6, il y a une composante porteuse, qui correspond à la fréquence la plus basse. Cette fréquence est égale à 5 Hz. Le spectre du signal simulé montre la présence de trois pics, qui correspondent les fréquences contenues dans notre signal.

Nous allons décomposer notre signal par la transformée discrète en ondelettes en utilisant l'algorithme rapide.

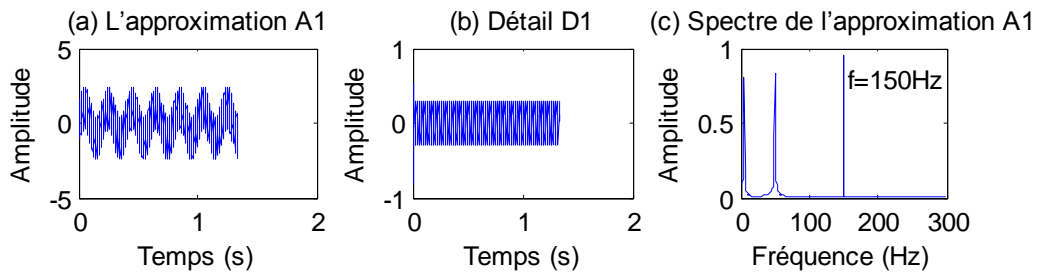


Figure 5.7 premier niveau de résolution du signal simulé théoriquement

La figure 5.7a représente la première approximation correspondant au premier niveau de résolution. La transformée discrète en ondelettes, a séparé le signal simulé en deux composantes, l'une représentant l'approximation 1, et l'autre représente le détail qui correspond à la fréquence 150 Hz.

Cela est bien visible sur la figure 5.8c, qui représente le spectre de l'approximation 1 et 2, on remarque bien la présence des deux composantes restantes 5 Hz et 50 Hz, tandis que la composante de 150 Hz est exclue du signal.

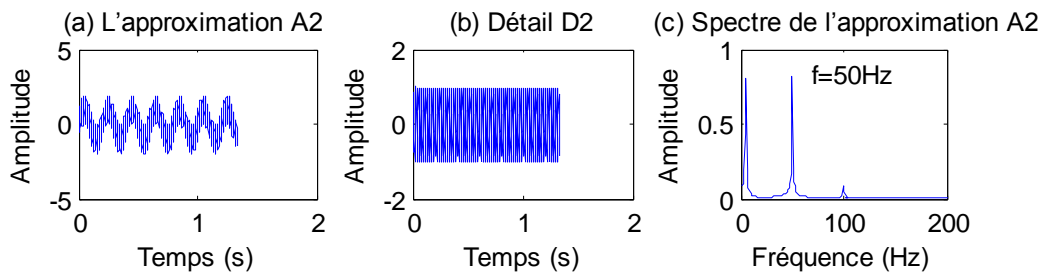


Figure 5.8 Deuxième niveau de résolution du signal simulé théoriquement.

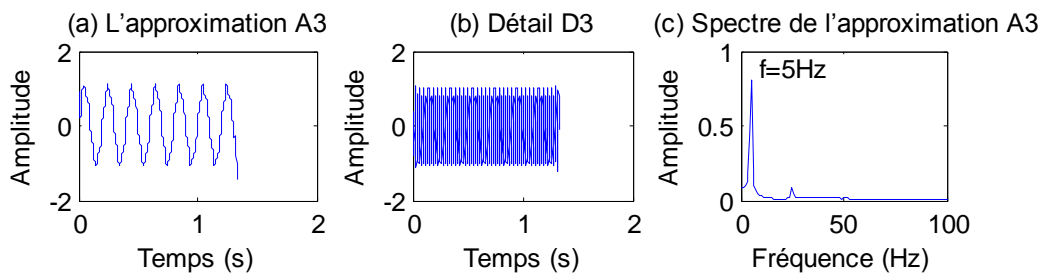


Figure 5.9 Troisième niveau de résolution du signal simulé théoriquement

La composante de fréquence 50 Hz est séparée au niveau de la troisième résolution. L'approximation 3 (figure 5.9c) montre bien que notre signal d'origine tend à prendre la forme de la composante porteuse. La composante porteuse de fréquence 5 Hz est clairement visible au niveau de l'approximation 3 (figure 5.9c).

Dans notre cas, la composante de fréquence 5 Hz, représente la plus basse fréquence dans le signal, et nous voyons bien que la méthode de la transformé discrète en ondelettes a réussi à la détecter. Les résultats obtenus ont confirmé l'intérêt de la méthode et son efficacité.

Le spectre affiche trois pics qui correspondent aux trois fréquences simulées dans le signal. On constate que la TOD a séparé les basses fréquences des plus hautes permettant de localiser chaque fréquence dans un niveau adapté et avec une bonne résolution. La plus grande fréquence (150 Hz) est localisée dans le détail 1 (D1) tandis que la moyenne fréquence (50 Hz) est localisée dans le détail 2 (D2). Enfin la plus basse fréquence (5 Hz) est localisée dans l'approximation 3 (A3).

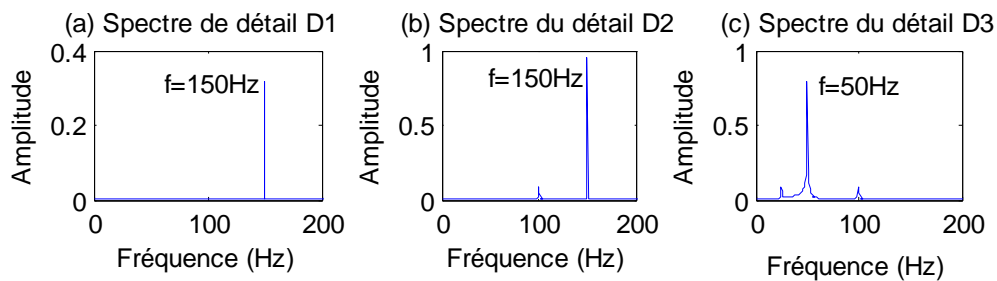


Figure 5.10 Les spectres de détails 1, 2 et 3

Par conséquent, cette méthode, peut être utilisée dans l'analyse des signaux non stationnaires comme ceux générés par roulements défectueux. Nous allons confirmer ceci dans les exemples qui vont suivre.

## 5.6 Application de l'AMRO à un signal instationnaire

Avant d'entamer la partie expérimentale, nous avons jugé utile de tester la méthode sur des signaux simulant un choc.

Nous avons donc simulé un signal non stationnaire qui se présente sous forme de cinq impacts figure 5.11. Les impacts se présentent à intervalles de temps réguliers de période  $T_i = 17.08\text{ms}$ . On peut déduire facilement la fréquence d'impacts, parce que :

$$f_i = \frac{1}{T_i} = 58.8\text{Hz}$$

Ce type de signaux (non stationnaire), est caractérisé dans le domaine fréquentiel, par la présence d'un pic en hautes fréquences de 3000 Hz d'amplitude l'unité, suivi de bandes latérales de même amplitude à 0.5 ; une bande latérale inférieure de 2800 Hz, et une autre supérieure de 3200 Hz. La fréquence d'échantillonnage étant égale à 12 KHz. Le nombre des échantillonnages de signal  $N_e = 1024$  points.

La figure 5.11 affiche la représentation temporelle et la figure 5.12 affiche la représentation fréquentielle.

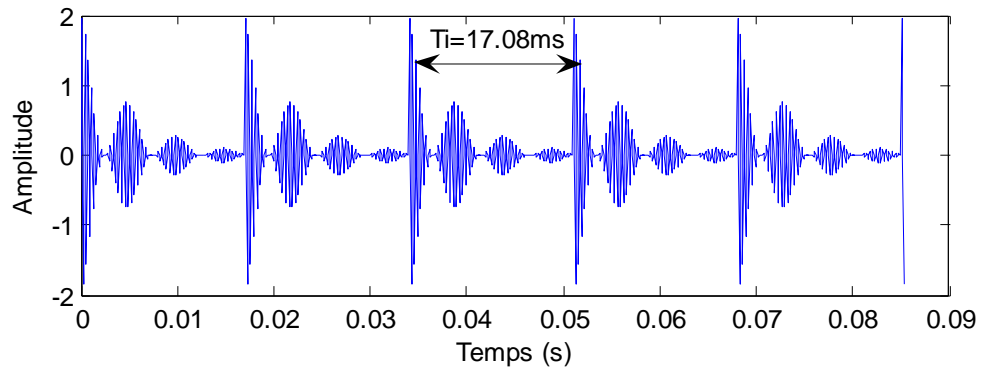


Figure 5.11 Signal temporel à cinq impacts.

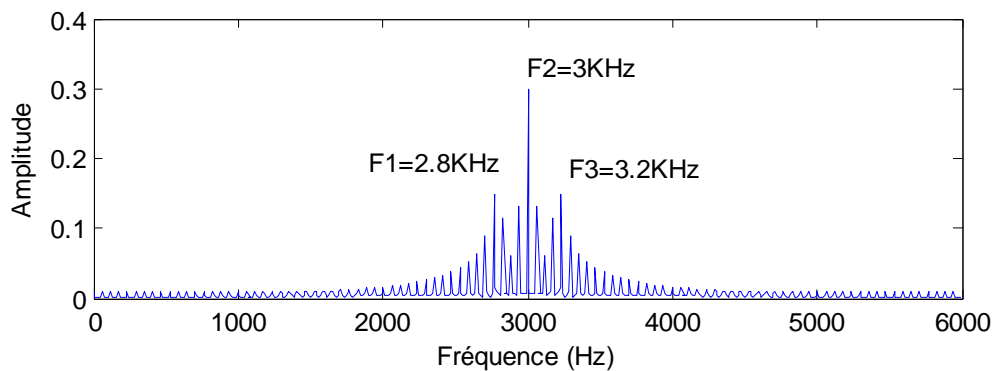


Figure 5.12 Signal fréquentiel à cinq impacts.

Dans la figure 5.12 on peut extraire facilement les trois fréquences propres qui correspondent les trois pics affichés dans le spectre. Mais ne peut pas extraire la fréquence de l'impact, ce qui veut dire que ce dernier, est incapable de nous informer, la lecture est pratiquement impossible. Pour extraire la fréquence caractéristique relative à ce défaut, nous avons décomposé ce signal par la TDO, dans le but d'extraire la modulation, et d'identifier ainsi la fréquence d'impacts.

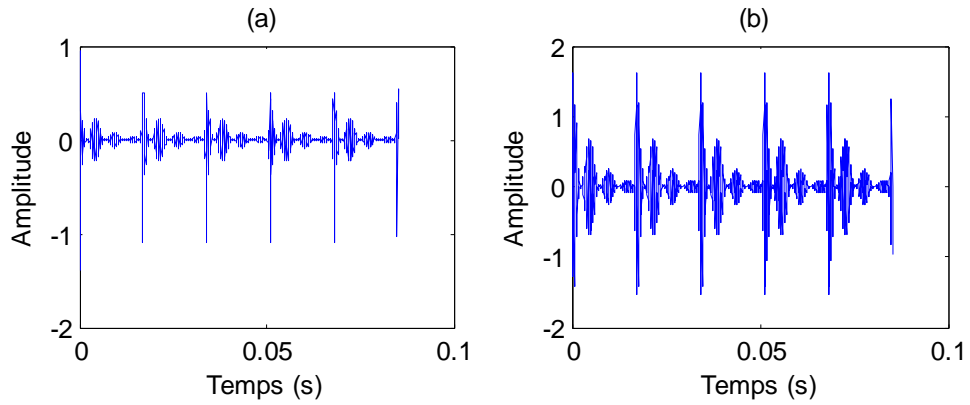


Figure 5.13 Détail D1 (a), Détail D2 (b)

La figure 5.13 représente les quatre détails (D1 D2 D3 D4) correspondant aux quatre niveaux de résolution premiers du signal, la figure 5.14 représente les quatre approximations (A1 A2 A3 A4), et la figure 5.15 représente les spectres de ces approximations.

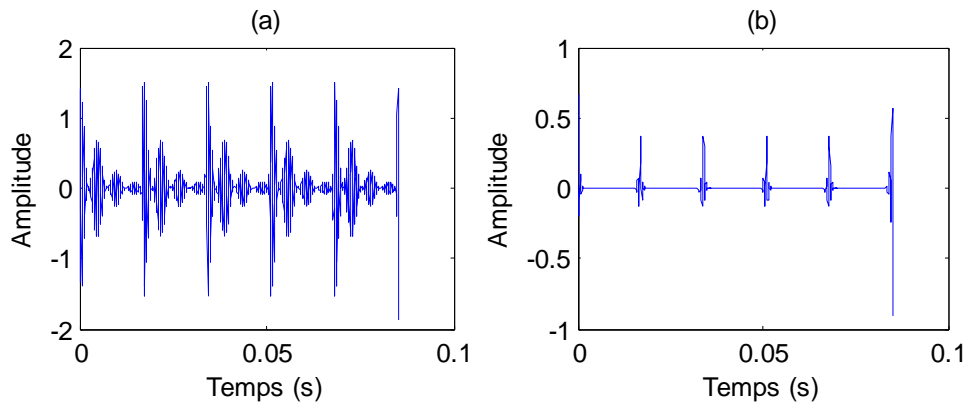


Figure 5.14 L'approximation A1 (a), l'approximation A2 (b).

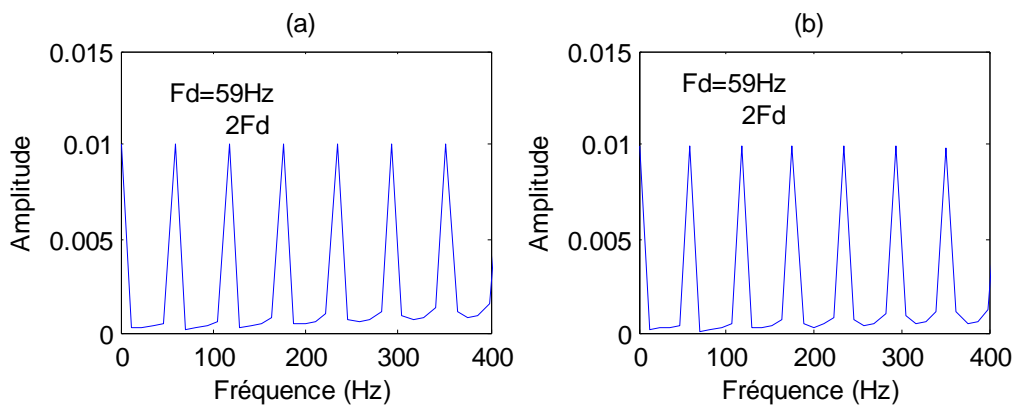


Figure 5.15 Spectres de l'approximation A1 (a) et l'approximation A2 (b)

Dans la figure 5.15 nous concluons que les analyses par TOD réalisent un zoom avant de spectre sans perdre l'information. L'TOD permet de détecter efficacement la fréquence d'impacts dans un cas de signal non stationnaire. Ces impacts, peuvent présenter dans la pratique l'effet de chocs (défaut présent sur le roulement).

Les approximations par l'ondelette améliorent l'affichage de spectre à chaque fois jusque à l'affichage de la fréquence de défaut comme indiqué sur la figure 5.15.

### Deuxième signal

Afin de confirmer l'efficacité et l'intérêt de méthode dans l'analyse des signaux non stationnaires, nous l'avons appliqué à un autre signal non stationnaire.

Le signal se présente sous forme de trois impacts figure 5.16, les nombres des échantillons de signal  $N_e = 2048$  points, avec une fréquence d'échantillonnage égale à 12 KHz.

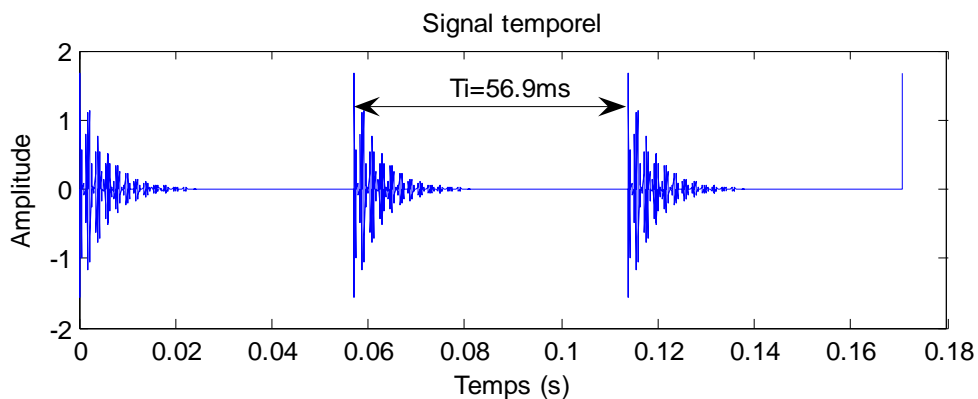


Figure 5.16 Signal temporel à trois impacts.

Les impacts se présentent à intervalles de temps réguliers de période  $T_i = 56.9\text{ms}$ .

