

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mohamed Chérif Messaâdia de Souk-Ahras

Faculté des Sciences et de la Technologie



Mémoire de Magister

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Maintenance des installations Industrielles

Thème :

Sélection d'un outil du traitement du signal pour le diagnostic d'une machine tournante.

Présenté par :

Mr. TEDJINI Mohsein

Soutenu le :

Devant le jury composé de :

Président	Pr. Khelil Khaled	Professeur à l'Université de Souk-Ahras
Promoteur	Pr. Merzoug Bachir	Professeur à l'Université d'Annaba
Examineur	Dr. Guedri Abdelmoumen	MCA à l'Université de Souk-Ahras
Examineur	Dr. Khadri Youcef	MCA à l'Université d'Annaba

REMERCIEMENTS

Louange à Allah le Tout Puissant Qui m'a accordé la foi, le courage et la patience pour mener ce travail.

Mes vifs remerciements et ma profonde gratitude vont à monsieur **MERZOUG Bechir**, professeur à l'université BADJI Mokhtar Annaba, pour m'avoir proposé le sujet et encadré tout en m'accordant sa confiance et apporté ses précieux conseils.

Je suis très sensible à l'honneur que me fait monsieur **Khelil Khaled**, Professeur à l'université Souk Ahras, en acceptant d'être président du jury de soutenance de ce mémoire.

Je suis très heureux que monsieur **Guedri Abdelmoumen**, Maître de conférence à l'Université Souk Ahras, me fasse l'honneur d'examiner ce travail et je le remercie pour son soutien et sa gentillesse.

Je remercie également monsieur **Khadri Youcef**, Maître de conférence à l'Université de Annaba, à l'importance qu'il accorde à mon travail en acceptant de faire partie du jury de soutenance.

Mes remerciements vont à tous les membres du l'atelier de mécanique et en particulier à Monsieur **Bouacha Khieder**, Maitre de conférences à l'université de Souk Ahras, pour leur aide précieuse.

Ma reconnaissance à tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont Contribué à ma formation en m'inculquant leur savoir.

Enfin, je tiens à remercier tout mes collègues, amies et proches à l'université Med Chrif Msaadia qui m'ont soutenu et aidé de manière directe ou indirecte.

ملخص:

بالرغم من التسارع التكنولوجي الحاصل في المجال الصناعي تبقى الآلات الدوارة دوما ركيزة المنشآت الصناعية لذا وجب تحسين فاعليتها وتطوير قدرتها على التنبؤ بالعبط قبل وقوعه لتجنب الإخلال بعملية الإنتاج والمردودية.

هذا العمل يهدف إلى دراسة الطرق المستعملة في معالجة وتحليل الإعطاب وذلك من خلال تصميم منصة تجارب تشمل معظم عناصر الآلة الدوارة الحقيقية (مسننات, محامل دحرجية, محاور دوران...), ومن خلال إحداث اعطاب محددة في العناصر المراد دراستها (تآكل أو كسر سن من المسننة, خلل في المدحرجة, إرخاء نقاط التثبيت.....) ثم نقوم باستخراج الإشارات الناتجة وتطبيق أشهر التقنيات الحالية لدراستها وتحليلها واختيار أدقها وأكثرها وضوحا بما يتناسب مع كل نوع من هذه الاعطاب.

الكلمات المفتاحية: الآلات الدوارة, معالجة الإشارة, الاعطاب, تشخيص الاهتزازات.

Résumé:

Malgré l'accélération technologique surtout dans le Domaine industriel, les machines tournantes conservent toujours leurs places et leur poids dans les installations. Et pour cela il faut développer et améliorer la fonctionnalité et la capacité de prévision des défauts pour éviter de causer des arrêts non programmés sur notre machine ce qui est synonyme de perte de productivité.

Ce travail a pour but d'étudier les méthodes utilisées dans le traitement et l'analyse des défauts concernant les machines tournantes, et avec la réalisation d'un banc d'essais qui contient la majorité des organes mécaniques d'une machine réelle (axes de rotations, roues dentées; roulements, paliers...). Nous allons réaliser des défauts prédéterminés (délignage, écrasement d'une dent, desserrage...) sur les éléments à étudier, de là nous allons collecter les signaux résultants pour l'application des différents techniques de traitement actuel, et la sélection de la plus précise et la plus convenable pour chaque type de défaut.

Mots clés: machine tournante, traitement du signal, défauts, diagnostic vibratoire,

Abstract:

Despite the acceleration of technology especially in the industrial field, rotating machines still hold their position and their weight in the facilities. Then we need to develop and improve the functionality and the ability to predict the defects before causing unscheduled breakdowns on our machine which is synonym of loss of productivity.

This work aims to study the methods used for the treatment and analysis of rotating machines related defects, and the realization of a test bench that contains the majority of the mechanical components of a real machine (rotation axes, gears, bearings, shaft bearings ...) We will induce predetermined defects (misalignment, crushing of tooth, loosening ...), on the element to study, we will then collect the resulting signals for the application of the various current treatment techniques, and proceed to the selection of the most accurate and the most convenient for each type of defect.

Keywords: rotating machine, signal processing, defects, vibration diagnosis.

Table des matières

Introduction générale.....	01
Chapitre I: Généralités sur les machines tournantes	
I.1 Introduction	03
I.2 Les différents types de maintenance.....	03
I.3 Les machines tournantes	05
I.3.1 Définitions générales	05
I.3.1 Le rotor.....	05
I.3.2 La structure	05
I.3.3 Les liaisons	06
I.4 Classement « VIS » des machines	07
I.5 Les défauts	07
I.5.1 Défaut de balourd	07
I.5.2 Désalignement	10
I.5.3 Les roulements	11
I.5.4 Défaut spécifique aux paliers fluides	16
I.5.5 Défaut de transmission par courroie	16
I.5.6 Défauts d'un mauvais serrage mécanique	17
I.5.7 Défauts de frottement rotor	18
I.5.8 Jeu mécanique	18
I.5.9 Défaut de type barres cassées ou fissurées	18
I.5.10 Les engrenages.....	19
Conclusion	23
Chapitre II: L'analyse vibratoire	
II.1 Introduction	24
II.2 Qu'est-ce qu'une vibration	24
II.2.1 Les Objectifs de l'Analyse vibratoire	24
II.3 Surveillance et Diagnostic	24
II.3.1 La surveillance	24
II.3.2 Le diagnostic	25
II.4 Naissance d'une vibration	25
II.4.1 Caractéristiques de vibration	25
II.4.2 Description des vibrations	28

II.5 Nature des vibrations	28
II.5.1 Vibration harmonique	28
II.5.2 Vibration périodique	29
II.5.3 Vibration apériodique	30
II.6 Les grandeurs de mesure	30
II.6.1 Déplacement vibratoire $S(t)$	31
II.6.2 Vitesse vibratoire $V(t)$	31
II.6.3 Accélération vibratoire $A(t)$	31
II.7 Les capteurs de vibrations	32
II.7.1 Capteur de déplacement	32
II.7.2 Capteur de vitesse (vélocimétrie)	33
II.7.3 Capteur d'accélération (accéléromètre)	35
II.8 Influence de la fixation du capteur	36
II.9 Avantages Et Inconvénients Des Vibrations	37
II.10 Conclusion	38

Chapitre III: Notions sur le traitement du signal

III.1 Introduction	39
III.2 Traitement de signal	39
III.2.1 Objectifs du traitement de signal	39
III.2.2 La théorie de signal	40
III.2.3 Signal	40
III.3 Surveillance et Diagnostic	24
III.3.1 La surveillance	24
III.3.2 Le diagnostic	24
III.4 Naissance d'une vibration	25
III.4.1 Caractéristiques de vibration	25
III.4.2 Description des vibrations	28
III.5 Nature des vibrations	28
III.5.1 Vibration harmonique	28
III.5.2 Vibration périodique	29
III.3 L'échantillonnage.....	40
III.4 Résolution.....	41
III.5 La chaîne d'acquisition.....	41
III.6 Les méthodes de traitement du signal	42

III.6.1 Méthode d'analyse temporelle	42
III.6.2 Méthode d'analyse spectrale	44
III.6.3 Les méthodes temps-fréquences	48
III.6.4 Les méthodes temps-échelles.....	50
III.7 Conclusion	60
Chapitre IV: l'étude expérimentale	
IV.1 Introduction	61
IV.2 Réalisation du banc d'essai	61
IV.2.1 Le matériel utilisé	62
IV.2.2 Le collecteur de données	62
IV.3 La signature du dispositif	64
IV.4 Les défauts simples.....	66
IV.4.1 Le Balourd	66
IV.4.2 Défaut de desserrage.....	72
IV.4.3 Le défaut d'engrenage.....	75
IV.4.4 Les défauts de roulement.....	79
IV.5. Les défauts combinés.....	85
IV.5.1 Défaut combiné balourd-roulement.....	85
IV.5.2 Défaut engrenage-roulement.....	88
IV.5.3 Défaut combiné balourd-roulement-engrenage.....	92
IV.6 Conclusion.....	95
Conclusion générale.....	96
Bibliographie.....	

Liste des figures

Fig. I.1. Les différents types de maintenance.....	04
Fig. I.2. Eléments d'une machine tournante	05
Fig. I.3. Elément de roulement -montage de roulement avec un élément amortisseur	06
Fig. I.4. Quelques causes de balourd.....	08
Fig. I.5. Image de balourd statique.....	09
Fig. I.6. Image de balourd de couple.....	09
Fig. I.7. Image vibratoire théorique d'un balourd dynamique.....	10
Fig. I.8. Désalignement angulaire et parallèle.....	11
Fig. I.9. Constitution d'un roulement.....	11
Fig. I.10. Les dimensions d'un roulement.....	13
Fig. I.11. Transmission par courroie.....	17
Fig. I.12. Mauvais serrage mécanique et leur image vibratoire.....	17
Fig. I.13. Jeu d'arbre excessif et leur image vibratoire.....	18
Fig. I.14. Image vibratoire théorique d'un défaut de type barres fissurées.....	19
Fig. I.15. Les types des engrenages	19
Fig. II.1. Naissance d'une vibration.....	25
Fig. II.2. La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale).....	27
Fig. II.3. Vibration harmonique.....	28
Fig. II.4. Vibration périodique.....	29
Fig. II.5. Vibration aperiodique.....	30
Fig. II.6. Grandeurs associées à l'amplitude d'une vibration.....	31
Fig. II.7. Schéma d'une chaîne de mesure à courants de Foucault.....	32
Fig. II.8. Schéma de vélocimétrie	34
Fig. II.9. Réponse en fré typique d'un capteur élec-dynamique de la vitesse de vibration	34
Fig. II.10. Schéma d'un capteur Piézoélectrique.....	35
Fig. III.1. Discrétisation du signal.....	41
Fig. III.2. La chaîne d'acquisition.....	42
Fig. III.3. La représentation temporelle d'un signal et leur forme spectrale.....	46
Fig. III.4. L'analyse en enveloppe	47
Fig. III.5. La mise en œuvre de la transformée cepstrale.....	48
Fig. III.6. La transformée de Fourier sur une fenêtre glissante.....	49
Fig. III.7. Transformée de Fourier à fenêtre glissante.....	50
Fig. III.8. La transformée en ondelette.....	52
Fig. III.9. Arbre de décomposition en ondelette au niveau $j=4$	53
Fig. III.10. Exemples des ondelettes.....	54
Fig. III.11. L'arbre de décomposition des paquets d'ondelettes du signal	56
Fig. III.12. Décomposition du signal $s(t)$ en une composante rapide $d_k(t)$ et lente $a_k(t)$	57
Fig. III.13. Principe de fonctionnement de l'EMD	58
Fig. IV.1 Eléments et montage du banc d'essais.....	62
Fig. IV.2. Analyseur FFT et collecteur de données VIB 5.300.....	62
Fig. IV.3. Représentation temporelle de l'état sain du stand (d, v et a).....	64
Fig. VI.4. Spectres du déplacement et de la vitesse.....	64

Fig. IV.5. Enveloppes de la vitesse et de l'accélération.....	65
Fig. IV.6. Représentation cepstrale.....	65
Fig. IV.7. Représentation en ondelettes.....	65
Fig. IV.8. Schéma cinématique du stand.....	66
Fig. IV.9. Disque et masse pour engendrer un balourd.....	67
Fig. IV.10. Les spectres: déplacement et vitesse.....	68
Fig. IV.11. à gauche L'enveloppe de la vitesse et l'accélération, à droite cepstre de balourd	68
Fig. IV.12. Le balourd en fonction d'une masse constante (m) et vitesses variables.....	69
Fig. IV.13. Balourd en fonction de $v = 355$ tr/mn et avec variation des masses.....	70
Fig. IV.14. La représentation graphique de l'influence masse-vitesse sur le balourd.....	71
Fig. IV.15. "OD" du signal d'accélération de balourd ondelette mère de Ha et db.....	71
Fig. IV.16. La forme temporelle du stand sain (B), (1) desserrage d'un point, c1)desserrage de 2 pts, avec vitesse de 180 tr/mn.....	72
Fig. IV.17. L'évolution temporelle des grandeurs vibratoires.....	72
Fig. IV.18. Spectre de déplacement et Spectre de vitesse.....	73
Fig. IV.19. L'enveloppe de la vitesse.....	73
Fig. VI.20. Le défaut de desserrage et les indicateurs scalaires.....	74
Fig. IV.21. Transformée en ondelettes.....	74
Fig. IV.22. Les phases de l'essai (en rouge la zone éliminé chaque fois).....	75
Fig. IV.23. Courbe du défaut d'engrenage, gravité 2 en fonction de différentes vitesses...	75
Fig. IV.24. Variation des indicateurs en fonction de la vitesse.....	76
Fig. IV.25. L'engrenage en fonction de gravité de défaut (vitesse=1400 tr/mn).....	76
Fig. IV.26. les indicateurs en fonction de la gravité de défaut.....	77
Fig. IV.27. Les spectres des vitesses.....	77
Fig. IV.28. Les enveloppes de l'accélération.....	78
Fig. IV.29. Les trois niveaux de dégradation de la dent.....	78
Fig. IV.30. Le graphe de cepstre du défaut d'engrenage.....	78
Fig. IV.31. La forme en ondelettes.....	79
Fig. IV.32. La photo du roulement.....	80
Fig. IV.33. L'influence du défaut de roulement sur le stand.....	80
Fig. IV.34. Le défaut de roulement en fonction de la vitesse.....	81
Fig. IV.35. l'influence de défaut sur les indicateurs.....	81
Fig. IV.36. Défaut du roulement en fonction de la vitesse.....	82
Fig. IV.37. La forme spectrale de défaut du roulement.....	82
Fig. IV.39. L'enveloppe de l'accélération du défaut.....	83
Fig. IV.40. Le zoom de l'enveloppe de l'accélération.....	83
Fig. IV.41. La réponse en forme cepstrale.....	84
Fig. IV.42. La forme en ondelettes de défaut du roulement.....	84
Fig. IV.43. Notre stand avec et sans défaut.....	85
Fig. IV.44. l'état de défauts : cas séparé, et combiné.....	85
Fig. IV.45. La représentation par les indicateurs scalaires.....	86
Fig. IV.46. Les spectres des défauts.....	86
Fig. IV.47. Les enveloppes des défauts.....	87

Fig. IV.48. La forme de cepstre dans le défaut combiné: balourd-roulement.....	87
Fig. IV.49. La représentation de défaut par l'ondelettes.....	88
Fig. IV.50. L'évolution de défaut dans les cas simples et combiné.....	88
Fig. IV.51. L'influence de la gravité de défaut sur la dent.....	89
Fig. IV.52. Les indicateurs en fonction de défaut.....	90
Fig. IV.53. Les spectres des états sain et défectueux.....	90
Fig. IV.54. L'enveloppe de l'état combiné engrenage-roulement.....	90
Fig. IV.55. Le cepstre avec l'option de zoom.....	91
Fig. IV.56. L'approximation et les détails de l'ondelettes.....	91
Fig. IV.57. La représentation dans le cas combiné par trois défauts.....	92
Fig. IV.58. Le défaut en fonction de la vitesse.....	92
Fig. IV.59. L'influence sur les indicateurs scalaires.....	93
Fig. IV.60. Les courbes des spectres.....	93
Fig. IV.61. L'enveloppe de l'accélération de trois défauts combinés.....	94
Fig. IV.62. La courbe de cepstre et leur zoom.....	94
Fig. IV.63. La forme en ondelettes.....	95

Liste des tableaux

Tableau .II.1. Influence de mode de fixation sur un capteur.....	36
Tableau .III.1. Critère de sévérité du kurtosis.....	44
Tableau .III.2.Familles d'ondelettes.....	52
Tableau. IV.1. Valeurs des indicateurs scalaires d'un balourd en fonction de la vitesse..	69
Tableau. IV.2. Valeurs des indicateurs scalaires d'un balourd en fonction de la masse...	70
Tableau. IV.3. L'évolution des indicateurs scalaires en fonction de défaut dedesserrage	74
Tableau. IV.4. Variation des indicateurs en fonction de la vitesse.....	76
Tableau. IV.5. Les indicateurs en variation de gravité du défaut sur l'engrenage.....	77
Tableau. IV.6. Les indicateurs scalaires d'un roulement sans et avec défaut.....	81
Tableau. IV.7. Défaut du roulement en fonction de la vitesse.....	82
Tableau. IV.8. Les indicateurs en fonction de défaut.....	86
Tableau. IV.9. Les indicateurs en fonction de défaut.....	89
Tableau. IV.10. Les valeurs des indicateurs scalaires.....	93

Introduction générale :

le monde industriel a connu d'importants développements dans le stade de la surveillance et du diagnostic des machines, surtout pour les machines stratégiques ou les équipements vitaux, qui sont sélectionnés comme critiques par leurs influences sur la sécurité, la qualité et par leurs impacts sur le flux de production.

De nos jours, l'utilisation des machines tournantes dans l'industrie est en pleine expansion. C'est une composante clé de la plupart des domaines industriels comme l'aéronautique, le nucléaire, la chimie, ou encore le transport ferroviaire.

La surveillance des machines tournantes est un problème crucial en termes de sécurité. En effet un défaut non détecté à temps peut s'aggraver et se propager et conduire à des dommages matériels importants, voire des pertes en vies humaines. C'est pour cela que d'importants moyens sont déployés pour la détection précoce des défauts des machines tournantes.

L'intérêt de ces systèmes de surveillance est double : détecter une anomalie le plus tôt possible et réaliser un diagnostic plus complet pour en identifier les causes.

La maintenance peut être faite de manière périodique, mais la maintenance périodique a montré ses limites puisque certains défauts peuvent apparaître de manière aléatoire. On a alors recours aux méthodes de surveillance conditionnelle basées sur différents tests réalisés de manière régulière.

L'objectif de ce projet est d'implémenter des méthodes de diagnostic de pannes, basées sur le traitement du signal et l'analyse vibratoire pour la surveillance des machines tournantes. Le travail est organisé en quatre *chapitres*. Une introduction comprenant la mission et les objectifs de la recherche.

Nous consacrons le premier chapitre à une généralité sur la maintenance, en donnant des rappels sur les machines tournantes, définition, composition et les différents défauts qui se produisent sur les machines tournantes.

Dans le deuxième chapitre, nous donnons des notions théoriques sur les vibrations telles que les objectifs, nature, et leurs caractéristiques. Avec la représentation du principe de fonctionnement des différents capteurs utilisés pour mesurer les vibrations.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude du signal physique et la théorie de traitement de signal. Nous présentons aussi quelques méthodes utilisées dans le domaine du traitement des signaux vibratoires telles que : les méthodes de Fourier, les méthodes complémentaires comme l'analyse cepstrale et l'analyse d'enveloppe, les méthodes non stationnaires et non linéaires comme la transformée de Fourier à court terme et les transformées en ondelettes.

Dans le dernier chapitre, nous appliquons les différentes techniques de traitement du signal sur un stand qui nous avons réalisé dans notre atelier de mécanique et à chaque fois, on établit un défaut et on va le traiter pour sélectionner la meilleure méthode, aussi nous calculons les indicateurs sur les signaux des défauts ordinaires ou combinés, nous terminons par l'étude de l'évolution de certains défauts avec la variation de quelques paramètres (la vitesse, la masse et le gravité de défaut).

Chapitre I

Généralités sur les machines tournantes

Généralités sur les machines tournantes

I.1 Introduction :

Sous la pression de la concurrence mondiale, les installations de production ont vu leurs performances croître régulièrement. Les machines sont de plus en plus sollicitées, vitesse de rotation, durées de fonctionnement et efficacité augmentent. Il s'ensuit une augmentation des dégâts et des pannes qui entraînent des arrêts non programmés. Les coûts d'arrêt de production sont dans ces cas nettement supérieurs aux coûts de réparation et de remise en état. Ainsi la prévention des dégâts des machines a pour chaque entreprise une grande signification économique. La connaissance de tous les symptômes vibratoires associés aux défauts de chaque organe et les images vibratoires liées à la cinématique de la machine permet de formuler un diagnostic de l'état de la machine et d'éliminer les éventuels défauts et par conséquent d'augmenter la durée de vie des machines et d'assurer leur régularité de fonctionnement.

Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de maintenance, nous donnons les différents types de maintenance et présentons les composantes générales d'une machine tournante. Un rappel sur Les principaux défauts des machines tournantes est également donné.

I.2 Les différents types de maintenance :

Selon la norme NF-X60-010 [AFNO 90b], « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise ».

En effet, aussi bien pour des raisons de sécurité que pour des raisons de rentabilité, les activités de maintenance sont essentielles pour la pérennité des machines industrielles. Elles permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits. Il est possible de distinguer trois stratégies de maintenance, comme le montre la figure (I.1) :

- la maintenance corrective correspondant à une action effectuée après la panne.
- la maintenance préventive systématique effectuée selon un échéancier fixé sur la base du minimum de durée de vie des composants mécaniques.
- la maintenance préventive conditionnelle subordonnée à un type d'événement prédéterminé.

Cette politique étant propre à chaque entreprise, elle doit tenir compte de la complémentarité des méthodes correctives et préventives. Les paramètres dont il faut tenir compte pour l'élaboration de cette politique sont d'ordre économique et humain.

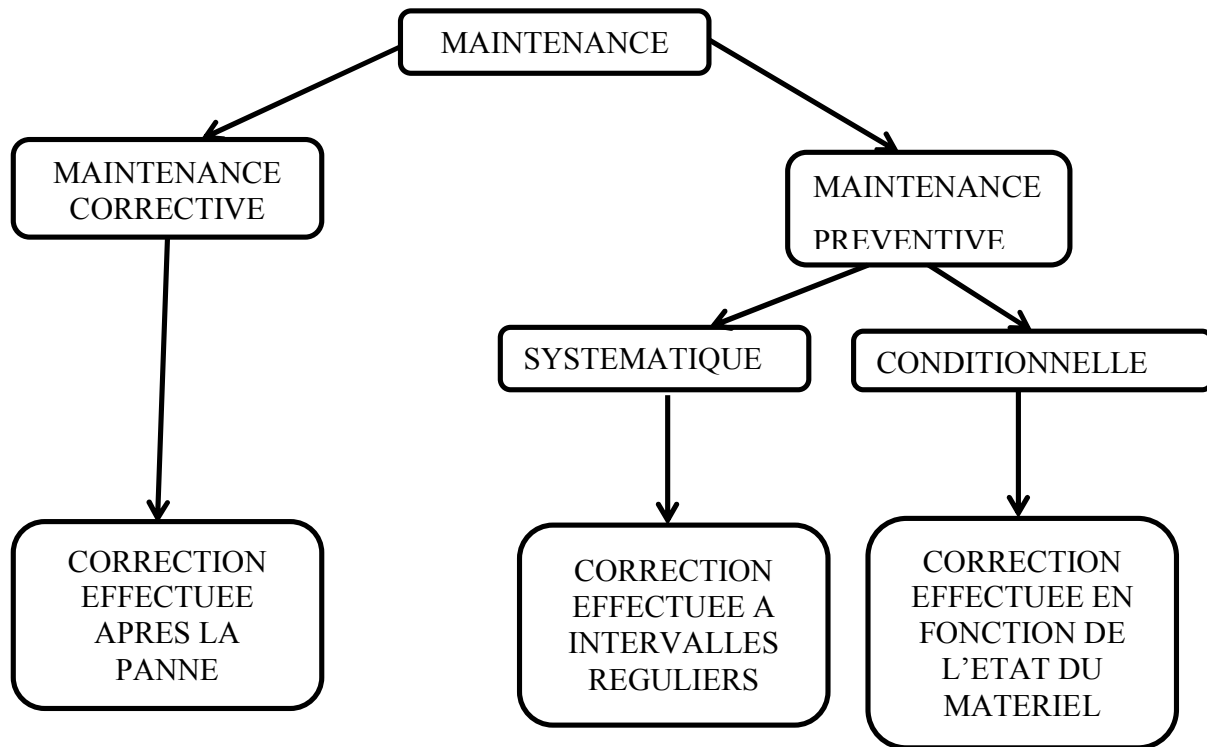


Fig. I.1: les différents types de maintenance [12].

Le principe de la maintenance conditionnelle consiste à estimer l'état des composants mécaniques en effectuant différents types de mesure. La nature de ces mesures dépend de la machine à suivre. Cela peut être des mesures de vibration, des analyses d'huile, des thermographies infrarouges.etc. Lorsque le seuil admissible de ces défauts est dépassé, il devient nécessaire de programmer l'arrêt de la machine. Ceci doit être fait en perturbant au minimum le cycle de production, c'est à dire entre deux séries ou lors d'un arrêt programmé [7].

Ce type de maintenance se caractérise par :

- l'emplacement et le nombre de points de mesure;
- la collecte et le traitement des informations;
- la nécessité d'obtenir un diagnostic précis;
- un investissement important.

I.3 Les machines tournantes :

I.3.1 Définitions générales :

« Une machine est un ensemble des pièces mécaniques, hydrauliques ou électriques concourant à exercer une ou plusieurs fonctions données et, en particulier, l'application d'une force modulée ou non, destinée à vaincre une résistance ou à assurer un mouvement avec ou sans transmission de force » [Hachette : univers documentaire].

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels on peut distinguer : un rotor, une structure, des liaisons [1].

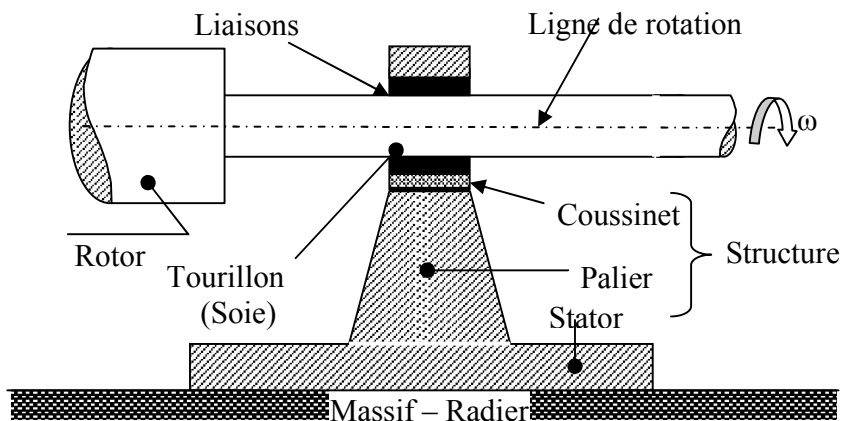


Fig. I.2 : Eléments d'une machine tournante [1].

I.3.1 Le rotor :

Est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation définie en fonction de l'état mécanique de ce dernier, en général distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fabriqué avec plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...) réalise une fonction bien définie : (manipulation fluide, de solide, parcours dans un champ électromagnétique, ...etc.).

I.3.2 La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- Les coussinets : ils sont de faible dimension au droit des tourillons des rotors. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets (roulements).
- Les paliers : relient les coussinets (bagues) au stator.

Généralités sur les machines tournantes

- Le stator : (enveloppe de la machine) : il contient les éléments essentiels, à savoir les circuits magnétiques dans les machines électriques, les ailettes pour les turbomachines.
- Le massif: il peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés au radier.
- Le radier : c'est un élément spécifique au système. Il assure la liaison entre le massif et le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes.

I.3.3 Les liaisons :

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage des rotors.

Les liaisons sont classées dans trois ensembles : à fluide, à roulements, magnétique [1].

- Les liaisons fluides : ce sont les paliers lisses, en fait c'est l'huile de lubrification qui constitue la liaison entre le rotor et le coussinet. Pendant le fonctionnement, des rotors montés sur des paliers lisses, c'est à l'huile de lubrification (de grande viscosité) d'apporter plus d'amortissement indispensable au fonctionnement tranquille des machines tournantes.

Les liaisons à roulements: la bague intérieure est montée sur le rotor et la bague extérieure dans le palier, la liaison s'organise par un épilâmes entre les billes et les bagues figure (I.3).

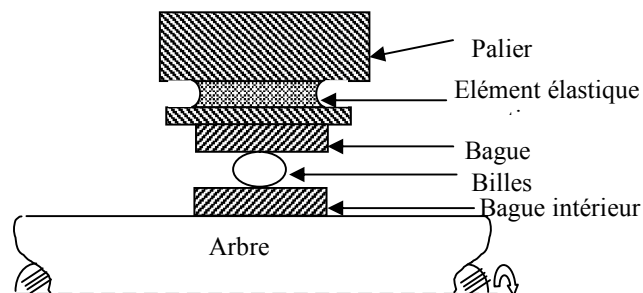


Fig. I.3 : Élément de roulement -montage de roulement avec un élément amortisseur [1].

- les liaisons magnétiques : sont utilisées dans les machines-outils, les machines des satellites, celles de la médecine, les volants d'inertie embarqués pour la restitution d'énergie.

I.4 Classement « VIS » des machines :

Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant [3]:

— machines **Vitales** : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables.

— machines **Importantes** : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi.

— machines **Secondaires** : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

I.5 Les défauts :

I.5.1 Défaut de balourd :

C'est la cause de vibration la plus commune et la plus fréquente rencontrée. Ce phénomène se produit à la vitesse de rotation, et peut être causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor de la machine tournante [5].

La force engendrée par le balourd est une fonction de la masse, et du rayon du cercle, sur lequel le rotor tourne. Elle est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation.

Le phénomène de balourd, se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation [9].

Un défaut de balourd est donc relevé par :

- Une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation du rotor en direction radiale.
- Un déphasage voisin de 90° entre deux composantes correspondant à des points de mesure radiaux sur le même palier de rotor.
- Prépondérance de l'amplitude liée à la fréquence de rotation. Le déphasage entre les deux composantes d'ordre 1 de la fréquence de rotation sur le même palier, selon deux directions radiales orthogonales, est de 90° .

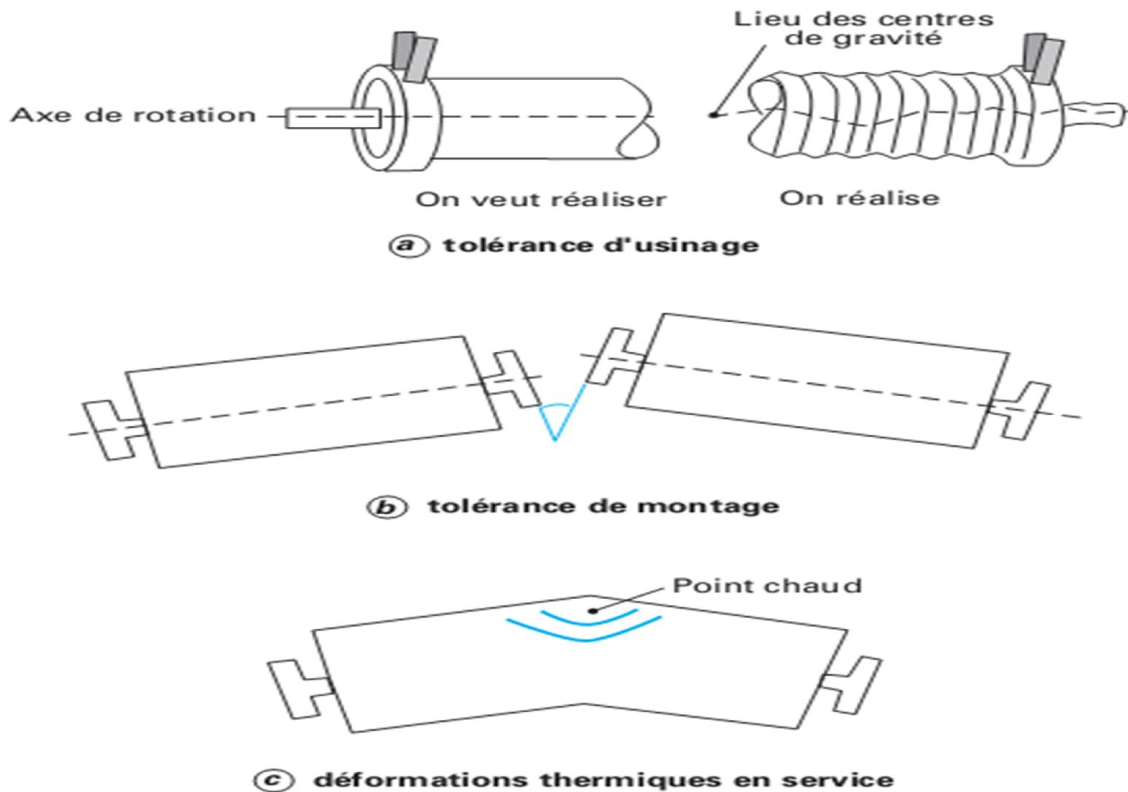


Fig. I.4: Quelques causes de balourd [10].

a) Balourd statique :

Le balourd statique est la condition de déséquilibre où l'axe central principal est décalé parallèlement au centre de rotation.

