

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou
Faculté de Génie de la Construction
Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin de cycle en vue de l'obtention du diplôme de master
Filière électromécanique
Spécialité maintenance industrielle

THEME

**Diagnostic vibratoire des défauts de types chocs
par les méthodes temps -échelle**

Réalisé par :

✚ ABBAS Faouzi
✚ HARRAT Karim

-Mr BELAID.K

Promoteur

Année 2019/2020

Dédicace

*Nous dédions ce travail à nos chères familles qui grâce à eux nous
sommes arrivés à ce niveau.*

A tous nos amis et à nos proches

Remerciement

Le grand remerciement revient à Dieu qui nous a donné la force et le courage à réaliser et terminer ce modestetravail.

Et on tient à exprimer nos remerciements à monsieur Kamel. Belaid pour nous avoir proposé ce sujet et pour sa disponibilité dans le suivi de ce travail et pour ses précieux conseils et orientations.

Que monsieur le président et les membres du jury trouvent ici l'expression de notre gratitude et de notre respect pour nous avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.

Nos remerciements vont également à tous nos enseignants, les responsables et personnel du département de génie mécanique.

On tient aussi à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Table de Matière

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I

I.1- Introduction	3
I.2- Définition de la maintenance AFNOR X60-000 (mai 2002)	3
I.3- Les formes de la maintenance.....	4
I.4- Analyse vibratoire en maintenance préventive.....	6
I.4.1- Caractérisation d'une vibration.....	7
I.5- Chaîne de mesure.....	8
I.5.1- Les Capteurs :.....	9
I.5.2 Les types de capteur.....	10
a. Proximètres	10
b. vélocimètres	11
c. Les accéléromètres :.....	12
I.5.3- Les conditionneurs.....	13
a. Les préamplificateurs	13
b. Les intégrateurs	13
c. Les filtres.....	14
I.5.4- Les convertisseurs analogique/numérique (CAN)	14

Chapitre II

II.1- Introduction	16
II.2- Définition	16
II.2.1- Un signal	16
II.2.2- Le bruit.....	16
II.2.3- Le Rapport signal sur bruit	16
II.3- Principales fonctionnalités de traitement de signal	17
II.4- Signaux temporels	17
II.4.1- Les signaux déterministes.....	18
II.4.1.1- Signal périodique.....	18
II.4.1.2- Signal non périodique.....	18
II.4.2- Signaux aléatoires	19
II.4.2.1- Les signaux stationnaires.....	20
II.4.2.2- Les signaux non stationnaires.....	20

II .5.1- La représentation temporelle	21
II .5.1.1- Les indicateurs niveau global	21
II .5.2- La représentation fréquentielle	23
II .5.2.1- Développement en séries de Fourier	24
II .5.2.2- La Transformée de Fourier	24
II .5.2.2.1- La Transformée de Fourier discrète	25
II .5.2.3- Les inconvénients de l'analyse fréquentielle.....	28
II .5.3- L'analyse cepstrale	29
II .5.3.1- Définition	29
II .5.3.2- L'intérêt pratique de l'analyse cepstrale	30
II .5.4- Analyse d'enveloppe.....	30
II .5.4.1- Transformée d'Hilbert.....	31
II .5.5- Méthodes d'analyse Temps – Fréquence.....	32
II .5.5.1- La Transformée de Fourier sur une fenêtre glissante	32
II .5.6- Méthode d'analyse temps-échelle.....	33
II .5.6.1- Introduction	33
II .5.6.2- La transformée en ondelettes.....	34
II .5.6.2.1- Transformée en ondelette continu	35
II .5.6.2.1.1- L'ondelette de Morlet.....	37

Chapitre III

Introduction	38
III1- Défaut de balourd.....	38
III 1.1- Généralités.....	38
III 1.2- L'influence de défaut de balourd sur la machine	39
III 1.3- L'analyse de phase et ces avantages.....	40
a. Distinction entre efforts rotatif et directionnel	40
III2- Défauts d'engrenages et d'engrènement.....	41
III 2.1- Généralités.....	41
III 2.2- Différents types d'engrenages et efforts associés.....	42
III 2.3- Détérioration d'une dent.....	42
III 2.4- Bruit de denture	43
III 2.5- Ensemble de la denture détériorée.....	44
III3- Défauts des roulements	44
III 3.1- Détermination des fréquences caractéristiques	46

III.3.2- Exemples du défaut	47
a. Défaut affectant la bague fixe.....	47
b. Défaut Affectant la bague tournante ou un élément roulant	48

Chapitre IV

IV.1- Introduction.....	53
IV.2- Banc d'essai N° 01.....	53
IV.3-Présentation Matlab :	55
IV.4- Le matériel de prise de mesures et de traitement de signal	56
IV.5- Défaut d'engrenage (signaux instationnaires)	57
IV.5.1- un défaut sur la roue R1	57
Test 1 :	57
Test 2 :	61
Teste 3	64
IV.4.2- Défaut sur chaque pignon :	67
Test 1 :	67
IV.6- Défauts de balourd plus un défaut d'engrenage	70
Test 1.....	70
IV.7- Banc d'essai N° 02.....	76
IV.8- présentations de banc d'essai N° 02.....	76
IV.9- Les composants de banc d'essai et leurs caractéristiques	76
IV.10- Conclusion.....	79
Conclusion générale.....	80
Bibliographie.....	82

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1: Les différentes formes de maintenance normalisées selon FDX60.000.....	5
Figure I.2 : Algorithme du choix du type de la maintenance	6
Figure I.3: Exemple type d'une chaîne de mesure munie d'un accéléromètre.....	9
Figure I.4: Exemples de proximètres (Documentation Schenk)	10
Figure I.5 : Positionnement des capteurs de déplacement par paire à 90°.....	11
Figure I.6: Schéma de principe d'un vélocimètre.....	11
Figure I.7: Principe de fonctionnement d'un accéléromètre.....	12
Figure I.8: Grandeurs d'influence sur un accéléromètre.....	13

Chapitre II

Figure II.1 Signal périodique.....	18
Figure II.2 : Signal non périodique (transitoire).....	19
Figure II.3 : signal aléatoire.....	19
Figure II.4: signal stationnaire.....	20
Figure II.5: signal non stationnaire.....	20
Figure II.6: représentation temporelle d'un signal sous Matlab.....	21
Figure II.7: Comparaison du facteur de crête selon le type de la vibration.....	22
Figure II.8: l'impulsion de Dirac sous Matlab.....	26
Figure II.9: représentation fréquentielle d'un signal de type choc.....	28
Figure II.10: représentation d'un cepstre sous Matlab.....	29
Figure II.11: représentation d'enveloppe sous Matlab.....	31
Figure II.12: spectrogramme d'un signal stationnaire + instationnaire.....	33
Figure II.13: Dilatation d'une ondelette.....	36
Figure II.14: L'ondelette de Morlet.....	37
Figure II.15: Pavage du plan temps-fréquence associé à la représentation temps-échelle.....	38

Chapitre III

Figure III.1 : exemple de défaut de balourd.....	39
Figure III.2: Image vibratoire théorique d'un balourd.....	40

Figure III.3 : Spectre du palier (direction radiale horizontale) côté turbine d'un ventilateur tournant à 2 925 tr/min (48,75 Hz : 228 mg ou 7,3 mm/s) traduisant la présence d'un balourd.....	40
Figure III.3.a : Balourd statique.....	41
Figure III.3.b : Balourd dynamique.....	41
Figure III.4 : Fréquence d'engrènement.....	42
Figure III.5.a : Typologie vibratoire d'un engrenage sain.....	43
Figure III.5.b : Typologie vibratoire d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	43
Figure III.6 : Vibrations d'un engrenage.....	44
Figure III.7 : Spectre typologie d'un défaut d'engrènement.....	45
Figure III.8 : Défaut : écaillage de la bague interne.....	45
Figure III.9 : Constitution d'un roulement.....	47
Figure III.10 : Image vibratoire typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague fixe d'un roulement.....	48
Figure III.11: Spectre d'un écaillage d'une bague externe.....	49
Figure III.12: Image spectrale typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague tournante ou un élément roulant dans le cas d'une charge axiale pure.....	49
Figure III.13 : Étendue de la distribution de charge en fonction du jeu fonctionnel radial.....	50
Figure III.14 : Image spectrale théorique d'un défaut ponctuel affectant la bague tournante ou un élément roulant dans le cas d'une charge radiale pure.....	50

Chapitre IV

Figure IV.1: Vue d'ensemble du banc d'essai N° 1.....	51
Figure IV.2 : Environnement MATLAB.....	53
Figure IV.3 : Les défauts d'engrenages.....	55
Figure IV.4 : Le signal temporel à 2400tr/min.....	52
Figure IV.5 : le spectre du signal à 2400 tr/min.....	56
Figure IV.6: spectre élargi au niveau des basses fréquences.....	56
Figure IV.7 : Représentation des coefficients de la CWT de Morlet en 3D de 'E1_2400P1'.....	57
Figure IV.8 : le Kurtosis des coefficients de la CWT (Morlet) de 'E1_2400P1'.....	57

Figure IV.9 : les coefficients de la CWT à l'échelle $a=5$	58
Figure IV.10 : le spectre de la transformée d'Hilbert des coefficients de la CWT à 2400 tr/min Palier 1 à l'échelle $a=5$	59
Figure IV.11 : Signal temporel à 2400 tr/min Palier 3.....	59
Figure IV.12 : le spectre du signal 2400 tr/min, palier 3'.....	60
Figure IV.13.a : Représentation des coefficients de la CWT (Morlet) en 3D de 2400 tr/min, palier 3'.....	60
Figure IV.13.b : Représentation des coefficients de la CWT (Morlet) en Rotation 3D de 2400 tr/min, palier3'.....	60
Figure IV.14 : Le Kurtosis des coefficients de la CWT (Morlet) de 2400 tr/min, palier 3.....	60
Figure IV.15 : les coefficients de la CWT de 2400 tr/min, palier 3 à l'échelle $a=3$	61
Figure IV.16 : Le spectre de l'enveloppe des coefficients de la CWT à l'échelle $a=3$	61
Figure IV.17 : Signal temporel de 3000 tr/min, palier 3.....	62
Figure IV.18 : la densité spectrale du signal à 3000 tr/min, palier 3'.....	62
Figure IV.19 : La CWT des coefficients de signal à 3000 tr/min, palier 3.....	62
Figure IV.20: La CWT des coefficients de signal à 3000 tr/min, palier 3.....	63
Figure IV.21 : l'enveloppe des coefficients de la CWT à l'échelle $a=2$	63
Figure IV.22 : le spectre d'enveloppe des coefficients de la CWT à l'échelle.....	63
Figure IV.23: Signal Temporel à 1200 tr/min, palier 1.....	64
Figure IV.24 : le spectre élargir en basse fréquences du signal à 1200 tr/min, palier 1.....	64
Figure IV.25 : Représentation des coefficients de la CWT à 1200tr/min, palier 1.....	65
Figure IV.26 : le kurtosis des coefficients de la CWT à 1200tr/min, palier 1.....	65
Figure IV.27 : les coefficients de la CWT à l'échelle $a=7$	66
Figure IV.28 : le spectre des coefficients de la CWT à 1200tr/min, palier 1.....	66
Figure IV.29 : Représentation temporelle du signal à 1200tr/min, palier 3.....	67
Figure IV.30 : Le Spectre du signal à 2400tr/min, palier 3.....	67
Figure IV.31: le spectre élargir en basses fréquences.....	68
Figure IV.32 : Représentation 3D des coefficients de la CWT signal à 2400tr/min, palier3...69	69
Figure IV.33 : le Kurtosis des coefficients de la CWT à 2400tr/min, palier 3.....	69
Figure IV.34 : Les coefficients de la CWT à l'échelle $a=2$	70
Figure IV.35 : le spectre des coefficients de la CWT de 'EB-2400P3' à l'échelle $a=2$	70

Figure IV.36 : le spectre de la transformée d'Hilbert des coefficients de la CWT à l'échelle a =2.....	71
Figure IV.37 : les coefficients de la CWT à l'échelle a=104.....	71
Figure IV.38 : le spectre des coefficients de la CWT à l'échelle a=104.....	72
Figure IV.39 : machine de simulation de défauts (en anglais : Machine faults simulator (MFS))	72
Figure IV.40 : signal temporelle recueillie à 25 Hz.....	75
Figure IV.41 : le spectre du signal.....	75
Figure IV.42 : Le Kurtosis des coefficients de la CWT.....	76
Figure IV.43 : Extraction des coefficients à l'échelle a=4.....	76
Figure IV.44 : Le spectre d'enveloppe du signal des coefficients à l'échelle a=5.....	76
Figure IV.45 : signal temporelle à 45 Hz.....	77
Figure IV.46 : le spectre élargi aux basses fréquences.....	77
Figure IV.47 : le Kurtosis des coefficients de la CWT.....	78
Figure IV.48 : Extraction des coefficients à l'échelle a=3.....	78
Figure IV.49 : Le spectre d'enveloppe du signal des coefficients à l'échelle a=3.....	78

Nomenclature

$F(t)$	Force	(N)
$X(t)$	Déplacement	(mm)
M	Masse	(Kg)
F	Fréquence	(Hz)
T	Période	(s)
A_c	Amplitude crête	(mm)
A_{c-c}	Amplitude crête à crête	(mm)
A_{eff}	Amplitude efficace	(mm)
$S(t)$	Signal temporel	-
A	Amplitude	(mm)
ω	Pulsation	(rad/s)
$V(t)$	Vitesse	(mm/s)
$\gamma(t)$	Accélération	($1g=9.81m/s^2$)
X	L'amplitude du signal	(mm)
$P(x)$	La valeur moyenne de x	-
\bar{X}	La probabilité d'apparition de x	-
σ	L'écart - type	-
K	Le kurtosis	-
T	Temps	(s)
sin	Fonction sinusoïdale	-
φ	Déphasage	-
$\delta(t)$	Fonction échelon	-
T_e	Pas d'échantillonnage du signal temporel	(s)
n	Numéro d'échantillon	-
f_e	Fréquence d'échantillonnage	(Hz)
Δf	Résolution d'analyse	(Hz)
ΔT	La résolution temporelle	(s)
TMAX	Temps d'acquisition	(s)
$g_{fen}(t)$	Fenêtre d'analyse	-
k	Numéro de la ligne spectrale	-
N	Nombre d'échantillon	-
a_0, a_n, b_n	Coefficient de la série de Fourier	-

Abréviations

SNR : rapport signal sur bruit

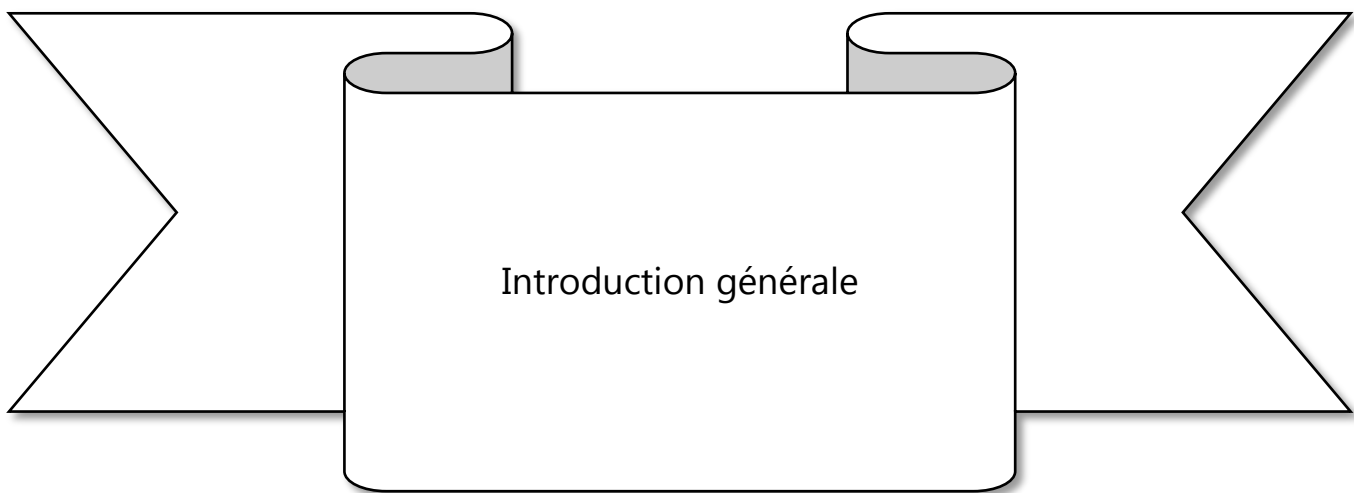
RMS : Root Mean Square

CWT : Transformée continue en ondelettes

TF : Transformée de Fourier

TO : Transformée en ondelettes

TFCT : Transformée de Fourier à court terme



Depuis plus de vingt ans, les exigences du marché ainsi que les mutations des systèmes productifs ont conduit à des évolutions structurelles profondes de la maintenance industrielle, il s'agit de plus en plus, d'établir les moyens de contrôles et de surveillance nécessaires pour les systèmes de production, afin de garantir au meilleur coût la disponibilité requise, et d'apporter des solutions efficaces aux pannes imprévues qui sont très onéreuse et d'accroître leurs performances.

Puisque la plupart des usines se composent des systèmes électromécaniques, la surveillance vibratoire est l'outil préventif important pour de maintenance. Il faut dire la signature vibratoire permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé...se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine et donc à une modification de son comportement vibratoire.

L'analyse de Fourier est la méthode la plus utilisée dans le traitement du signal vibratoire d'une machine, mais elle n'est pas vraiment efficace vu que l'information temporelle est complètement perdue. En plus, elle n'est pas bien adaptée à l'analyse des signaux à caractères instationnaires de type chocs. L'analyse cepstrale et l'analyse d'enveloppe est un bon complément, mais cela demeure insuffisant.

La nécessité a emmené les spécialistes à développer une analyse dans le domaine temps-fréquence, telle que la transformée de Fourier à courte terme (TFCT). Elle est généralement utilisée pour le traitement de signaux instationnaires. Cependant, elle ne permet pas une analyse à la fois locale en temps et précise en fréquence.

Plusieurs signaux exigent d'autres techniques où nous pouvons changer la taille de la fenêtre pour analyser des composantes de différentes échelles.

La transformée en ondelette qui offre une représentation temps-échelle dont l'échelle est liée à la fréquence est plus indiquée pour résoudre les problèmes liés à la faible résolution conjointe temps/fréquence de la TFCT.

L'objectif principal de ce travail est de surmonter les problèmes liés à l'analyse de Fourier ainsi que l'analyse temps-fréquence suite à sa faible résolution conjointe temps/fréquence de la TFCT, en utilisant l'analyse temps-échelle par la méthode d'analyse en ondelette continue (CWT-continuous wavelet transform).

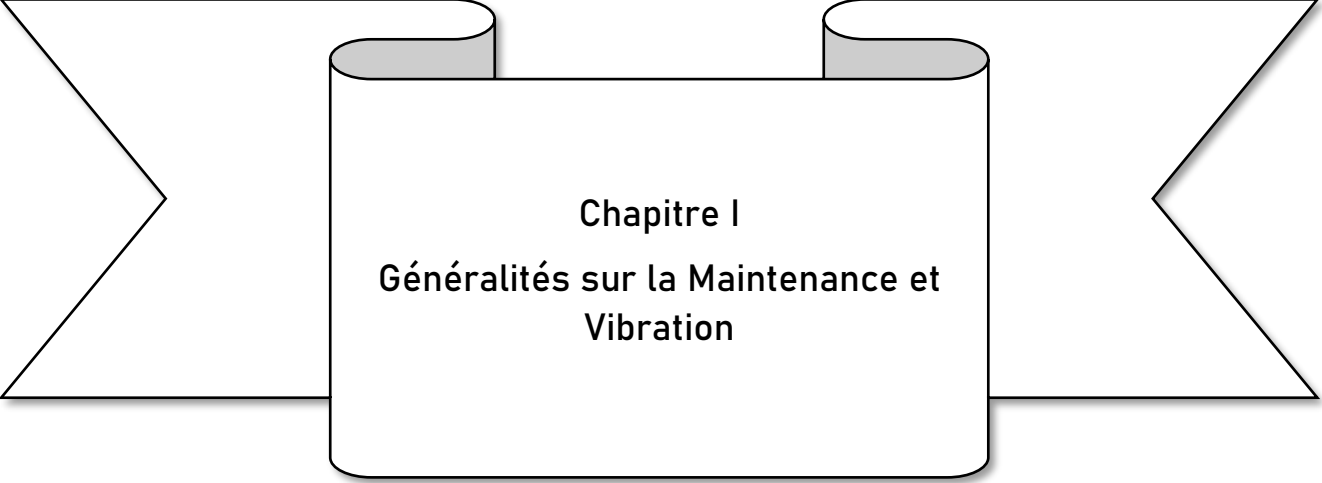
Dans le premier chapitre nous avons présenté la maintenance d'une façon générale et quelques notions de vibrations qui sont nécessaires pour la compréhension de l'analyse vibratoire.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté les techniques fondamentales classiques de traitements du signal. Les limites de ces méthodes classiques, à savoir la transformée de Fourier et ses dérivées et les méthodes temps-fréquence, en l'occurrence la TFCT, sont données, pour ensuite présenter les solutions avec l'analyse Temps-échelle par la méthode de la transformée en ondelette continue.

Dans le troisième chapitre nous avons présenté de façon théorique, quelques défauts mécaniques qui sont les plus diagnostiqués par l'analyse vibratoire.

Dans le quatrième chapitre, nous avons procédé à une étude expérimentale des signaux des défauts (de balourd, d'engrenage et de roulements) simulés sur deux bancs d'essais.

Enfin on clôture notre étude par une conclusion générale, qui démontre et met en évidence les résultats trouvés.



Chapitre I
Généralités sur la Maintenance et
Vibration

I.1- Introduction

Le monde industriel et le monde des transports disposent de machine et d'installation de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des couts d'exploitation et la maitrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes, un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements. Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de maintenance, nous donnons les différents types de maintenance et présentons les causes de défaillances. Un rappel sur l'analyse vibratoire des machines tournantes est également donné.

Depuis la fin de la deuxième guerre mondiale la machine industrielle tourne à une cadence infernale afin de rétablir ce que cette guerre a démoli. Les besoins de l'homme en produits de consommation divers ont augmenté et se sont amplifiés d'une année a l'autre. La complexité et le coût croissant des appareils de production ont entraîné une forte augmentation de leur intensité d'utilisation mettant en évidence le besoin d'une bonne maintenance afin d'assurer une meilleure performance des installations et machines.

- **I.2- Définition de la maintenance AFNOR X60-000 (mai 2002)**

La maintenance est l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise. [14]

Le rôle de la maintenance :

La maintenance doit assurer la rentabilité des investissements matériels de l'entreprise, en maintenant le potentiel d'activité set en tenant compte de la politique définie par l'entreprise.

➤ **Le but de la maintenance :**

-Redonner au matériel des qualités perdues et nécessaires aux fonctionnements.

-Faire le nécessaire pour assurer le bon fonctionnement du bien, donc de réduire le nombre de défaillances et augmenter la MTBF.

- Ramener le plus vite possible le matériel en état de fonctionnement et par la suite diminuer la MTTR.

L'objectif de la maintenance :

L'objectif des équipes de maintenance est de maintenir les installations de production en parfait état et d'assurer le rendement global maximum tout en optimisant le coût.

L'obtention du meilleur rendement passe par la prévention des pannes, le respect des cadences de production et l'amélioration continue de la qualité des produits. Maintenir, ce n'est plus subir les pannes mais maîtriser les défaillances par l'optimisation de la politique de maintenance, par une bonne prévention, par des réparations rapides et efficaces, enfin par l'amélioration du matériel.

Pour assurer correctement cette mission, il est nécessaire de se doter en plus de la compétence technique des hommes, d'une organisation efficace et d'outils adéquats. C'est la nature de l'entreprise qui fixe les l'objectifs, des services de la maintenance. On peut classer les objectifs de la maintenance en deux catégories :

A- Les objectifs financiers,

B- Les objectifs opérationnels.

Le fait que ces deux objectifs sont différents expliquera pourquoi la production et la maintenance sont souvent à couteau tirés et pourquoi les deux attitudes sont apparemment opposées.

A. Objectifs financiers :

- Réduire au minimum les dépenses de maintenance.
- Assurer le service de maintenance dans limites d'une coudrette.

B. Objectifs opérationnels :

- Maintenir les équipements dans les meilleures conditions possibles.
- Assurer la disponibilité maximale de l'équipement à un prix minimum. [15]
- Augmenter la durée de vie des équipements.

I.3- Les formes de la maintenance [14]

- **La maintenance préventive** : Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinés à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien, elle est subdivisée en :
 - **Maintenance conditionnelle** : Maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement du bien et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement et intégrant les actions qui en découlent

- **Maintenance systématique** : Maintenance préventive exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre défini d'unités d'usage mais sans contrôle préalable de l'état du bien.
- **Maintenance prévisionnelle** : Maintenance conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien.
- **Maintenance corrective** : (anciennement curative) : Maintenance exécutée après détection d'une panne et destinée à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise.

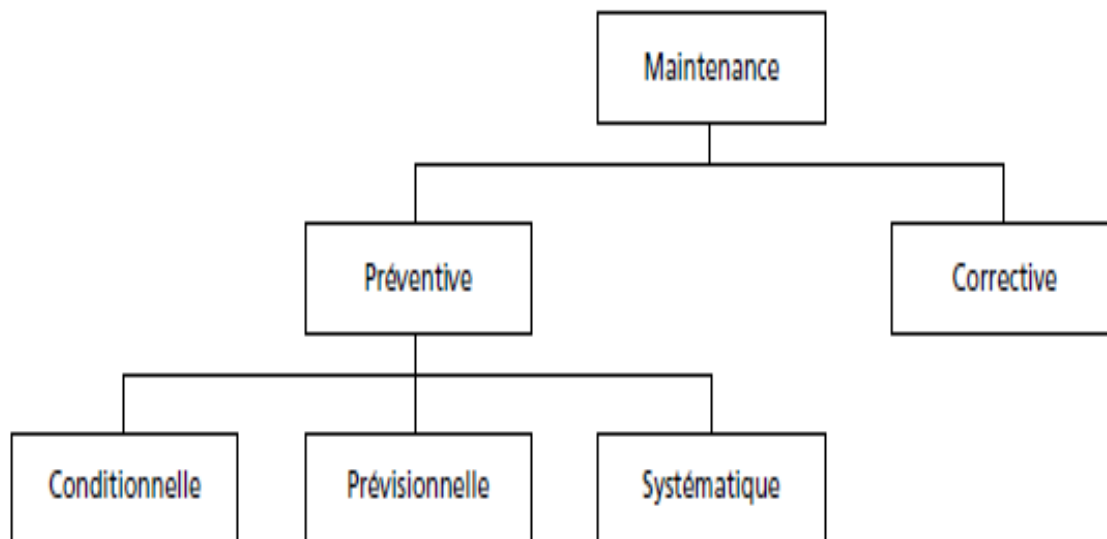


Figure I.1: – Les différentes formes de maintenance normalisées selon FDX60.000

Le choix de type de la maintenance

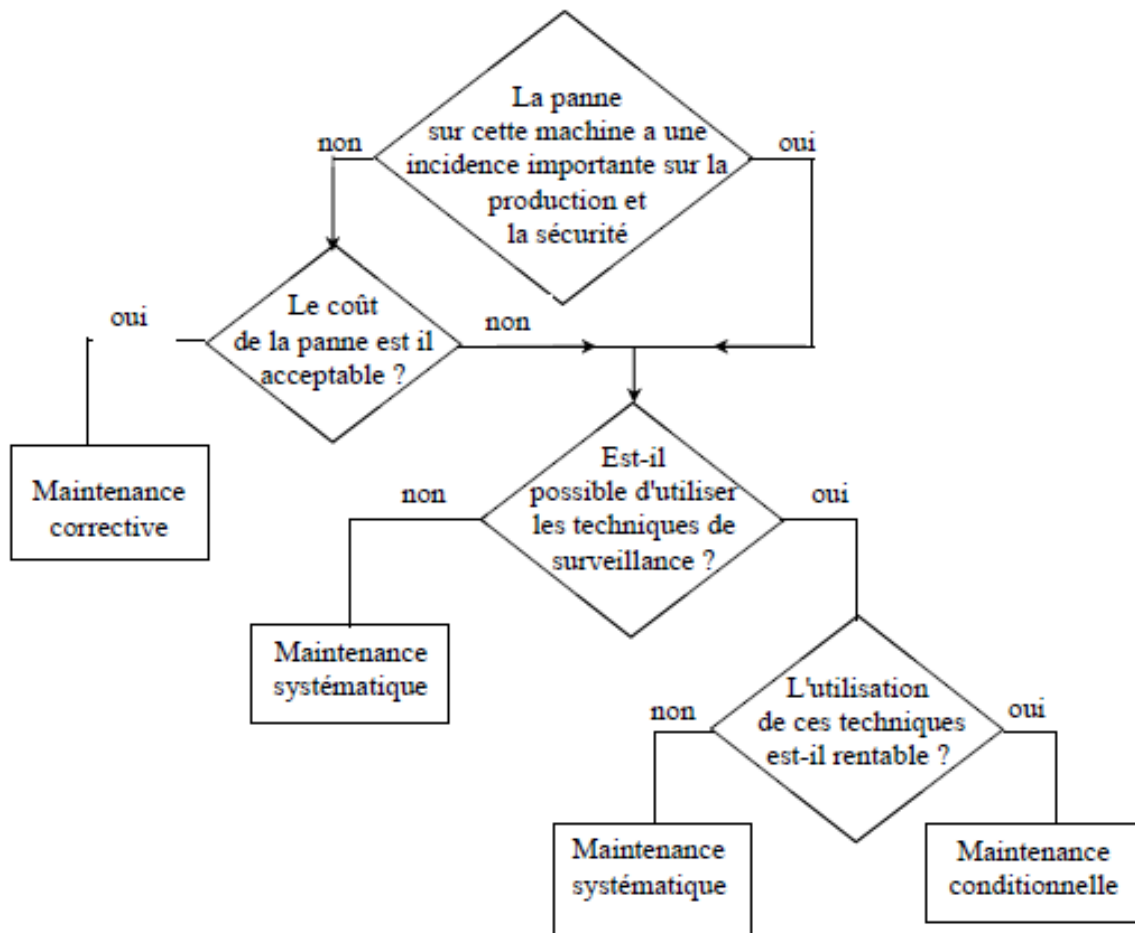


Figure I.2 : Algorithme du choix du type de la maintenance

Parmi les techniques de la surveillance des machines la plus utilisée et qui se répand de plus en plus dans l'industrie (75%), qui est exécuté dans le cadre de la maintenance conditionnelle est, la surveillance vibratoire des machines qui a fait un énorme progrès grâce à l'analyse de signal que permet l'informatique.

I.4- Analyse vibratoire en maintenance préventive

L'analyse vibratoire est certainement l'outil favori dans la maintenance préventive conditionnelle des machines tournantes. Les techniques d'analyse vibratoires ont tellement évolué qu'on est passé d'une détection tardive à la prédiction. Dans ce contexte l'ingénieur de maintenance pourra détecter le problème dès sa naissance, suivre son évolution dans le temps et choisir le moment opportun pour intervenir de manière à faire un compromis entre

disponibilité de la main d'œuvre, des pièces de rechanges et les surcharges de la production, bref c'est le paradis sur terre.