La fréquence d'impacts  $f_i = \frac{1}{T_i} = 17.58\text{ Hz}$ .

Le spectre de ce signal figure 5.17, marque la présence d'un pic en hautes fréquences de 4 KHz, suivi de bandes latérales inférieure de 3500 Hz, et une autre supérieure de 4500 Hz.

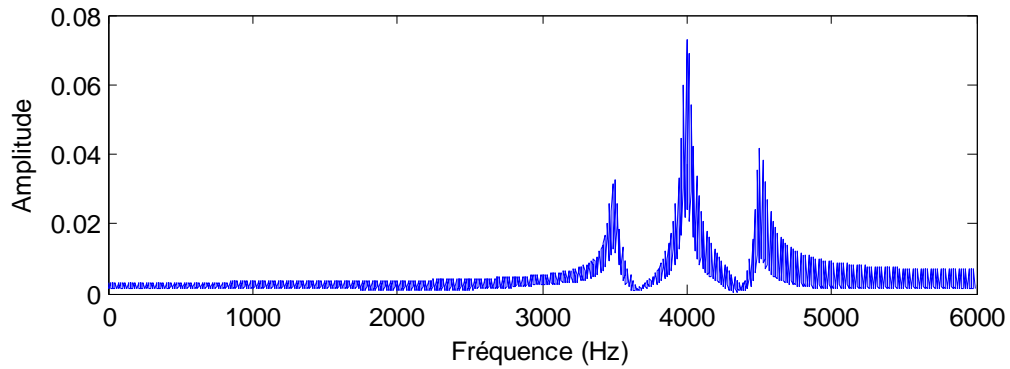


Figure 5.17 Signal fréquentiel à trois impacts.

L'analyse par TOD permet encore une fois d'identifier la fréquence de modulation. Nous pouvons conclure ainsi, que le traitement de signal par ondelette est un outil assez préformant de détection des défauts des signaux instationnaires. Nous allons confirmer cela, en appliquant la méthode à un signal réel.

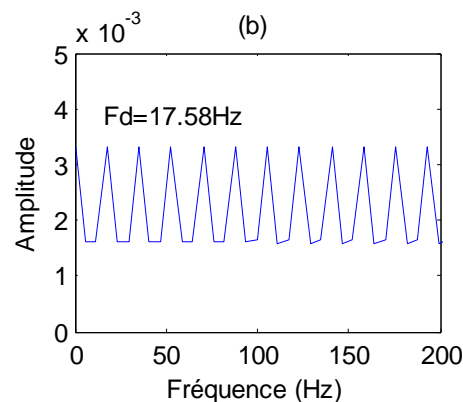


Figure 5.18 Spectre de l'approximation A1.

## 5.7 Conclusion

La Transformée de Fourier à fenêtre glissante fournit une représentation Temps-Fréquence du signal. Les inconvénients majeurs de cette méthode sont : la taille fixe de la fenêtre si on augmente la taille de la fenêtre, on perd la résolution en temps et on gagne la résolution en fréquence, et l'inverse si on diminue la taille de la fenêtre.

La transformation en ondelette permet d'appliquer une analyse multi-résolution sur le signal étudié, cette consiste à décomposer successivement le signal suivant un terme d'approximation  $A_i$  et un terme de détail  $D_i$  aux différentes échelles. Nous pouvons conclure ainsi, que la méthode de la transformé discrète en ondelettes permet de détecter efficacement la fréquence d'impacts de dans un signal non stationnaire.

Cette méthode est permet de détecter efficacement la fréquence de défaut dans un signal non stationnaire basse fréquence et la fréquence de défaut dans un signal stationnaire haut fréquence. Le traitement de signal par ondelettes est un outil assez préformant de détection de l'enveloppe exprimant dans le cas réel, un défaut sur un élément défectueux dans le roulement. Pour confirmer ces résultats nous appliquons la méthode présentée à des signaux réels issus d'expérimentations.

## Chapitre 6. Applications expérimentales

### 6.1. Introduction

L'objectif de la partie expérimentale est de valider les fondements théoriques présentés dans les chapitres précédents. Bien que l'étude théorique fût réalisée sur les signaux de chocs en général, l'étude expérimentale sera entamée sur les roulements induisant des forces impulsives périodiques. Le type de roulement utilisé est un roulement à contact radial.

Dans ce mémoire, nous nous intéresserons essentiellement au cas des roulements, le type de roulement utilisé est un roulement à contact radial. Nous avons traité deux parties, la partie une présente un défaut sur la bague **extérieure**, ce dernier simule un signal de choc et la deuxième partie présente un défaut de roulement chargé sur la bague **extérieure** ; le signal obtenu est un signal stationnaire. Pour faire les dégradations nous allons utiliser les indicateurs temporels et les indicateurs fréquentiels.

### 6.2. Application N°1

Une première campagne expérimentale a été menée sur un banc d'essai à travers l'analyse des défauts de roulements, lesquels seront analysés, avec et sans défauts. Par comparaison des paramètres vibratoires (scalaires ou spectraux), on aboutit à la distinction des entités intrinsèques à la nature et la gravité du défaut par comparaison avec l'état neuf de la composante.

#### 6.2.1. Description du dispositif expérimental

La maquette sur laquelle ont été effectués les essais, est composée :

- d'un châssis en profilé aluminium posé sur quatre ressorts hélicoïdaux avec embases,
- d'un moteur électrique asynchrone 0.13 kW, 1500 tr/mn, couplé à un variateur de fréquence avec potentiomètre et afficheur,
- d'un accouplement en sortie de moteur,
- d'un réglage de l'alignement moteur-arbre par système de vis de poussée,

- d'un arbre primaire sur deux paliers à roulements à billes portant un engrenage plastique 45 dents réglables en translation pour alignement avec les pignons de l'arbre secondaire,
- d'un disque d'équilibrage au bout de l'arbre interchangeable avec un roulement 6312 sur moyeu et cage extérieure immobilisée en rotation (fourniture de 3 roulements 6312)
- d'un arbre secondaire sur deux paliers à roulements à billes, portant 3 engrenages plastiques de 24 dents,
- d'un pignon à 3 positions débrayables,
- de 4 butées de paliers sur châssis profilé,
- d'un capot de sécurité en poly carbonate avec son contacteur.

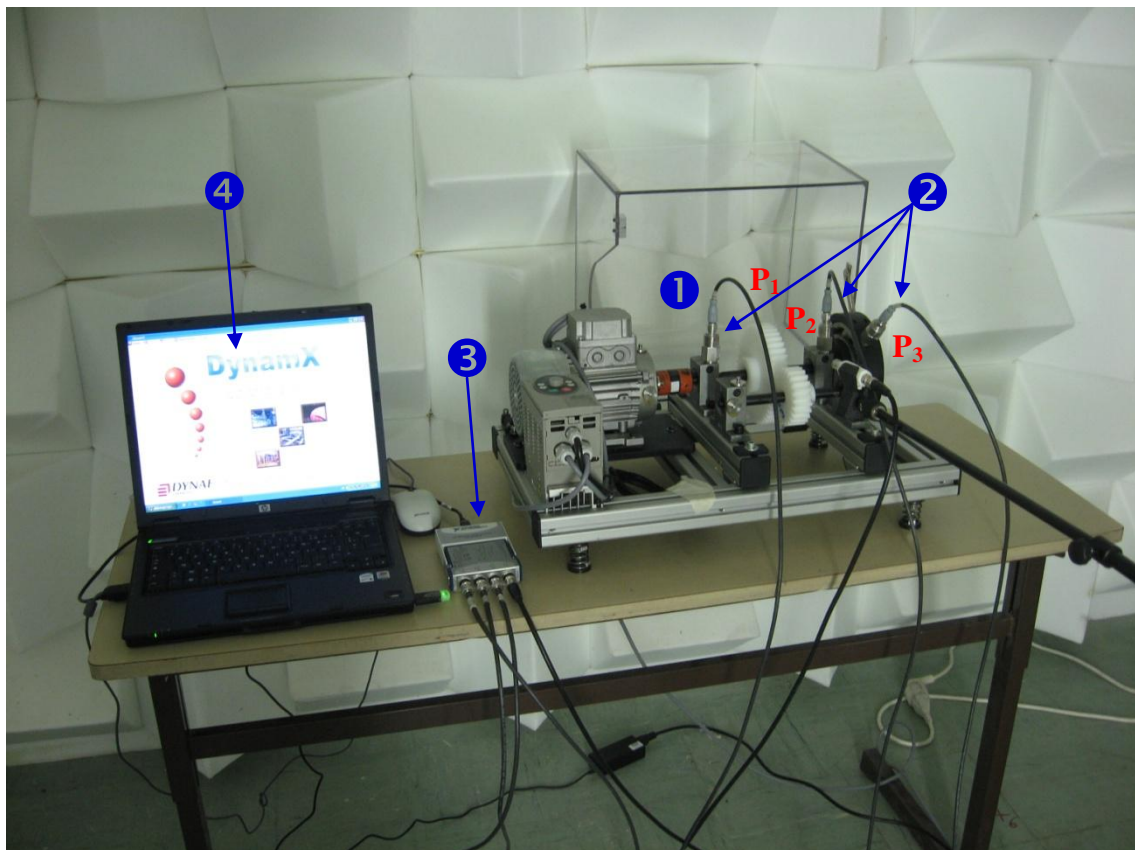


Figure 6.1 Photo du banc d'essai et de la chaîne de mesure.

- |   |                  |
|---|------------------|
| ① Banc d'essai,                               | $P_1$ : Palier 1 |
| ② Les accéléromètres,                         | $P_2$ : Palier 2 |
| ③ Conditionneur,                              | $P_3$ : Palier 3 |
| ④ Logiciel Dynamics de traitement de données, |                  |

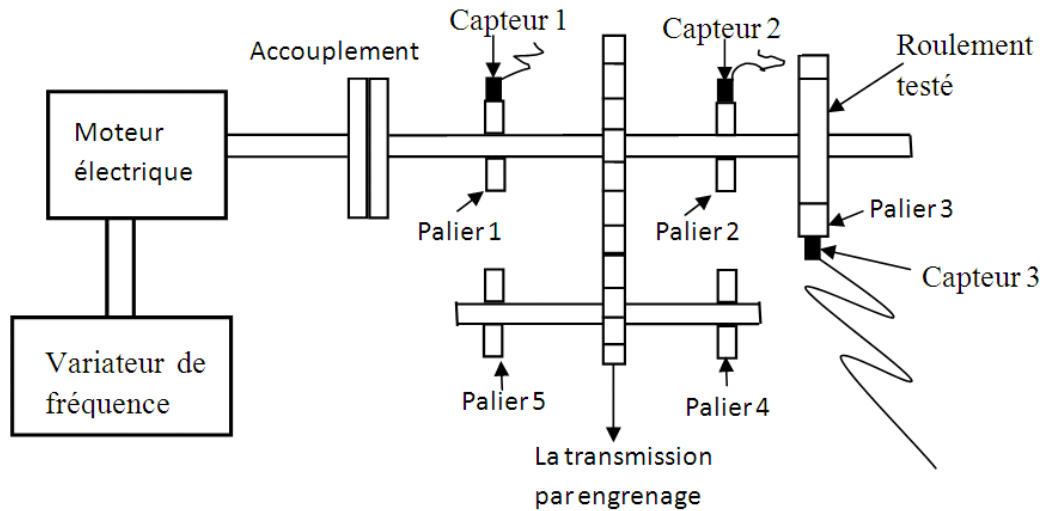


Figure 6.2 : Schéma constitutif du banc d'essais

### 6.2.2. Dispositif expérimental pour le diagnostic des roulements

On s'intéressant au diagnostic des roulements, nous avons procédé à découpler le deuxième arbre pour éviter l'introduction des défauts dus à la présence de l'engrenage. Nous présentons dans ce qui suit, le schéma du dispositif expérimental adopté.

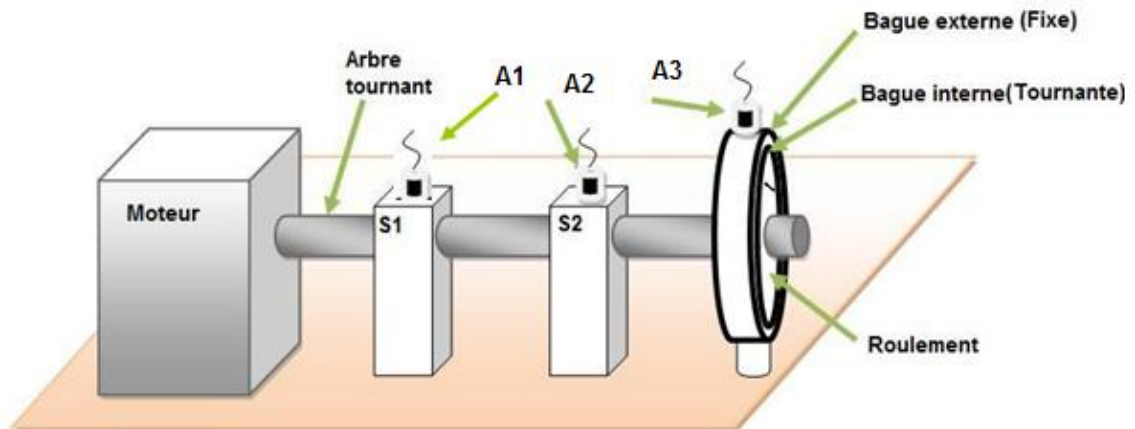


Figure 6.3 Schéma du dispositif expérimental avec roulement seul.

Avec :

- Moteur : tournant à 25 Hz (soit 1500 tr/min)
- S1 et S2 : les paliers portant l'arbre moteur
- A1, A2 et A3 : les trois accéléromètres.

On dispose de trois roulements ; un premier de bon état, un deuxième rouillé et un troisième avec défaut sur sa bague extérieure.

Les points de mesures sont les mêmes pour les trois, à savoir un capteur sur la verticale du palier 1 (S1), un autre sur la verticale du palier 2 (S2) et un troisième sur la bague externe du roulement.

Les caractéristiques géométriques du roulement sont résumées dans le tableau 6.7 :

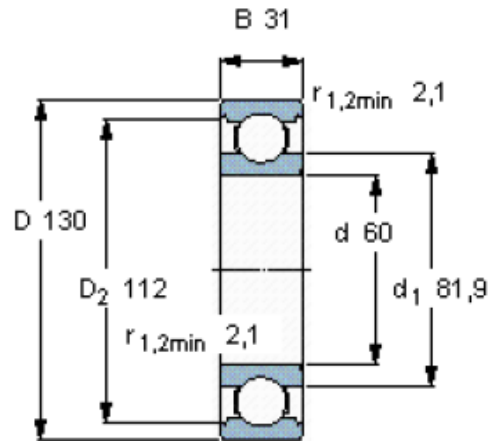


Figure 6.4 Schéma du roulement rigide à une rangée de bille (source SKF).

Le tableau (6.1) donne les caractéristiques géométriques des roulements utilisés

	<b>Symbole</b>	<b>Valeur</b>
<i>Diamètre extérieur du roulement</i>	$D_e$ (mm)	130
<i>Diamètre intérieur du roulement</i>	$D_i$ (mm)	60
Diamètre de bille	$d$ (mm)	22
<i>Diamètre moyen</i>	$DM$ (mm)	95
<i>Nombre de billes</i>	$N_b$	8
<i>Charge dynamique</i>	$C_D$ (kN)	85.2
<i>Charge statique</i>	$C_S$ (kN)	52

**Tableau 6.1** Caractéristiques du roulement (source SKF).

Avant de débiter l'analyse des signaux recueillis par les accéléromètres, il est nécessaire de calculer toutes les fréquences caractéristiques du banc d'essai en question.

Les fréquences de rotation des arbres :

$$\mathbf{F_{r1} = 25 \text{ Hz} , F_{r2} = 46,75 \text{ Hz}}$$

La fréquence d'engrènement :

$$\mathbf{F_{eng} = Z1. F_{r1} = 45 \times 25 = 1125 \text{ Hz}}$$

Les fréquences caractéristiques du roulement :

Fréquence de la cage :  $F_C = 9.60 \text{ Hz}$

Fréquence de la bague extérieure :  $F_{BE} = 48.02 \text{ Hz}$

Fréquence de la bague intérieure :  $F_{BI} = 76.97 \text{ Hz}$

Fréquence des billes :  $F_b = 102.16 \text{ Hz}$

Les mesures des signaux ont été effectuées :

- à une vitesse de rotation de  $N = 1500 \text{ tr/min}$ ,
- une fréquence d'échantillonnage de  $F_e = 5.12 \text{ E}+04 \text{ Hz}$ ,
- un nombre d'échantillon de  $N_{PE} = 8192 \text{ points}$ .

### 6.2.3. Analyse temporelle

Les résultats des enregistrements temporels des mesures effectuées sont résumés dans les tableaux qui suivent, représentant les différents paramètres scalaires de cette étude.

Point	Accélération Crête (g)	Crête à Crête (g)	Niveau RMS	Kurtosis	Facteur de Crête	Facteur K
P1	1,335	2,594	0,234	3,322	5,701	0,311
P2	2,053	4,464	0,395	3,578	5,588	0,872
P3	17,12	33,575	2,456	4,129	6,972	42,053

Tableau 6.2 Résultats relatifs à l'essai du roulement neuf.