Le balourd statique, peut être décelé en plaçant la pièce ouvrière sur des tranchants de couteaux parallèles. Le côté lourd du rotor se déplacera vers le bas.

Le balourd statique, peut souvent être décelé en comparant l'amplitude et la phase de vibration du palier ou de l'arbre aux bouts du rotor. On a trouvé des lectures d'amplitude et de phase de vibration identiques mesurées aux paliers ou à chaque bout de l'arbre.

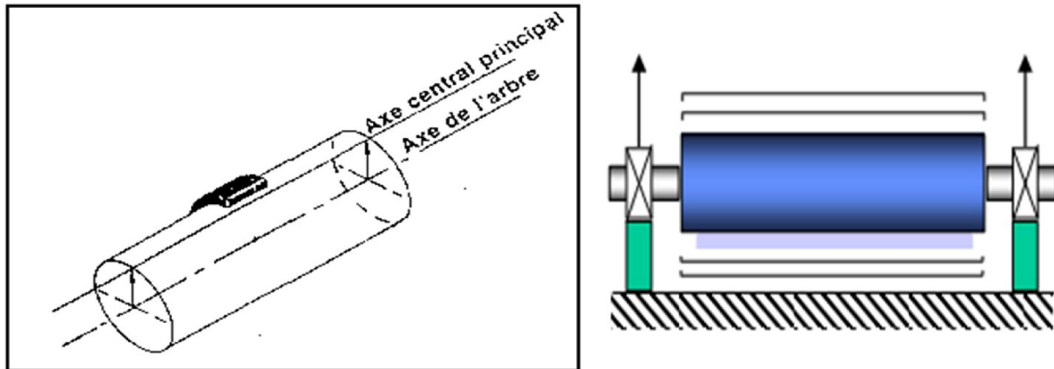


Fig. I.5 : Image de balourd statique [26].

Ce type de balourd peut être corrigé en ajoutant ou en enlevant du poids dans un seul plan de correction.

B) Balourd de couple :

Le couple est toute simplement deux forces parallèles égales agissant en direction opposée, mais sur la même ligne droite.

Le balourd à chaque extrémité du rotor, mais sur des côtés opposés de la ligne du centre de rotation, crée un déséquilibre de couple.

Le balourd de couple devient apparent seulement lorsque la pièce est en rotation, et peut souvent être identifié en comparant les lectures d'amplitude et de phase de vibration du palier au de l'arbre à chaque bout de rotor.

Les lectures d'amplitudes sont égales, mais les lectures de phase seront en désaccord de 180° .

Contrairement au balourd statique, qui peut être corrigé sur un seul plan, le balourd de couple ne peut être corrigé qu'en faisant des corrections d'équilibre sur deux plans.

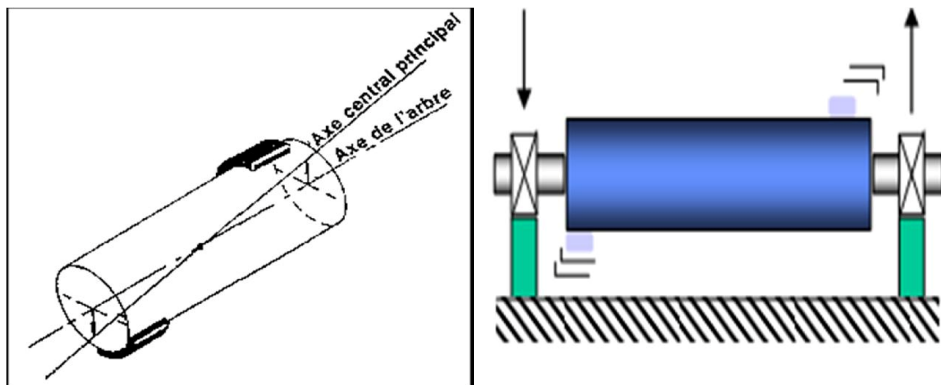


Fig. I.6 : Image de balourd de couple [26].

Remarque :

La combinaison de ces deux types de balourd s'appelle un balourd dynamique.

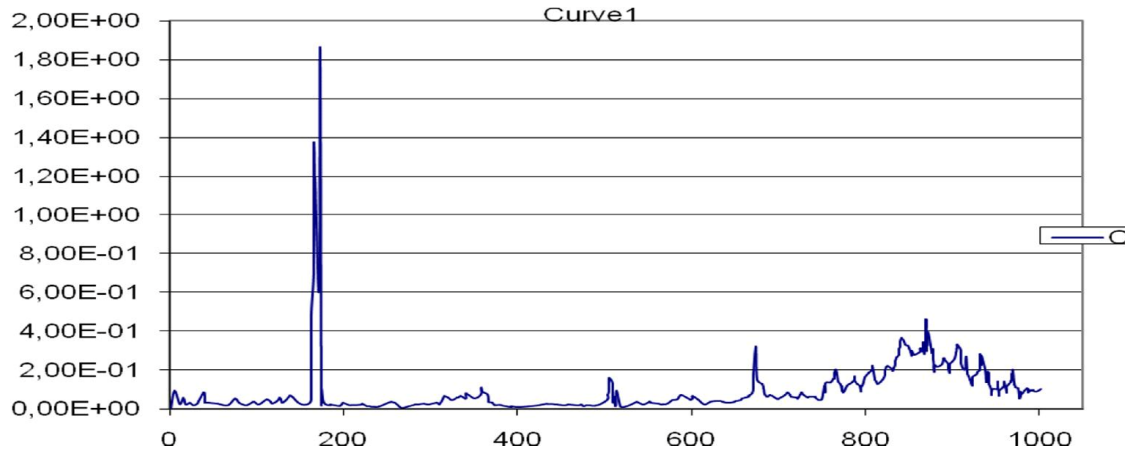


Fig. I.7 : Image vibratoire théorique d'un balourd dynamique.

I.5.2 Désalignement :

Le désalignement est un problème presque aussi commun que le balourd, et la raison en est bien simple. Malgré l'emploi de paliers auto-alignant, et d'accouplements flexibles, il est difficile d'aligner deux arbres, ainsi que leurs paliers afin d'assurer qu'il n'existe aucune force qui puisse causer de vibration.

Un désalignement provoque des vibrations aux fréquences de rotation, ainsi qu'aux harmoniques d'ordre 2, 3 et parfois 4 de la fréquence de rotation.

Un désalignement se produit par des niveaux [5]:

- Axiaux très élevés à deux fois la fréquence de rotation;
- Radiaux élevés à deux fois la fréquence de rotation.

On constate deux types de désalignement (parallèle et angulaire) :

a) Désalignement parallèle :

Il se produit quand les axes de rotation des deux machines ont le même angle d'orientation, mais ils sont séparés verticalement, chacun de l'autre.

Le désalignement parallèle se caractérise par une vibration radiale élevée.

b) Désalignement angulaire :

Il se produit quand l'axe de rotation de deux machines a un angle différent.

Le désalignement angulaire se caractérise par une vibration axiale élevée.

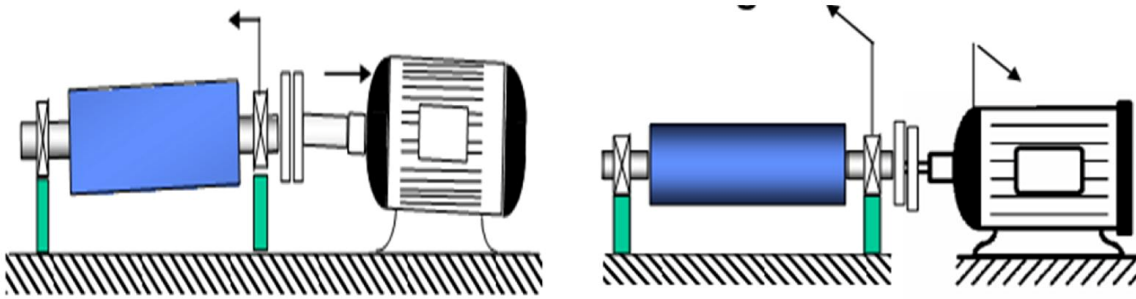


Fig. I.8 : Désalignement angulaire et parallèle [2].

I.5.3 Les roulements :

I.5.3.1 Constituant d'un roulement à billes :

De manière générale, les roulements sont constitués de quatre composants essentiels.

Une bague extérieure, une bague intérieure, des organes roulants et un organe de lubrification. En fonction de l'application envisagée, les organes de roulement peuvent être des billes, des rouleaux ou des aiguilles. Chaque type de roulement possède des caractéristiques spécifiques en termes de charges radiales et axiales supportées, de vitesse limite ou encore de défaut d'alignement admissible [2].

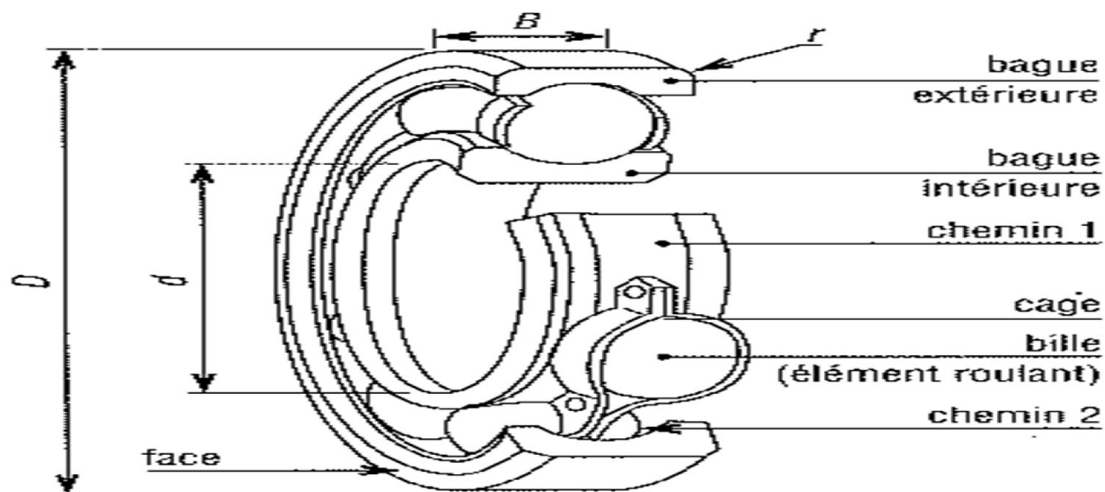


Fig. I.9: Constitution d'un roulement [21].

I.5.3.2 Origine des défauts de roulement :

Bien que les roulements soient conçus pour fonctionner sur le très long terme, il reste vrai que l'on n'y prête guère d'attention dans bien des cas. Les défauts de roulement sont la cause d'une grande quantité de casses de machines.

- Environ 10 % de tous les roulements atteignent leur espérance de vie;
- Environ 40 % des défaillances de roulement sont causées par une lubrification incorrecte;
- Environ 30 % des défaillances de roulement sont causées par un montage incorrect;
- Environ 20 % des casses résultent d'autres raisons comme les défauts de fabrication, d'utilisation (charge, température, vitesse de rotation), ...

Lorsque l'on sait que, 30%des dégradations de roulement ont pour origine des maladresses de montage, on imagine l'intérêt que l'on peut avoir à les remplacer le moins souvent possible, donc à éviter les démontages systématiques en optant pour une stratégie de surveillance appropriée [29].

I.5.3.3 paramètres généraux :

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

Pour chaque type de roulement et en fonction de ses côtes de fabrication, on peut considérer quatre fréquences caractéristiques [4]:

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

Lorsqu'il y a écaillage ou indentation sur l'un de ces éléments du roulement, le choc se produit donc à la fréquence correspondante donnée par les formules ci-dessous [21]:

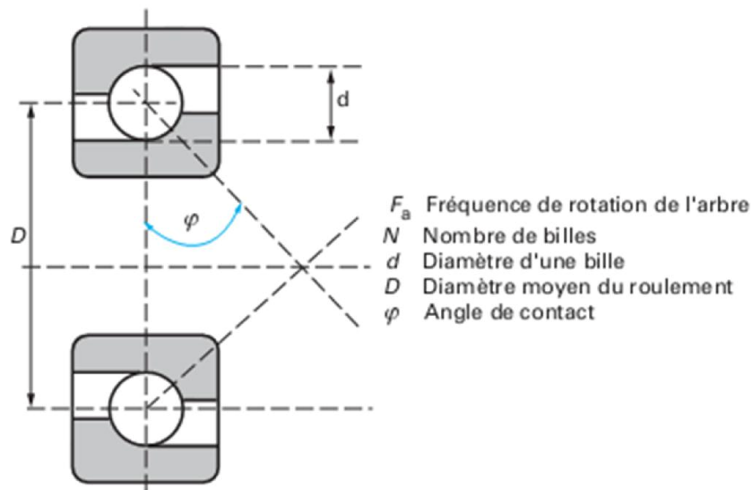


Fig. I.10 : les dimensions d'un roulement [10, 13].

* N_b : Le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles).

* D : Le diamètre primitif.

* d : Le diamètre des éléments roulants.

* φ : L'angle de contact.

* f_{ort} : La fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

Ainsi, nous avons :

* La fréquence de passage d'une bille (ou d'un rouleau) sur un défaut de bague externe (la bague externe étant supposée fixe), F_e est donnée par l'équation suivante :

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

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

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

* La fréquence de passage d'un défaut de cage, F_c est donnée par l'équation suivante:

$$f_c = \frac{f_{rot}}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad I.3$$

Donc : $f_c = \frac{f_{be}}{N_b} \quad I.4$

Généralités sur les machines tournantes

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

$$f_e = \frac{f_{\text{rot}}}{2} \cdot \frac{D}{d} \left[\left(1 - \frac{d \cos \alpha}{D} \right)^2 \right] \quad \text{I.5}$$

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

$$2f_e = f_{\text{rot}} \cdot \frac{D}{d} \left[\left(1 - \frac{d \cos \alpha}{D} \right)^2 \right] \quad \text{I.6}$$

I.5.3.4 Modes de défauts de roulement :

La durée de vie normale d'un roulement sous une charge est déterminée par l'usage et la fatigue des surfaces des éléments du roulement. Des échecs prématurés de roulement peuvent être provoqués par un grand nombre de facteurs. Les plus communs sont la fatigue, la détérioration, la corrosion, et une faible lubrification. Les sections suivantes décrivent les modes communs de défaut de roulement.

a) La fatigue :

Un roulement est mis sous une charge normale alternée a pu perdre en raison de la fatigue des métaux après un certain temps d'opération. Les défauts dus à la fatigue commencent par une formation de petites fissures au-dessous de la surface d'appui. Pendant que le chargement continue, les fissures progressent sur les surfaces dans les sections de contact. L'origine réelle peut se manifester comme piquûre de corrosion. Si le roulement est maintenu en service, les endommagements s'étendront à proximité du défaut dû à la concentration d'effort. Les défauts extérieurs troublent sévèrement le mouvement nominal du roulement et de ses éléments en présentant des chocs répétés à temps courts et aux fréquences caractéristiques de défauts des éléments constituant le roulement. Si le roulement devait continuer en service, les défauts peuvent atteindre d'autres éléments et par la suite mener à l'augmentation du frottement et de la température.

b) L'usure :

La détérioration est une autre cause commune de défaut de roulement. Elle est provoquée principalement par la saleté (l'obscénité) et les particules étrangères pénétrant le roulement par le cachetage insatisfaisant ou en raison du lubrifiant souillé. Les particules étrangères abrasives rendent les surfaces de contact rudes (résistant) donnant un aspect mat. La détérioration grave change le profil de la course, change le profil et le diamètre d'élément roulant, et augmente le dégagement ou l'enlèvement du roulement. Le résultat final dans ce cas est une panne complète. La détérioration croissante présente graduellement des erreurs géométriques dans le roulement. Les diamètres non -uniformes des éléments usés de roulement sont la cause des vibrations et des harmoniques de fréquence de cage. Les erreurs géométriques des courses peuvent produire en conséquence des harmoniques multiples à la vitesse de rotation de l'axe [6].

c) La corrosion :

Le défaut de corrosion se produit quand l'eau, les acides ou d'autres contaminants se mélangent avec le lubrifiant (huile). Ceci peut être provoqué par les joints endommagés. Les lubrifiants acides ou la condensation qui se produit quand les roulements sont soudainement refroidis à une température de fonctionnement plus élevée que celle de l'air très humide provoquent la rouille sur les couches superficielles du roulement qui produit des opérations inégales et bruyantes pendant que les particules de rouille interfèrent sur la lubrification. Les particules de rouille ont également un effet abrasif ce qui produit la détérioration de roulement. Les puits de rouille forment également l'initiation de l'écaillage et la délitescence [2, 6].

d) Absence de lubrification :

La lubrification insatisfaisante, en termes de quantité ou de qualité, est l'une des causes communes de l'échec prématuré des roulements.

A la région de contact Hertzien soumise à une forte contrainte, quand il y a insuffisance de lubrifiant, les surfaces en contact se soudent ensemble. Les trois points critiques de lubrification de roulement se produisent à l'interface de la cage-rouleau, à l'interface de la course-rouleau (ou bille) et à l'interface de la course-cage. L'absence du lubrifiant ou le mauvais choix inexact du lubrifiant peut avoir des conséquences graves pendant que les températures élevées peuvent recuire les éléments de roulement et réduire la dureté et la vie en fatigue. Par la suite, l'utilisation successive d'un roulement détérioré peut provoquer des catastrophes graves [2].

I.5.4 Défaut spécifique aux paliers fluides :

Dans un palier fluide, l'arbre est porté par l'huile sous pression. Sous l'effet de la rotation l'axe de l'arbre prend une position d'équilibre par rapport à l'axe du palier, cette position est définie, d'une part, par l'angle attitude (angle formé par la droite qui relie les centres et par la direction de la charge). Cette position d'équilibre, donnée par le poids du rotor, la force liée à la pression de l'huile et la rotation de l'arbre, est donc fonction de la charge, de la vitesse de rotation et des caractéristiques du fluide.

Toute variation de ces forces ou tout effort supplémentaire s'exerçant sur le rotor modifie cette position d'équilibre :

- Balourd;
- Désalignement;
- Défaut de lubrification (tourbillon et fouettement d'huile).

I.5.5 Défaut de transmission par courroie :

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée d'une courroie (partie arrachée, défaut de jointure,...) impliquant un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage de ce défaut, telle que [11]:

$$f_c = \frac{\pi d}{L} \cdot f_{rot} \quad I.7$$

Avec : L : longueur de la courroie.

f_{rot} : la fréquence de rotation de la polie de diamètre d.

f_c : la fréquence de passage de la courroie (au glissement près).

I.5.5.1 Conséquences pratiques :

L'image vibratoire donne donc un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, ou de ses harmoniques.

Il existe deux autres défauts pour ce mode de transmission :

Lorsqu'une ou plusieurs courroies sont insuffisamment tendues, il peut se produire un phénomène de battement visible sur le spectre, créé par des fréquences de passages des courroies différentes et très proches les unes des autres, ces différences sont produites par un glissement plus au moins important selon la tension exercée sur les courroies.

Généralités sur les machines tournantes

- Lorsque les courroies de transmission à courroies trapézoïdales ont subi une usure importante et qu'elles ont tendance à venir se coincer au fond de gorge, il apparaît une vibration d'amplitude importante aux hautes fréquences.

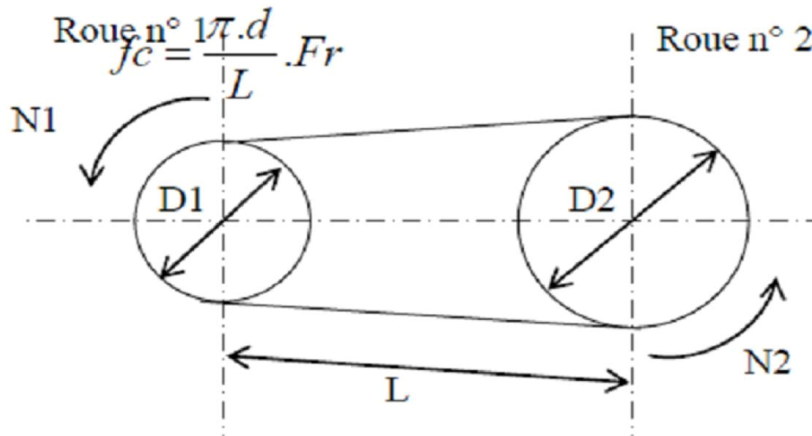


Fig. I.11. Transmission par courroie [11].

I.5.6 Défauts d'un mauvais serrage mécanique :

Lorsqu'un palier est desserré ou présente une possibilité de mouvement partiel dans le plan radial, il apparaît une vibration radiale à une fréquence radiale égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se traduit sous l'effet de balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de desserrage du palier.

Une analyse du déphasage entre deux mesures prises orthogonalement sur un même palier permet de différencier une anomalie due à un balourd (force tournante), d'un défaut de serrage ou d'une déformation du support (force directionnelle due à la contrainte) [2].

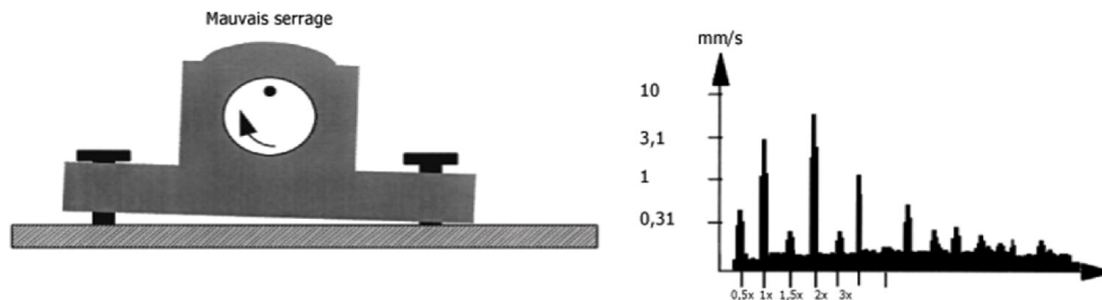


Fig. I.12 : mauvais serrage mécanique et leur image vibratoire [26].

I.5.7 Défauts de frottement rotor :

Le frottement du rotor se produit lorsque des pièces en rotation sont en contact avec des pièces fixes. Le frottement peut se produire sur seulement une partie ou sur la totalité de l'arbre en rotation, il génère habituellement une série de fréquences qui excitent souvent une ou plusieurs résonances ainsi des fractions entières de sous-harmoniques du régime de marche ($1/2, 1/3, 1/4, 1/5, \dots, 1/n$) selon l'origine des fréquences naturelles du rotor.

Le frottement du rotor peut aussi exciter de nombreuses hautes fréquences. Ceci peut être grave et de courte durée s'il est causé par le contact de l'arbre sur le palier.

I.5.8 Jeu mécanique :

La figure suivante montre le spectre typique d'un jeu mécanique associé au mauvais serrage d'un roulement et à celui d'un jeu d'arbre excessif. La vibration causée par un problème de jeu mécanique est souvent caractérisée par un deuxième harmonique élevé ($2\times$) de la fréquence de rotation, accompagné de composantes inter harmoniques ($0,5\times, 1,5\times, \text{etc.}$).

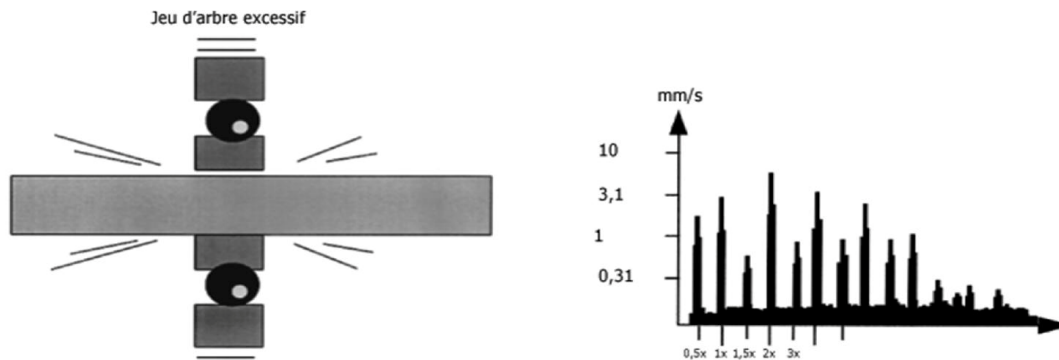


Fig. I.13 : Jeu d'arbre excessif et leur image vibratoire.

I.5.9 Défaut de type barres cassées ou fissurées :

Ce cas, plus difficile à diagnostiquer, se caractérise par la présence de bandes latérales autour de la fréquence d'encoches ou de ses harmoniques, dont le pas correspond à $2P$ fois la fréquence de glissement. Le dépistage de ce défaut nécessite souvent un zoom puissant capable de faire ressortir la fréquence de glissement qui peut être très faible en cas de moteur peu chargé.

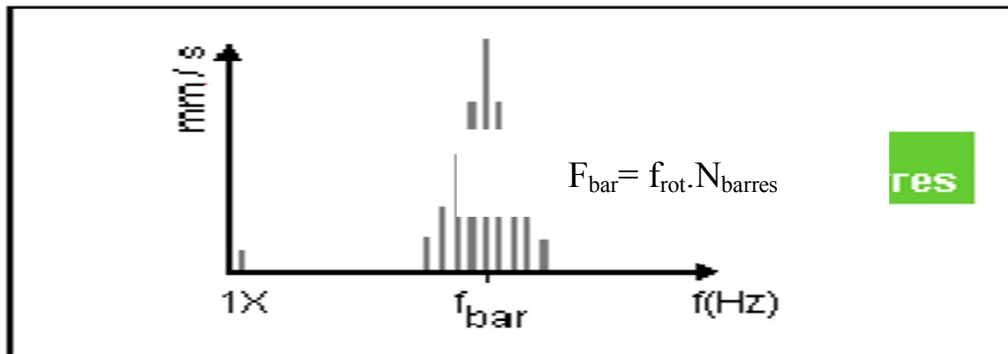


Fig. I.14 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type barres fissurées[9].

I.5.10 Les engrenages:

I.5.10.1 Définition:

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages:

Les engrenages parallèles (les 2 arbres sont parallèles);

Les engrenages concourants (les 2 arbres sont tels que leurs prolongements se coupent);

Les engrenages gauches (les 2 arbres occupent une position relative quelconque).

Les dentures d'engrenage peuvent être droites, hélicoïdales ou à chevrons;

Les amplitudes vibratoires générées par les engrenages à denture hélicoïdales ont généralement plus faibles que celles générées par les autres types de dentures [2].

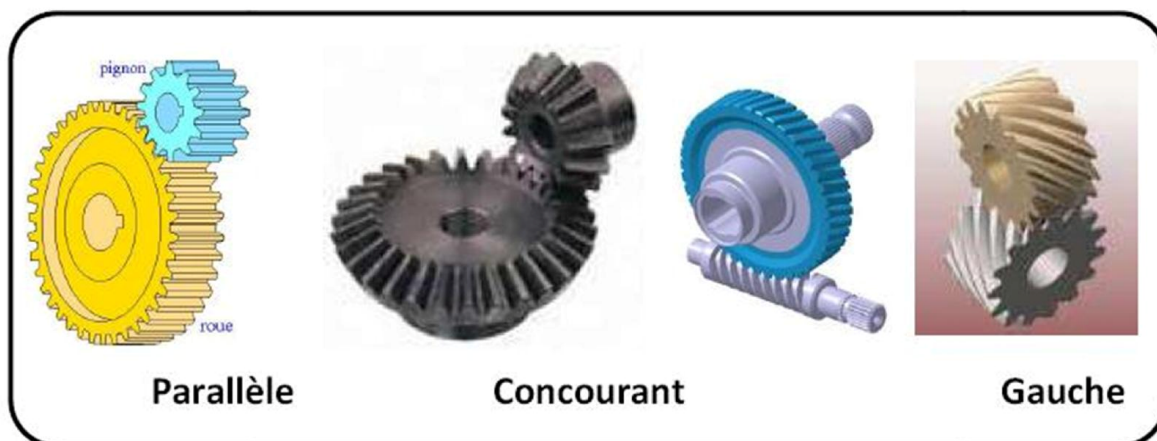


Fig. I.15 : les types des engrenages [2,5].

I.5.10.2 Fréquence d'engrènement:

Observons un engrènement, composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences F_1 et F_2 . Chaque fois qu'une dent de la roue menant 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engagement des dents selon une fréquence d'engrènement F_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents, selon la relation suivante [5]:

$$F_e = F_1.Z_1 = F_2.Z_2 \quad 1.8$$

f_e : fréquence d'engrènement

f_1 et f_2 : fréquence de rotation des roues 1 et 2

z_1 et z_2 : nombres des dents des roues 1 et 2

I.5.10.3 Différents types de détérioration des d'engrenages:

On distingue principalement deux catégories de défauts. Les défauts affectant toutes les dents: usure, piquûres...; et ceux localisés sur des dents particulières: fissuration, écaillage. Les défauts localisés sur des dents particulières conduisent rapidement à la rupture de celles-ci, contrairement aux défauts tels que l'usure normale.

I.5.10.4 Défauts répartis sur toutes les dents:

a) L'usure :

L'usure est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces, l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

L'usure normale progresse lentement, elle est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture. L'usure anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage, voire à sa mise hors service [2, 5, 6].

b) Les piqûres (Pitting):

Il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. Le pitting est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre s'il la viscosité du lubrifiant est élevée. L'apparition des piqûres est associée aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur une rugosité insuffisante pour éviter des contacts entre les aspérités [6].

I.5.10.5 Défauts localisés sur certaines dents:

a) L'Écaillage:

Il se manifeste aussi sous forme de trous, mais ceux-ci sont beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux des piqûres. L'écaillage se trouve dans les engrenages cémentés, qui sont les plus répandus à l'heure actuelle car ils permettent de passer des couples importants avec des dimensions faibles. Ce type d'engrenage ne présente pratiquement pas de phénomène d'usure, l'écaillage, qui est le principal défaut, évolue rapidement vers la rupture. La cause est connue: la pression superficielle est trop importante [6].

b) Le grippage:

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service [6].

c) La fissuration :

Elle progresse à chaque mise en charge, à partir d'un point initial situé presque toujours au pied de la dent .Elle apparaît surtout sur des aciers fins, durcis par traitement thermique, qui est très sensibles aux concentrations de contraintes. L'apparition de ces fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau, et est en général située du côté de la dent sollicitée en traction [6].

I.5.10.6 Détérioration d'une dent :

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence

Généralités sur les machines tournantes

de rotation du pignon détérioré. Cette dent écaillée engendre des phénomènes de modulation d'amplitude et de phase de période égale à la période de rotation de l'élément défectueux. Les fonctions de modulation présentent des variations rapides sur une durée relativement courte. Cela se traduit par l'apparition de raies de modulation sur une large gamme fréquentielle.

I.5.10.7 Détérioration de deux dents sur les deux roues :

Si les deux roues dentées présentent chacune une dent détériorée, les chocs peuvent être importants lorsque les deux défauts se rencontrent. La rencontre s'effectue à la fréquence f_{co} appelée fréquence de coïncidence [6]:

$$f_{co} = \frac{f_{eng}}{PPCM(z_1, z_2)} \quad I.9$$

Le $PPCM$ est le plus petit commun multiple de $Z1$ et $Z2$. La fréquence de coïncidence f_{co} est inférieure aux fréquences de rotation f_{r1} et f_{r2} . Le spectre montre non seulement les deux peignes correspondants aux fréquences de rotation de chaque roue, mais aussi un peigne de raies de pas correspondant à la fréquence de coïncidence f_{co} .

I.5.10.8 Ensemble de la denture détériorée :

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent à 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. 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.

Généralités sur les machines tournantes

Conclusion :

Généralement la maintenance joue un rôle fondamental dans le monde industriel, tel que la prévention des installations, la prolongation de durée de vie des équipements et la prévision des pannes qui peut protéger l'entreprise contre les arrêts non programmés et dans des cas catastrophiques. La connaissance de nos machines et leur importance dans la chaîne de production, ainsi la nature de chaque pièce nous aide à choisir la meilleure stratégie de maintenance convenable pour éviter au maximum les pannes.

Dans ce chapitre nous avons présenté les types de maintenance, généralités sur les machines tournantes éléments principaux et classification, en fin, nous avons présenté le maximum des défauts liés aux machines tournantes.

Chapitre II:

L'analyse vibratoire

II.1 Introduction :

La connaissance des images vibratoires et la cinétique des machines tournantes permettent de définir les indicateurs de suivi. A cet effet, il existe certaines techniques de traitement de signal nécessaires au calcul de ces indicateurs, ainsi que la mise en évidence de ces images, et enfin de formuler un diagnostic sur l'état de l'équipement.