I.4.1- Caractérisation d'une vibration

Une vibration est une oscillation ou la quantité est un paramètre définissant le mouvement d'un système mécanique.

Une oscillation est une vibration dans le temps de la magnitude d'une quantité en regard d'une référence spécifiée, lorsque cette magnitude est alternativement plus grande ou plus petite que la référence.

En effet, Un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence.

Nous pouvons dire qu'une vibration se caractérise principalement par son amplitude, sa fréquence et la nature des forces qu'ils animent.

- **La fréquence**

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en Hertz [Hz], (1Hertz=1cycle/seconde).

La fréquence f est l'inverse de la période T : $f = 1/T$.

- **L'amplitude**

On appelle amplitude d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre. Vu la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs pour caractériser son amplitude

- **L'amplitude crête (A_c)** : elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.

- **L'amplitude crête à crête (A_{c-c})** : appelée « peak to peak » (A_{p-p}) en anglais. Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double » ($A_{cc}=2A_c$).

- **L'amplitude efficace (A_{eff})** ou RMS en anglais (Root Mean Square) : Comme en électricité, elle représente l'amplitude corrigée « statistique » du signal redressé, indiquant ainsi l'énergie donnée par le mouvement vibratoire.

I.5- Chaîne de mesure [4]

La chaîne pour mesurer les vibrations doit remplir les fonctions suivantes :

a. Transformer la vibration mécanique en un signal électrique :

Le signal délivré par le capteur peut être exprimé à l'aide des grandeurs suivantes :

- La tension électrique : pour les capteurs de tension (en mV/g, mV/ μ m, ...)
- La charge électrique : pour les accéléromètres piézoélectriques (en pC/g).

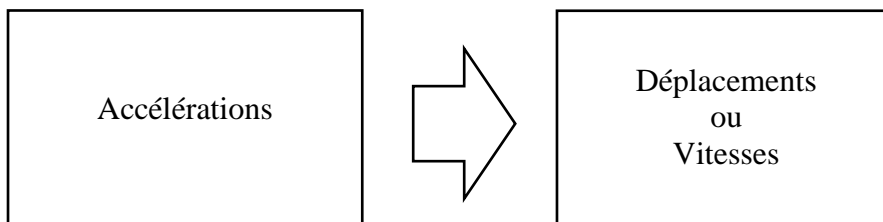
b. Amplifier le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable :

Le préamplificateur peut être ou non incorporé au capteur et il donne

- soit une amplification simple de la tension de sortie du capteur
- soit une transformation de la charge électrique en tension avant son amplification.

c. Intégrer le signal :

Elle permet de transformer si nécessaire les accélérations en déplacements ou vitesses, ou encore les vitesses mesurer en déplacements



d. Limiter la plage de fréquence du signal :

Par les filtres passe-haut ou passe-bas à fréquences de coupure ajustable ou non cette opération permet de réduire l'influence de composantes hautes ou basses fréquences jugées indésirables, de concentrer l'étude sur une plage de fréquence définie.

e. Amplifier de nouveau le signal obtenu pour le transmettre soit :

- A un appareil de détection et d'affichage en mode global
- A un convertisseur analogique/numérique pour un traitement numérique des données
- A un analyseur de spectres
- A une unité de stockage

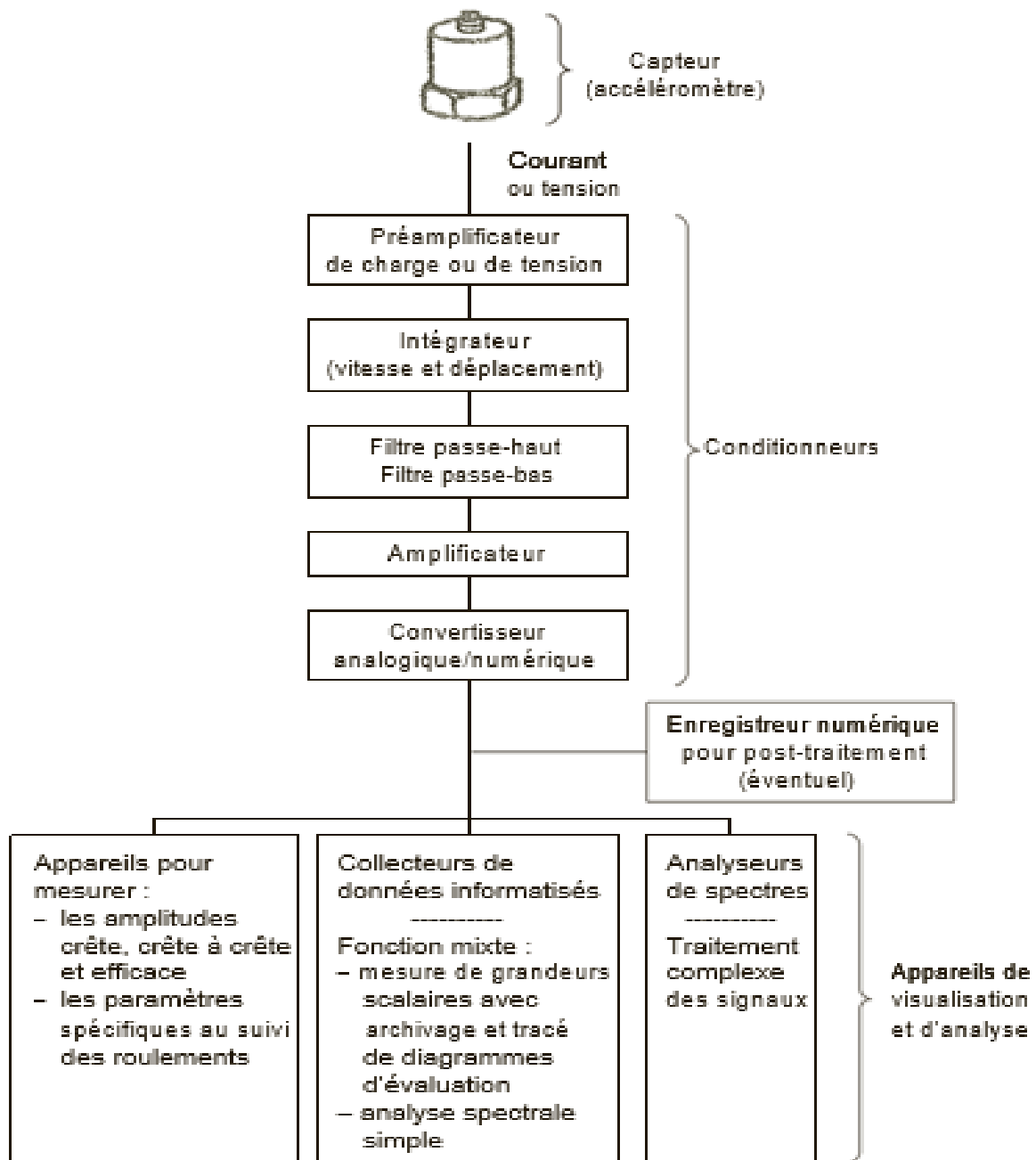


Figure I.3: Exemple type d'une chaîne de mesure munie d'un accéléromètre

• **I.5.1- Les Capteurs :**

Il constitue le premier maillon de la chaîne de mesure, sa fonction est de transformer le mouvement vibratoire en un signal électrique. la grandeur mesurer peut-être : le déplacement, vitesse ou accélération.

I.5.2 Les types de capteur

a. Proximètres

Les capteurs de déplacement ou proximètres (ou encore appelés capteurs de proximité) mesurent la distance comprise entre la surface surveillée (généralement celle d'un arbre tournant) et l'élément détecteur du capteur (appelée sonde). Ce sont des capteurs dits relatifs, par opposition aux capteurs de vitesse ou d'accélération qui sont dits absolus. Un capteur de déplacement à courants de Foucault mesure le mouvement relatif de l'arbre par rapport au support sur lequel il est fixé (généralement le corps du palier) alors qu'un vélocimètre ou un accéléromètre mesurent le mouvement vibratoire de ce support consécutif à la vibration du rotor.

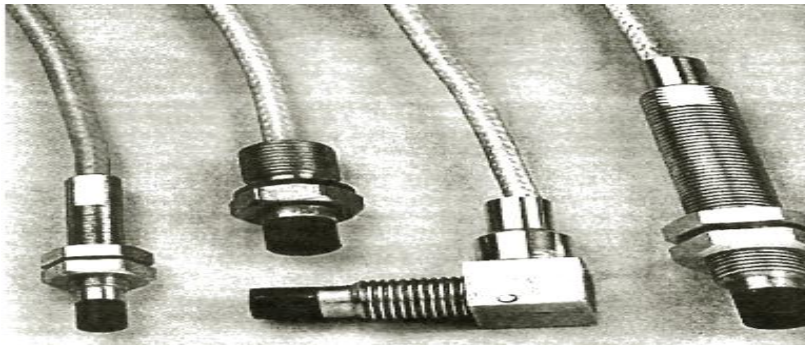


Figure I.4: Exemples de proximètres (Documentation Schenk)

- **Intérêts et limites d'utilisation des proximètres**

L'utilisation privilégiée de ces capteurs est la surveillance des machines à paliers à film d'huile, soit pour surveiller le déplacement axial de l'arbre, soit pour mesurer son mouvement radial relatif et déterminer la position de son axe de rotation par rapport au centre du palier.

Mais Quelle qu'en soit l'utilisation, ces capteurs mesurent le déplacement et leur emploi est de ce fait limité à la surveillance des défauts se manifestant aux basses fréquences, c'est-à-dire dont la fréquence des composantes vibratoires induites n'excède généralement pas l'ordre 4 de la fréquence de rotation.

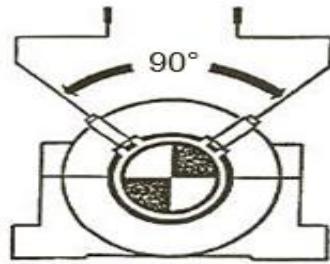


Figure I.5 : Positionnement des capteurs de déplacement par paire à 90°

b. vélocimètres

Les capteurs de vitesse ou vélocimètres sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté (**Figure I.6**). Le mouvement de la bobine, induit par la vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse du mouvement de la bobine.

Ce type de capteur présente l'avantage de ne nécessiter ni source d'alimentation ni préamplificateur. L'amplitude du signal délivré est directement proportionnelle à la vitesse de la vibration absolue du palier au point de mesure.

L'utilisation des vélocimètres, très fréquente dans les services de maintenance jusqu'aux années 1990, tend aujourd'hui à disparaître au profit des accéléromètres piézoélectriques qui, moins encombrants et plus fiables, présentent une bande passante et une dynamique de mesure beaucoup plus étendues.

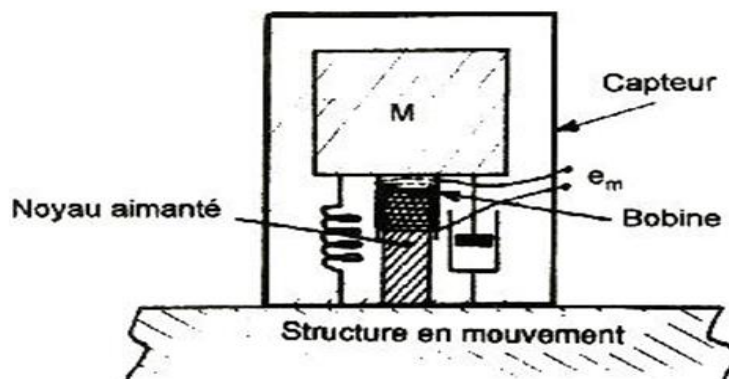


Figure I.6: Schéma de principe d'un vélocimètre

c. Les accéléromètres :

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibrations absolues les plus utilisés pour la surveillance des machines tournantes. Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézo-électriques. Schématiquement (**Figure I.7**), un accéléromètre est composé d'un disque en matériau piézoélectrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération.

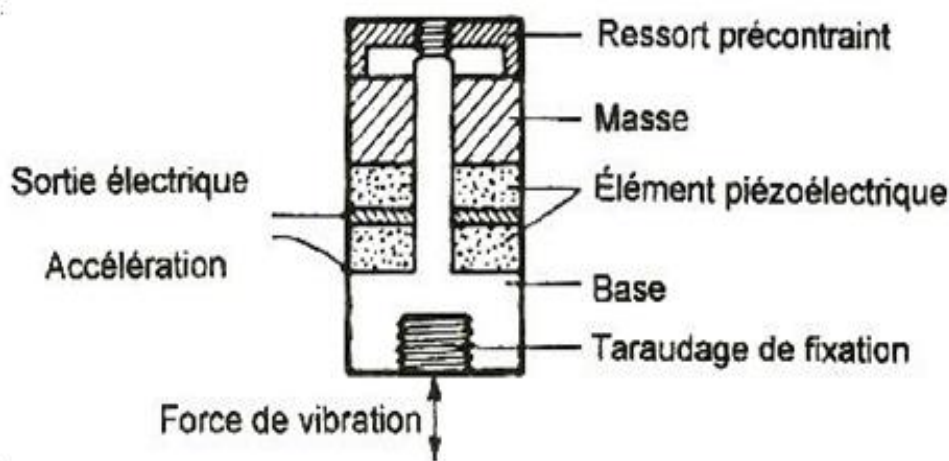


Figure I.7: Principe de fonctionnement d'un accéléromètre

• Avantage des accéléromètres

L'accéléromètre présente de nombreux avantages :

- l'étendue de la bande passante,
- une gamme dynamique très étendue.
- l'obtention de la vitesse vibratoire et du déplacement instantanés par intégration,
- une excellente précision pour un large « éventail » de conditions environnementales,
- une excellente fiabilité dans le temps puisqu'aucun élément n'est mobile
- un faible encombrement et un grand rapport sensibilité/masse.

Mais aussi quelques inconvénients :

- principalement la forte dépendance de sa bande passante avec la rigidité de sa liaison avec la surface vibrante.
- les difficultés inhérentes à l'analyse de comportements vibratoires très basses fréquences qui se manifestent par des déplacements importants, mais aussi par des accélérations

extrêmement faibles. Cette particularité rend nécessaire l'utilisation d'accéléromètres de grande sensibilité (1 000 mV/g par exemple) dont la sortie risque, en absence d'un filtrage passe-haut correctement positionné, d'être saturée par les composantes vibratoires de fréquences plus élevées.

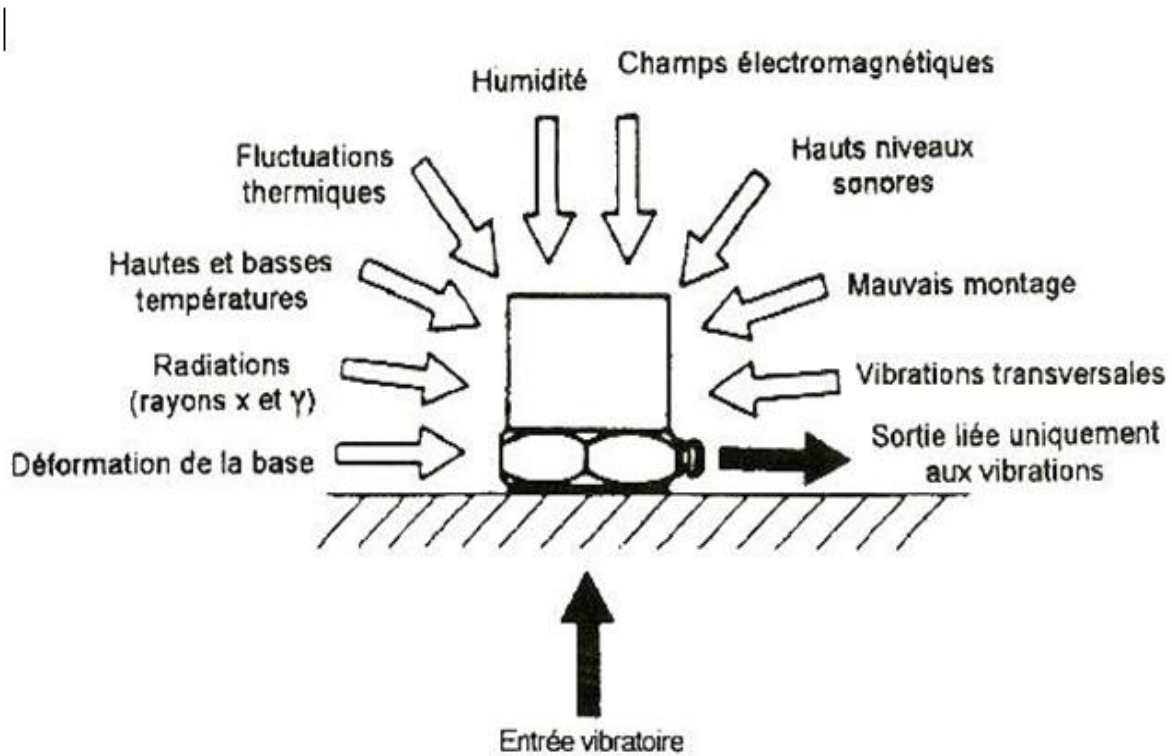


Figure I.8: Grandeurs d'influence sur un accéléromètre

I.5.3- Les conditionneurs

Il s'agit des préamplificateurs, des intégrateurs, des amplificateurs et des convertisseurs.

a. Les préamplificateurs

Les préamplificateurs de signaux jouent, pour tout type de capteurs, un rôle essentiel dans la conversion du signal, autorisant, par la transformation de l'impédance, sa transmission à distance vers les instruments de mesures et d'analyses.

b. Les intégrateurs

Les intégrateurs permettent, à partir d'un signal délivré par un accéléromètre ou un vélocimètre, d'obtenir les signaux représentant la vitesse ou le déplacement du mouvement vibratoire. L'intégration directe du signal analogique par intégrateur électronique est le plus souvent

abandonnée au profit des techniques numériques d'intégration « post-traitement », techniquement beaucoup plus performantes et moins contraignantes en ce qui concerne l'intégration des signaux très basses fréquences et considérablement moins coûteuses.

c. Les filtres

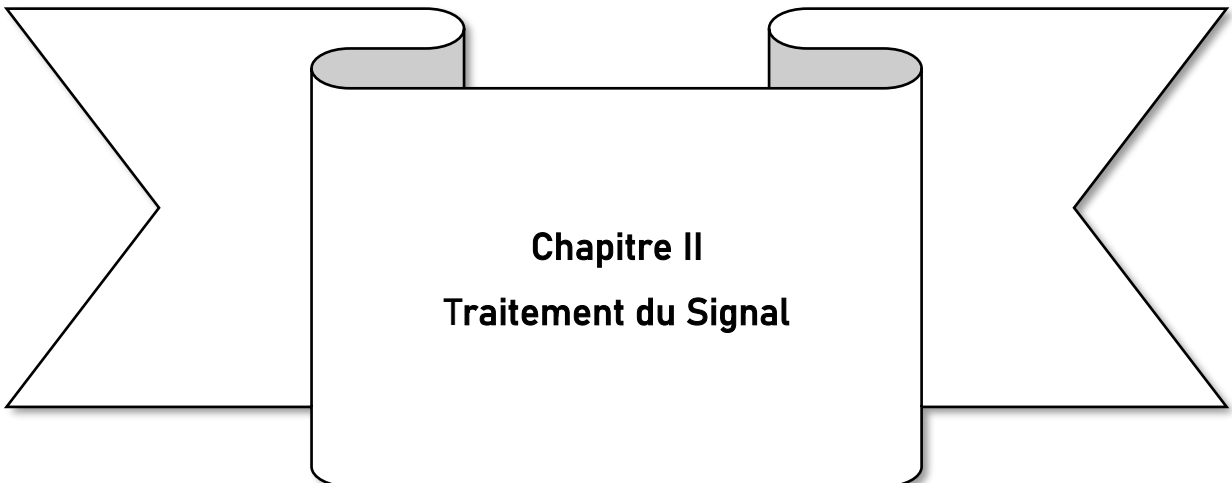
Indépendamment du filtrage analogique anti-repliement du signal indispensable avant son échantillonnage pour rendre sa fréquence maximale utile inférieure à la demi-fréquence d'échantillonnage, il est souvent utile de réduire la bande passante de l'appareil de mesure pour éliminer les effets de résonance du capteur ou de réduire la dynamique du signal pour effectuer des mesures dans une plage de fréquences bien définie. L'insertion de filtres peut aussi permettre de suivre l'évolution de composantes induites par une famille restreinte de défauts ou d'éliminer des composantes de fréquences indésirables susceptibles de masquer certains phénomènes vibratoires que l'on veut surveiller.

d. Les amplificateurs

Le rôle des amplificateurs est, une fois le filtrage effectué, d'amplifier le signal de façon automatique (autorange) ou manuelle, et d'adapter sa dynamique à celle de la chaîne d'acquisition dans le but de réduire le bruit et de transmettre l'information de façon exploitable.

I.5.4- Les convertisseurs analogique/numérique (CAN)

Ces convertisseurs sont destinés à convertir le signal en numérique. De nos jours, le signal délivré par un capteur de vibrations est échantillonné par un convertisseur analogique/numérique à une fréquence d'échantillonnage F_e donnée, souvent égale à 51 200 Hz. Les amplitudes (efficace, crête, crête à crête) ne sont plus mesurées à partir de circuits électroniques dédiés à constantes d'intégration fixes, mais calculées sur une durée généralement paramétrable par l'utilisateur.



Chapitre II
Traitement du Signal

II .1- Introduction

L'analyse des vibrations de types choc, se base essentiellement sur les méthodes avancées de traitement du signal. Ces techniques permettent de détecter à un stade précoce l'existence d'un défaut, d'identifier sa nature, sa gravité et de suivre son évolution.

Le traitement du signal est une discipline technique basé sur la théorie du signal, qui a pour objectif l'élaboration, la transmission et l'interprétation des signaux. Son but est donc de réussir à extraire l'information désirée, sur un signal perturbé par le bruit.

II .2- Définition

II .2.1- Un signal [17]

Est une grandeur électrique variante en fonction du temps $s(t)$ obtenue à l'aide de capteur. Dans le domaine de l'analyse vibratoire, les signaux peuvent se manifestent en plusieurs formes :

- Un signal sinusoïdal
- Un signal impulsionnel périodique
- Un signal impulsionnel aléatoire

II .2.2- Le bruit [17]

Est défini comme tout phénomène perturbateur gênant la perception ou l'interprétation d'un signal, par analogie avec les nuisances acoustiques (interférence, bruit de fond, etc...).

II .2.3- Le Rapport signal sur bruit [17]

Dit en anglais SNR (signal to noise ratio), c'est un nombre sans unité d'autant plus grand que le bruit est négligeable, et il représente le rapport de puissance entre :

- Le signal d'amplitude maximal
- Le bruit de fon

II .3- Principales fonctionnalités de traitement de signal : [3]

La fonctionnalité de traitement du signal peut se diviser en deux catégories :

1. Elaboration des signaux :

- a. **Synthèse** : création des signaux de forme appropriée en procédant par exemple à une combinaison des signaux élémentaires.
- b. **Modulation** : changement de fréquence : moyen permettant d'adapter un signal aux caractéristiques fréquentiels d'une voie de transmission.
- c. **Codage** : traduction en code binaire (quantification), etc.

2. Interprétation des signaux :

- a. **Filtrage** : élimination des certaines composantes indésirables.
- b. **Détection** : extraction du signal d'un bruit de fond (corrélation).
- c. **Identification** : classement d'un signal dans des catégories préalablement définies.
- d. **Analyse** : isolement des composantes essentielles ou utiles d'un signal de forme complexe (transformée de Fourier).
- e. **Mesure** : estimation d'une grandeur caractéristique d'un signal avec un certain degré de confiance (valeur moyenne, etc.).

II .4- Signaux temporels [17]

En considérant la nature de l'évolution du signal en fonction du temps. Il apparaît deux types de signaux :

II .4.1- Les signaux déterministes [17]

C'est un signal dont on peut représenter l'évolution grâce à une fonction mathématique. On retrouve dans cette classe les signaux périodiques, les signaux transitoires, les signaux pseudo-aléatoires, etc...

II.4.1.1- Signal périodique [17]

Un signal $s(t)$ est périodique (fig.1) de période T si il satisfait à la relation : $s(t) = s(t + T)$ pour tout $t \in \mathbb{R}$. On distingue les signaux sinusoïdaux qui sont la répétition à l'infini d'un motif

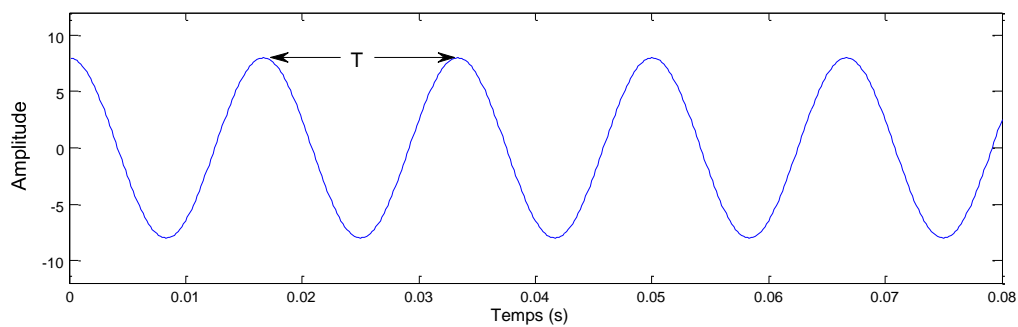


Figure II.1 Signal périodique

Ce signal est sous la forme :

$$s(t) = A \sin(\omega t + \varphi)$$

Avec : $\omega = \frac{2\pi}{T}$: pulsation.

A : Amplitude

t : temps.

φ : Déphasage par rapport à l'origine du temps.

II .4.1.2- Signal non périodique [17]

Un signal $s(t)$ non périodique s'il satisfait à la relation $s(t) \neq s(t + T)$ pour tout $t \in \mathbb{R}$. On sépare les signaux quasi-périodiques qui résultent de la somme de signaux sinusoïdaux et les signaux transitoires qui ont une existence éphémère ou qui sont observés sur une durée finie

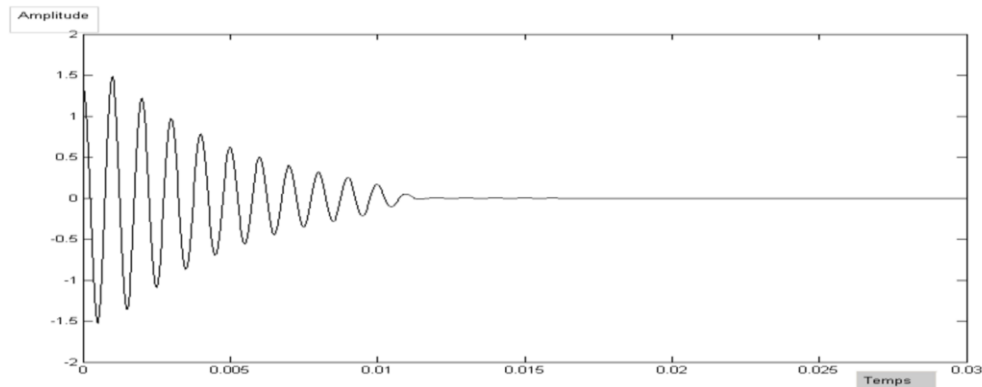


Figure II.2 : Signal non périodique (transitoire)

II .4.2- Signaux aléatoires [17]

La plupart des signaux sont aléatoires car ils sont souvent bruités ou leur position sur l'axe des temps est inconnue.

Pour les décrire il faut faire appel à leurs propriétés statiques car leur comportement temporel est imprévisible

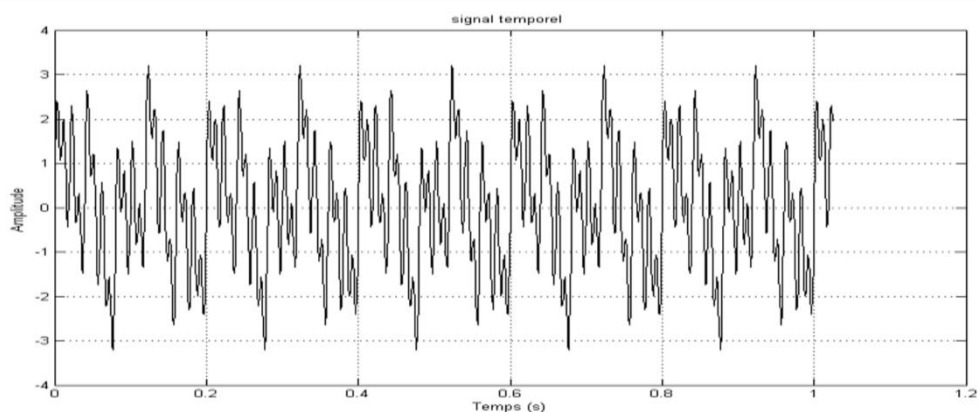


Figure II.3 : signal aléatoire

Il existe deux types de signaux aléatoires :

II.4.2.1- Les signaux stationnaires [17]

On dit un signal aléatoire est stationnaire si ses propriétés sont invariantes par translation dans le temps

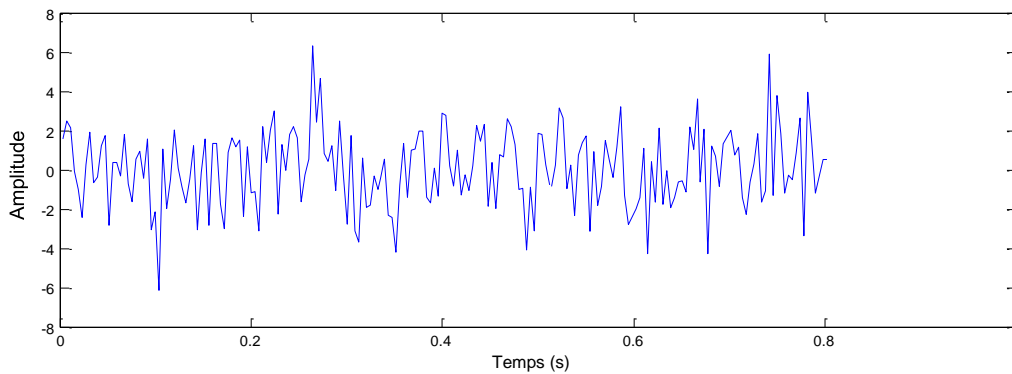


Figure II.4: signal stationnaire

II.4.2.2- Les signaux non stationnaires [17]

On dit un signal aléatoire est non stationnaire si ses propriétés sont variantes dans le temps.