Point	Accélération Crête (g)	Crête à Crête (g)	Niveau RMS	Kurtosis	Facteur de Crête	Facteur K
P1	2,132	4,164	0,361	3,493	5,9	0,768
P2	2,926	5,728	0,575	3,209	5,08	1,681
P3	47,323	82,117	5,942	3,352	7,964	281,198

Tableau 6.3 Résultats relatifs à l'essai du roulement rouillé.

Point	Accélération Crête (g)	Crête à Crête (g)	Niveau RMS	Kurtosis	Facteur de Crête	Facteur K
P1	4,84	9,98	0,748	4,553	6,881	3,848
P2	13,557	25,381	1,552	8,629	8,72	21,014
P3	51,249	102,475	11,437	11,375	4,484	586,507

Tableau 6.4 Résultats relatifs à l'essai du roulement avec défaut sur la bague extérieure.

A partir de ces résultats, on s'intéressera à la sensibilité de chaque paramètre à la nature du défaut.

### 6.2.3.1. Sensibilité de l'accélération mesurée à la nature du défaut

Nous comparons les accélérations maximales mesurées sur chacun des trois paliers.

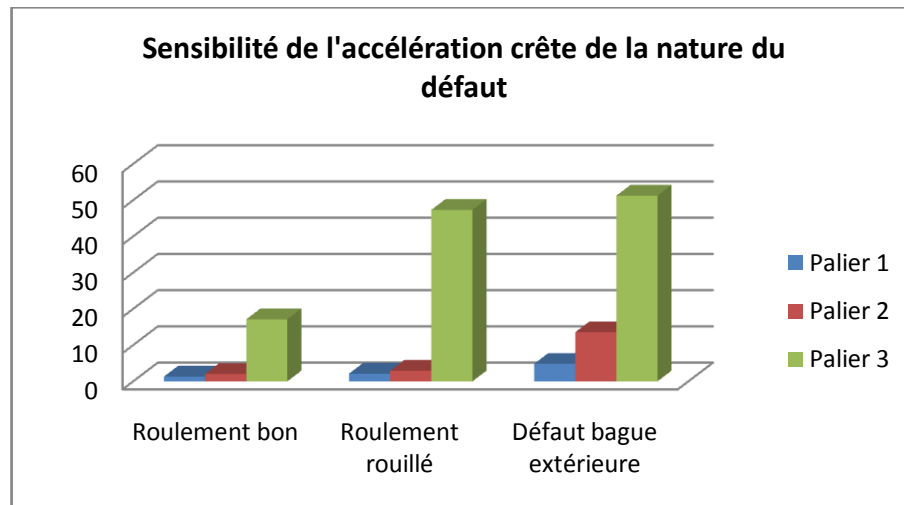


Figure 6.5

On observe que l'accélération crête (la valeur maximale absolue de l'accélération), relevée sur le roulement, devient importante en présence d'un défaut (même valeur pour le roulement rouillé et le défaut de bague). Donc, l'accélération peut nous renseigner de la présence d'un défaut.

### 6.2.3.2. Sensibilité de l'accélération crête à crête à la nature du défaut

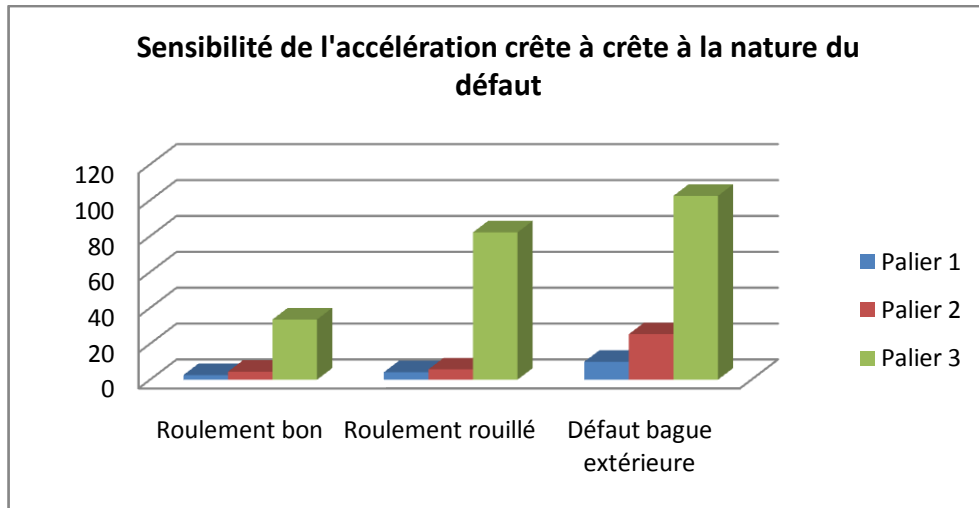


Figure 6.6

La valeur crête-à-crête, relevée sur le roulement, augmente considérablement (pratiquement le double par rapport à l'état neuf) dès l'existence d'un défaut. Donc, comme l'accélération maximale, la valeur crête-à-crête croît en présence d'un défaut.

### 6.2.3.3. Sensibilité du niveau global RMS à la nature du défaut

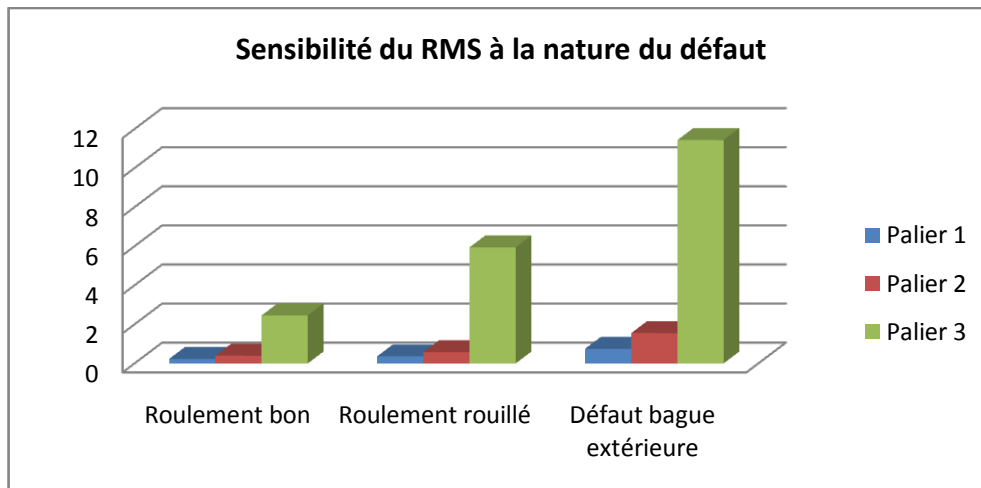


Figure 6.7

Tout d'abord, il faut signaler que le positionnement du capteur est important pour ce paramètre. En effet, les accéléromètres, positionnés sur les paliers : 1 et 2 (S1 et S2), ne permettent pas de distinguer une différence significative pour chaque cas. *A contrario*, le RMS calculé depuis le signal recueilli sur la bague externe du roulement indique une valeur plus importante dans le cas où ce dernier est défaillant, et plus encore pour le défaut de la bague externe que la rouille, et donc plus sensible aux chocs.

#### 6.2.3.4. Sensibilité du Kurtosis à la nature du défaut

Présentons maintenant, la sensibilité du Kurtosis à la nature du défaut ainsi qu'à l'emplacement du capteur.

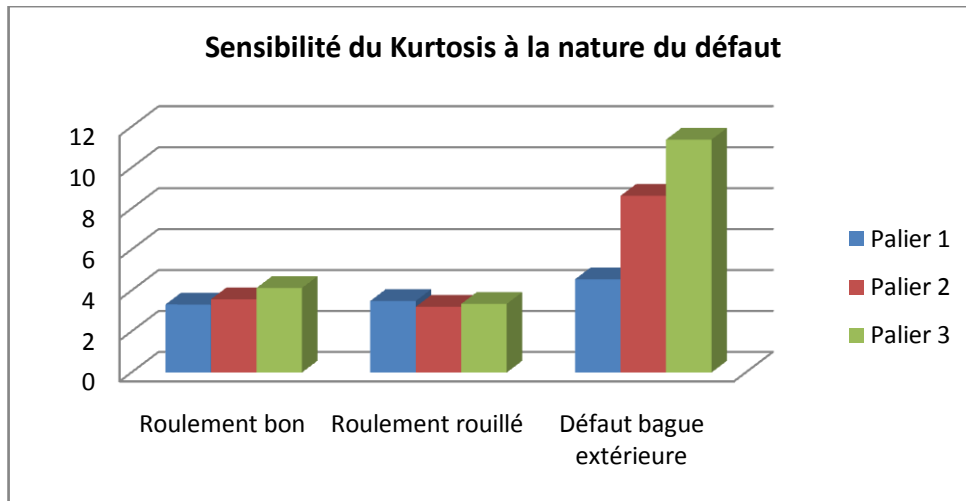


Figure 6.8

On remarque que le Kurtosis varie considérablement dans le cas où le défaut est ponctuel (ici un défaut sur la bague extérieure). Donc, le Kurtosis met en évidence les défauts dus aux chocs. Par ailleurs hormis le défaut d'impact le Kurtosis est insensible à l'emplacement du capteur. En effet, nous constatons que pour le roulement neuf ou complètement rouillé, le Kurtosis est sensiblement le même au niveau des trois positions de capteurs.

#### 6.2.3.4. Sensibilité du Facteur de crête à la nature du défaut

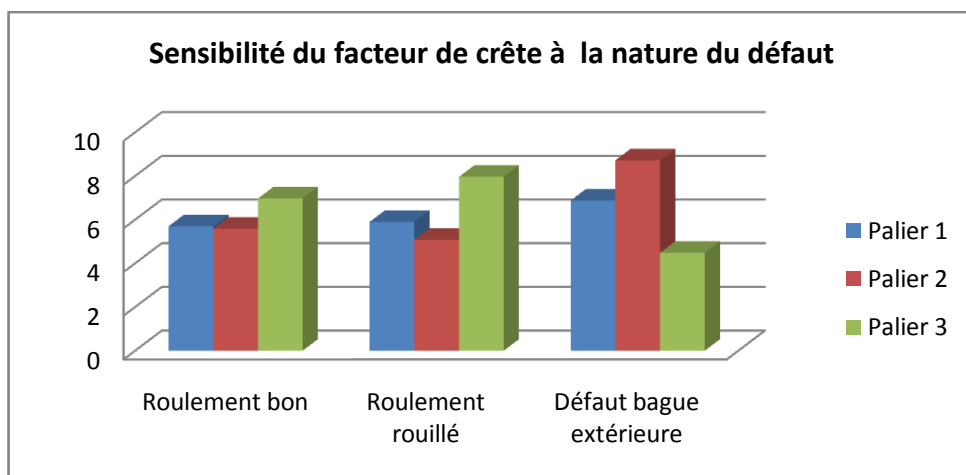


Figure 6.9

### 6.2.3.5. Sensibilité du Facteur K à la nature du défaut

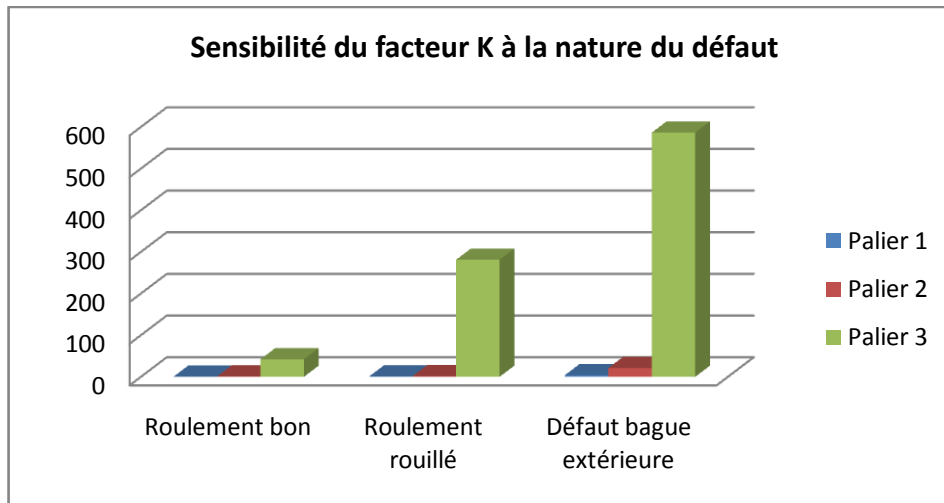


Figure 6.10

Nous constatons que le facteur K est très sensible aux défauts de roulements, en effet, ce facteur devient important dès l'apparition du défaut ce qui constitue un bon indicateur de l'état de la machine.

### 6.2.3. Analyse spectrale

Nous présentons dans ce qui suit, les spectres des signaux obtenus pour le roulement défectueux, au niveau des trois paliers :

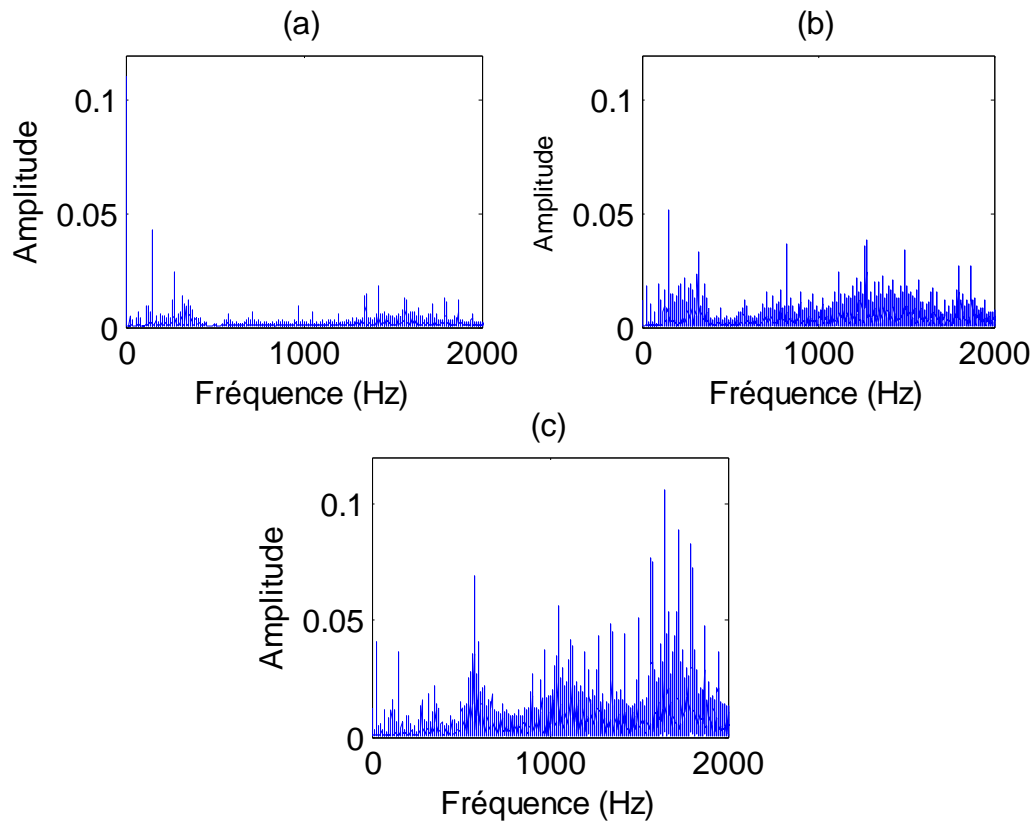


Figure 6.11 Spectres obtenus dans le cas d'un roulement défectueux.

(a) Palier P1, (b) Palier P2 et (c) Palier P3.

La figure 6.11 représente les spectres mesurés sur un roulement défectueux, le défaut a été simulé sur sa bague intérieure, les spectres correspondants ne permettent de tirer aucune conclusion sur l'état de fonctionnement du roulement. Pour obtenir les informations sur la fréquence du défaut nous allons tester une notre méthodes qu'ils sont capable de détecté cette dernière plus facial par apport à la FFT.