Dans ce qui suit on récapitule brièvement, les notions générales de vibrations et le bagage nécessaire pour bien comprendre ce phénomène.

II.2 Qu'est-ce qu'une vibration ?

La norme ISO 2041 «VIBRATION ET CHOCS –VOCABULAIRE (AOUT 1990)» définit la vibration par : "Vibration avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique d'un mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternée (grande et petite) par rapport à une certaine valeur moyenne de référence".

II.2.1 Les Objectifs de l'Analyse vibratoire :

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs :

- la détection des défauts;
- l'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet les paramètres calculés :

- soit dans le domaine temporel;
- soit dans le domaine fréquentiel;
- Soit dans les deux à la fois.

II.3 Surveillance et Diagnostic :

On distingue communément deux principales activités :

II.3.1 La surveillance :

Le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la **signature** alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée [13].

II.3.2 Le diagnostic :

Il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance.

L'analyse vibratoire

Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. La surveillance peut être confiée à un personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de solides connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal [13].

II.4 Naissance d'une vibration :

Une vibration est créée lorsque l'on déplace la masse (la boule) de sa position d'équilibre à une position maximale. Si l'on considère que le mouvement n'est pas amorti, la boule vibrera indéfiniment entre ses deux positions maximale et minimale.

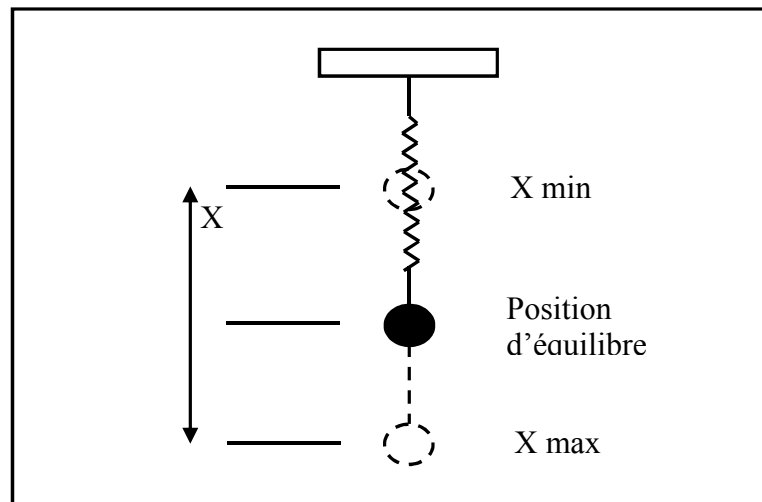


Fig. II.1. Naissance d'une vibration.

II.4.1 Caractéristiques de vibration :

Une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature.

a) Fréquence:

- **Définition :** 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).

Une vibration qui se produira 50 fois par seconde aura donc une fréquence de 50 hertz.

$$1 \text{ hertz} = 1 \text{ cycle} / \text{seconde}$$

Le Hertz est la fréquence d'un phénomène périodique dont la période est 1 seconde.

• Relation entre fréquence et période :

Si la fréquence f d'un phénomène est de 50 hertz, c'est-à-dire 50 cycle par seconde, la durée de cycle (ou période T) est de $1/50^e$ de seconde, Ainsi :

L'analyse vibratoire

$$f=50\text{hz} \quad T= 1/50^e$$

La fréquence f est donc l'inverse de la période T :

$$f=1/T$$

- **Unités :**

Si l'unité normalisée (unité SI) de la fréquence est le hertz (Hz) en rencontre parfois des valeurs exprimées en CPM (cycles par minute) ou RPM (révolutions par minute).

$$1\text{Hz}=1\text{CPM}/60=1\text{RPM}/60$$

- **Niveau en decibel (dB) :**

De manière générale, le niveau L en décibels (noté dB, dixième du Bel,) d'une vibration V , est par définition dix fois le logarithme décimal du rapport de V à une valeur de référence $V_{\text{Réf}}$:

$$\text{La vitesse: } L = 10 \log_{10} \frac{v^2}{v_{\text{ref}}^2} \quad v_{\text{réf}}=10^{-9} \text{ m/s}$$

$$\text{L'accélération: } L = 10 \log_{10} \frac{A^2}{A_{\text{ref}}^2} \quad A_{\text{réf}}=10^{-6} \text{ m/s}^2$$

Cette définition s'applique à toutes les grandeurs physiques proportionnelles à la puissance.

La notation L , le plus souvent utilisée pour désigner un niveau, provient de l'anglais "level", traduction du mot "niveau". En France, on utilise aussi quelque fois la notation N .

- b) Amplitude :**

- **Définition :**

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre. On peut définir :

- L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelle amplitude crête (A_c) au niveau crête.
- L'amplitude double, aussi appelée l'amplitude crête à crête (A_{cc}) ou niveau crête à crête.
- L'amplitude efficace (A_{eff}), aussi appelée RMS (Root Mean Squar) ou niveau efficace.

Dans le cas d'une vibration de type sinusoïdal l'amplitude efficace s'exprime en fonction de l'amplitude crête de la façon suivante :

$$A_{\text{eff}} = A_c \frac{\sqrt{2}}{2} = 0.707 A_c \quad (II.2)$$

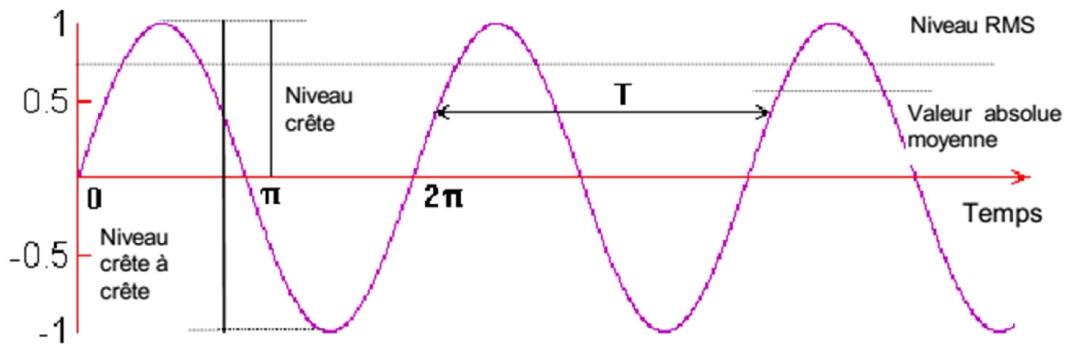


Fig. II.2. La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale).

Dans le cas d'une vibration complexe quelconque, il n'existe pas de relation simple entre la valeur crête de l'amplitude (A_c) et la valeur efficace de l'amplitude (A_{eff}) qui se définit mathématiquement par la relation :

$$A_{eff} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (II.3)$$

Avec :

- $a(t)$, l'amplitude instantanée du signal vibratoire;
- T , la durée d'analyse du signal vibratoire.

c) Phase :

La phase est définie comme étant «la position d'une pièce en vibration à un moment donné en référence à un point fixe ou une autre pièce en vibration».

- La vitesse est déphasée de $\pi/2$ par rapport au déplacement vibratoire.
- L'accélération vibratoire est déphasée de $\pi/2$ par rapport à la vitesse vibratoire et de π par rapport au déplacement vibratoire.

En pratique, la mesure de phase offre un moyen simple de comparer un mouvement de vibration par rapport à un autre, ou bien, de déterminer comment une pièce vibre relativement à une autre pièce.

II.4.2 Description des vibrations :

Décrire les vibrations, c'est donner les valeurs d'un certain nombre de paramètres caractéristiques, amplitude, fréquence, etc. L'important domaine de valeurs que peuvent prendre les grandeurs vibratoires justifie l'utilisation d'échelles et de grandeurs logarithmiques. Ces grandeurs logarithmiques correspondent au logarithme du rapport des valeurs de deux grandeurs de même espèce.

II.5 Nature des vibrations :

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivant :

II.5.1 Vibration harmonique :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude – temps et reprisent par une sinusoïde.

Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle génère par le balourd d'un rotor en mouvement.

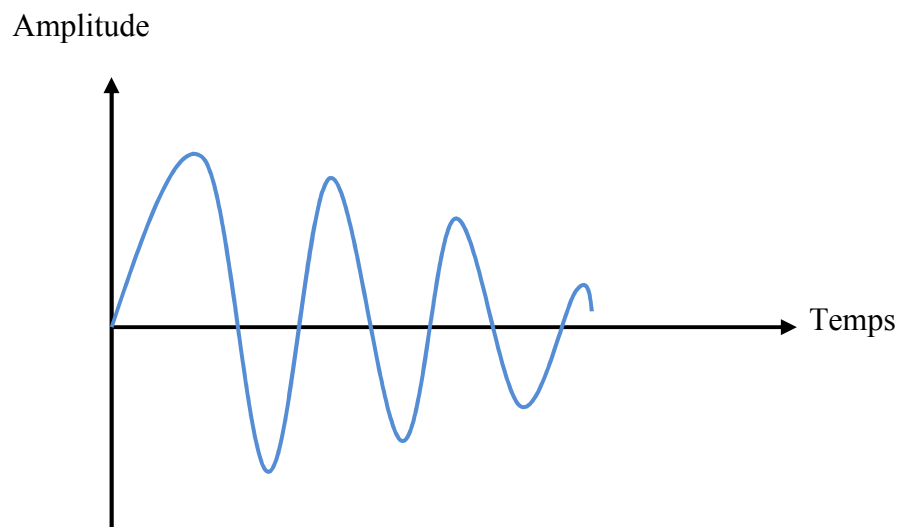


Fig. II.3. Vibration harmonique.

Elle est décrite par l'équation :

$$X(t) = X_0 \cdot \sin (wt + \varphi) \quad (II.4)$$

Avec :

w : vitesse angulaire ou pulsation de mouvement ($2\pi f$)

f : fréquence du mouvement.

φ : Phase de mouvement par rapport à un repère dans le temps.

II.5.2 Vibration périodique :

Correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un diapason ou, plus généralement, à un mouvement complexe périodique que l'on peut décomposer en une somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à analyser.

Les mouvements sinusoïdaux élémentaires sont appelés « composantes harmoniques » et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement étudié qui est appelée « fréquence fondamentale » ou fréquence de l'harmonique d'ordre 1 [12].

Une vibration périodique est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé période.

Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique.

C'est le cas le plus fréquent rencontré sur la machine.

Une vibration périodique est la composée de plusieurs vibrations harmoniques.

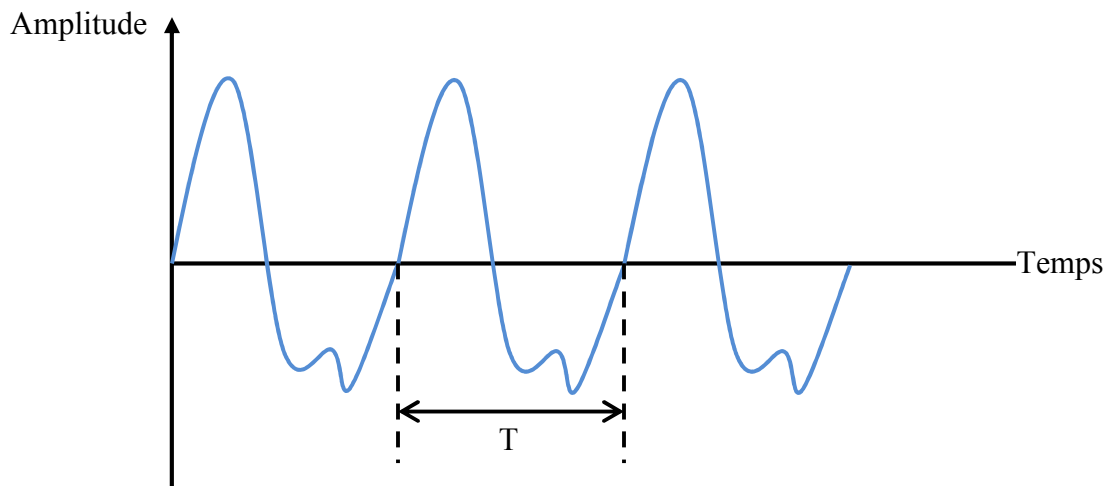


Fig. II.4. Vibration périodique [9].

Elle est décrite par l'équation :

$$X(t) = \sum_{i=1}^n [X_i \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \quad (II.5)$$

II.5.3 Vibration apériodique :

Comme par exemple (la vibration générée par le phénomène de cavitation sur une pompe) elle est caractérisée par un mouvement oscillant aléatoire qui ne se produit pas identiquement à lui-même comme les mouvements périodiques.

Les vibrations aléatoires ne peuvent être représentées mathématiquement que par une série de relations de probabilités car il faudrait théoriquement un temps infini pour les analyser, mais

on peut considérer que la fonction aléatoire est une fonction périodique dont la périodicité est égale à l'infini et que cette fonction est constituée d'une infinité de fonctions sinusoïdales dont la fréquence varie de façon continue.

Ces vibrations caractéristiques sont donc toutes identifiables et mesurables. La tendance à l'accroissement de leur intensité est représentative de l'évolution de l'effort qui les génère et révélatrice du défaut qui se développe [12].

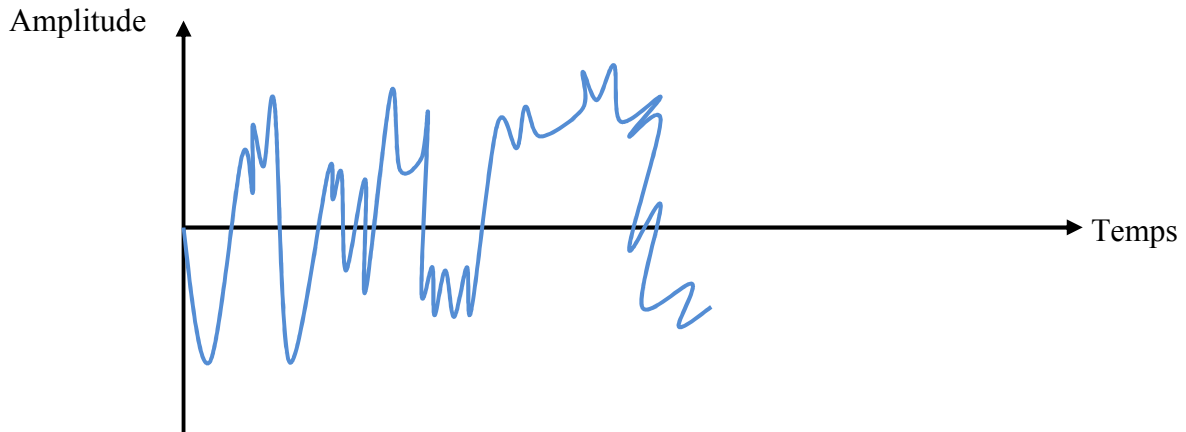


Fig. II.5. Vibration aperiodique [9].

Elle est décrite par l'équation :

$$X(t) = \sum_{i=1}^{\infty} [X_i \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \quad (II.6)$$

II.6 Les grandeurs de mesure :

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes :

- ❖ Déplacement;
- ❖ Vitesse;
- ❖ accélération.

II.6.1 Déplacement vibratoire S(t) :

Le déplacement S(t) d'une vibration harmonique est décrite par l'équation :

$$s(t) = X_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (II.7)$$

Les unités couramment utilisées sont le micromètre (μm) et le pouce, avec :

$$1 \text{ pouce} = 25,4\text{mm}$$

II.6.2 Vitesse vibratoire $V(t)$:

La vitesse $v(t)$ de cette vibration s'obtient par la dérivation de l'équation :

$$V(t) = \frac{d(s)}{dt} = X_0 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

$$V(t) = V_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi + \pi/2) \quad (\text{II. 8})$$

Les unités couramment utilisés sont le millimètre par seconde (mm/s) ou le pouce par seconde (pps), avec $1\text{pps}=25,4\text{mm/s}$

II.6.3 Accélération vibratoire $A(t)$:

L'accélération $A(t)$ de cette vibration s'obtient par dérivation de l'équation :

$$A(t) = \frac{d(v)}{dt} = V_0 \omega \cos(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2})$$

$$A(t) = A_0 \sin(\omega t + \varphi), \quad A_0 = -\omega V_0 \quad (\text{II. 9})$$

Les unités couramment utilisées sont le mètre par seconde au carré [m/s^2] ou le [g], étant l'unité d'accélération de la pesanteur. Avec $1g = 9,81 \text{ m/s}^2$

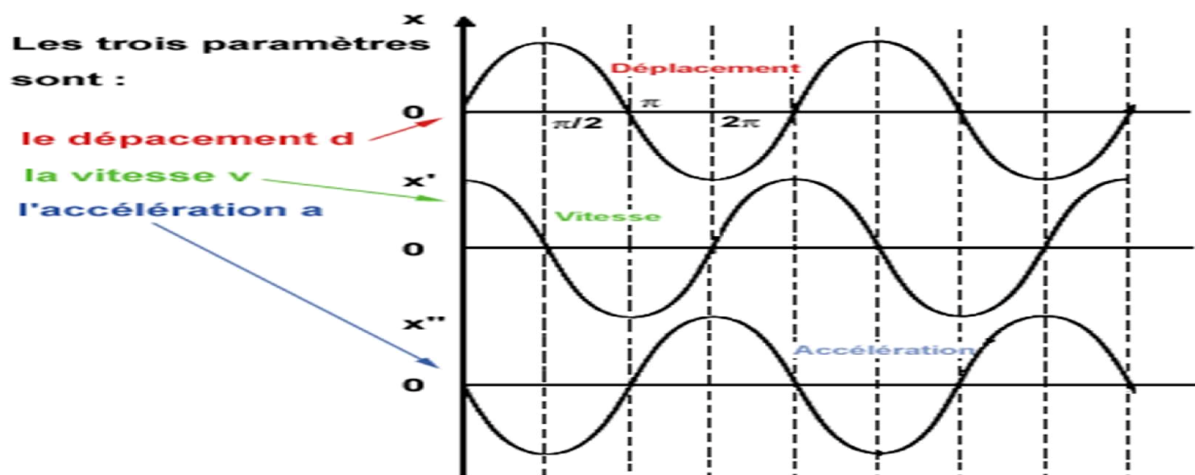


Fig. II.6. Grandeurs associées à l'amplitude d'une vibration.

II.7 Les capteurs de vibrations :

Il existe différents types de capteurs de vibrations, et chacun des trois paramètres (déplacement, vitesse, accélération), peut être mesuré.

Un capteur se caractérise principalement par :

- Sa plage d'utilisation,
- Sa gamme de mesure des amplitudes,

- Sa tenue en température,
- Ses grandeurs d'influence,
- Son poids et ses dimensions.

II.7.1 Capteur de déplacement :

Dans ce qui va suivre, nous allons décrire le plus répandu parmi les capteurs sans contact.

Il existe en effet des capteurs :

- ✓ Inductifs,
- ✓ Capacitifs,
- ✓ A courants de Foucault.

C'est ce dernier principe qui s'est imposé dans le monde entier.

II.7.1.1 Mesure de déplacement d'après le principe des courants de Foucault :

Ces chaînes sont constituées de deux parties essentielles :

- Le capteur
- Le conditionneur (oscillateur démodulateur)

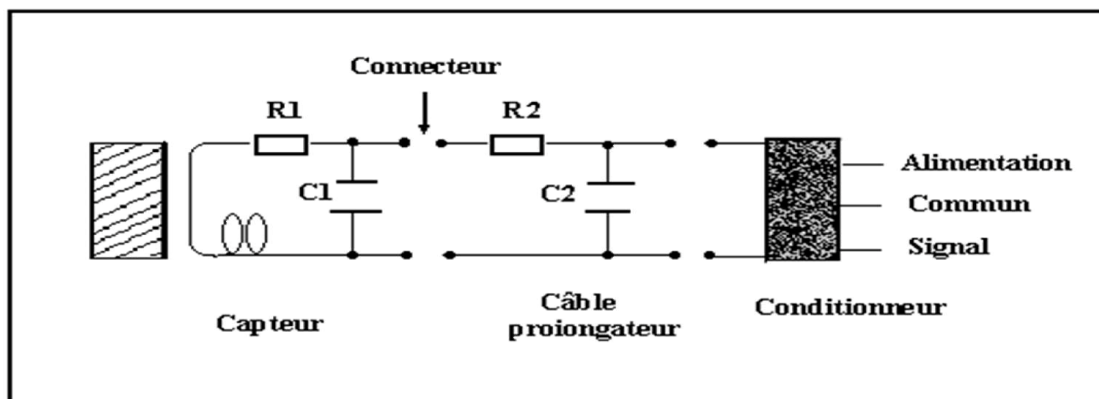


Fig. II.7. Schéma d'une chaîne de mesure à courants de Foucault [9].

La bobine et le conditionneur forment d'ensemble un circuit électrique oscillant. La figure II.7 montre clairement que le câble du capteur et le câble prolongateur sont des composants figés du circuit oscillant. Une modification de la longueur totale de ces câbles conduit automatiquement à une variation de ses paramètres électriques : résistance et capacité. C'est pour cette raison que les longueurs de câble sont ajustées à des valeurs bien précises, et qu'elles ne doivent jamais être retouchées par la suite.

Le circuit oscillant crée un champ magnétique alternatif dans la bobine du capteur. D'après le principe d'induction, il se crée alors des courants de Foucaults dans un corps conducteur que l'on approche du capteur. Ces courants de Foucaults agissent à leur tour sur la bobine par

l'intermédiaire du champ magnétique et consomment ainsi de l'énergie électrique. Cette transformation d'énergie est d'autant plus importante que le corps métallique est proche de la bobine et que sa susceptibilité magnétique est élevée.

Elle se traduit alors dans le conditionneur par une diminution de tension. Cet effet est démodulé dans la conditionneur et transformé en un signal de mesure proportionnel à la distance objet/bobine. La sensibilité la plus utilisée est de 8 mV/ μm [9].

II.7.2 Capteur de vitesse (vélocimétrie) :

Parmi tous les systèmes physiquement susceptibles de mesure la vitesse de vibration, le principe électrodynamique est le plus robuste et le plus facile à mettre en œuvre. Par ailleurs, il est particulièrement adapté aux machines à faible vitesse de rotation.

Vélocimétries :

Les capteurs de vitesse, ou vélocimétries, sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée.

Les vélocimétries 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. la vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse de mouvement de la bobine.

La fréquence de résonance de ce type de capteurs se situe généralement entre 8 et 15 Hz et la gamme dynamique s'étend de 10-2000 Hz environ [25].

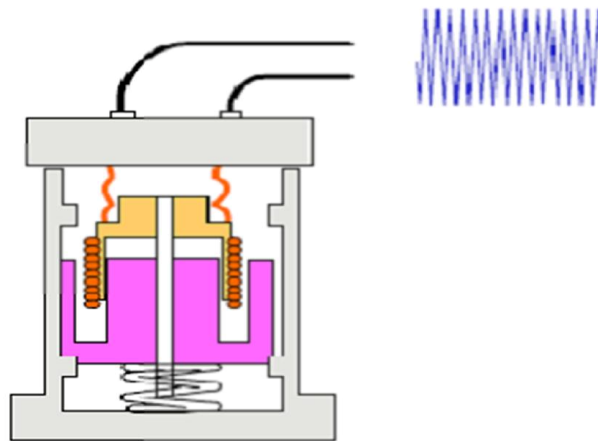


Fig.II.8. Schéma de vélocimétrie [25].

II.7.2.1 Mesure des vitesses vibratoires d'après le principe électrodynamique :

Une force électromotrice (f.e.m) d'induction e est alors générée, qui le produit de la vitesse v de vibration, de l'induction magnétique B et de la longueur l de l'enroulement.

$$e = B.l.v \qquad e = k.v \quad (II.10)$$

et pour B et I constantes ($B.I=K$)

La f.e.m d'induction est proportionnelle à la vitesse de vibration.

II.7.2.2 Réponse en fréquence :

La caractéristique représente la tension de sortie d'un capteur électrodynamique en fonction de la fréquence de vibration à vitesse constante.

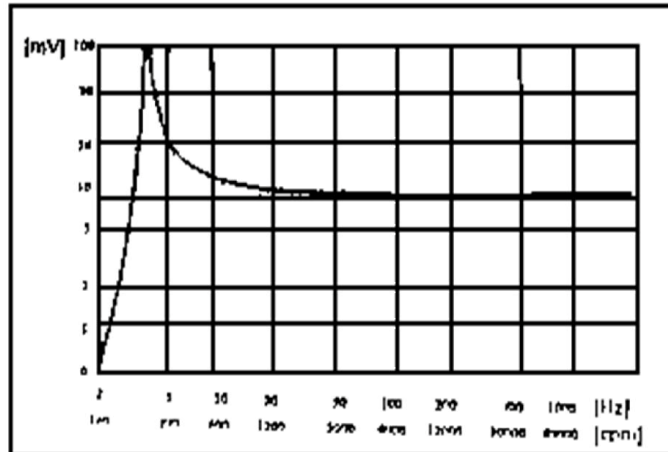


Fig. II.9. Réponse en fréquence typique d'un capteur électrodynamique de la vitesse de vibration

II.7.2.3 Plage de fréquence

Les plages de travail en fréquence de différent capteur sont fonction de leurs caractéristiques. Sans linéarisation elles sont : 8 à 2000 HZ et 20 à 2000 HZ.

Point de mesure :

Le point de mesure peut être quelconque. Afin de ne pas perturber la mesure. Il est souhaitable que la masse du capteur soit inférieure à environ 10% de la masse en mouvement.

II.7.3 Capteur d'accélération (accéléromètre) :

Dans la pratique, les capteurs d'accélération les plus répandus sont les capteurs piézo-électriques. Il en existe des exécutions très variées d'un point de vue tant mécanique qu'électrique. Le capteur d'accélération doit être choisi en fonction de son utilisation.

II.7.3.1 Mesure des accélérations vibratoires d'après le principe piézo-électrique :

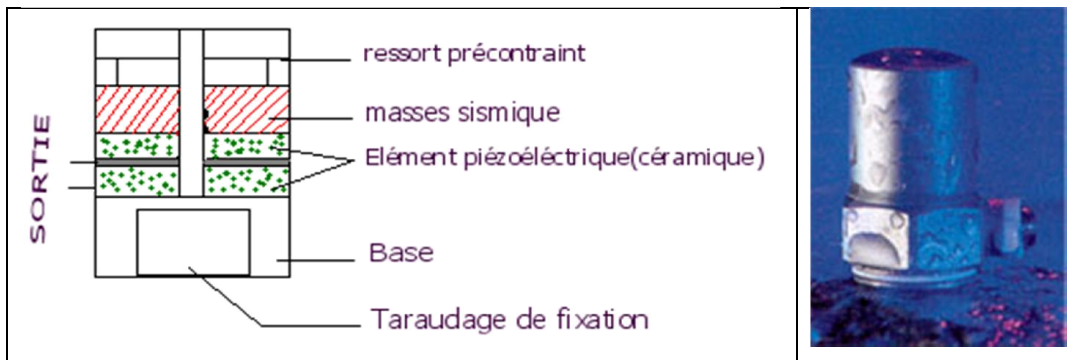


Fig. II.10. Schéma d'un capteur Piézoélectrique.

Les éléments actifs de ce type de capteur (Fig. II.11) sont des disques de cristal piézo-électrique présentant la propriété de transformer une oscillation mécanique (pression ou cisaillement) en charge électrique.

- Effet piézo-électrique

$$\begin{array}{l}
 Q = K_i \cdot P \\
 P = F/S \quad Q = K \cdot a \\
 F = M \cdot a \quad \text{Avec :} \\
 K \cdot a = k_i \cdot M \cdot a/s
 \end{array}
 \left\{
 \begin{array}{l}
 Q : \text{charge électrique générée par l'effet piézo-électrique [pC]} \\
 P : \text{pression exercée sur la céramique [N/M}^2\text{].} \\
 F : \text{force exercée sur la céramique [N]} \\
 S : \text{surface de contact entre la masse sismique et la céramique [m}^2\text{]} \\
 M : \text{masse sismique [Kg]} \\
 a : \text{accélération du capteur [m/s}^2\text{].} \\
 k : \text{constante [pC/N/m}^2\text{].} \\
 K : \text{facteur de transmission [pC/m/s}^2\text{]}
 \end{array}
 \right.$$

II.7.3.2 Plage de fréquence :

La plage de fréquence utilisable linéairement est égale environ à un tiers de la fréquence de résonance de capteur.

II.7.3.3 Amplificateur de charges :

Le facteur de transmission K a pour dimension [PC/m/s²], avec PC = 10⁻¹² C (coulomb). Aussi ne doit-on pas utiliser un câble trop long (max 4 à 5 mètres) pour transmettre le signal d'un accéléromètre, sous peine de capter également des parasites (effet tribo-électrique) dont l'ordre de grandeur peut atteindre plusieurs centaines de pC.

L'analyse vibratoire

Afin de pallier cet inconvénient, on installe, le plus près possible du capteur, un amplificateur de charge qui transforme le signal, exprimé en $[pC/m/s^2]$, en un signal transportable sur quelques centaines de mètres, exprimé en $[mV/m/s^2]$.

Les capteurs industriels les plus évolués possèdent un amplificateur de charge incorporé et délivrent ainsi directement un signal de haut niveau. Ces capteurs à électronique intégrée ont cependant une plage de température limitée : $40^{\circ}C$ à $+ 121^{\circ}C$ pour les plus performants.

- **Point de mesure :**

Le point de mesure peut être quelconque. Aucune précaution particulière n'est requise tant que les fréquences à mesurer restent basses (quelques centaines de Hz). Les hautes fréquences ne pourront être appréhendées que si la fixation est très soignée.

II.8 Influence de la fixation du capteur :

Le tableau II.1 présente, à titre d'exemple, l'influence de mode de fixation les plus répandus (vissage ou collage) sur un capteur dont la fréquence de résonance se situe à 35 KHZ et dont la plage de linéarité s'étend jusqu'à 10kHz.

Tableau .II.1. Influence de mode de fixation sur un capteur:

Mode de fixation	Vissage	Aimant	Point de touche
Fréquence de résonance de l'ensemble monté [kHz]	35	7	2
Domaine de linéarité [kHz]	10	2	0,6
Précautions à prendre	S'assurer que la face d'appui du capteur est bien en contact avec le point de mesure	Surface propre et plane (usinée)	Eviter les résonances de contact
Avantage	Mesure juste et précise	Compromis souvent acceptable	Simplicité de la prise de mesure
Inconvénients	Installation parfois coûteuse	Support ferromagnétique, mode de fixation limité en température	Incertitude importante liée à l'opérateur

II.9 Avantages Et Inconvénients Des Vibrations :

Parmi les inconvénients des vibrations, nous citons :

- ❖ Les vibrations sont néfastes.
- ❖ Les vibrations provoquent la fatigue des matériaux qui peut conduire à leur destruction prématurée.
- ❖ Les vibrations d'un élément de machine par rapport à un autre peuvent provoquer leur contact.

De temps à autre, malgré tout, les vibrations fournissent un travail utile pour :

- ❖ Réduire les frottements,
- ❖ Dégazer les métaux liquides (rupture des bulles dans ces métaux),
- ❖ Supprimer les contraintes résiduelles en traction,
- ❖ Apprécier l'état mécanique d'un système.

Conclusion :

Les vibrations sont des phénomènes physiques, utilisés pour mettre en évidence les défauts de fonctionnement, ou de dégradation de la machine tournante, et donnent une meilleure mesure de son état. Malgré la différence de principe entre les capteurs de vibration, leur but est le même à savoir : transformation d'une vibration mécanique en un signal électrique.

On peut avec des capteurs placés en des points particuliers enregistrer les vibrations transmises par la structure de la machine, et grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts dynamiques agissant sur la machine.

Chapitre III:

Notions sur le traitement du signal

Généralités sur le traitement du signal :

III.1 Introduction :

Pendant longtemps le traitement du signal c'est essentiellement intéressé aux signaux dépendant d'une seule variable (le temps). Le développement rapide des moyens de traitement à la fois dans leur capacité de stockage et dans leur vitesse de calcul permet de mettre en œuvre des systèmes de traitement de signaux dépendant de plusieurs variables (temps, fréquence, espace... etc.)

Ce chapitre présente les méthodes de traitement du signal les plus utilisées dans la détection des défauts sur les machines tournantes tels que les méthodes statistiques, et l'analyse spectrale basée sur la transformée de Fourier. Il est également consacré à introduire les bases théoriques des méthodes d'analyse temps-fréquence les plus connues telles que : La transformée de Fourier à fenêtre glissante (Short Time Fourier Transformation STFT), la transformée en ondelettes (TO) sont aussi expliquées.

III.2 Traitement de signal :

C'est la discipline technique qui s'appuyant sur les ressources de l'électronique, de l'informatique et de la physique appliquée, pour l'élaboration ou l'interprétation des signaux, son champ d'application se situe donc dans tous les domaines concernés par la perception, la transmission ou l'exploitation des informations véhiculées par ces signaux.

III.2.1 Objectifs du traitement de signal :

Le traitement de signal a deux objectifs principaux :

- a) la manipulation des signaux, c.-à-d. l'étude de leur transformation et les moyens qui permettent les transformations.
- b) Séparation des signaux utiles et des bruits ce qui comprend les techniques de détection, d'estimation et de classification.