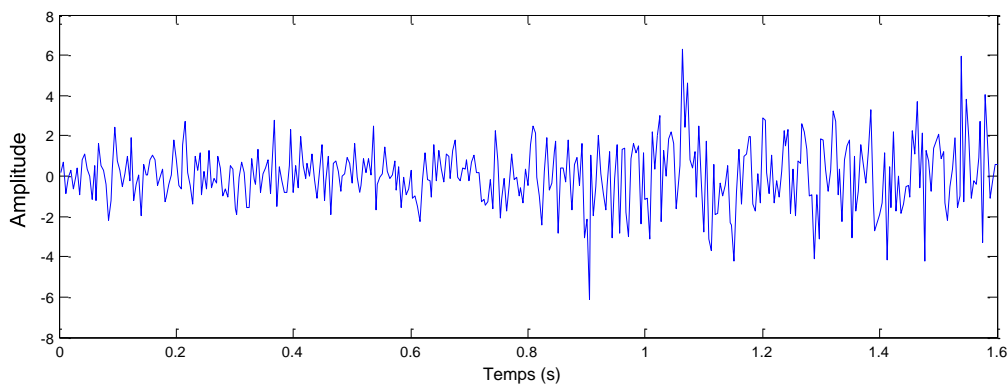


Figure II.5: signal non stationnaire

II.5- Classification des signaux

Pour faciliter l'étude des signaux, différents modes de classification peuvent être envisagés :

- Représentation temporelle ou phénoménologique des signaux ;
- Représentation spectrale ;
- Représentation morphologique (signal continu ou discret).

II .5.1- La représentation temporelle : [3]

La représentation en fonction du temps est utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres en fonctionnement.

Cette méthode est exploitable lorsque le signal vibratoire est simple, mais il devient inexploitable lorsque le signal est sollicité par des origines multiples.

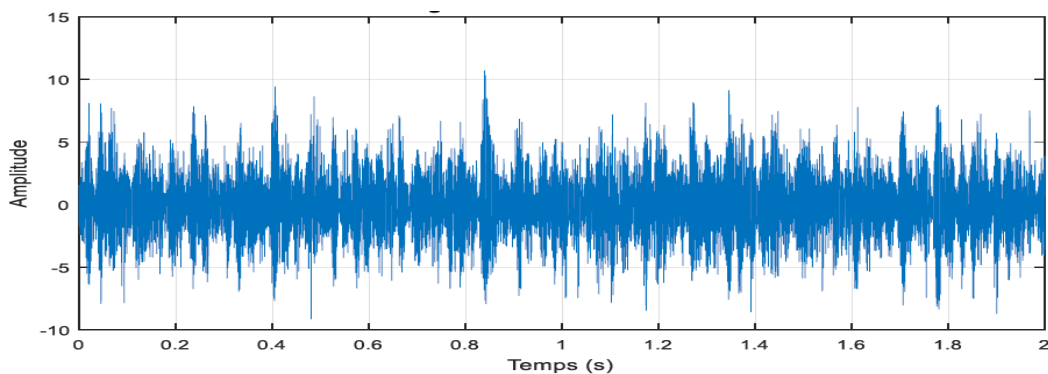


Figure II.6: représentation temporelle d'un signal sous Matlab

II .5.1.1- Les indicateurs niveau global

Les descripteurs statistiques : RMS, Kurtosis, Facteur de crête, valeur crête capable de donner une indication sur l'ensemble des vibrations de type impulsionnelle

a) La moyenne quadratique

Souvent connue par RMS (Root Mean Square) ou la valeur efficace. Elle permet de contrôler l'état de la machine et d'indiquer si les conditions de fonctionnement ont évolué de manières inquiétantes depuis la dernière mesure.

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{a=1}^{Ne} [x(n)]^2} \quad (1)$$

$x(n)$: le signal temporel mesuré

N_e : le nombre d'échantillons prélevés dans le signal

b) La valeur crête

Représente la valeur maximale du signal $X(n)$ la valeur crête est donnée par :

$$\text{Valeur crête} = \sup |X(n)| \quad (2)$$

Est un indicateur qui caractérise l'amplitude maximale des chocs. Il se manifeste dès l'apparition de la première écaillure et donne une information très précoce de la prédiction. Mais c'est un mauvais indicateur une fois que la dégradation s'accroît.

c) Le facteur de crête

C'est le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace (RMS).

$$\text{Facteur de crête} = \frac{\text{valeur crête de l'amplitude}}{\text{valeur efficace de l'amplitude}} = \frac{A_c}{A_{\text{eff}}} \quad (3)$$

Une vibration de type impulsionnel aura un facteur de crête beaucoup plus important que celle de type sinusoïdal.

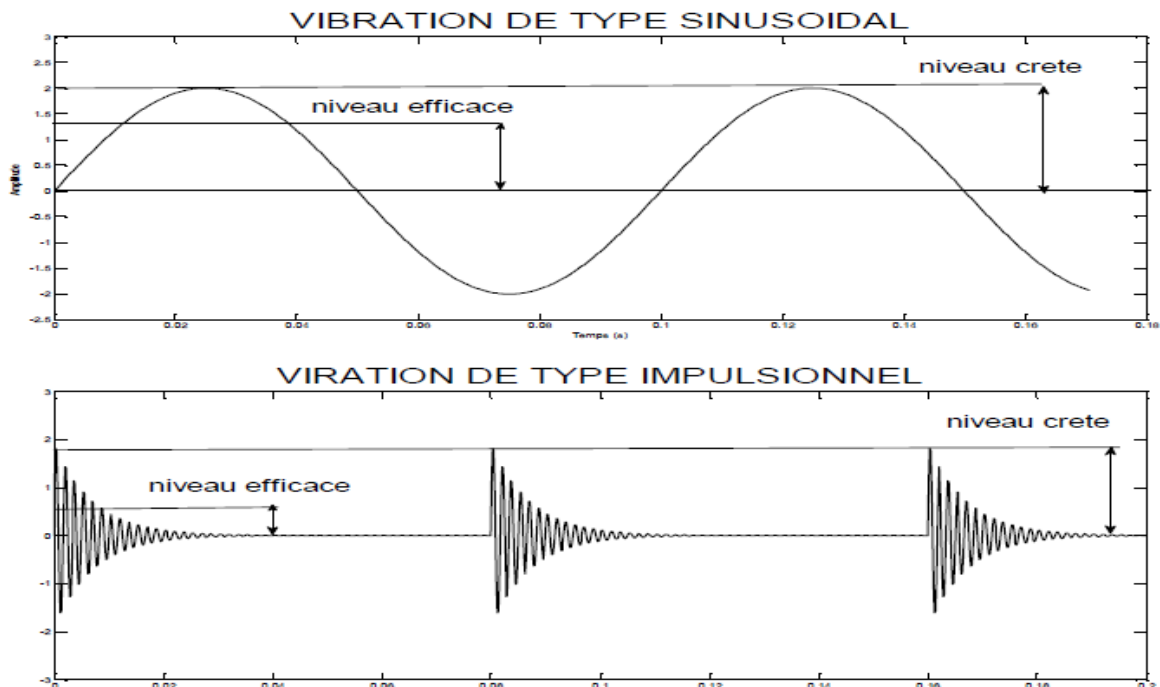


Figure II.7: Comparaison du facteur de crête selon le type de la vibration

Etant donné que le facteur crête d'un signal dont la distribution des amplitudes gaussiennes, est compris entre 3 et 6, cet indicateur n'est apte à la détection de défauts que si sa valeur est supérieure ou égale à 6. [3]

d) Le Kurtosis

Est un autre indicateur intéressant : les vibrations de type sinusoïdal ou impulsionnel génèrent non seulement des différences importantes de rapport amplitude crête/amplitude efficace comme nous l'avons déjà vu avec le facteur de crête, mais aussi des allures de courbes de

densité différentes. Pour quantifier cette différence, le kurtosis (K), qui dérive du moment statistique d'ordre 4, est le plus représentatif. [3]

$$K = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{(x-\bar{x})^4}{\sigma^4} P(x) dx \quad (4)$$

➤ **La comparaison entre le facteur crête et le kurtosis**

Les deux indicateurs sont sensibles à la forme de signal, cette propriété nous permet donc de détecter l'apparition et suivre l'évolution de défauts induit par des forces impulsionnelles périodiques, cela nous conduit à faire une comparaison entre quelques propriétés de ces deux indicateurs.

- **Cohérence de mesures :** cela découle directement de la définition des deux indicateurs est en constate que :
 - le kurtosis donne un poids important aux amplitudes élevée par contre, il pondère sensiblement l'impact d'un évènement isolé d'amplitude crête
 - par contre le facteur de crête prend uniquement en compte l'amplitude crête de l'évènement.
 - la dispersion des résultats obtenus par mesures successive pour le kurtosis est beaucoup plus fiable que pour le facteur de crête.
 - le kurtosis est beaucoup plus sensible que le facteur de crête aux variations de la vitesse de rotation

II .5.2- La représentation fréquentielle :

La surveillance basée sur le suivi d'évolution d'indicateurs scalaires (niveau global) calculés ou mesurés dans une bande de fréquence plus ou moins étendue présente trois inconvénients majeurs :

- la nécessité de définir, mesurer et donc de gérer un grand nombre d'indicateurs destinés chacun à la surveillance d'un nombre très restreint de défauts.
- l'impossibilité de surveiller des installations dans le fonctionnement normal génère des chocs périodiques d'amplitudes élevées susceptibles de masquer l'apparition de défaut induisant eux aussi des forces impulsionnelles mais d'amplitudes souvent nettement plus faibles.

- l'impossibilité de détecter et de suivre l'évolution de défauts induisant une puissance vibratoire faible mais susceptible de modifier sensiblement la forme du signal. [4]

Afin de rendre un signal vibratoire complexe sous une représentation temporelle exploitable, il faut le représenter par rapport à la fréquence, c'est-à-dire, chacune des composantes du signal complexe doit être représenté par son amplitude par rapport à sa fréquence qui représente QW inverse de période, par cette représentation chaque composante caractérise une anomalie affectant la machine.

Parmi les indicateurs de base de cette catégorie de surveillance. On trouve la transformée de Fourier, la fonction zoom, le cepstre, l'analyse spectrale de la fonction de modulation (DAFP) pour les composantes prépondérantes c'est une partie très importante dans le domaine de traitement de signal.

II .5.2.1- Développement en séries de Fourier

a) Coefficients du développement

Soit une fonction périodique $x(t)$ de la variable t qui satisfait aux conditions de Dirichlet, elle est alors développable en série de Fourier, sous la forme :

$$X(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{+\infty} [a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t)] \quad (5)$$

Où a_0 , a_n et b_n sont les coefficients de la série de Fourier. Ils se calculent à partir des relations suivantes :

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x(t) dt \quad (6)$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x(t) \cos(n\omega t) dt \quad (7)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x(t) \sin(n\omega t) dt \quad (8)$$

L'analyse fréquentielle par la décomposition en série de Fourier est limitée sur les signaux périodiques.

II .5.2.2- La Transformée de Fourier

L'analyse fréquentielle basée sur la transformée de Fourier permet le passage de domaine temporelle au domaine fréquentielle, tout en permettant de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette

fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques), cela permet d'identifier et de localiser l'organe défectueux.

$$X(f) = \text{TF}[x(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (9)$$

Avec :

$X(f)$: est la transformée de Fourier,

t : est la variable temps,

f : est la variable fréquence.

La transformée de Fourier est parmi les méthodes les plus robustes pour le traitement des Signaux en régime stationnaire.

II .5.2.2.1- La Transformée de Fourier discrète

Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide sur des signaux numérisés. Cette dérivée discrète (TFD) compte parmi les outils fondamentaux pour le calcul des caractéristiques spectrales des signaux et utilise des programmes efficaces moyennant les systèmes numériques. [5]

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \quad (10)$$

D'où :

t_e : Est le pas d'échantillonnage du signal temporel,

N : le nombre fini d'échantillons,

n : représente le numéro de l'échantillon,

k : le numéro de la ligne fréquentielle,

Δf : L'intervalle entre deux lignes fréquentielles.

a. Echantillonnage

L'échantillonnage d'un signal à la fréquence $f_e = 1/t_e$ équivaut à le multiplier par un peigne de Dirac $\delta(te) = 1$ (avec t_e c'est le pas, et 1 c'est le poids).

Cela a pour effet de créer artificiellement de part et d'autre de la fréquence d'échantillonnage f_e des spectres très fictifs identiques au spectre réel.

Cette opération effectuée dans le domaine temporel représenté dans le domaine fréquentielle un produit de convolution du spectre $x(f)$ par un peigne de Dirac de pas f_e .

Pour éviter l'effet de repliement entre les spectres fictifs et le spectre réel, il suffit de respecter le théorème de Shannon (la fréquence d'échantillonnage doit être au moins égale au double de la fréquence maximale du signal à analyser $f_e = 2f_{\max}$).

En fait, comme cette fréquence f_{\max} est inconnue, le signal est filtré avec un filtre passe-bas (de fréquence de coupure $f_e/2$), très sélectif, appelé filtre anti-repliement.

- **Définition de l'impulsion de Dirac :**

L'impulsion de Dirac $\delta(t)$ est un opérateur d'échantillonnage qui reconstitue le signal $x(0)$ d'une fonction $x(t)$ continue à l'origine ; peut être définie par un produit scalaire :

$$X(t_0) = \langle x, \delta_{t_0} \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \delta(t - t_0) dt \quad (11)$$

Sa dimension et par conséquent est l'inverse de celle de la variable d'intégration.

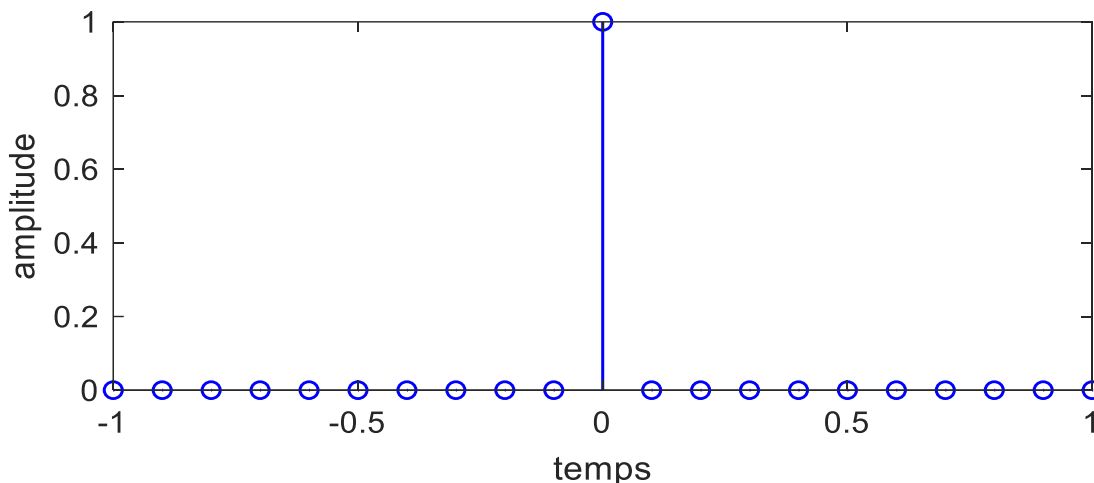


Figure II.8: l'impulsion de Dirac sous Matlab

b. Périodisation

La périodisation de signal a pour effet d'échantillonner le spectre de signal à une fréquence Δf , qu'on peut appeler résolution ou finesse d'analyse, telle que :

$$\Delta f = \frac{1}{\Delta t} = \frac{f_e}{N} = \frac{2,56 f_{\max}}{N} = \frac{f_{\max}}{N_f} \quad (12)$$

Avec : $N_f = \frac{N}{2,56}$ qui représente le nombre de lignes spectrales de l'analyseur.

Il peut y'avoir des erreurs sur l'amplitude et la fréquence des composantes élémentaire de signal si leur fréquence n'est pas égale à un multiple entier de la résolution Δf .

Dans le cas d'un signal périodique, si la largeur de la fenêtre correspond à un nombre entier de période, il y a identité parfaite entre le signal à analyser et le signal périodisé.

c. Effet de fenêtrage

Définir un signal motif d'une durée $\Delta t = \frac{N}{f_e}$ à partir de N échantillons consécutive revient à multiplier le signal échantillonné par une fonction $W(t)$

Dont la valeur est nulle en dehors d'un intervalle de la largeur $\Delta t = \frac{N}{f_e}$.

Une telle fonction est couramment appelée **fenêtre**.

• Le choix de la fenêtre

Le choix de la fenêtre est un compromis entre pouvoir de séparation, précision de mesure et bruit d'analyse, par exemple :

- La fenêtre de Henning présente un compromis acceptable entre ces exigences contradictoires. C'est la fenêtre la plus utilisée pour l'analyse des signaux vibratoires des machines tournantes.
- La fenêtre de kaiser Bessel présente des propriétés nettement plus intéressantes en termes de bruit d'analyse et de pouvoir de séparation.
- La fenêtre rectangle n'apporte aucune modification de la forme du signal temporel si la durée du signal n'excède pas la largeur de la fenêtre. Cette fenêtre est utilisée principalement pour l'analyse de réponses à des chocs isolés. [4]

d. Le zoom

Le zoom : c'est une technique de calcul qui permet d'améliorer la résolution de base de deux façons :

1. Soit en augmentant le nombre de points nécessaire au calcul d'un spectre, ce dernier étant calculé alors avec pN points (Pn/2,56 lignes spectrales), donc avec une finesse d'analyse meilleur que celle du spectre de base.

Cette première technique présente l'avantage d'améliorer la résolution du spectre de base sans restreindre la plage d'analyse, par contre l'augmentation de temps de calcul, limite le facteur de zoom p à des valeurs faibles : 2, 4, 8.

2. Soit en calculant le spectre avec un même nombre de points N (ou le même nombre de lignes spectrales), mais en réduisant la plage d'analyse d'un facteur p et en la centrant autour de la fréquence de la composante que l'on veut analyser d'une manière plus détaillée

L'avantage de cette technique c'est qu'il rend possible des facteurs de zoom élevés (64, 128..., 1024, ...), cela est nécessaire pour séparer des bandes latérales de modulation. [3]

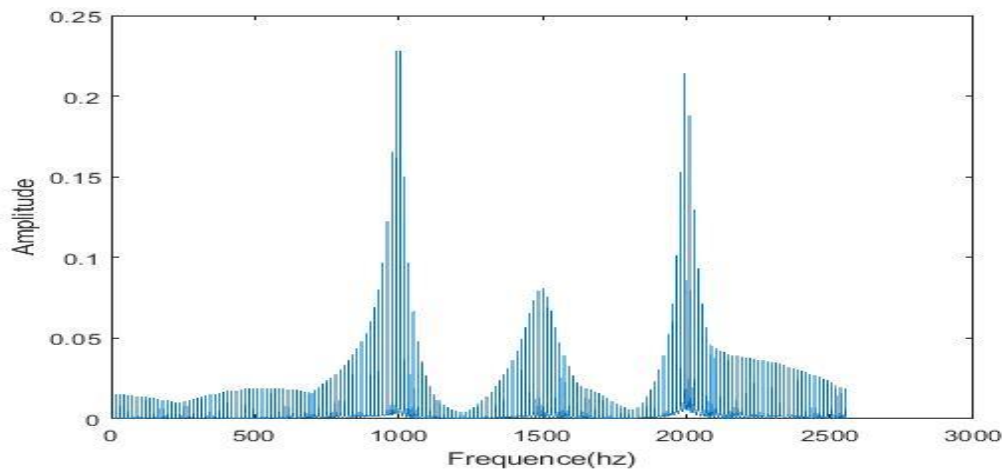


Figure II.9: représentation fréquentielle d'un signal de type choc

II .2.2.3- Les inconvénients de l'analyse fréquentielle

Malgré son immense succès, cette technique a plusieurs défauts, en particulier son manque évident de localisation temporelle. En effet, l'analyse de Fourier permet de connaître les différentes fréquences excitées dans un signal, c'est-à-dire son spectre, mais ne permet pas de savoir à quels instants ces fréquences ont été émises. Cette analyse donne une information globale et non locale, car les fonctions d'analyse utilisées sont des sinusoides qui oscillent indéfiniment sans s'amortir. Cette perte de localité n'est pas un inconvénient pour analyser des signaux dont la structure n'évolue pas ou peu (statistiquement stationnaires), mais devient un problème pour l'étude de signaux non stationnaires.

De plus ainsi que cela a été vu sur la (figure II.6) l'analyse de Fourier ne permet pas l'étude de signaux dont la fréquence varie dans le temps. De tels signaux nécessitent la mise en place d'une analyse temps-fréquence qui permettra une localisation des périodicités dans le temps et indiquera donc si la période varie d'une façon continue, si elle disparaît puis réapparaît par la suite, etc.

II .5.3- L'analyse cepstrale

II .5.3.1- Définition :

On définit le cepstre d'un signal $x(t)$ comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de sa transformée de Fourier direct. [4]

$$C [x(t)] = C(\tau) = \text{TF}^{-1} \log[\text{TF}[x(t)]] \quad (13)$$

D'où :

τ : Est la variable de cepstre a la dimension d'un temps est appelée quérence.

Elle représente les périodes d'oscillations des réponses impulsionnelles et les périodes de répétition ou de modulation des forces d'excitation.

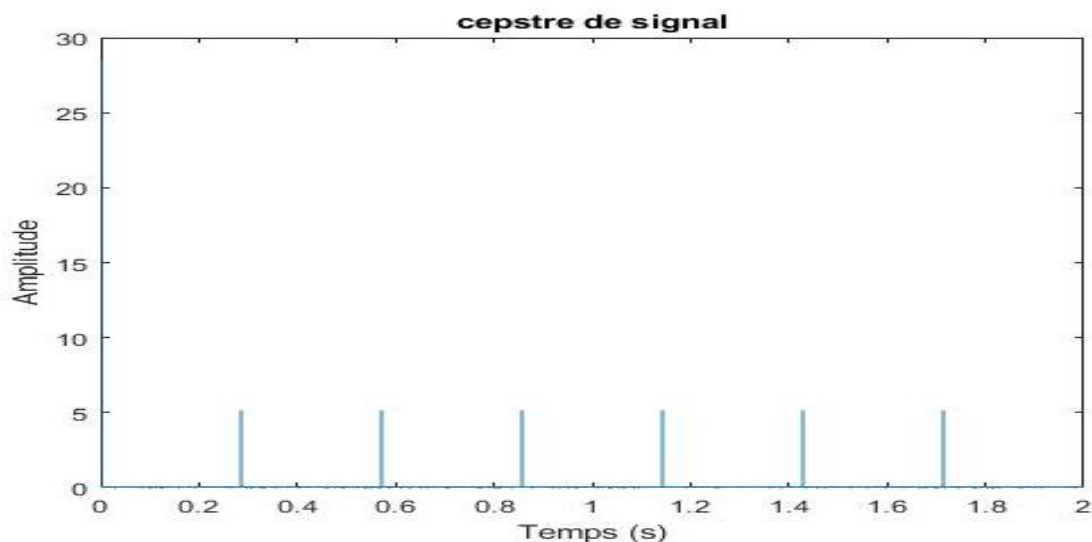


Figure II.10: représentation d'un cepstre sous Matlab

II .5.3.2- L'intérêt pratique de l'analyse cepstrale :

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant à des stades plus ou moins avancés.

Le cepstre est caractérisé par les amplitudes des composantes dont les quéfrenes correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection des défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements.

II .5.4- Analyse d'enveloppe :

L'analyse d'enveloppe ou la HFRT (High frequency Resonance Technique) s'avère une technique complémentaire à celle du cepstre qui est pénalisé par sa grande sensibilité au bruit et aux fluctuations aléatoires de la vitesse de rotation, comme le cepstre, la HFRT permet d'assurer la détection et le suivi d'évolution de défauts induisant des forces impulsionnelles périodiques mais dans une plage fréquentielle considérablement plus étendue [8]. La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure. En général, les composantes fréquentielles les plus énergétiques dans le spectre du signal. Ainsi, il devient alors possible d'extraire des informations basses fréquences difficiles à détecter sur une porteuse haute fréquence.

Puisque le filtrage passe-bande nécessite la connaissance au préalable des fréquences de résonance du système, ce qui n'est pas toujours évident à déterminer à partir du spectre large bande. Le problème de la HFRT réside dans le choix du type du filtre (passe-bande,

Chebtychev, Butterworth, ...etc.) [7]. La première étape est le filtrage du signal brut afin d'éliminer les composantes indésirables (bruit). Ensuite, l'enveloppe est calculée

: il s'agit en quelque sorte d'un redressement du signal. A ce moment, nous disposons d'une information temporelle. Enfin, en ayant recourt à la transformée de Fourier, on obtient le spectre de l'enveloppe qui est un graphe d'amplitude de vibration en fonction de la fréquence. C'est à partir de ce spectre que les conclusions vont être tirées [8].

Elle s'est avérée être un excellent outil de détection des anomalies de fonctionnement de systèmes mécaniques, et sert surtout à dépister et à diagnostiquer les défauts naissants dans les roulements et les boîtes de transmission des puissances dans les machines tournantes considérées vitales pour la production [9].

II .5.4.1- Transformée d'Hilbert

La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert, La HT est mathématiquement est donnée par :

$$\tilde{s}(t) = \frac{1}{\pi} \int \left(\frac{s(\tau)}{t-\tau} \right) dt \quad (14)$$

Le signal analytique $\hat{s}(t)$ du signal $s(t)$ peut être constitué à travers $s(t)$ et son HT $\tilde{s}(t)$:

$$\hat{s}(t) = s(t) + j\tilde{s}(t) \quad (15)$$

Le processus peut être suivi en prenant la valeur absolue du signal analytique pour générer l'enveloppe :

$$|\hat{s}(t)| = \sqrt{s(t)^2 + \tilde{s}^2} \quad (16)$$

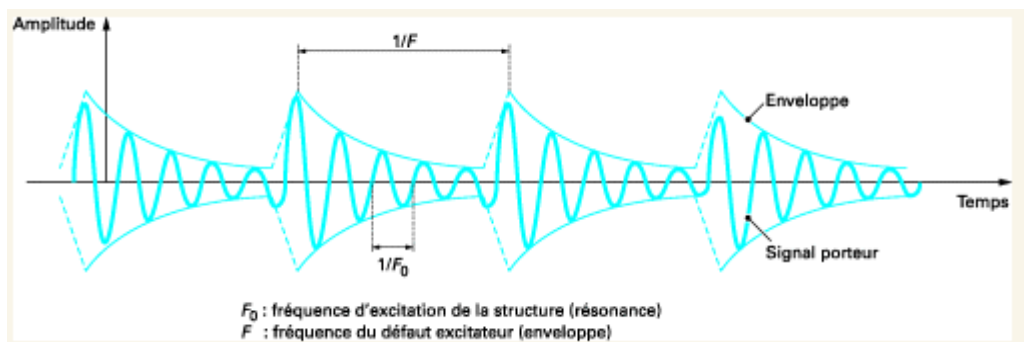


Figure II.11: Exemple d'utilisation d'enveloppe

II .5.5- Méthodes d'analyse Temps – Fréquence

L'analyse spectrale basée sur la Transformée de Fourier (TF), fournit une bonne description des signaux stationnaires et pseudo-stationnaires, mais présente de nombreuses limitations

quand les signaux à analyser ne sont pas stationnaires. Dans ce cas, la solution serait d'utiliser ce qu'on appelle les outils d'analyse temps-fréquence. Parmi ces méthodes, on peut citer :

- La transformée de Fourier sur une fenêtre glissante,
- La transformée en ondelettes,
- La transformée de Wigner Ville et
- La transformée de Hilbert-Huang,

Parmi ces outils de l'analyse temps-fréquence, les plus utilisées pour la détection de défauts, sont la transformée de Fourier sur une fenêtre glissante et la transformée en ondelettes.

II .5.5.1- La Transformée de Fourier sur une fenêtre glissante :[1] [12]

En 1946, D. Gabor a introduit la notion de l'analyse temps-fréquence par la transformée de Fourier de courte durée (TFCT) ou Short Time Fourier Transformée (STFT). Cette méthode consiste à pondérer le signal $s(t)$ à analyser par une famille de fenêtres $g_{fen}(t - a)$ et à considérer les T.F des signaux ainsi obtenus.

Considérons un signal $s(t)$ pondéré par une fenêtre temporelle de fonction réelle $g_{fen}(t)$, centrée autour du temps α , peut s'écrire :

$$s_{\pi,\alpha}(t) = s(t) \cdot g_{fen}(t - \alpha) \quad (17)$$

Le spectre de ce signal, paramétré aussi par α , est obtenu à partir de la transformée de Fourier. Selon la relation de base (9):

$$S_{\pi,\alpha}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s_{\pi,\alpha}(\theta) \cdot e^{-j2\pi f\theta} \cdot d\theta = \int_{-\infty}^{+\infty} s_{\pi,\alpha}(\theta) \cdot g_{fen}(\theta - \alpha) \cdot e^{-j2\pi f\theta} \cdot d\theta \quad (18)$$

Cette transformée de Fourier, ou plus exactement cet ensemble de transformée de Fourier, est appelé la transformée de Fourier à fenêtre glissante.

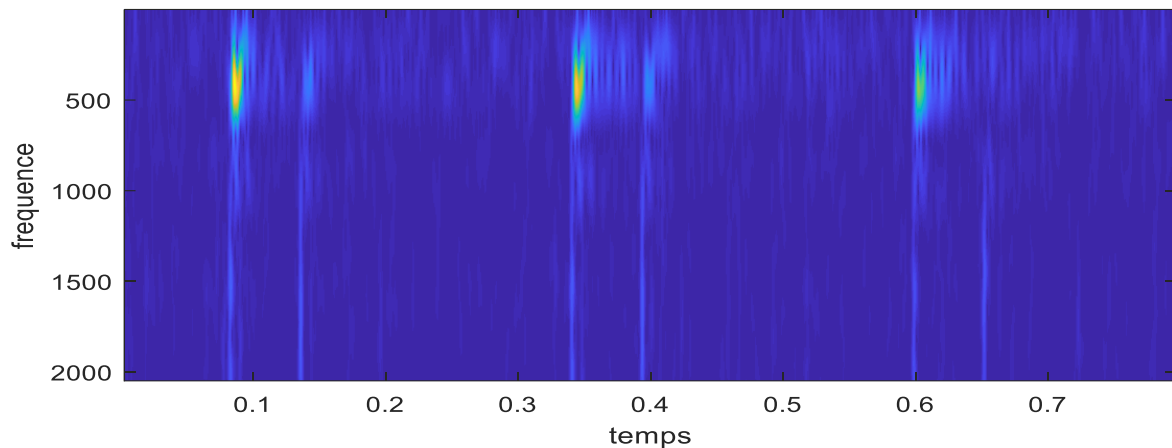


Figure II.12: spectrogramme d'un signal stationnaire + instationnaire

- **Limite de la transformée de Fourier à court terme**

Comme toute méthode d'analyse, la TFCT présente des insuffisances. En effet, elle reste tributaire de la longueur de sa fenêtre analysante vu que cette dernière obéit au principe d'incertitude d'Heisenberg qui pose le compromis entre la résolution temporelle et fréquentielle.

Le pavage temps-fréquence de la TFCT, montre que si la résolution temporelle augmente la résolution fréquentielle quant à elle diminue, donc on ne peut pas avoir simultanément une bonne résolution temporelle et fréquentielle.

A ceci s'ajoute la longueur de fenêtre qui reste constante pendant l'analyse ce qui exige la connaissance de l'échelle de la composante recherchée afin de lui adapter la fenêtre d'analyse, ceci explique aussi la difficulté d'analyser en même temps plusieurs composantes de différentes échelles.