#### 6.2.4. Analyse cepstrale

Nous présentons dans ce qui suit, les cepstres des signaux obtenus pour le roulement défectueux, au niveau des trois paliers :

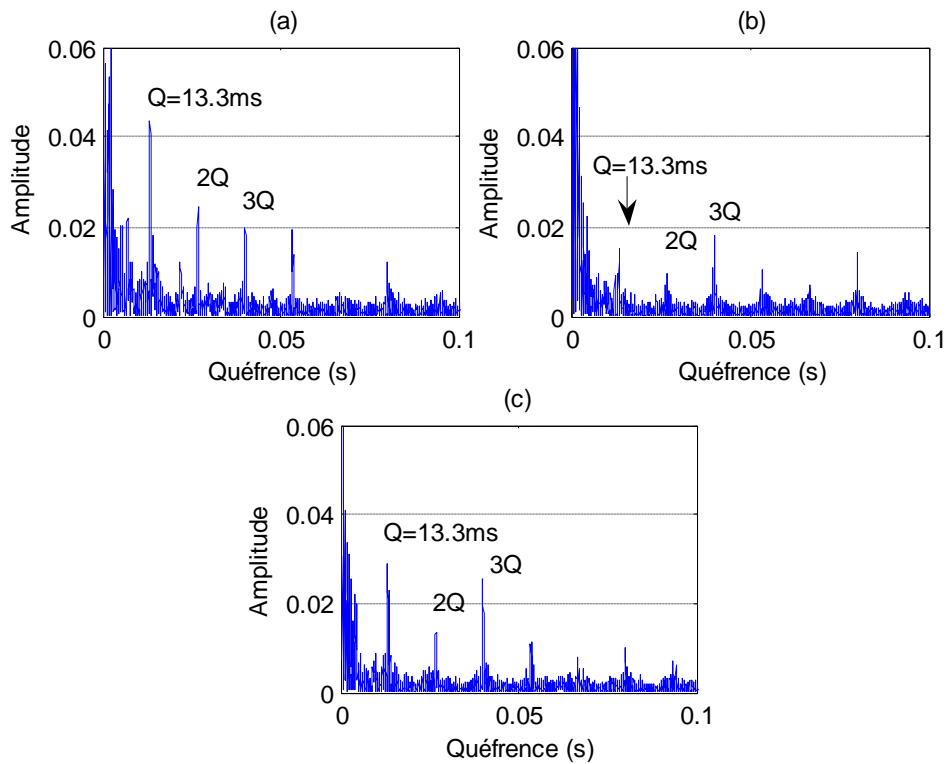


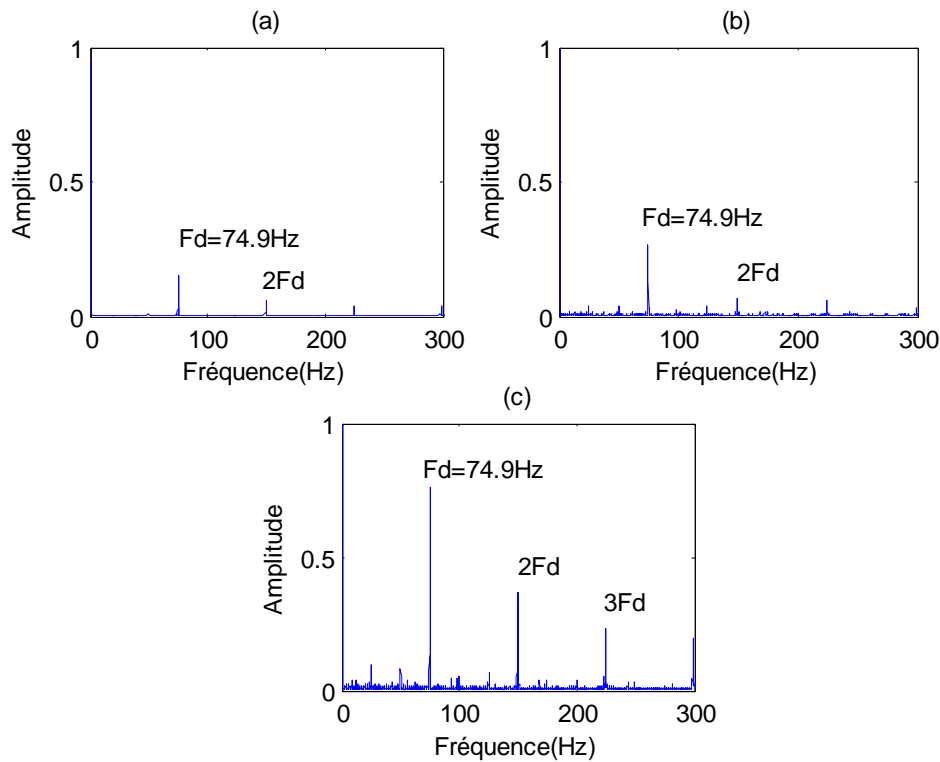
Figure 6.12 Cepstres obtenus dans le cas d'un roulement défectueux.

(a) Palier P1, (b) Palier P2 et (c) Palier P3.

La figure 6.12 représente le cepstre correspondant au roulement avec un défaut sur la bague interne. On constate des pics aux quérences de la fondamentale, correspondant à la fréquence caractéristique du défaut, c'est-à-dire la méthode cepstrale peut afficher la fréquence du défaut  $f_d = 1/Q = 75.188 \text{ Hz}$ .

### 6.2.5. Analyse d'enveloppe

Nous présentons dans ce qui suit, les spectres d'enveloppe des signaux obtenus pour le roulement défectueux, au niveau des trois paliers :



**Figure 6.13** Spectres d'envelopes obtenues dans le cas d'un roulement défectueux.  
(a) Palier P1, (b) Palier P2 et (c) Palier P3.

Dans le spectre d'enveloppe on a un pic à la fréquence  $74.9 \text{ Hz}$  qui correspondant la fréquence de défaut. On constate que l'analyse d'enveloppe permet de détecter facilement la fréquence de défauts. Mais l'application de l'analyse d'enveloppe nécessite un bon filtrage (filtre passe-bande) pour éliminer le bruit qui fausse le signal avant de passer à la démodulation.

#### 6.2.6. Application de la TFCT

Pour tous les signaux nous avons pris les mêmes caractéristiques suivantes :

- Le nombre de points par fenêtre,  $N_{ppf} = 32$  points
- L'indice de recouvrement,  $Cr = 75\%$

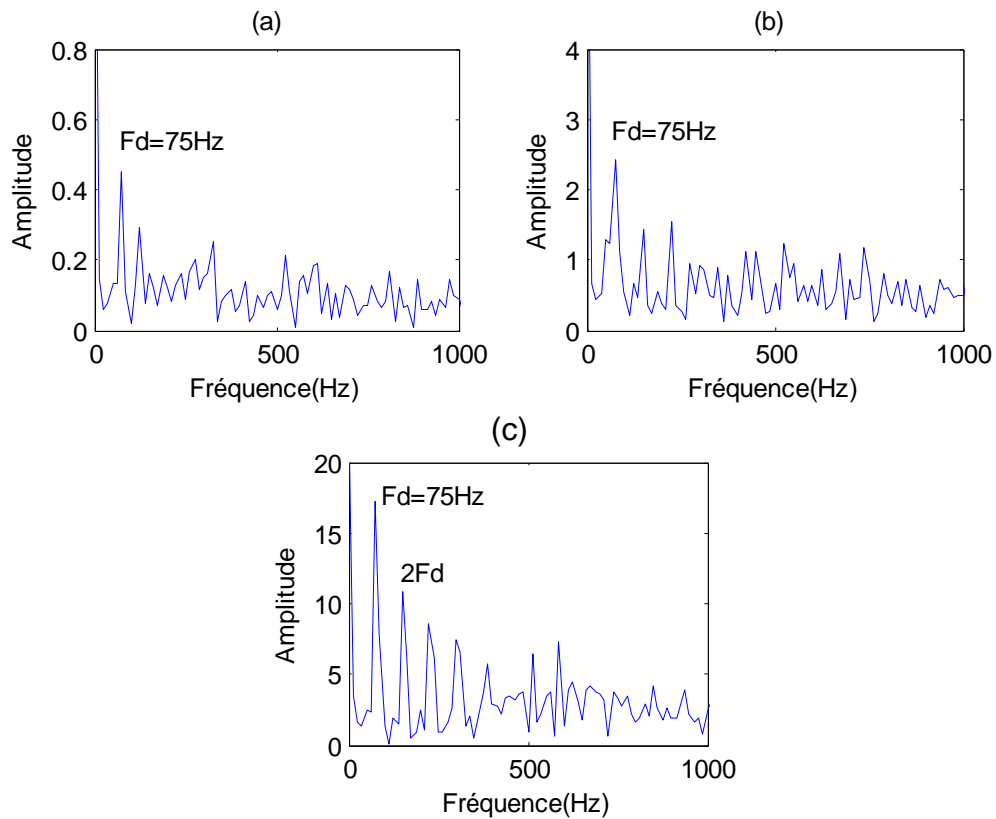


Figure 6.14 La TFCT obtenue dans le cas d'un roulement défectueux.

(a) Palier P1, (b) Palier P2 et (c) Palier P3.

L'application de l'analyse d'enveloppe via la TFCT permet d'afficher la fréquence de défaut de la bague extérieure  $F_{be} = 75 \text{ Hz}$ . L'inconvénient de TFCT c'est le choix de la fenêtre.

### 6.2.7. Analyse multi-résolution en ondelettes

Nous avons appliqué l'analyse multi-résolution sur un signal instationnaire présenté par la bague externe de roulement défectueux, et nous avons vu la capacité de la méthode à détecter la fréquence de défaut. Nous utilisons dans cette analyse l'ondelette de Daubechies d'ordre 9.

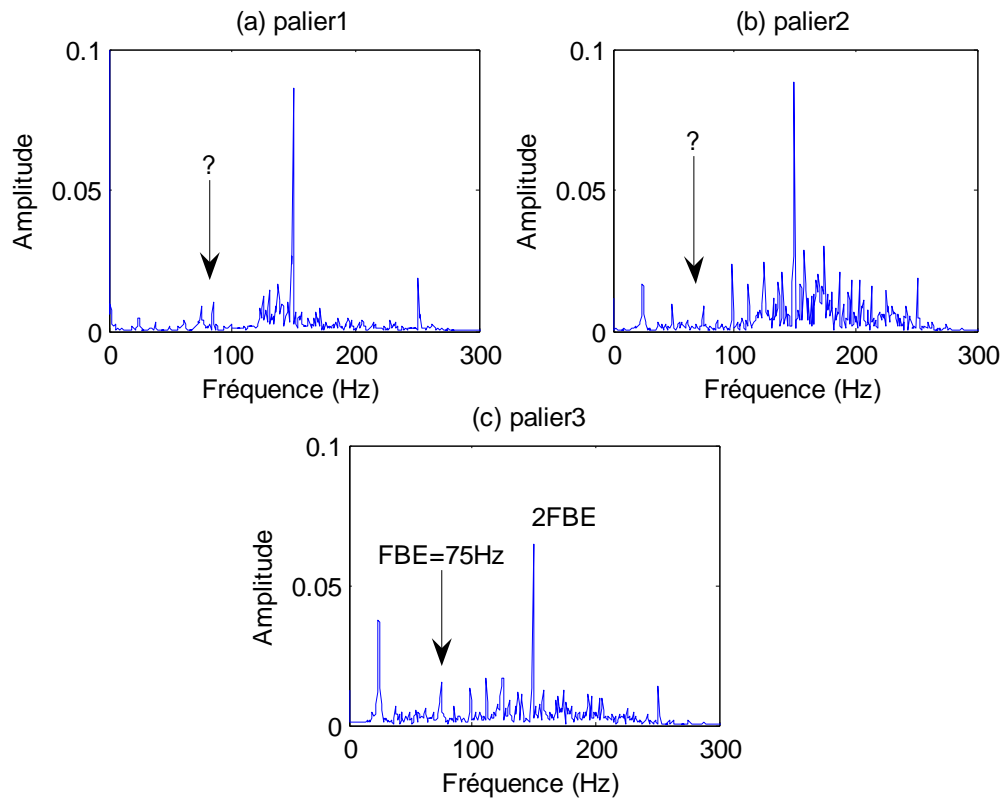


Figure 6.15 Approximation N°4, dans le cas d'un roulement défectueux.

(a) Palier P1, (b) Palier P2 et (c) Palier P3.

On remarque que l'approximation N°4 affiche la fréquence de défaut du palier 3, par contre celle-ci est totalement absente pour le palier 1 et 2. Essayons maintenant de pousser plus loin les approximations et les détails. Pour améliorer l'affichage de résolution du spectre en augmentant l'ordre de décomposition du signal, jusqu'à l'approximation N° 8.

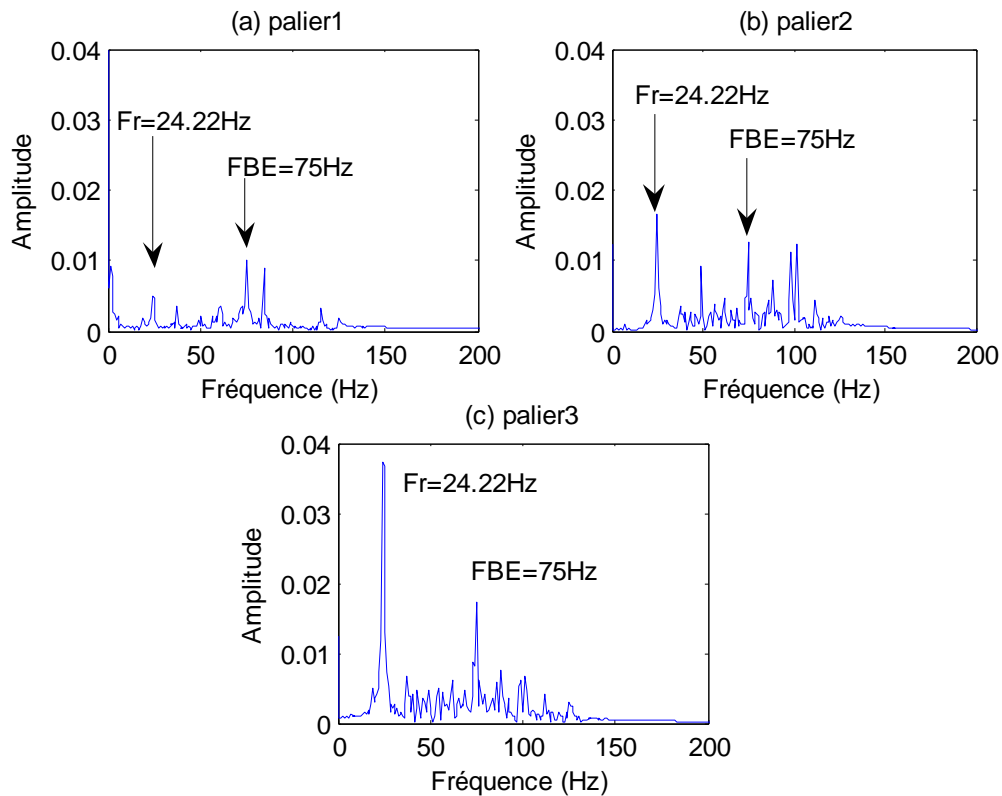


Figure 6.16 Approximation N° 8, dans le cas d'un roulement défectueux.

(a) Palier P1, (b) Palier P2 et (c) Palier P3.

L'application de l'analyse multi-résolution en ondelette permet de filtrer le signal et montrer la fréquence de défaut de la bague extérieure  $F_{be} = 75\text{Hz}$ . Le spectre de l'approximation N° 8, du palier trois est bien visible par rapport aux paliers 1 et 2.

Les résultats obtenus par l'analyse multi-résolution, sont bien visibles et plus faciles à interpréter par rapport aux autres méthodes.

Pour confirmer l'efficacité et l'intérêt de l'analyse multi-résolution nous allons appliquer la méthode sur un signal stationnaire.

### 6.3. Application N°2

Le banc d'essai utilisé est une modélisation simple d'un arbre tournant monté sur un roulement à une rangée de bille, il va nous aider à étudier le comportement de ce dernier au cas d'une éventuelle anomalie de serrage excessif de la bague extérieure. Ce banc d'essai a été conçu et réalisé au niveau du laboratoire de vibration de la Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés, de l'USTHB. Dans notre étude nous avons utilisé un roulement à une rangée de bille, à contact radial de type 6205-2RSH, les

défauts ont été simulés sur la bague extérieure par une vis de pression qui permet de charger le roulement en vue d'observer l'influence de la charge sur l'image du défaut. Le roulement est monté sur un arbre avec montage serré et l'arbre lié directement à la broche du tour, on peut tourner avec plusieurs vitesses de rotation disponibles dans la boîte de vitesse. Et l'autre côté de roulement ou bien la bague extérieure est monté sur un palier est fixé par une lunette du tour, la figure 5.1, montre un schéma du montage.

### 6.3.1. Etude cinématique des roulements

L'état des surfaces des couronnes et des billes des roulements n'est jamais parfait même si ces dernières sont neuves. Le contact métal-métal génère une succession de micro-choc très réguliers, qui sont considérés comme une source de vibration. Cette dernière se manifeste généralement sous forme d'impacts. Ces impacts excitent les résonances des composantes du roulement.

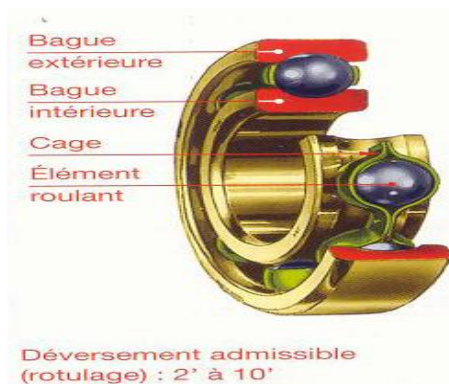


Figure 6.17 Schéma d'un roulement à une rangée de billes à contact radial.