III.2.2 La théorie de signal :

Elle a pour objectif d'établir différentes représentations mathématiques du signal, elle vise :

- A établir des relations entre diverses représentations.
- A établir des modifications caractéristiques de ces signaux lorsque ceux-ci sont appliqués à des systèmes physiques.

III.2.3 Signal :

Le signal est un phénomène physique dépendant du temps et d'autres variables transportant l'information utile à l'observateur.

Les principaux types des signaux :

a) Signaux déterministes :

Il s'agit des signaux dont le modèle mathématique est connu (signaux périodiques, sinusoïdaux,)

b) Signaux aléatoires :

Il s'agit des signaux dont le modèle mathématique n'est pas connu et leur évolution en fonction de temps est imprévisible.

III.3 L'échantillonnage:

Le signal physique complet n'est pas étudié en pratique. En fait, seule la représentation numérique du signal est utilisée pour réaliser les calculs voulus. La numérisation du signal est une transformation discrète du signal physique considéré comme continu dans le sens mathématique du terme.

Un échantillon discret est l'ensemble des valeurs d'un signal continu prises aux instants $t_i = t_0 + i\Delta t$, i : étant un entier positif. La discrétisation d'un signal induit une perte d'information qui peut être préjudiciable au diagnostic. Cette perte d'information est liée au nombre de composantes des fréquences élevées qu'introduit le processus de discrétisation (théorème de Shannon)[7].

L'opération de discrétisation est effectuée périodiquement sur le signal temporel à une période T_e . La fréquence d'échantillonnage équivaut alors à :

$$F_e = \frac{1}{T_e} \quad \text{III.1}$$

comme le montre la figure (III.1.) :

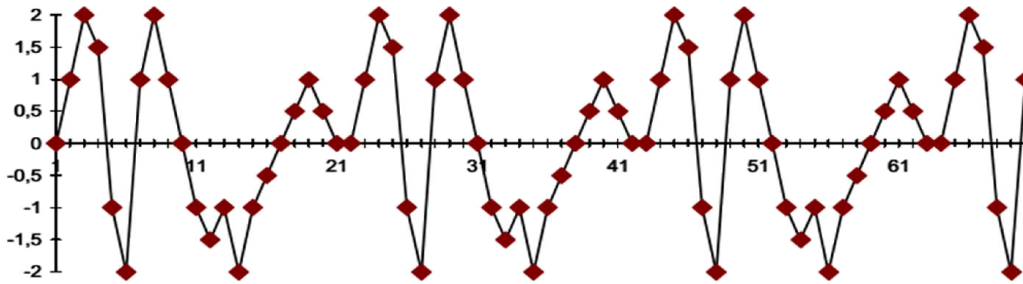


Fig.III.1. Discrétisation du signal.

L'application du théorème de Shannon permet d'éviter le recouvrement spectral mais pour cela il faut choisir :

$$f_e \geq 2.f_{\max} \quad \text{III.2}$$

En pratique, la valeur couramment choisie pour la fréquence d'échantillonnage est :

$$f_e = 2,56f_{\max} \quad \text{III.3}$$

III.4 Résolution:

Pour réaliser de bonnes mesures, il est nécessaire de choisir une résolution appropriée dans la bande de fréquences de travail. Une résolution est satisfaisante lorsqu'elle permet de dissocier des fréquences voisines. Elle dépend de la largeur de la bande de fréquences, du nombre de points N_e et du nombre de lignes de l'analyseur [7].

$$\Delta f = \frac{f_e}{N_e} = \frac{1}{N_e \cdot T_e} \quad \text{III.4}$$

Avec :

N_e : nombre de points enregistrés, T_e : période d'échantillonnage, f_e : fréquence d'échantillonnage.

III.5 La chaîne d'acquisition:

Cette chaîne de mesure est le maillon indispensable de l'analyse du signal pour l'acquisition des signaux. Le capteur d'accélération a pour rôle de transformer les phénomènes (vibrations) mécaniques en signaux électriques. L'amplificateur va ensuite augmenter son intensité afin de pouvoir traiter le signal. Les limitations dans la plage de fréquences sont réalisées grâce à des filtres « passe haut » et « passe bas » comme le montre la figure (III.2).

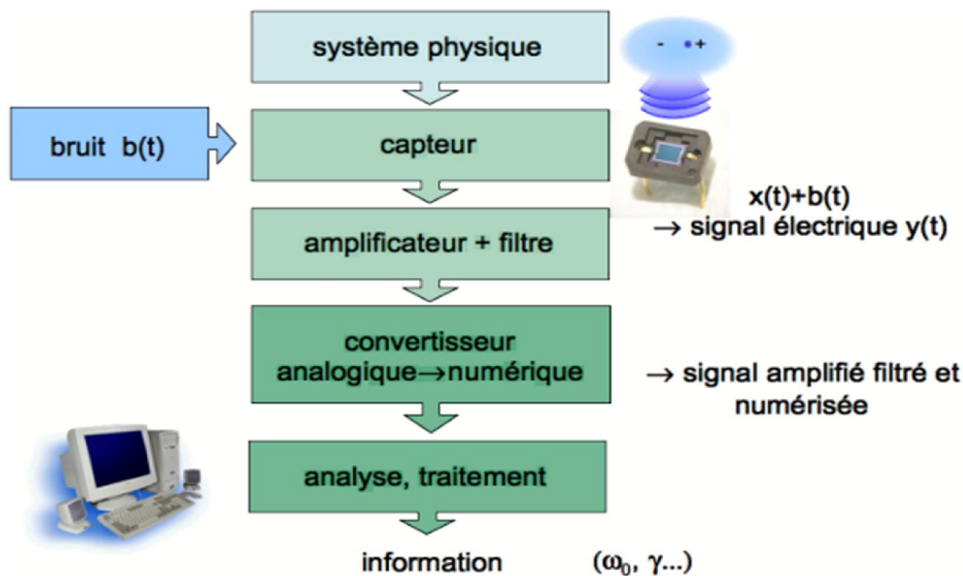


Fig.III.2. la chaine d'acquisition.

III.6 Les méthodes de traitement du signal :

III.6.1 Méthode d'analyse temporelle :

Cet outil est aisé à employer lorsque le signal est simple (vibration de type sinusoïdal du balourd d'un rotor par exemple), mais devient inexploitable dans le cas de sollicitations multiples et de faible influence sur les défauts complexes.

L'analyse temporelle est basée directement sur le signal lui-même.

III.6.1.1 Analyse statistique par indicateurs scalaires :

Elle englobe les indicateurs scalaires statistiques qui sont associés à un signal brut ou ayant fait l'objet d'un traitement préalable (filtrage, démodulation). On trouve, les grandeurs caractéristiques de l'amplitude (valeur efficace, amplitude crête, taux de modulation...), de la distribution d'amplitude (facteur de crête, kurtosis).

L'analyse statistique utilise les premiers moments statistiques de la densité de probabilité du signal vibratoire.

-Valeur efficace(RMS): Root Mean Square, une valeur très caractéristique du signal, c'est l'image de l'énergie contenue dans un signal. Elle est exprimée en unité physique (m/s^2 , m/s , m ou g pour les vibrations par exemple). Elle est très bien adaptée pour les composantes déterministes du spectre (raies pures). La valeur efficace se détermine par la formule suivante [5, 21]:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^t x^2(t) dt} \quad III.5$$

Où: $x(t)$ est la fonction représentative du signal et «t» le temps d'analyse.

L'avantage d'un tel indicateur est son extrême facilité de mise en œuvre. Cependant, il est peu sensible, on l'utilise en général quand la puissance du signal vibratoire en fonctionnement sain est faible par rapport à la puissance du défaut.

Cet indicateur est traditionnellement utilisé pour des signaux de type accélérations et sur une large bande de fréquences entre 0 et 20 kHz. Cependant, il n'est pas rare de voir des valeurs RMS calculées sur des bandes de fréquences correspondant à des résonances de structure pour augmenter la sensibilité de l'indicateur[7].

- **Moment d'ordre 3** : couramment appelé «Skewness», représente le taux de dissymétrie de la distribution des amplitudes du signal par rapport à la valeur moyenne [2, 5]:

$$M_3 = S_k = \frac{1}{\sigma^3} \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^3 p(x) dx \quad III.6$$

C'est une quantité sans dimension, Elle sera positive ou négative selon l'étalement de la courbe à droite ou à gauche, respectivement, de la valeur moyenne.

- **Kurtosis**: c'est le moment d'ordre 4 normé de la distribution statistique du signal. C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3 (k d'un signal gaussien égal à 3). Lorsqu'un défaut est détecté, sa valeur devient supérieure à 3. L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure[7, 2]. Il est défini par:

$$M_4 = K = \frac{1}{\sigma^4} \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 p(x) dx \quad III.7$$

Ou par :

$$K_u = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left[\frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \right]^4 \quad III.8$$

Tableau. III.1. Critère de sévérité du kurtosis [2].

	Sévérité
1.5	Bon: signal harmonique
2.8à3.2	Passable: signal aléatoire
3.2à4	Elevé
>4	Critique

- **Facteur de crête:** c'est un indicateur de surveillance simple à calculer, car c'est le rapport entre la valeur de crête du signal et sa valeur efficace (RMS), comme il peut se calculer par le rapport entre la valeur maximale du signal et son écart type [2, 5].

$$F_c = \frac{V_{\text{crete}}}{\text{RMS}} \quad \text{III. 9}$$

Cet indicateur est utilisé pour la détection spécifique d'impulsion sous de choc présents dans le signal vibratoire.

III.6.2 Méthode d'analyse spectrale :

III.6.2.1 Analyse fréquentielle :

L'analyse dans ce domaine est basée sur la transformation du signal du domaine temporel au domaine fréquentiel, l'avantage de l'analyse dans ce domaine par rapport au domaine temporel, est son aptitude d'identification et d'isolation facile de certains composants fréquentiels d'intérêt.

Ainsi cette analyse de spectre permet de mettre en évidence les différentes périodicités dans le signal original. Pour obtenir le spectre $X(f)$ de $x(t)$, on applique la fonction mathématique de la transformée de Fourier.

Transformée de Fourier :

1. Définition :

La transformée de Fourier est une généralisation de la série de Fourier appliquée aux signaux non périodiques [9].

La transformée de Fourier du signal $s(t)$ dénotée TF :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t)e^{-i2\pi ft} dt \quad \text{III. 10}$$

$$\text{Avec : } s(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} S(f)e^{i2\pi ft}df \quad \text{III.11}$$

La formule (III.11) est appelée la transformée de Fourier inverse. La transformée de Fourier $S(f)$ est en générale une fonction complexe pouvant se mettre sous la forme :

$$S(f) = \mathbf{Re}\{ S(f) \} + i\mathbf{Im}\{ S(f) \} \quad \text{III.12}$$

qui révèle une écriture de la transformée de Fourier :

$$S(f) = |S(f)|e^{i\varphi(f)} \quad \text{III.13}$$

L'équation (III.13) constitue la représentation spectrale du signal $s(t)$, elle se décompose en un spectre d'amplitude $|S(f)|$ et un spectre de phase $\varphi(f)$. Le spectre d'amplitude est défini par :

$$|S(f)| = \sqrt{\mathbf{Re}\{ S(f) \}^2 + (\mathbf{Im}\{ S(f) \})^2} \quad \text{III.14}$$

Et le spectre de phase est défini par :

$$\varphi(f) = \text{arctg} \frac{\mathbf{Im}\{S(f)\}}{\mathbf{Re}\{S(f)\}} \quad \text{III.15}$$

2. conditions d'existence :

Tous les signaux ne possèdent pas obligatoirement de transformée de Fourier. pour qu'un signal $s(t)$ ait une transformée de Fourier, il faut et il suffit qu'il vérifie les **conditions de Dirichlet** .

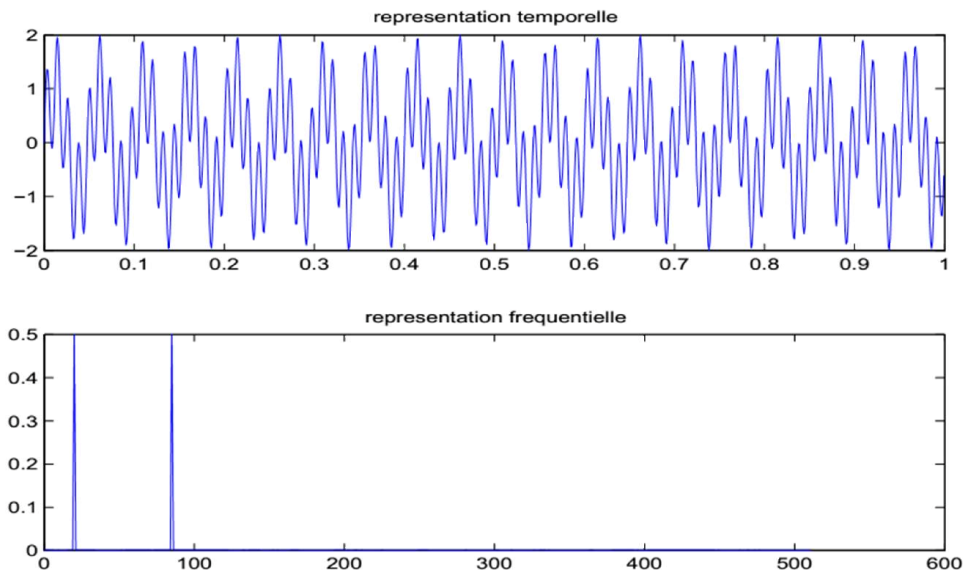
- Le signal $s(t)$ soit absolument intégrable :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |s(t)| dt < \infty \quad \text{III.16}$$

- Le signal $s(t)$ possède un nombre fini d'extremums dans chaque intervalle de temps fini
- Le signal $s(t)$ a un nombre fini de discontinuités finies dans chaque intervalle de temps fini.

Pratiquement tous les signaux à énergie finie vérifient ces conditions suffisantes.

Cependant, certains signaux à puissance moyenne finie, en particulier les signaux périodiques, ne sont pas absolument intégrables et possèdent des transformée de Fourier en faisant intervenir l'impulsion de Dirac.



Signal $f(x) = \sin(40\pi x) + \sin(170\pi x)$ (haut), et module de sa transformée de Fourier $\hat{f}(\nu)$ (bas)

Fig. III.3. La représentation temporelle d'un signal et leur forme spectrale.

III.6.2.2 L'analyse de l'enveloppe (aussi appelée démodulation de l'amplitude):

Elle est basée sur La transformée d'Hilbert qui est un outil très utilisé pour le diagnostic des machines tournantes. La transformée d'Hilbert produit un signal temporel complexe $Z(t)$ défini par :

$$Z(X(t)) = X(t) + jH[X(t)] \quad \text{III.17}$$

L'enveloppe est le module de ce signal, elle représente une évaluation de la modulation présente dans le signal dû aux bandes latérales. Elle révèle la modulation dans les signaux causés par un équipement défectueux. De plus, elle enlève le signal porteur et cela diminue l'influence de l'information sans apport pour le diagnostic des défauts [5].

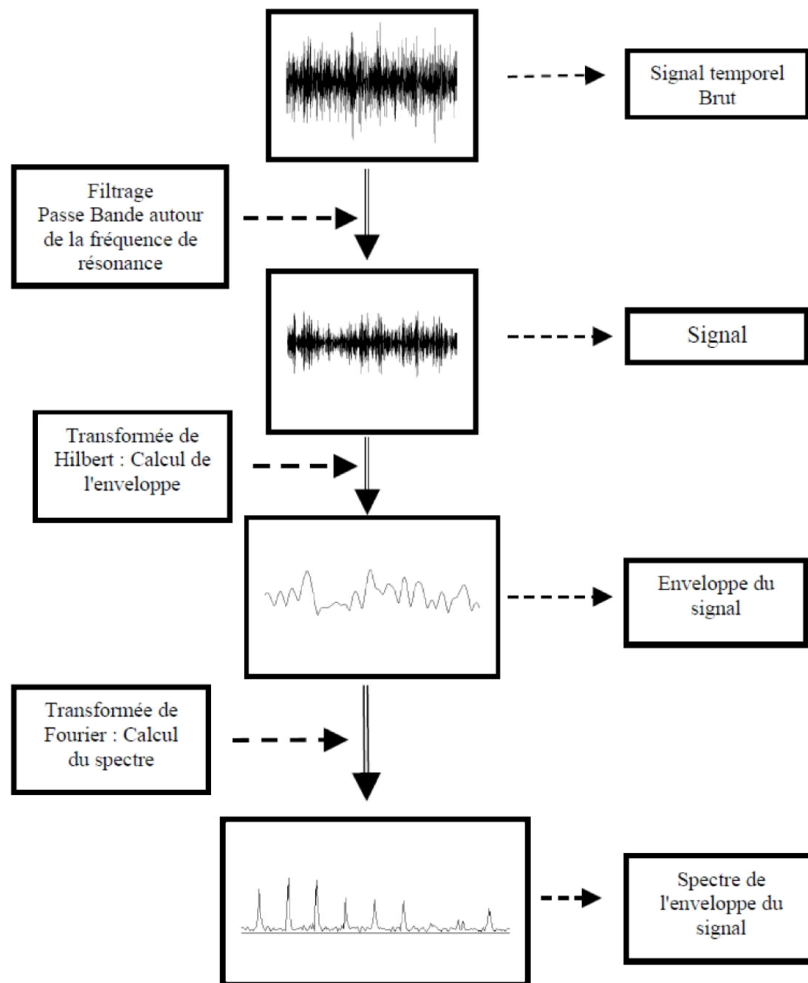


Fig.III.4. l'analyse en enveloppe [12].

III.6.2.3 L'analyse cepstrale :

Cepstre :

Le cepstre est une technique de traitement du signal précieuse, très utilisée dans certains domaines tels que la géophysique, les télécommunications et l'acoustique. Il constitue une aide efficace à l'interprétation des spectres, en permettant une identification rapide de structures périodiques spectrales souvent complexes.

Il est défini comme étant la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal du spectre :

$$C_p(\tau) = \text{TF}^{-1}\{\log|X(f)|\} \quad \text{III. 18}$$

Ici le symbole TF^{-1} signifie la transformée de Fourier inverse.

La variable τ a la dimension d'un temps est appelée « quéfrencé ».

Cependant, le cepstre d'un signal temporel représente une image temporelle de ce dernier.

Cette fonction permet de rechercher, d'identifier toute famille de composantes périodiques dans un spectre qui peuvent se présenter soit sous forme de peigne de raies ou de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique, chose qui n'est pas évidente visuellement sur un spectre.

Elle permet donc de mettre en évidence un certain nombre de défauts induisant des chocs périodiques (tel que jeux, desserrage, défauts des roulements, défauts des dentures...) [19].

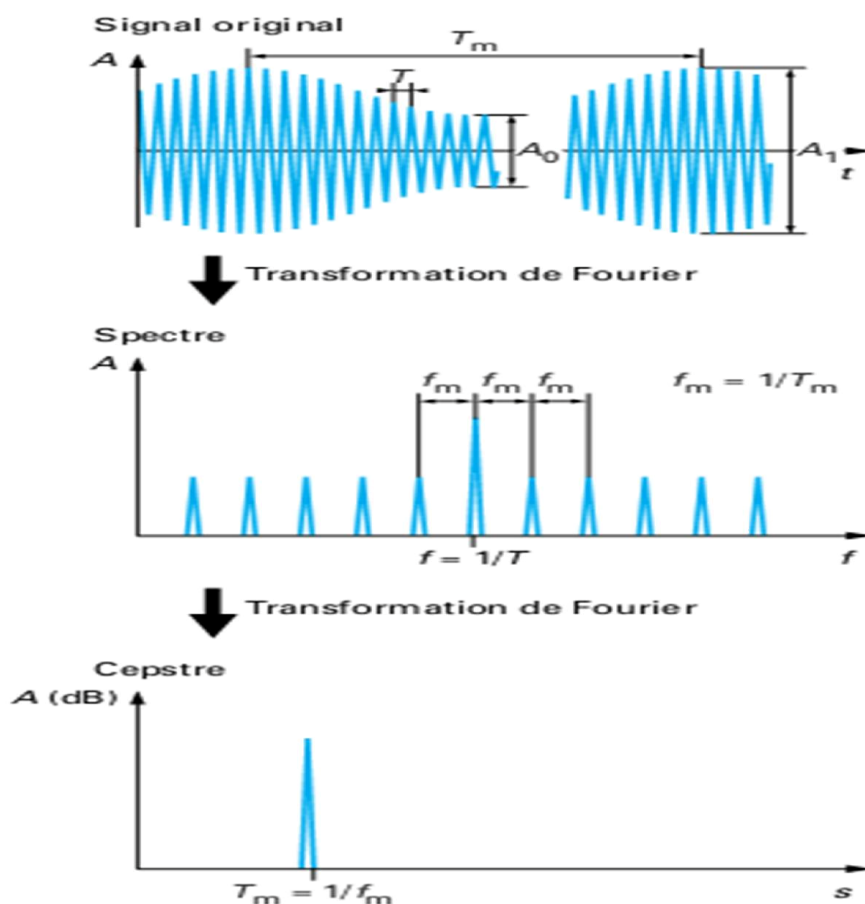


Fig.III.5. La mise en œuvre de la transformée cepstrale [10].

III.6.3 Les méthodes temps-fréquences :

Les signaux non stationnaires ont exigé le développement de méthodes temps-fréquences. La présence des chocs donne au signal vibratoire un caractère non stationnaire, ce qui interdit en principe l'utilisation de la transformée de Fourier qui suppose une stationnarité

d'ordre 2. La transformée de Wigner-Ville, et la transformée de Fourier à court-termes sont les méthodes les plus utilisées.

La transformée de Fourier fenêtrée est la plus ancienne et consiste à réaliser une transformée de Fourier sur une fenêtre du signal, $g(t)$, qui glissera temporellement.

III.6.3.1 Transformée de Fourier sur fenêtre glissante:

Si le signal à étudier est non stationnaire, l'idée de la Transformée de Fourier sur fenêtre glissante (STFT pour Short Time Fourier Transform) est d'analyser celui-ci sur des fractions supposées stationnaires. La transformée de Fourier est appliquée à chaque fraction du signal, permettant ainsi une détermination pas à pas des propriétés fréquentielles du signal [14].

Le signal est analysé sur une fenêtre g sur laquelle le signal est supposé stationnaire. La longueur de la fenêtre est donc choisie afin de vérifier l'hypothèse de stationnarité. Ce choix influence directement sur la résolution de la décomposition : si la fenêtre g est petite, la résolution temporelle est grande mais la résolution fréquentielle est faible, et inversement. Donc, si une grande résolution fréquentielle est nécessaire, alors il faut utiliser une fenêtre d'analyse grande, et il sera alors difficile de respecter l'hypothèse de stationnarité. La forme et la longueur de la fenêtre, ainsi que le pas de déplacement, sont des paramètres qui doivent être fixés au début de l'analyse, ce qui suppose une bonne connaissance, a priori, du signal à analyser. La formule utilisée pour calculer la STFT est :

$$S_{\tau}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * g(t - \tau) * e^{-j2\pi f(t-\tau)} dt \quad \text{III.19}$$

Où $S(t)$ est le signal, τ représente le paramètre de localisation de la fenêtre $g(t)$, $S_{\tau}(f)$ correspond au spectre du signal $S(t)$ autour de τ .

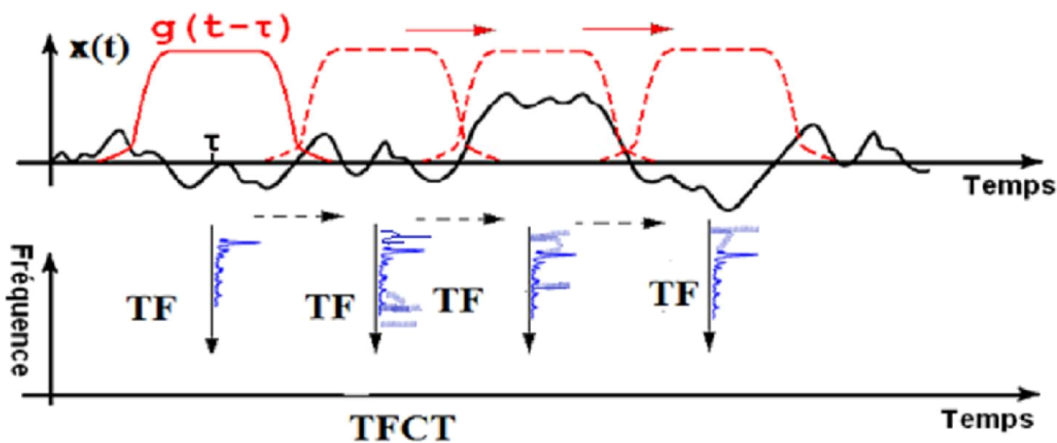


Fig.III.6. La transformée de Fourier sur une fenêtre glissante[6, 14].

La Figure III.6 décrit la procédure de calcul de la STFT : nous calculons la transformée de Fourier du produit $S(t)*g(t-\tau)$ de la même manière qu'on prend la FT d'un signal quelconque (stationnaire) puisque la durée de $g(t)$ est petite. Donc en décalant g et ça répétant la même procédure, nous obtenons une idée du contenu fréquentiel du signal $S(t)$ au long de temps. L'inconvénient majeur de cette technique est, évidemment, que la taille de la fenêtre d'analyse fixe ne correspond pas nécessairement à la nature variable des signaux.

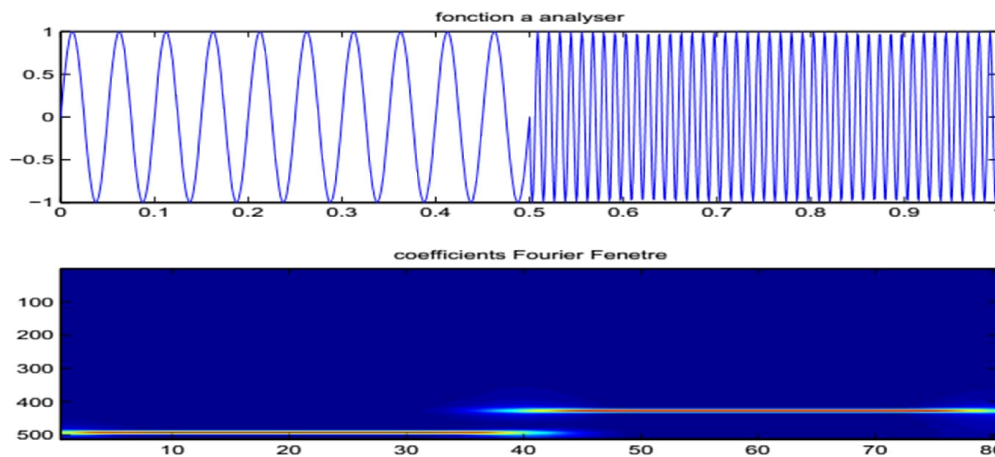


Fig.III.7. Transformée de Fourier à fenêtre glissante.

III.6.4 Les méthodes temps-échelles

Elle est basée sur la transformée en ondelettes. Elle consiste à décomposer le signal en une série d'ondelettes dilatées ou non et localisées temporellement. Cette analyse est multi résolution. Nous obtenons une bonne résolution fréquentielle en basses fréquences, et temporelle en hautes fréquences.

III.6.4.1 Histoire de l'ondelette (wavelet) :

Cependant les renforcements mathématiques remontent au travail de Joseph Fourier dans le dix-neuvième siècle. Fourier a créé les bases avec ses théories d'analyse de fréquence, qui s'est avérée énormément importante et influente. L'attention des chercheurs a graduellement tourné de l'analyse temps-échelle qui elle a commencé à apparaître clairement comme méthode concurrente à la transformée de Fourier.

La mention d'abord enregistrée de ce que nous appelons maintenant un "wavelet" semble avoir lieu en 1909, dans une thèse par Alfred Haar.

On a la première fois proposé le concept des ondelettes sous sa forme théorique actuelle. Jean Morlet et leur équipe au centre de physique théorique de Marseille sous Alex Grossmann en France. Les méthodes d'analyse de l'ondelette ont été développées

principalement par Y. Meyer et ses collègues, qui ont assuré la diffusion des méthodes, une contribution avec l'avantage de l'algorithme remonte au travail de Stephane Mallat en 1988. Depuis lors, la recherche sur des ondelettes est devenue internationale. Une telle recherche est en particulier active aux Etats-Unis, où il devient par le travail des scientifiques comme Ingrid Daubechies, Ronald Coifman, et Vainqueur Wickerhauser.

Le domaine de l'ondelette grandit très rapidement. Beaucoup de papiers mathématiques et des épreuves pratiques sont éditées chaque mois.

III.6.4.2 Applications De l'ondelette

Plusieurs domaines emploient les techniques d'ondelette :

- ✚ Biologie pour l'identification de membrane de cellules, pour distinguer la normale des membranes pathologiques.
- ✚ Métallurgie pour la caractérisation des surfaces approximatives .
- ✚ Finances , pour détecter les propriétés de variation rapide des valeurs.
- ✚ Dans la description du trafic d'Internet, pour concevoir la taille de services. Les buts principaux sont :
 - ✚ Détection de rupture et de bords.
 - ✚ Étude des phénomènes à court terme en tant que processus passagers Comme applications de domaine, nous obtenons :
 - ✚ Surveillance industrielle de roue dentée.
 - ✚ Vérification des bruits anormaux dans les roues, et processus non destructifs de qualité de commande.
 - ✚ Détection des événements pathologiques courts en tant que des crises, les potentiels évoqués dans EEG (médecine).
 - ✚ Identification automatique de cible.

III.6.4.3 La transformée en ondelettes :

L'analyse de l'ondelette représente la prochaine étape logique : une technique de fenêtrage avec régions variable-classées. L'analyse de l'ondelette permet l'utilisation de longs intervalles de temps là où nous voulons l'information de basse fréquence plus précise, et des régions plus courtes là où nous voulons l'information à haute fréquence.



Fig. III.8. La transformée en ondelette.

La transformée en ondelettes est un outil récent de traitement du signal. Son principe repose sur la décomposition d'un signal dans une base de fonctions particulières. De ce point de vue, elle est tout à fait comparable à l'analyse de Fourier. Cependant, les ondelettes sont des fonctions oscillantes au sens large, rapidement amorties, contrairement aux fonctions sinusoïdales de l'analyse de Fourier. Par ailleurs, les ondelettes possèdent la propriété de pouvoir être bien localisées en temps ou en fréquence, ce qui les différencie principalement de l'analyse temps-fréquence classique.

Considérons une fonction $\psi(t)$ répondant au critère d'admissibilité des ondelettes. Cette fonction est définie comme une ondelette mère. Les atomes de la transformée en ondelettes, fonctions servant à la décomposition d'un signal, sont définis par (III.21) où "a" est le facteur d'échelle de l'ondelette qui caractérise sa localisation fréquentielle et "b" est le paramètre de décalage temporel de l'ondelette [18].

Tout comme la transformée de Fourier, la transformée en ondelettes d'une fonction $x(t)$ est définie au moyen d'un produit scalaire.

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \text{ avec } (a,b) \in \mathbb{R} \quad \text{III.20}$$

$$[W_\psi(x)](a,b) = \langle x(t), \psi_{a,b}(t) \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \bar{\psi}_{a,b}(t) dt \quad \text{III.21}$$

Dans le cadre des signaux numériques, c'est la transformée en ondelettes dyadiques qui est préférentiellement appliquée, car elle permet de décomposer un signal dans une base, c'est-à-dire sans perte ou redondance d'informations. Cette technique permet de paver sans recouvrement le plan temps-échelle dans le cas des ondelettes. La transformée en ondelettes dyadiques conduit à l'analyse multi résolution, qui permet de décomposer un signal en sous

bandes fréquentielles. Cette propriété est utilisée en diagnostic pour focaliser l'analyse d'un signal dans un domaine fréquentiel donné.

La décomposition en ondelettes d'un signal conduit à l'obtention d'un signal d'approximation et d'un signal de détail. Le signal de détail contient le contenu fréquentiel haute fréquence du signal d'origine. Le signal d'approximation, contient le contenu fréquentiel basse fréquence du signal d'origine. L'opération est répétée de manière itérative sur chaque approximation conduisant à l'arbre de décomposition d'un signal temporel $x(t)$ de la figure :

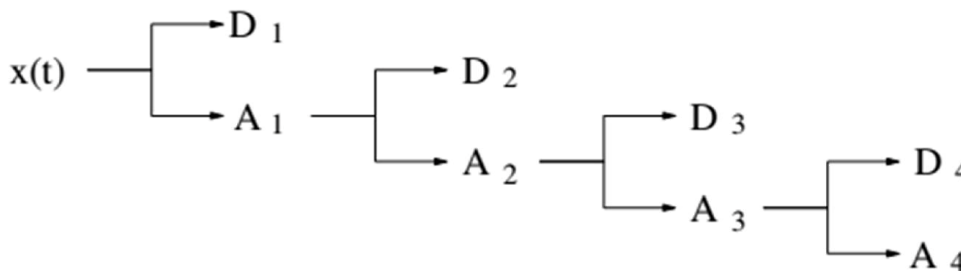


Fig. III.9 Arbre de décomposition en ondelette au niveau $j=4$ [18].