II .5.6- Méthode d'analyse temps-échelle

II .5.6.1- Introduction

Le problème de résolution temps-fréquence connu sous le vocable *incertitude d'Heisenberg* et l'inadéquation d'une seule fenêtre pour l'analyse simultanée de plusieurs phénomènes sont dernières le développement d'une nouvelle méthode appelée temps-échelles (transformé en ondelettes).

On va considérer une fenêtre de pondération particulière, $\Psi(t)$, dénommée fonction ondelette, On introduit une famille double de fonctions $\Psi_{\alpha,\beta}(t)$ de $L^2(\mathbb{R})$ construites à partir de $\Psi(t)$, par décalage et changement d'échelle. On étudie ensuite les projections d'un signal d'énergie finie sur la famille de fonctions ainsi obtenue. Cette méthode existe en deux versions : la transformée continue et la transformée discrète en ondelettes

II .5.6.2- La transformée en ondelettes [1]

Le principe de base est d'utiliser des fenêtres de pondération de fonction réelle $g_{fen,\alpha,\beta}(t)$, qui sont centrée autour d'un temps α et liées par un rapport d'homothétie de β .

Ainsi nous avons l'ensemble exprimé par :

$$g_{fen,\alpha,\beta}(t) = \frac{1}{\sqrt{\beta}} \cdot g_{fen}\left(\frac{t-\alpha}{\beta}\right) \text{ Avec } \alpha \in \mathbb{R} \text{ et } \beta > \quad (18)$$

- α : le facteur de translation, il s'agit d'un nombre réel.
- β : le facteur d'échelle, également appelé facteur de dilatation de g_{fen} . Il s'agit d'un nombre réel.
- $g_{fen}(t)$: l'ondelette mère.
- $g_{fen,\alpha,\beta}(t)$: la matrice des coefficients d'ondelette.

La fonction génératrice $g_{fen}(t)$ est appelée ondelette mère, qui permet de spécifier les caractéristiques du signal que l'on souhaite détecter, la transformée par ondelettes d'un signal $s(t)$ aura donc pour expression de ces coefficients :

$$O_s(\alpha, \beta) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot g_{fen,\alpha,\beta}(t) \cdot dt \quad (19)$$

La fonction ondelette mère doit posséder les propriétés suivantes :

$$\sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} g_{fen}^2(t) \cdot dt} = 1 \text{ et } \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|G_{fen}(f)|^2}{|f|} \cdot df = k \quad (\text{avec } k \text{ borné}) \quad (20)$$

II .5.6.2.1- Transformée en ondelette continu [11]

La transformée en ondelette continue (TOC) est défini comme suit :

$$CWT_x^\Psi(a,b) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_t x(t) \Psi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt \quad (21)$$

b : le facteur de translation, il s'agit d'un nombre réel.

a : le facteur d'échelle, également appelé facteur de dilatation de ψ . Il s'agit d'un nombre réel.

$\psi(t)$: l'ondelette mère.

ψ^* : dénote le complexe conjugué de ψ

$\text{CWT}_x^\psi(\mathbf{a}, \mathbf{b})$: la matrice des coefficients d'ondelette

La transformée en ondelettes continue a été développée comme une approche alternative pour surmonter le problème de résolution. Comme pour la STFT, il s'agit de multiplier le signal $x(t)$ par une fonction de base limitée dans le temps avant d'intégrer sur tout l'intervalle de temps, mais cette fois, la largeur de la fenêtre d'analyse est variable.

Cependant, dans l'analyse en ondelette, nous n'avons pas de paramètre de fréquence comme pour la TFCT. A la place, nous avons le paramètre d'échelle noté a . Ce dernier est similaire à l'échelle utilisée dans les cartes. Comme dans le cas des cartes, des échelles élevées correspondent à une vue détaillée.

De même, en termes de fréquences, les fréquences basses (échelles élevées) correspondent à une information globale d'un signal (qui couvre généralement l'intégralité du signal), tandis que les hautes fréquences (basse échelles) correspondent à une information détaillée d'un motif caché dans le signal (qui dure généralement un temps relativement court).

Soit $s(t)$ une fonction donnée, $s(t/a)$ correspond à une version dilatée de $s(t)$ pour un facteur d'échelle $a > 1$ tandis que lorsque $a < 1$ donne une version comprimée de $s(t)$. Toutes les fenêtres utilisées sont la dilatation ou la compression d'une ondelette mère. La figure 10 illustre les propriétés temporelles de trois échelles différentes d'une ondelette :

- $a = 0.5$: correspond à une ondelette contractée.
- $a = 1$: correspond à l'ondelette de base ou l'ondelette mère.
- $a = 2$: correspond à une ondelette dilatée.

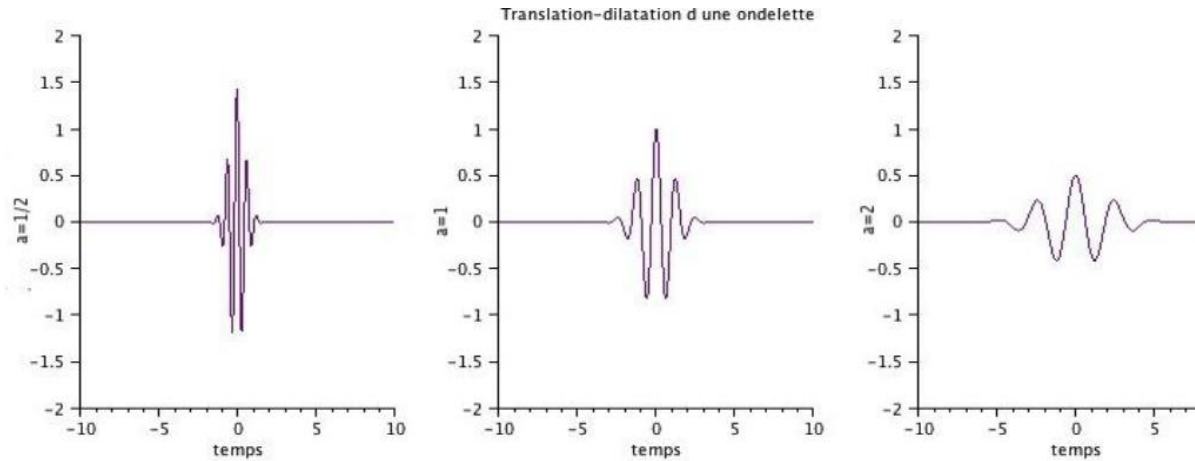


Figure II.13: Dilatation d'une ondelette

$\Psi(t)$ est une ondelette admissible lorsque la quantité $C_{\Psi} = \int_0^{+\infty} |\Psi(a\omega)|^2 \frac{da}{a}$ est fini, non nulle et indépendante du nombre réel ω .

$\Psi(\omega)$ désigne la transformée de Fourier de $\Psi(t)$.

Dans ces conditions, la transformée inverse permet de reconstruire le signal initial :

$$x(t) = \frac{1}{C} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_0^{+\infty} w\left(\frac{t-b}{a}\right) w_{a,b}(x) \frac{da}{a} db \quad (22)$$

En diagnostic de défauts, le carré du module de la transformée continue en ondelette, définissant le scalogramme, est souvent utilisé :

$$SG_{a,b}(x) = |w_{a,b}(x)|^2 \quad (23)$$

Cette approche permet particulièrement une analyse locale sur une partie du signal. Ainsi la technique par ondelette se prête avantageusement pour les signaux possèdent des caractéristiques de phénomènes non stationnaires ou de faibles discontinuités.

En pratique, il y a plusieurs types d'ondelettes mères avec des caractéristiques mathématiques différentes. Dans notre travail, nous allons présenter l'ondelette la plus utilisée dans le diagnostic des défauts de machines, en l'occurrence, l'ondelette de Morlet.

II .5.6.2.1.1- L'ondelette de Morlet [17]

Elle a été développée par J. Morlet, son équation est :

$$(t) = C e^{\frac{-t^2}{2}} \cos(5t) \quad (24)$$

Elle est inspirée du signal élémentaire de GABOR, c'est-à-dire par modulation d'une gaussienne. Depuis, toutes les ondelettes correspondant à une modulation d'enveloppe portée par une exponentielle complexe s'appellent ondelettes de type MORLET (fig.11).

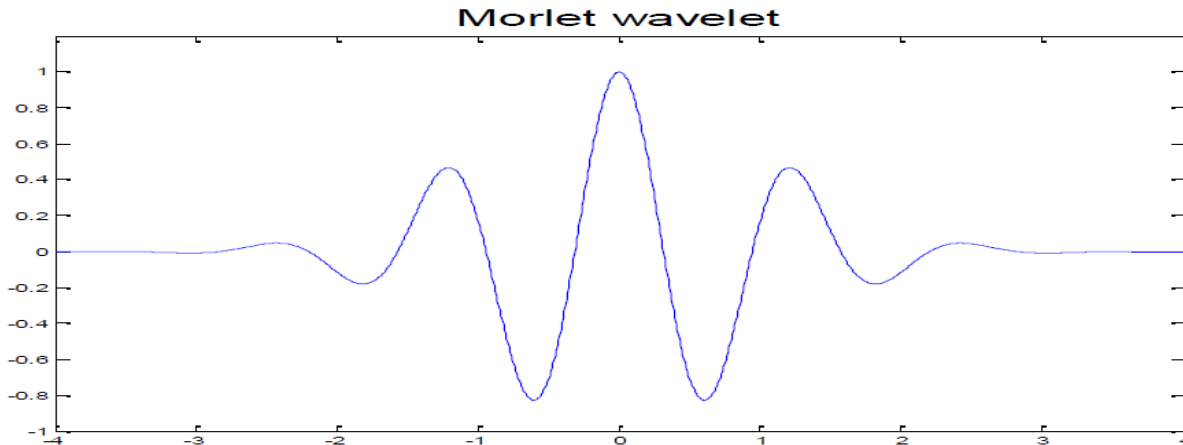


Figure II.14: L'ondelette de Morlet

L'analyse par ondelettes produit une vue temps-échelle d'un signal. Qu'est-ce que nous entendons par l'échelle dans ce contexte ?

Mise à l'échelle d'ondelette signifie simplement un étirage (ou compression) dénommé le facteur d'échelle a .

L'une des questions fréquemment posées est « comment faire une liaison entre les échelles et les fréquences ?

Connaissant la fréquence centrale f_c de l'ondelette on peut retrouver la fréquence correspondante f_a d'une échelle donnée a dans n'importe quel signal de fréquence d'échantillonnage F_e ($1/\Delta t$) :

$$f_a = \frac{f_c}{a \Delta t} \quad (25)$$

Avec :

a : l'échelle

Δt : la période d'échantillonnage

f_c : la fréquence centrale de l'ondelette choisie, en Hz.

f_a : la fréquence correspondant à l'échelle a , en Hz.

Soit $x(t)$ le signal à analyser, une fois l'ondelette mère est choisie pour servir de modèle pour l'ensemble des fenêtres dans le processus. Le calcul se fait avec vecteur des échelles $a = [a_1, a_n]$ qu'on doit choisir de sorte que les échelles des fréquences à étudier sont comprises dans ce vecteur.

L'ondelette d'échelle a_1 est placée au début du signal ($t = 0$) ; elle est multipliée par le signal et intégré sur tout l'intervalle de temps et on répète cette opération pour toute les valeurs du vecteur des échelles. Le résultat de l'intégration est multiplié par une constante $\frac{1}{\sqrt{a}}$; facteur de normalisation. Au final on aura une matrice des coefficients de trois dimensions, dont l'axe des abscisses représente le temps, l'axe des ordonnées représente les échelles et la troisième dimension donne l'amplitude des coefficients.

Avec la CWT les petites échelles (hautes fréquences) donnent une bonne résolution temporelle et les grandes échelles (basses fréquences) donnent une bonne résolution fréquentielle. Ces propriétés sont bien adaptées aux situations réelles, car c'est aux hautes fréquences que les phénomènes varient rapidement d'où la nécessité d'une bonne résolution temporelle, tandis qu'en basses fréquences les phénomènes varient lentement d'où la nécessité d'une bonne résolution fréquentielle. La figure (II.15), donne le pavage temps-échelles de la CWT.

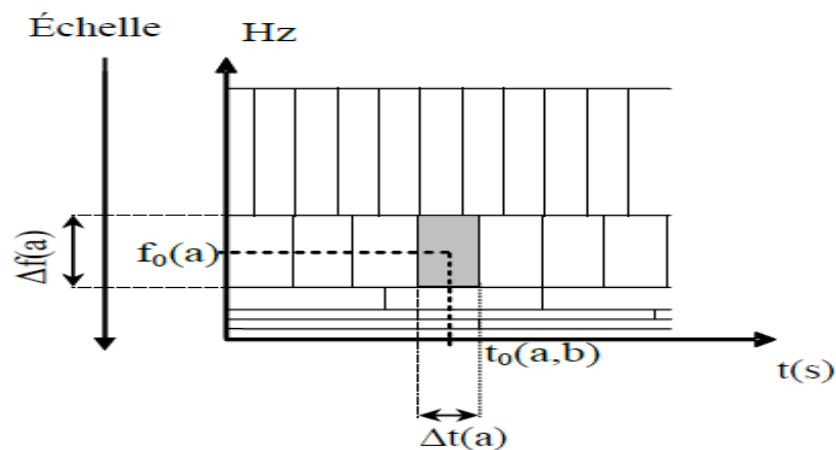
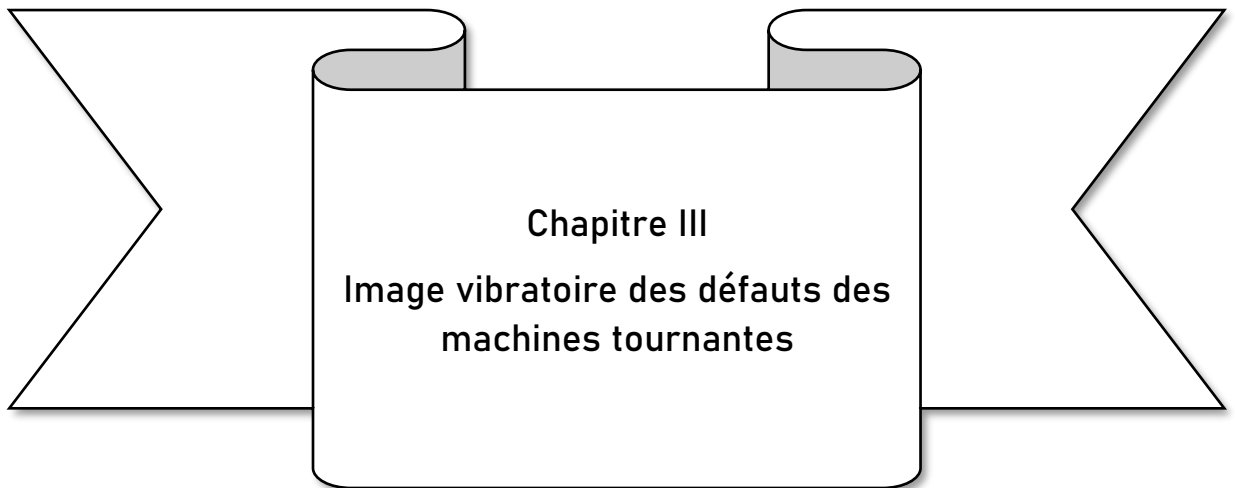


Figure II.15: Pavage du plan temps-fréquence associé à la représentation temps-échelle



Chapitre III

Image vibratoire des défauts des machines tournantes

III.1- Introduction

L'identification d'anomalies à un stade précoce, le suivi de leurs évolutions et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement, l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible de l'affecter, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts.

On ne trouve que ce que l'on recherche et, si l'on ne sait ce que l'on doit trouver, on risque de chercher longtemps sans résultat.

Il est donc essentiel de connaître et la cinématique de la machine et les manifestations dynamiques ou symptômes associés aux différents défauts potentiels, afin de définir les indicateurs de surveillance, les techniques de traitement des signaux nécessaires au calcul de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images et, enfin, pour formuler un diagnostic sur son état.

III.2- Défaut de balourd [3]

III.2.1- Généralités

Le balourd est le résultat d'un ensemble de forces engendrées par les écarts existant entre les centres de gravité des différents éléments constituant le rotor et son axe de rotation. Cette force centrifuge, issue de ces défauts de non-concentricité » ou d'ajustage, est proportionnelle à la masse de matière qui crée ce déséquilibre et au carré de la vitesse. Elle génère des efforts tournants qui vont agir sur les différents éléments constitutifs du rotor, les ancrages de la machine et les paliers jusqu'à entraîner leur dégradation. Le défaut de balourd est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements et il constitue l'un des principaux risques pour la sécurité.

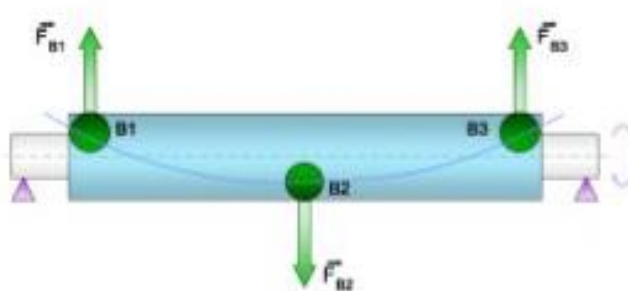


Figure III.1 : exemple de défaut de balourd

III.2.2- L'influence de défaut de balourd sur la machine

Toute machine, même de conception et de réalisation très soignées, présente malgré tout un déséquilibre résiduel (acceptable ou non). Ce déséquilibre induit un effort circulaire qui se confond avec la rotation.

L'image vibratoire sera donc constituée d'une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation du rotor (**figures III.2 a et III.3**).

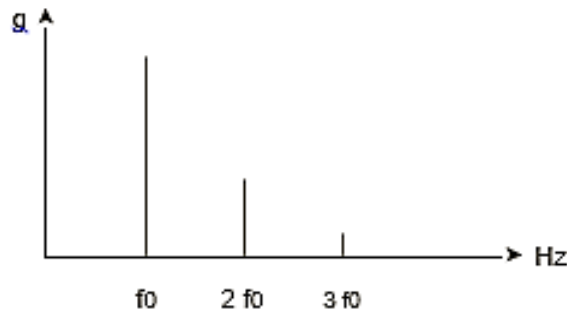


Figure III.2 : Spectre théorique de défaut de balourd

Remarque :

Le balourd n'est évidemment pas le seul défaut se produisant à cette fréquence, puisque c'est aussi le cas d'une dent endommagée sur un pignon, d'une pale déformée sur un ventilateur, du matage d'une clavette... Mais contrairement à ces derniers, le balourd engendrant une vibration quasi sinusoïdale, le spectre, à la différence des défauts de type chocs.

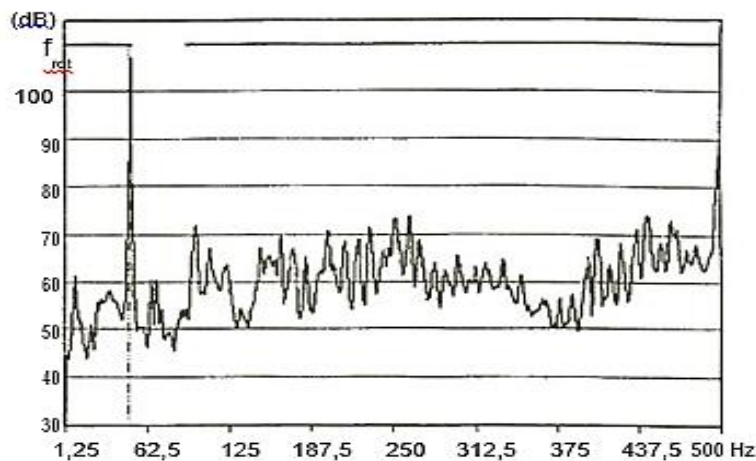


Figure III.3 : Spectre du palier (direction radiale horizontale) côté turbine d'un ventilateur tournant à 2 925 tr/min (48,75 Hz : 228 mg ou 7,3 mm/s) traduisant la présence d'un balourd.

III.2.3- L'analyse de phase et ces avantages

a. Distinction entre efforts rotatif et directionnel

De nombreux défauts se manifestent dans le domaine vibratoire par la présence d'une composante d'amplitude élevée dont la fréquence correspond la fréquence de rotation. Beaucoup d'entre eux se distinguent du balourd par la présence d'un grand nombre d'harmoniques (défauts de type chocs) ou de sous harmoniques (frottement...) mais seule l'analyse des phases permet de différencier :

- les défauts induisant des efforts rotatifs comme le balourd,
- les défauts induisant des contraintes directionnelles (non tournantes) comme les efforts induits par une courroie trop tendue, un desserrage de palier, le faux rond d'un pignon, une excentricité de poulie... (Figure III.3.a et b).

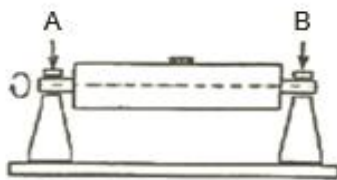


Figure III.3.a : Balourd statique :
Le déphasage est sensiblement nul entre les points A et B.

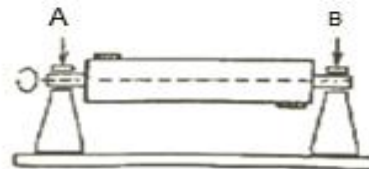


Figure III.3.b : Balourd dynamique :
Le déphasage est proche de 180° entre les points A et B.

Un défaut de balourd est donc révélé par :

- Une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation du rotor en direction radiale (**Figures III.3 a et b**), parfois en direction axiale dans le cas de rotors en porte à faux,
- Pas ou très peu d'harmoniques,
- Pas d'harmonique d'amplitude prépondérante (**en mode accélération**) à deux ou trois fois la rotation,
- Pas de sous harmoniques,

- Une amplitude qui peut varier fortement avec la vitesse de rotation (voir remarque ci-dessous),
- Un déphasage voisin de 90° entre deux composantes correspondant à des points de mesure radiaux orthogonaux sur le même palier du rotor (figure III.3.a).

Le balourd sera qualifié de « statique » ou de « dynamique » selon que les paliers à l'ordre 1 de la fréquence de rotation vibreront pour une direction radiale donnée en phases ou en opposition de phases.

III.3- Défauts d'engrenages et d'engrènement [3]

III.3.1- Généralités

Considérons un engrenage (**Figure III.4**) composé d'un pignon E1 possédant z_1 dents tournant à la vitesse f_1 et d'une couronne E2 possédant z_2 dents et tournant à la vitesse f_2 . La fréquence de rotation du pignon sera f_1 , celle de la couronne sera f_2 , et l'engrènement se fera au rythme d'engagement des dents selon une fréquence f_{eng} , appelée fréquence d'engrènement, égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents. Soit :

$$f_{eng} = z_1 f_1 = z_2 f_2 \quad (III.1)$$

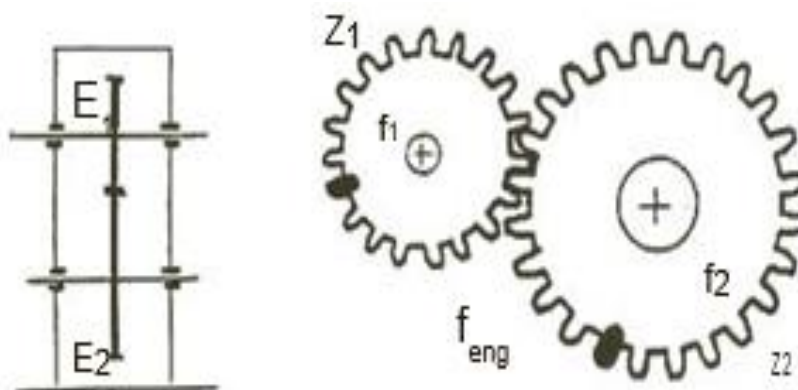


Figure III.4 Fréquence d'engrènement : $f_{eng} = f_1 z_1$ ou $f_2 z_2$

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de raies dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement f_{eng} et à ses harmoniques. L'amplitude de la composante fondamentale d'engrènement dépend de la portée et croît avec le couple à transmettre.

III.3.2- Différents types d'engrenages et efforts associés

Il existe plusieurs types d'engrenages :

- les engrenages parallèles, coniques (à renvoi d'angle) ou à roue et vis sans fin.
- les engrenages à denture droite, à denture en chevrons ou à denture hélicoïdale.

➤ Les efforts générés par l'engrènement sont :

- uniquement radiaux pour les engrenages parallèles, à denture droite ou à chevrons,
- mixtes (radiaux et axiaux) pour les engrenages à denture hélicoïdale, les engrenages coniques et les engrenages à roue et vis sans fin.

Les amplitudes vibratoires générées par l'engrènement d'engrenages à denture hélicoïdale sont généralement plus faibles que celles générées par les autres types de dentures.

III.3.3- Détérioration d'une dent

Si l'un des deux mobiles présente une dent détériorée, il se produit un choc périodique dont la cadence de répétition correspond à la fréquence de rotation du mobile possédant la denture altérée.

Le spectre correspondant est donc constitué, non seulement des composantes d'engrènement comme précédemment, mais aussi et surtout, d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'élément altéré

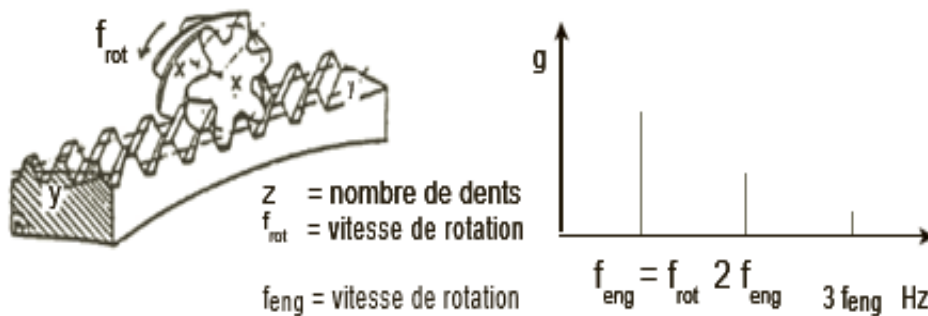


Figure III.5.a Typologie vibratoire d'un engrenage sain

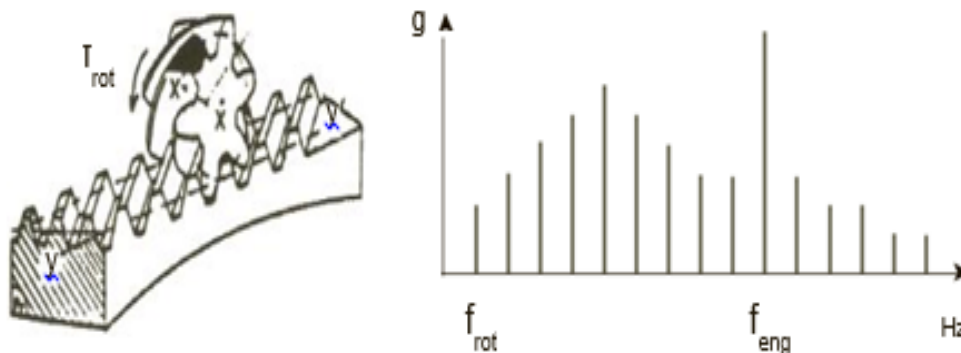


Figure III.5.b Typologie vibratoire d'un engrenage présentant une dent détériorée.

III.3.4- Bruit de denture

Les incidents caractéristiques des engrenages (**figure III.6**) sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée, ou abîmée, usure uniforme ou non, pitting (piquage, écaillage) localisé ou réparti, mauvais centrage).

On peut aussi observer du fretting (corrosion sous frottement), qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié ou que les efforts sont importants.

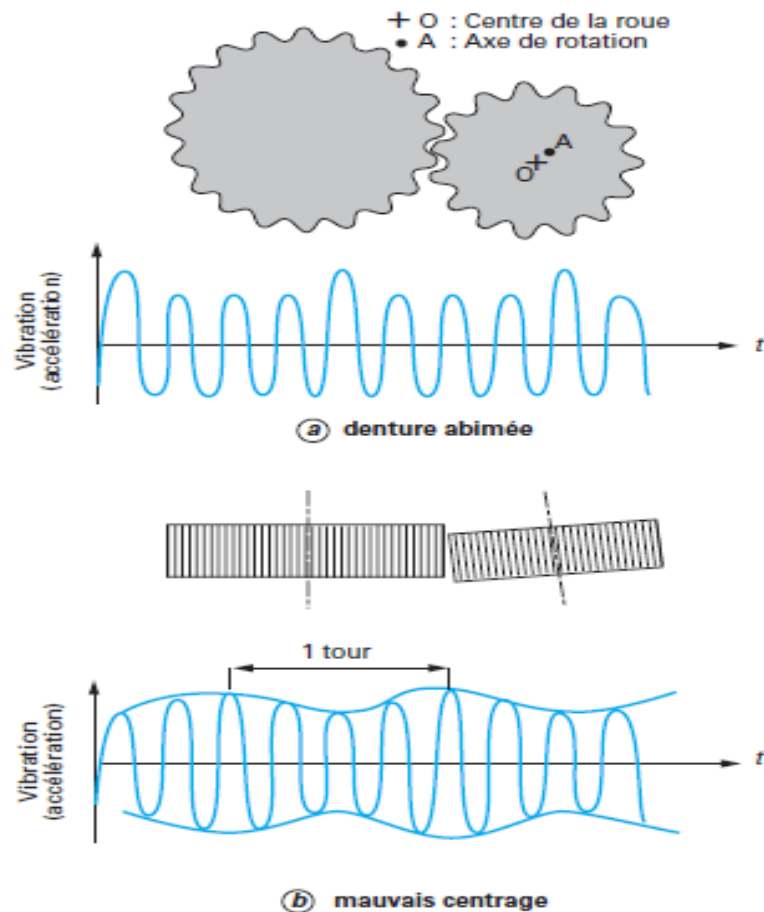


Figure III.6 : Vibrations d'un engrenage

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact. C'est donc dans les fréquences nf_r (n entier) que sont contenues les informations, surtout s'il y a trop de jeu, ou au contraire un montage trop serré. Les défauts localisés (défaut d'une dent) se traduisent en plus par une impulsion à chaque fois que la dent abîmée est en contact avec une autre. Il y a donc apparition d'une raie à la fréquence des contacts f_e selon la roue intéressée.

III.3.5- Ensemble de la denture détériorée

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent l'engrènement de chaque dent. Le spectre est constitué d'un peigne de raies de faible étendue spectrale (choc « mou ») dont le pas correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une

amplitude beaucoup plus élevée (**Figure III.7**). L'évolution de l'amplitude correspondant à cette fréquence est beaucoup plus significative de la dégradation que la seule présence (normale) de cette fréquence dans le spectre. Le défaut sera beaucoup plus facile à identifier dans le cadre d'une surveillance que dans le cadre d'un diagnostic isolé. Le suivi pondéral des particules métalliques contenues dans le lubrifiant permettra souvent de confirmer le diagnostic.

