

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

ÉCOLE SUPÉRIEURE DE TECHNOLOGIES INDUSTRIELLES

- ANNABA -



المدرسة العليا للتكنولوجيا والصناعة -
عنابة -

Année / 2020

DEPARTEMENT DU SECOND CYCLE

FILIÈRE

GENIE INDUSTRIEL

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'État

**ETUDE COMPARATIVE ENTRE L'ANALYSE SPECTRALE ET
LA CYCLOSTATIONARITE (MID et IMID)**

Spécialité

Maintenance et Fiabilité des Systèmes Industriels

Par

ABABSA Kenza

BOURMADA Ahmed Chaouki

Sous la direction de :

KEBABSA Tarek

Grade

MCB

Établissement d'affiliation

ESTI Annaba

Devant le jury

Président :

DJEGHABA Messaoud

Pr.

ESTI Annaba

Examineurs :

DEKHANE Azzeddine

MCB

ESTI Annaba

DJELLAL Adel

MCB

ESTI Annaba

Remerciements

Au bon Dieu qui nous a donné foi, santé et le courage de mener ce travail
Nous tenons tout d'abord à exprimer notre profonde gratitude à Monsieur
le docteur Tarek KEBABSA, directeur de ce mémoire. C'est un honneur
pour nous de travailler avec lui. Il a mis à notre disposition ses
connaissances. Nous le remercions aussi pour ses conseils, ses orientations,
sa disponibilité, et pour l'intérêt bienveillant manifesté pour notre travail.
Nous remercions bien vivement monsieur Labeled ABABSA professeur à
l'Université d'Oum El Bouaghi pour son aide concernant la méthodologie
Nous remercions tous les membres du jury, de l'honneur qu'ils nous font, en
acceptant de juger notre travail.
Nos remerciements s'adressent aussi à nos familles et nos amis qui nous
ont apporté le soutien moral pour accomplir ce travail.

ABABSA & BOURMADA

في هذه الورقة، قمنا بالاعتماد على الجمع بين التحليل الطيفي وتحليل تعديل كثافة توزيع الأخطاء الدوري (MID) واقتراح التكامل المقابل (IMID).

إن تطبيق هاتين التقنيتين مناسب للغاية لتحليل الإشارات غير الثابتة الناتجة عن الماكينات الدوارة والبديلة. أولاً، باستخدام التحليل الطيفي كأداة تشخيصية محسوبة من تحويل هيلبرت لإشارات تمت محاكاتها وقياسها من مقعد الاختبار الميكانيكي والبنوي (LMS) في الجامعات في 08 مايو 1945 (المحمل والترس). بعد ذلك قمنا بتطبيق تحليل التقلبات الدورية في منتصف فترة الدراسة وIMID الذي تم تكييفه خصيصاً لتوسعية المعلومات المخفية، ويتيح هذا التردد تحديد الارتباط الطيفي في الخطوة الأولى من خلال دمج وظيفة تعديل كثافة التوزيع التي تتمتع بميزة أن تكون وظيفة متغير تردد واحد بدلاً من اثنين.

ثم يتم التحقق التجريبي في نظام مراقبة في بيئة صناعية (مولد توربيني). وبالمقارنة مع التحليل الطيفي الذي ثبت أنه من الصعب اكتشاف العيوب، فإن تطبيق هذه الطريقة جعل من الممكن تسليط الضوء بطريقة واضحة للغاية على وجود عيوب في محامل المحاكي والمولد التوربيني.

الكلمات المفتاحية: التحليل الطيفي، طي رقة الدور الثابت، تحويلات شدة التوزيع، المس توى العام المتوسط، مولد توربيني.

Résumé

Dans ce mémoire, nous avons basé sur la combinaison de l'analyse spectrale et l'analyse cyclostationnaire de modulation d'intensité de distribution des fréquences des défauts (MID) et le correspondant d'intégration (IMID) est proposé.

L'application de ces deux techniques est bien adaptée pour analyser les signaux non stationnaires générés par des machines tournantes et alternatives. Tout d'abord, en utilisant l'analyse spectrale comme outil de diagnostic calculé à partir de la transformée de Hilbert pour des signaux simulés et mesurés issus d'un banc d'essais de laboratoire de mécanique et structure (LMS) aux l'universités 08 mai 1945 (roulement et engrenage). Par la suite nous avons appliqué l'analyse cyclostationnarité MID et IMID qui adapté spécialement pour des périodicités cachées, cette périodicité permet d'identifier la corrélation spectrale en première étape en intégrant la fonction de modulation d'intensité de distribution qui a l'avantage d'être une fonction d'une seule variable de fréquence au lieu de deux.

La validation expérimentale est ensuite réalisée dans un système de surveillance dans un environnement industriel (turboalternateur). Par comparaison avec l'analyse spectrale qui se montre avoir des difficultés pour détecter les défauts, l'application de cette méthode a permis de mettre en évidence d'une manière très claire la présence des défauts sur les paliers du simulateur et du turboalternateur.

Mots clés: l'analyse spectrale; cpestrale; cyclostationnarité; MID; IMID; turbo-alternateur.

Abstract

In this paper, we have based on the combination of spectral analysis and cyclostationary analysis of intensity modulation of the frequency distribution of defects (MID) and the integration correspondent (IMID) is proposed. The application of these two techniques is well suited to analyze non-stationary signals generated by rotating and reciprocating machines. Firstly, by using spectral analysis as a diagnostic tool calculated from the Hilbert transform for simulated and measured signals from a laboratory test bench for mechanics and structure (LMS) at the universities 08 May 1945 (bearing and gear). Subsequently we applied the MID and IMID cyclostationarity analysis which is specially adapted for hidden periodicities. This periodicity allows us to identify the spectral correlation in the first step by integrating the distribution intensity modulation function which has the advantage of being a function of a single frequency variable instead of two. The experimental validation is then carried out in a monitoring system in an industrial environment (turbo-alternator). In comparison with spectral analysis, which has proven to have difficulties in detecting defects, the application of this method has made it possible to highlight very clearly the presence of defects on the simulator and turbo-alternator bearings.

Keywords: spectral analysis; cepstral; cyclostationarity; MID; IMID; turbo-alternator.

LISTE DES FIGURES

Figure 1 – Différents types de maintenance	6
Figure 2 – Différents techniques de la maintenance conditionnelle [10].	9
Figure 3 – Suivi des machines tournantes en fonctionnement par l'analyse vibratoire	10
Figure 4 – Suivi des machines tournantes en fonctionnement par l'analyse d'huile.	10
Figure 5 – Suivi des machines tournantes en fonctionnement par l'analyse ultrasonore.	11
Figure 6 – Contrôle des machines tournantes par l'analyse thermographie infrarouge	11
Figure 7 – Exemple de suivi d'une machine par analyse acoustique	12
Figure 8 – La surveillance On line (a), Off line (b).	13
Figure 9 – Schéma représentatif des activités de l'analyse vibratoire.	13
Figure 10 – Différents types d'engrenage	16
Figure 11 – Spectre typologique initial.	17
Figure 12 – Spectre qi montre une présence d'un défaut de denture.	17
Figure 13 – Spectre qi montre une présence d'un défaut « Jeu de denture insuffisant ».	18
Figure 14 – Spectre qi montre une présence d'un défaut « Jeu de denture excessif ».	18
Figure 15 – Spectre qi montre une présence d'un défaut « Dent détériorée sur un pignon ».	18
Figure 16 – Spectre qi montre une présence d'un défaut combiné	19
Figure 17 – Les composantes d'un roulement	20
Figure 18 – Spectre du signal ST avec un défaut d'engrenages [18].	22
Figure 19 – Cepstre du signal ST.	23
Figure 20 – STFT du signal ST	24
Figure 21 – Signal vibratoire d'une pompe centrifuge et puissance cyclique associée (en rouge)(a). Coefficients de Fourier de la puissance cyclique en fonction de la fréquence cyclique α (b).	25
Figure 22 – Corrélation spectrale du signal vibratoire de pompe centrifuge ($\Delta f = 62$ Hz ; $\Delta \alpha = 2.5$ Hz).	25
Figure 23 – Montage expérimental.	28
Figure 24 – Boîte de vitesses conique à un étage.	28
Figure 25 – Engrenages dentés ébréchés et manquants.	28
Figure 26 – Analyseur Brüel&kjær Pulse 16.1 et les accéléromètres d'acquisition des signaux	29
Figure 27 – Défauts créés par une meule sur la bague extérieure du roulement	30
Figure 28 – Défauts créés sur les dents des pignons avec différentes gravités	30
Figure 29 – Schéma d'un roulement à billes avec un défaut sur la bague intérieure type 6002E.	31
Figure 30a – signal d'accélération mesuré sur un roulement à bille 6004E dans [0-0,2S]	32
Figure 30b – Spectre du signal d'accélération.	33
Figure 30c – Cepstre du signal d'accélération.	33
Figure 31 – Schéma d'un roulement à billes avec un défaut sur la bague intérieure.	34
Figure 32a – Signal d'accélération mesuré sur un roulement à bille 6004E dans [0-0,2S]	35
Figure 32b – Spectre du signal d'accélération	35
Figure 32c – Cepstre du signal d'accélération figure	36
Figure 33a – signal d'accélération mesuré sur un roulement à bille 6004E dans [0-0,2S]	37
Figure 33 b – Spectre du signal d'accélération (fig.31a).	37
Figure 33c – Zoom du spectre dans l'intervalle [300-800 Hz].	38
Figure 33d – Cepstre du signal d'accélération (fig.31a).	38

Figure 34 – Exemple du spectre représentatif des bandes latérales autour d'une fréquence.	42
Figure 35 – Algorithme proposé pour le calcul du MID et de l'IMID.	43
Figure 36 – Représentation du MID(A) et de l'IMID (B).	47
Figure 37 – Corrélation spectral (MID) a , et son intégration (IMID) b appliqué au signal de la figure (32a) (Chap2)	51
Figure 38 – Corrélation spectral (MID) a , et son intégration (IMID) b appliqué au signal de la figure (30a) (Chap2)	52
Figure 39 – Corrélation spectral (MID) a , et son intégration (IMID) b appliqué au signal de la figure (31a) (Chap2).	53
Figure 40 – Une roue défectueuse.	54
Figure 41 – Schéma cinématique du turbo alternateur (GZ1164).	55
Figure 42 – Réducteur GZ 1164.2.	55
Figure 43 – Accéléromètres mono axial (industriel) (A), turbo alternateur(B)	56
Figure 44 – L'analyseur pulse type 3160-A-042.	56
Figure 45 – Le capteur triaxial type 4524B-001.	57
Figure 46 – Spectre d'accélération du signal mesuré sur le palier 3 dans la bande [0-200 Hz].	59
Figure 47 – Spectre d'accélération du signale mesuré sur le palier 4 dans la bande [0-200 Hz].	59
Figure 48 – Signal d'accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-25600 Hz] du réducteur.	60
Figure 49 – Spectre d'accélération du palier 3 du réducteur.	60
Figure 50 – Zoom du spectre dans l'intervalle [0-3200 Hz].	60
Figure 51 – Signal d'accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-1600 Hz].	61
Figure 52 – Cohérence spectrale d'intensité (MID) a , et son intégration (IMID) b du signal de la figure 49 ($\Delta f=0.5\text{Hz}$).	62
Figure 53 – Signal d'accélération mesurée sur le palier 4 du réducteur, dans la bande [0-200 Hz].	63
Figure 54 – Corrélation spectrale (MID) a , et son intégration (IMID) b , du signal de la figure (49).	63
Figure 55 – Spectre typologique [Brüel&KjærVibro].	64
Figure 56 – Usure dans le palier 3 (a), usure dans le palier 4 (b).	64
Figure 57 – Corrélation spectrale (MID) a , et son intégration (IMID) b , du signal de la figure (46).	65
Figure 58 – Usure des dents d'engrenage.	66

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 – Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement	21
Tableau 2 – Représente les caractéristiques de roulement à bille 6002E .	31
Tableau 3 – Calcule des fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement	31
Tableau 4 – Représente les caractéristiques de roulement à bille 6004E.	33
Tableau 5 – Calcule des fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement	34
Tableau 6 – Caractéristiques techniques de réducteur	36
Tableau 7 – Caractéristiques techniques de réducteur	55
Tableau 8 – Propriétés de l'accéléromètre triaxial	57
Tableau 9 – Données des mesures	58

LISTE DES ABREVIATIONS

$R_x^\alpha(\alpha)$	La fonction d'auto corrélation cyclique.
$SC_x^\alpha(f)$	La densité de corrélation spectrale.
$MID_{\Delta f}^{PSC}(f, \alpha)$	La fonction de modulation d'intensité de distribution.
$MID_{\Delta f}^{PSCoh}(f, \alpha)$	La fonction de modulation d'intensité de distribution de cohérence spectrale.
$X_{\Delta f}(t, f)$	Le signal filtré dans une bande de fréquence latérale $[f - \frac{\Delta f}{2}, f + \frac{\Delta f}{2}]$
f	La fréquence porteuse.
A	La fréquence de modulation.
F_e	Les fréquences d'engrènement.
F_s	Les fréquences d'échantillonnage
Fr_1	La fréquence de rotation de l'arbre d'entrée du réducteur.
Fr_2	La fréquence de rotation de l'arbre de sortie du réducteur.
N_1	Les vitesses d'entrée.
N_2	Les vitesses de sortie.
Z_1	Le nombre de dents de pignon.
Z_2	Le nombre de dents de la roue.
U	Le rapport de transmission.
N_p	Le nombre d'aubes dans chaque roue.
F_{PA}	La fréquence de passage des aubes.
N_{PF}	Le nombre d'aubes fixes dans chaque ensemble de la roue.
F_{PEFA}	La fréquence de passage du nombre d'aubes fixes par ensemble.

Les notations dont les désignations ne figurent pas dans ce tableau seront identifiées dès leur citation dans le texte.