III.6.4.4 La famille d'ondelettes:

Il y a plusieurs ondelettes mères utilisées pour le calcul de la transformée en ondelettes des signaux analysés. Chacune d'entre elles a un domaine d'application défini selon la forme du signal étudié. Le tableau (III.2) contient les familles les plus usuelles [3]:

Tableau III.2. Familles d'ondelettes.

Nom des familles d'ondelettes	Nom court en Matlab
Ondelette de Haar	Haa
Ondelette de Daubechies	D
Symlets	Sy
Coiflets	Coi
Ondelettes biorthogonales	Bio
Ondelette de Meyer	Mey
Approximation discrète de l'ondelette de Meyer	Dme
Ondelettes de Battleet Lemarié	Btl
Ondelettes gaussiennes	Gau
Chapeau mexicain	Mex
Ondelette de Morlet	Mor
Ondelettes gaussiennes complexes	Cga
Ondelettes de Shannon complexes	Sha
Ondelettes B-spline fréquentielles complexes	Fbs
Ondelettes de Morlet complexes	Cmo

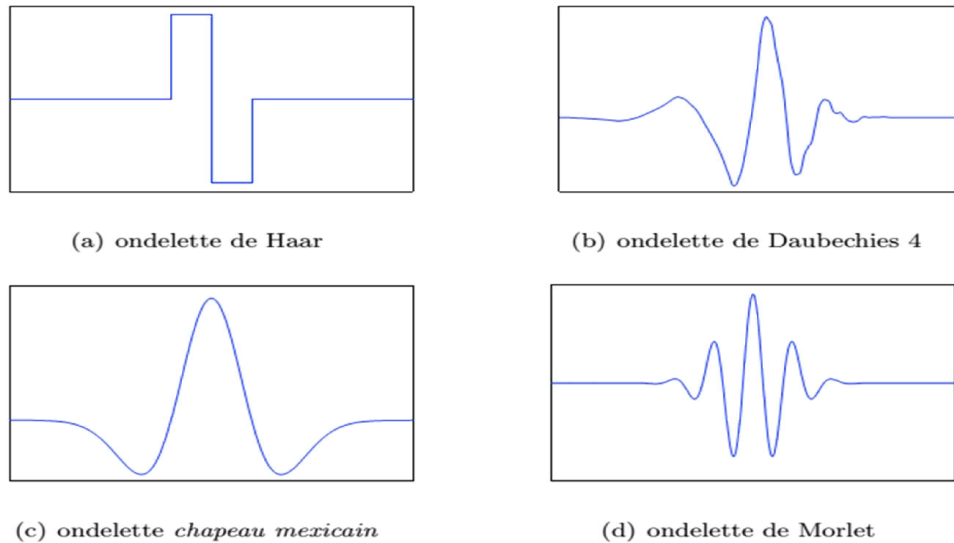


Fig.III.10. Exemples des ondelettes.

III.6.4.5 La transformée d'ondelettes discrète (TOD) :

De point de vue fonctionnel, il s'agit de remplacer une représentation continue, (a, b) par une représentation discrète. Cela se fait en échantillonnant les coefficients de l'ondelette sur une grille hyperbolique qui permet d'avoir une représentation non redondante et de numériser le traitement par ondelettes.

Dans ce cas les paramètres **a** et **b** deviennent :

$$a = a_0^m \text{ et } b = nb_0 a_0^m \quad n, m \in \mathbb{Z} \quad \text{III.22}$$

Où a_0 est un paramètre de dilatation et b_0 est un paramètre de translation.

En effet, l'ensemble des fonctions $(\psi_{m,n})(t)$ devient une base orthonormée si a_0 prend des valeurs très spéciales. Pour la majorité des applications on choisit $a_0 = 2$ et $b_0 = 1$. Alors le pas de translation $b = n2^m$ qui correspond à un réseau dyadique $(t, f) = (nb_0 2^m, 2^m, f_0)$ où f_0 est la fréquence mère. La famille d'ondelettes discrètes devient :

$$\psi_{m,n}(t) = a_0^{-\frac{m}{2}} \psi(a_0^{-m} t - nb_0) \quad \text{III.23}$$

La version discrète de la transformée d'ondelettes continue est donnée par :

$$X_{\text{TOD}}(m, n) = a_0^{-\frac{m}{2}} \int x(t) \psi^*(a_0^{-m} t - nb_0) dt \quad \text{III.24}$$

III.6.4.6 Les ondelettes orthogonales :

Les bases d'ondelettes orthogonales ont été introduites à partir de la forme discrétisée de la TO continue qui est redondante. L'orthogonalité signifie que le produit scalaire d'une ondelette quelconque avec une autre est nul :

$$\int \psi(2^{-j}t - k)\psi^*(2^{-l}t - l)dt = \begin{cases} 1 & \text{lorsque } i = j \text{ et } k = l, \\ 0 & \text{si non.} \end{cases} \quad \text{III.25}$$

L'orthogonalité permet de ne garder que l'information nécessaire et suffisante afin d'assurer la réversibilité. Une ondelette mère orthogonale et sa fonction d'échelle permettent d'effectuer une analyse multi-résolution orthogonale : les espaces de détail et d'approximation sont alors orthogonaux, c'est-à-dire que la projection des vecteurs de la base de l'un des espaces sur l'autre donne zéro. Chaque ondelette et sa fonction d'échelle associée sont également orthogonales.

III.6.4.7 La Multi résolution :

Les ondelettes permettent d'obtenir une résolution temps - fréquences d'un signal physique. Nous ne sommes plus dans le cas de l'analyse de Fourier, ou un choix doit être fait entre l'une ou l'autre représentation du signal.

Une première approche consiste à effectuer une transformée en ondelettes continues, analogue à la transformée de Fourier. Nous avons établi, pour l'analyse de Fourier, un algorithme rapide appelé la transformée de Fourier rapide (Fast Fourier Transform). Cet algorithme permet une économie substantielle de calculs. Dans le cas des ondelettes, un tel algorithme existe également : la multi résolution. L'avantage de cet algorithme est double :

- Il permet d'obtenir une décomposition temps fréquences d'un signal ;
- La ou la FFT nécessite $N \log_{10} N$ calculs, la multi résolution en nécessite $2N$.

III.6.4.8 Les paquets d'ondelettes :

Comme pour les transformées discrètes en ondelettes orthogonales, les paquets d'ondelettes, nécessitent l'emploi d'ondelettes orthogonales. Le principe de la décomposition en paquets d'ondelettes est de réitérer le processus de décomposition d'un signal en approximation et en détail non plus uniquement sur les coefficients d'approximation mais aussi sur ceux des détails (Fig. III.11). On dispose alors d'un plus grand nombre d'espaces de projection. Cet arbre de décomposition peut être vu comme un

tableau de coefficients où les cellules de chaque ligne se décomposent en deux sous arbres correspondant à des sous-espaces orthogonaux. Pour respecter la condition d'orthogonalité, elles ne sont considérées valides que les décompositions qui forment une base complète dans le sens horizontal de ce tableau sans superposition dans le sens vertical (autrement dit, un nœud de l'arbre peut être remplacé par ses deux nœuds enfants). L'arbre de décomposition obtenu donne le choix de la décomposition : décomposition complète (dernière ligne de l'arbre), coefficients d'ondelettes classiques, ou encore toute décomposition orthogonale valide. Différentes approches ont été développées pour un choix pertinent des coefficients [6].

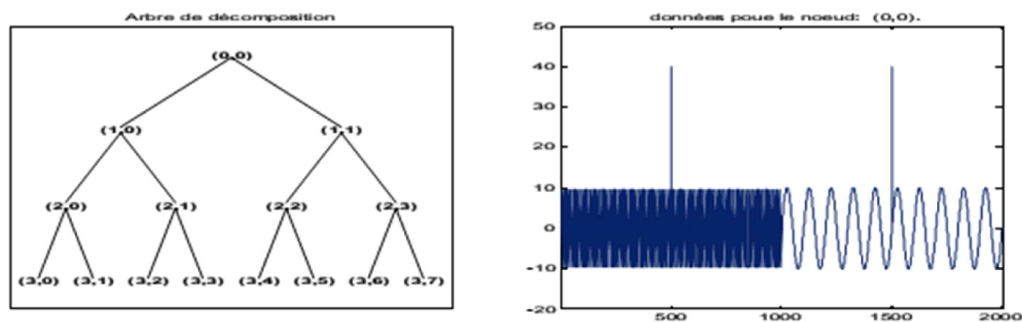


Fig.III.11. l'arbre de décomposition des paquets d'ondelettes du signal [6].

III.6.4.9 Principe de l'EMD :

La décomposition modale empirique ou EMD est une méthode d'analyse de signal mise au point en 1998, par N.E.HUANG ingénieur à la NASA, pour l'étude de données océanographique. Par la suite, elle a été introduite dans d'autres domaines d'applications.

Tout signal $s(t)$ peut être considéré comme la superposition d'une composante lente $a(t)$ (basse fréquence) appelée approximation et une composante rapide $d(t)$ (haute fréquence) appelée détail. Ces composantes sont des IMF (Fonctions Modales Intrinsèques) interprétées comme étant des ondes non stationnaires [15].

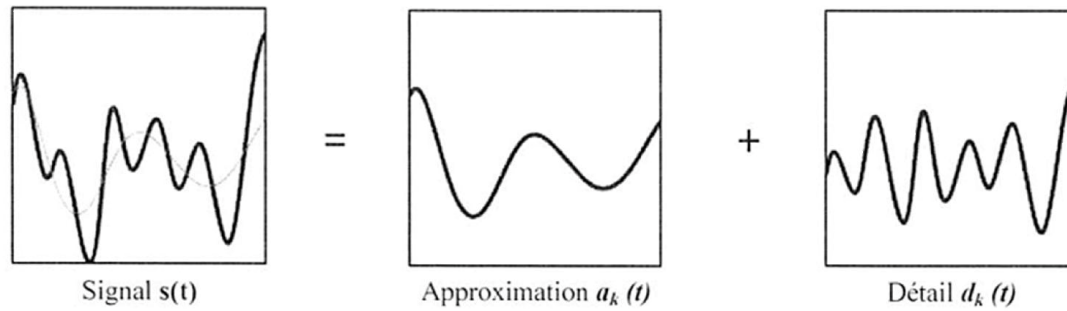


Fig.III.12. Décomposition du signal $s(t)$ en une composante rapide $d_k(t)$ et une lente $a_k(t)$ [15].

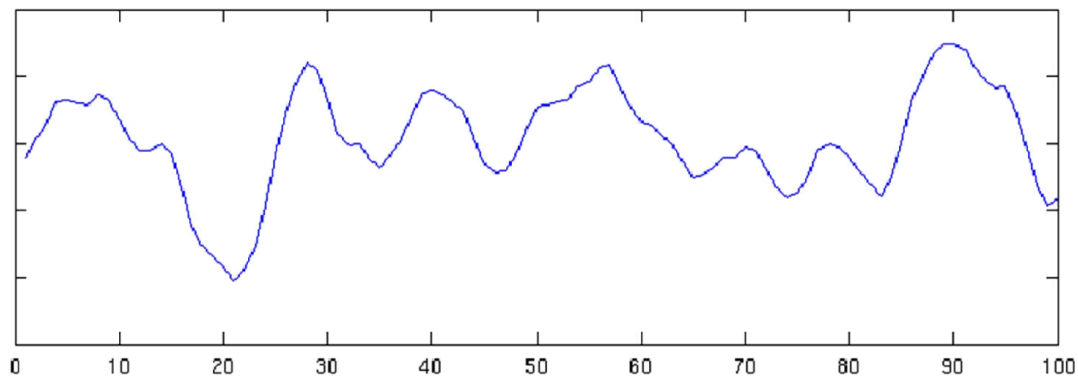
Pour illustrer le principe de fonctionnement de l'EMD nous exposons ci-dessous et à l'échelle 1, les quatre étapes de base :

Etape 1 : soit un signal initial $s(t)$.

Etape 2 : on détermine les extrema de $s(t)$ qui sont interpolés pour trouver les enveloppes E_{sup} et E_{inf} de $s(t)$.

Etape 3 : on détermine la moyenne moy_1 de ces enveloppes.

Etape 4 : on soustrait cette moyenne du signal $s(t)$ et on obtient l'IMF.



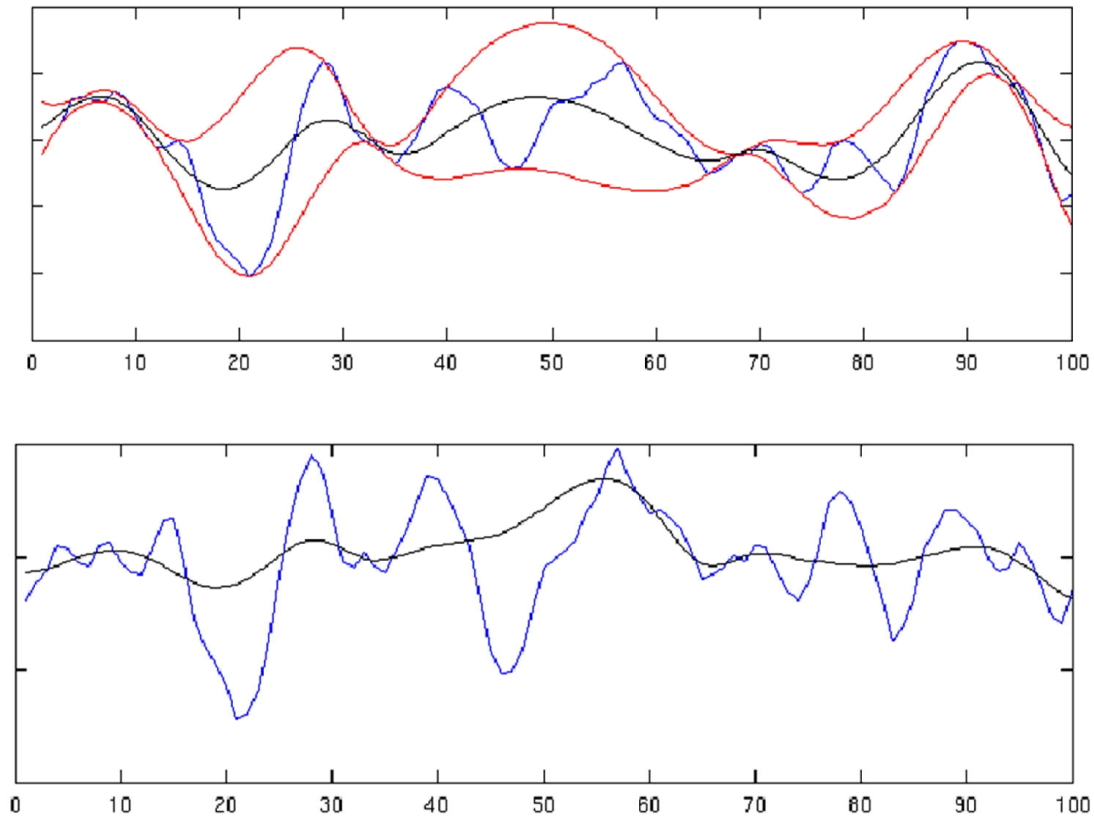


Fig.III.13.principe de fonctionnement de l'EMD [17].

Par cette opération on extrait une composante rapide à laquelle on appliquera à nouveau ces mêmes étapes.

Comme pour la transformée en ondelettes, nous appliquons N itérations respectives ce qui détermine la profondeur, le mode ou l'échelle de la résolution. Nous aboutissons à une décomposition de la forme :

$$s(t) = a_k(t) + d_k(t) \quad \text{III.26}$$

A chacune de ces itérations k ($1 \leq k \leq N$), nous déterminons les maxima du signal et auxquels nous appliquons une interpolation qui définit une enveloppe supérieure et une autre inférieure. La moyenne de ces deux enveloppes définit le signal d'approximation $a_k(t)$.

A l'échelle k , nous déterminons à tout instant t , la moyenne des deux enveloppes puis nous la soustrayons du signal résiduel $a_k(t)$:

$$\text{moy}_k = (E_{K,\text{sup}} + E_{k,\text{inf}})/2 \quad \text{III.27}$$

Comme pour la transformée en ondelettes discrète, l'approximation a_k à l'échelle k est la somme de l'approximation a_{k+1} et des détails d_{k+1} à l'échelle $k+1$:

$$a_k = a_{k+1}(t) + d_{k+1}(t) \quad \text{III.28}$$

Lorsque la moyenne moy_k est nulle, nous arrêtons ces itérations, nous pouvons fixer la valeur de l'échelle N ou imposer au préalable un seuil en dessous duquel nous arrêtons les itérations même si la moyenne n'est pas nulle.

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons donné un aperçu général sur les techniques les plus utilisées dans le domaine du traitement des signaux vibratoires des machines tournantes, qui sont normalement, conditionnées par la nature de la machine, mais aussi par la nature du défaut .

Pendant longtemps, L'outil usuel du traitement est la transformée de Fourier. Elle est très bien adaptée à l'étude des signaux stationnaires. L'analyse temps-fréquence d'un signal a permis de compenser l'invalidité de la transformée de Fourier dans le cas des signaux non stationnaires. L'analyse de la Transformée de Fourier à Court Terme est parmi les techniques temps-fréquences les plus utilisées dans l'analyse des signaux vibratoires, Parmi les méthodes exposées, on trouve l'analyse par les indicateurs statistiques. Ces indicateurs indiquent une modification du comportement vibratoire mais ne permettent pas la localisation de l'élément qui modifie ce comportement. La Transformée en ondelettes et la décomposition en modes empiriques, chacune de ces méthodes a été expliquée aussi.

Il n'existe pas à priori une méthode d'analyse universelle adaptée à tous les signaux.

Dans le prochain chapitre, nous présenterons des applications de ces méthodes sur des signaux réels.

Chapitre IV:

l'étude expérimentale

IV.1 Introduction :

Ce chapitre est consacré à la réalisation des défauts sur un banc d'essais que nous avons construit dans notre atelier dans le but d'étudier le phénomène de vibration des machines tournantes et l'amélioration de l'analyse des signaux engendrés par les différents éléments composant ces machines.

Nous allons créer des défauts bien déterminés et nous allons traiter les résultats obtenus par l'application des techniques de traitement du signal tel que : l'analyse temporelle soit, par la représentation au cours de temps, soit par le calcul des indicateurs scalaires, on peut aussi exploiter la méthode fréquentielle, donc, spectre, enveloppe et on va appliquer la transformée en ondelettes, toutes ces techniques dans le seul but, de sélectionner le plus convenable d'entre eux. Avec les anomalies ordinaires ou combinées.

IV.2 Réalisation du banc d'essais :

A l'atelier mécanique de l'université de Souk Ahras, nous avons réalisé notre banc d'essais, c'est un simple dispositif qui contient les éléments suivants :

- Système de fixation (socle) **(1)**, qui porte les éléments et fixé sur la table d'une fraiseuse **(2)** ;
- Deux arbres de rotation **(3)** avec deux roues dentées sur chacun **(4)**, l'ensemble est supporté par quatre paliers **(5)**, chaque palier contient un roulement **(6)**.
- La transmission de la rotation entre le dispositif et le moteur est assurée par un accouplement mécanique flexible **(7)**.
- Un disque spécial **(8)** et une petite masse **(9)**, l'ensemble est utilisé pour représenter le phénomène de balourd.

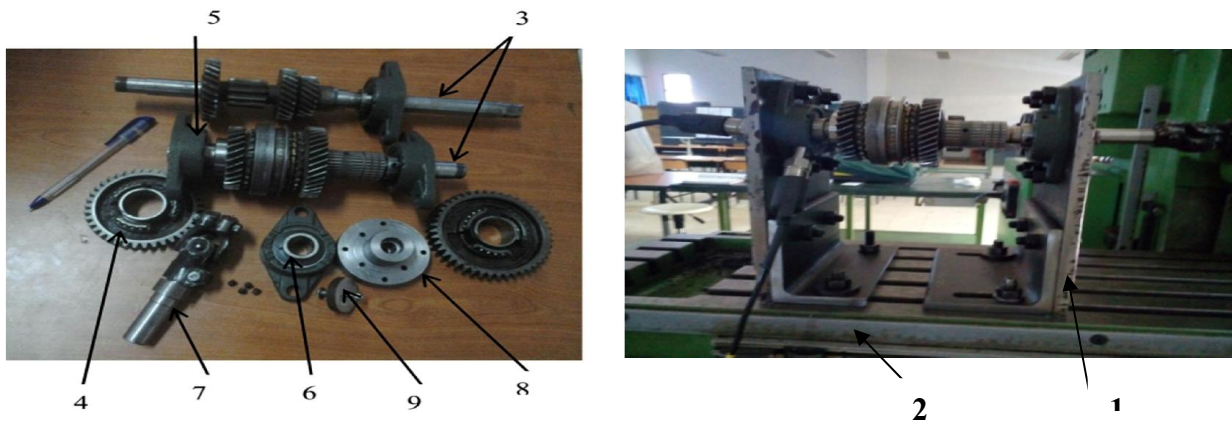


Fig. IV.1 Eléments et montage du banc d'essais.

IV.2.1 Le matériel utilisé :

Le matériel utilisé est constitué principalement d'un collecteur de données, appelé **VIBXPERT** piloté par ordinateur équipé d'un logiciel appelé « **omnitrend** » spécialement conçu pour une gestion informatisée basée sur le traitement des signaux émis par les différents types de vibrations engendrées par les différents organes d'une entité.

Ce type d'appareil est spécialement conçu pour la maintenance conditionnelle et prédictive d'un parc machines et en particulier les machines tournantes à partir d'opérations simples et rapides. Installés à demeure sur les machines, les capteurs assurent une surveillance permanente en comparant l'intensité vibratoire de la machine, mesurée à deux seuils indépendants prééglés. Les relevées vibratoires de fonctionnement sont réalisées grâce aux capteurs « accéléromètres ».

IV.2.2 Le collecteur de données :

C'est un appareil portable qui mesure les vibrations, figure (VI.2) , présente une synthèse très avancée des recherches, notamment en informatique et en électronique. Son objectif est de collecter les mesures des niveaux vibratoires de la machine en fonctionnement dans le temps. Chaque mesure est rattachée aux caractéristiques de l'équipement étudié, conditions d'exploitation et au type de descripteur utilisé (temporel , spectral, cepstral, etc.) garantissant ainsi l'enrichissement continu et l'enchaînement des différentes mesures. Par conséquent, l'analyse sera faite en utilisant une véritable base de données. Cet instrument peut être utilisé comme :

- collecteur de données ;

- Analyseur, enregistreur et intégrateur pour le diagnostic ;
- Equilibreur pour le réglage sur site.

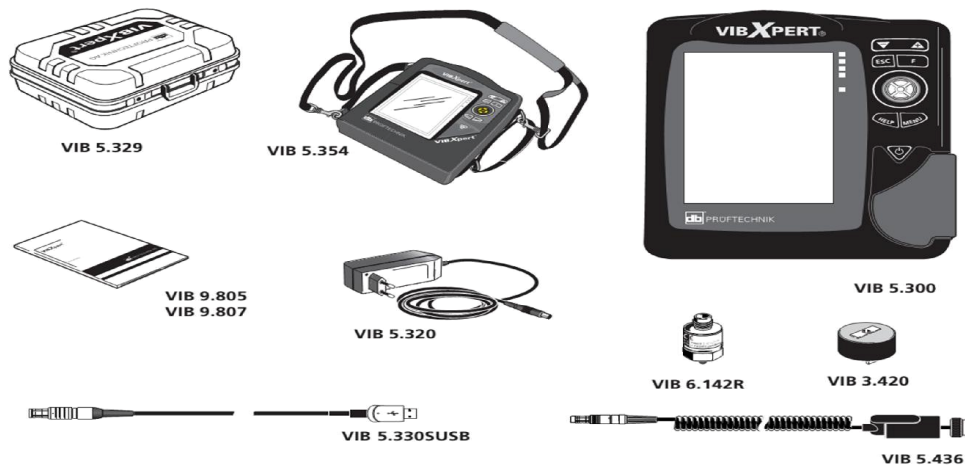


Fig. IV.2. Analyseur FFT et collecteur de données VIB 5.300 [20].

Le VIBXPRT permet de collecter toutes les formes de signaux tels que vibrations de machines, état des roulements, grandeurs d'état, puis de les traiter au moyen du logiciel de maintenance conditionnelle OMNITREND pour l'affichage, la documentation et l'archivage. Malgré ses nombreuses possibilités, VIBXPRT est un appareil facile à utiliser et d'une grande efficacité à l'emploi : Grande exactitude et acquisition de données rapide,

IV.2.2.1 Modes d'opération :

- « Multimode » pour mesures ponctuelles suivies d'analyse et de diagnostic,
- « Equilibrage » sur un ou deux plans,
- Nombreux types de capteurs peuvent être connectés,

On peut utiliser le vibxpert pour les mesures suivantes:

- Valeurs globales :
- Sévérité vibratoire en accélération, vitesse et déplacement;
- Courant et tension, et Température;
- Ondes de choc (pour roulements à billes);
- Vitesse de rotation.

IV.3 La signature du dispositif :

Pour le cas sain, nous avons utilisé les caractéristiques cinématiques du banc d'essais qui sont : (dans ce cas, on choisit la vitesse de l'arbre de rotation 710tr/mn), la fréquence de rotation de l'arbre mené est égale à 11.83 Hz, la position A du synchroniseur qui signifie : le nombre de dents de la roue est égal à 30, le nombre de dents du pignon est égal à 28 dents, donc la fréquence de rotation du deuxième arbre (ou les points de mesures) est 12.67 Hz et la fréquence d'engrènement est 355 Hz et une fréquence d'échantillonnage de 1000 Hz. Les figures suivantes montrent les représentations temporelle, spectrale, enveloppe, cepstrale et décomposition en ondelettes d'un signal sans défaut.

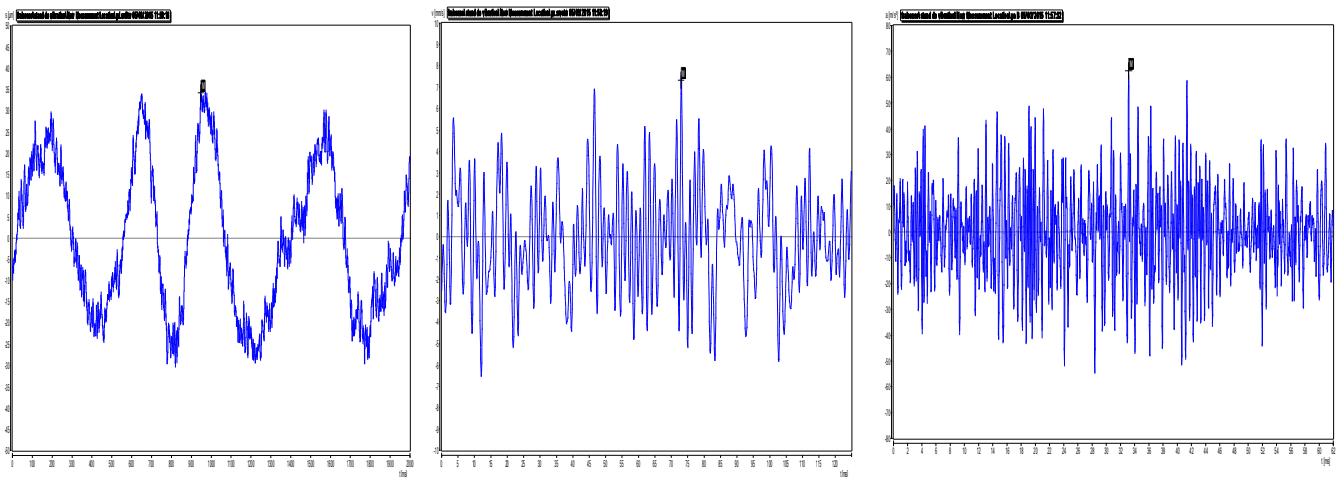


Fig.IV.3. Représentation temporelle de l'état sain du stand (déplacement, vitesse et accélération).

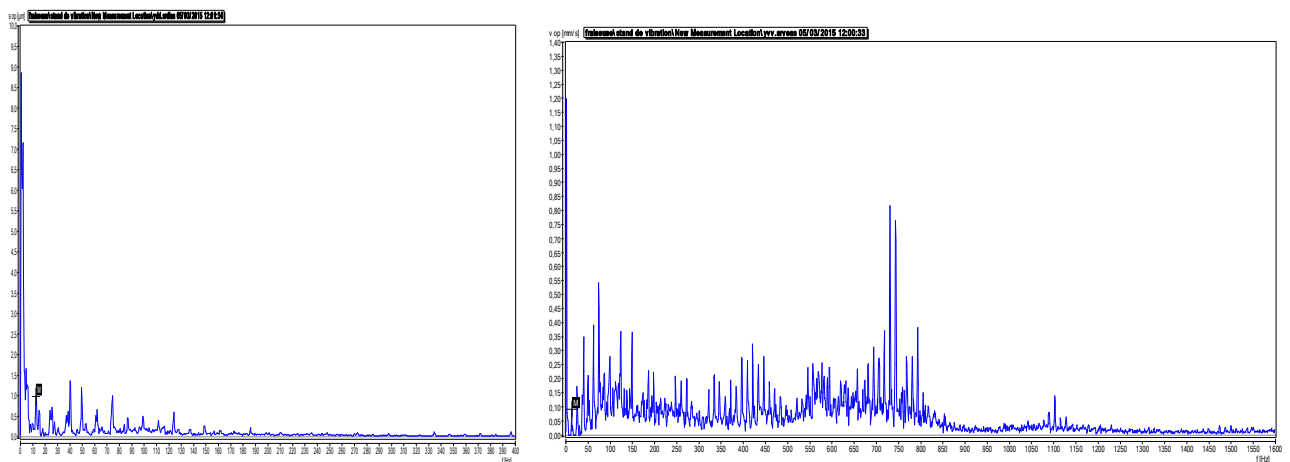


Fig.VI.4. Spectres du déplacement et de la vitesse.

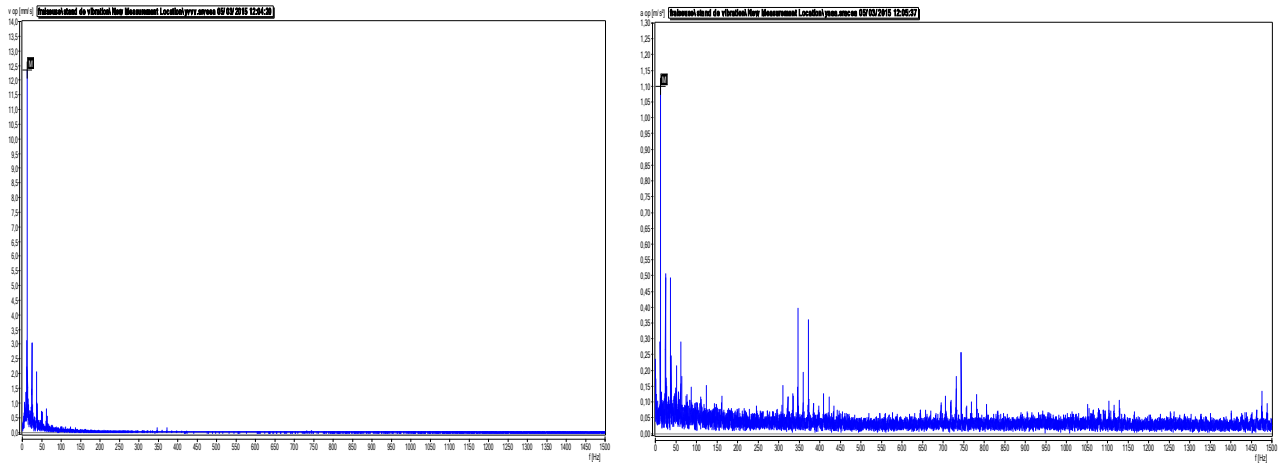


Fig. IV.5. Envelopes de la vitesse et de l'accélération.

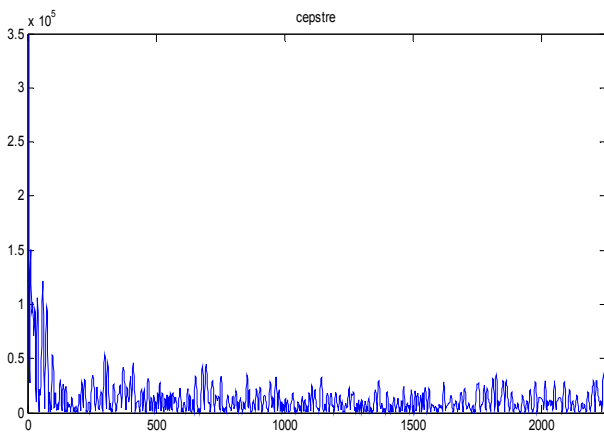


Fig. IV.6. Représentation cepstrale.