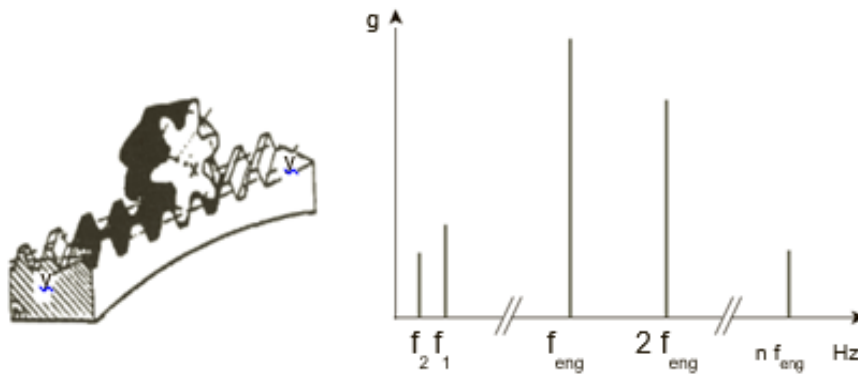


Figure III.7 : Spectre typologie d'un défaut d'engrènement

III.4- Défauts des roulements [4] [16]

Les roulements (**figure III.8**) sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), etc.

Tous ces défauts ont un point commun : ils se traduisent tôt ou tard par une perte de fragments de métal. Ce défaut précurseur de la destruction est l'écaillage. Il se traduit par des chocs répétés des billes sur la cage de roulement.

De nombreuses méthodes permettent une bonne détection des anomalies de roulements. Leur but est de détecter les chocs répétés le plus tôt possible.



Figure III.8 : Défaut : écaillage de la bague interne

Le processus normal de dégradation d'un roulement est l'écaillage par fatigue qui présente quatre stades de dégradation bien distincts auxquels sont associées des typologies vibratoires bien différenciées.

a. Stade 1

Les indications les plus précoces de dégradations, dues à la fissuration en sous-couche d'une bague par fatigue sous l'effet de la pression d'Hertz, apparaissent dans la bande ultrasonique entre 250 et 350 kHz et, plus tard, avec l'accroissement du nombre de fissures, dans la bande [20-60 kHz].

b. Stade 2

Les fissures migrent progressivement vers la surface et le passage des éléments roulants sur ces fissures commence à exciter les modes propres de déformation de bagues de roulement, dont les premières fréquences propres se situent généralement dans la bande [1500 3500 Hz]. Dans le domaine spectral, on observe alors dans cette bande fréquentielle la présence d'un dôme d'amplitude élevée. Le spectre de modulation du signal filtré dans cette bande permet d'identifier la cadence de répétition des chocs et, de ce fait, de localiser le défaut.

c. Stade 3

Les fissures se rejoignent et un morceau de métal est arraché. La dégradation est alors visible à l'œil nu. L'apparition du premier écaillage va immédiatement se manifester par la présence d'un peigne de raies parfaitement identifiable en basses et moyennes fréquences avec un pas correspondant à la fréquence de défaut caractéristique de l'élément altéré (bague interne, bague externe, éléments roulants).

L'augmentation du nombre de zones écaillées ou de l'étendue de ces zones se traduit dans le domaine spectral par une forte augmentation de l'amplitude des quinze premières composantes du peigne de raies.

d. Stade 4

Ce stade, la quasi-totalité des surfaces de roulage est écaillée avec une forte augmentation des jeux internes du roulement. Dans le domaine spectral, les peignes de raies, dont les pas correspondent aux différentes fréquences de défauts de roulement, disparaissent et sont

remplacés par un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation avec une forte élévation du niveau de fond de spectre.

L'importance des chocs conduit rapidement à une rupture de la cage ou à un grippage suite à la mise en travers des éléments roulants.

III.4.1- Détermination des fréquences caractéristiques

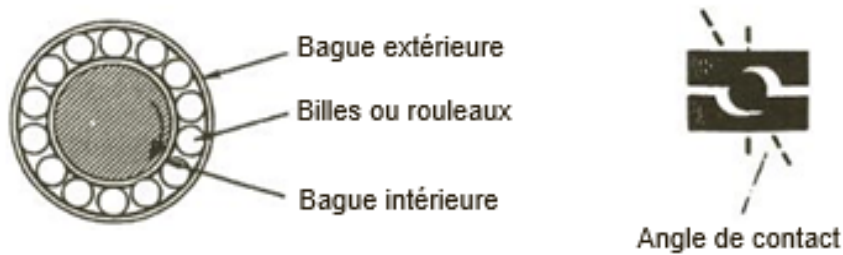


Figure III.9 : Constitution d'un roulement.

Pour chaque type de roulement et en fonction des cotes de fabrication de chacun de ses éléments (**Figure III.9**), on peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague externe du roulement, F_{be} ;

$$F_{be} = \frac{N}{2} \left[1 - \frac{d \cos \phi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (III.2)$$

- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague interne du roulement, F_{bi} ;

$$F_{bi} = \frac{N}{2} \left[1 + \frac{d \cos \phi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (III.3)$$

- la fréquence de rotation des éléments roulants sur eux-mêmes, F_e ;

$$F_e = \frac{1}{2} \left[1 + \varepsilon \frac{d \cos \phi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (III.4)$$

- la fréquence de passage d'un défaut de cage, F_{cage}

$$F_{cage} = \frac{1}{2} \left[1 + \varepsilon \frac{d \cos \phi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (III.5)$$

$\varepsilon = 1$ si la bague fixe correspond à la bague externe

$\varepsilon = -1$ si la bague fixe correspond à la bague interne

Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque rotation de l'élément altéré, à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, la fréquence de défaut d'élément roulant correspond généralement au double de leur fréquence de rotation sur eux-mêmes.

III.4.2- Exemples du défaut [4]

a. Défaut affectant la bague fixe

Si le défaut affecte la bague fixe d'un roulement, généralement la bague externe, le défaut se manifestera, dans le domaine spectral, par un peigne de raies de pas égal à la fréquence F_{be} et dont l'amplitude dépendra essentiellement des réponses impulsionnelles du roulement et de son palier, l'amplitude des forces d'excitation étant constante

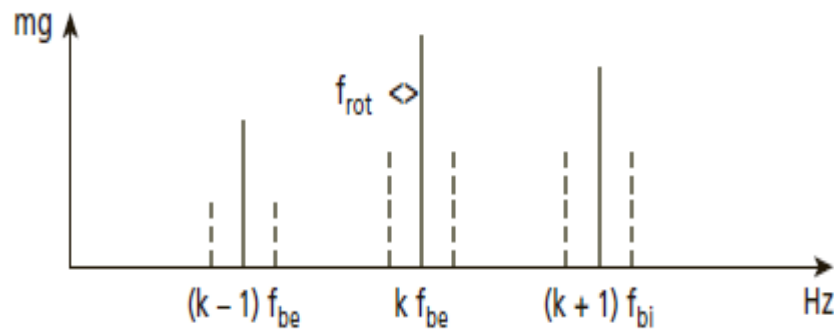


Figure III.10 : Image vibratoire typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague fixe d'un roulement.

En présence d'une charge dynamique importante due par exemple à un déséquilibre conséquent, à chaque composante de ce peigne peut être associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation.

b. Défaut Affectant la bague tournante ou un élément roulant

b.1 cas de charge axial purae

Dans le cas d'une charge axiale pure (cas idéal constitué par le roulement du palier butée d'un rotor à axe de rotation vertical), la charge est constante quelle que soit la position du défaut. L'amplitude de la force excitatrice est indépendante de la position du défaut, mais la position du défaut par rapport à celle du capteur n'est plus constante et se retrouve à l'identique à l'issue de chaque rotation de l'arbre. Le transfert vibratoire devient alors une fonction périodique du temps.

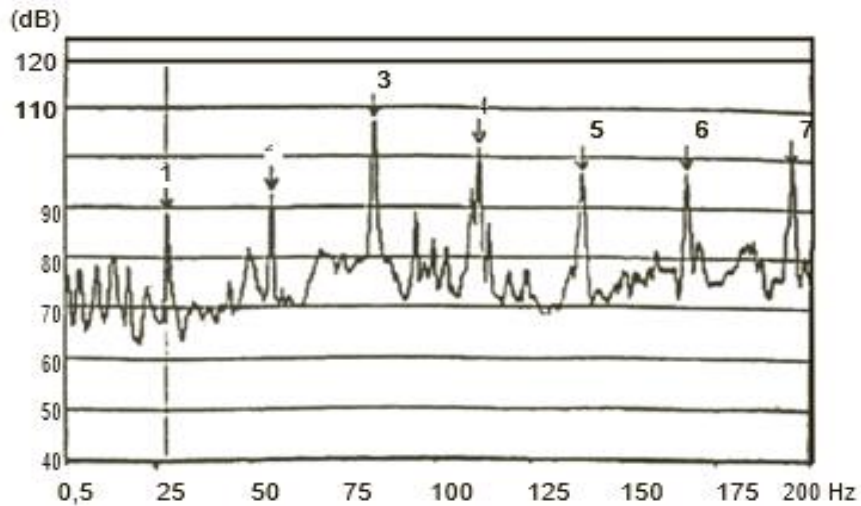


Figure III.11: Spectre d'un écaillage d'une bague externe.

Les chocs périodiques induits par ce défaut se manifestent dans le domaine spectral par un peigne de raies dont le pas 138, 65 Hz correspond à la fréquence du défaut de bague externe du roulement de ce palier. L'amplitude efficace de ce peigne de raies est de 356 mg (4,2mm/s).

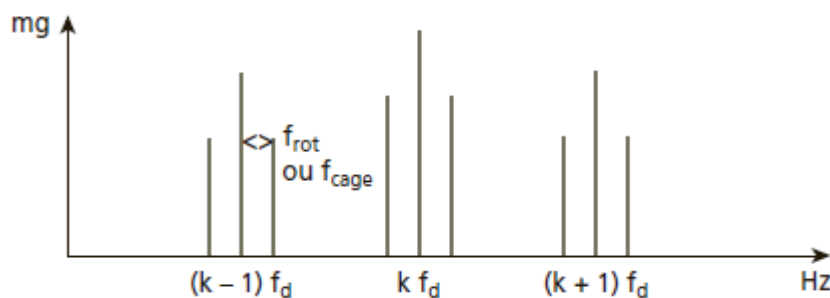


Figure III.12: Image spectrale typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague tournante ou un élément roulant dans le cas d'une charge axiale pure.

Il en résulte une modulation de l'amplitude et de la fréquence (par effet Doppler) des chocs, qui se manifeste autour de chaque composante du peigne par la présence d'une à deux paires de bandes latérales (**Figure III.12**) dont l'espacement correspond, selon la localisation du défaut, à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage

b.2 Charge radiale pure

Dans le cas d'une charge radiale pure (cas idéal constitué par le roulement d'un palier guide supportant un rotor à axe de rotation horizontal), l'étendue de la zone de charge dépend de la valeur du jeu interne radial fonctionnel (**Figure III.13**). La charge statique

est supportée par un nombre restreint d'éléments roulants. En dehors de la zone de charge, les éléments roulants ne sont pas en contact avec le défaut, et de ce fait, il n'y a aucun choc.

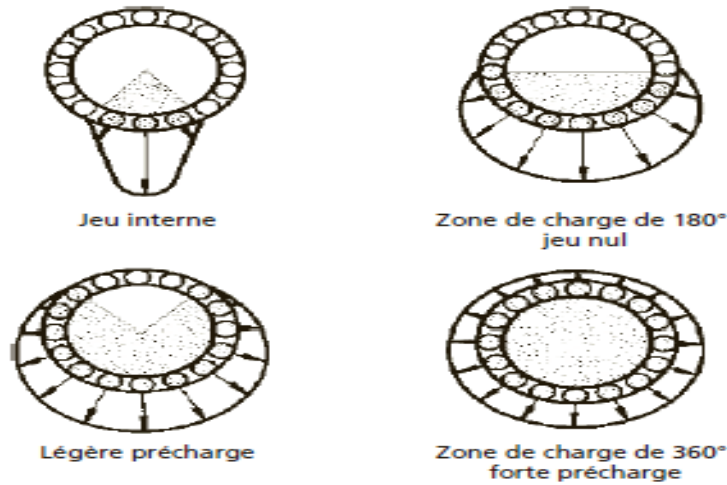


Figure III.13 : Étendue de la distribution de charge en fonction du jeu fonctionnel radial.

À chaque composante du peigne est associé un grand nombre de paires de bandes latérales dont l'espacement correspond, selon la localisation du défaut, à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage (**Figure III.14**). Plus la zone de charge du roulement sera étroite ou plus son jeu radial interne fonctionnel sera élevé, plus le nombre de bandes latérales d'amplitude significative associées à chaque composante du peigne sera important et vice versa.

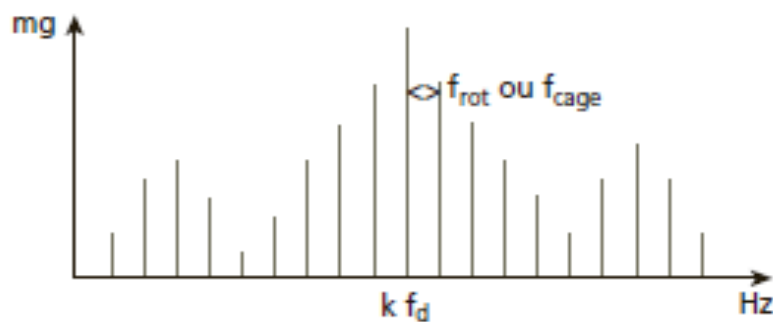
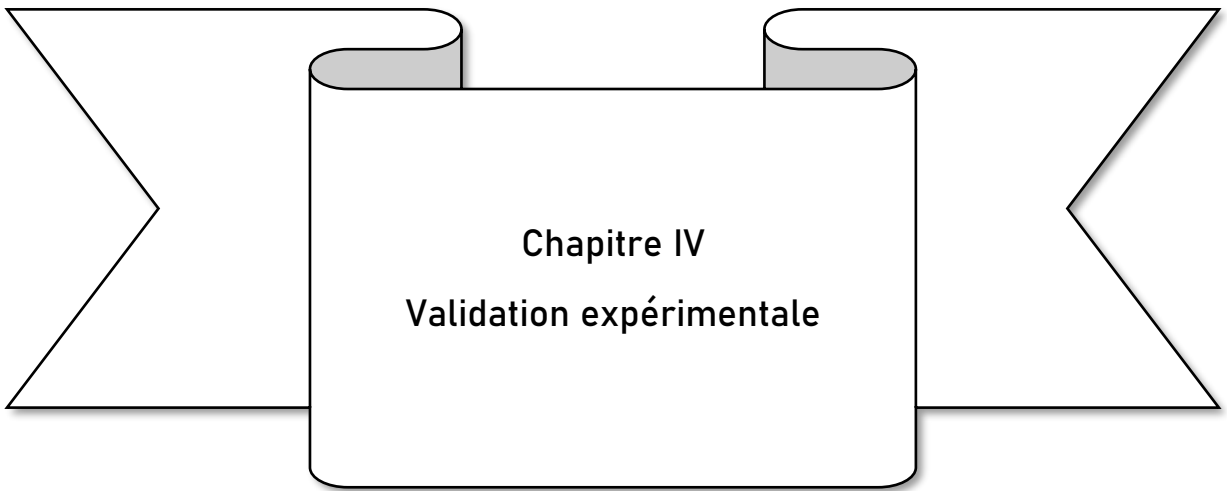


Figure III.14 : Image spectrale théorique d'un défaut ponctuel affectant la bague tournante ou un élément roulant dans le cas d'une charge radiale pure.

La fréquence du défaut F_d est égale à F_{bi} ou F_e et la fréquence de modulation correspond à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage selon que le défaut affecte la bague tournante ou un élément roulant



IV.1- Introduction

L'expérimentation, contrairement à la simulation, est la production artificielle ou volontaire des phénomènes à observer, elle sert non pas à découvrir un fait nouveau, mais à confirmer ou infirmer une hypothèse, donc la validité d'une hypothèse doit être soumise à l'expérience. C'est pour cela que nous avons jugé indispensable de recourir à l'expérimentation afin de confirmer ce qui a été avancé » dans les chapitres précédents avec des défauts simulés sur un banc d'essai. Ces tests ont été réalisés au « Centre d'Etude et de Recherche en Soudage et Contrôle sis à Cheraga, Alger.

IV.2- Banc d'essai N° 01



Photo IV.1 : Le banc d'essai N° 1

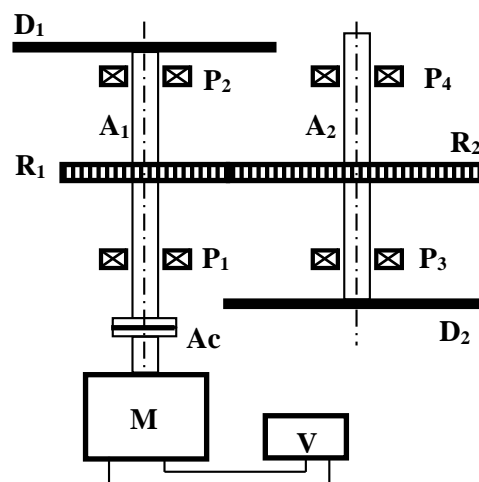


Figure IV.1: Vue d'ensemble du banc d'essai N° 1

N°	Désignation	Dimensions	Caractéristiques techniques
1	Moteur électrique		
2	Variateur de fréquence		$0 < f < 50$ Hz
3	Arbre moteur A ₁		
4	Arbre récepteur A ₂		
5	Disques d'inertie (02) identiques D _i		
6	Roue dentée R ₁	80 dents	
7	Roue dentée R ₂	100 dents	
8	Paliers (04) identiques P _i		
9	Accouplement Ac		

Tableau IV.1 : caractéristiques techniques du banc d'essai N° 1

Ω_M (tr/min)	f_M (Hz)	f_R (Hz)	f_{eng} (Hz)	f_c (Hz)
300	5	4	400	1
600	10	8	800	2
900	15	12	1200	3
1200	20	16	1600	4
1500	25	20	2000	5
1800	30	24	2400	6
2100	35	28	2800	7
2400	40	32	3200	8
2700	45	36	3600	9
3000	50	40	4000	10

 Ω_M : vitesse de rotation de moteur f_M : fréquence de moteur (A1) f_R : fréquence de récepteur (A2) f_{eng} : fréquence d'engrènement f_c : fréquence de coïncidence

(PPCM (100 ; 80) = 400)

Tableau IV.2 : Les différentes fréquences caractéristiques de banc d'essai N° 1

IV.3- Présentation Matlab :

MATLAB est un logiciel de calcul matriciel à syntaxe simple. Avec ses fonctions spécialisées, comme il peut être aussi considéré comme un langage de programmation adapté pour les problèmes scientifiques.

C'est aussi un interpréteur : les instructions sont interprétées et exécutées ligne par ligne.

Il existe deux modes de fonctionnement :

- Mode interactif : MATLAB exécute les instructions au fur et à mesure qu'elles sont données par l'utilisateur.
- Mode exécutif : MATLAB exécute ligne par ligne un "fichier M" (programme en langage MATLAB).

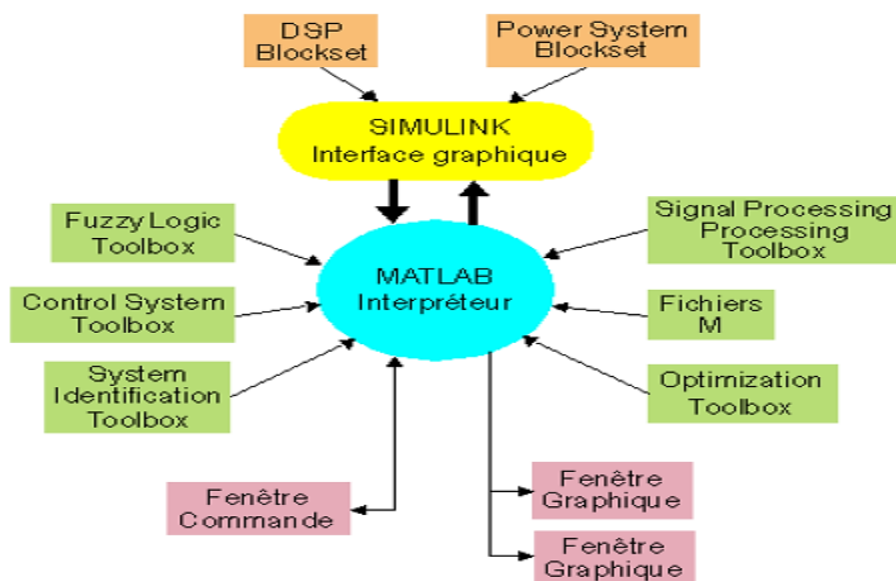


Figure IV.2 : Environnement MATLAB

- Fenêtre Commande : Dans cette fenêtre, l'utilisateur donne les instructions et MATLAB retourne les résultats.
- Fenêtres Graphique : MATLAB trace les graphiques dans ces fenêtres.
- Fichiers M : Ce sont des programmes en langage MATLAB (écrits par l'utilisateur).
- Toolboxes : Ce sont des collections de fichiers M développés pour des domaines d'application spécifiques (Signal Processing Toolbox, System Identification Toolbox, Control System Toolbox, u-Synthesis and Analysis Toolbox, Robust Control Toolbox, Optimization Toolbox, Neural Network Toolbox, Spline Toolbox, Chemo metrics Toolbox, Fuzzy Logic Toolbox, etc.)

- Simulink : C'est l'extension graphique de MATLAB permettant de travailler avec des diagrammes en blocs.
- Blocksets : Ce sont des collections de blocs Simulink développés pour des domaines d'application spécifiques (DSP Blockset, Power System Blockset, etc.).

IV.4- Le matériel de prise de mesures et de traitement de signal

Les capteurs sont des accéléromètres de type piézoélectrique, avec une sensibilité de 9.82 mV/g et une réponse fréquentielle de 1 Hz à 4 kHz. Ces capteurs seront reliés au boîtier donné dans la photo IV.2 de modèle 4-2 voies, ce dernier est relié à l'analyseur de signal, donné dans la photo IV.3 qui est directement connecté à un ordinateur où est installé un logiciel de traitement de type **OROS 25**.



Photo IV.2 : Le boîtier d'acquisition



Photo IV.3 : L'analyseur de signal

IV.5- Défaut d'engrenage (signaux instationnaires)

Les défauts simulés sur les dents sont en forme d'une rayure toute au long de leur flanc, au niveau de diamètre primitif, ces défauts sont réalisés sur les engrenages de banc d'essai

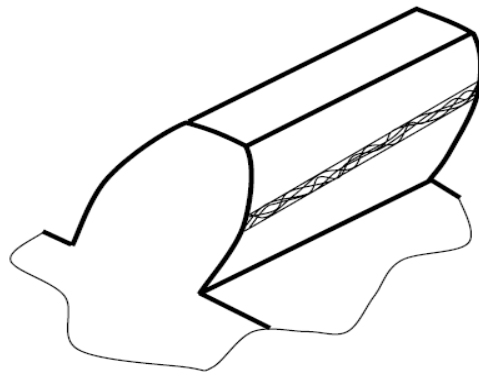


Figure IV.3 : Les défauts d'engrenages

IV.5.1- Un défaut sur la roue R1 - Test 1 :

Un défaut est réalisé sur le flanc de l'une des dents de la roue R1. La figure IV.4 montre le signal recueilli par l'accéléromètre qui est placé sur le palier P1 avec la vitesse de rotation de 2400 tr/min (40 Hz). Le spectre de ce signal temporel est donné dans la figure IV.5. En effectuant un agrandissement dans les basses fréquences (Figure IV.6), nous constatons la présence d'un pic à la fréquence de rotation (40Hz) et de ses deux premiers harmoniques (80 Hz et 120 Hz) dont l'amplitude de deuxième est supérieure à celle de premier ; ce que nous met sur l'hypothèse de la présence d'un choc à la vitesse de rotation de l'arbre A1 mais sans le confirmer.

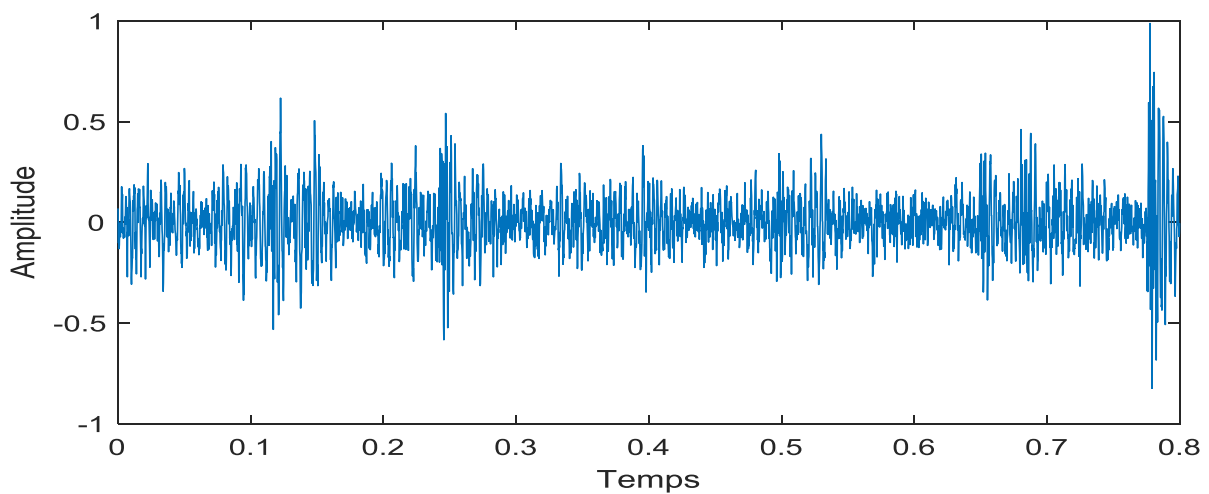


Figure IV.4 : Le signal temporel à 2400 tr/min.

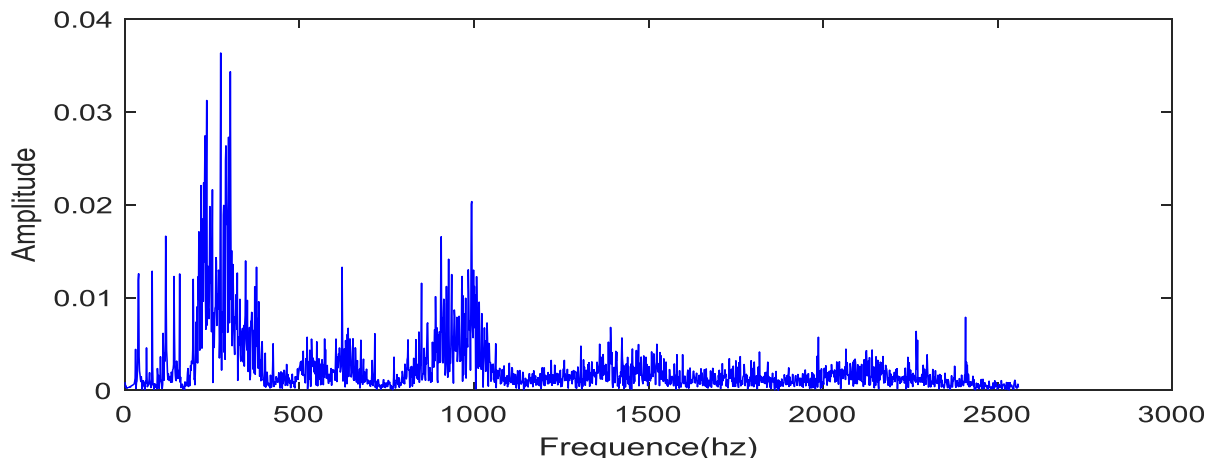


Figure IV.5 : Le spectre du signal à 2400 tr/min

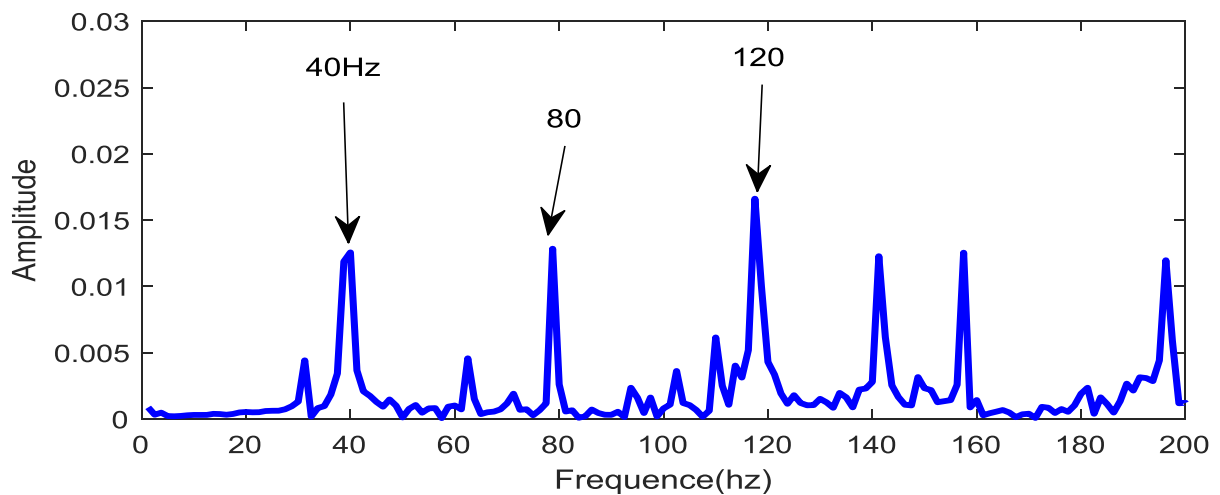


Figure IV.6: Le spectre élargi au niveau des basses fréquences.

- **Application de la transformée continue en ondelettes**

Les coefficients d'ondelettes obtenus par la CWT en utilisant l'ondelette de Morlet avec une plage des échelles allant de 1 à 30 de pas égale à 1 sont donnés dans la figure IV.7. Nous constatons de grandes amplitudes des coefficients entre les échelles 15 et 25.

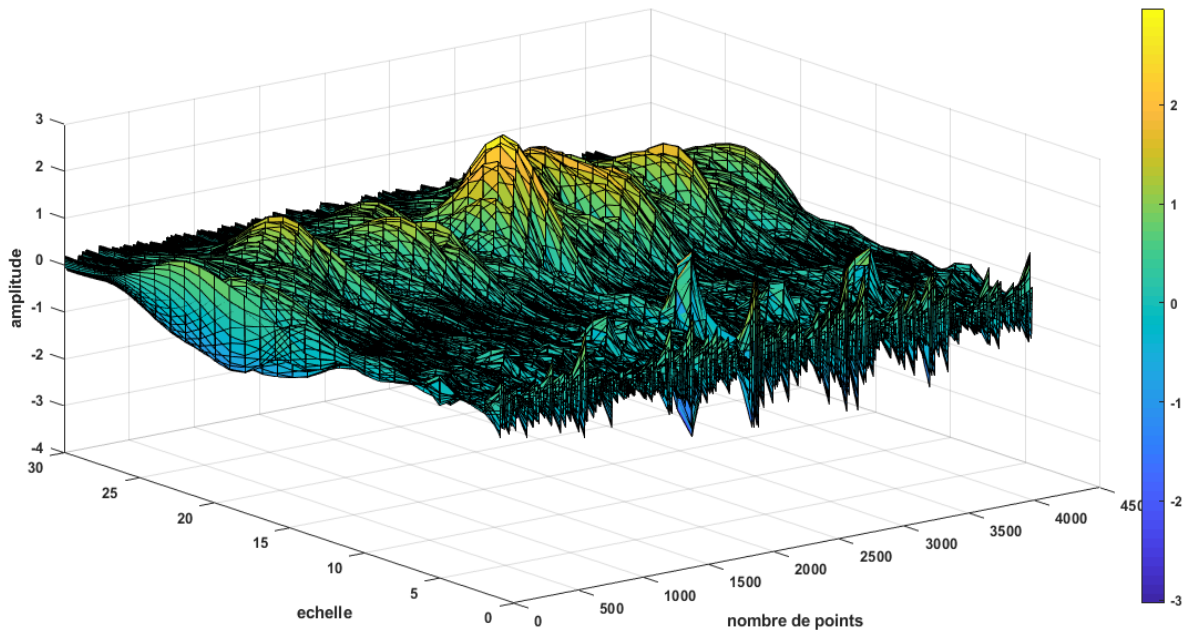


Figure IV.7 : Représentation des coefficients de la CWT de Morlet en 3D de 'E1_2400P1'

L'application du kurtosis, qui est un indicateur de la forme instationnaire, aux coefficients d'ondelettes donne une valeur significative au niveau de l'échelle $a=5$.