Table des matières

Remerciement	I
Liste des figures	V
Liste des tableaux	VII
Liste des abréviations	VIII
Introduction	1
Chapitre I – Généralités sur la maintenance	4
I.1 Introduction.....	5
I.2 Définition de la maintenance selon la norme NF.....	5
I.3 Différents types de la maintenance.....	6
I.3.1 Maintenance corrective.....	6
I.3.1.1 Maintenance palliative.....	6
I.3.1.2 Maintenance curative.....	6
I.3.2. Maintenance préventive.....	7
I.3.2.1 Maintenance préventive systématique.....	7
I.3.2.2 Maintenance préventive conditionnelle.....	8
I.3.2.3 Maintenance préventive prévisionnelle.....	9
I.4 Différents panoramas techniques de la maintenance préventive conditionnelle.....	9
I.4.1 Analyse vibratoire	9
I.4.2 Analyse des lubrifiants.....	10
I.4.3 Analyse ultrason.....	10
I.4.4 Thermographie infrarouge.....	11
I.4.5 Analyse acoustique.....	11
I.5 Activités de l’analyse vibratoire.....	12
I.5.1 Surveillance.....	12
I.5.2 Détection.....	13
I.5.3 Diagnostic.....	13
I.6 Indicateurs de surveillance.....	14
I.7 Défauts rencontrés sur les machines tournantes.....	14
I.8 Sources d’excitation.....	14
I.9 Chocs périodiques (chocs à la rotation).....	15
I.9.1 Typologie des chocs périodiques.....	15
I.9.2 Ambiguïtés de diagnostic Les chocs périodiques.....	15
I.10 Généralités des engrenages.....	16
I.10.1 Principe de l’engrènement.....	16

I.10.2	Différents types de dentures.....	16
I.10.3	Fréquence d'engrènement.....	16
I.10.4	Spectre typologique initial.....	16
I.10.5	Usure généralisée de la denture.....	17
I.10.6	Jeu de denture insuffisant.....	17
I.10.7	Jeu de denture excessif.....	18
I.10.8	Dent détériorée sur un pignon.....	18
I.10.9	Dent détériorée sur chaque pignon.....	19
I.10.10	Arbre support pignon cintré (faux rond).....	19
I.10.11	Combinaison de défauts.....	19
I.10.12	Ambiguïtés de diagnostic.....	19
I.11	Roulements.....	20
I.11.1	Généralités et constitution.....	20
I.11.2	Fréquences cinématiques des roulements.....	20
I.11.3	Fréquences des défauts des roulements.....	21
I.12	Outils du diagnostic.....	21
I.12.1	Analyse spectrale.....	21
I.12.2	Analyse cepstrale.....	22
I.12.3	Analyse Temps – Fréquence.....	23
I.12.3.1	Transformée de Fourier à court terme «STFT».....	23
I.12.3.2	Analyse de la cyclostationnarité.....	24
I.13	Conclusion.....	25
Chapitre II – Diagnostics des défauts combinés roulements et d'engrenages par l'analyse vibratoire.....		26
II.1	Introduction.....	27
II.2	Plan expérimentale et matériel utilisé.....	27
II.2.1	Présentation du banc d'essais.....	27
II.2.2	Matériel d'acquisition des mesures.....	29
II.2.3	Matériel de simulation de défauts	30
II.2.4	Caractéristiques géométriques du roulement 6002 ^E	31
II.2.5	Fréquences caractéristiques de défaut de roulement 6002 ^E	31
II.2.6	Diagnostic du premier cas d'un défaut de roulement type 6002 ^E	32
II.2.7	Caractéristiques géométriques du roulement 6004 ^E	33
II.2.8	Fréquences caractéristiques de défaut de roulement 6004 ^E	34
II.2.9	Diagnostic du deuxième cas d'un défaut de roulement type 6002 ^E	35

II.2.10 Réducteur MachineryFault Simulator	36
II.3 Conclusion.....	38
Chapitre III – Bases théorique de la cyclostationnarité	39
III.1	
Introduction.....	Error!
Bookmark not defined.0	
III.2 Principe de la méthode	41
II.2.1 Intégration MID basée sur la corrélation spectrale.....	46
III.3 Synthèse du chapitre.....	48
Chapitre IV – Application de la cyclostationnarité sur des défauts combinés	49
IV.1 Introduction.....	50
IV.2 Cas d'un défaut de roulement du simulateur MFS palier 1 type 6002 ^E	50
IV.3 Cas d'un défaut de roulement du simulateur MFS palier 1 type 6004 ^E	51
IV.4 Cas d'un défaut d'engrenage MFS	51
IV.5 Cas expérimentale du turbo alternateur GZ1164	52
IV.5.1 Description de l'installation.....	54
IV.5.1.1 Réducteur GVAB420	55
IV.5.1.2 Matériels d'acquisition et de traitement des mesures.....	56
IV.5.1.3 Analyseur pulse	56
IV.5.1.4 Accéléromètre triaxial type 4524B-001.....	57
IV.5.1.4 Données des différentes compagnes de mesures réalisées.....	57
IV.5.2 Diagnostic du turbo alternateur GZ1164.....	58
IV.5.2.1 Analyse basse fréquence du Réducteur.....	58
IV.5.2.2 Analyse haute fréquence du réducteur.....	60
IV.6 Application de la cyclostationnarité aux signaux mesurés sur les paliers du réducteur.....	60
IV.6.1 Analyse du réducteur en basse fréquence.....	60
IV.6.2 Analyse du réducteur en haute fréquence.....	64
IV.7 Synthèse du chapitre.....	66
Conclusion.....	67
Références	69

Introduction

Introduction

Les machines tournantes occupent actuellement une place prépondérante dans les applications faisant intervenir des systèmes de transmission de puissance. La mesure des vibrations sur ces machines revêt une importance toute particulière puisqu'elle joue un rôle capital dans les programmes de maintenance. Lorsque ces vibrations sont trop élevées, elles causent souvent un sentiment d'inquiétude, puisqu'elles annoncent possiblement un arrêt ou un bris imprévu et par conséquent une perte non négligeable de productivité ou une atteinte à la sécurité du personnel.

La mise en œuvre d'un système de surveillance capable de prévoir et de détecter efficacement les anomalies d'une machine, offre l'avantage d'optimiser le potentiel de cette dernière. Dans la présente étude, les vibrations sont la source d'informations retenue pour nous renseigner sur l'état de cette machine puisqu'elles sont l'expression de perturbations de diverses origines.

Nous, nous intéressons à des éléments très sollicités d'une machine tournante, l'arbre, l'engrenage et le roulement. Le type de défaut rencontré sur ses éléments lors du fonctionnement est le balourd pour le premier et le défaut d'engrènement ou l'usure pour le deuxième.

Plusieurs études ont été menées pour résoudre ces problèmes tels que l'analyse spectrale [1], ou l'analyse par filtrage [2], pour le balourd et l'analyse d'enveloppe [3], [4], [5], ou l'analyse cepstrale [6] pour les défauts d'engrenages. L'analyse d'enveloppe caractérise la modulation d'amplitude provoquée par le choc. Le principe consiste à extraire et à analyser l'enveloppe afin de détecter la fréquence caractéristique de l'organe qui génère ce choc permettant ainsi de remonter à l'origine du défaut. La génération de l'enveloppe est obtenue par la représentation conjointe temps - fréquence en utilisant la Transformée de Fourier à court terme, la Wigner - Ville, ou la Transformée de Hilbert.

Il est à souligner par ailleurs que l'expression de la cyclostationnarité présente plusieurs avantages pour l'analyse de tels signaux par rapport à d'autres approches. Tout d'abord, elle permet d'appréhender avec les mêmes outils un large spectre de comportements, depuis la simple périodicité déterministe (phénomènes de balourd, de désalignement, d'excentricité, d'inversion de force, défaut d'engrènement, ... etc.) jusqu'à l'aléatoire non stationnaire (mouvement de fluide, forces de frottement, grippage, ...). Ensuite, une classe importante des signaux non stationnaires est constituée par les signaux cyclostationnaires [7].

L'objectif de ce travail est l'optimisation de la détection des défauts des machines tournantes et plus particulièrement des défauts combinés d'engrenages et de roulements par l'analyse vibratoire.

Le travail est structuré de la manière suivante:

Le premier chapitre est consacré à la recherche bibliographique sur les différents outils d'analyse vibratoire, que ce soit les outils de diagnostic ou de surveillance. On débute le chapitre par des notions générales sur les politiques de la maintenance industrielle et leurs applications dans le

domaine de l'industrie suivi des techniques d'analyse utilisées spécialement dans la maintenance conditionnelle.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons en plus de la description du dispositif expérimental et les campagnes d'essais menées sur ce dernier [8], une analyse vibratoire des différents signaux, dans le cas d'un ou de plusieurs défauts combinés, tels que, les défauts de roulements et d'engrenages. En effet les roulements ou les engrenages sont les éléments les plus importants des machines tournantes. Souvent, ils sont soumis à des excitations qui provoquent dans la majorité des cas des défauts cause d'une défaillance partielle ou totale de la machine dont les conséquences sont catastrophiques.

Le troisième chapitre se concentre sur la théorie de la cyclostationnarité, et ses propriétés propres aux processus dont les caractéristiques évoluent cycliquement au cours du temps. La méthode offre un cadre particulièrement adapté à l'analyse de nombreux signaux acoustiques et vibrations. Après avoir rappelé les notions de l'approche cyclostationnaire dans le contexte mécanique. Nous avons validé ces notions théoriques expérimentalement.

Dans le quatrième chapitre, on présente tout d'abord, un exemple de l'application de la méthode cyclostationnaires sur signaux des roulements avec un double défaut identifié sur les deux bagues intérieure et extérieure (BPFE et BPGI), puis sur un système mécanique dans un environnement industriel turboalternateur GZ1164. L'application de cette méthode à des signaux non stationnés a permis de mettre en évidence d'une manière très claire la présence des défauts sur les paliers lisse et le palier de réducteur, ce qui a été difficile à montrer par l'analyse spectrale.

Chapitre I

Généralités sur la maintenance

I.1 Introduction

Pour être et demeurer compétitive, une entreprise doit produire toujours mieux (qualité) et au coût le plus bas. Pour minimiser ce coût, on fabrique plus vite et sans interruption des produits, sans défaut afin d'atteindre la production maximale par unité de temps. L'automatisation et l'informatique ont permis d'accroître considérablement cette rapidité de production. Cependant, les limitations technologiques des moyens de production ne permettent pas d'augmenter les cadences.

De plus, produire plus sous-entend produire sans ralentissements, ni arrêts. Pour cela, le système de production ne doit subir qu'un nombre minimum de temps de non production. Exceptés les arrêts inévitables dus à la production elle-même (changement de production, montées en température, etc.), les machines ne doivent jamais (ou presque) connaître de défaillances tout en fonctionnant à un régime permettant le rendement maximal.

Cet objectif est un des buts de la fonction maintenance d'une entreprise. Elle est définie comme étant l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié. Maintenir c'est donc effectuer des opérations qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production.

I.2 Définition de la maintenance selon la norme NF

Une première définition normative de la maintenance donnée par l'AFNOR en 1994 (norme **NFX60-010**) à savoir « l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans état spécifique ou en mesure d'assurer un service déterminé ». Depuis 2001, elle a été remplacée par une nouvelle définition, désormais européenne (**NF EN 13306 X60-319**):« Ensemble de toutes des actions techniques, administratives et management durant le cycle de vie d'un bien ; destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise» [9].

La définition de la maintenance fait donc apparaître 3 notions :

- Maintenir qui suppose un suivi et une surveillance ;
- Rétablir qui sous-entend l'idée d'une correction de défaut ;
- Etat qui précise le niveau de compétences et les objectifs attendus de la maintenance.

Dans une entreprise, quelque soit son type et son secteur d'activité, le rôle de la fonction maintenance est donc de garantir la plus grande disponibilité des équipements au rendement meilleur tout en respectant le budget alloué.

Le service maintenance doit mettre en œuvre la politique de maintenance définie par la direction de l'entreprise ; cette politique devant permettre d'atteindre le rendement maximal des systèmes de production.

I.3 Différents types de la maintenance

Il existe deux grandes familles de la maintenance à savoir la maintenance corrective et la maintenance préventive (Fig. 1)

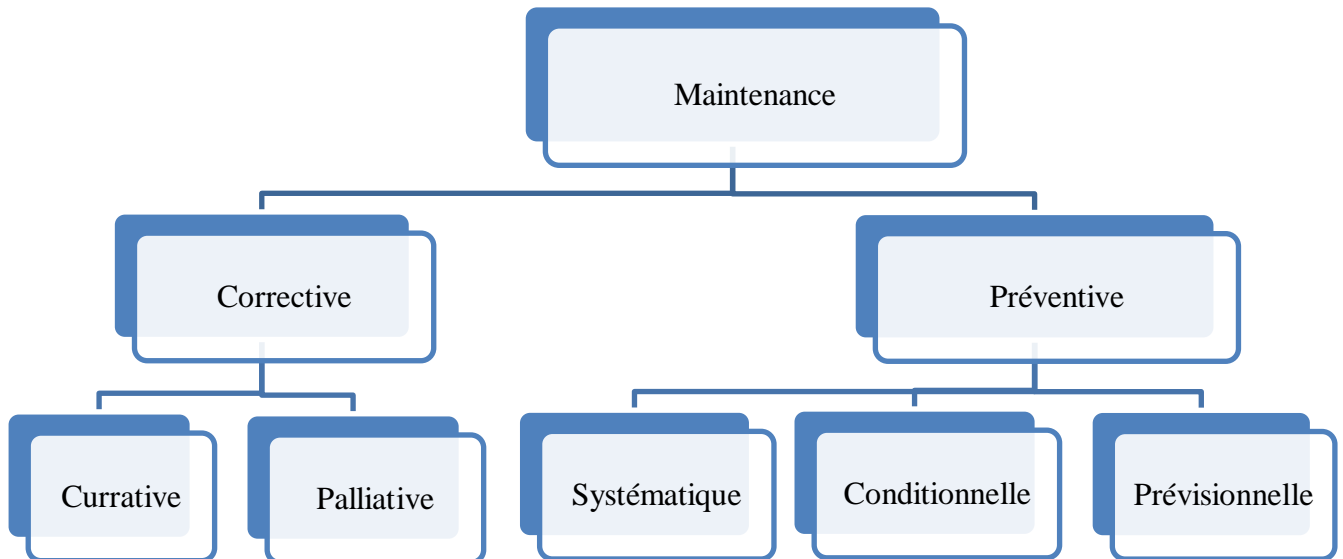


Figure 1 – Différents types de maintenance

I.3.1 Maintenance corrective

C'est « l'ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien, ou la dégradation de sa fonction pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, au moins provisoirement : ces activités comportent notamment la localisation de la défaillance et son diagnostic, la remise en état avec ou sans modification, le contrôle de bon fonctionnement ». On a deux types de maintenance corrective qui sont :

I.3.1.1 Maintenance palliative

Qui représente « l'activité de la maintenance corrective destinées à un bien d'accomplir provisoirement tout ou partie d'une fonction requise, Appelée couramment dépannage, cette maintenance palliative est principalement constituée d'action à caractère provisoire qui devront être suivies d'action curatives ».

I.3.1.2 Maintenance curative

Qui représente « l'activité de maintenance corrective ayant pour objectif de rétablir un bien dans un état spécifique ou de lui permettre d'accomplir une fonction requise. Le résultat des activités

réalisées doit présenter un caractère paret, Ces activités peuvent être des réparations des modifications ou aménagement ayant pour objet de supprimer la ou les défaillances ».

Avantage et l'inconvénient de la maintenance corrective

➤ **Avantages**

- Avoir une bonne préparation du travail
- Avoir une bonne gestion pour toutes les informations

➤ **Inconvénients**

- Coût de réparation important
- Stockage important des pièces
- Temps de réparation élevé
- Peu de sécurité des travailleurs

I.3.2. Maintenance préventive

La maintenance préventive est " l'ensemble des actions exécutées à des intervalles de temps prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinées à réduire la probabilité de la défaillance ou de la dégradation du fonctionnement d'un bien".Elle doit permettre d'éviter des défaillances des matériels en cours d'utilisation, l'analyse des couts mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter. On a trois types de maintenance préventive qui sont :

I.3.2.1 Maintenance préventive systématique

Désigné des opérations effectuées systématiquement, soit selon un calendrier (à périodicité temporelle fixe), soit selon une périodicité d'usage (heurs de fonctionnement ; nombre d'unité produit, nombre de mouvement effectués...etc.). La périodicité des remplacements est déterminée selon deux méthodes :

La première est de type bloc et la seconde, de type âge. La politique de remplacement de type âge suggère de remplacer l'équipement à la panne ou après T unités de temps de bon fonctionnement. La politique de type bloc suggère de remplacer l'équipement après une période prédéterminée de temps T, 2T, etc. indépendamment de l'âge et de l'état du composant.

Avantages et inconvénients de maintenance préventive systématique

➤ **Avantages**

- Réduction des coûts (30 %) et des durées de maintenance par rapport à l'entretien curatif;

- Bonne planification des opérations et des ressources;
- Contrôle du niveau de stockage des pièces de rechange;
- Généralement, peu de catastrophes;
- Sécurité accrue ;
- Amélioré la fiabilité du matériel.

➤ **Inconvénients**

- Révisions non nécessaires (l'entretien n'est pas fonction de l'état de la machine, mais plutôt de la durée d'utilisation);
- Remplacement de pièces en bon état;
- Création de défauts lors du remontage (si les procédures ne sont pas claires et contrôlées).

I.3.2.2 Maintenance préventive conditionnelle

C'est la maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement du bien et / ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement intégrant les actions qui en découlent.