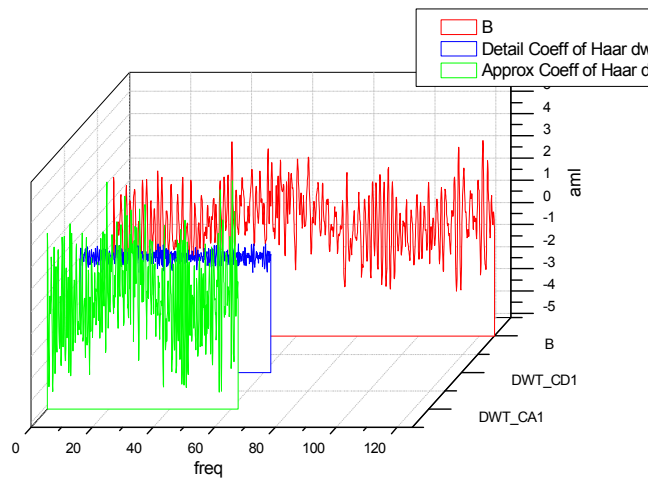


Fig. IV.7. Représentation en ondelettes.

Du point de vue général, aucune machine n'a un état sain parfait même si elle est neuve. Mais il y a toujours une position référentielle. Les graphes précédents sont notre repère dans l'étude suivante.

IV.4 Les défauts simples:

IV.4.1 Le Balourd :

Un rotor déséquilibré, même lorsqu'il tourne à vitesse constante, engendre des vibrations génératrices de bruit, d'usure etc. Dans l'industrie, tous les procédés utilisant un équipement en mouvement rotatif peuvent avoir des problèmes d'équilibrage. Un mauvais équilibrage résulte de l'apparition d'un balourd sur le matériel tournant. Ce phénomène, en fonction de la vitesse de rotation et de la masse du balourd, peut créer de graves problèmes sur la machine (accident, casse, vibrations,). Le balourd génère un défaut avec une faible fréquence de vibration : il apparaît une fois par tour.

L'équilibrage statique d'un rotor consiste à placer le centre d'inertie G sur l'axe de rotation tandis que l'équilibrage dynamique consiste à faire de l'axe de rotation un axe principal.

Afin de mettre ce phénomène en évidence, nous allons installer un balourd sur notre banc d'essais et mesurer la vibration engendrée.

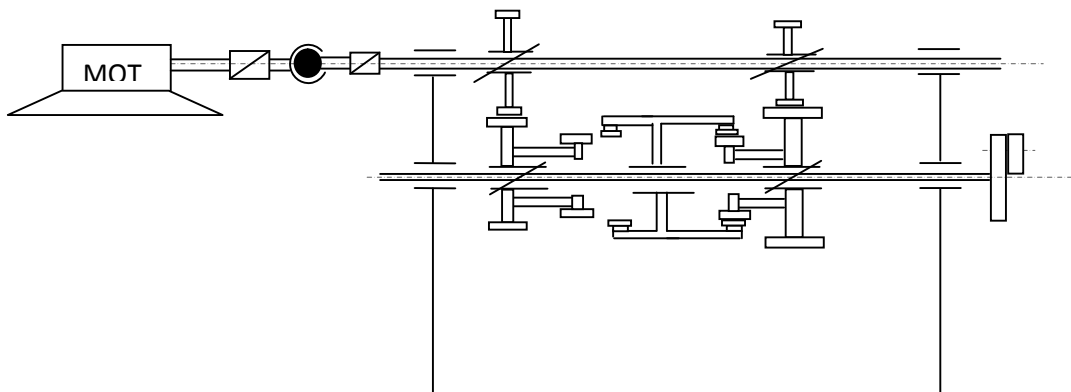


Fig. IV.8. Schéma cinématique du stand.

On appelle :

- balourd (B) dû à une masse **m**, située à la distance **r** de l'axe de rotation, le moment statique de la masse par rapport à l'axe: Le balourd correspond à la mesure des masses non symétriques, c'est-à-dire des masses décalées radialement par rapport à l'axe de rotation. Le balourd s'exprime en [gmm]. La distance **r** correspond à la distance du centre de gravité d'un élément par rapport à l'axe de rotation. Le balourd se calcule comme suit :

$$B = mr$$

- déséquilibre résiduel (e) par unité de masse du rotor (ou déplacement du centre de gravité)

l'expression :

$$e = \frac{mr}{M}$$

Avec:

mr : balourd résiduel, M : masse du rotor.

IV.4.1.1 Installation du balourd:

Un disque et une masselotte (vis+rondelles) figure (IV.9) sont réalisés dans l'atelier afin de générer un balourd, ce défaut a une fréquence de vibration faible.



Fig. IV.9. Disque et masse pour engendrer un balourd.

IV.4.1.2 Vitesse de rotation:

Avec l'utilisation d'un moteur de fraiseuse il y a une large gamme de vitesses disponible (63-2000 tr/mn) pour la mise en œuvre d'un balourd. Dans notre travail nous allons choisir les vitesses : (180, 355, 710, et 1400 tr/mn). le poids de disque est 850g et les masses utilisées sont: $m_1=62g$, $m_2=120g$, $m_3=180g$ et un vis de fixation (8g).

Etant donné que le balourd est un phénomène périodique et que son effet est très sensible radialement on concentre notre étude sur le côté radial et avec la vitesse de 710tr/mn (les autres vitesses nous donnent les mêmes résultats).

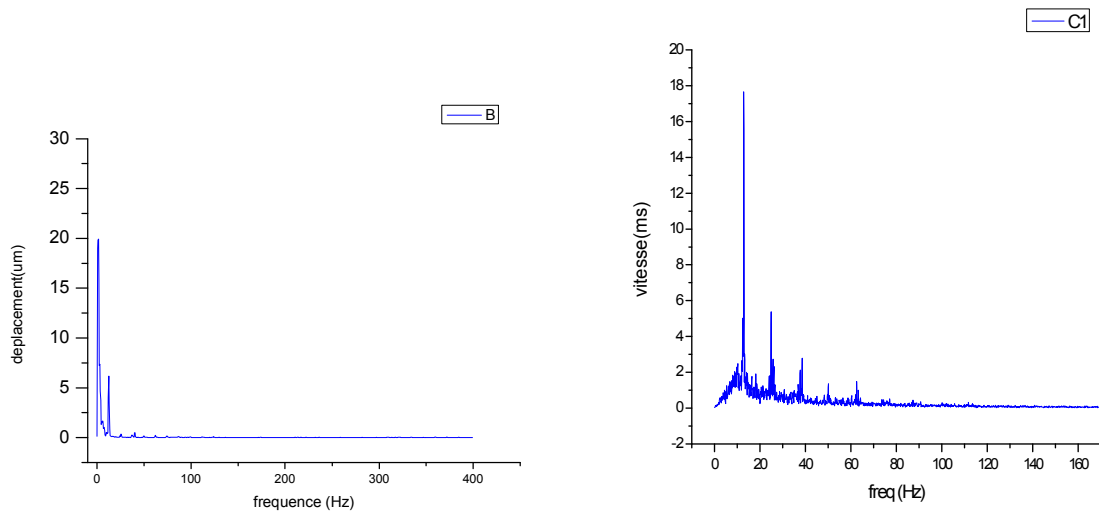


Fig. IV.10. Les spectres: déplacement et vitesse.

Contrairement aux courbes temporelles des grandeurs vibratoires (x , v , a) que nous avons évité d'afficher (pour éviter les graphes inutiles), la forme spectrale donne des résultats très clairs et utiles tel que dans les deux graphes on constate le pic de la fréquence fondamentale (12.67Hz) et leur suite de la forme de $n.f_{\text{fon}}$, avec plus de distinction dans le spectre de vitesse que dans celui du déplacement.

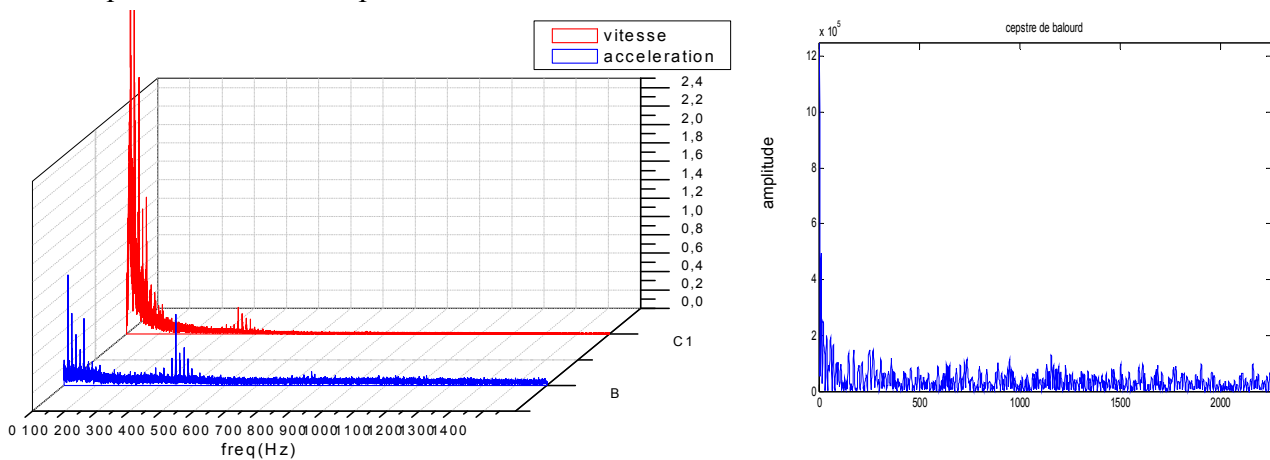


Fig. IV.11. A gauche L'enveloppe de la vitesse et l'accélération, à droite cepstre de balourd.

D'après les courbes, le défaut de balourd ne peut pas être indiqué facilement par ces types de traitements, car le phénomène n'est toujours pas clair malgré l'aide de zoom sur les échelles dans les deux méthodes.

IV.4.1.3 Calcul des indicateurs scalaires :

Les indicateurs scalaires de la vibration mesurent ou décrivent l'état de santé d'une machine. Ils éclairent sur des tendances susceptibles de conduire à des dommages, ils décrivent la déviation de l'état de santé par rapport à un état de référence.

Des indicateurs de surveillance de type statistiques sont calculés pour le signal de balourd pour voir l'influence du changement soit de la vitesse de rotation, soit de la masse représentative de balourd sur leur robustesse.

les tableaux (IV.1) et (IV.2) indiquent les indicateurs statistiques de surveillance pour les changements concernant le signal a analysé.

IV.4.1.4 Balourd en fonction des vitesses :

Tableau. IV.1. Valeurs des indicateurs scalaires d'un balourd en fonction de la vitesse.

	Ku	V_{eff}	Fc
180(tr/mn)	6.2670	4.478	5.6518
355(tr/mn)	3.8618	7.2952	4.792
710(tr/mn)	3.5364	28.7096	3.9150

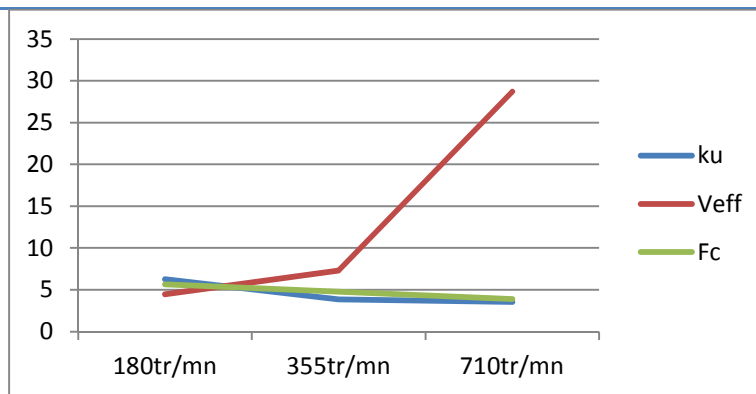


Fig. IV.12. Le balourd en fonction d'une masse constante (m) et vitesses variables.

On voit clairement que la variation de la vitesse de rotation influe sur les valeurs et la sensibilité des indicateurs.

Pour le facteur de crête et le kurtosis , ils évoluent presque de la même manière, ils sont peu sensibles, Figure (VI.12).

La valeur efficace, suit l'allure du signal et la variation de la vitesse, plus la vitesse est grande, plus cette valeur augmente. On peut dire que cet indicateur est bon pour la surveillance de ce genre de défaut, mais il reste toujours un indicateur global et ne précise pas le type et la nature du défaut.

IV.4.1.5 Balourd en fonction de la variation de masse:

A l'aide du disque que nous avons fabriqué pour simuler le phénomène de balourd, on a fixé la vitesse de rotation à $v = 355$ tr/mn et on changé à chaque fois la masse ($m_1=60$, $m_2=120$, $m_3=180$ g), les résultats obtenus sont indiqués au tableau suivant:

Tableau. IV.2. Valeurs des indicateurs scalaires d'un balourd en fonction de la masse.

	Ku	Veff	FC	Pic
Vide	3.5505	4.8115	3.3193	15.97
Masse 1	3.8618	7.2952	4.3792	31.94
Masse 2	4.7629	9.0879	5.5613	50.5410
Masse 3	5.1411	10.691	4.8581	48.917

Les valeurs des indicateurs (Kurtosis, valeur efficace, facteur de crête et le pic maximal) des signaux, soit sans ou avec le balourd sont données dans le tableau (IV.2), Ces résultats montrent que les valeurs de tous les indicateurs ont commencé à augmenter proportionnellement avec l'augmentation progressive de la masse. Sauf Fc qui a diminué légèrement a la fin.

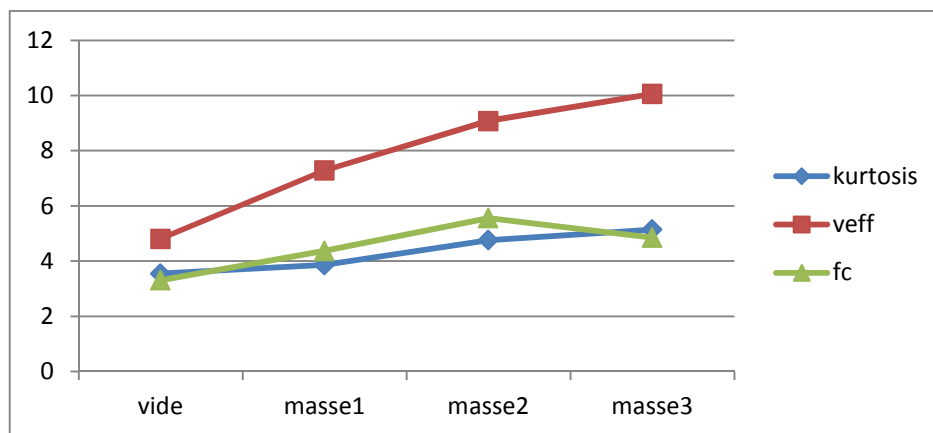


Fig. IV.13. Balourd en fonction de $v = 355$ tr/mn et avec variation des masses.

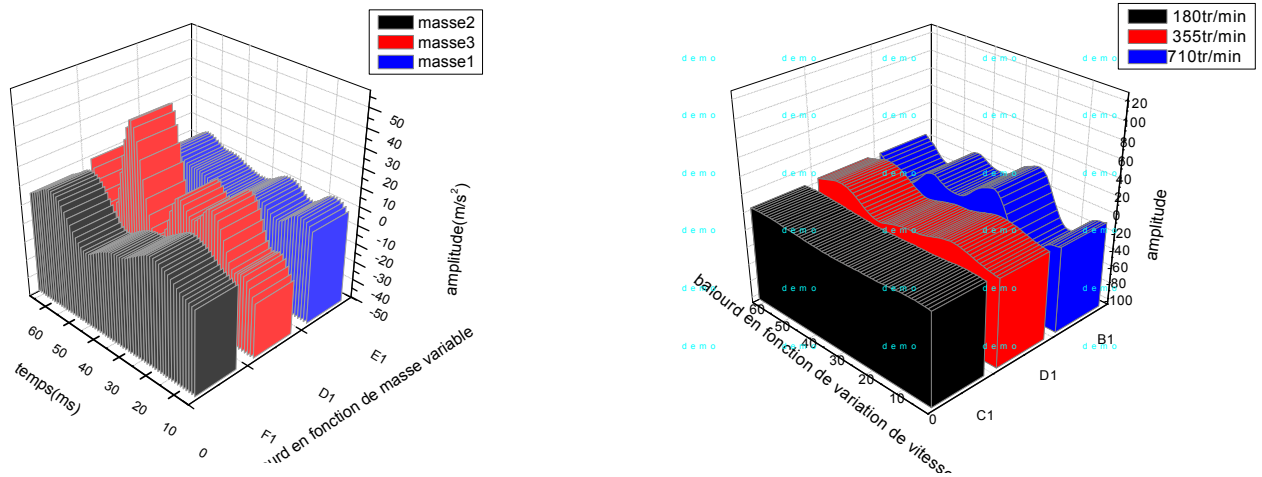


Fig. IV.14. La représentation graphique de l'influence masse-vitesse sur le balourd.

On constate que le balourd est sensible beaucoup plus au changement des masses que la variation de la vitesse, quand nous avons augmenté la masse, seulement trois fois(60-180g), alors que pour la vitesse on est passé de 180 à 710 tr/mn.

IV.4.1.6 Le traitement du balourd par l'ondelettes:

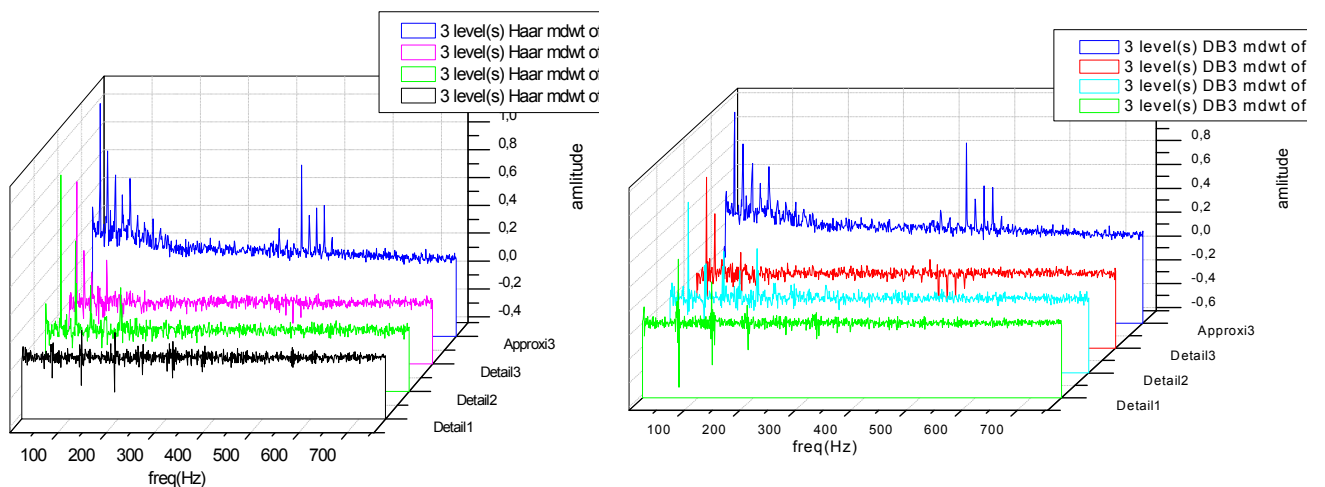


Fig. IV.15. Ondelettes discrètes du signal d'accélération de balourd (12.67Hz), ondelette mère de Haar et Doubechies .

L'utilisation de deux ondelettes mères donne presque la même remarque, les pics sont clairs mais malheureusement, l'ondelette contient peu d'informations et en général, elle est plus difficile à utiliser que la technique spectrale. On peut augmenter l'utilité des 'ondelettes si on associé avec les deux méthodes.

IV.4.2 Défaut de desserrage:

Tous les systèmes et les machines tournantes sont fixés sur une plateforme pour assurer la sécurité et minimiser les vibrations des matériels, le desserrage des points de fixation a une influence sur le comportement et le fonctionnement normal de notre machine, dans ce travail nous allons étudier, avec quelques techniques de traitement de signal, les formes vibratoires résultant du desserrage d'un point, ou plus, de fixation de notre banc.

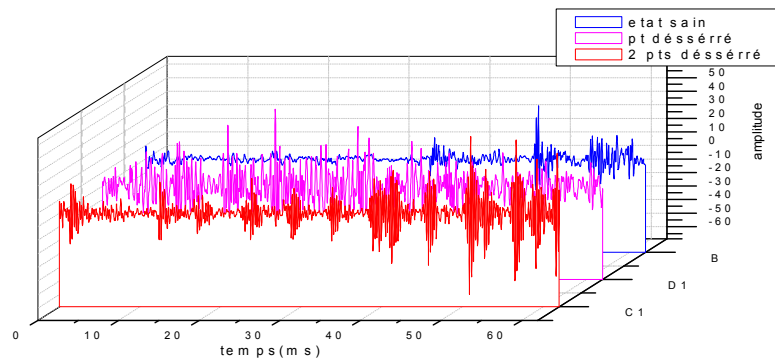


Fig. IV.16. La forme temporelle du stand sain (B), (1) desserrage d'un point, c1) desserrage de 2 pts, avec vitesse de rotation de 180 tr/mn.

On constate l'augmentation des pics dans le cas de desserrage d'un point avec une forme très large, par contre dans le cas de deux points desserrés les trames concentrées ont une forme étroite autour des pics max et sont uniformes.

IV.4.2.1 Desserrage de deux points:

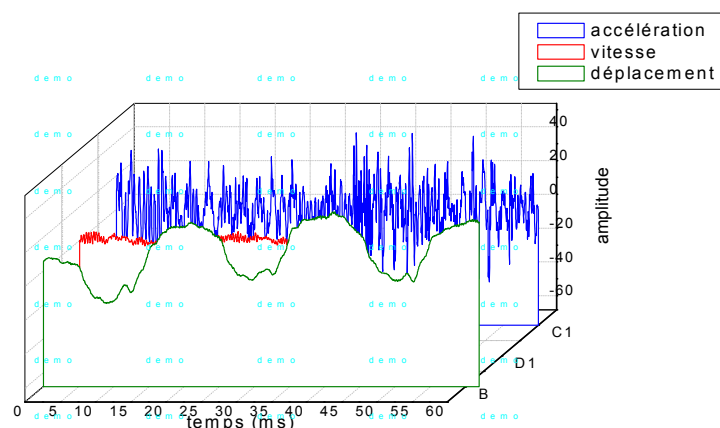


Fig. IV.17. L'évolution temporelle des grandeurs vibratoires.

On observe qu'il y a superposition au moins de deux forme vibratoires dans la courbe de déplacement. Et les deux autres courbes (accélération et vitesse) manquent d'informations nécessaires a cette forme temporelle.

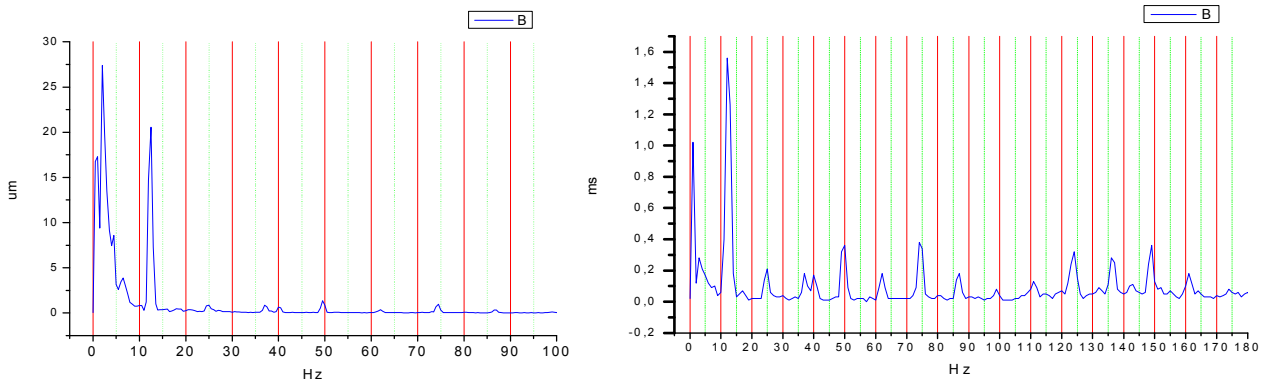


Fig. IV.18. Spectre de déplacement et Spectre de vitesse.

Et voilà, la facilité d'observer et de déduire les impulsions, surtout au niveau du spectre de la vitesse, la manifestation d'une série de pics de la forme de 1, 2, 3...*la fréquence de rotation (12.67Hz) est claire, surtout au niveau de courbe de la vitesse.

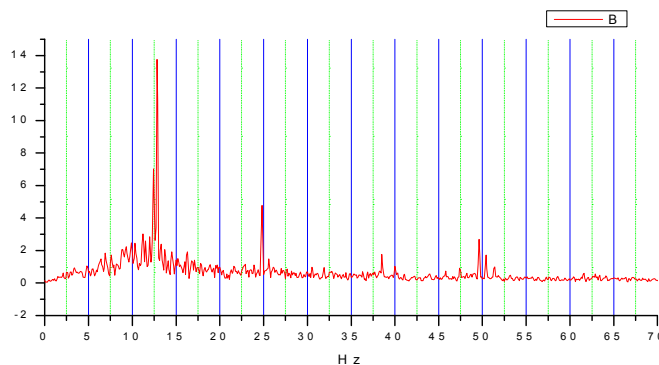


Fig. IV.19. L'enveloppe de la vitesse.

A l'aide de ce moyen nous éliminons les parasites dans le signal et on peut remarquer la périodicité de la vitesse de la machine.

IV.4.2.2 Les indicateurs scalaires:

Tableau. IV.3. L'évolution des indicateurs scalaires en fonction de défaut de desserrage.

V=180tr/mn	kurtosis	V _{eff}	Fc
état sain	7.0822	3.9612	5.3847
Desserrage de 1 pt	4.6825	10.8804	5.2064
Desserrage de 2 pt	17.2515	3.9851	9.7941

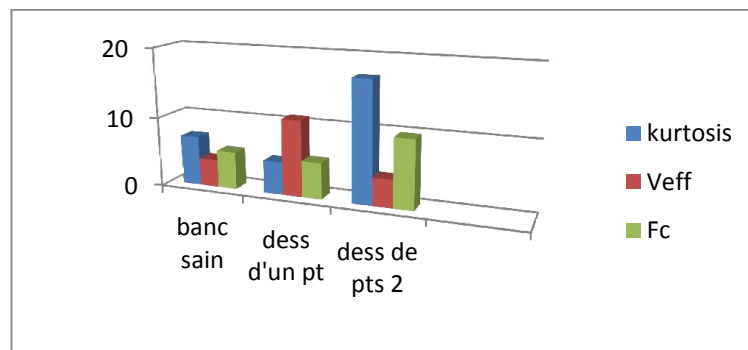


Fig. VI.20. Le défaut de desserrage et les indicateurs scalaires.

Il y a une variation des indicateurs, ici on constate que le kurtosis donne une meilleure indication du défaut que le facteur crête et la valeur efficace d'une forme proportionnelle avec le défaut, par contre la V_{eff} inversement proportionnelle avec le même défaut.

IV.4.2.3 l'utilisation de l'ondelette:

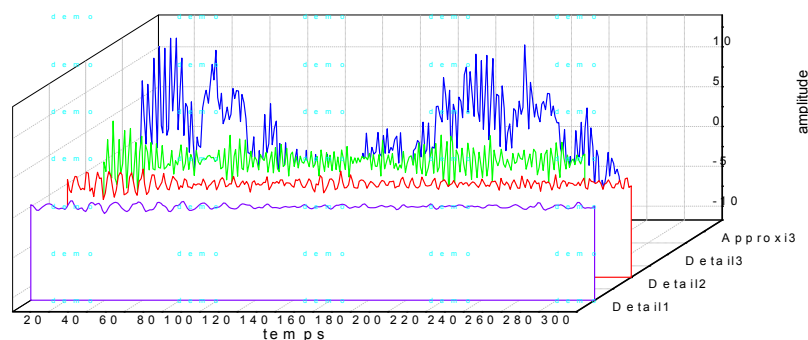


Fig. IV.21. Transformée en ondelettes.

A l'exclue de l'approximation troisième qui nous représenté un rythme périodique déterministe, et qu'il est nécessite une expérience et des méthode complémentaire pour traité, les autres détails sont inutiles.

IV.4.3 Le défaut d'engrenage:

Les roues dentées sont parmi les pièces les plus répandues industriellement, et les plus importantes dans les chaînes de transmission des mouvements. Au cours du fonctionnement, cet élément est soumis à plusieurs efforts et contraintes, qui sont naturellement la causés de panne et de détérioration totale ou partielle des roues. La cause la plus connue est l'usure qui dégrade la surface supérieure de contact, dans des cas, jusqu'à l'apparition de jeu entre les dents, et même arrive à la cassure de dents dans les cas graves.

Dans ce travail on veut étudier la simulation du phénomène de l'usure, avec une accélération dans le temps, donc, nous allons gratter le côté latéral d'une dent pendant trois phases, figure (IV.22), l'initiale est très superficielle, la deuxième avec augmentation du degré de gravité et le cas final, qui représente le défaut de choc brutal, c'est l'écrasement total de la dent.



Fig. IV.22. Les phases de l'essai (en rouge la zone éliminée chaque fois).

IV.4.3.1 L'effet du changement de la vitesse:

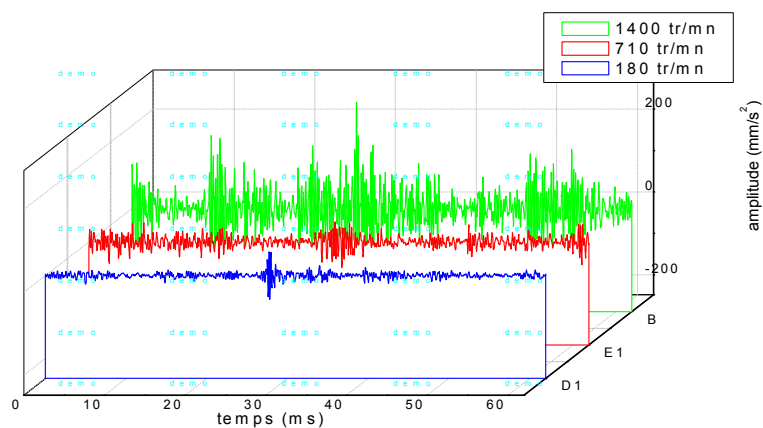


Fig. IV.23. Courbe du défaut d'engrenage, gravité 2 en fonction de différentes vitesses.

Les courbes sont des résultats de l'accélération de l'engrenage, obtenues au canal radial (c'est le plus sensible que l'axial, pour les défauts d'engrenage), On constate que l'apparition du défaut augmente avec l'augmentation de la vitesse, donc dans la suite, on va concentrer notre étude sur la vitesse maximale et dans notre cas c'est 1400 tr/mn.

IV.4.3.2 La variation des indicateurs en fonction de la vitesse:

Tableau. IV.4. Variation des indicateurs en fonction de la vitesse.

	Ku	Veff	Fc
180 tr/mn	7.76	1.81	5.45
355 tr/mn	15.54	6.69	8.48
710 tr/mn	4.37	13.5	3.58
1400 tr/mn	5.32	44.67	5.74

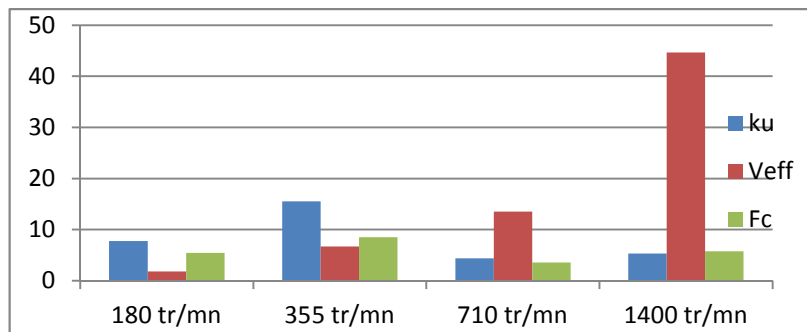


Fig. IV.24. Variation des indicateurs en fonction de la vitesse.

D'après la figure, la proportionnalité entre la valeur efficace et la vitesse est très claire, et on ne peut pas dire la même pour les autres indicateurs. Les valeurs du ku et du Fc indiquent la gravité du défaut et cela quelle que soit la vitesse de rotation.

IV.4.3.3 L'effet de gravité du défaut sur l'engrenage:

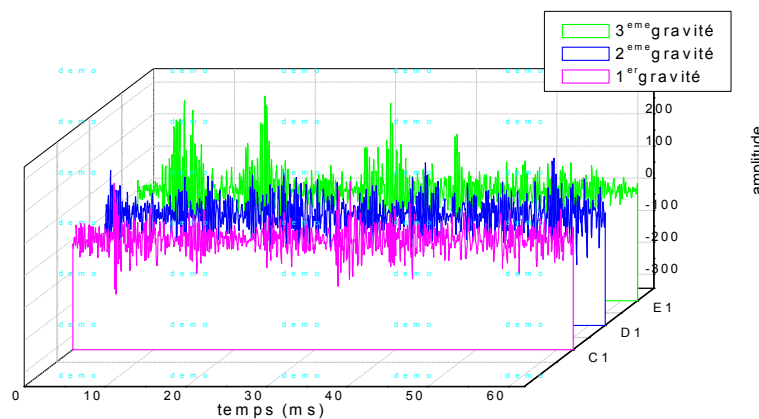


Fig. IV.25. L'engrenage en fonction de gravité de défaut (vitesse = 1400 tr/mn).