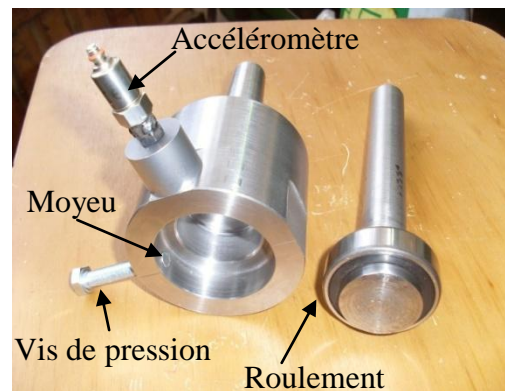


Figure 6.18 Dispositif avant le montage.

### 6.3.2. Protocol expérimental

Une fois le dispositif monté, nous procédons au montage de tout le dispositif, sur un tour parallèle en montage mixte où l'arbre est fixé au mandrin et le moyeu par la contre pointe de la poupée mobile comme le montre la photo de la figure 6.4.

On place l'accéléromètre (Figure 6.3) sur le palier et à travers l'analyseur des signaux qui est lié à l'ordinateur, nous allons faire l'acquisition du signal temporel et fréquentiel du roulement dont les caractéristiques sont décrites dans ce chapitre précédemment.



Marque : Wilcixon

Sensibilité : 100 mV/g

Masse : 13 grammes

Figure 6.19 Accéléromètre utilisé.

### 6.3.3. Acquisition des signaux

Dans cette partie nous allons établir une acquisition des signaux par l'intermédiaire d'un analyseur de signaux multivoies (pulse) de la firme Bruel and Kjaer. Tout d'abord on installe tout le matériel nécessaire pour établir cette partie comme le montre la figure 6.4.



Figure 6.20 Photos du dispositif expérimental.

### 6.3.4. Calcul des fréquences caractéristiques du roulement

Le tableau 6.5, donne les caractéristiques géométriques du roulement utilisé :

$D_e$ : Diamètre extérieure de roulement en (mm).	<b>52</b>
$D_i$ : Diamètre intérieure de roulement en (mm).	<b>25</b>
$d$ : Diamètre de bille en (mm).	<b>8</b>
$N_b$ : est le nombre de bille.	<b>9</b>
$DM$ : Diamètre moyen (mm)	<b>38.50</b>

Tableau 6.5 Caractéristiques géométriques du roulement de type 6205-2RSH.

Notre analyse vibratoire du banc d'essai va se baser sur l'observation des deux types d'indicateurs à savoir les indicateurs scalaires et les indicateurs fréquentiels ainsi que leurs évolutions selon la gravité du défaut.

Les vitesses de rotation  $N$  (tr/min) et les fréquences de rotation  $f_{rot}$  (Hz) pour chaque signal sont résumées ci-après :

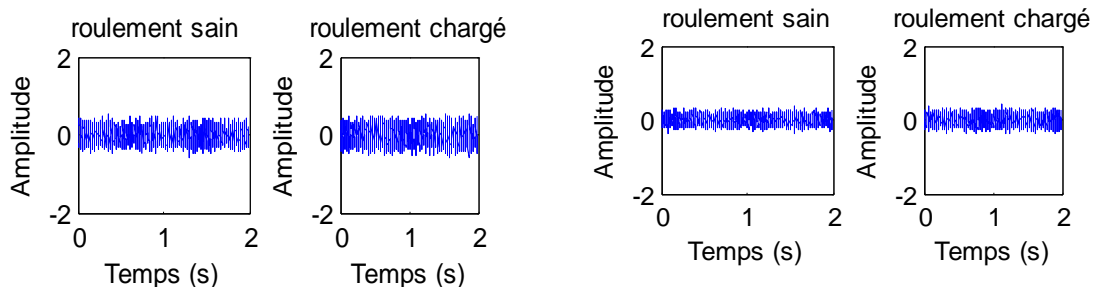
	Signal1	Signal2	Signal3
Les vitesses donnée par la boîte à vitesse.	$N=300\text{tr/min}$	$N=755\text{tr/min}$	$N=1255\text{tr/min}$
Les vitesses calculent par le stroboscope.	$N=330\text{tr/min}$	$N=800\text{tr/min}$	$N=1350\text{tr/min}$
Les fréquences calculent par le stroboscope.	$f_{rot} = 5.5 \text{ Hz}$	$f_{rot} = 13.5 \text{ Hz}$	$f_{rot} = 22.5 \text{ Hz}$

**Tableau 6.9.** Les vitesses et les fréquences de rotation.

### 6.3.5. Présentation des signaux mesurés

Nous, nous intéressons aux indicateurs scalaires, représentatifs de l'énergie partielle ou totale du signal, dont les valeurs dépendent : du choix de la grandeur physique représentative du comportement vibratoire (déplacement, vitesse, accélération), du mode de quantification de cette grandeur (valeur efficace, crête,...), de la bande de fréquence dans laquelle il est mesuré ou calculé.

Nous présentons au premier lieu les signaux temporels obtenus pour différentes configurations :

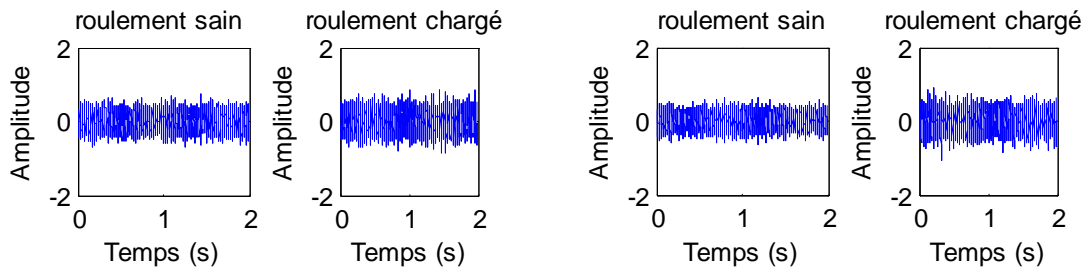


La vitesse de rotation :  $N = 300 \text{ tr/min}$ .

**Figure 6.21** Mesure radiale verticale.

**Figure 6.22** Mesure radiale horizontale.

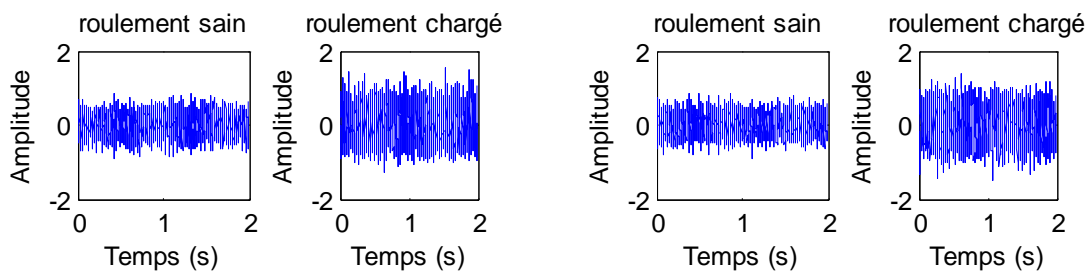
En analysant ces figures, nous pouvons constater que les amplitudes les plus importantes correspondent toujours le cas de roulement charge.



La vitesse de rotation :  $N = 755$  tr/min.

**Figure 6.23** Mesure radiale verticale.

**Figure 6.24** Mesure radiale horizontale.



La vitesse de rotation :  $N = 1255$  tr/min.

Figure 6.25 Mesure radiale verticale.

Figure 6.26 Mesure radiale horizontale.

Comme il est attendu, la charge provoqué sur la bague extérieure est influé sur le signal mesuré, nous constatons que pour toutes les vitesses de rotation, les amplitudes vibratoires du roulement neuf sont inférieures à celles du roulement chargé.

Nous étudions maintenant l'influence du défaut sur les indicateurs scalaires que nous représentons dans les tableaux 6.2 à 6.4.

### **6.3.6. Influence du défaut sur les indicateurs temporels**

Nous étudions dans les tableaux 6.2 à 6.4 l'évolution des indicateurs scalaires retenus pour trois vitesses différentes en fonction du défaut aussi bien pour la mesure radiale horizontale que radiale verticale.

Vitesse 300 tr/min		<b>RMS</b>	<b>K</b>	<b>Kurt</b>	<b>FC</b>
Mesure verticale	Sans défaut	0.1099	0.0592	2.8316	4.4012
	Avec défaut	0.1212	0.0653	2.8861	4.4434
	<b>Evolution (%)</b>	<b>10.30</b>	<b>10.30</b>	<b>1.92</b>	<b>0.96</b>
Mesure horizontale	Sans défaut	0.0691	0.0252	2.6994	5.2700
	Avec défaut	0.0796	0.0335	2.8726	5.2863
	<b>Evolution (%)</b>	<b>75.40</b>	<b>32.98</b>	<b>6.42</b>	<b>0.31</b>

Tableau 6.6 Relevé des indicateurs scalaires pour N = 300 tr/min.

Vitesse 755 tr/min		<b>K</b>	<b>RMS</b>	<b>Kurt</b>	<b>FC</b>
Mesure verticale	Sans défaut	0.1052	0.1435	2.8544	5.1131
	Avec défaut	0.1387	0.1634	3.0406	5.1948
	<b>Evolution (%)</b>	<b>31.84</b>	<b>13.91</b>	<b>6.52</b>	<b>1.60</b>
Mesure horizontale	Sans défaut	0.0829	0.1298	2.8599	5.3583
	Avec défaut	0.1546	0.1688	2.9912	5.4233
	<b>Evolution (%)</b>	<b>86.42</b>	<b>25.85</b>	<b>4.60</b>	<b>1.21</b>

Tableau 6.7. Relevé des indicateurs scalaires pour N = 755 tr/min.

Vitesse 1255 tr/min		<b>K</b>	<b>RMS</b>	<b>Kurt</b>	<b>FC</b>
Mesure verticale	Sans défaut	1.7389	0.1768	2.9572	5.8048
	Avec défaut	2.8468	0.2620	3.1936	5.8934
	<b>Evolution (%)</b>	<b>167.06</b>	<b>48.17</b>	<b>7.99</b>	<b>1.53</b>
Mesure horizontale	Sans défaut	1.8415	0.1753	2.9043	5.4872
	Avec défaut	2.8853	0.2677	3.0961	5.5397
	<b>Evolution (%)</b>	<b>142.12</b>	<b>49.42</b>	<b>6.60</b>	<b>0.96</b>

Tableau 6.8 Relevé des indicateurs scalaires pour N =1255 tr/min.

Les tableaux précédents montrent la sensibilité des indicateurs scalaires au défaut simulé sur le roulement.

Les variations du facteur K, et le RMS sont les plus grandes, dans les deux cas de la mesure, donc ils sont les plus sensibles au défaut et les plus efficaces pour détection ce type des défauts du roulement. Les variations du facteur de crête et la Kurtosis sont la plus petite dans les deux cas de la mesure, ils sont moins sensibles au défaut. Donc ne peut pas utiliser comme des indicateurs de l'état de dégradation. Les variations de la mesure horizontale toujours les plus grandes à la mesure verticale donc pour faire un bon diagnostic, nous choisissons la mesure horizontale.

### **6.3.7. Influence de la vitesse de rotation sur les indicateurs temporels**

Pour les deux mesures radiale horizontale et radiale verticale, nous procédons maintenant à la comparaison des indicateurs temporels avec et sans défaut.

## 6.3.7.1. Influence de la vitesse de rotation sur le facteur de crête

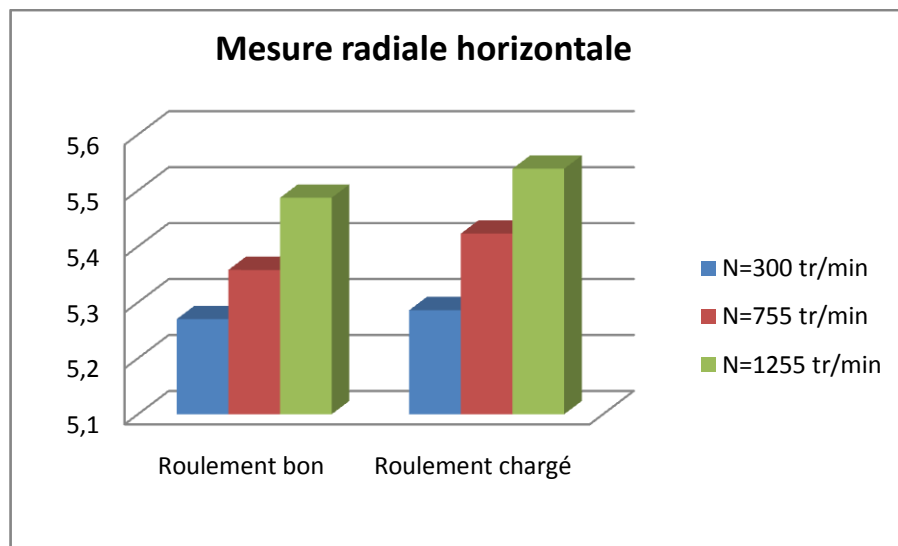
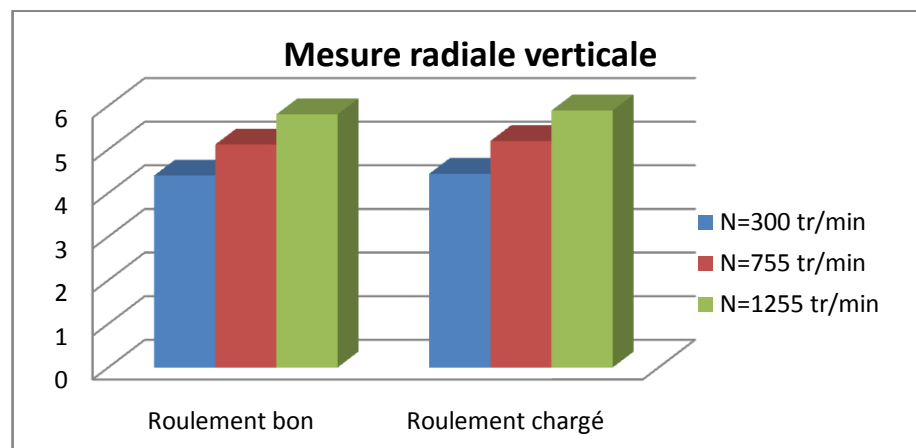


Figure 6.27 Influence de la vitesse de rotation sur le facteur de crête.

Nous pouvons constater que le facteur de crête est influé par la vitesse de rotation dans le cas roulement bon et roulement chargé, cette influence plus visible à la mesure radiale horizontale.

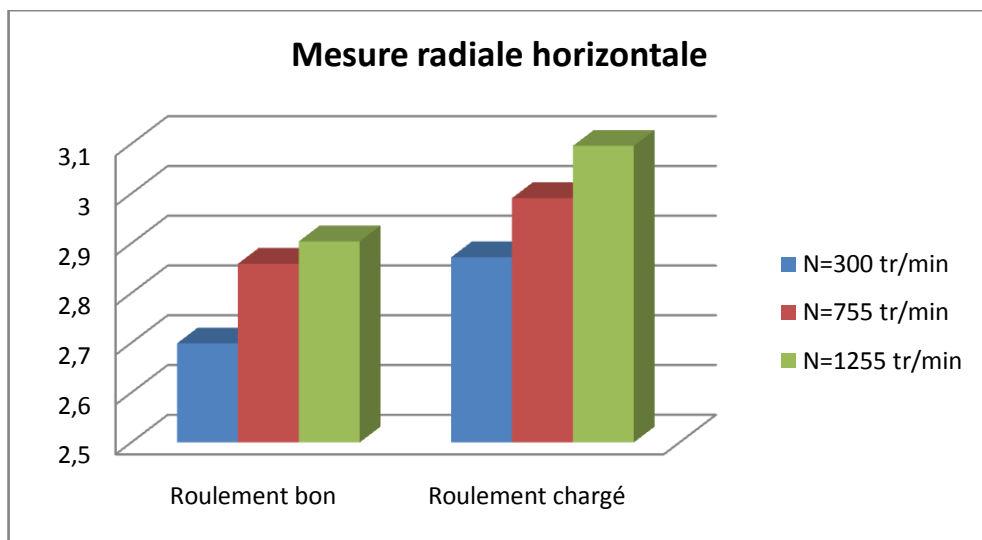
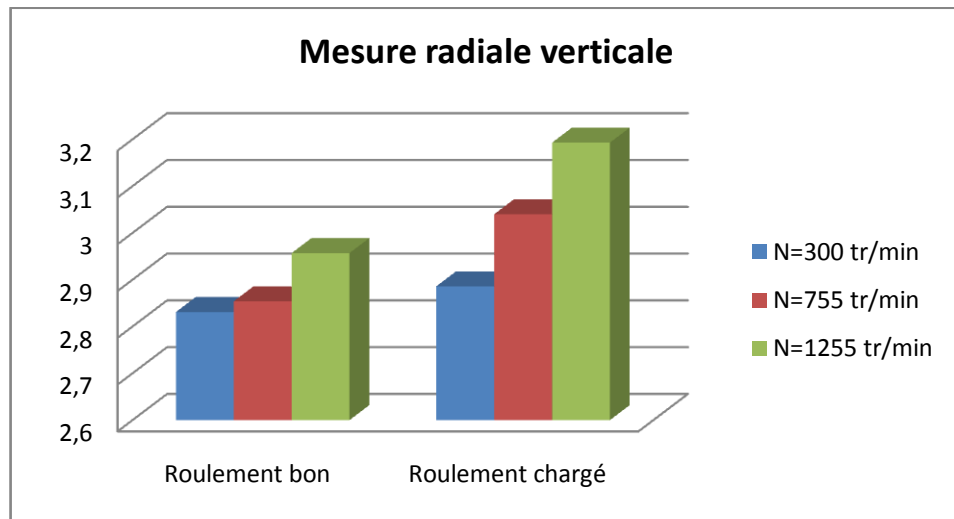
**6.3.7.2. Influence de la vitesse de rotation sur le Kurtosis**

Figure 6.28 Influence de la vitesse de rotation sur le Kurtosis.