La maintenance préventive conditionnelle se caractérise par la mise en évidence de la partie faible de l'équipement.

- Mesure des vibrations et des bruits.
- Mesures de température.
- Mesure de la pression dans les différents organes.
- Niveau et la qualité de l'huile.

Avantages et les inconvénients de la maintenance conditionnelle

➤ **Avantages**

- Réduction de coût d'environ 30% et de la durée de réparation par rapport à l'entretien préventif;
- Accroissement de la durée de vie des pièces par rapport à une politique de changement systématique. Remplacement des pièces défectueuses uniquement;
- Suppression des défauts de jeunesse lors de remise en route après un entretien systématique.

➤ **Inconvénients**

- Nécessite une équipe de maintenance formée en analyse vibratoire et en essais non destructifs. Niveau technologique plus élevé.

I.3.2.3 Maintenance préventive prévisionnelle

On définit par la « maintenance préventive subordonnée à l’analyse de l’évolution surveillée de paramètres significatifs de la dégradation d’un bien, permettent de retarder et de planifier des interventions » [9].

I.4 Différents panoramas techniques de la maintenance préventive conditionnelle

Les machines tournantes en état de fonctionnement exigeant des opérations de maintenance qui permettent d’éviter des catastrophes et d’augmenter leur disponibilité. Plusieurs techniques de maintenance sont appliquées aux machines tournantes telles que moteur, ventilateur, turbine, compresseur, ... Ces techniques permettent d’acquérir des connaissances sur leur fonctionnement. La maintenance préventive conditionnelle est subordonnée à un type d’événement prédéterminé (autodiagnostic, information d’un capteur, mesure d’une usure), révélateur de l’état de dégradation du bien. La figure 2 présente une grande disponibilité de l’analyse vibratoire parce qu’elle prend la détection de tous les défauts au niveau de la structure.

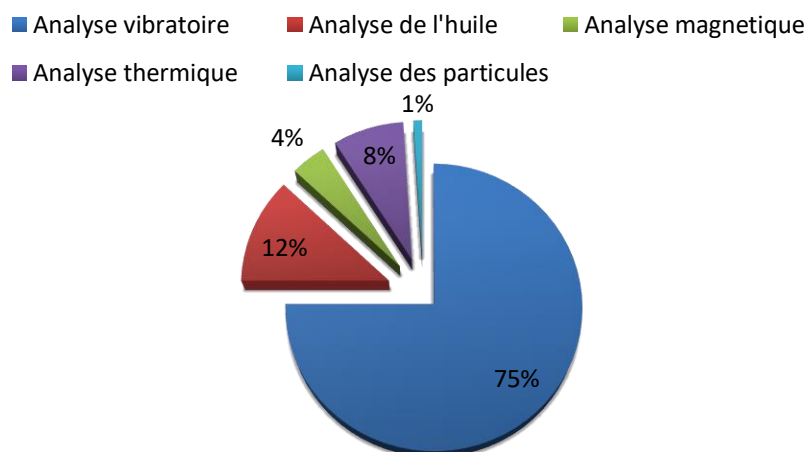


Figure 2 – Différents techniques de la maintenance conditionnelle [10].

I.4.1 Analyse vibratoire

C’est une technique utilisée pour le suivi des machines tournantes en fonctionnement. Les variations d’efforts générés par la rotation des éléments sont souvent la cause des vibrations qui peuvent endommager les composants des machines (Fig. 3). La mesure de ces vibrations va permettre d’identifier ces efforts dès qu’ils apparaissent, avant qu’ils aient causé de dommages irréversibles [11]. Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d’informations qui caractérisent l’état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée.

En analyse vibratoire, le signal temporel est aussi communément appelé “donnée brute”, puisqu’il

représente l'information réelle transmise par la machine à partir des efforts qui sont générés. Comme première étape lors de toute mesure, les analyseurs de vibration enregistrent ce signal temporel et le traite ensuite pour en extraire différentes valeurs. Le signal temporel est donc un élément clé de l'analyse vibratoire [12].

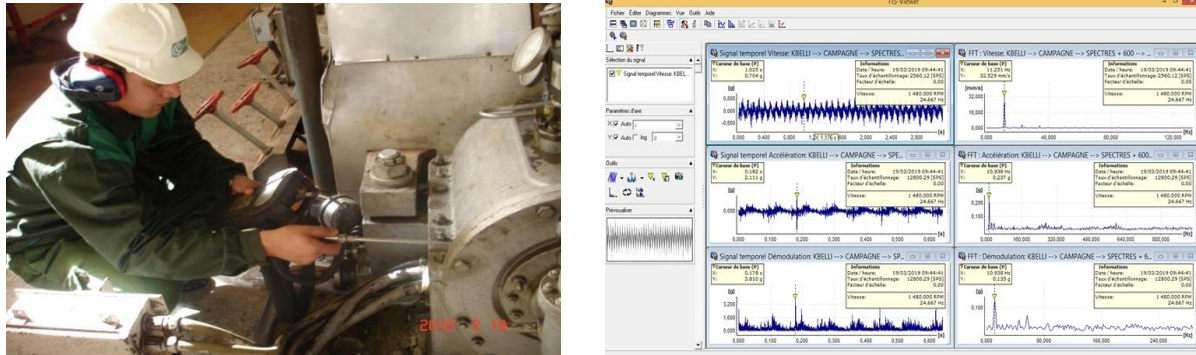


Figure 3 – Suivi des machines tournantes en fonctionnement par l'analyse vibratoire.

I.4.2 Analyse des lubrifiants

Appliquée à toutes les machines pourvu qu'elles contiennent un fluide (huile ou graisse) que l'on peut prélever, la méthode consiste à détecter les particules d'usure drainées par le lubrifiant afin d'en déduire l'état de l'équipement (Fig. 4). L'analyse d'un échantillon de quelques dizaines de millilitres d'huile peut alors suffire à révéler l'usure anormale de l'un des composants, le mauvais état d'un filtre ou encore la dégradation du lubrifiant suite à une oxydation, à une pollution, à une température d'utilisation trop élevée.



Figure 4 – Suivi des machines tournantes en fonctionnement par l'analyse d'huile.

I.4.3 Analyse ultrason

Une onde ultrasonore est émise par un transducteur placé sur la surface du matériau à contrôler et se propage dans le matériau. Il existe des méthodes par contact (le palpeur est en contact avec la pièce) ou par immersion (la pièce et le palpeur sont immergés dans de l'eau). Dans le cas de la méthode par contact, il est nécessaire d'ajouter un couplant (eau ou gel) entre le palpeur et la pièce pour assurer la transmission des ondes (Fig. 5). Lorsque ces ultrasons rencontrent une interface délimitant deux milieux ayant des impédances acoustiques différentes, il y a une réflexion. Les

ultrasons réfléchis sont captés par un palpeur (qui peut être le même que l'émetteur). Il y a une création d'un « écho ».



Figure 5 – Suivi des machines tournantes en fonctionnement par l'analyse ultrasonore.

I.4.4 Thermographie infrarouge

Suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance. Jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques, elle est depuis peu utilisée dans la surveillance des machines tournantes pour détecter les défauts qui se manifestent par un échauffement anormal à la surface de l'équipement (Fig. 6). La thermographie permet de réaliser des mesures à distance, et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.

Enfin, il existe d'autres méthodes, moins répandues que les précédentes mais néanmoins intéressantes.



Figure 6 – Contrôle des machines tournantes par l'analyse thermographie infrarouge

I.4.5 Analyse acoustique

Qui permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés (le plus souvent) à distance de l'équipement (Fig. 7).



Figure 7 – Exemple de suivi d’une machine par analyse acoustique

Remarques

- L’analyse vibratoire, l’analyse d’huiles, la thermographie infrarouge et l’analyse acoustique sont les principales méthodes de surveillance des machines tournantes.
- Toutes ne permettent pas de “détecter” les mêmes types de défauts, ni de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l’origine et la gravité.
- Avant de choisir une telle méthode d’analyse, il faut bien cerner la criticité de la machine, et définir le type de surveillance qu’elle nécessite.

Parmi les techniques citées au dessus, la plus importante, la plus fiable et performante surtout pour les phénomènes d’usure et de fatigue est **l’analyse vibratoire [13]**.

On distingue communément deux principales activités pour cette technique d’analyse qui sont : la surveillance « la détection » et le diagnostic.

I.5 Activités de l’analyse vibratoire

Les activités de cette analyse sont résumées en :

I.5.1 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 ou l’ingénieur de maintenance, sur un dysfonctionnement probable. La signature est établie à partir d’une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée. D’après [14], on distingue deux types de surveillance : surveillance «**On line** » (Fig. 8a), les mesures des indicateurs soit de manière continue, et soit d’une manière périodique qui est la surveillance «**Off line** » (Fig. 8b).

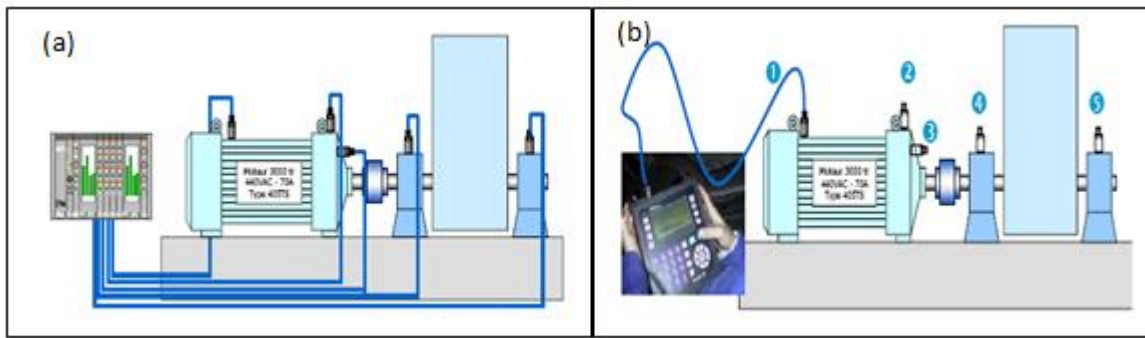


Figure 8 – La surveillance On line (a), Off line (b).

I.5.2 Détection

Pour détecter les défaillances d'un système, il faut être capable de classer les situations observables comme étant normales ou anormales. Cette classification n'est pas triviale, étant donné le manque d'information qui caractérise généralement les situations anormales, amené à une simplification communément adaptée, qui consiste à considérer comme anormale toute situation qui n'est pas normale

I.5.3 Diagnostic

Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance (mesures). Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire, (Fig. 9). Le diagnostic dans la majorité des cas est établi en interprétant les signaux vibratoires émis par les machines en fonctionnement [15].

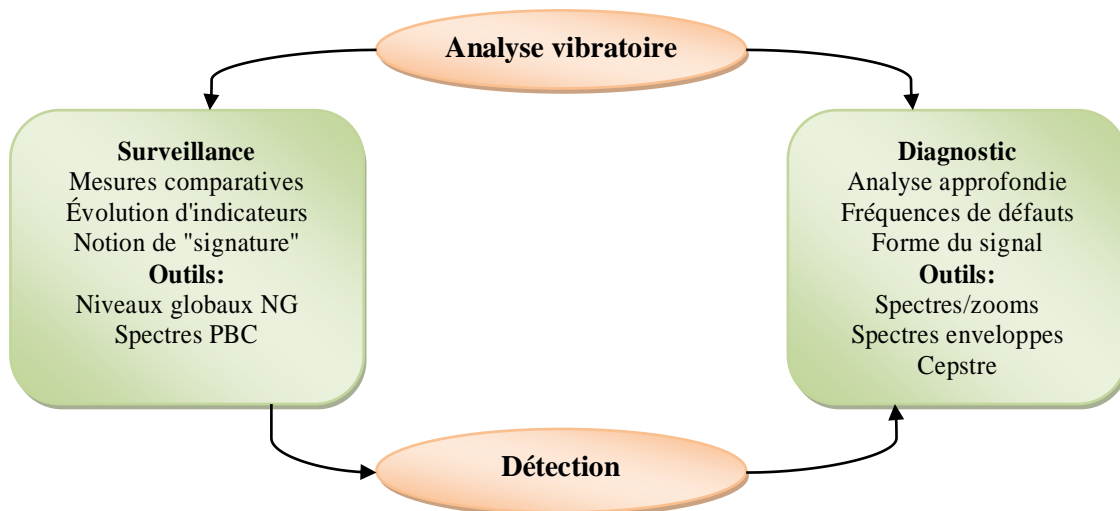


Figure 9 – Schéma représentatif des activités de l'analyse vibratoire.

I.6 Indicateurs de surveillance

Il existe différents indicateurs de surveillance du niveau vibratoire d'une machine permettant la détection ou le suivi de l'évolution d'un défaut ou d'un ensemble de défauts tels que les ceux d'engrenages et de roulements. Parmi ces indicateurs, on trouve d'après [16] :

- Les indicateurs scalaires dérivant de la puissance et de l'amplitude crête du signal vibratoire (valeur efficace 'RMS', valeur crête, facteur de crête, kurtosis.) ;
- Les indicateurs spectraux permettant le suivi de l'évolution de la signature vibratoire (spectre à résolution constante, spectre à pourcentage de bandes constant.) ;
- Les indicateurs spécifiques associés à la détection précoce d'un défaut particulier (amplitude d'une raie spectrale, amplitudes des harmoniques spectraux). Comme le facteur K qui est spécifique aux roulements.

L'évolution de ses indicateurs permet un déclenchement d'alerte d'une dégradation du fonctionnement, sans pour autant désigner l'élément défectueux [17] : « la surveillance par niveaux globaux ne peut convenir que dans le cadre d'une politique de sécurité. Elle permet de détecter un fonctionnement anormal et de déclencher un arrêt avant la panne des installations ».

I.7 Défauts rencontrés sur les machines tournantes

Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée est connues. La connaissance des images vibratoires induites par ces défauts et de la cinématique de la machine permet de formuler un diagnostic de l'état de la machine. Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts. Il faut donc établir la liste de tous les défauts correspondant à chaque image et, par déduction, entreprendre les analyses complémentaires et rechercher d'autres symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable.

I.8 Sources d'excitation

Les sources d'excitation vibratoires dans les machines tournantes peuvent être classées en différentes catégories :

- Forces périodiques (balourd)
- Forces transitoires (variations de charge)
- Forces impulsionnelles (chocs)
- Forces aléatoires (frottements)

Les phénomènes à l'origine des vibrations dépendent de la constitution de la machine et de ses paramètres de fonctionnement. Les plus courants sont présentés dans ce chapitre ainsi que leurs manifestations typologiques afin de permettre leur identification et leur suivi dans le cadre d'un programme de maintenance conditionnelle.

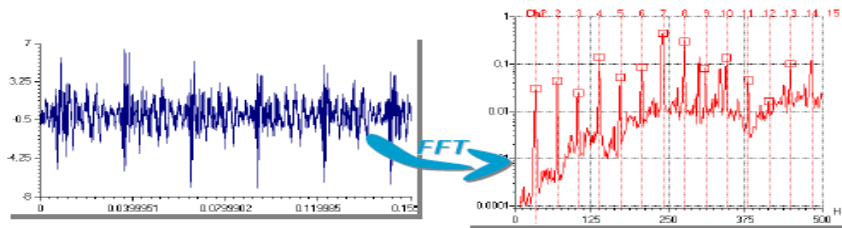
I.9 Chocs périodiques (chocs à la rotation)

Les chocs périodiques peuvent être internes ou externes à la machine :

- Origine des chocs périodiques externes:
 - Défaut de fixation
 - D'une autre machine (alternative, presse...)
- Origine des chocs périodiques internes :
 - Dégradation de roulement
 - Dégradation d'engrènements
 - Jeux excessifs

I.9.1 Typologie des chocs périodiques

La manifestation spectrale d'un phénomène de chocs périodiques est un peigne de raies.