Le graphe obtenu nous indique, comme prévu, que lorsque la gravité du défaut est augmentée la réponse vibratoire devient plus grande, avec une amplitude très importante dans le cas de l'écrasement total de la dent.

IV.4.3.4 La variation des indicateurs en fonction de la gravité du défaut:

Tableau. IV.5. Les indicateurs en fonction de la gravité du défaut sur l'engrenage.

	ku	Veff	Fc
Gravité 1	4.83	35.39	5.15
Gravité 2	5.32	44.67	5.74
Gravité3	8.10	56.37	5.20

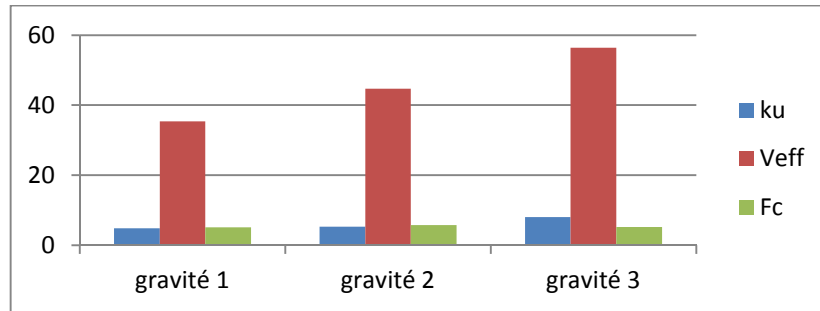


Fig. IV.26. Les indicateurs en fonction de la gravité de défaut.

Sans doute, l'utilité de l'indicateur: valeur efficace est très visible dans l'histogramme, le kurtosis aussi donne une indication sur la gravité de défaut, mais avec une faible sensibilité; le Fc ne donne pas la réponse convenable qui est normalement au minimum égale à 6 dans le cas impulsionnel périodique.

IV.4.3.5 Les spectres de défaut:

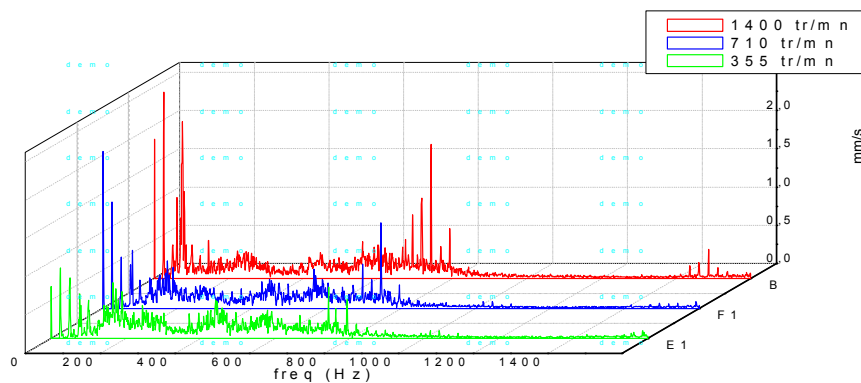


Fig. IV.27. Les spectres des vitesses.

On constate que ce type de traitement est très riche en informations, tel que l'on trouve les pics de la vitesse de rotation (au début de chaque spectre) et en plus deux ensembles de pics: le premier sur la valeur de 350 Hz qui indique la fréquence de l'engrènement, et l'autre au voisinage de 720 Hz (deux fois la fréquence de l'engrènement). La proportionnalité entre la vitesse et l'amplitude est toujours observée.

IV.4.3.6 L'enveloppe de défaut:

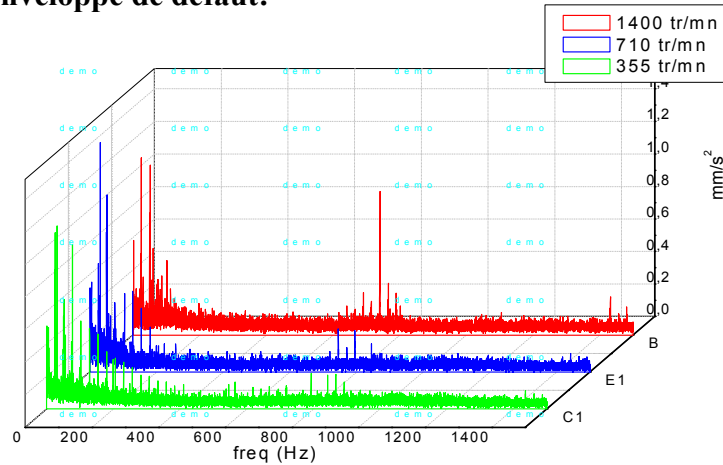


Fig. IV.28. Les enveloppes de l'accélération.

Dans ce graphe, les pics sont clairs sur les spectres et la forme du peigne de raies qui caractérise le choc périodique est évidente, les bandes latérales de part et d'autre du pic centrale sont très clairs aussi.



Fig. IV.29. Les trois niveaux de dégradation de la dent.

IV.4.3.7 Le cepstre de défaut:

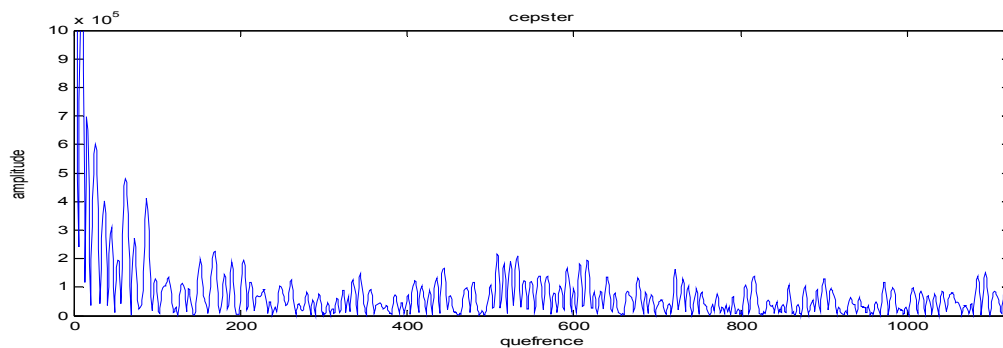


Fig. IV.30. Le graphe du cepstre du défaut d'engrenage.

A l'aide de ce type de traitement, on peut séparer facilement les différents pics des fréquences de notre phénomène c'est l'avantage de la déconvolution des signaux qui caractérise la méthode cepstrale.

IV.4.3.8 Le résultat en ondelettes:

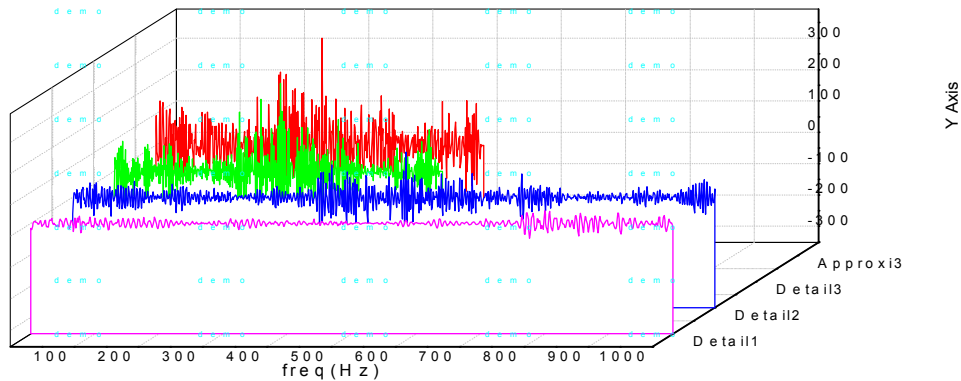


Fig. IV.31. La forme en ondelettes.

Suivant la courbe on peut dire qu'à partir du deuxième détail le défaut d'engrenage devient clair peu à peu, et pour une meilleure distinction il faut augmenter le niveau de la décomposition.

IV.4.4 Les défauts de roulement:

L'importance du roulement dans le monde industriel est très manifeste; parce que le mot rotation, est souvent lié avec l'élément roulement, pour cette raison plusieurs projets de recherche ont pour but d'améliorer et de déterminer le comportement du roulement pendant le fonctionnement.

Dans ce travail, nous allons étudier et analyser les réponses d'un roulement d'après la création d'un défaut d'usure abrasive dans tous les éléments (bagues, bille, cage), on a laissé le roulement tourner pendant une heure dans un milieu agressif (le milieu contient les grains de céramique) avec une vitesse de rotation de 1000 tr/mn, à la fin, on observe une déformation et une dégradation totale sur notre roulement, et pour l'interprétation utile il faut calculer la fréquence de chaque élément, et cela avec les dimensions géométriques:

- * $N_b = 8$: Le nombre d'éléments roulants (billes);
- * $D = 35$ mm : Le diamètre primitif;
- * $d = 5$ mm : Le diamètre des éléments roulants;



Fig. IV.32. La photo du roulement.

La fréquence de rotation (pour la vitesse 1400 tr/mn) est 25 Hz.

$F_e=63.21\text{Hz}$: fréquence de bille;

$F_{be}=85.71\text{Hz}$: fréquence de la bague externe;

$F_{bi}=114\text{ Hz}$: fréquence de la bague interne;

$F_c=10.71\text{Hz}$: fréquence de cage.

IV.4.4.1 L'influence du défaut:

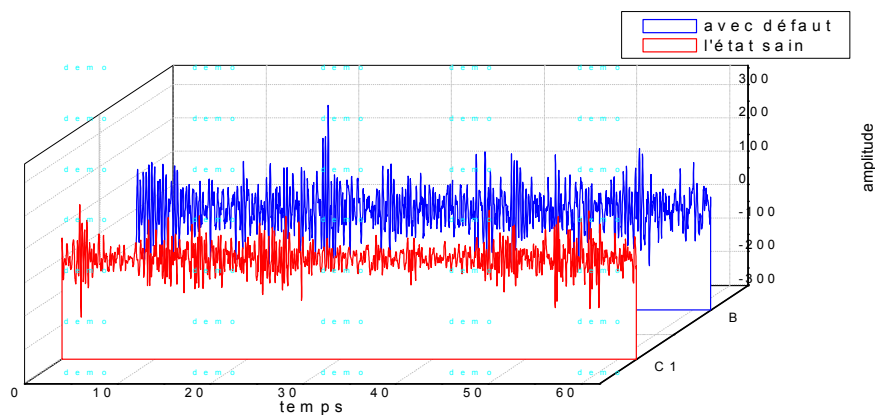


Fig. IV.33. L'influence du défaut de roulement sur le stand.

Il est évident que le défaut sur le roulement modifie le comportement et la réponse du roulement tel qu'il y a une augmentation des amplitudes (des dizaines dans l'état sain jusqu'à 220 dans l'état dégradé).

IV.4.4.2 L'effet de la variation de la vitesse:

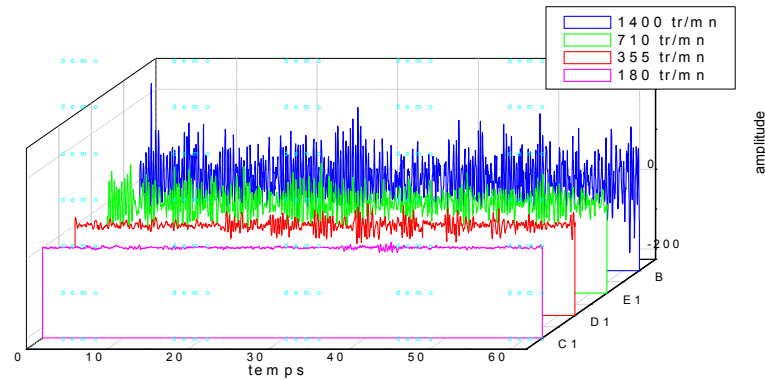


Fig. IV.34. Le défaut de roulement en fonction de la vitesse.

On a conclu qu'il y a une proportionnalité entre l'augmentation de la vitesse et la manifestation du défaut sur le roulement.

IV.4.4.3 Les indicateurs scalaires:

Tableau. IV.6. Les indicateurs scalaires d'un roulement sans et avec défaut.

	Ku	Veff	Fc
L'état sain	3.41	33.55	3.99
Avec défaut	3.95	59.11	5.26

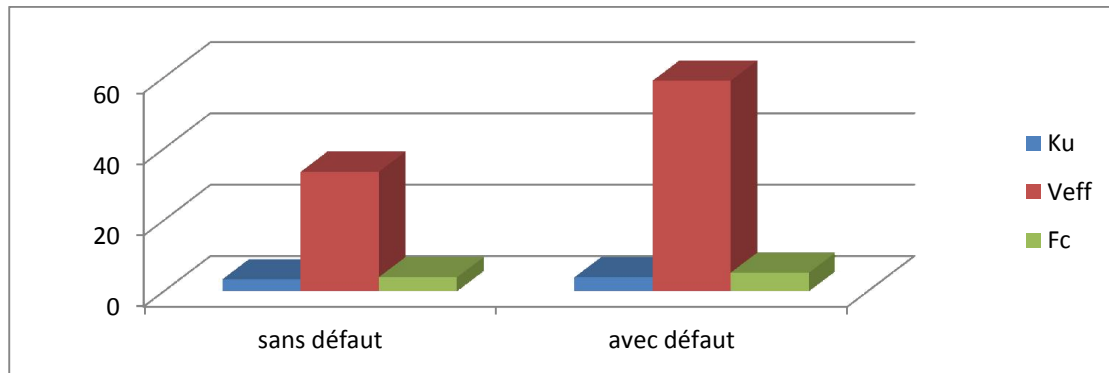


Fig. IV.35. L'influence de défaut sur les indicateurs.

Il y a une sensibilité de tous les indicateurs dans le cas de L'existence du défaut sur le roulement, tel que les trois paramètres augmentent à cause de ce type de défaut. Avec une remarque d'une faible valeur pour le Fc même dans le cas de défaut.

IV.4.4.4 La variation de la vitesse:

Tableau. IV.7. Défaut du roulement en fonction de la vitesse.

La vitesse (tr/mn)	Ku	Veff	Fc
180	6.53	2.38	5.61
355	4.86	11.91	4.51
710	3.16	29.11	3.42
1400	3.14	56.64	4.27

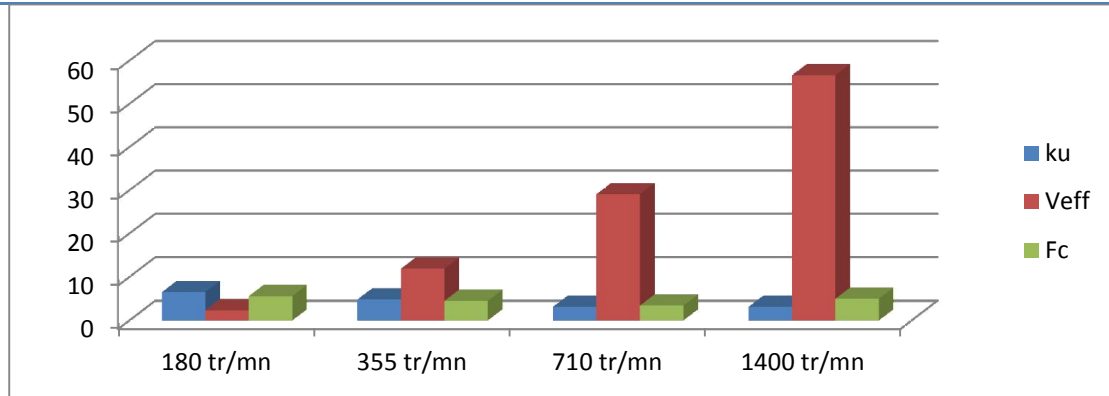


Fig. IV.36. Défaut du roulement en fonction de la vitesse.

On constate qu'il y a une proportionnalité avec une grande sensibilité entre l'augmentation de la vitesse de la rotation et la valeur efficace. ($Ku = f\left(\frac{1}{N}\right)$, $Fc = f\left(\frac{1}{\sqrt{N}}\right)$), par contre Ku et Fc diminuent lorsque la vitesse de rotation augmente comme attendu, cependant ils indiquent la présence du défaut.

IV.4.4.5 La réponse spectrale:

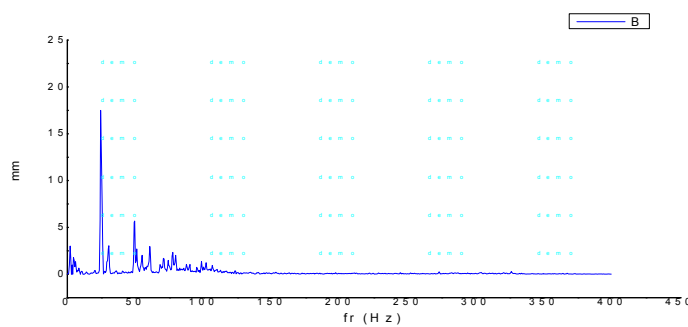


Fig. IV.37. La forme spectrale de défaut du roulement.

D'après cette réponse spectrale on peut confirmer que notre roulement est dégradé totalement, car presque toutes les fréquences des organes ont clairement apparu dans le graphe (10, 25, 63, 85, 114) Hz.

IV.4.4.6 Le spectre de la vitesse:

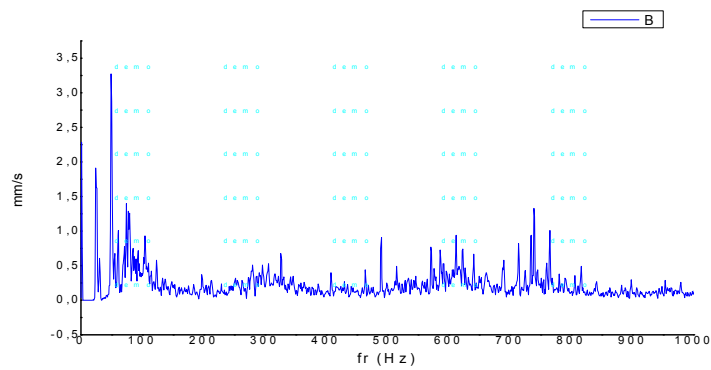


Fig. IV.38. Spectre de la vitesse.

Dans ce cas les pics sont plus clairs que dans le spectre de déplacement.

IV.4.4.7 L'enveloppe de l'accélération:

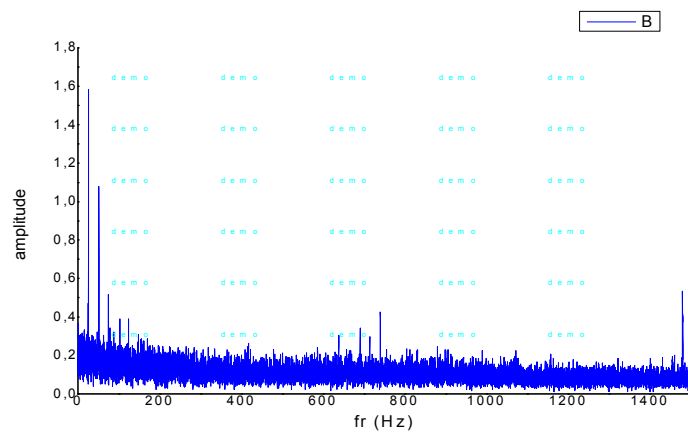


Fig. IV.39. L'enveloppe de l'accélération du défaut.

On observe que ce graphe contient beaucoup d'informations, mais en forme difficile à comprendre, et pour cela il faut utiliser l'option de zoom.

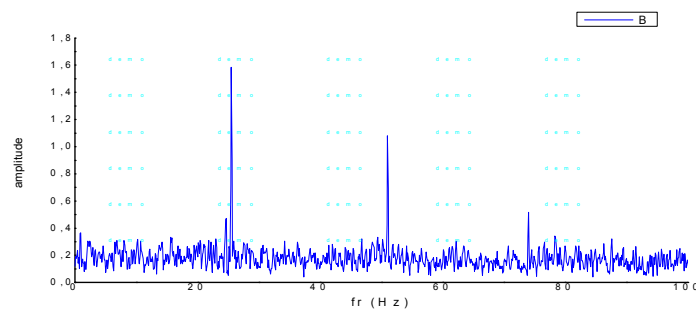


Fig. IV.40. Le zoom de l'enveloppe de l'accélération.

IV.4.4.8 La forme cepstrale:

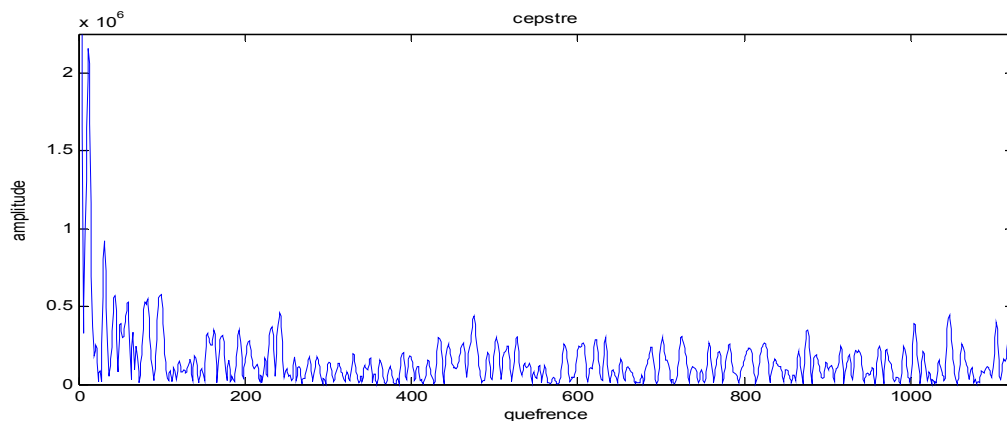


Fig. IV.41. La réponse en forme cepstrale.

On constate clairement que les fréquences propres de notre roulement apparaissent d'une façon très facile à traiter et à analyser.

IV.4.4.9 La forme en ondelettes:

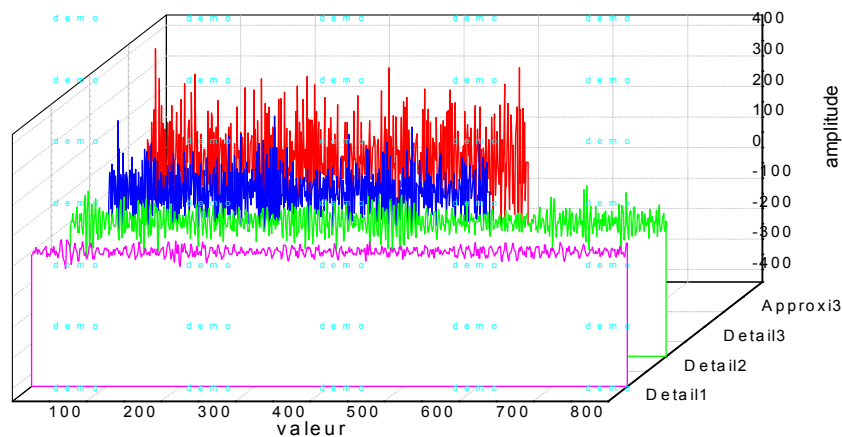


Fig. IV.42. La forme en ondelettes du défaut de roulement.

On constate qu'à chaque fois que l'on augmente le niveau de la décomposition en ondelettes l'apparition des pics devient de plus en plus claire (détail 3 et leur approximation). Mais pour la simplicité de l'extraction des informations il faut l'intervention d'une autre méthode comme l'analyse spectrale ou cepstrale sur la 3^{ème} approximation.

IV.5. Les défauts combinés:

IV.5.1. Défaut combiné balourd-roulement:

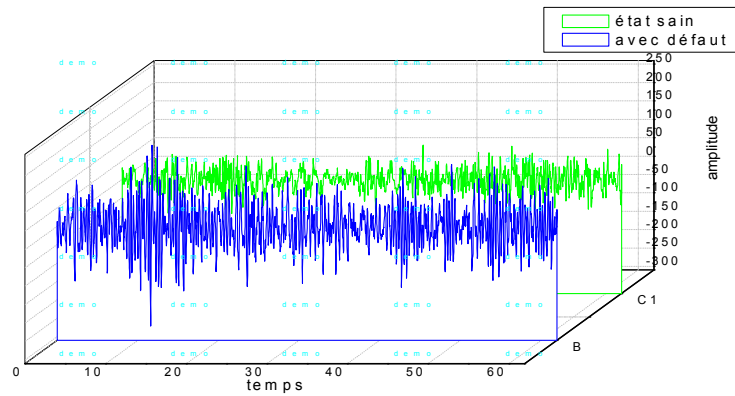


Fig. IV.43. Notre stand avec et sans défaut.

La création du défaut sur le stand donne une réponse clairement différente de l'état sain, telle que reflétée par la variation de l'allure du signal avant et après l'anomalie.

IV.5.1.1. L'évolution des défauts:

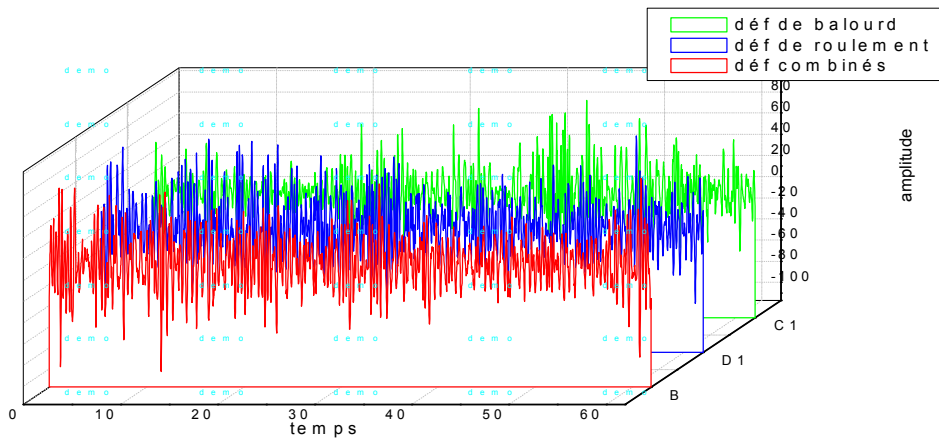


Fig. IV.44. L'état des défauts : cas séparés, et combinés.

La réponse du défaut de balourd est plus simple que les deux autres, moins de pics d'autre part le cas combiné contient les plus grands pics.

IV.5.1.2. Les indicateurs scalaires:

Tableau. IV.8. Les indicateurs en fonction de défaut.

	Ku	Veff	Fc
Etat sain	3.41	28.7	3.99
Balourd	3.53	33.15	3.91
Roulement	3.95	59.11	5.26
Balourd+roulement	3.2	57	3.2

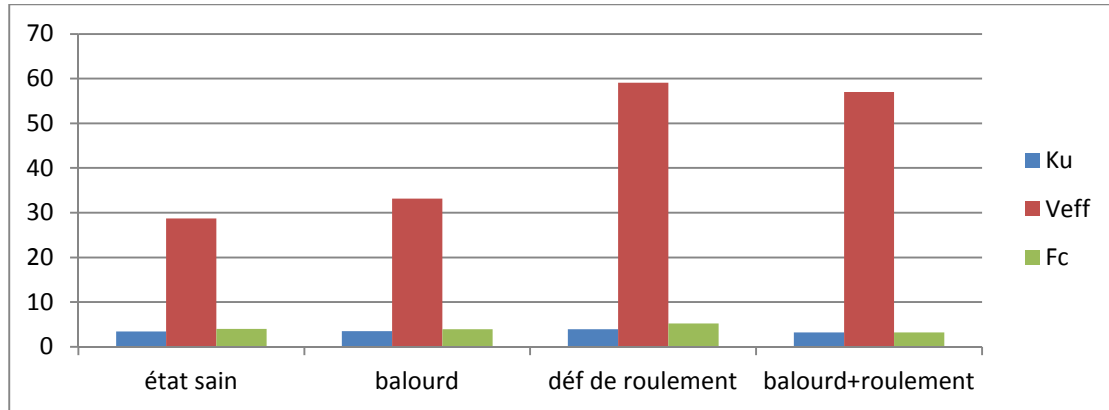


Fig. IV.45. La représentation par les indicateurs scalaires.

Dans les trois premiers cas on observe l'utilité de tous les indicateurs sous la forme de proportionnalité avec les défauts, mais dans le cas combiné le comportement de ces indicateurs devient différent et difficile à interpréter. Le Fc toujours représente un défaut sur leurs valeurs qui sont inférieures à 6 malgré la nature impulsionnelle périodique des défauts réalisés sur le stand.

IV.5.1.3. L'analyse spectrale:

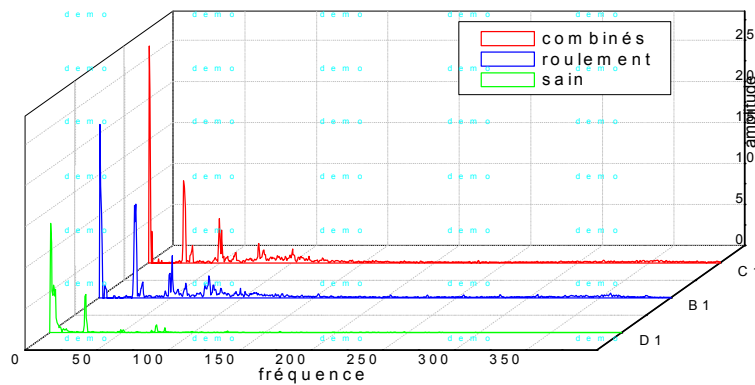


Fig. IV.46. Les spectres des défauts.

Du point de vue général, et contre les traitements précédents, cette méthode donne des informations utiles, comme les pics fondamentaux et leurs amplitudes, mais le problème reste toujours sur la possibilité de séparer et indiquer tous les défauts et leurs caractéristiques dans le cas combiné.

IV.5.1.4. L'analyse en enveloppe:

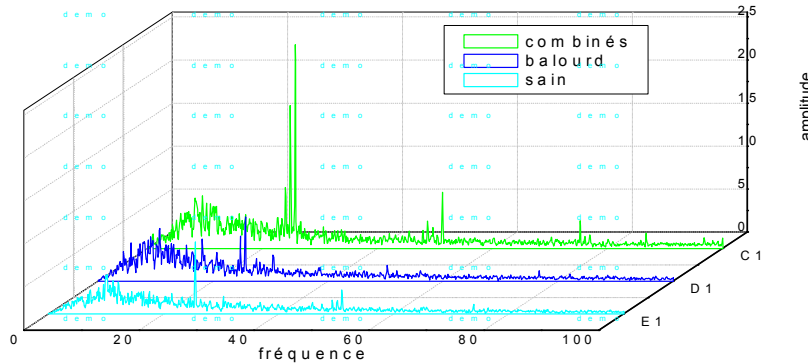


Fig. IV.47. Les enveloppes des défauts.

On constate l'utilité et la possibilité de cette méthode, l'évolution du défaut à partir de l'état sain c'est notre repère depuis le pic fondamental de la vitesse de rotation du deuxième cas c'est le défaut de balourd et finalement la forme du peigne de raies qui caractérise le défaut de roulement avec une augmentation sur les pics due à l'influence de la combinaison entre les deux défauts.

IV.5.1.5. L'analyse cepstrale:

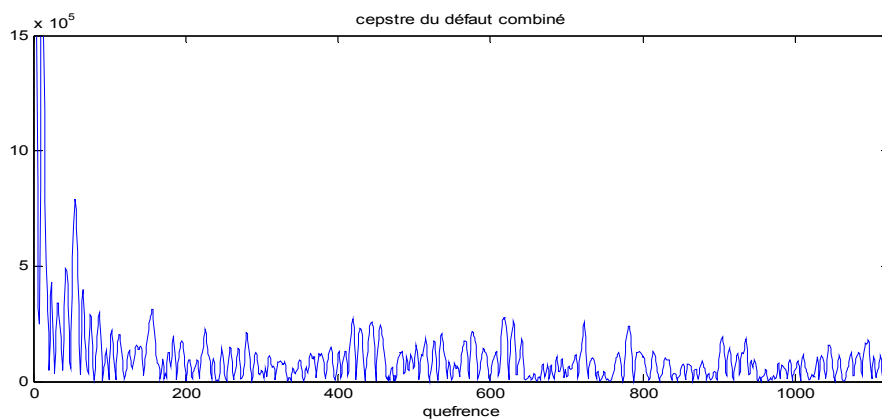


Fig. IV.48. La forme du cepstre du défaut combiné: balourd-roulement.

La courbe affiche plusieurs informations, mais leurs extraction nécessite la connaissance totale des paramètres de notre état et l'aide de méthodes intermédiaires comme la fonction zoom.