La Kurtosis est influé par la vitesse de rotation dans le cas roulement bon et roulement chargé mais elle reste l'indicateur le moins sensible, cette influence plus visible à la mesure radiale horizontale.

## 6.3.7.3. Influence de la vitesse de rotation sur le facteur K.

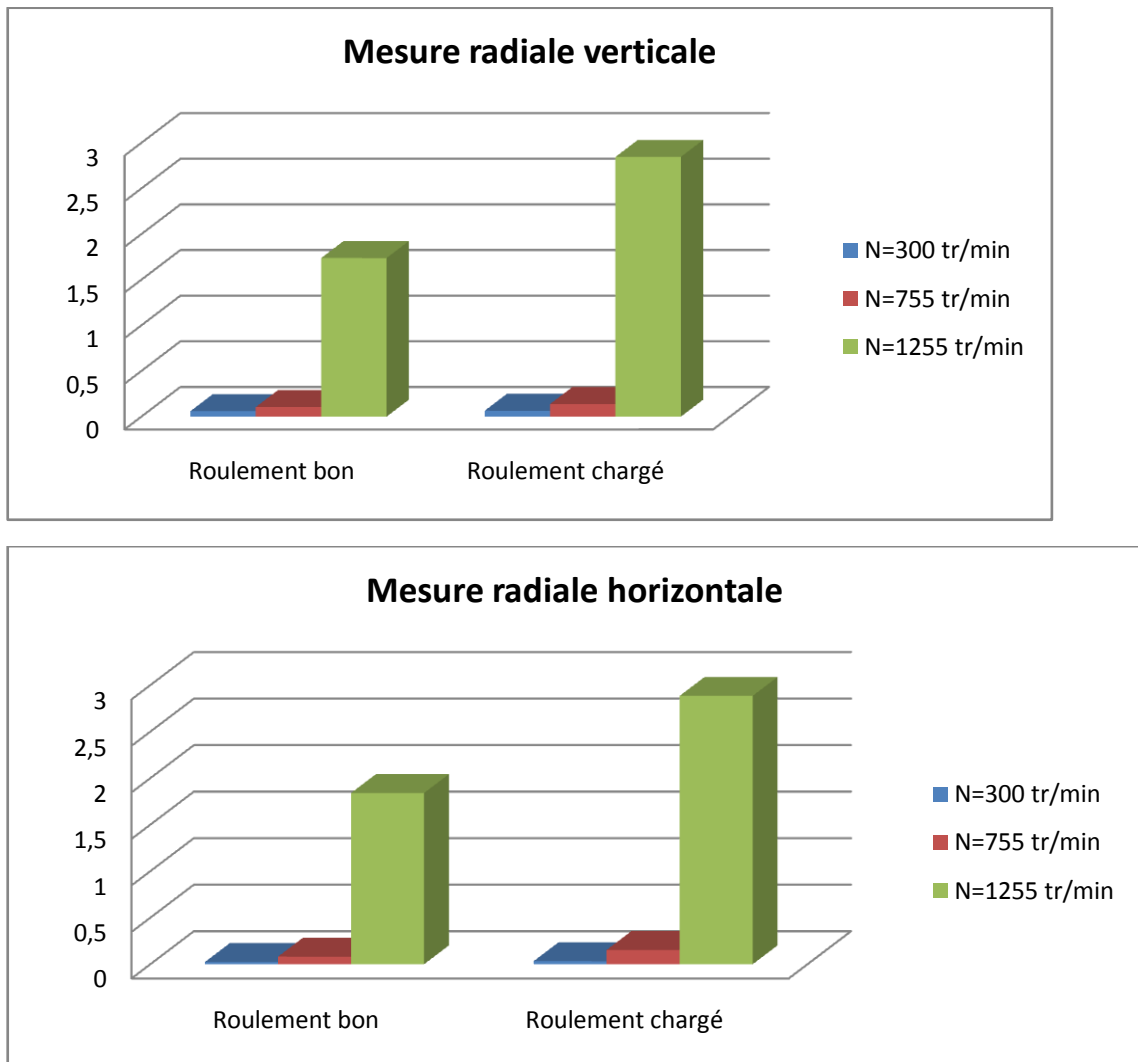


Figure 6.29 Influence de la vitesse de rotation sur le facteur K.

Le facteur k est le plus sensible à la vitesse de rotation dans le cas roulement bon et roulement chargé, cette influence plus visible à la mesure radiale horizontale et la mesure radiale verticale.

## 6.3.7.4. Influence de la vitesse de rotation sur le RMS

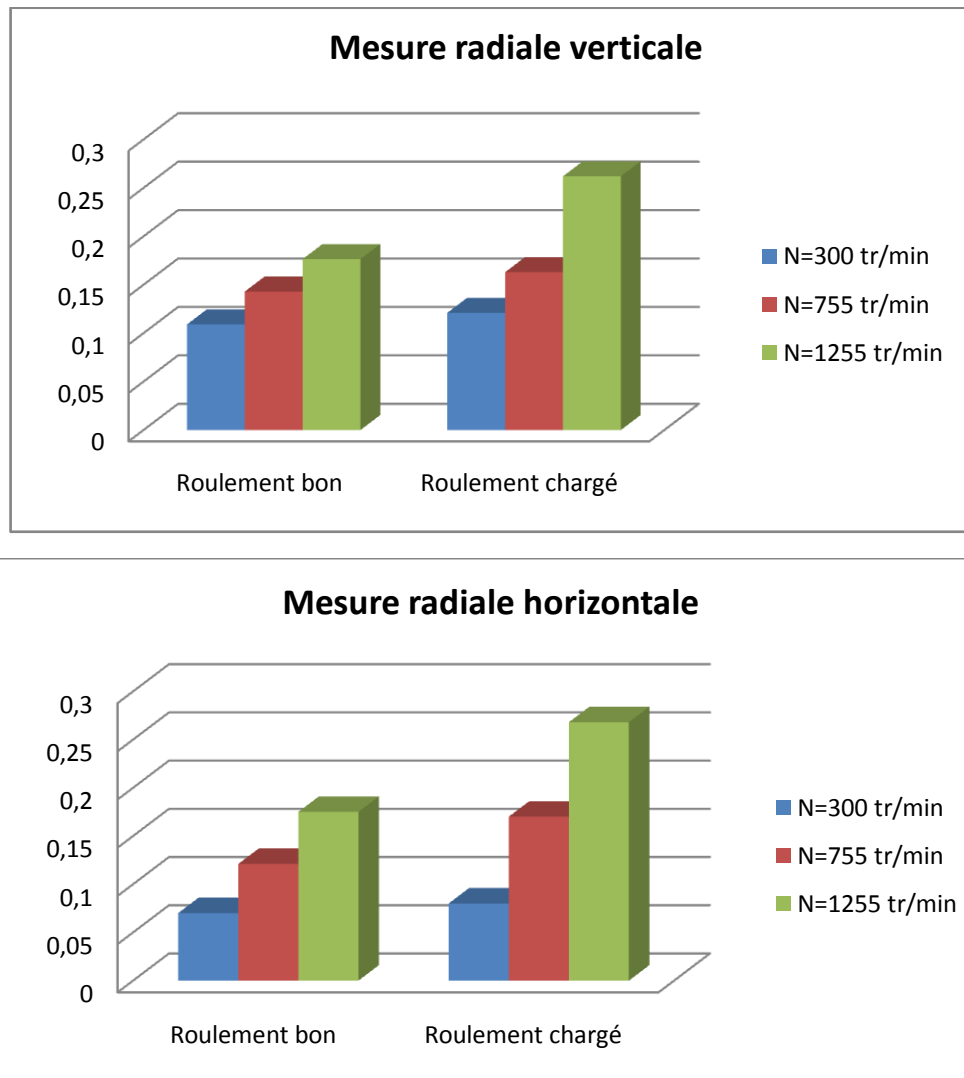


Figure 6.30 Influence de la vitesse de rotation sur le RMS.

Le RMS est influé par la vitesse de rotation dans le cas roulement bon et roulement chargé, cette influence plus visible à la mesure radiale horizontale.

Parce que l'influence des indicateurs temporels plus visible à la mesure radiale horizontale, donc pour faire un bon diagnostic, nous choisissons la mesure radiale horizontale.

Parce que les valeurs des indicateurs temporels sont changés, on peut dire il y a un problème sur le roulement, mais les indicateurs temporels sont utilisés pour surveiller des installations donc ne peut pas préciser le défaut. Il faut utiliser des autres indicateurs qui s'appellent les indicateurs fréquentielle capable de préciser les types de défauts.

La deuxième partie, sera donc consacrée aux indicateurs fréquentiels, ces derniers sont capables de donner une information fréquentielle. Nous avons proposé la technique d'analyse multi-résolution par ondelette car, généralement les informations qui ne peuvent pas être distinguées dans le domaine temporel ; elles sont facilement visibles dans le domaine fréquentiel. Cette technique d'analyse, permet d'identifier l'origine du défaut.

Avant d'utiliser la méthode des ondelettes nous avons étudié l'efficacité de la méthode spectrale, l'analyse d'enveloppe et la TFCT.

### 6.3.8. Présentation des spectres des signaux réels

Pour tous les signaux nous avons pris les mêmes caractéristiques suivantes :

- Nombre de points, NPE = 8192
- Fréquence d'échantillonnage,  $f_e = 4.0967E+03$  Hz
- Période d'échantillonnage  $T_e = 2.4410E-04$  s.

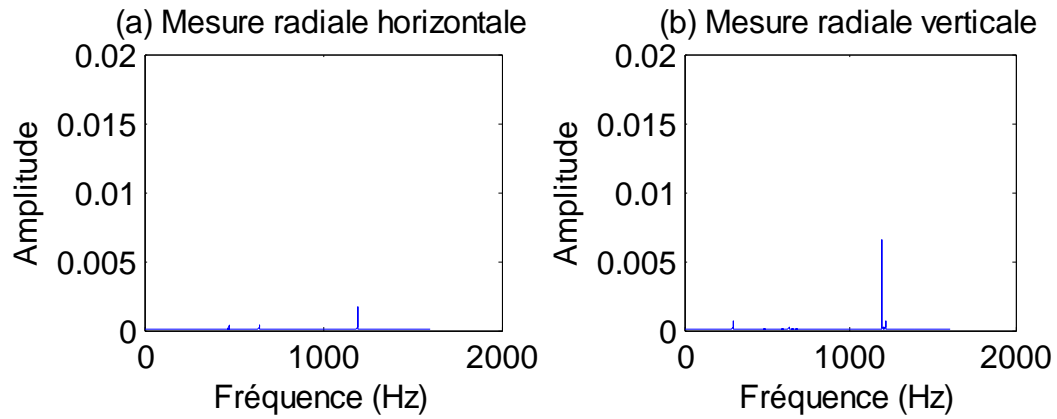
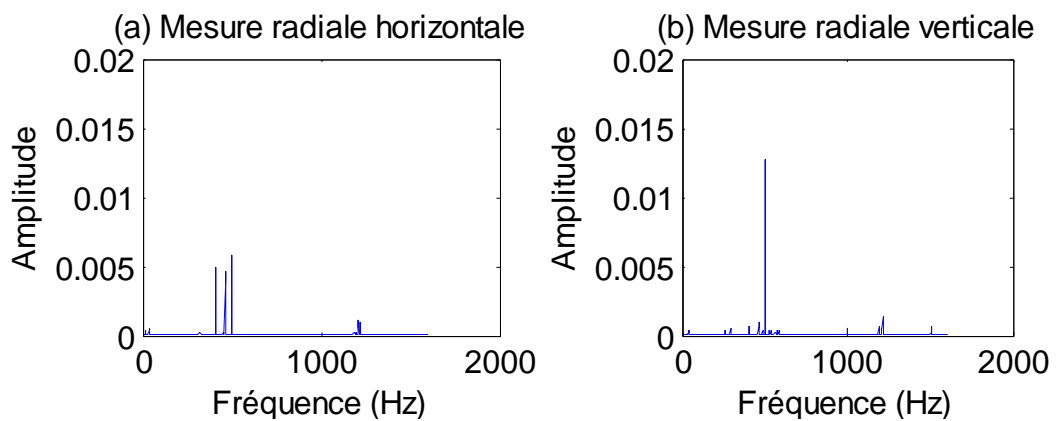
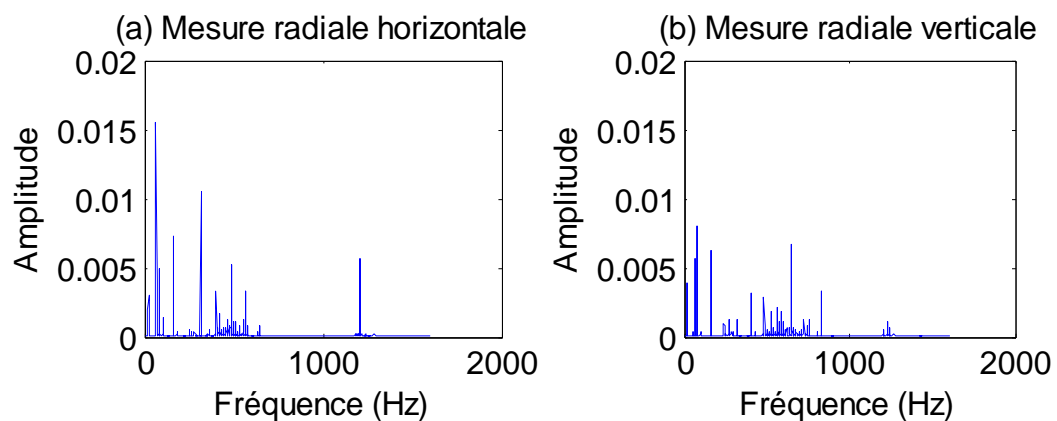
Nous allons calculer les fréquences de défaut par les vitesses de rotation calculent par le stroboscope. Les fréquences caractéristiques des défauts de roulements pour chaque vitesse de rotation retenue sont résumées dans le tableau ci-dessous :

	Fréquence	Signal 1	Signal 2	Signal 3
<i>Fréquence de la cage</i>	$f_C$ (Hz)	2.18	5.28	8.91
<i>Fréquence de la bague extérieure</i>	$f_{BE}$ (Hz)	<b>19.60</b>	<b>47.53</b>	<b>80.21</b>
<i>Fréquence de la bague intérieure</i>	$f_{BI}$ (Hz)	29.89	72.47	122.28
<i>Fréquence des billes</i>	$f_b$ (Hz)	47.36	114.82	193.75

Tableau 6.10 Fréquences caractéristiques des défauts de roulements.

### 6.3.9. Spectres obtenus pour le roulement défectueux

Maintenant nous allons étudier les spectres de signal mesure.

Figure 6.31 Spectres issus du roulement chargé, pour  $N = 330$  tr/min.Figure 6.32 Spectres issus du roulement chargé, pour  $N = 800$  tr/min.Figure 6.33 Spectres issus du roulement chargé, pour  $N = 1350$  tr/min.

La FFT ne peut pas détecter la fréquence de défaut, ce qui veut dire que ce dernier, est incapable de nous informer, la lecture est pratiquement impossible. Pour

extraire la fréquence caractéristique à ce défaut, Nous allons passer à notre méthodes dans le but d'extraire et d'identifier la fréquence de défaut.

### 6.3.10. Analyse d'enveloppe des signaux du roulement défectueux

Nous allons appliquer l'analyse d'enveloppe sur les trois signaux mesurent.