I.9.2 Ambiguïtés de diagnostic Les chocs périodiques

Un peigne de raies peut être généré par des phénomènes autres que les chocs périodiques :

- Balourd important
- Fort délignage
- Phénomènes de modulation
- Amplification par une résonance

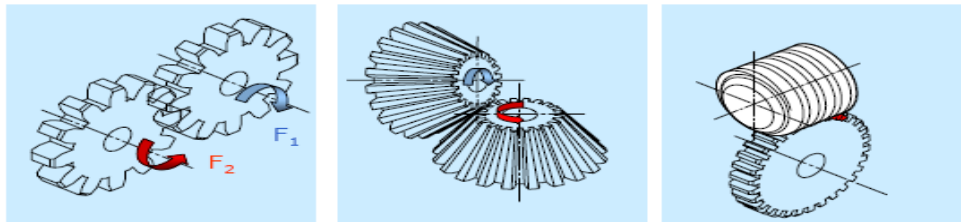
La détermination de l'origine exacte de l'allure du spectre constatée (peigne de raies) est souvent délicate.

I.10 Généralités sur les engrenages

Les engrenages permettent la transmission d'un couple avec ou sans réduction de vitesse. Le rapport des vitesses des deux arbres est lié au nombre de dents de chacun des pignons en contact:

$$N_1 \cdot F_1 = N_2 \cdot F_2 \quad \longrightarrow \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad (1)$$

On distingue trois classes d'engrenages (Fig. 10).

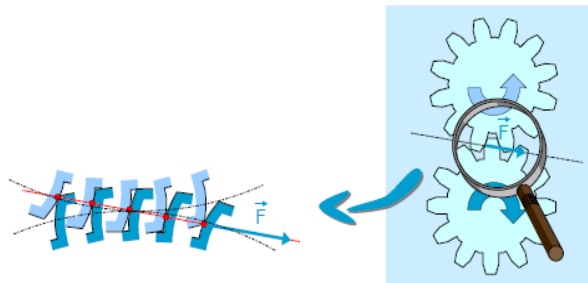


Engrenage parallèle Engrenage concourant Engrenage gauche

Figure 10 – Différents type d'engrenage

I.10.1 Principe de l'engrènement

Le profil des dents est déterminé afin de conserver à la poussée une intensité et une direction constantes.



I.10.2 Différents types de dentures

- Les dentures hélicoïdales permettent une meilleure continuité de l'entraînement d'une dent à la suivante, mais génèrent une composante axiale sur les arbres.
- Les dentures à chevrons permettent l'élimination de la poussée axiale mais sont plus exigeants en termes de montage.

1.10.3 Fréquence d'engrènement

La fréquence d'engrènement de denture F_E est égale à: $F_E = N_1 \cdot F_1 = N_2 \cdot F_2$

Remarque : L'amplitude vibratoire de la raie d'engrènement F_E est très dépendante de la charge de la machine puisque l'engrènement assure la transmission du couple.

I.10.4 Spectre typologique initial

En l'absence de défaut, on retrouve dans le spectre vibratoire la fréquence d'engrènement F_E et ses harmoniques $2 \cdot F_E$, $3 \cdot F_E$ (Fig. 11).

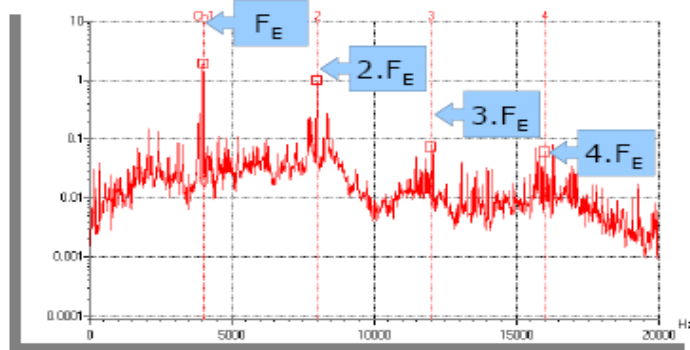


Figure 11 – Spectre typologique initial.

I.10.5 Usure généralisée de la denture

L'usure générale de la denture se traduit par un matage du profil des dents. On obtient un choc périodique « mou » à la fréquence d'engrènement, qui génère un peigne de raies d'amplitudes décroissantes (Fig. 12).

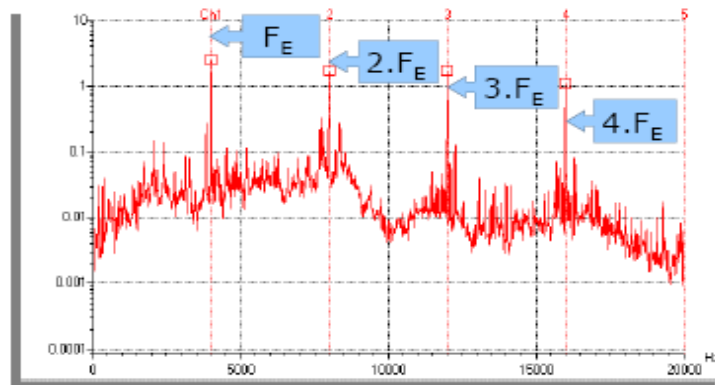


Figure 12 – Spectre qui montre une présence d'un défaut de denture.

I.10.6 Jeu de denture insuffisant

Si le jeu de fond de denture est insuffisant, il se produit un effort à l'engagement et au déengagement des dents : La raie à $2 \cdot F_E$ augmente et devient parfois prépondérante (Fig.13).

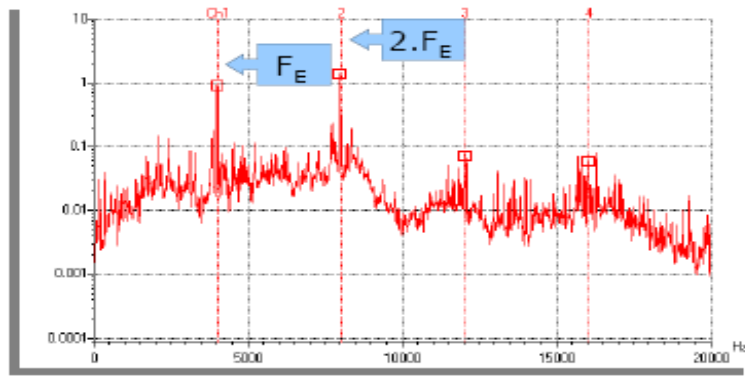


Figure 13 – Spectre qui montre une présence d'un défaut « Jeu de denture insuffisant ».

I.10.7 Jeu de denture excessif

Un jeu de fond de denture trop important génère un choc périodique « dur » à la fréquence d'engrènement (rattrapage du jeu), qui produit un peigne de raies d'amplitudes proches (Fig. 14).

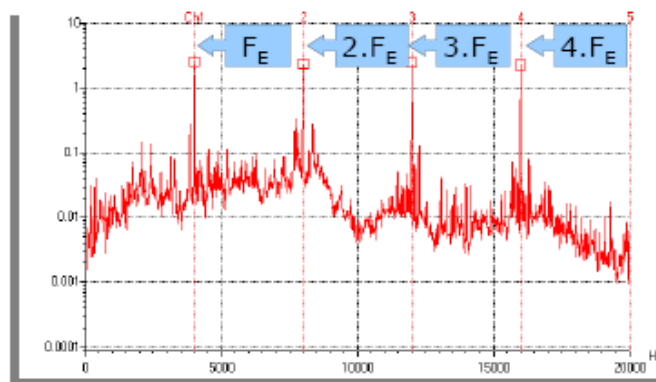


Figure 14 – Spectre qui montre une présence d'un défaut « Jeu de denture excessif ».

I.10.8 Dent détériorée sur un pignon

Le passage de la dent détériorée provoque un choc « dur » à chaque tour. Le spectre résultant est un peigne de raies harmoniques de la fréquence de rotation F_1 du pignon incriminé (Fig. 15).

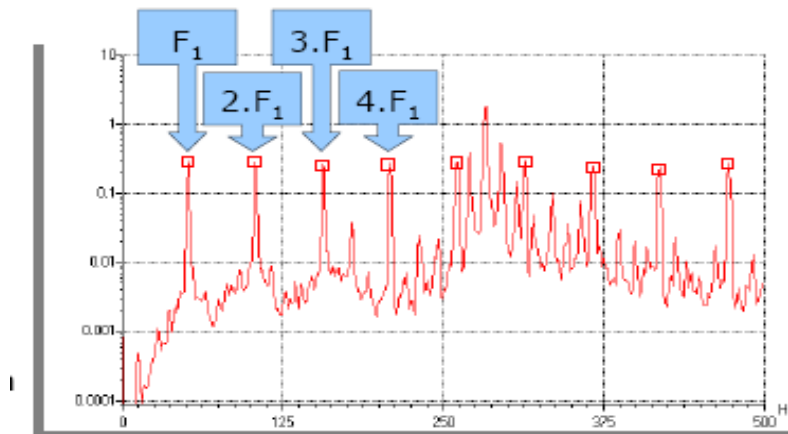


Figure 15 – Spectre qui montre une présence d'un défaut « Dent détériorée sur un pignon ».

I.10.9 Dent détériorée sur chaque pignon

- Un choc « dur » est généré :
 - A chaque passage de la dent du pignon 1
 - A chaque passage de la dent du pignon 2
 - A chaque rencontre des 2 dents détériorées

- Le spectre résultant est composé de:
 - Un peigne de raies harmoniques de la fréquence de rotation F_1
 - Un peigne de raies harmoniques de la fréquence de rotation F_2
 - Un peigne de raies harmoniques de la fréquence de coïncidence F_C définie par:

$$F_c = \frac{F_E}{N_c} \quad \text{Avec} \quad N_c = \text{PPCM de } N_1 \text{ et } N_2 \quad (2)$$

I.10.11 Combinaison de défauts

L'addition de différents défauts (denture détériorée et cintrage d'arbre par exemple) est fréquente dans la pratique et conduit à des spectres combinant les typologies des défauts élémentaires correspondants (Fig. 16).

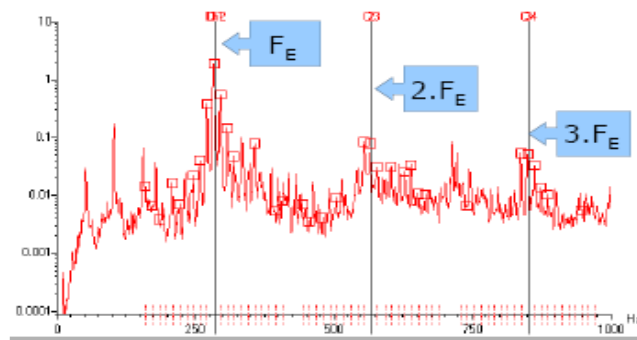
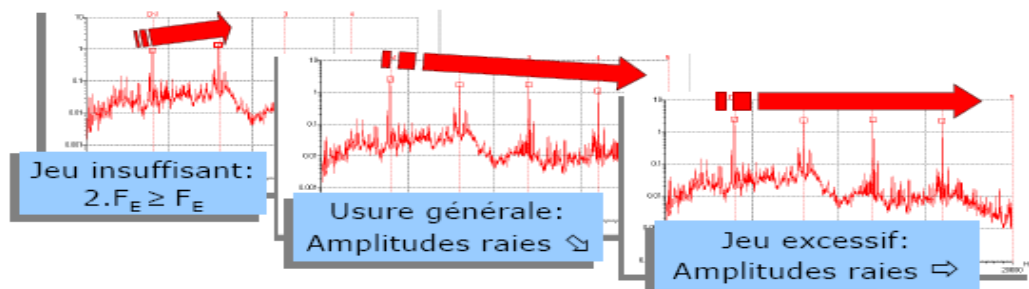


Figure 16 – Spectre qui montre une présence d'un défaut combiné.

I.10.12 Ambiguïtés de diagnostic

- La distinction des différents défauts repose sur la comparaison des amplitudes des composantes du spectre :



- La présence de résonances locales de structures peut moduler les amplitudes relatives des différentes composantes et par suite modifier l'allure du spectre correspondant, faussant le diagnostic. Il est donc préférable de s'intéresser aux évolutions au cours du temps des amplitudes des raies du spectre.
- La confusion entre des bandes latérales dues à une modulation et un peigne de raies dû à un choc peut également entraîner des erreurs de diagnostic quant à l'origine du phénomène. L'observation du signal temporel permet dans ce cas de lever l'indétermination.

I.11 Roulements

I.11.1 Généralités et constitution

Les roulements réalisent le positionnement de l'arbre dans les paliers en assurant la transmission des efforts vers la structure.

La figure (17) montre les différentes composantes d'un roulement :

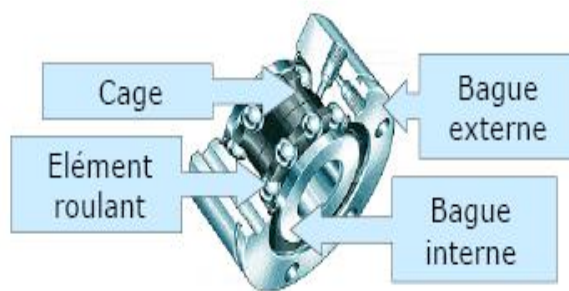


Figure 17 – Les composantes d'un roulement.

I.11.2 Fréquences cinématiques des roulements

d = diamètre des éléments roulants

Z = nombre d'éléments roulants

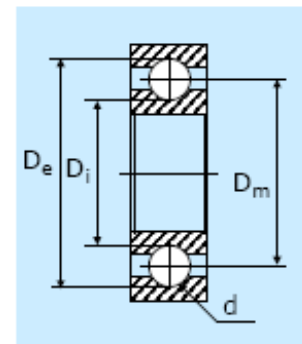
D_e = diamètre du chemin de roulement de la bague externe

D_i = diamètre du chemin de roulement de la bague interne

D_m = diamètre primitif du roulement

α = angle de contact (roulement à contact oblique)

F_0 = fréquence de rotation de l'arbre (la bague externe est supposée fixe)



$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$$

I.11.3 Fréquences des défauts des roulements

Tableau 1. Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement

Fréquence de rotation de la cage	$F_c = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	(3)
Fréquence de défaut bague externe	$F_{BE} = \frac{Z}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	(4)
Fréquence de défaut bague interne	$F_{BI} = \frac{Z}{2} \cdot \left(1 + \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	(5)
Fréquence de rotation des éléments roulants	$F_B = \frac{1}{2} \cdot \frac{D_m}{d} \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D_m^2} \cdot \cos^2 \alpha\right) \cdot F_0$	(6)

Remarque : Quelque soit le roulement, $F_{be} + F_{bi} = Z \cdot F_0$ (7)

I.12 Outils du diagnostic

I.12.1 Analyse spectrale

L'analyse spectrale ou l'analyse de fréquence, c'est la technique la plus ancienne. Ses bases mathématiques remontent au dix septième siècle suite aux travaux de Sir Isac Newton, le premier qui a introduit le mot spectre comme terme scientifique. Ce n'est qu'en 1822 que l'ingénieur et le physicien Français Jean Baptiste Joseph Fourier introduisit sa célèbre transformée appliquée aux signaux non-périodiques, cette transformée est la généralisation de la série de Fourier appliquée aux signaux périodique discrets, et elle permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Mathématiquement, la transformée de Fourier rapide est donnée par [14] :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) e^{-2j\pi ft} dt \quad (8)$$

Où $S(f)$ est la transformée de Fourier du signal $S(t)$, t est la variable temps, f est la variable fréquence.