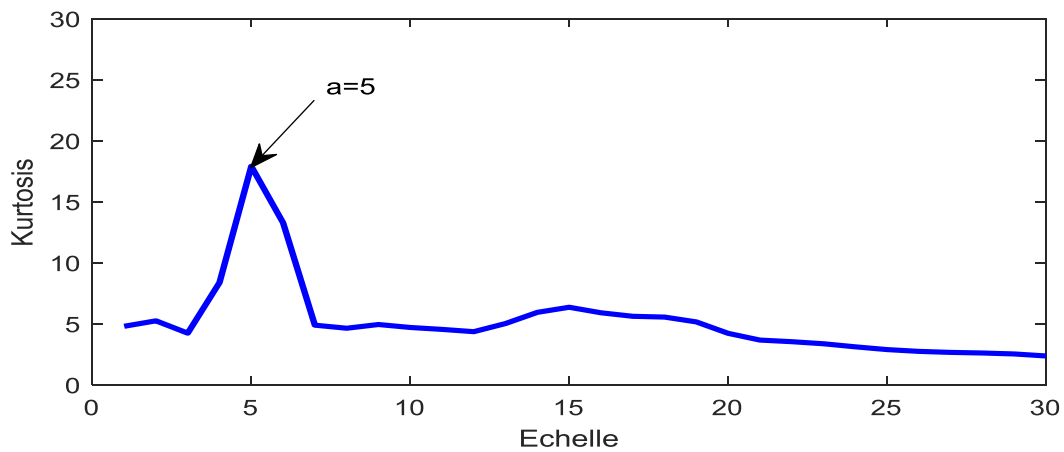


Figure IV.8 : le Kurtosis des coefficients de la CWT (Morlet) du signal à 2400 tr/min.

Les coefficients d'ondelettes à l'échelle $a=5$ sont donnés dans la Figure IV.9 et leur spectre est donné dans la figure IV.10.

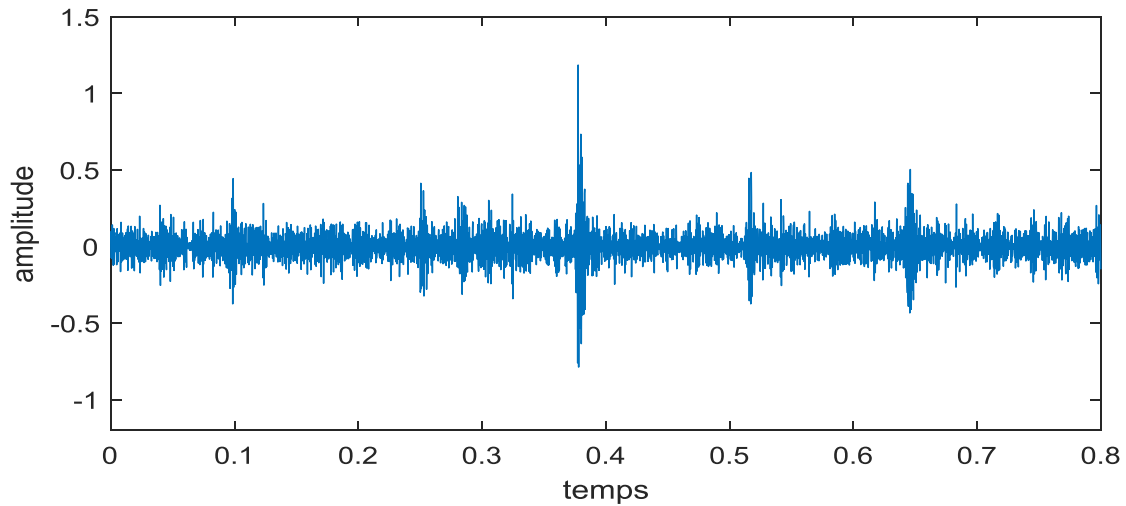


Figure IV.9 : Les coefficients de la CWT à l'échelle a=5.

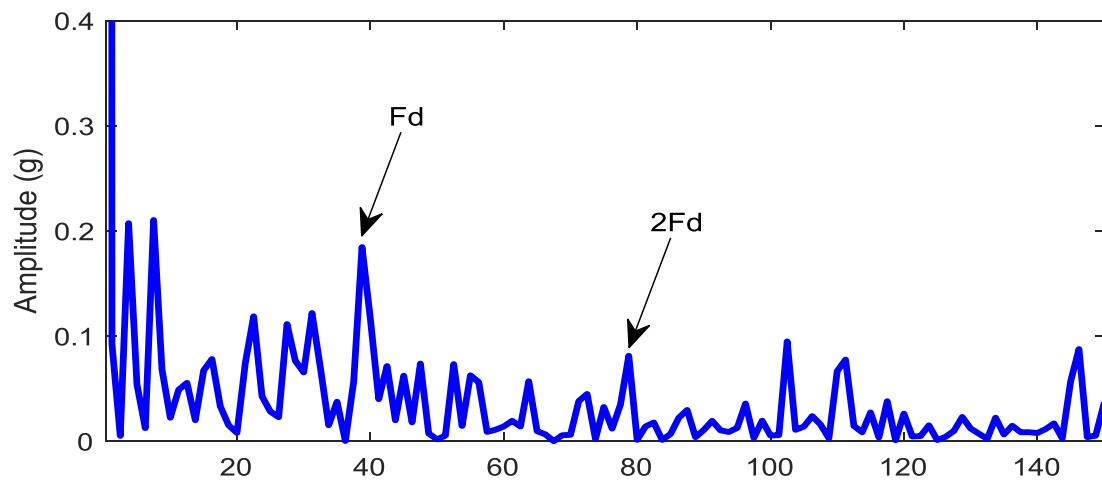


Figure IV.10 : le spectre d'enveloppe des coefficients de la CWT à 2400 tr/min Palier1 à l'échelle a=5

Dans le spectre d'enveloppe (figure IV.10), on remarque la présence d'une composante prépondérante à la fréquence de rotation de l'arbre A1 (40 Hz) ainsi que son deuxième harmonique, Ce qui révèle la présence d'un choc dû à un défaut sur la roue R1. Selon l'équation II.25, la fréquence correspondante à l'échelle 5 est :

$$\left(f = \frac{1}{5 \cdot \left(\frac{1}{5120}\right)} = 1024 \text{ Hz}\right).$$

Test 2 :

La figure IV.11 montre le signal temporel recueilli sur le même banc d'essai et avec les mêmes conditions de fonctionnement (2400 tr/min), en changeant uniquement l'emplacement de capteur de palier P1 vers le palier P3.

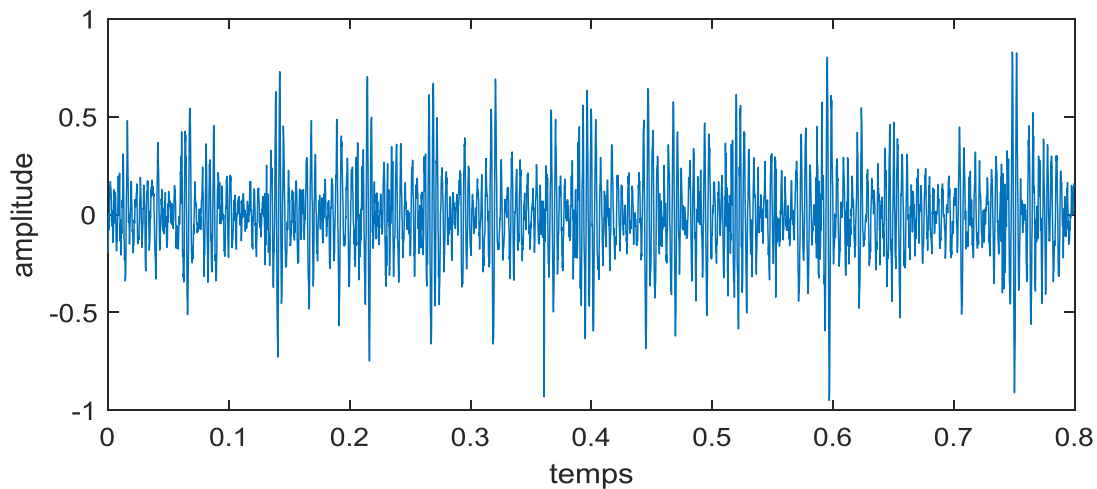


Figure IV.11 : Signal temporel à 2400 tr/min Palier 3

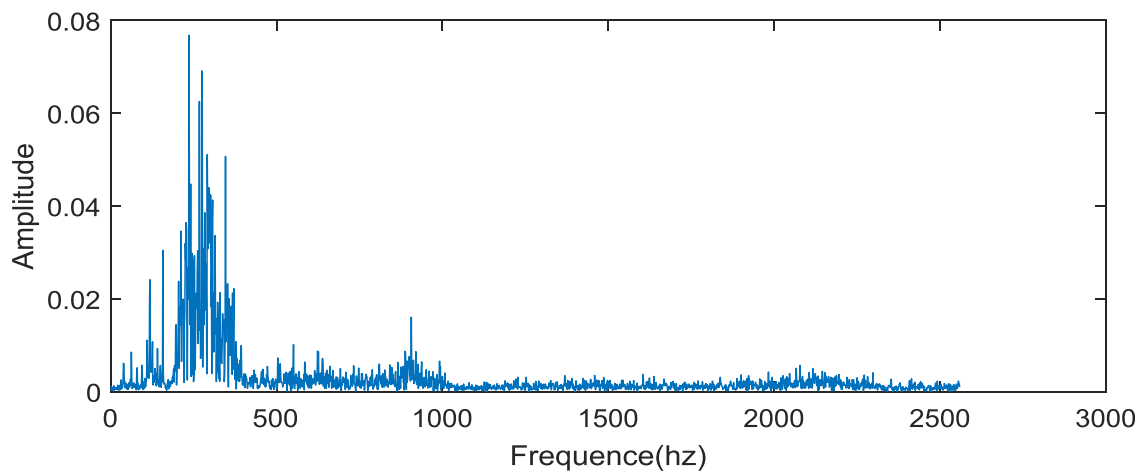


Figure IV.12 : le spectre du signal 2400 tr/min, palier 3.

- **Application de la Transformée continue en ondelettes**

Les deux figures ci-dessus (Figure IV.13.a et b) représentent la CWT de ce signal, ou on remarque que les grandes amplitudes des coefficients se concentrent entre les échelles 15 et 25.

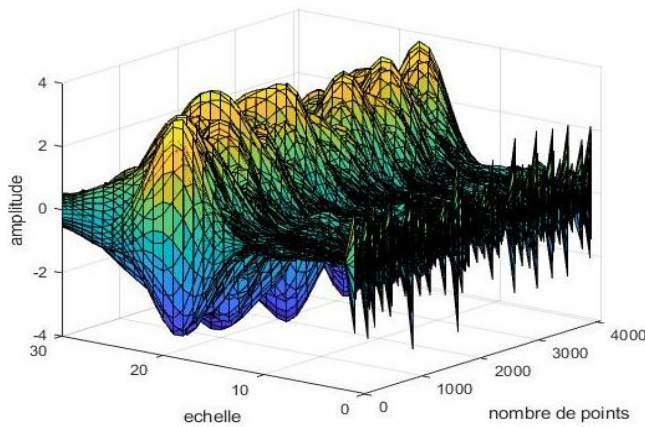


Figure IV.13.a : Représentation des coefficients de la CWT (Morlet) en 3D de 2400 tr/min, palier 3

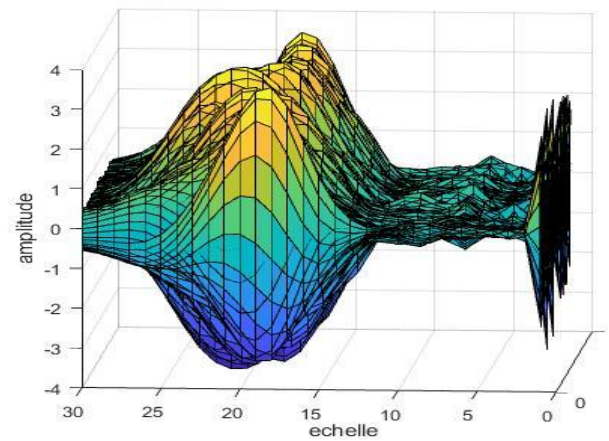


Figure IV.13.b : Représentation des coefficients de la CWT (Morlet) en Rotation 3D de 2400 tr/min, palier 3

En procédant à l'application de l'indicateur kurtosis afin d'identifier l'échelle (ou les échelles) pour laquelle les coefficients représentent mieux un caractère impulsionnel.

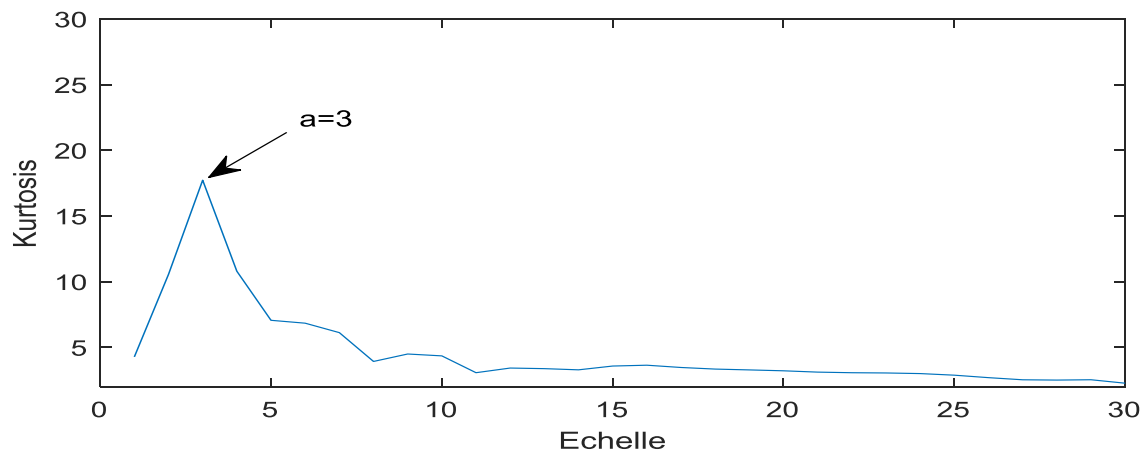


Figure IV.14 : Le Kurtosis des coefficients de la CWT (Morlet) de 2400 tr/min, palier 3

L'application de Kurtosis nous révèle la présence des coefficients de caractère impulsionnel à l'échelle $a=3$.

Les coefficients d'ondelettes à l'échelle $a=3$ sont représentés dans la figure IV.15.

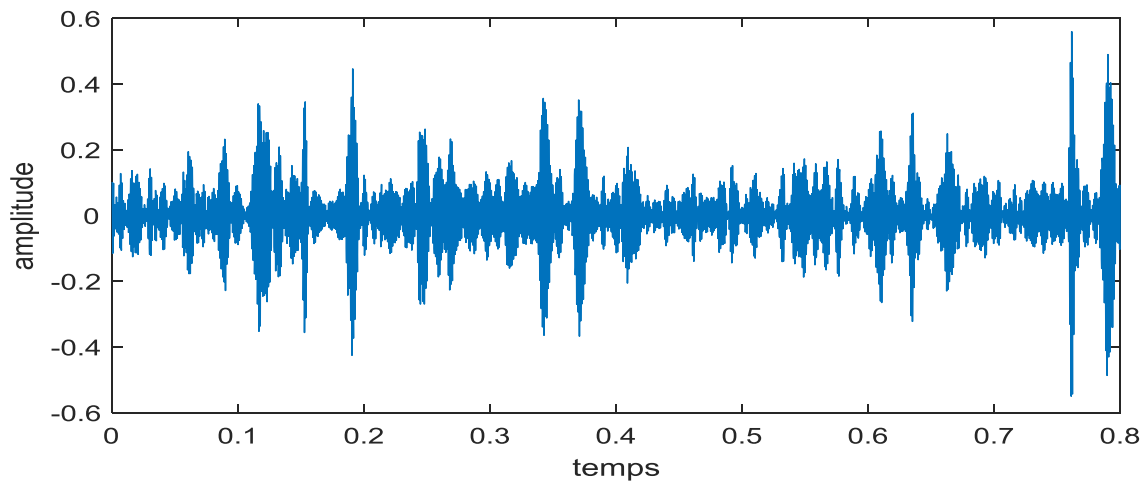


Figure IV.15 : les coefficients de la CWT de 2400 tr/min, palier 3 à l'échelle $a=3$

Pour extraire les informations relatives au défaut simulé, on a effectué la transformée d'Hilbert (analyse d'enveloppe), le spectre correspondant est donné dans la figure IV.16

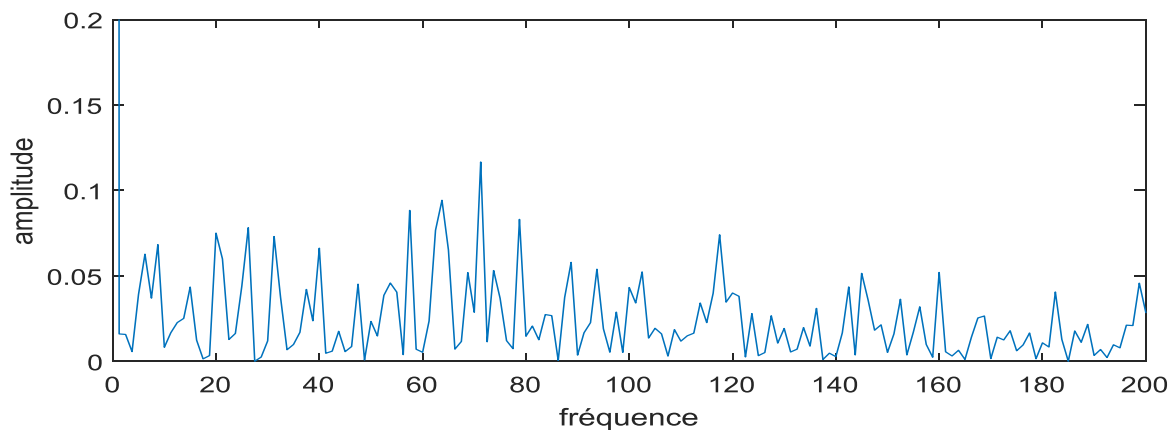


Figure IV.16: Le spectre de l'enveloppe des coefficients de la CWT à l'échelle $a=3$

Le spectre d'enveloppe ne révèle aucune présence du choc à la vitesse de rotation (40 Hz) dû à la vitesse de rotation qui n'est pas optimale.

Test 3

Nous avons refait le même test sur le même palier (P3) mais en augmentant la vitesse de rotation à 3000 tr/min (50 Hz).

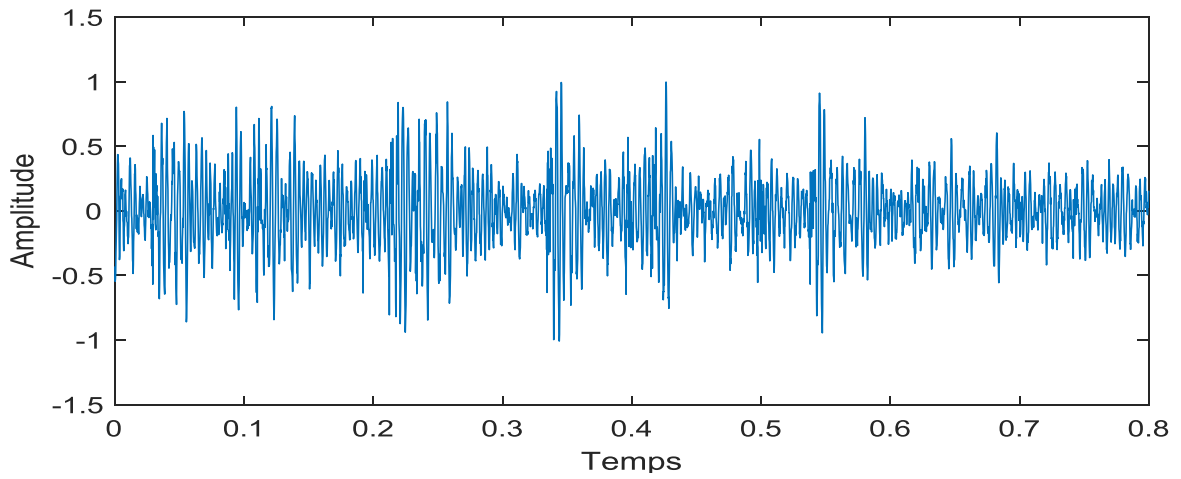


Figure IV.17 : Signal temporel de 3000 tr/min, palier 3

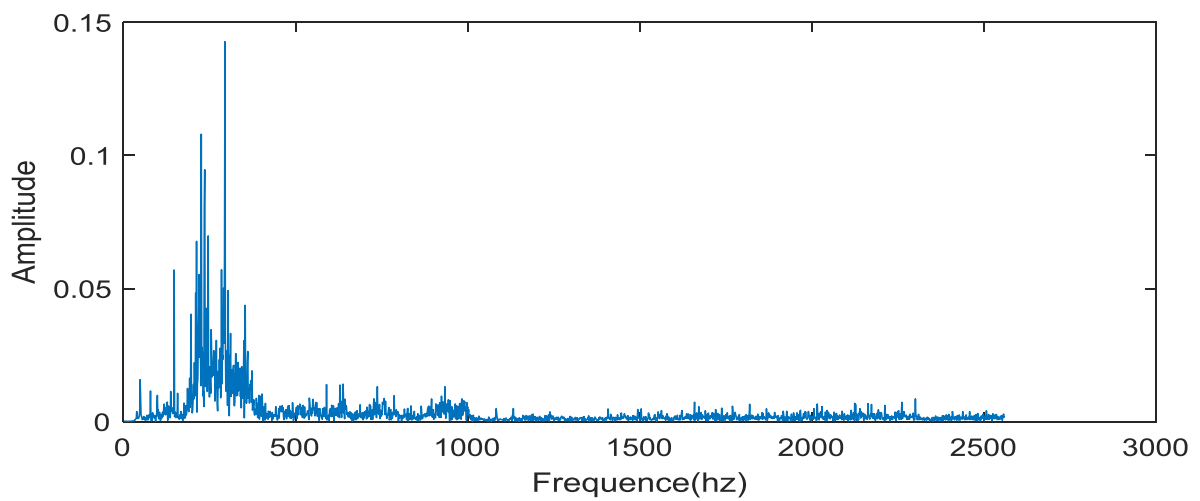


Figure IV.18 : la densité spectrale du signal à 3000 tr/min, palier 3

- **Application de la transformée en ondelette continue (CWT)**

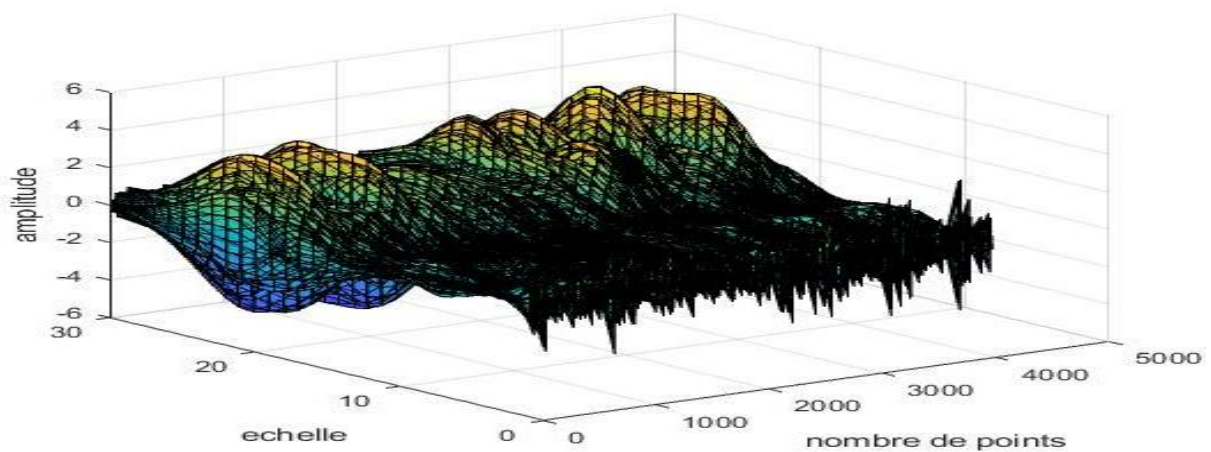


Figure IV.19 : La CWT des coefficients de signal à 3000 tr/min, palier 3

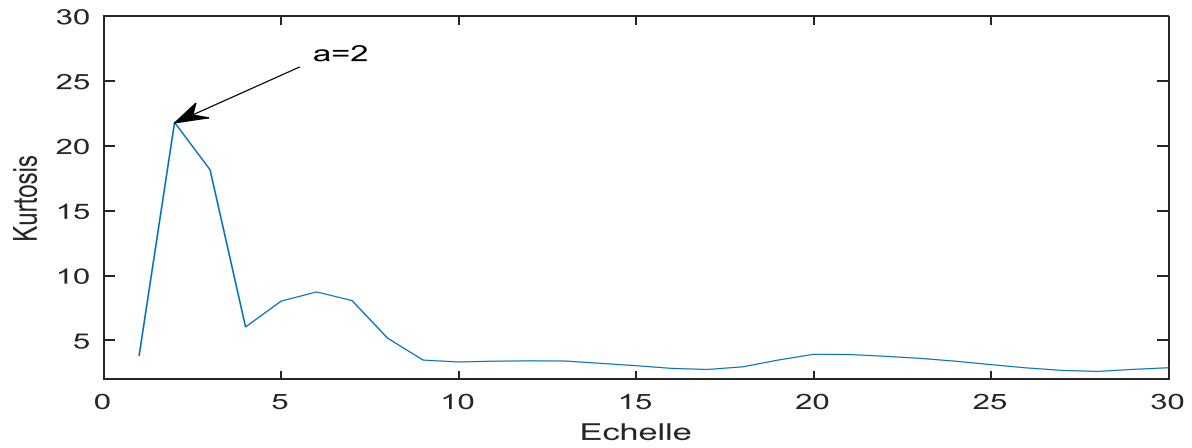


Figure IV.20: La CWT des coefficients de signal à 3000 tr/min, palier 3

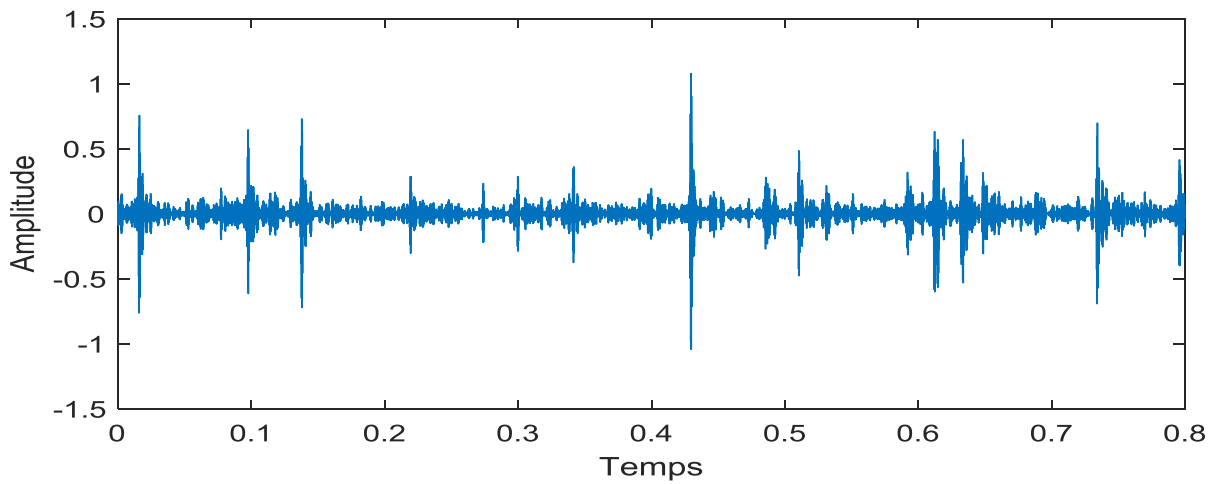


Figure IV.21 : l'enveloppe des coefficients de la CWT à l'échelle $a=2$

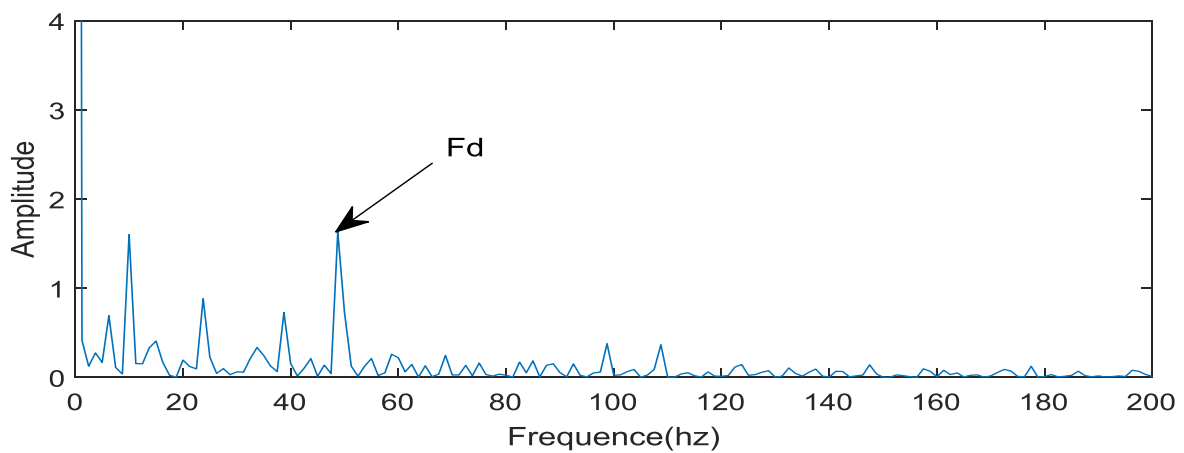


Figure IV.22 : le spectre d'enveloppe des coefficients de la CWT à l'échelle

Après avoir augmenté la vitesse de rotation à 3000 tr/min, on a pu observer un pic à la fréquence 50 Hz mettant ainsi la présence d'un choc dû au défaut sur la roue R1.