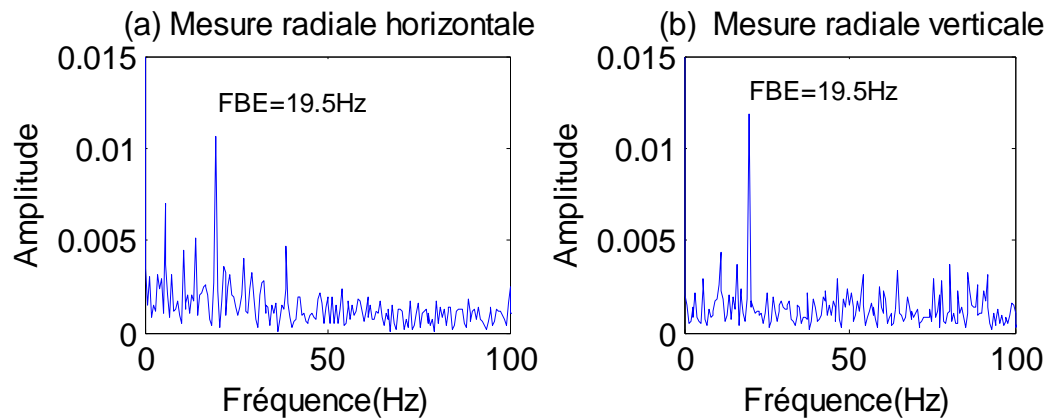


Figure 6.34 Spectres d'enveloppe du roulement chargé, pour  $N = 300$  tr/min.

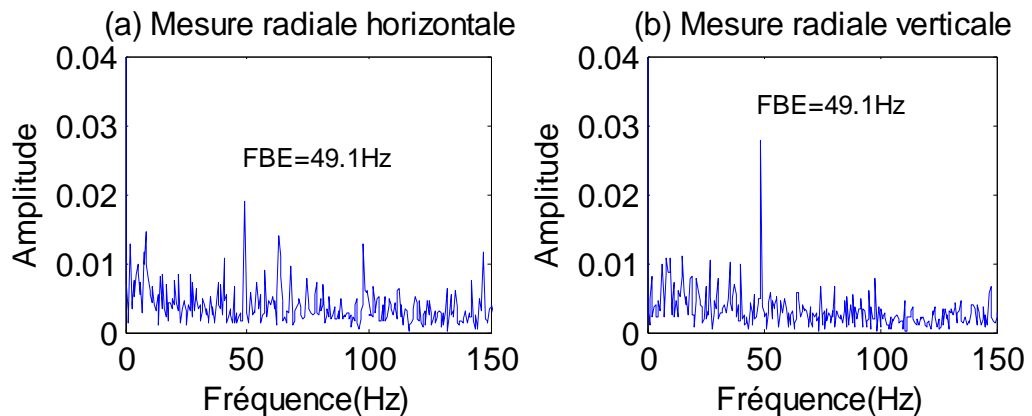


Figure 6.35 Spectres d'enveloppe du roulement chargé, pour  $N = 755$  tr/min.

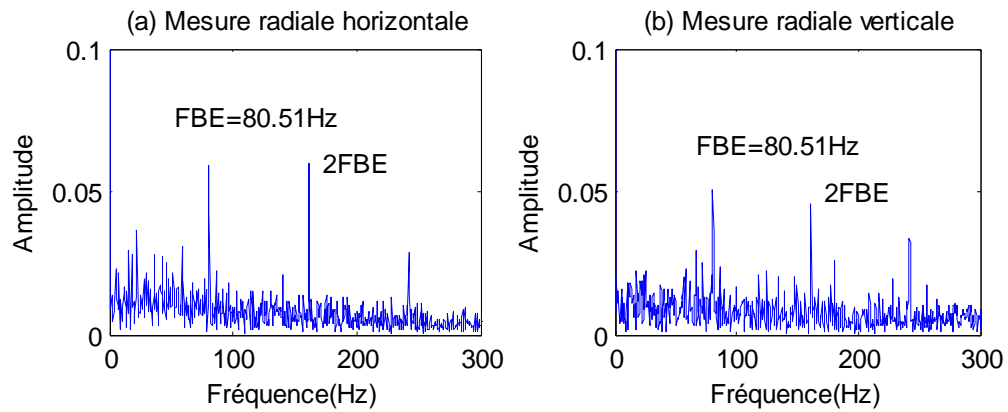


Figure 6.36 Spectres d'enveloppe du roulement chargé,  $N = 1255$  tr/min.

L'application de l'analyse d'enveloppe sur le signal du roulement chargé permet d'afficher la fréquence de défaut de la bague extérieure pour chaque vitesse de rotation, mais il nécessite d'utiliser le filtre passe bande.

### 6.3.11. Application de la TFCT pour les signaux du roulement défectueux

Pour tous les signaux nous avons pris les mêmes caractéristiques suivantes :

- Le nombre de points par fenêtre,  $N_{ppf} = 32$  point
- L'indice de recouvrement,  $Cr = 75\%$

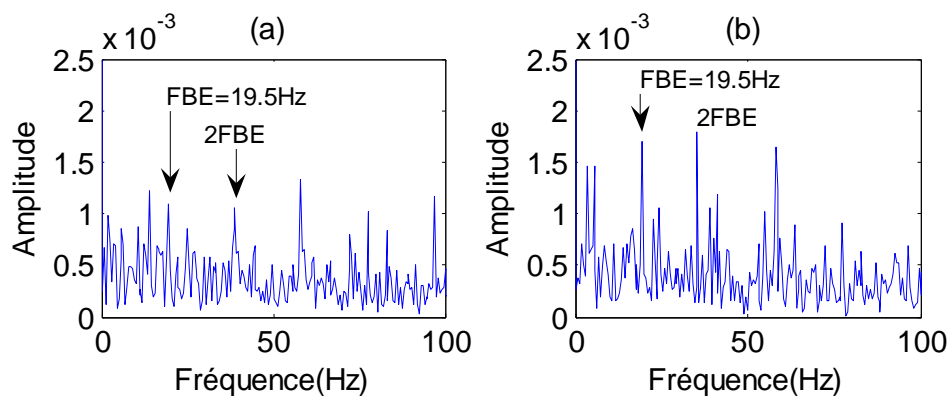
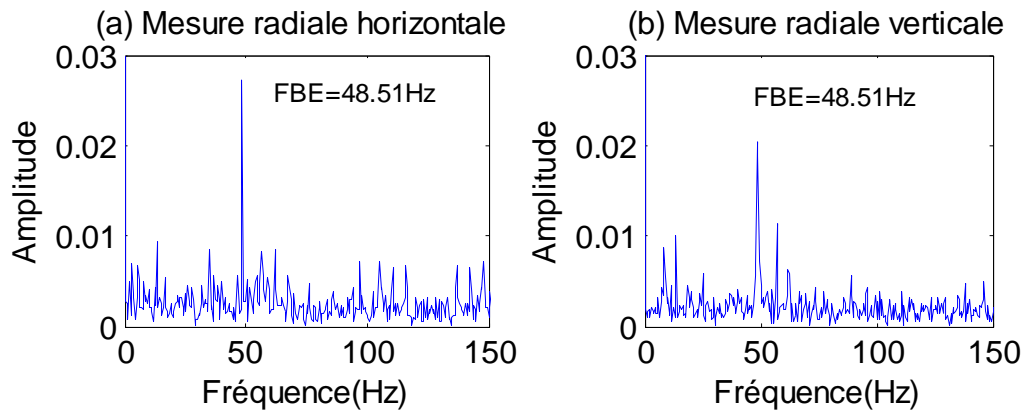
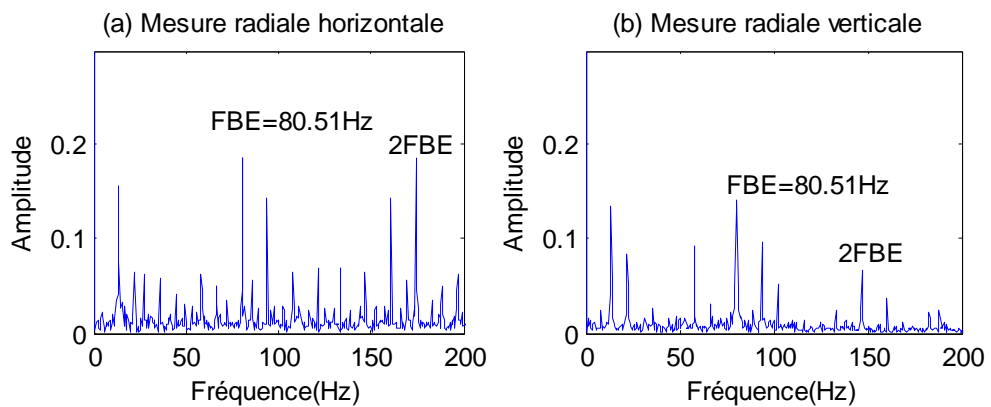


Figure 6.37 TFCT des signaux du roulement chargé,  $N = 300$  tr/min.

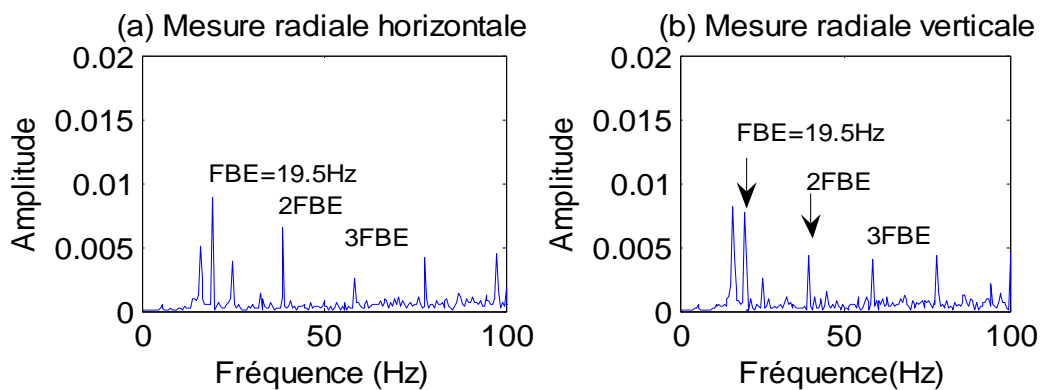
(a) Mesure radiale horizontale

(b) Mesure radiale verticale

Figure 6.38 TFCT des signaux du roulement chargé,  $N = 755$  tr/min.Figure 6.39 TFCT des signaux du roulement chargé,  $N = 1255$  tr/min.

L'application de l'analyse de la TFCT sur les signaux mesurés permet de détecter la fréquence de défaut, à condition de bien choisir le nombre de points par fenêtre  $N_{ppf}$  et le coefficient de recouvrement  $C_r$ .

### 6.3.12. Application de l'analyse multi-résolution par ondelettes

Figure 6.40 Spectre de l'approximation N°3, des signaux provenant du roulement chargé, pour  $N = 300$  tr/min.

Le spectre de l'approximation A3 de signal mesuré du roulement chargé, pour  $N = 300$  tr/min permet d'afficher la fréquence de défaut  $F_{be}=19.5$ Hz.

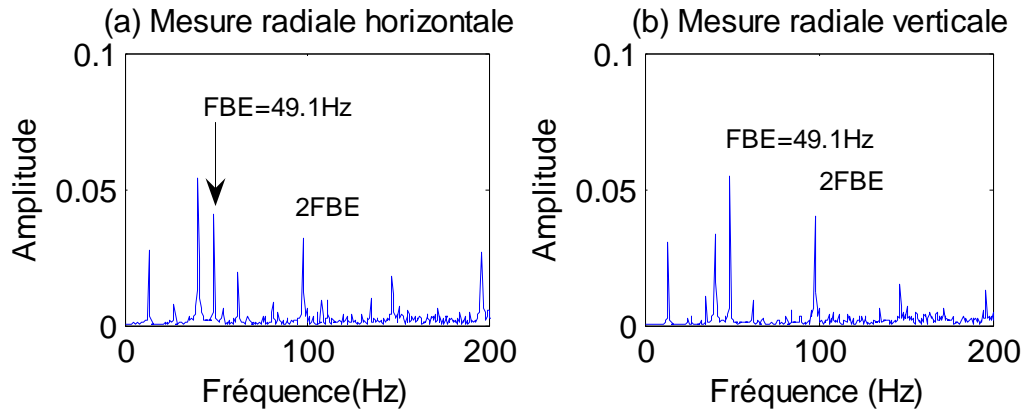


Figure 6.41 Spectre de l'approximation N°3, des signaux provenant du roulement chargé, pour  $N = 755$  tr/min.

Le spectre de l'approximation A3 de signal mesuré du roulement chargé, pour  $N = 755$  tr/min permet d'afficher la fréquence de défaut  $F_{be}=49.1$ Hz.

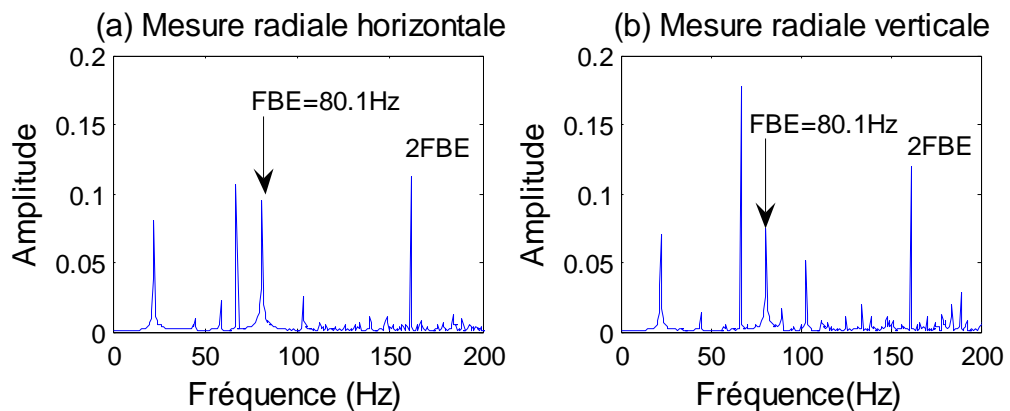


Figure 6.42 Spectre de l'approximation N°3, des signaux provenant du roulement chargé, pour  $N = 1255$  tr/min.

L'application de l'analyse multi-résolution par ondelette permet de détecter le défaut de roulement  $F_{be}=80.1$ Hz, pour une vitesse de rotation  $N = 1255$  tr/min.

L'analyse par TOD permet encore une fois d'identifier la fréquence de défaut. Nous pouvons conclure ainsi, que le traitement de signal par ondelette est un outil assez préformant de détection des défauts des signaux instationnaires et stationnaires dans le cas réel.

Dans le tableau suivant nous avons comparé les résultats obtenus pour les quatre méthodes d'analyse précédentes :

	Position horizontale			Position verticale		
	Signal 1	Signal 2	Signal 3	Signal 1	Signal 2	Signal 3
<b>Enveloppe</b>	<b>19.5 Hz</b>	<b>49.10 Hz</b>	<b>80.51Hz</b>	<b>19.5 Hz</b>	<b>49.10 Hz</b>	<b>80.51 Hz</b>
<b>TFCT</b>	<b>19.5 Hz</b>	<b>48.51Hz</b>	<b>80.51Hz</b>	<b>19.5 Hz</b>	<b>48.51 Hz</b>	<b>80.51 Hz</b>
<b>Ondelette</b>	<b>19.5 Hz</b>	<b>49.10 Hz</b>	<b>80.10 Hz</b>	<b>19.5 Hz</b>	<b>49.10 Hz</b>	<b>80.10 Hz</b>

Tableau 6.11 Résultats obtenus par chaque méthode.

Les trois méthodes : l'analyse d'enveloppe, la TFCT et l'odelette ont donné les mêmes résultats concernant la fréquence de défaut.

## 6.4. Conclusion

Dans ce dernier chapitre nous avons analysé des signaux réels du roulement chargé et roulement défectueux sur la bague extérieur par des méthodes temporelles et méthodes fréquentielles ces dernières peuvent détecter l'origine du défaut. A l'instar des autres méthodes, l'analyse de multi-résolution en ondelette permet d'identifier la fréquence de défaut et donne des résultats bien visibles. En outre, elle permet de tenir compte de l'apparition du défaut dans le temps. Néanmoins, l'handicap majeur à cette méthode est de bien choisir l'échelle de représentation et de la prise de décision quant au niveau d'approximation où il faut arrêter les décompositions.

## Conclusion générale

La maintenance préventive conditionnelle permet de mieux apprécier la santé des machines et des systèmes. Les effets vibratoires observés peuvent être reliés aux causes matérielles qui les génèrent. Cette relation vibration-défaut rend l'analyse des vibrations, la technique la plus répandue dans l'industrie. Elle s'effectue par étape de surveillance et de diagnostic.

Le diagnostic des défauts des machines tournantes par analyse vibratoire est une tâche difficile, il demande des outils pointus en matière de traitement de signal et un personnel qualifié pour mener à bien tout travail de recherche d'anomalies. L'augmentation des vibrations permet de détecter la présence d'un défaut, cette dernière s'effectue par une étape, de surveillance puis une étape de diagnostic, l'analyse des caractéristiques des vibrations de la machine permet d'en identifier la cause.

La Kurtosis et le Facteur de crête sont les indicateurs scalaires les plus sensibles aux chocs. Donc les plus efficaces pour la surveillance des défauts du choc.