Pour illustrer l'approche fréquentielle de la détection des défauts, Nous présentons sur la figure (18), le spectre d'accélération mesuré sur le palier 3 du réducteur dans la direction axiale dans la bande de fréquence [0-25600Hz]. Le spectre montre l'apparition de la fréquence d'engrènement $F_e=6125$ Hz et ces harmoniques $2F_e=12250$ Hz et $3F_e=18375$ Hz.

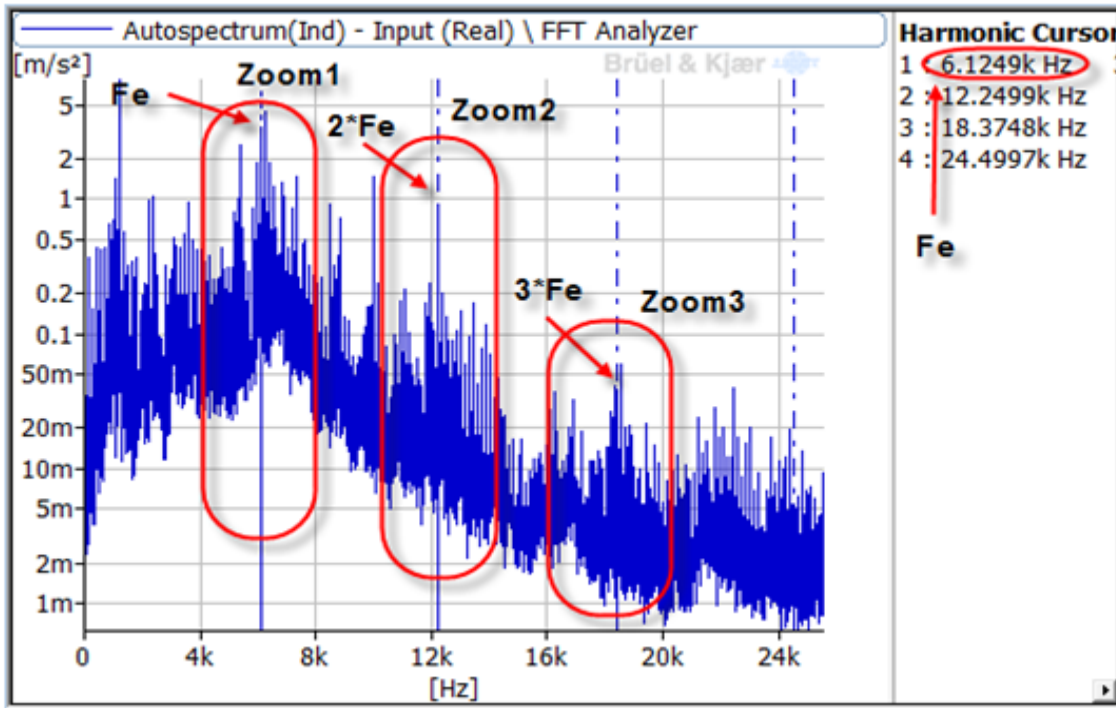


Figure 18 – Spectre du signal ST avec un défaut d’engrenages [18].

I.12.2 Analyse cepstrale

Le cepstre est en quelque sorte le spectre d’un spectre logarithmique et il permet de trouver les périodicités dans le spectre original [19] [20]. Il est défini comme étant transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre de puissance.

$$C[S(t)] = C(\tau) = TF^{-1}[\log TF[S(t)]] \quad (9)$$

τ : a dimension d’un temps, en (s) appelé « Quéférence », (anagramme du mot «Fréquence»).

La représentation cepstrale du même signal ST sur la figure (19), montre clairement l’apparition des deux harmoniques des fréquences d’entrée et de sortie du réducteur avec un peigne décroissant de ces harmoniques, ce qui confirme la présence du défaut sur la denture de la roue et du pignon.

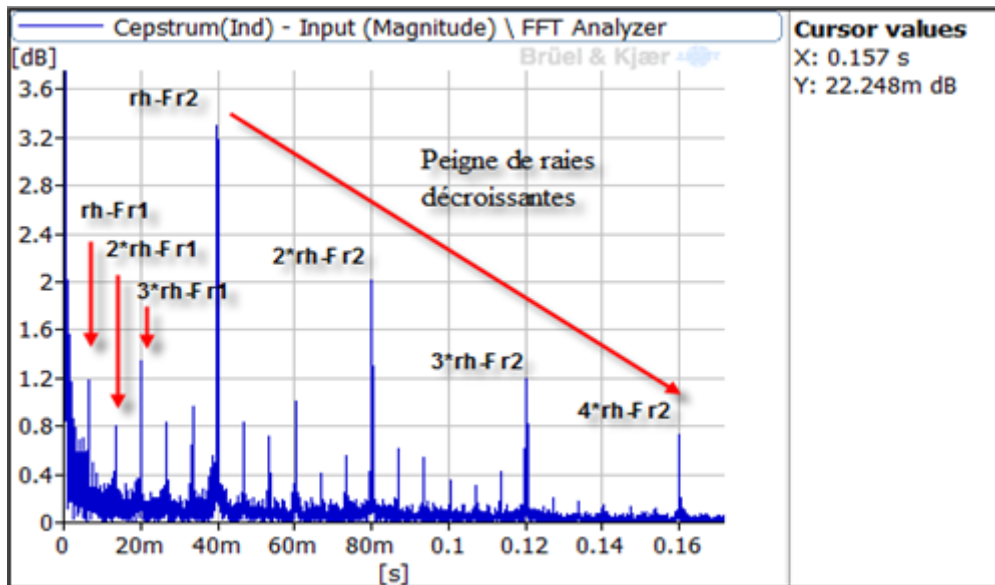


Figure 19 – Cepstre du signal ST.

I.12.3 Analyse Temps – Fréquence

Les deux outils les plus utilisés pour ce genre d'analyse, précisément pour les signaux non stationnaires sont :

I.12.3.1 Transformée de Fourier à court terme «STFT »

La transformée de Fourier est une représentation globale du signal. Elle ne permet pas d'analyser le comportement fréquentiel local du signal, ni sa régularité locale. Puisqu'elle donne une représentation globale des signaux, la transformée de Fourier classique n'est pas valable pour les signaux non-stationnaires. Pour cela en 1946, Gabor a introduit une extension de la transformée de Fourier classique qui est «la transformée de Fourier fenêtrée» ou (Short-Time Fourier Transforme), qui consiste à multiplier le signal ou la fonction à analyser $S(t)$ par une fonction $w(t)$ qui porte le nom 'fenêtre'. L'idée de la transformée de Fourier à court terme « STFT » est de diviser un signal temporel en intervalles à court terme et de supposer que dans chaque segment ou intervalle, le signal est stationnaire. Ensuite, on calcule pour chaque portion du signal ou chaque intervalle sa transformée de Fourier grâce à la translation ou le glissement de la fenêtre $w(t)$, un tel signal $S_w(t)$, divisé en segments, appelé «signal fenêtré». Mathématiquement, il est donnée par :

$$S_w(t) = S(t) * w(t - \varepsilon) \quad (10)$$

Sa transformée de Fourier à court terme est donnée par :

$$STFT(f, \varepsilon) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_w(t) e^{-j2\pi ft} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * w(t - \varepsilon) e^{-j2\pi ft} dt \quad (11)$$

Où $STFT(f, \tau)$ est une fonction de la fréquence f et de la position de la fenêtre τ .

La figure (20) montre un exemple de l'analyse de Fourier fenêtrée du signal. On voit bien la coloration en rouge correspondant à la fréquence de rotation d'entrée $Fr1=150$ Hz et en jaune correspondant à la fréquence de sortie $Fr2=25$ Hz.

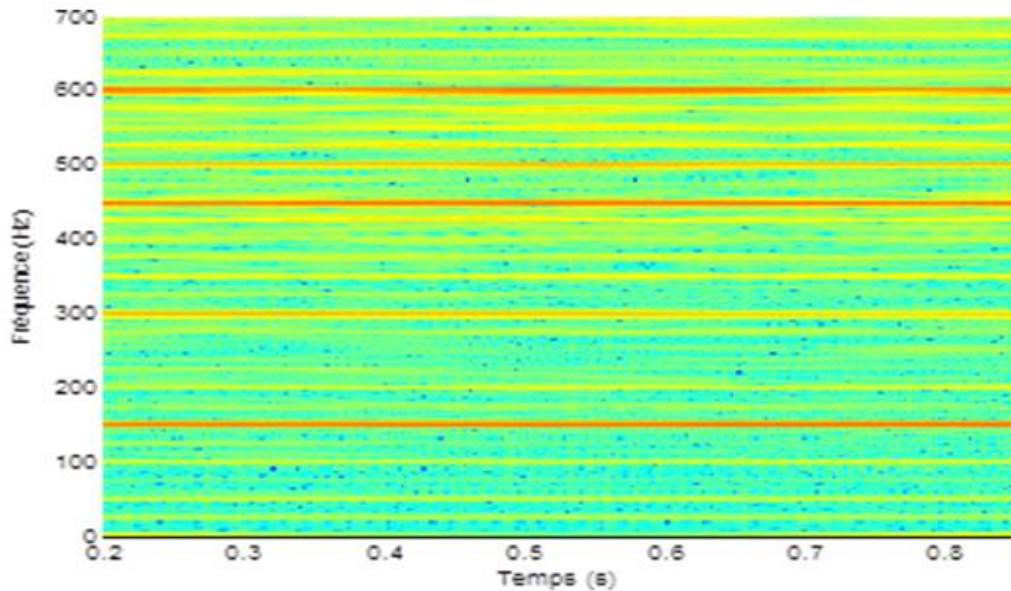


Figure 20 – STFT du signal ST

I.12.3.2 Analyse de la cyclostationnarité

L'analyse des signaux cyclostationnaires a pour origine le domaine des télécommunications où l'on peut transmettre des signaux dont les propriétés statistiques sont périodiques. Dans la référence [21], l'auteur a illustré les outils de base de la cyclostationnarité au travers de l'analyse d'un signal vibratoire de pompe centrifuge (45KW, 2950 tr min). Un enregistrement de 40 ms du signal révèle un comportement aléatoire sans structure périodique apparente. Par contre, la puissance cyclique du signal représentée en trait rouge, figure (21a) permet de révéler très nettement la présence d'une périodicité cachée dans le signal, ou plus exactement dans son transfert d'énergie. Les coefficients de Fourier correspondants, représentés à la figure (21b), indiquent un fondamental à 393 Hz et deux harmoniques à 786 Hz et 1179 Hz. Il s'agit des fréquences de passage des huit aubes de la pompe qui viennent moduler le flux large bande de fluide dans la pompe.

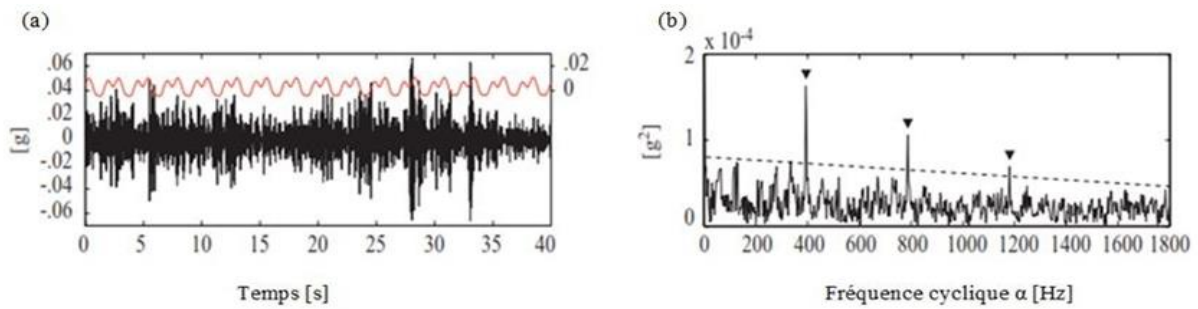


Figure 21 – Signal vibratoire d’une pompe centrifuge et puissance cyclique associée (en rouge)
 (a). Coefficients de Fourier de la puissance cyclique en fonction de la fréquence cyclique α (b).

Cette observation se trouve confirmée par la corrélation spectrale à la figure (22) qui montre une large bande en f de la fréquence porteuse et les fréquences discrètes de la modulation en $\alpha = 393$ KHz.

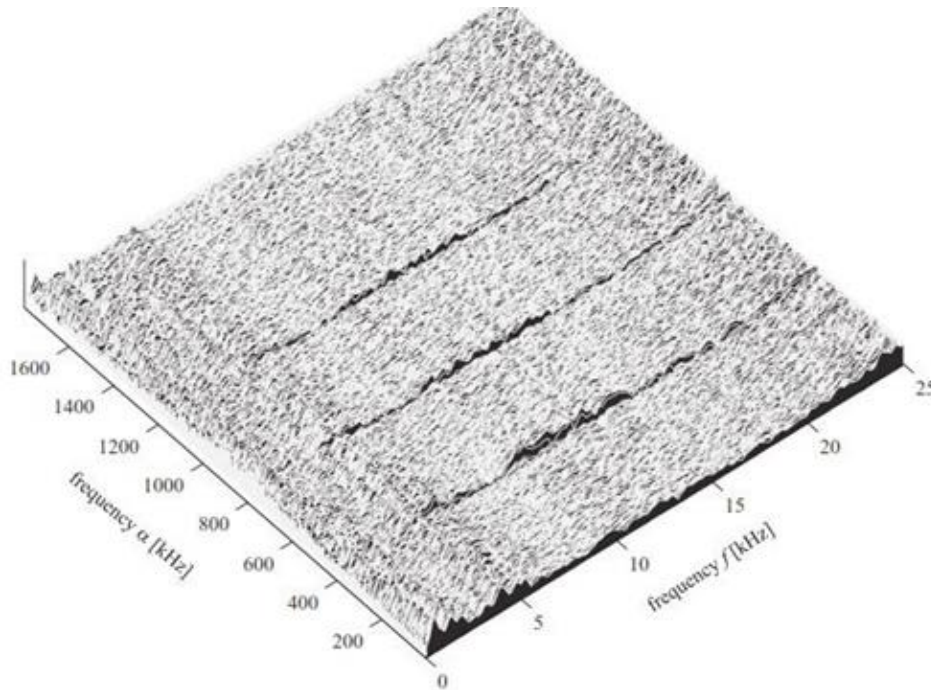


Figure 22 – Corrélation spectrale du signal vibratoire de pompe centrifuge ($\Delta f = 62$ Hz ; $\Delta\alpha = 2.5$ Hz).

I.13 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les 2 grandes familles de la maintenance et les différents panoramas de la maintenance préventive conditionnelle telle que les indicateurs de surveillance et les outils de diagnostique.

Chapitre II

Diagnostique des défauts combinés roulements et engrenages par l'analyse vibratoire

II.1 Introduction

Les engrenages et les roulements sont des organes de transmission d'efforts et de mouvement par contact physique entre dents. Ce type de transmission génère des vibrations et par conséquent émet un fort bruit par rapport d'éléments ou composants. Généralement ce bruit est produit par les chocs d'entrée en contact des dents d'engrenages ou entre les billes et les deux bauges par rapport ou roulement.

Dans ce chapitre, nous présentons en plus de la description du dispositif expérimental et les campagnes d'essais menées sur ce dernier [8], une analyse vibratoire des différents signaux, dans le cas d'un ou de plusieurs défauts combinés, tels que, les défauts de roulements et d'engrenages. En effet les roulements ou les engrenages sont les éléments les plus importants des machines tournantes. Souvent, ils sont soumis à des excitations qui provoquent dans la majorité des cas des défauts cause d'une défaillance partielle ou totale de la machine dont les conséquences sont catastrophiques.

On commence par l'analyse spectrale et cepstrale aux différents types de défauts qui ont été établie pour étudier la sensibilité de la méthode classique aux défauts combinés et la possibilité de distinguer les différents types de défauts de même ou de natures différentes. À cet effet, on a appliqué l'approche traditionnelle pour établir un diagnostic qui peut donner l'interaction entre les deux types de défauts qui sont le défaut combiné et de natures différentes.