IV.5.1.6. La méthode de l'ondelettes:

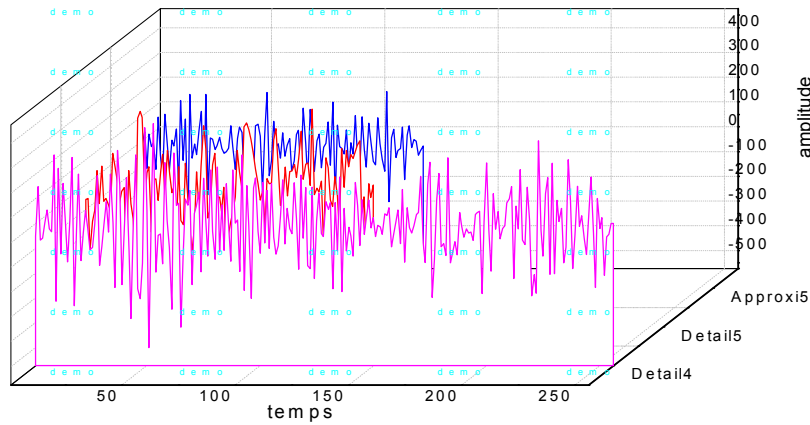


Fig. IV.49. La représentation de défaut par des ondelettes.

L'utilité de l'analyse des défauts par les ondelettes est toujours très sensible à la détermination du niveau de calcul, c'est le point critique dans ce type de traitement. Le 5^{ème} niveau de calcul et exactement le 5^{ème} détail nous donne une forme utile pour détecter le défaut.

IV.5.2. Défaut engrenage-roulement:

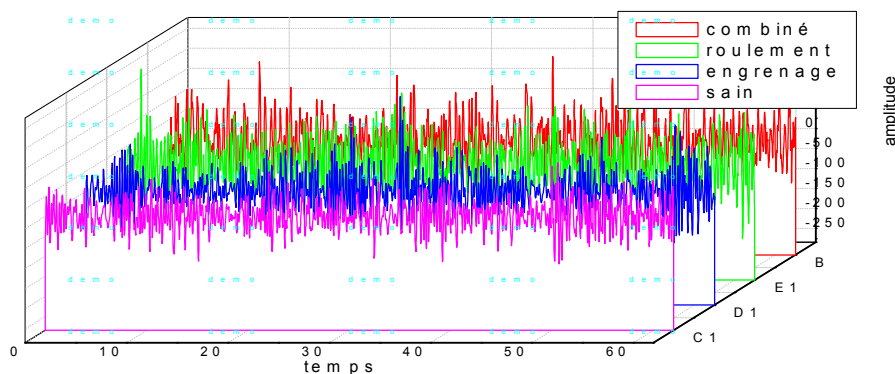


Fig. IV.50. L'évolution du défaut dans les cas simples et combiné.

La réponse du défaut suit une forme différente à chaque fois et cette différence apparait clairement au niveau de l'amplitude.

IV.5.2.1 Défaut de roulement avec les trois gravités du défaut sur l'engrenage:

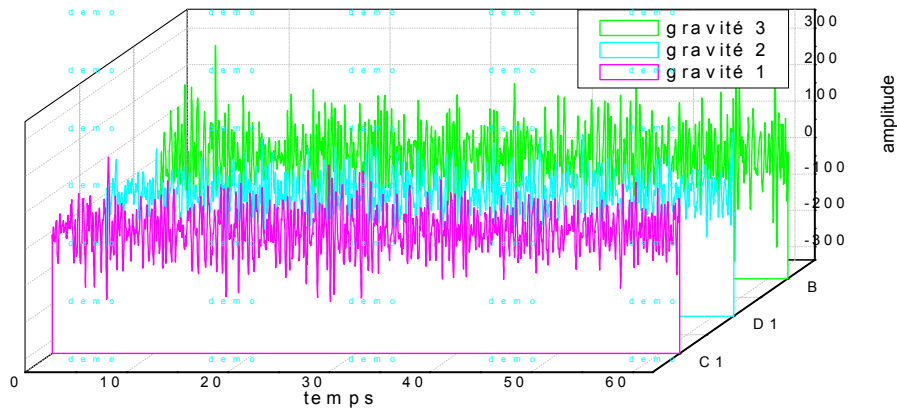


Fig. IV.51. L'influence de la gravité de défaut sur la dent.

Généralement il y a une proportionnalité entre l'augmentation de gravité du défaut sur la dent et le comportement ainsi que l'accroissement de l'amplitude des signaux du défaut combiné.

IV.5.2.2. Les indicateurs scalaires:

Tableau .IV.9. Les indicateurs en fonction du défaut.

	Ku	Veff	Fc
Etat sain	3.41	33.55	3.99
Défaut de roulement	3.18	56.64	4.27
Défaut de roulement+gravité1 sur la dent	3.16	56.58	3.56
Défaut de roulement+gravité2 sur la dent	3.09	59.43	3.37
Défaut de roulement+gravité3 sur la dent	3.36	74.18	4.09

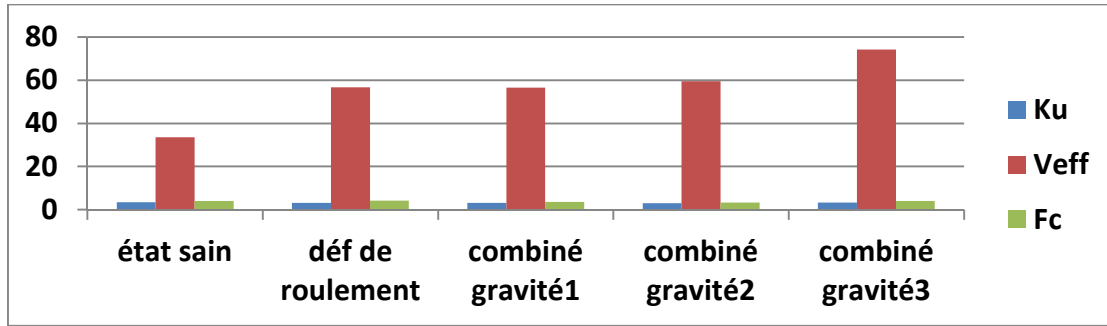


Fig. IV.52. Les indicateurs en fonction de défaut.

La valeur efficace est très utile dans ce cas tel qu'on constate l'augmentation rapide de cet indicateur avec la gravité de défaut. Le kurtosis et le facteur crête bien qu'indiquant la présence de défaut ne montrent pas le renforcement de celui-ci autant que la valeur Efficace.

IV.5.2.3. La forme spectrale:

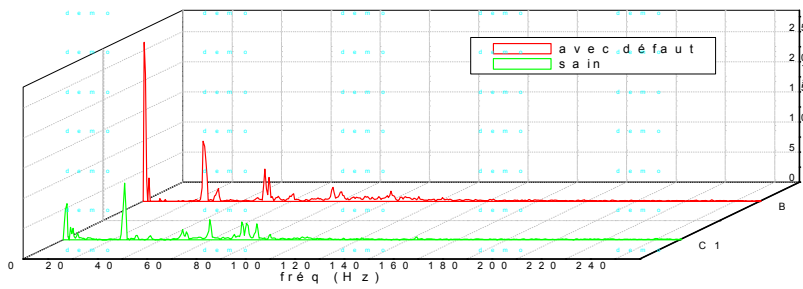


Fig. IV.53. Les spectres des états sain et défectueux.

On peut dire que le spectre du défaut contient: les mêmes pics existant dans le spectre de l'état sain mais avec amplitude plus grande, et de nouveaux pics avec de faibles amplitudes.

IV.5.2.4. La forme en enveloppe:

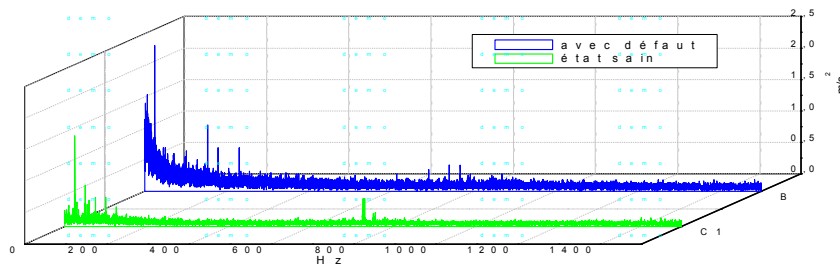


Fig. IV.54. L'enveloppe de l'état combiné engrenage-roulement.

A l'aide de ce type de traitement la détection des fréquences de défaut est possible par une manière plus simple que les autres méthodes.

IV.5.2.5 La forme cepstrale:

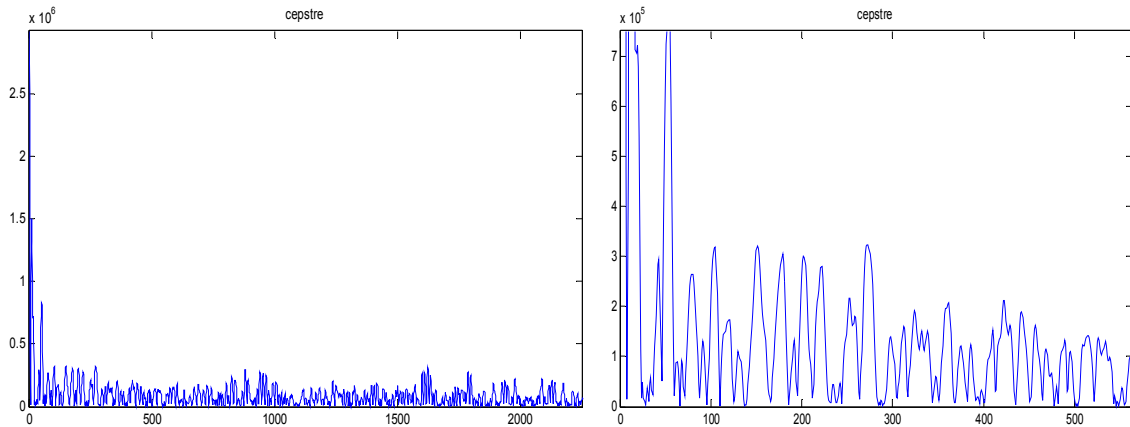


Fig.IV.55. Le cepstre avec l'option de zoom.

On peut dire que ce graphe est flou, mais avec l'utilisation de la fonction de zoom la séparation des fréquences devient très claire. Surtout les fréquences propres concernant les éléments du roulement.

IV.5.2.6. L'analyse en ondelettes:

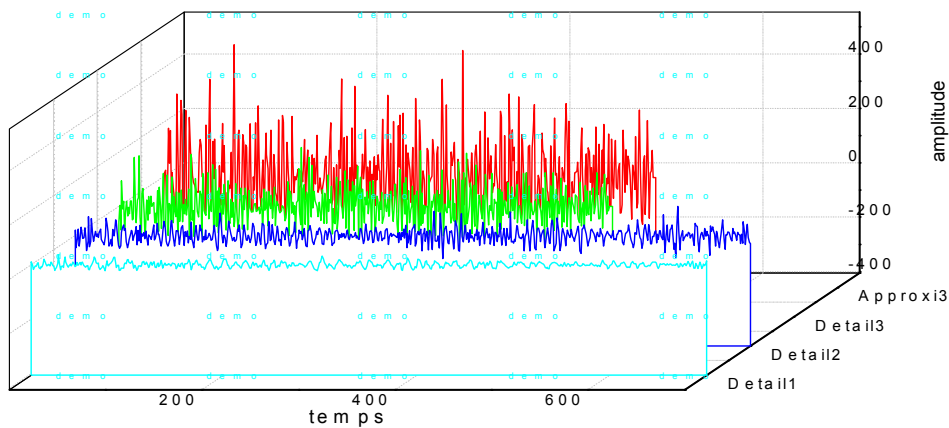


Fig. IV.56. L'approximation et les détails de l'ondelettes.

On remarque la possibilité de l'utilisation des ondelettes dans l'analyse et la séparation des pics dans la troisième approximation malgré la complexité du défaut étudié.

IV.5.3. Défaut combiné balourd-roulement-engrenage:

IV.5.3.1. La signature du défaut:

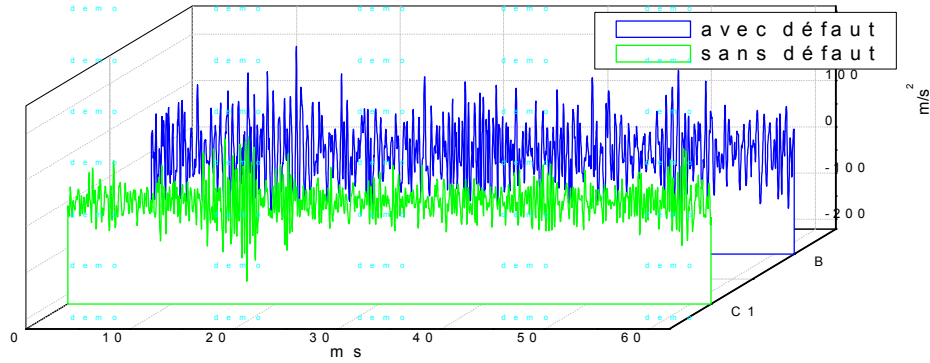


Fig. IV.57. La représentation dans le cas combiné avec trois défauts.

On constate un grand changement dans le cas du défaut par rapport au cas sain,

IV.5.3.2. L'influence du changement des vitesses:

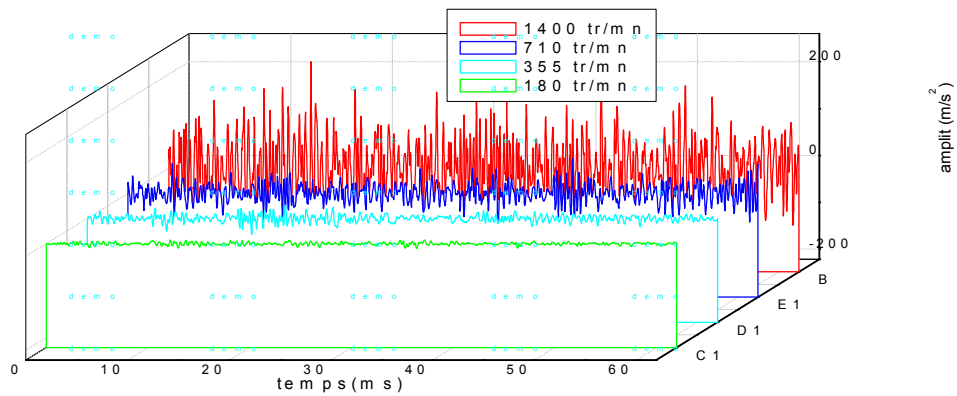


Fig. IV.58. Le défaut en fonction de la vitesse.

A partir du graphe, on peut dire que la variation de la vitesse est un facteur très important et a une influence énorme sur la réponse de ce type de défaut. Tel que l'on a multiplié la vitesse à peu près de 8 fois (de 180 à 1400 tr/mn) mais nous obtenons d'une variation de l'amplitude de 12 à 200 m/s^2 qui représente une multiplication de 16 fois.

IV.5.3.3. Les indicateurs scalaires:

Tableau. IV.10. Les valeurs des indicateurs scalaires.

	Ku	Veff	Fc
180 tr/mn	3.71	2.57	3.25
380 tr/mn	4.20	7.03	4.04
710 tr/mn	3.39	18.97	3.90
1400 tr/mn	3.01	58	3.87

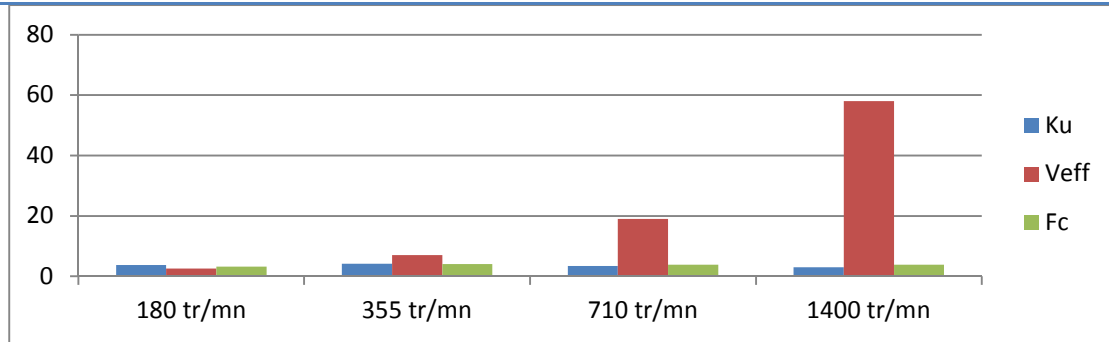


Fig. IV.59. L'influence sur les indicateurs scalaires.

D'après le calcul des indicateurs, l'effet de changement des vitesses devient très clair surtout avec les valeurs efficaces, les résultats entre les trois premières vitesses (augmentation de 4 fois) donne une variation entre 2.57-18.97, par contre l'augmentation de la vitesse de 100% (710-1400 tr/mn) a multiplié le résultat en valeur efficace de 300% (de 18.97 à 58). Remarquons encore que le Ku et le Fc qui sont respectivement inversement proportionnelles à la vitesse de rotation et à la racine carré de celle-ci indiquant seulement la présence d'un défaut.

IV.5.3.4. La forme spectrale:

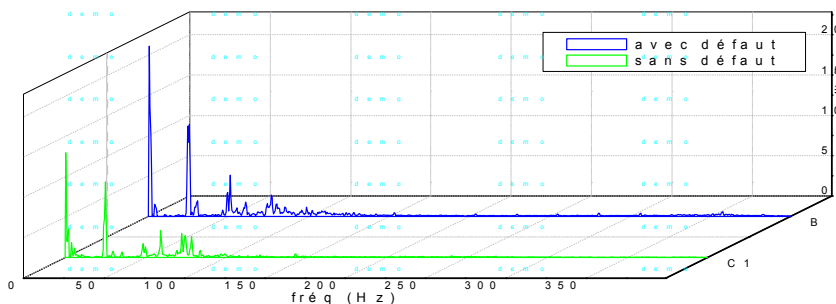


Fig. IV.60. Les courbes des spectres.

La technique de traitement par l'analyse spectrale de ce cas de défaut donne un bon résultat pour les deux défauts de balourd et de roulement tel qu'on constate les valeurs de leurs fréquence mais la technique n'indique pas les fréquences concernant la combinaison avec le troisième défaut qui est sur la dent de l'engrenage.

IV.5.3.5. La représentation en enveloppe:

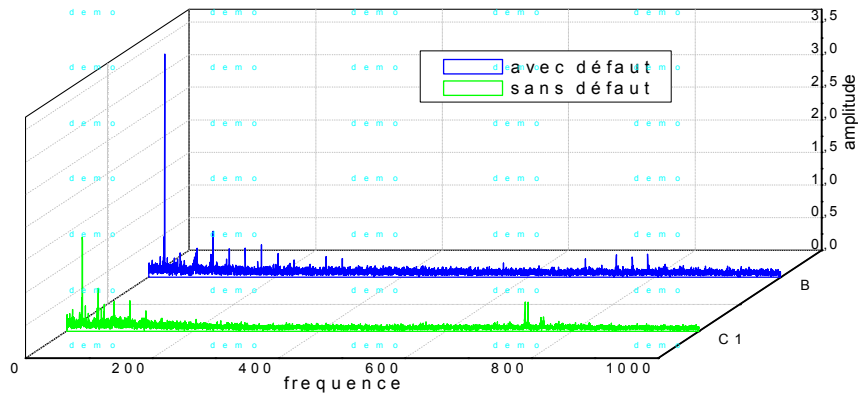


Fig. IV.61. L'enveloppe de l'accélération des trois défauts combinés.

Avec l'utilisation de l'analyse d'enveloppe et contre l'analyse spectrale, on a une possibilité d'afficher presque toutes les fréquences des trois défauts même la périodicité l'engrènement (355Hz) qui est très claire dans la 2^{ème} période (710 Hz),

IV.5.3.6. L'analyse cepstrale:

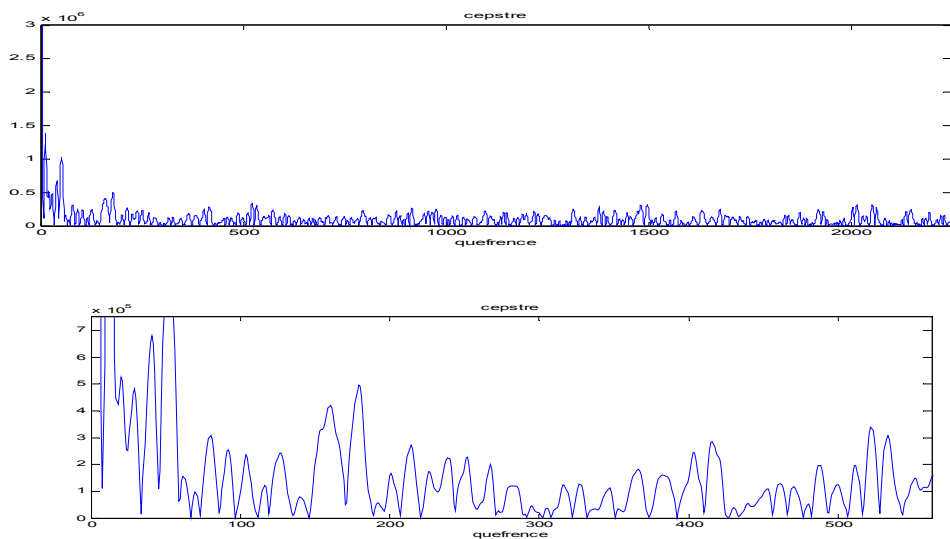


Fig. IV.62. La courbe de cepstre et son zoom.

Dans ce cas et malgré l'intervention du zoom, l'extraction des informations reste plus difficile et l'utilité de cette méthode très limitée dans le cas de défauts combinés.

IV.5.3.7. La forme on ondelette:

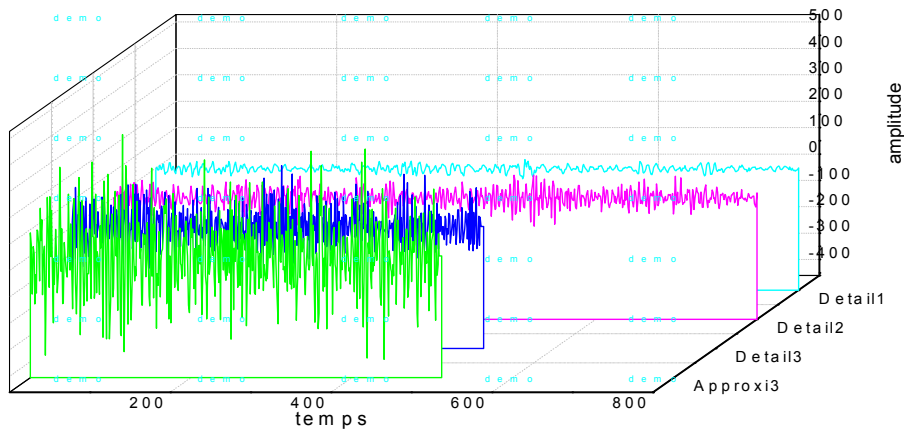


Fig. IV.63. La forme en ondelettes.

On constate que la troisième approximation est très riche en informations (les pics), mais le problème avec l'analyse en ondelettes, cette méthode moderne, la complexité de l'utilisation tel que la détermination de l'ondelette mère, le niveau de calcul et, dans des cas, la nécessité de l'utilisation de la transformée de Fourier elle-même pour bien interpréter le phénomène étudié.

IV.6. Conclusion:

Dans ce chapitre nous avons créé des défauts prédéterminés sur les organes de notre banc d'essais (arbre, roulement, dents et les points de fixations), et d'après la collection des résultats nous avons traité les signaux à l'aide des techniques de traitements les plus répandus dans le domaine industriel tel que: l'analyse temporelle, fréquentielle, cepstrale, la modulation de l'amplitude, et l'analyse en ondelettes, dans le but de sélectionner la quelle, parmi ces méthodes serait plus capable d'indiquer les anomalies avec efficacité, sensibilité et rapidité que les autres et ceci dans les cas des défauts simples ou combinés.

Conclusion générale:

Notre travail est dans le cadre de l'amélioration de la maintenance préventive conditionnelle, et dans cet objectif, on a étudié les défauts réalisés expérimentalement sur notre banc d'essais, soit du type simple (balourd, desserrage, défaut sur la dent du pignon et la dégradation totale d'un roulement), soit de façon combinée (balourd-roulement, roulement-engrenage et balourd-roulement-engrenage), chaque défaut soumis à quatre vitesses de rotation (180, 355, 710 et 1400 tr/mn) avec trois répétitions pour chaque mesure (c'est le nombre minimal d'échantillons acceptable dans les normes expérimentales), à la fin, nous avons obtenus une base de données qui contient plus de 500 signaux (le collecteur des données contient deux canaux axial et radial, et les grandeurs suivies sont : accélération, vitesse et déplacement).

Les signaux utiles sont affichés dans le dernier chapitre après traitement par les techniques de traitement du signal les plus répandus dans l'industrie telles que: l'analyse temporelle, l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale, l'analyse d'enveloppe et l'analyse en ondelettes.

Et à partir de ces résultats, on peut dire:

- ✓ l'analyse temporelle donne une description générale sur l'allure du défaut et leur évolution au cours du temps sans l'indication de la nature de ce défaut.
- ✓ les indicateurs scalaires très utiles comme un révélateur mais n'indique la nature du défaut ou l'organe défectueux.
- ✓ parmi les indicateurs étudiés la valeur efficace qui représente l'évolution énergétique des signaux, montre une plus grande sensibilité que les deux autres indicateurs.
- ✓ le kurtosis qui est sensible à la variation de la forme, donne de bons résultats dans le cas de défaut de roulement, ou on trouve la réponse à un choc qui est une l'impulsion périodique.
- ✓ Le facteur de crête qui est aussi un indicateur scalaire de forme, en prenant l'état sain comme référence, indique la présence de défaut bien que ces valeurs soient en-deçà de 6 qui est la valeur minimale pour un défaut impulsif périodique.

- ✓ l'analyse cepstrale montre son efficacité dans le cas de la convolution de signaux, ce qui est le cas de chocs impulsionnels périodique.
- ✓ L'analyse d'enveloppe classée parmi les techniques les plus intéressantes surtout avec les défauts sur les engrenages, aussi on a observé son utilité d'indiquer les fréquences des défauts combinés.
- ✓ l'analyse en ondelettes c'est la méthode nouvelle parmi les autres, capable de séparer les pics dans les deux cas ordinaires et combinés mais avec une petite difficulté à maîtriser et qui demande l'utilisation des méthodes complémentaires pour l'extraction et le traitement final des résultats.
- ✓ L'analyse spectrale, la plus ancienne technique et malgré ça c'est la meilleure sans concurrent ce que nous avons remarqué dans ce travail et surtout dans les cas simples.

On peut dire aussi que notre dispositif n'est pas parfait, et peut être responsable de l'apparition de quelques erreurs sur notre résultat (comme exemple le Fc), ou bien sur le phénomène, comme le premier pic existant dans les spectres (avec faible fréquence 0.5 Hz)

donc il nécessite une amélioration pour éliminer ces influences.

Malgré cela, les défauts combinés restent toujours flous et difficile de détecter, pour améliorer la détection de ce type on propose l'utilisation des techniques moderne comme EMD, EEMD et les méthodes hybrides.

Bibliographie

- [1] : **Reland BIGRET et Jaque-louis FERON** « Diagnostic-maintenance-disponibilité des machines tournantes.1995.
- [2] : **TOUAFEK Ishak** « Extraction d'indicateurs robustes pour le diagnostic des défauts mécaniques : comparaison de l'EMD et des ondelettes (WT), thèse de magister, université de FARHAT Abasse Setif.
- [3] : **David AUGEIX** « Analyse vibratoire des machines tournantes », INSA Toulouse, 2001.
- [4] : **Saliou DIEUF** « Contribution au diagnostic industriel de défauts de roulement et de balourd par techniques neuronales. Application à la machine asynchrone à cage» thèse de doctorat. Université de Paris XII AL DE MARNE CRETEIL, 2007.
- [5] : **Nabti Mohamed Tahar** « Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques » thème de magister université FARHAT Abas Setif, 2011.
- [6] : **Melle MAHGOUN Hafida** "Analyse non stationnaire des signaux vibratoires dans la surveillance des machines et la prévention des défaillances". thèse de doctorat, université Ferhat Abbas Setif1, 2013.
- [7] : **Philippe ESTOCQ** « Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes ». THESE de doctorat. Université de REIMS CHAMPAGNE ARDENNE, 2004.
- [8] : **CHIEMENTIN Xavier** « Localisation et quantification des sources vibratoires dans le cadre d'une maintenance préventive conditionnelle en vue de fiabiliser le diagnostic et le suivi de l'endommagement des composants mécaniques tournants: application aux roulements à billes » l'université de REIMS CHAMPAGNE ARDENNE, 2007.
- [9] : **CHAOUCHE Mehammed** « diagnostique vibratoire d'une machine tournante, mémoire de magister, université de Annaba, 2006.
- [10]: **Jacques MOREL** "Surveillance vibratoire et maintenance prédictive" Techniques de l'Ingénieur, traité Mesures et Contrôle.
- [11] : **LALOUCHE Ahmed** « diagnostic des machines tournantes, étude numérique et expérimentale », mémoire de magister, université de Annaba, 2006.
- [12] : **ADBI ZOHRRA.** « Étude des effets vibratoires sur la durée de vie des roulements a rouleaux » mémoire de magister, université d'Annaba, 2010.

[13] : **Omar DJEBILI** « Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application au butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement », thèse de doctorat, université de Boumerdés, 2013.

[14]: **Hassan SHARABATY** « diagnostic de la somnolence d'un opérateur: analyse automatique de signaux physiologiques », thèse de Doctorat, l'Université Paul Sabatier - Toulouse III, 2007.

[15] : Ouedi BEYA, Bushra JALIL , Eric FAUVET, Olivier LALIGANT, Lew LEW YANG VOON, application de la décomposition modale empirique à l'étude de signaux cardiaques.

[16] : **Demaeyer Jonathan, Bebronne Michael et Forthomme Sébastien**, « Les Ondelettes », Université Libre de Bruxelles.

[17] : **Maud Kerebel, Luc Pellissier, Daniel Stan** « L'Empirique Mode Décomposition, algorithmes et utilisations », Juin 2011.

[18] : **Baptiste TRAJIN**, "Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones : Application à la surveillance des roulements à billes » thèse de doctorat, Université de TOULOUSE, 2009.

[19] : **Nourddine CHIKH**, « Analyse spectrales des vibrations application a la maintenance des équipement mécaniques », mémoire de magister, université de Boumerdes, 2005.

[20] : **VIBXPRT**, Dual channel FFT data collector and signal analyzer, PRÜFTECHNIK, Edition 04/2008.

[21] : **CHAIB RACHID** « Contribution a l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire », thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine.

[22] : Maintenance : contrats, documents, techniques, terminologie, qualité et sous traitance ; collectif AFNOR, Avril 2005.

[23]: **Serge Dos Santos** «COURS DE TRAITEMENT DU SIGNAL» Institut National des Sciences Appliquées Année 2013-2014.

[24] : **MOREL JACQUES**, "Vibration des machine et diagnostic de leur état mécanique", Eyrolles, Paris 1992.

[25]: **Landolsi Foued**, "Cours de techniques de surveillance"

[26]: **Bruol and kjaer vibro** " Méthode de la maintenance conditionnelle", société Allemagne de fabrication des appareils et logiciels de mesure vibratoire.

[27]: **Vincent Mazet** "Développement de méthodes de traitement de signaux spectroscopiques : estimation de la ligne de base et du spectre de raies", thèse de Doctorat de l'Université Henri Poincaré, Nancy 1, 2005.

[28]: **Abderrazek DJEBALA**, "Application de la transformée par ondelettes a l'étude et l'analyse vibratoire des systèmes mécaniques", thèse de doctorat, université Badji Mokhtar Annaba, 2008.

[29]: Le site web: www.vem-vibration.com

[30]: **Jing Yu**, "Early Fault Detection for Gear Shaft and Planetary Gear Based on Wavelet and Hidden Markov Modeling", these de doctorat, Universite de Toronto, 2001.

[31]: **CHRISTIAN SCHEER, WILFRIED REIMCHE and FRIEDRICH-WILHELM BACH**, "Early fault detection at gear units by acoustic emission and wavelet analysis", Leibniz Universität Hannover, An der Universität 2, Germany, 2007.

[32]: **C. BENCHAAABANE, A. DJEBALA, N. OUELAA et S. GUENFOUD**, "Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les Indicateurs Scalaires", Université de Guelma,

[33]: **Bechir BADRI**, "Caractérisation numérique et expérimentale des défauts de roulements", l'école de technologie supérieure", Canada, 2007.

[34]: **Ilyes KHELFI**, "diagnostic des machines tournantes par les techniques de l'intelligence artificielle", thèse de doctorat, université de Annaba, 2013.

[35]: **DIDIER Gaetan**, "Modélisation et diagnostic de la machine asynchrone en présence de défaillances" thèse doctorat, Université de Henri Poincaré Nancy, 2004.

[36]: **Rais el hadi Bekka**, "Fondamentales de traitement de signal" OPU, 3^{ème} édition, Alger, 2005.

[37]: **BOUZIDA AHCENE**, "diagnostic de défauts de la machine asynchrone a cage par la technique des ondelettes", Mémoire de Magister, Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, 2008.