La valeur crête à crête, le RMS, le facteur de crête et le facteur K sont par contre plus sensibles à la vitesse de rotation.

Les indicateurs temporels sont influés par la gravité du défaut, ils sont utilisés régulièrement pour surveiller des installations mais ne peuvent, en aucun cas, préciser la nature du défaut.

Les outils de traitement de signal tel que la FFT sert à donner des résultats et à détecter les défauts comme le balourd ou le désalignement mais, le diagnostic des roulements ou des engrenages, le spectre ne peut pas donner des résultats bien précis, l'arrivée de la transformée en ondelettes permet donc d'enrichir et d'améliorer les méthodes de diagnostic et de surveillances des machines tournantes.

L'objectif du présent travail était donc de connaître les éléments nécessaires pour le suivi et le diagnostic des défauts des machines tournantes par la transformée en ondelettes. Il s'agissait donc d'appliquer la TO à des signaux stationnaires et instationnaires simulés pour ensuite entamer l'analyse des signaux expérimentaux recueillis sur des bancs d'essai expérimentaux.

La TO présente l'avantage d'analyser le signal à différentes échelles elle permet donc de détecter la fréquence du choc, et de connaître la fréquence de résonance excitée par ce défaut, mais sur le spectre de la FT aucune composante de fréquence n'est

déTECTÉE.

Nous apprécions donc, avec satisfaction, l'aptitude de la TO de fournir des outils permettant d'améliorer les procédures de diagnostic et d'enrichir les méthodes de surveillance. L'Analyse Multi-résolution par Ondelette affiche la représentation fréquentielle et permet d'identifier l'origine du défaut. Nous assurons que l'Analyse Multi-résolution par la transformée en ondelettes est une méthode efficace pour la détection des défauts de roulement malgré la présence d'autres signaux.

En perspectives, il serait souhaitable d'appliquer l'analyse multi-résolution en ondelettes, pour des signaux comportant plusieurs défauts se manifestant à des fréquences bien espacées ainsi qu'à des défauts combinés de fréquences voisines pour tester l'efficacité de la méthode pour des signaux réels bien sûr.

## Références bibliographiques

- [1] **Graps A.**, *An introduction to Wavelets*. IEEE Computational Science and Engineering, Vol. 2, Num 2, pp 50-61, (1995).
- [2] **Grossmann A., Morlet J.**, *Decomposition of Hardy Functions into Square Integrable Wavelets of Constant Shape*. SIAM J. Math. Anal., Vol. 15, n723-736, (1984).
- [3] **Mallat S.**, *A Theory for Multiresolution for Signal Decomposition Wavelet Representation*. IEEE Trans. on PAMI, Vol. 11, n7, p 674–693, (1989).
- [4] **Meyer Y.**, *Les Ondelettes : Algorithmes et Applications*. Paris, Ed. Armand Colin, 450p, (1992).
- [5] **Daubechies I.**, *Ten Lectures on Wavelets*. CBMS-NSF Regional Conference Series in Applied Mathematics - 61, 6<sup>ème</sup> édition, 351p. ISBN 0-89871-274-2, (1999).
- [6] **Coifman R. R., Wickerhauser M. V.**, *Adapted Waveform Analysis as a Tool Formodeling, Feature Extraction, and Denoising*. Optical Engineering, Vol. 33, n 7, pp 2170–2174, (1994).
- [7] **Newland D. E.**, *Wavelet Analysis of Vibrations, Part I : Theory*. Journal of Vibration and Acoustics, Trans ASME, Vol. 4, pp 409–416, (1994).
- [8] **Fabien B.**, *Développement d'une Approche Numérique Visant à Optimiser le Suivi Vibratoire des Constituants d'une Machine Tournante*, 22 janvier 2000, Université de Reims Champagne Ardenne U.F.R. de Sciences Exactes et Naturelles.
- [9] **Boulenger A.**, *Aide Mémoire de Maintenance Conditionnelle*. Ed. Dunod, 2008.
- [10] **Boulenger A, Pachaud C.**, *Diagnostic Vibratoire en Maintenance Préventive*. Ed. Dunod, 1998.
- [11] **DRON J.P.**, *Elaboration et adaptation d'outils pour le suivi de l'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire*, Thèse, Université de Reims, 1995.
- [12] **Djebala A.**, *Application de la Transformée par Ondelettes à L'Étude et l'Analyse Vibratoire des Systèmes Mécanique*, Thèse de Doctorat, Université Badji Mokhtar Annaba, 2008,
- [13] **Boulanger A., Pachaud C.**, *Surveillance des Machines par Analyse des Vibrations Du Dépistage au Diagnostic*, AFNOR 2<sup>ème</sup> tirage 1998.
- [14] **Boumahdi M., Dron J.P., Rechak S. et Cousinard O.**, *Détection et Classification des Défauts de Roulements en Utilisant L'Analyse Vibratoire et L'Arbre de Décision*, 19ème Congrès Français de Mécanique, Marseille, 24-28 août 2009
- [15] **Dron J.P., Bolaers F., Rasolofondraibe L.**, *Optimisation de la Détection de Défauts de Roulements par Débruitage des Signaux par Soustraction Spectrale*. Mécanique et Industries. 2003, 4, 3, 213-219.

- 
- [16] **Dron J.P., Chiementin X., Bolaers F., Rasolofondraibe L.,** *Localization and Quantification Sources: Application to the Predictive Maintenance of Rolling Bearings.* Journal of Sound Vibration. 2008, 316, 1-5, 331-347.
- [17] Dossier technique SNR, Le Diagnostic Expert SNR : *Analyses et Préconisations pour Optimiser la Vie des Roulements.* Industry, SNR. France.
- [18] **Boumahdi M.,** *Développement d'un Système Expert pour le Diagnostic des Machines Tournantes,* Thèse de Doctorat, ENP, 2011.
- [19] **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.
- [20] **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.*
- [21] **Dron J.P., Bolaers F., Rasolofondraibe L.,** *Optimization of the Detection of Rolling Bearing Defects Using Spectral Subtraction de-Noiseing of the Signal,* Mécanique Industries 4 213–219. 2003
- [22] **Guillaume D.,** *Détection Précoce de la Propagation de Fissures dans les Engrenages Droits par Analyse Vibratoire.* Thèse Université Laval canada 2000.
- [23] **Ismail F.M., Hugh. R. and Farag O.,** *A Statistical Index for Monitoring Tooth Cracks in a Gearbox ASME. Design Engineering Technical Conferences,* vol. 3, p. 1413- 1418, 1965.
- [24] **Hamzaoui N.,** *Vibrations et Signaux,* Séminaire, Veil-Tech, 2004.
- [25] **Sari-Hassoun Z ., Hadjoui A., Hamidou A., Bouzidi S..** La maintenance préventive pour les machines tournantes, *Université Abou Baker Belkaïd, Faculté des Sciences de L'Ingénieur, Département de Génie mécanique. BP 230, Tlemcen.*
- [26] **K. Belaid,** *Méthodes de Suivi et de Diagnostic des Défauts des Machines Tournantes par Application de la Transformée en Ondelettes,* Mémoire de Magister, Université Mouloud Mammeri Tizi- Ouzou, 2007.
- [27] **Ericsson E, Grip N, Johansson E, Persson L.E, Sjoberg R, Stronberg J.O.** *Towards Automatic Detection of Local Bearing Defects in Rotating Machines.* Mechanical Systems and Signal Processing, 19, 509-535. 2005
- [28] *RT*
- [29] **Thomas M.,** *Vibrations Expérimentales, Cours au Département Génie Mécanique, L'École de Technologie Supérieure (ÉTS), Québec 2001.*
- [30] **Bouzouane B., Miloudi A.,** *Diagnostic des roulements via l'analyse d'enveloppe,* 3éme Conférence Internationale sur les Mathématiques Appliquées et les Sciences de l'Ingénieur, CIMASI Casablanca 23-24-2 Octobre 2000
- [31] **Al Ani T.,** *Introduction aux Ondelettes (wavelets), L'École D'Ingénieurs des Sciences et Technologies de L'Information et de la Communication. ESIEE. Paris, 06/11/2008.*
- [32] **BOUBNIDER, Z.** *Diagnostic de L'Endommagement des Roulements.* Thèse de Magistère, 2e cycle, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Qué., 147 p.1989.

- [33] **Cousinard, O.**, *Contribution à L'Étude et au Développement d'un Système Intégré de Suivi de L'Endommagement des Composants Mécaniques sur Machines Tournantes: Application au Développement et au Choix des Outils D'Analyse et de Mesure Vibratoire*. Thèse de Doctorat de l'Université de Reims, 2002.
- [34] **Pachaud C.**, *Crest factor and Kurtosis Contribution to Identify Defects Inducing Periodical Impulsive Forces*. *Mechanical Systems and Signal Processing* 11(6), 903-916, 1997.
- [35] **AUGEIX D.**, *Analyse vibratoire des machines tournantes, techniques d'ingénieur*, BM 5-145.
- [36] **Babouri M.K., Ouelaa N.**, *Application de L'Analyse Multirésolution en Ondelette pour la Prédiction de l'Usure des Outils de Coupe*. 10<sup>ème</sup> Congrès Français d'Acoustique, Lyon, 12 Avril 2010.
- [37] **Abid T., Tighiouart B.**, *Modélisation du Signal ECG par les Ondelettes*, INFØ Days, , Chlef, Algérie, 15-16 Avril 2008.

## Annexe 1. Différents types d'ondelettes

### A1.1. L'ondelette de Haar

L'ondelette de Haar est la plus simple et la première ondelette construite. Elle est définie par la fonction ondelette :

$$\begin{aligned} \psi(t) &= 1 & \text{si } 0 \leq t \leq \frac{1}{2} \\ \psi(t) &= -1 & \text{si } \frac{1}{2} \leq t \leq 1 \\ \psi(t) &= 0 & \text{si } t \notin [0, 1] \end{aligned} \quad (\text{A1.1})$$

la fonction d'échelle :

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= 1 & \text{si } t \in [0, 1] \\ \varphi(t) &= 0 & \text{si } t \notin [0, 1] \end{aligned} \quad (\text{A1.2})$$

L'ondelette de Haar est la seule ondelette discontinue et elle ressemble à la fonction escalier. Cette fonction n'a qu'un seul moment nul.

Si on effectue une projection d'un signal sur cette base, la projection aura une allure de fonction escalier, donc pour avoir une meilleure projection on doit utiliser des fonctions plus régulières (plus de moments nuls).

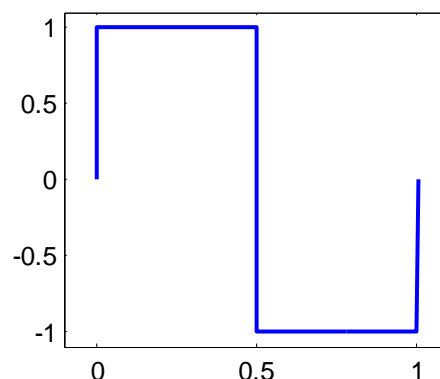


Figure A1.1 L'ondelette de Haar.

### A1.2. Les ondelettes de Daubechies

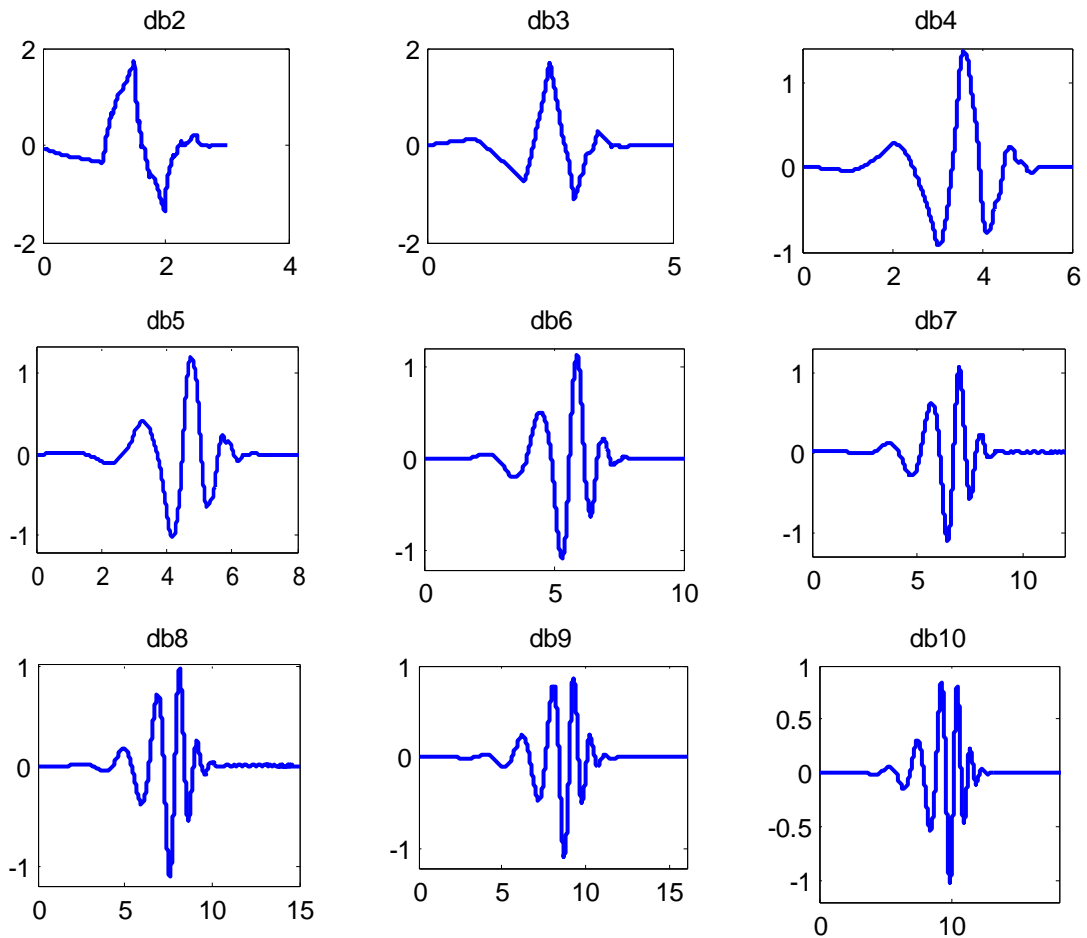
Ces ondelettes n'ont pas d'expressions explicites, cependant Daubechies a proposé un algorithme de synthèse des filtres explicite et simple.

Les propriétés de ces ondelettes sont :

- le nombre de moments nuls est égal à l'ordre de l'ondelette (N).

- la longueur du support des fonctions ondelettes  $\psi$  les fonctions d'échelles  $\varphi$  est de  $2N-1$ .
- Elles ne sont pas symétriques, et pour certaines l'asymétrie est plus prononcée.
- La régularité augmente avec l'ordre de l'ondelette.

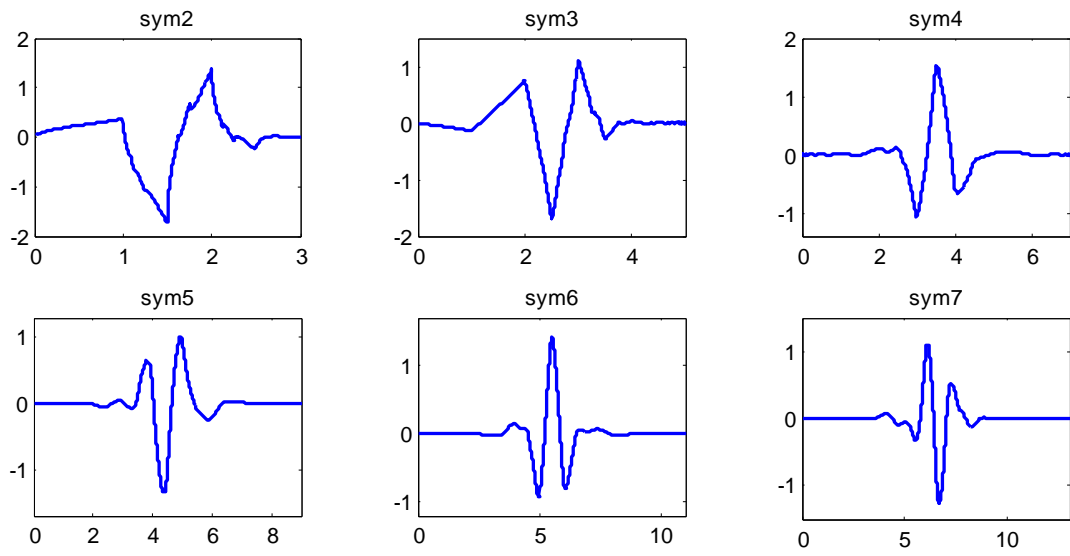
L'analyse est orthogonale.



**Figure A1.2** Les ondelettes de Daubechies.

## A1.2. Les ondelettes Symlets

Les symlets sont des ondelettes presque symétriques, construites par Daubechies afin d'améliorer la symétrie des Daubechies. Les propriétés de ces ondelettes sont similaires à celles des Daubechies.



**Figure A1.3** Les ondelettes Symlets.