II.2 Plan expérimentale et matériel utilisé

Dans ce chapitre, nous avons utilisé un dispositif conçu au laboratoire de mécanique et structures (*LMS*) permettant la réalisation d'un plan d'expérience contenant des simulations pratiques des défauts isolés soit sur des roulements soit sur des engrenages et principalement la combinaison entre les deux. Ce plan d'expérience est réalisé pour différentes vitesses de rotations et différentes bandes fréquentielles.

II.2.1 Présentation du banc d'essais

Des investigations expérimentales ont été réalisées par le simulateur de défaut de machines **SpectraQuest** est un outil innovateur pour étudier des signatures des défauts de mécanismes communs, est une combinaison d'un DAQ assisté par ordinateur. La figure (23) montre la configuration expérimentale. Une boîte de vitesses conique à un étage a été utilisée pour le diagnostic des défauts, qui a 27 dents dans le pignon de commande et 18 dents dans le pignon mené avec un rapport de contact de 1,5. La Figure (24) montre la configuration de la boîte de vitesses conique à un étage. Un engrenage sain et deux engrenages défectueux ont été utilisés pour les

études expérimentales. La figure (25) montre les deux engrenages défectueux, à savoir l'engrenage à dents ébréchées et l'engrenage à dents manquantes.

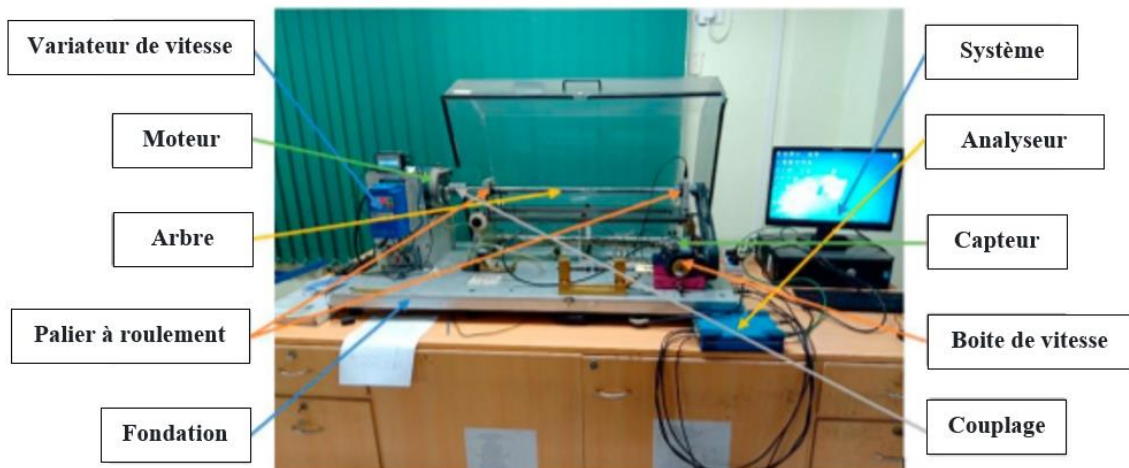


Figure 23 – Montage expérimental.

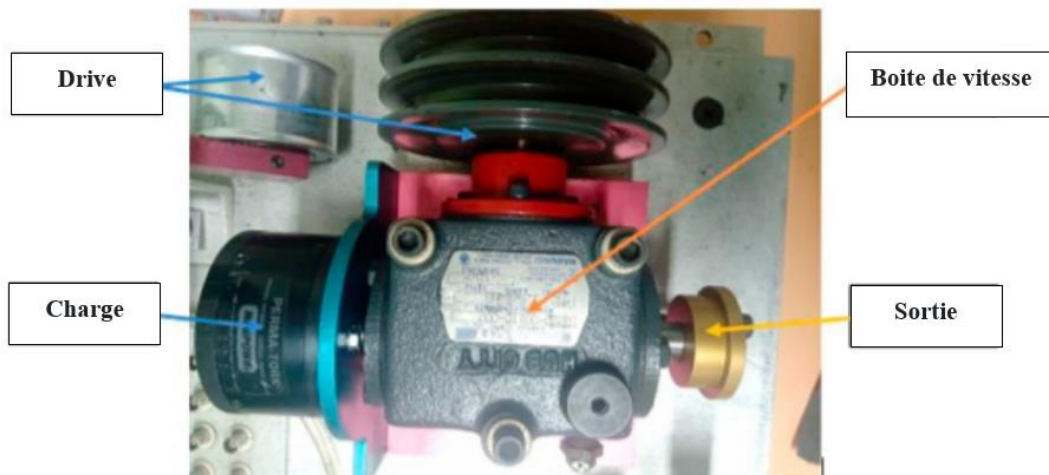


Figure 24 – Boîte de vitesses conique à un étage.



Figure 25 – Engrenages dentés ébréchés et manquants.

Le banc d'essais a pour but de réaliser les expériences nécessaires à la détection des défauts de roulements, engrenages, désalignement, balourd,.....etc.

II.2.2 Matériel d'acquisition des mesures

Système multi-analyseur type 3160-A-042, de marque **Brüel&Kjær** (Fig. 26), 4 entrées/2 sorties. Tous les canaux d'entrée et de sortie ont une plage de fréquence de DC à 51,2 kHz. Cet analyseur fonctionne aussi bien comme un système de test avec un seul module, ou comme une partie d'un grand système de mesure LAN-XI. La combinaison des canaux d'entrées et de sortie fait l'un des modules d'acquisition de données les plus polyvalents disponibles, tandis que les panneaux avant interchangeables donnent la flexibilité d'utiliser une grande variété de capteurs.

Utilisations :

- Mesures générales acoustiques et vibratoires.
- Canaux de sortie du générateur pour l'excitation des systèmes pour les mesures acoustiques et vibratoires.
- Idéal pour les mesures audios et électro-acoustiques.
- Mesures mono-module.
- Mesures multi-modules / système distribué.
- Enregistrement autonome (sans PC) en utilisant le logiciel LAN-XI Notar™.
- Caractéristiques :
 - 4 canaux d'entrée
 - 2 canaux de sortie du générateur
 - Gammes de fréquence de 0 à 51,2KHz
 - La technologie Dyn-X
 - La technologie REq-X
 - Support transducteurs TEDS (Transducer Electronic Data Sheet)
 - Panneaux avant interchangeables

Equipé par le logiciel d'acquisition et de traitement Pulse Labshop 16.1, les outils standard Pulse Labshop sont : l'analyse FFT, Analyse CPB en temps réel analyse 1/n octave, analyse d'ordre, analyse d'enveloppe, analyse cepstrale....etc.

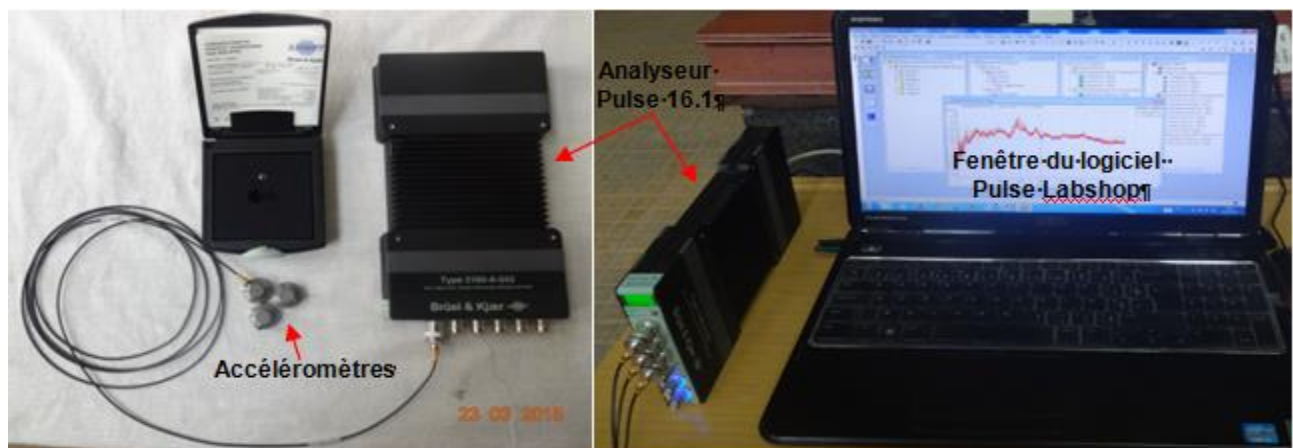


Figure 26 – Analyseur Brüel&kjær Pulse 16.1 et les accéléromètres d'acquisition des signaux

II.2.3 Matériel de simulation de défauts

Pour les roulements, les défauts ont été provoqués sur la bague extérieure sur toute la largeur du roulement par une meule à outils en diamant « **CROWN MINI GRINDER CT13428** » tournant à une grande vitesse pouvant atteindre 35000tr/min (Fig. 27). Pour l'engrenage les défauts ont été créés sur tout le largeur de la dent des pignons (Fig. 28). Les fréquences propres du banc ont été mesurées à l'aide d'un marteau de chocs équipé d'un capteur de force de type « **B&K 8200** ».

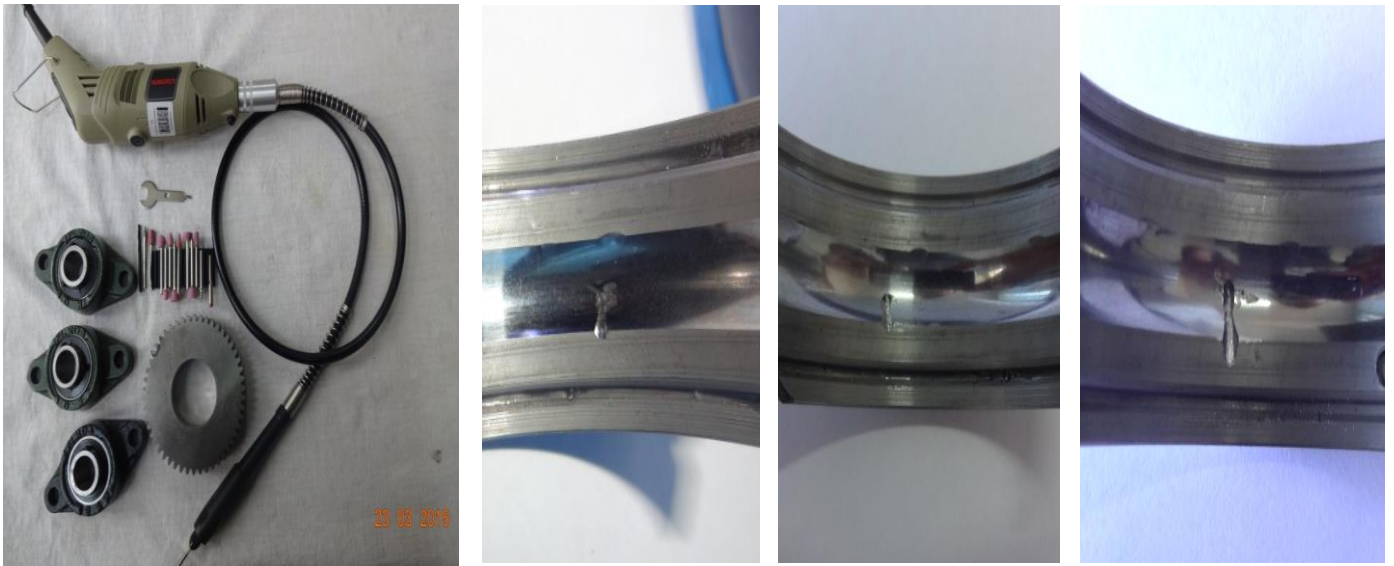


Figure 27 – Défauts créés par une meule sur la bague extérieure du roulement

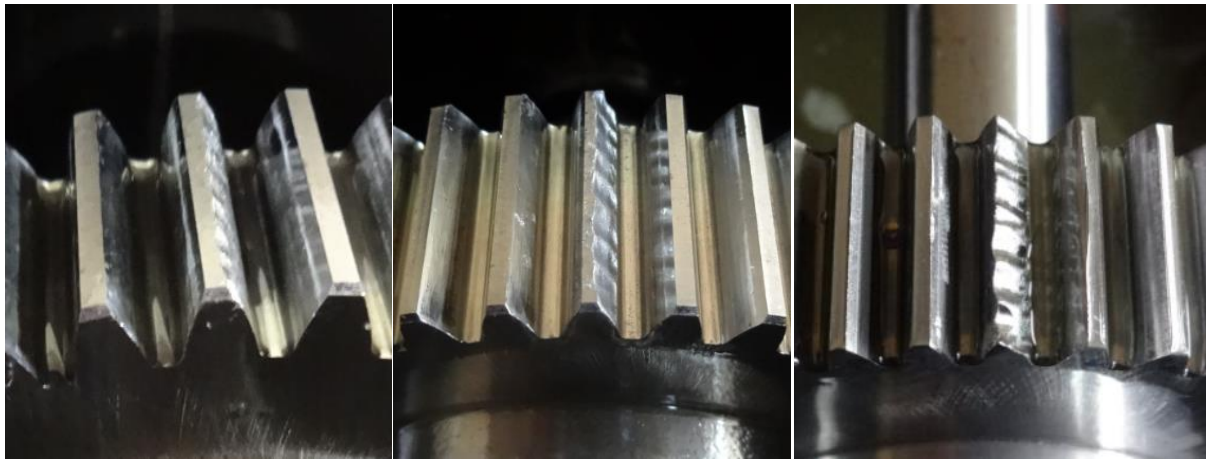


Figure 28 – Défauts créés sur les dents des pignons avec différentes gravités

II.2.4 Caractéristiques géométriques du roulement 6002E

Le tableau (2), représente les différentes caractéristiques géométriques du roulement utilisé pour les essais, tels que : le nombre et le diamètre des billes, les diamètres extérieure/intérieure/moyen du roulement et l'angle de contact.

Tableau 2 – Représente les caractéristiques de roulement à bille **6002E**.

Diamètre de la bague extérieure	42mm
Diamètre de la bague intérieure	20mm
Diamètre de la bille	7,14mm
Nombre de billes Nb	08
Vitesse de rotation	2070 tr/min (34,5 Hz)

II.2.5 Fréquences caractéristiques de défaut de roulement 6002E :

Pour mieux localiser les fréquences des défauts de roulement, on effectue une mesure basse fréquence pour identifier avec exactitude les fréquences de rotation des arbres. En effet, l’action du frein, modifie les fréquences de rotation. Le tableau (3) donne toutes les fréquences caractérisant les différents défauts de roulements pour la fréquence de rotation.

Tableau 3 – Calcules des fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement

Fréquence de rotation de la cage	$F_c = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	13,28 Hz
Fréquence de défaut bague externe	$F_{BE} = \frac{Z}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	130,5 Hz
Fréquence de défaut bague interne	$F_{BI} = \frac{Z}{2} \cdot \left(1 + \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	169,74 Hz
Fréquence de rotation des éléments roulants	$F_B = \frac{1}{2} \cdot \frac{D_m}{d} \left(1 - \frac{d^2}{D_m^2} \cdot \cos^2 \alpha\right) \cdot F_0$	170,92Hz

Où f_r est la fréquence de rotation en Hz, n est le nombre de billes du roulement, θ est l'angle de la charge par rapport au plan radial, D_m indique le diamètre moyen et d désigne le diamètre d'un élément roulant du roulement à billes (BPFE) (Fig. 29).