IV.4.2- Défaut sur chaque pignon :

Test 1 :

Sur le même banc d'essai, on a simulé deux défauts de dent, un sur la dent de la roue R1 et un autre sur une dent de la roue R2. La vitesse de rotation est de 1200 tr/min (20Hz). Le capteur est placé sur le palier P1, le signal temporel recueilli est représenté dans la figure **IV.26** où on peut distinguer les chocs dus à la coïncidence des deux défauts ($1/(0.25 \text{ s}) = 4 \text{ Hz}$):

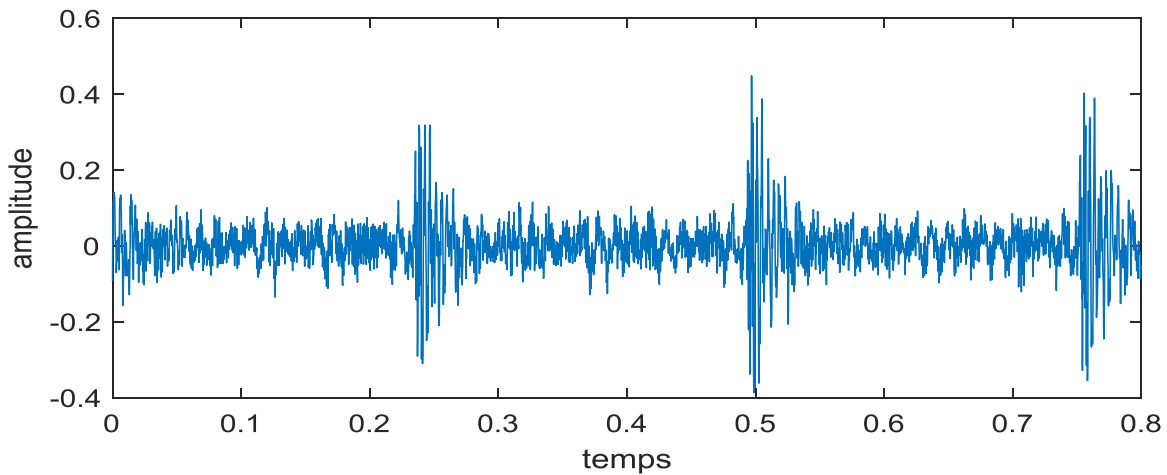


Figure IV.23: Signal Temporel à 1200 tr/min, palier 1

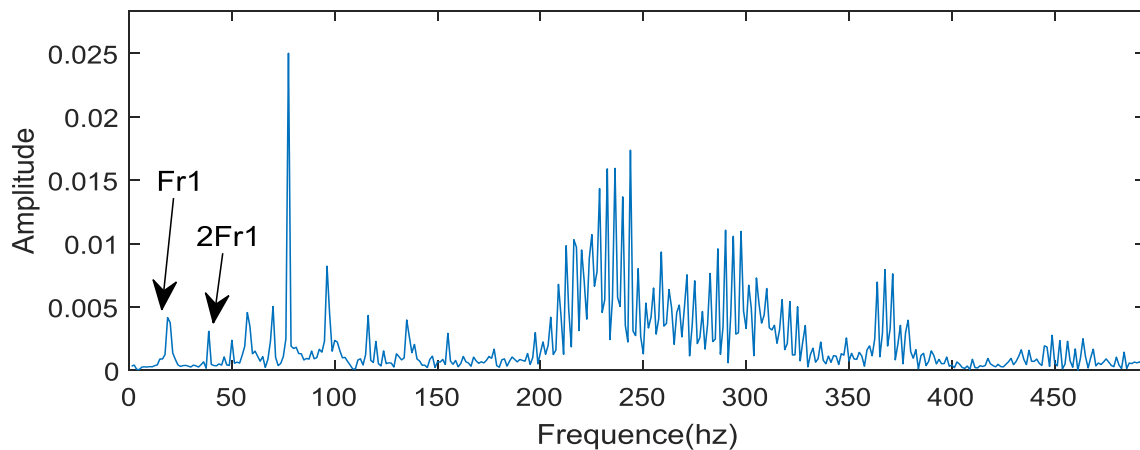


Figure IV.24 : le spectre du signal élargi en basse fréquences à 1200 tr/min, palier 1

Sur la figure ci-dessus, on peut remarquer la présence d'un peigne de raie à la fréquence de rotation de la roue R1, et l'absence de la fréquence de coïncidence et la fréquence de rotation de la roue R2.

- **La transformée en ondelette continue**

Cette méthode nous permet de constater l'émergence de composantes périodiques révélatrices de la présence d'un choc.

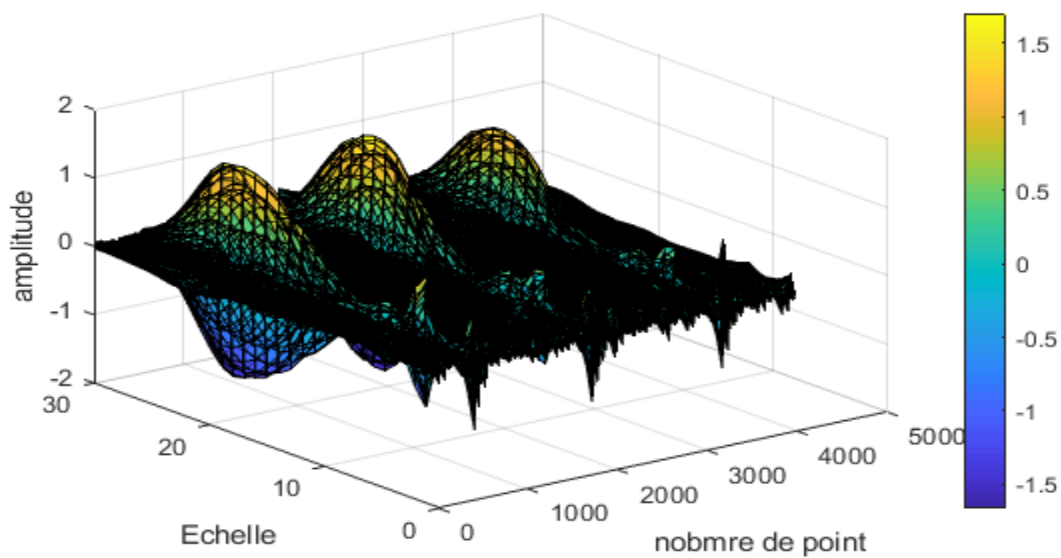


Figure IV.25 : Représentation des coefficients de la CWT à 1200tr/min, palier 1

L'application de l'indicateur de niveau global (le Kurtosis) (**Figure IV.29**), nous révèle une grande valeur à l'échelle $a=7$.

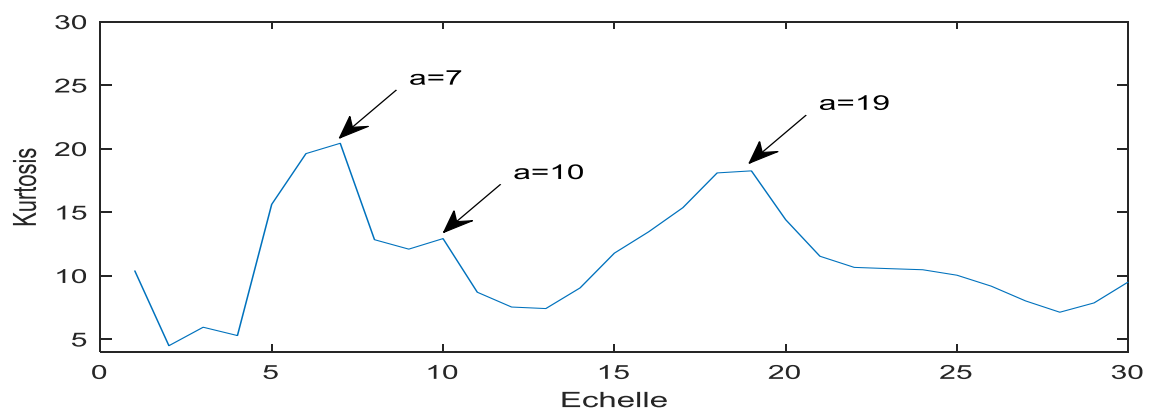


Figure IV.26 : le kurtosis des coefficients de la CWT à 1200tr/min, palier 1

L'extraction des coefficients de la CWT à l'échelle $a=7$ (Figure IV.27).

Remarque :

L'extraction des coefficients aux échelles (10 et 19), nous donne le même résultat.

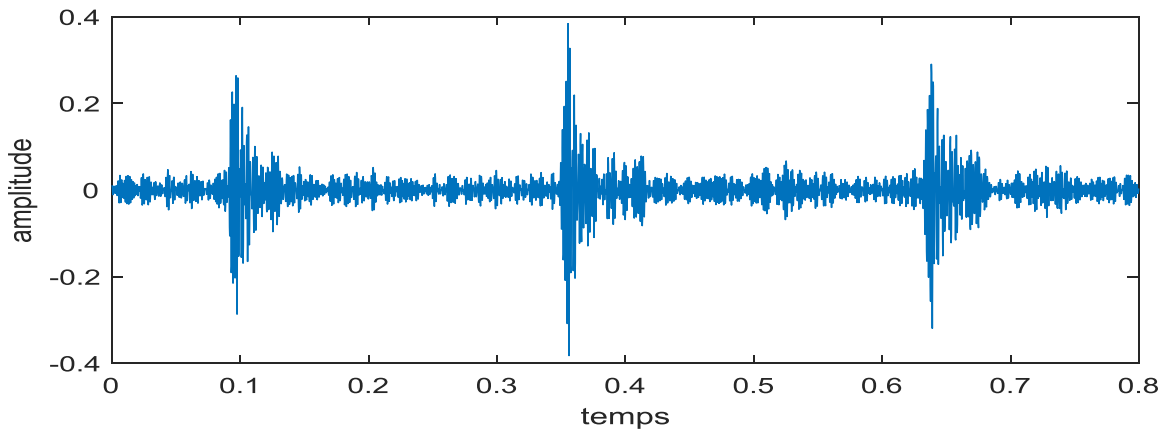


Figure IV.27 : les coefficients de la CWT à l'échelle $a=7$.

Le calcul de spectre de la transformée d'Hilbert (l'enveloppe), nous permet d'identifier la fréquence de défaut qui a généré le choc.

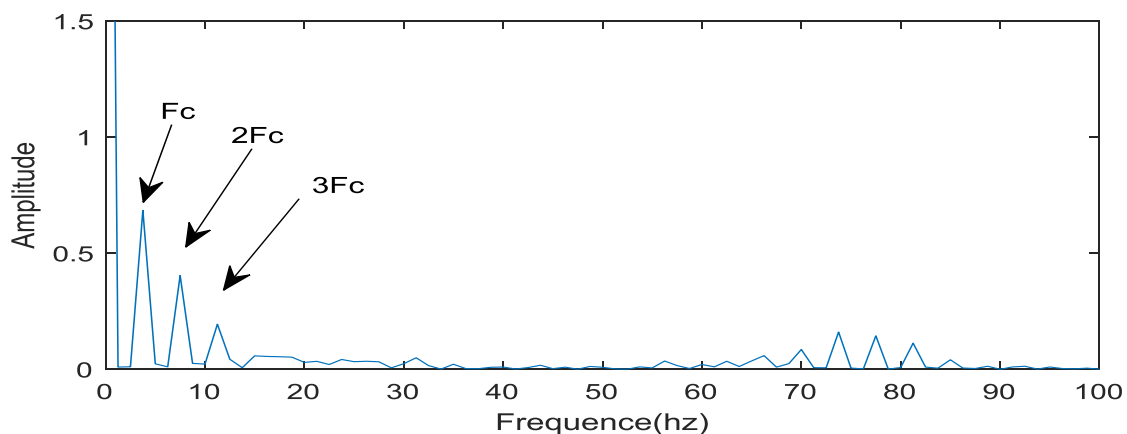


Figure IV.28 : le spectre d'enveloppe des coefficients de la CWT à 1200tr/min, palier1.

Sur la figure IV.28 on remarque la présence d'un peigne de raies de la fréquence de coïncidence (F_c) et ses harmoniques.

V.6- Défauts de balourd plus un défaut d'engrenage

Test 1

Sur le même banc d'essai on a introduit deux défauts simultanément :

Un défaut de balourd sur l'arbre (A1), et un défaut sur la dent de la roue (R1), le signal temporel et sa transformée de Fourier représentées dans les figures IV.29 et IV.30 sont acquis par le capteur placé sur le palier (3), à une vitesse de rotation de 2400(Tr/min) (40Hz).

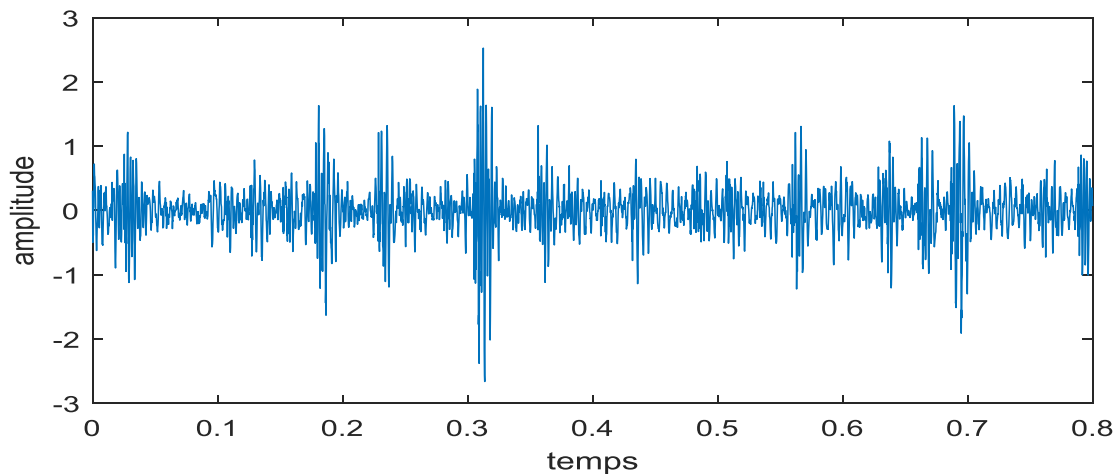


Figure IV.29 : Représentation temporelle du signal à 2400tr/min, palier 3

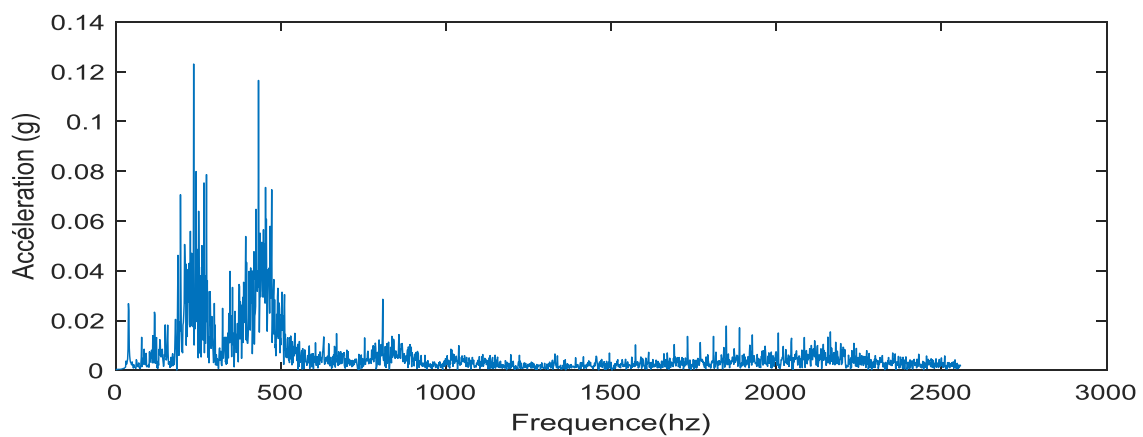


Figure IV.30 : Le Spectre du signal à 2400tr/min, palier 3

L'interprétation directe de spectre (Figure IV.30), est beaucoup plus difficile car on peut remarquer des composantes de grandes amplitudes à (250Hz et 450Hz) mais en haut fréquences, on ne peut pas visualiser la présence d'une fréquence de résonance.

Pour essayer d'observer la signature vibratoire des défauts sur le spectre on a effectué un zoom en basse fréquence (Figure IV.31), vu la concentration d'énergie dans cette zone.

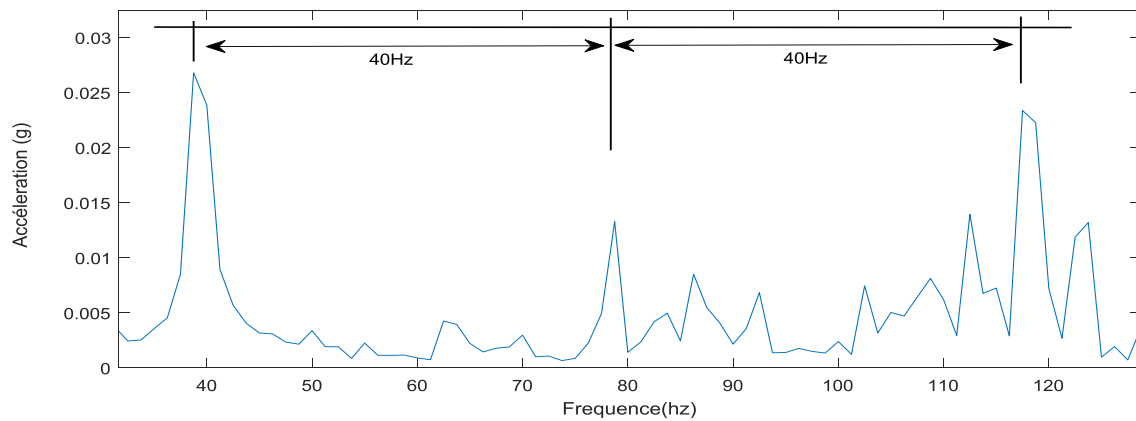


Figure IV.31: le spectre élargi en basses fréquences

En basse fréquence on constate la présence d'une composante à la fréquence de rotation 40Hz et ses deux harmoniques.

Comme on a pu le constater dans cette exemple l'observation et la détermination de deux défauts simultanément, en utilisant l'analyse spectral n'est pas suffisante, vu que cette signature vibratoire est commune pour plusieurs défauts.

IV.6.1- la transformée continue en ondelette continue

IV.6.1.1- Signal instationnaire

Dans la figure Figure IV.32, les coefficients de la CWT du signal à 2400tr/min sur le palier 3, sont représentée en 3D sur une plage d'échelle allant de 1 à 30

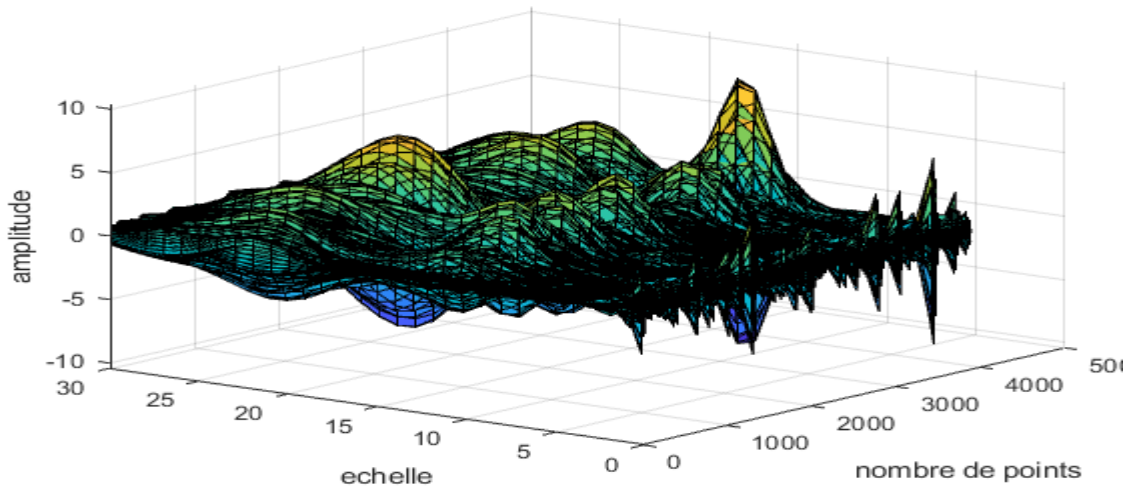


Figure IV.32 : Représentation 3D des coefficients de la CWT à 2400tr/min, palier 3

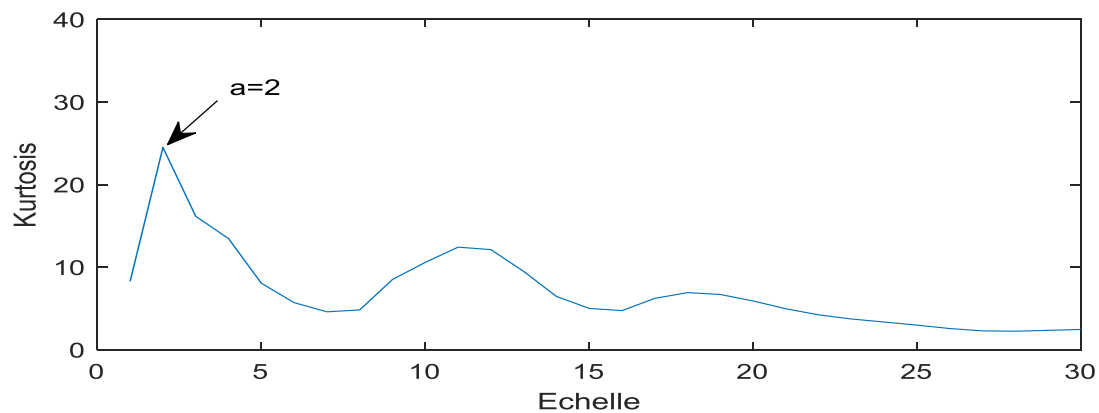


Figure IV.33 : le Kurtosis des coefficients de la CWT à 2400tr/min, palier 3

En appliquant l'indicateur de niveau global de la forme instationnaire (le Kurtosis), qui s'avère très efficace pour l'identification des coefficients qui représente des composantes qui ont une grande amplitude.

Sur la Figure IV.33, le kurtosis nous indique une grande amplitude à l'échelle $a=2$. Cette dernière correspond à la fréquence de résonance

Les coefficients à cette échelle sont représentés dans la figure ci-dessous :

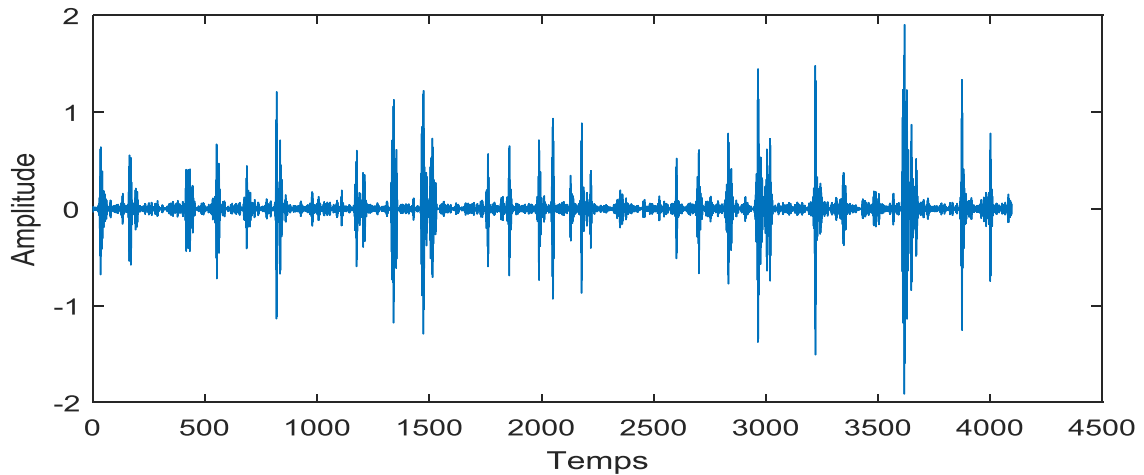


Figure IV.33 : Les coefficients de la CWT à l'échelle $a=2$

La transformée de Fourier des coefficients de la CWT à l'échelle $a=2$, ou on remarque une grande concentration d'énergie autour de la fréquence de résonance 1850Hz

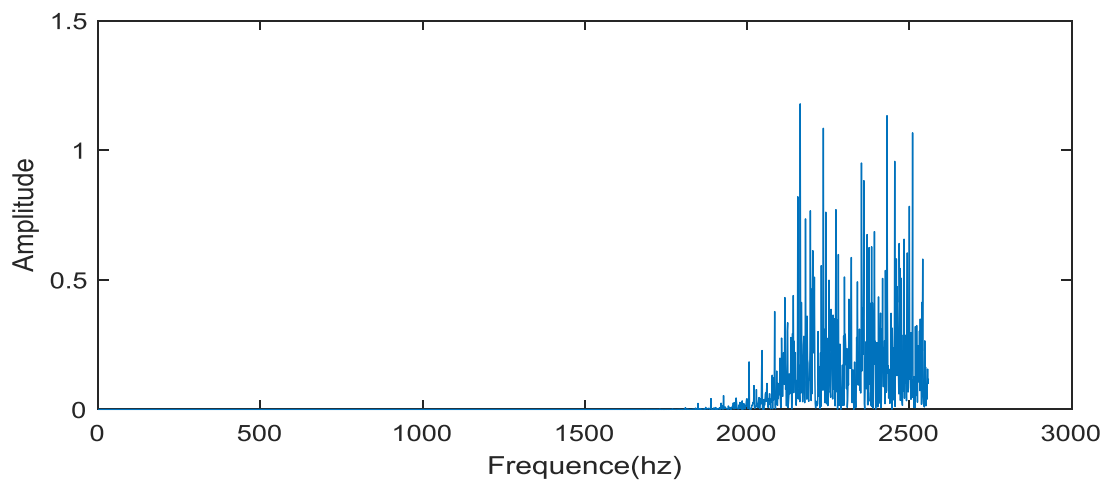


Figure IV.35 : le spectre des coefficients de la CWT à l'échelle $a=2$

Sur le spectre d'enveloppe Figure IV.36, on remarque un peigne de raies dont la fréquence fondamentale est la fréquence de rotation de l'arbre A1 (40Hz), cela nous mène à identifier le choc dû à un défaut sur une dent de la roue R1.

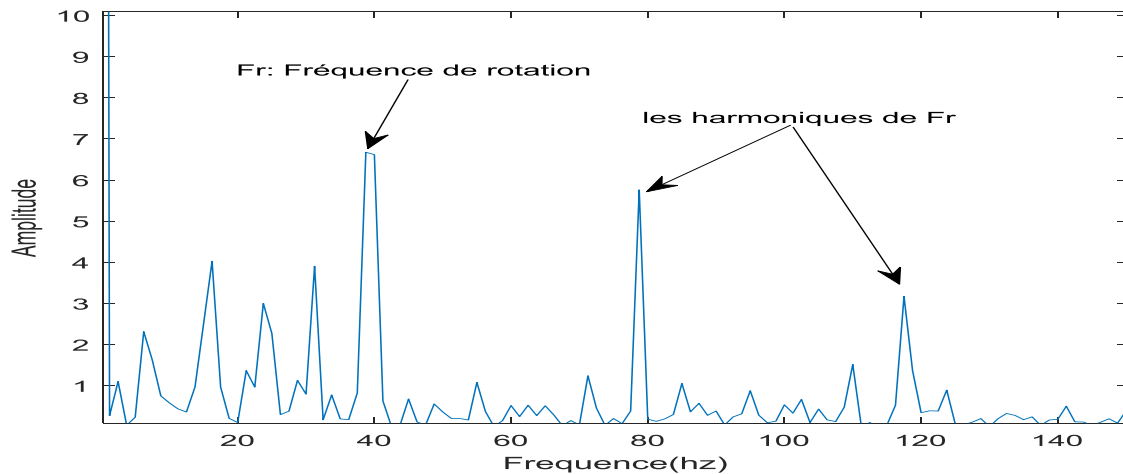


Figure IV.36 : le spectre d'enveloppe des coefficients de la CWT à l'échelle $a=2$

IV.6.1.2- Signal stationnaire :

La signature vibratoire de balourd et de forme stationnaire, alors on procède par le calcul de l'échelle correspondant à la fréquence de rotation de l'arbre A1 (40 Hz), (voir l'équation 25, chapitre II), et en effectuant une extraction des coefficients de la CWT à cette échelle ($a=128$), (Figure IV.37).

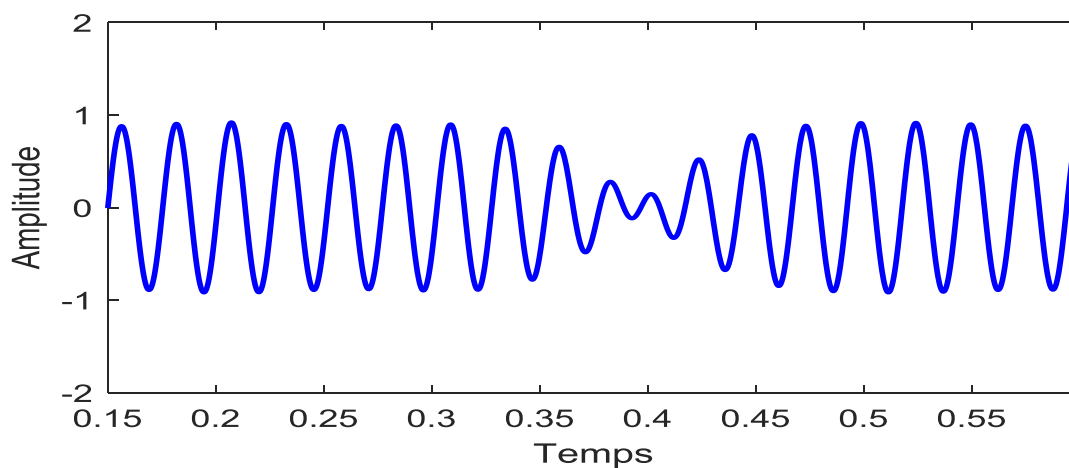


Figure IV.37 : les coefficients de la CWT de à l'échelle $a=128$

Puis l'utilisation de l'analyse spectrale (Figure IV.38), ou on remarque une composante à la fréquence de rotation de l'arbre **A1** (40Hz), mettent ainsi un défaut de balourd.