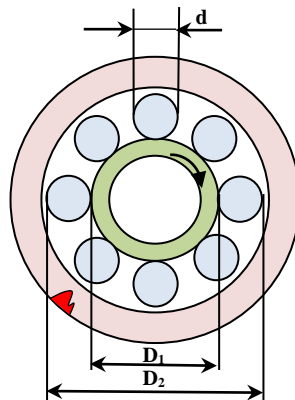


Figure 29 – Schéma d’un roulement à billes avec un défaut sur la bague intérieure type 6002E.

II.2.6 Diagnostic du premier cas d'un défaut de roulement type 6002E

La figure (30 a) présente un signal d'accélération mesuré sur un roulement à rouleaux cylindriques du type Nu205 tournant à 2070 tr/min soit 34,5 Hz dans la direction radiale avec un capteur mono-axial dans la bande de fréquence [0-400 Hz] en fixant la fréquence d'échantillonnage $f_s=1024$ Hz, Si on procède à l'analyse de ce spectre (Fig. 30b) on constate bien une composante égale à la fréquence de rotation soit 34,5 Hz ce qui est parfaitement normal. On constate également plusieurs harmoniques de cette composante (69 Hz et 103 Hz) ce qui met en évidence qu'il y a un léger mésalignement vu que l'amplitude de la deuxième harmonique est autant importante que celle principale. Le plus captivant c'est les pics correspondant à 130,5 Hz et 165 Hz qui ne sont pas des harmoniques de la fréquence de rotation et pourtant dominants. En revenant aux fréquences caractéristiques des défauts de ce type de roulement qu'on a calculé par les formules du cours, on constate que la composante 130,5 Hz correspond parfaitement à celle d'un défaut sur la bague extérieure. La composante 165 Hz correspond donc à la fréquence du défaut plus celle de rotation soit $(130,5+34,5 = 165 \text{ Hz})$. Un autre petit pic correspond à une fréquence d'environ 96 Hz et qui n'est rien d'autre que $(130,5-34,5 = 96 \text{ Hz})$. En réalité il se peut sur le spectre d'un roulement défectueux qu'd'avoir des composantes, en plus de celle du défaut et de ses harmoniques, correspondant à la fréquence du défaut \pm celle de rotation, l'analyse cepstrale (Fig. 30c), met en évidence d'une manière claire $1/FDBE$ et $1/Fr$ qui confirme la présence de défaut.

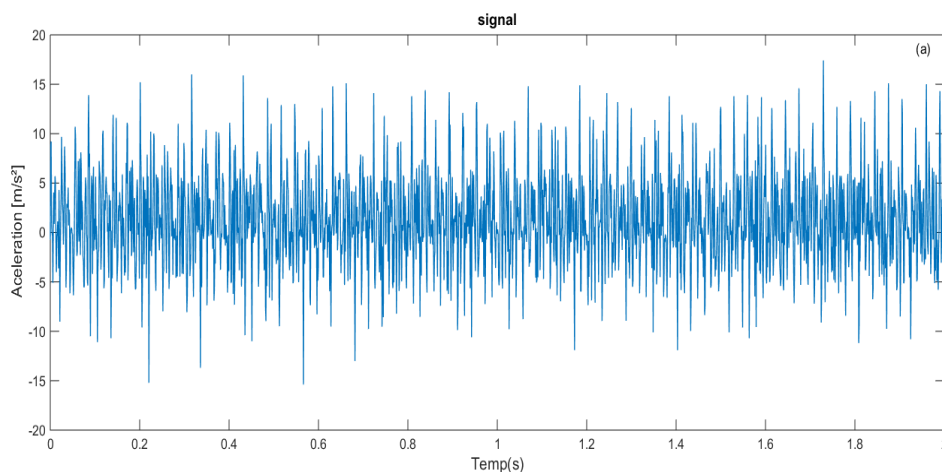


Figure 30a – signal d'accélération mesuré sur un roulement à bille **6004E** dans [0-0,2S]

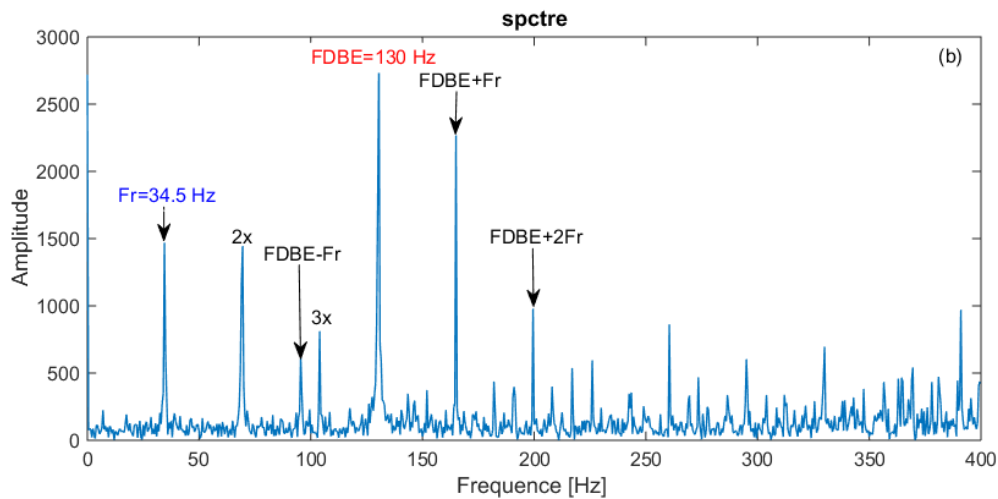


Figure 30b – Spectre du signal d'accélération.

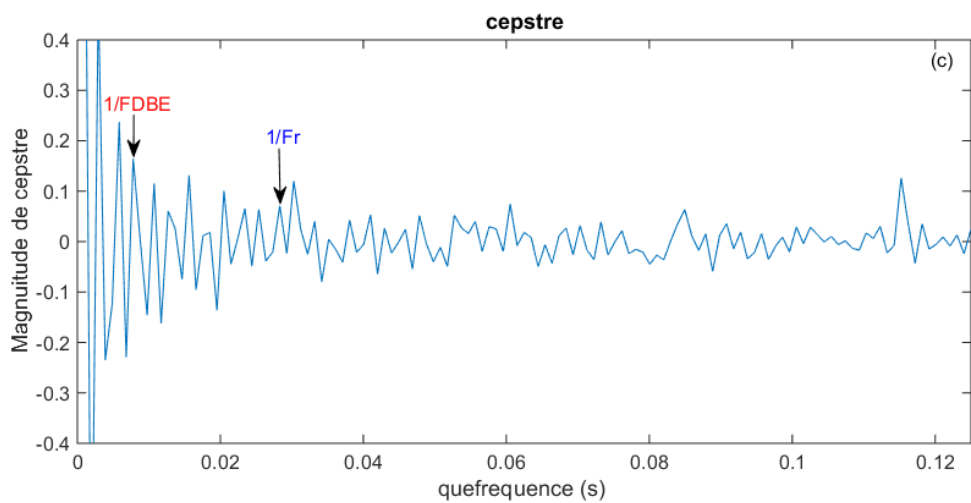


Figure 30c – Cepstre du signal d'accélération.

II.2.7. Caractéristiques géométriques du roulement 6004E

Le tableau (4), représente les différentes caractéristiques géométriques du roulement utilisé pour les essais, tels que : le nombre et le diamètre des billes, les diamètres extérieure/intérieure/moyen du roulement et l'angle de contact.

Tableau 4 – Représente les caractéristiques de roulement à bille 6004E.

Diamètre de la bague extérieure	42mm
Diamètre de la bague intérieure	20mm
Diamètre de la bille	7,14mm
Nombre de billes Nb	08
Vitesse de rotation	900tr/min (15 Hz)

II.2.8 Fréquences caractéristiques de défaut de roulement 6004E :

Pour mieux localiser les fréquences des défauts de roulement, on effectue une mesure basse fréquence pour identifier avec exactitude les fréquences de rotation des arbres. En effet, l'action du frein, modifie les fréquences de rotation. Le tableau (5) donne toutes les fréquences caractérisant les différents défauts de roulements pour la fréquence de rotation.

Tableau 5 – Calcule des fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement

Fréquence de rotation de la cage	$F_c = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	5,77Hz
Fréquence de défaut bague externe	$F_{BE} = \frac{Z}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	46,18 Hz
Fréquence de défaut bague interne	$F_{BI} = \frac{Z}{2} \cdot \left(1 + \frac{d}{D_m} \cdot \cos \alpha\right) \cdot F_0$	72 Hz
Fréquence de rotation des éléments roulants	$F_B = \frac{1}{2} \cdot \frac{D_m}{d} \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D_m^2} \cdot \cos^2 \alpha\right) \cdot F_0$	30,83 Hz

La fréquence des chocs survenus est généralement appelé Ball Pass Frequency Inner (BPFI) et elle est exprimée comme suit:

$$BPFI = \frac{n \times N}{2} \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \theta\right), \quad (12)$$

Avec :

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}, \quad (13)$$

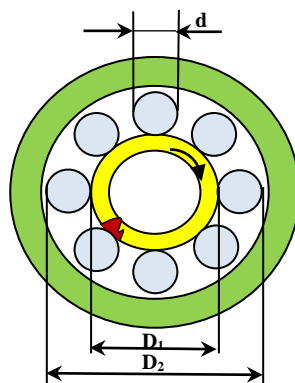


Figure 31 – Schéma d'un roulement à billes avec un défaut sur la bague intérieure.

II.2.9 Diagnostic du deuxième cas d'un défaut de roulement type 6002^E

La figure (32a) présente un signal d'accélération mesuré sur le palier 1 de roulement type 6004E dans la direction radiale avec un capteur mono-axial dans la bande de fréquence [0-4000 Hz] en fixant la fréquence d'échantillonnage $f_s=1024$ Hz. On constate des impacts clairs espacés de $\Delta t \approx 0,0138$ s équivalent à 72 Hz. Ce qui correspond à la fréquence du défaut (BPFI). La figure (32b) représente le spectre du signal mesuré qui montre l'apparition d'un pic correspondant à la troisième harmonique de la fréquence de défaut (3xBPFI) en plus d'un autre pic à la fréquence 806 Hz qui correspond à une fréquence de résonance du système. Sur le cepstre figure (32c) on constate une composante correspondant à 0,0415 s soit ($1/0,01388 = 72$ Hz) et l'une de ses harmoniques. Cette composante correspond parfaitement à la fréquence de défaut de roulement (BPFI). En temps normal, cette composante n'aurait pas dû être observée sur le cepstre, d'une autre part ont voire aussi un espacement constant entre les quefrequences qui égale la fréquence de rotation de notre système.

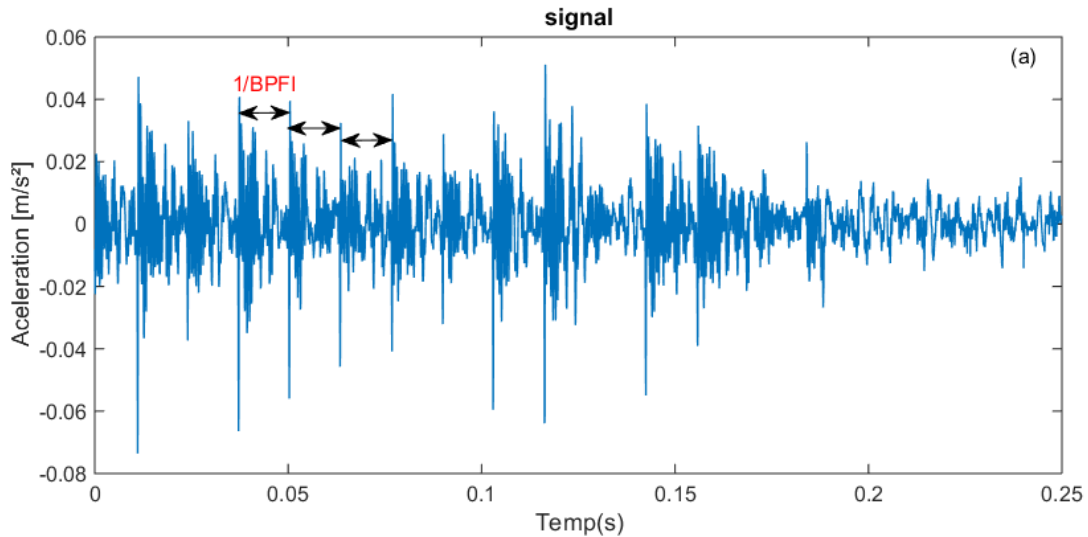


Figure 32a – Signal d'accélération mesuré sur un roulement à bille 6004E dans [0-0,2S]

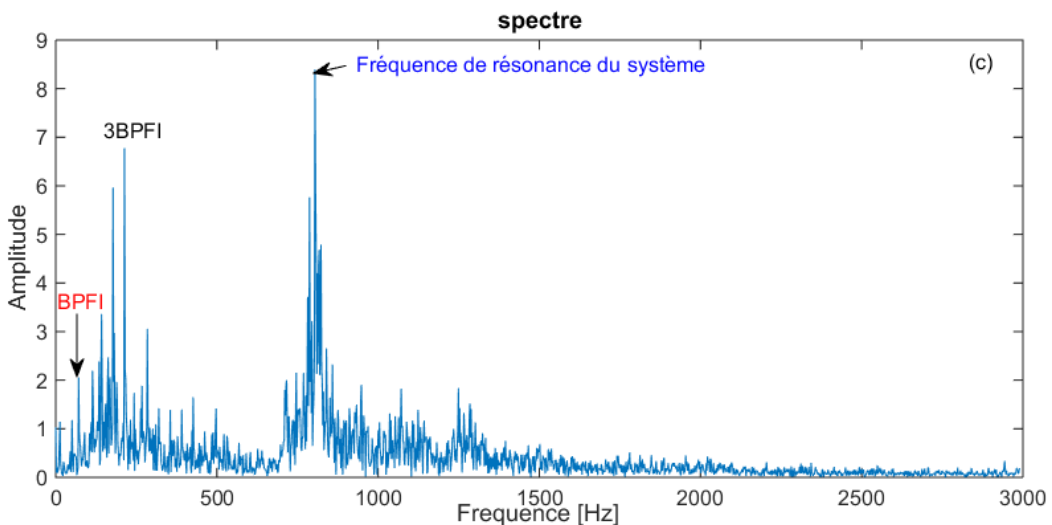


Figure 32b – Spectre du signal d'accélération

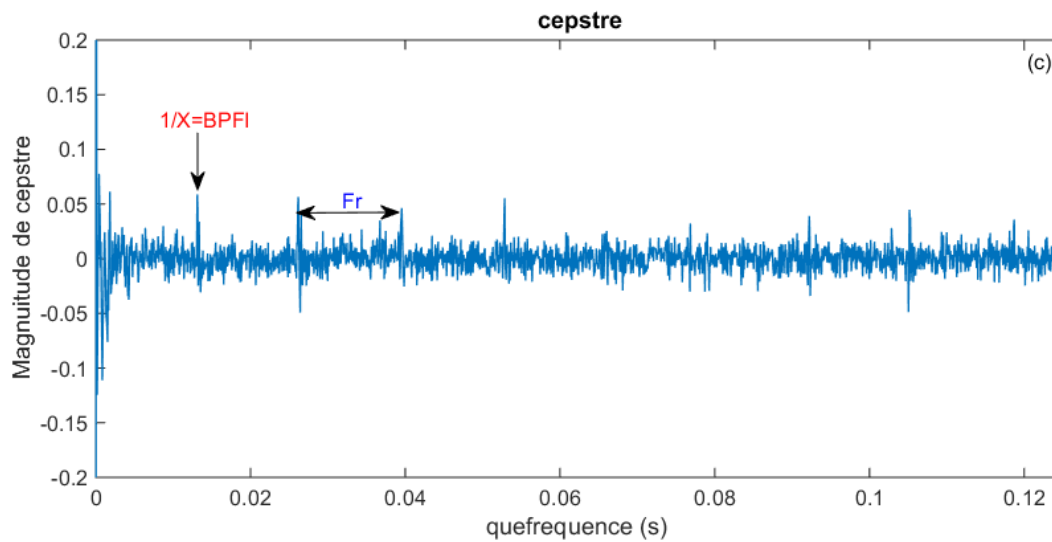


Figure 32c – Cepstre du signal d'accélération

II.2.10 Réducteur MachineryFault Simulator

C'est l'organe qui assure la réduction de la vitesse de rotation entre les composants qui tourne à une fréquence ($F_1=14$ Hz) et fréquence de sortie ($F_2= 12$ Hz). Les arbres du réducteur sont portés par deux paliers lisses, le tableau (6) regroupe les caractéristiques techniques du réducteur.