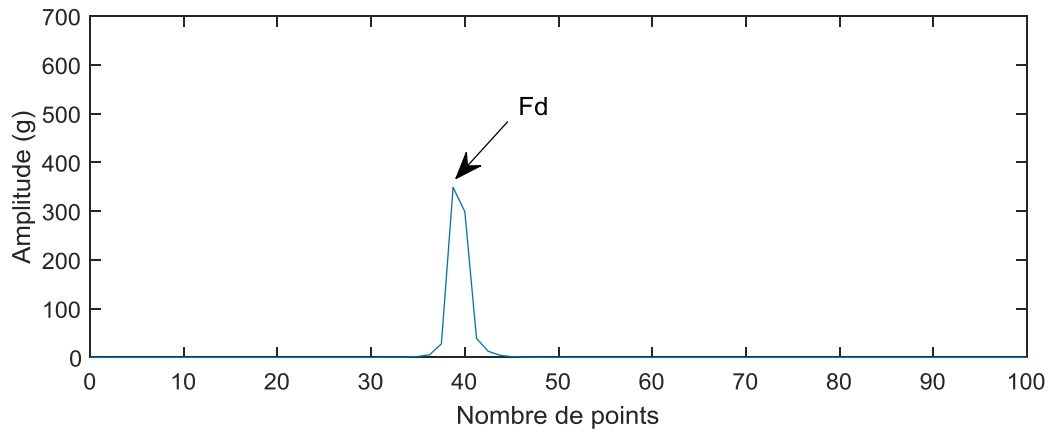


Figure IV.38 : le spectre des coefficients à l'échelle $a=104$

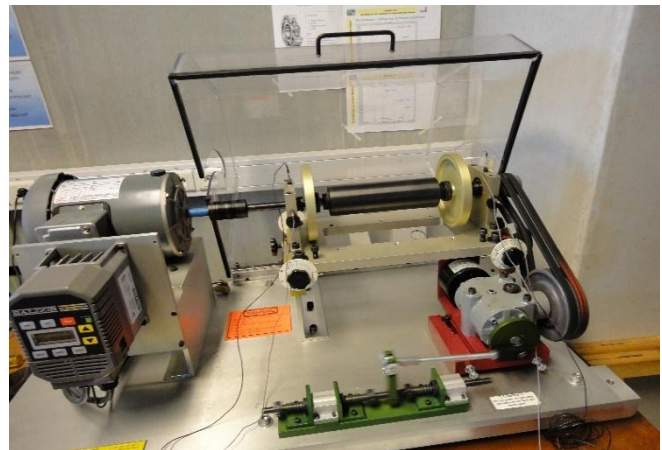
IV.7- Banc d'essai N° 02

Introduction

Les défauts de roulements simulés sur le ce banc d'essai N°2, ont été réalisés par Monsieur « K. Belaid » au laboratoire aérospatiale et mécanique, université de liège, Belgique.



Figure IV.39 : machine de simulation de défauts (en anglais : Machine faults simulator (MFS))



Photos IV.4 : Banc d'essai avec capteurs



IV.8- présentations de banc d'essai N° 02





Machines de Spectra Quest Fault Simulator (MFS) est un outil innovant pour étudier les signatures des défauts communs des machines, sans pour autant compromettre production

calendrier ou bénéfiques. Le système de paillasse a une conception modulaire spacieuse offrant la polyvalence, la simplicité opérationnelle et la robustesse. Chaque composant est usiné selon des tolérances élevées afin qu'il puisse être utilisé sans vibrations conflictuelles. Ensuite, divers défauts peuvent être introduits individuellement ou conjointement dans un environnement totalement contrôlé, faisant du MFS le meilleur outil disponible pour l'apprentissage du diagnostic des machines.

IV.9- Les composants de banc d'essai et leurs caractéristiques

Le tableau ci-dessus présente les différents composants de banc d'essai, selon leur nature (électrique, mécanique) et leur caractéristique :

Organes électriques	Caractéristiques	Image
Moteur	Moteur triphasé, 1 HP=736 Watt, système de montage auto-alignant précâblé pour une installation / un retrait facile	
Variateur de fréquence	De 0 à 100 Hz	
Organes Mécaniques		
Arbre	3/4 "de diamètre ; Acier tourné, rectifié et poli (TGP)	

Palier (2)	Deux éléments roulants scellés dans un boîtier de support en aluminium divisé horizontalement pour des changements faciles, taraudés pour le montage du transducteur. Les supports de roulement peuvent être montés dans cinq positions différentes pour une portée variable du rotor	
Disque (2)	36 trous filetés à des intervalles de 10 degrés pour introduire un déséquilibre	
Courroies	Double rainure	
Frein	Frein magnétique à réglage manuel de 0,5 à 10 lb-in	

- Les caractéristiques physiques de banc d'essai :

Physiques	
Dimensions	L=100 cm
	l=63 cm
	h=53 cm
Poids	Environ 59 Kg

Défaut de roulement

Test 1

Dans ce test on a simulé un défaut sur la bague externe côté droit (poulie) sans la courroie, avec une vitesse de rotation de 40 Hz et le temps d'acquisition 1.6 s, le signal recueilli par le capteur est donné dans la (figure IV.40) et son spectre sur la figure IV.41.

Sachant que la fréquence de défaut est $F_d = F_r * 3.025$ ($F_d = 121$ Hz).

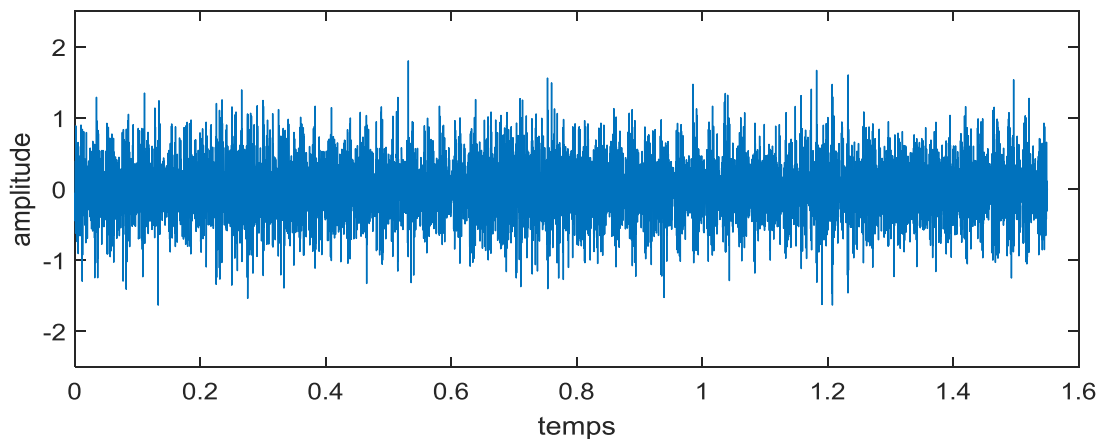


Figure IV.40 : signal temporelle recueillie à 40 Hz

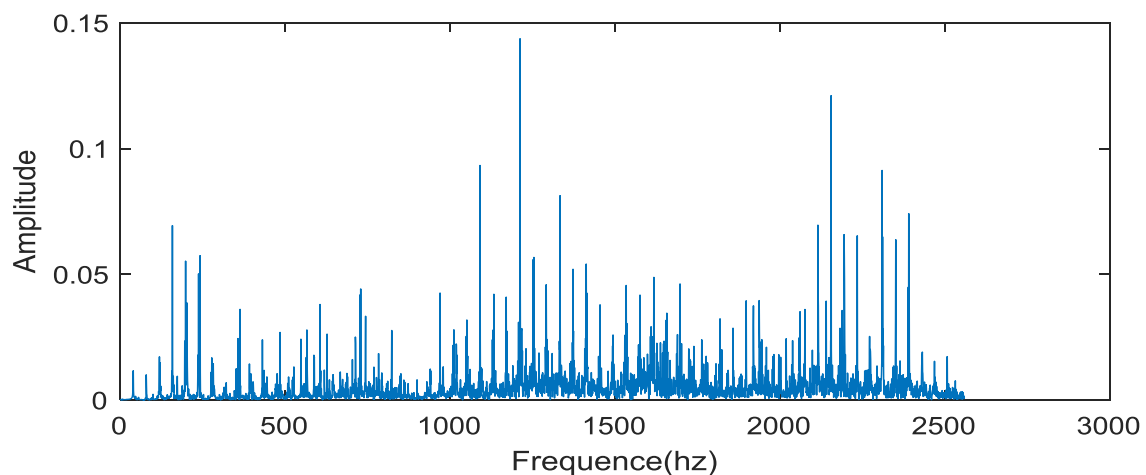


Figure IV.41 : le spectre du signal

En calculant le Kurtosis des coefficients d'ondelettes donné dans la figure IV.42, on constate une grande valeur à l'échelle $a=4$, qui correspond à la fréquence de résonance 1024 Hz (voir l'équation II.20)

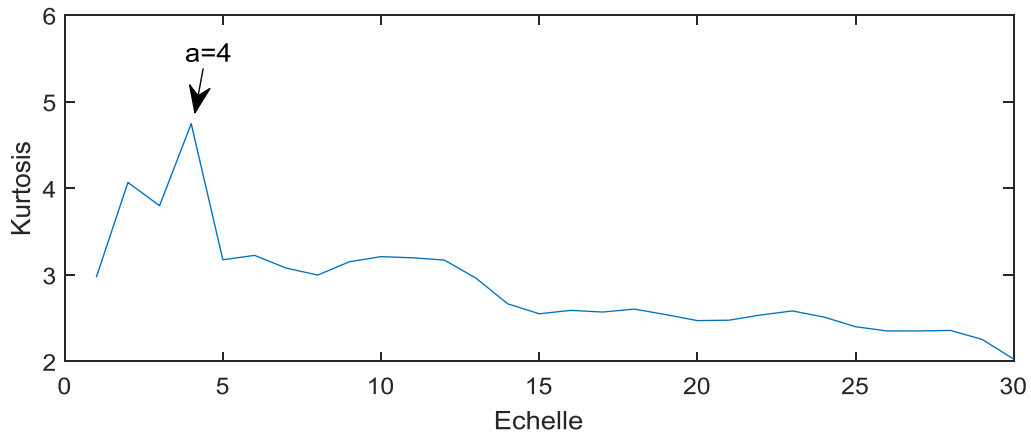


Figure IV.42 : Le Kurtosis des coefficients de la CWT

En effectuant une extraction des coefficients à l'échelle $a=4$, on a obtenu le signal dans la figure ci-dessous.

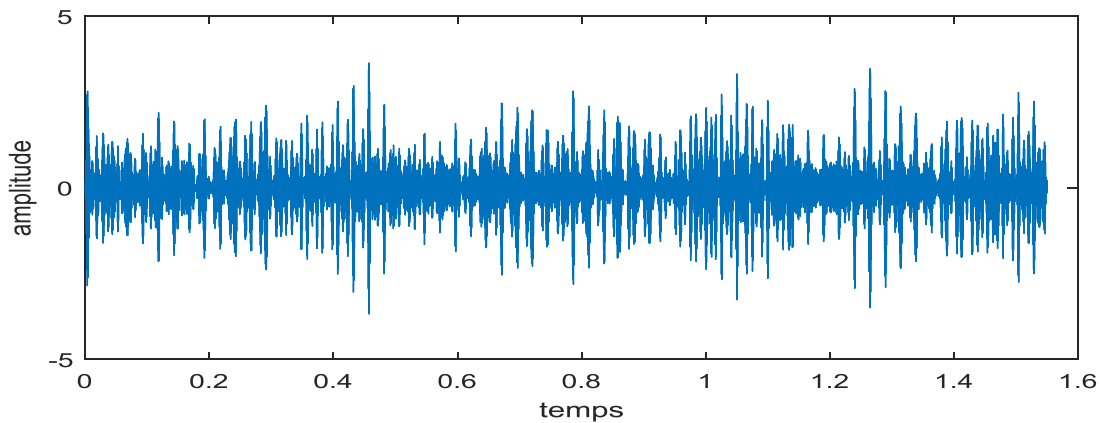


Figure IV.43 : Extraction des coefficients à l'échelle $a=4$

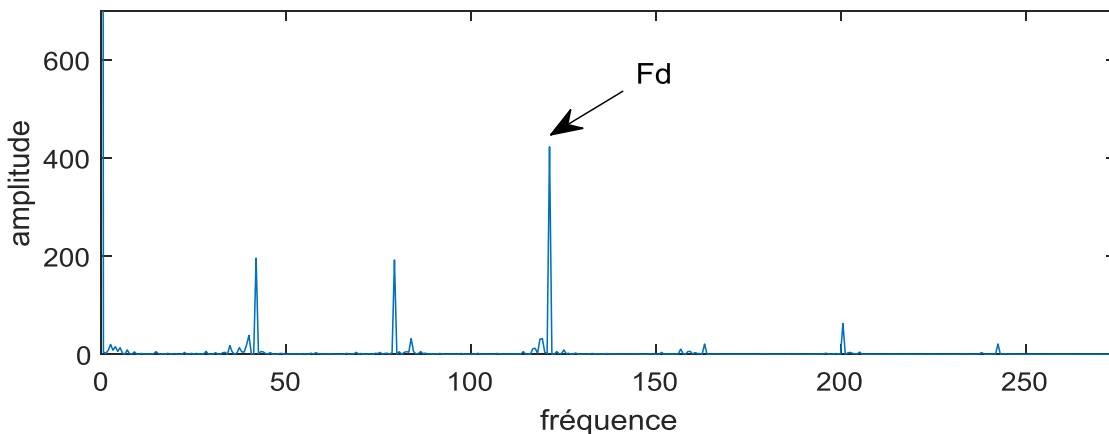


Figure IV.44 : Le spectre d'enveloppe du signal des coefficients à l'échelle $a=5$

Sur la figure IV.42 de spectre d'enveloppe on remarque la présence d'une composante prépondérante à la fréquence de défaut (121 Hz) avec de bandes latérales espacés de 40 Hz (fréquence de rotation), ce qui révèle la présence d'un choc dû à un défaut de roulement sur la bague externe.

Test 2 :

Cette fois, en simulant un défaut sur la bague interne côté droit (poulie) sans courroie avec une vitesse de rotation 45 Hz.

La fréquence de défaut dans ce cas sera : $F_d = Fr * 4.932$ ($F_d = 221$ Hz).

Le signal recueilli par le capteur est donné dans la figure IV.43

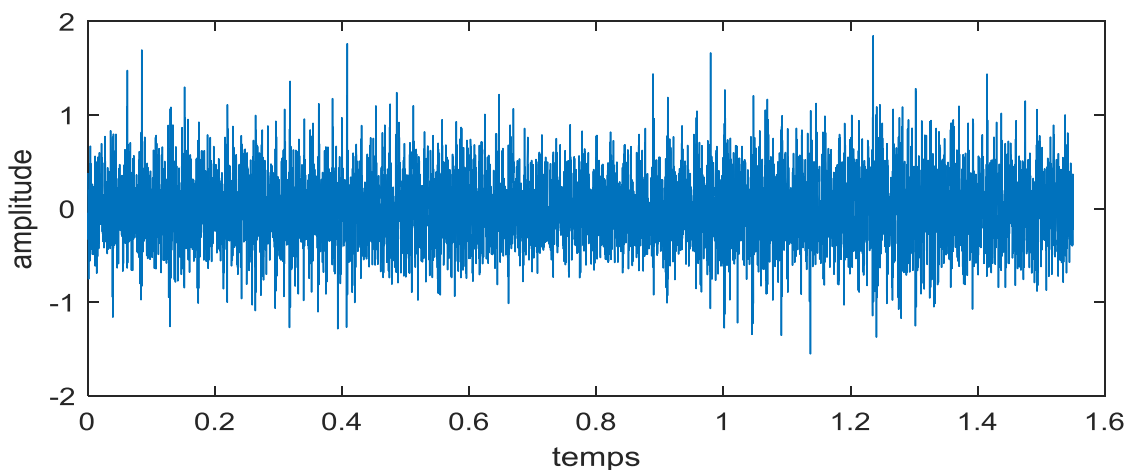


Figure IV.45 : signal temporelle à 45 Hz

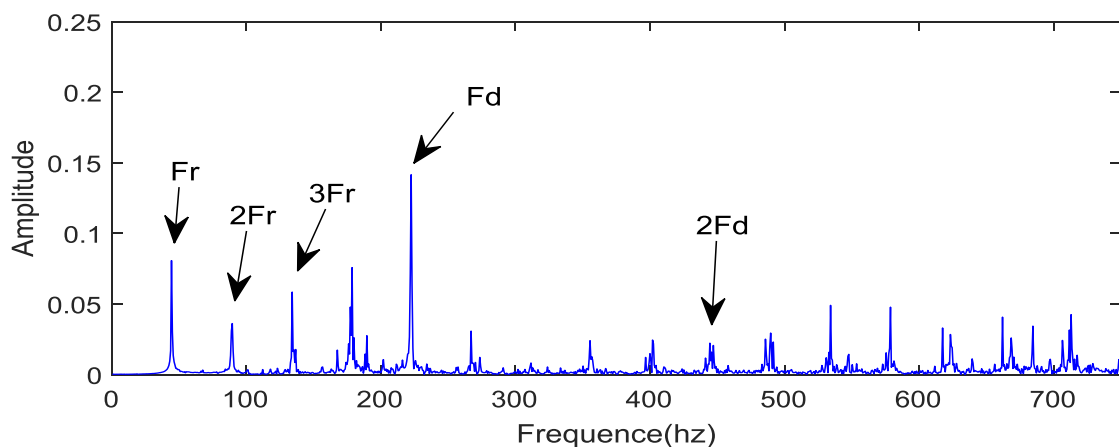


Figure IV.46 : le spectre élargi aux basses fréquences

Sur la figure de spectre on remarque l'apparition de la fréquence de défaut ainsi que son premier harmonique.

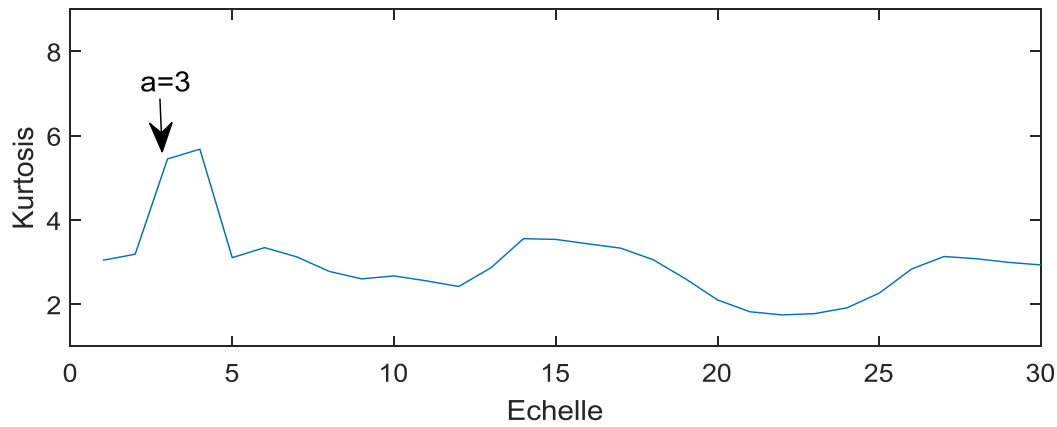
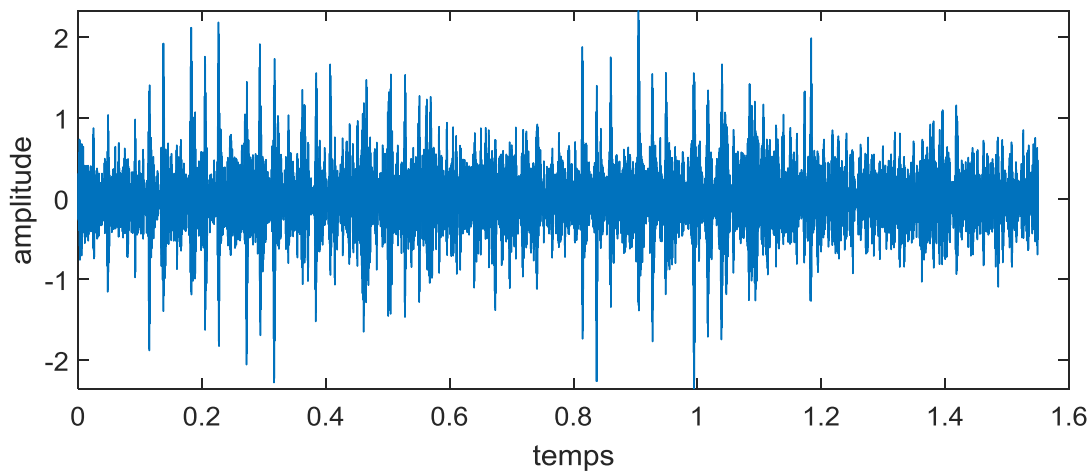
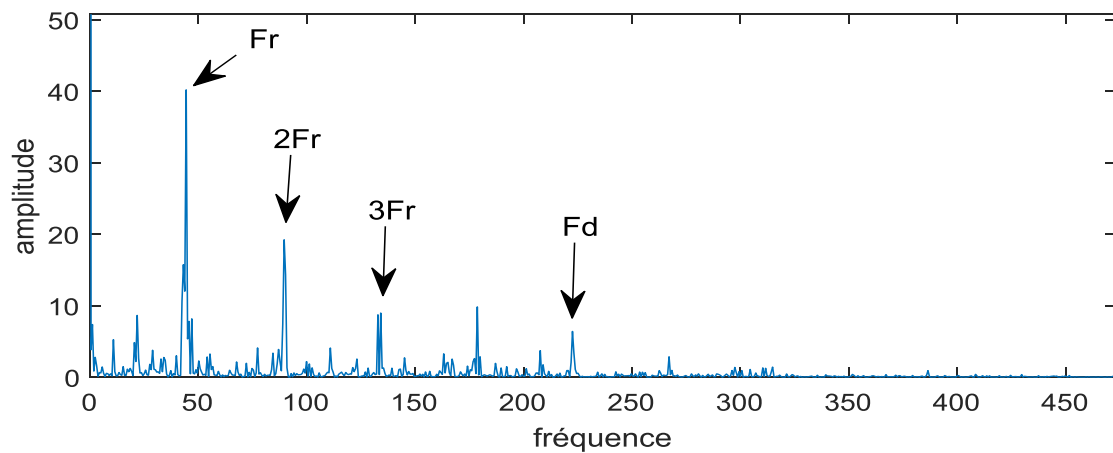


Figure IV.47 : le Kurtosis des coefficients de la CWT

En procédant à l'extraction des coefficients à l'échelle $a=3$, on a obtenu le signal dans la figure ci-dessous.

Figure IV.48 : Extraction des coefficients à l'échelle $a=3$ Figure IV.49 : Le spectre d'enveloppe du signal des coefficients à l'échelle $a=3$

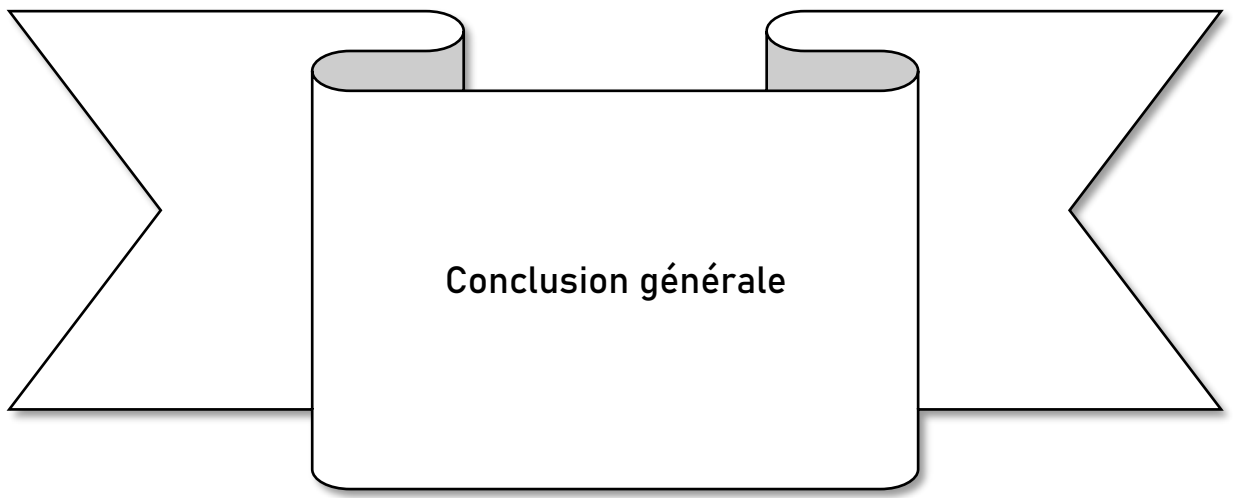
Le spectre d'enveloppe obtenu ne permet pas de statuer sur la présence de défaut simulé puisque l'amplitude de sa composante principale ou même ses harmoniques sont faibles devant les composantes de la vitesse de rotation.

IV.10- Conclusion

Dans cette partie pratique nous avons bien démontré que la détection de défauts par l'analyse de fourrier et ces dérivées est limitée, elles peuvent donner des résultats dans le cas où la cinématique de la machine est modeste ou en présence de simple défaut, ce qui est confirmé dans l'analyse de signal d'un seul défaut d'engrenage.

Mais la TF rend la tâche très difficile lors de la surveillance pratique sur des machines complexes, où plusieurs défauts peuvent se manifester simultanément, c'est ce qu'on a constaté dans le test 3 et la simulation des deux défauts d'engrenage à la fois.

L'application de la transformée continue en ondelette, associée à l'indicateur instationnaire, qui est le Kurtosis, et l'analyse d'enveloppe, a permis de détecter tous les défauts simulés sur les deux bancs d'essai, à l'exception de celui simulé sur la bague interne où les résultats n'étaient pas satisfaisants.



Conclusion générale

En maintenance préventive, la détection précoce d'un défaut constitue l'une des étapes les plus importantes. De nos jours, beaucoup de techniques d'analyses vibratoires des équipements industriels ont été proposées par les chercheurs.

Certaines méthodes d'analyse classiques sont suffisantes pour appréhender la plupart des problèmes de diagnostic, cependant elles sont limitées lorsqu'on souhaite analyser des systèmes et des signaux complexes.

L'objectif d'un travail est donné dans l'introduction.

L'analyse de Fourier demeure une analyse globale du signal, son aptitude à déceler les instabilités dans un signal est seulement réservée aux signaux simples et stationnaires. Cependant, dans le cas où la configuration est complexe (chocs, défauts combinés, ...), elle n'arrive pas à mettre en évidence la présence et la nature de ces défauts, tel que constaté dans la partie pratique où un défaut de balourd peut cacher celui d'engrenage ou l'inverse.

Grâce à la TO nous avons pu isoler la sinusoïde et de distingué et localisées les deux défauts : Le défaut de balourd, qui se manifeste en basse fréquence et le défaut d'engrenage en haute fréquence.

Les signaux instationnaires à très forte perturbation (bruités), comme dans le cas de défauts sur une dent de chaque pignon, nous avons constaté la difficulté de distinguer la composante fondamentale de la fréquence de coïncidence ainsi que ses harmoniques, et pratiquement on a constaté la même difficulté lors de diagnostic des roulements. La TF affiche des carences qui faussent complètement sa fonction de détection, par contre avec la TO nous avons réussi à isoler dans le signal les composantes impulsionnelles dû aux chocs ce qui a permis de remonter à leur origine et détecter ainsi le défaut.

Concernant la TFCT et on se basant sur d'autre travaux expérimentaux, on peut dire qu'elle affiche des résultats plutôt satisfaisants notamment pour des signaux instationnaires à très forte perturbation (bruit). Néanmoins, la constance de la fenêtre analysante durant toute l'analyse pose un sérieux problème, en effet, le compromis entre résolution fréquentielle et temporelle peut être un handicap notamment pour l'analyse des signaux réels.

Avec la TO les petites échelles donnent une bonne résolution temporelle et les grandes échelles donnent une bonne résolution fréquentielle. Ces propriétés sont bien adaptées aux situations réelles, car c'est aux hautes fréquences que les phénomènes varient rapidement d'où la nécessité d'une bonne résolution temporelle, tandis qu'en basses fréquences les phénomènes varient lentement d'où la nécessité d'une bonne résolution fréquentielle.

La TO permet donc une analyse multi-échelle, c.-à-d. que chaque défaut à son échelle correspondante dans laquelle sera étudié, cette échelle peut être calculée, si la fréquence correspondante est connue. Mais pour les signaux de types chocs qui excitent des résonances,

Conclusion générale

la connaissance au préalable des valeurs de ces résonances n'est pas possible, d'où la nécessité de faire appel à l'indicateur Kurtosis, pour déceler les coefficients relatifs à ces résonances.

Et pour conclure on dira qu'un bon diagnostic ne peut reposer sur une méthode, leur utilisation simultanés peut se révéler d'une grande lucidité et peut nous faire gagner pas mal de temps.

- [1] Francis Cottet, Aide-mémoire Traitement de signal, DUNOD 3e édition, 2011 2017.
- [2] Redjil Khaoula, Mémoire, étude des défauts du roulement par analyse spectrale et cepstrale, université Badji Mokhtar Annaba, 2017.
- [4] Alain BOULENGER et Christian PACHAUD, Analyse vibratoire en maintenance surveillance et diagnostic des machines DUNOD 3e édition, 2013.
- [3] Alain BOULENGER et Christian PACHAUD, Surveillance des machines par analyse des vibrations, AFNOR 2ème tirage, 1998.
- [5] Dr. RAHMOUNE Chemseddine, Analyse et traitement du courant statorique pour la détection des défauts dans les systèmes électromécaniques, (2011).
- [6] Bruel and Kjaer, Détection des défauts de roulement par calcul du Facteur de crête et analyse d'enveloppe, Notes d'applications, BO 0367- 11–Copenhague, 1994.
- [7] A. Djebala, N. Ouelaa et N. Hamzaoui, Detection of bearing defects using discrete wavelet analysis, Meccanica (2008) 43:339 - 348.
- [8] A. Boulenger et C. Pachaud, Analyse vibratoire en maintenance, Surveillance et diagnostic des machines, Dunod, 2003.
- [9] F. Bolaers, J.P. Dron et L. Rasolofondraibe, Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire, XVIème Congrès Français de mécanique, Nice, 649, (2003).
- [10] X. Chimentin, L. Rasolofondraibe, F. Bolaers et B. Pottier, J. P. Dron, Détection précoce de défaut de roulement par adaptation d'ondelette aux signaux de type choc, 12ème colloque National de la Recherche en IUT, Brest, 1-2 juin 2006.
- [11] BELAID KAMEL, Méthodes de suivi et de diagnostic des défauts des machines tournantes par application de la transformée en ondelettes, magistère en mécanique appliquer UMMTO 2007.
- [12] Messaoud Benidir, théorie et traitement de signal tom2, Dundo paris 2004
- [13] Francis Cottet, Aide-mémoire Traitement de signal, Nouvelle présentation, 2005 Dunod, Paris, 2000
- [14] François Monchy Jean-Pierre Vernier, MAINTENANCE Méthodes et organisations 3^e édition, Dunod, Paris, 2000, 2003, 2010.

[15] REDJIL KHAOULA, mémoire 'Etude des défauts du roulement par analyse spectrale et cepstrale', 2016/2017.

[16] Jacques MOREL, Fonctions et composants mécaniques 01/01/2005 (ROULEMENTS LES ENGRENAGE).

[17] Tabti Azdine, Mémoire fin d'études 'Dépistage et Diagnostic des Défauts des installations Mécaniques par Signature Vibratoire'', 12 février 2015