Tableau 6 – Caractéristiques techniques de réducteur

Modèle / dimension	MFS
Puissance nominale	1300 kW
Qualité de transmission	0,12 A PLEN
Vitesse d'entrée (N_1)	800 tr/min (14 Hz)
Vitesse de sortie (N_2)	720 tr/min (12 Hz)
Nombre de dents de pignon	42
Nombre de dents de la roue	50

Les figures (33a) et (33b) représentent le signal d'accélération mesuré sur le palier du réducteur et son spectre respectivement, dans la bande de fréquence [0-6400 Hz]. Le spectre montre l'apparition de la fréquence d'engrènement ($F_e=587$ Hz) et ses harmoniques ($2F_e=1174$ Hz, $3F_e=1761$ Hz et $6F_e=3522$ Hz). D'après le spectre ont voire que la troisième harmonique de la fréquence

d'engrènement supérieure à la deuxième harmonique qui confirme d'une part un léger désalignement entre les deux axes, et d'une autre part la décroissance des amplitudes de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques confirme qu'on a une usure généralisée des dents des roues du réducteur.

Nous montrerons sur le zoom 1 (Fig. 33c) de réducteur palier 1 que la fréquence d'engrènement et ces harmoniques sont modulées par la fréquence de l'arbre d'entrée du réducteur $F_{r1}=12$ Hz, ce que signifie qu'on est en présence d'un défaut de jeu de fond de denture du pignon. Pour plus de précision sur ce défaut, on voit que l'augmentation de la troisième harmonique $3F_e$ de la fréquence d'engrènement par rapport à la deuxième fréquence de l'engrènement $2F_e$, donc l'état du pignon est dégradé. Sur le cepstre de la figure (33d), on constate une composante correspondant à $0,07142$ s soit ($1/0,07142 = 14$ Hz). Cette composante correspond parfaitement à la fréquence de rotation d'une des roues (14 Hz) ce qui confirme qu'elle est défectueuse.

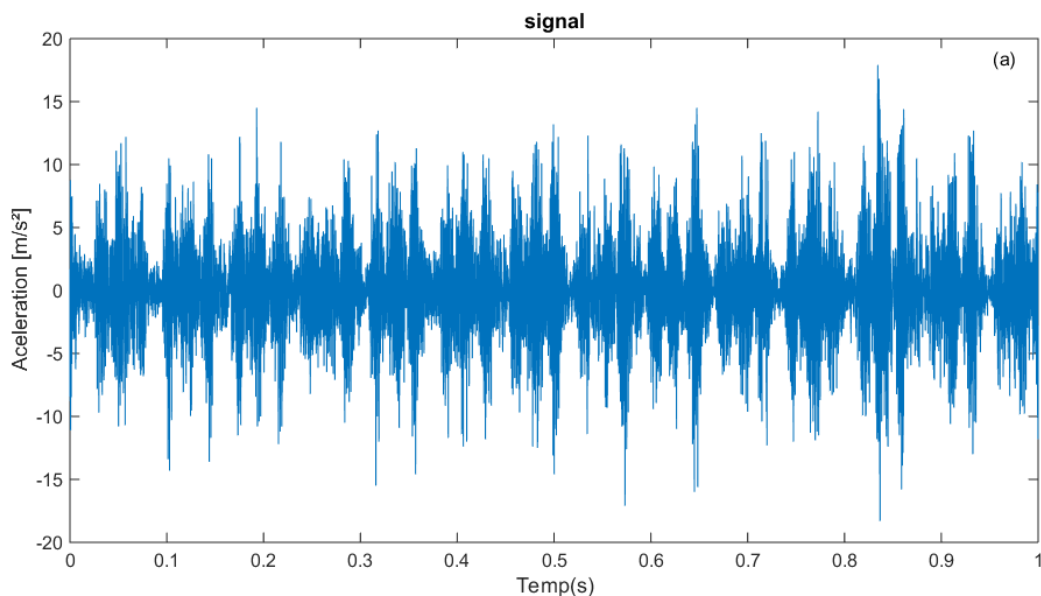


Figure 33a – signal d'accélération mesuré sur un roulement à bille **6004E** dans [0-0,2S]

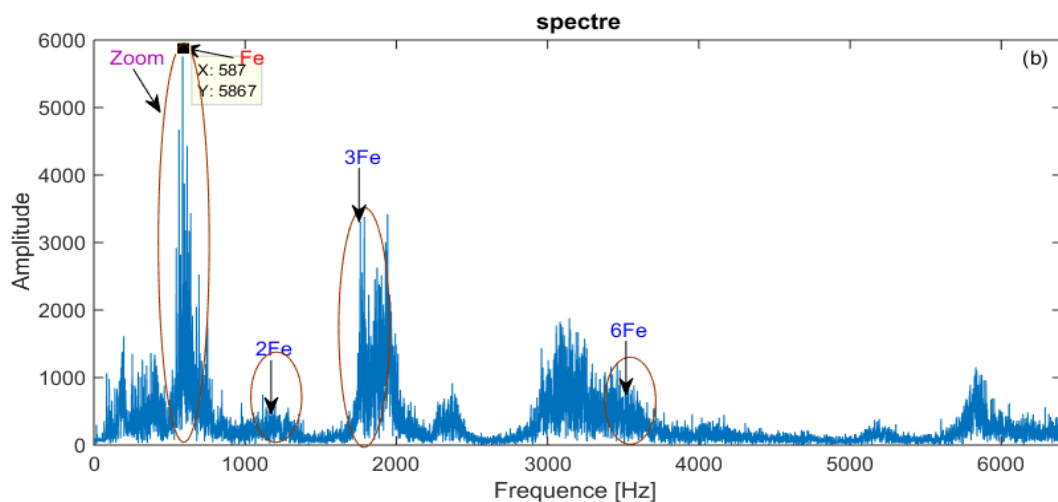


Figure 33 b – Spectre du signal d'accélération (fig.31a).

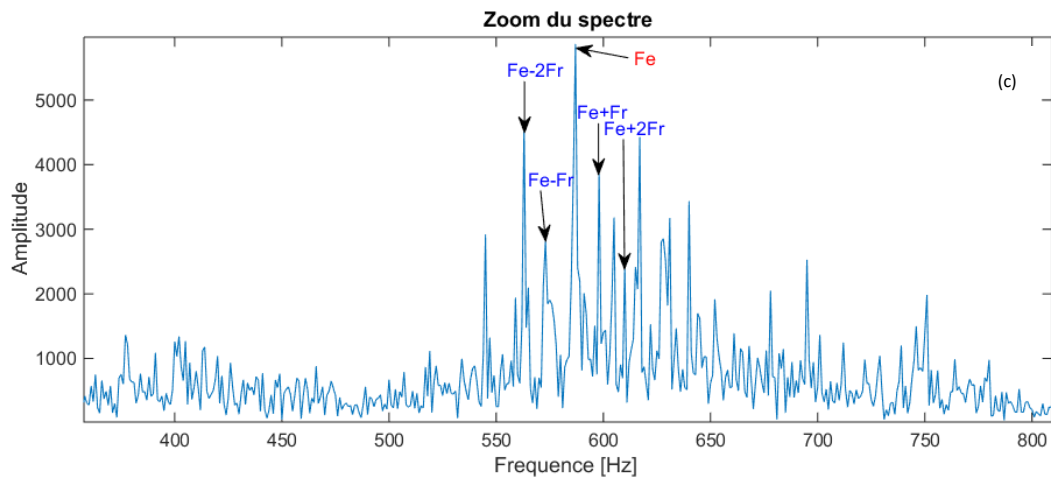


Figure 33c – Zoom du spectre dans l'intervalle [300-800 Hz].

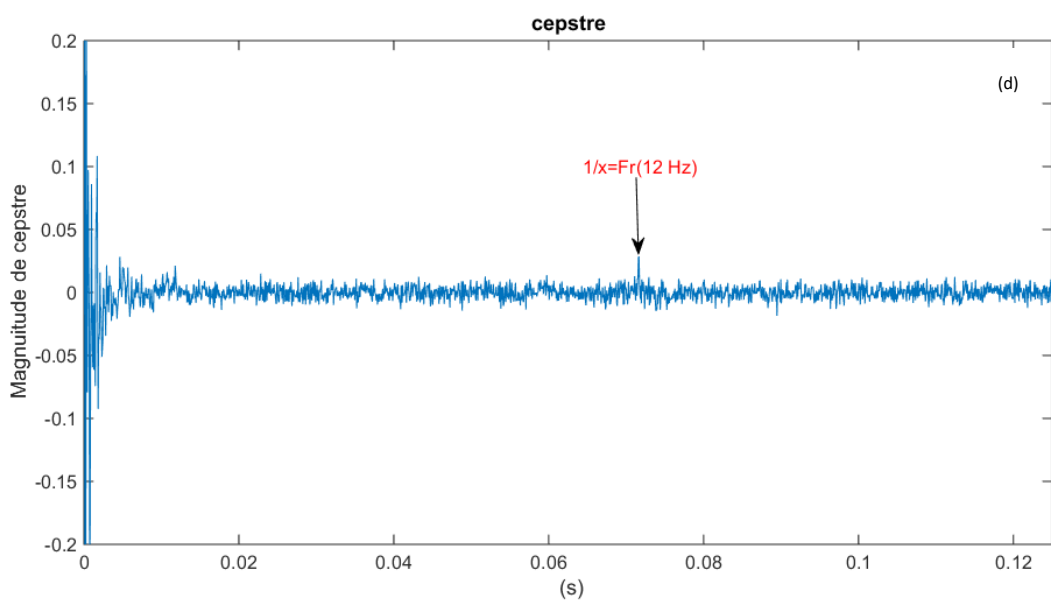


Figure 33d – Cepstre du signal d'accélération (fig.31a).

II.3 Conclusion

L'objectif du travail présenté dans ce chapitre est d'étendre l'application de l'analyse vibratoire telle que (l'analyse spectrale, cepstrale), pour cela l'analyse spectrale a permis d'identifier les défauts d'usure sur la bague intérieure et la bague extérieure d'un roulement par l'apparition des pics correspondants à la fréquence du défaut \pm celle de rotation et l'apparition de $1/FDBE$ et $1/Fr$ pour l'analyse cepstrale, elle a permis aussi d'identifier les défauts d'un réducteur par l'apparition très claire de la fréquence d'engrènement et ces harmoniques qui sont modulées par la fréquence de l'arbre d'entrée du réducteur $Fr1=12\text{ Hz}$.

Chapitre III

Bases théoriques sur la cyclostationarité

Ce chapitre se concentre sur la théorie de la cyclostationnarité, et ses propriétés propres aux processus dont les caractéristiques évoluent cycliquement au cours du temps. La méthode offre un cadre particulièrement adapté à l'analyse de nombreux signaux acoustiques et vibrations. Après avoir rappelé les notions de l'approche cyclostationnaire dans le contexte mécanique. Nous avons validé ces notions théoriques expérimentalement.

III.1 Introduction

Dans le contexte de l'analyse vibratoire des machines tournantes et alternatives, l'analyse harmonique tient une place privilégiée puisqu'elle permet de décrire la structure périodique des vibrations du système étudié. Elle offre des outils de traitement puissants lorsque les processus sont stationnaires. Cependant, la plus part des processus vibratoires rencontrés en pratique sont plutôt du type non-stationnaire. Cet état de fait est gênant, car la non-stationnarité étant une non-propriété, il n'existe pas des méthodes générales pour l'analyser. Toutefois, dans le cas des machines tournantes, la présence d'au moins un cycle de base permet d'accepter l'hypothèse de cyclostationnarité qui caractérise une certaine classe de processus non-stationnaires tout en généralisant celle des processus stationnaires. Cette propriété autorise la définition de nouvelles méthodes qui ont l'avantage de profiter du cadre théorique de l'analyse harmonique. Des études récentes illustrent les applications potentielles au diagnostic et au suivi des machines tournantes, en particulier de la corrélation spectrale pour le diagnostic précoce des défauts d'engrenage [22] [23] et des roulements à billes.

Il est à souligner par ailleurs que l'expression de la cyclostationnarité présente plusieurs avantages pour l'analyse de tels signaux par rapport à d'autres approches. Tout d'abord, elle permet d'appréhender avec les mêmes outils un large spectre de comportements, depuis la simple périodicité déterministe (phénomènes de balourd, de désalignement, d'excentricité, d'inversion de force, défaut d'engrènement, ... etc.) jusqu'à l'aléatoire non stationnaire (mouvement de fluide, forces de frottement, grippage, ...). Ensuite, une classe importante des signaux non stationnaires est constituée par les signaux cyclostationnaires [7]. Ces derniers présentent des périodicités cachées [24], ils ne sont pas périodiques au sens strict, mais certaines de leurs propriétés statistiques sont périodiques d'autres fois. Les travaux réalisés par [25] ont mis en évidence l'existence de cyclostationnarité de divers ordres tels que la cyclostationnarité d'ordre 1 si elle se manifeste sur la moyenne, et celle d'ordre 2 si elle se manifeste sur la fonction de corrélation.

Dans l'étude effectuée par [26], il est montré que la modulation d'intensité de distribution (MID) renvoie des informations similaires à celles de la densité de corrélation spectrale. Il est prouvé que l'intégration de la modulation de l'intensité de distribution (IMID) est la méthode optimale pour la détection de la composante secondaire de la cyclostationnarité dans le signal de vibration.

Dans l'industrie, l'application d'un système de surveillance est très convoitée dans le domaine de la production d'énergie. La surveillance du niveau de vibration est très difficile à quantifier à cause de la complexité de la composition du réducteur, des variations de charges importantes causées par la pression de vapeur de la turbine et d'autres conditions de fonctionnement. Ceci induit une réduction de fiabilité des systèmes de surveillance industrielle. De plus, pour la même charge, l'amplitude de la fréquence d'engrènement augmente avec l'augmentation du défaut.

Plusieurs applications, faisant appel au spectre, ont été développées dans les études [22] [27] et [28], permettant ainsi la séparation des familles de raies. L'analyse cyclostationnarité est l'outil le plus privilégié dans le domaine de la détection des défauts dans les basses et hautes fréquences. Dans certains cas, les modulations ne sont pas évidentes à détecter sur le spectre, c'est la raison pour laquelle l'utilisation de la cyclostationnarité s'est montrée plus efficace [29]. Dans ce sens, l'étude comparative des deux techniques, appliquée par [30] a montré que l'analyse cyclostationnarité est très efficace dans le cas des défauts localisés, par contre l'analyse spectrale est insuffisante pour la détection des défauts répartis généralement traduits par une augmentation de l'amplitude de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques.

Dans la présente étude nous avons appliqué la formulation développée par Kebabsa [31] pour le diagnostic du turboalternateur.

III.2 Principe de la méthode

La cyclostationnarité est une méthode basée principalement sur la fonction de modulation d'intensité de distribution (MID) permettant la détection et l'identification des modulations présentes dans un signal. La technique du (MID) a été initialement conçue pour le diagnostic des défauts des engrenages, des paliers à roulement et des paliers lisses. La densité de corrélation spectrale se concentre sur la détection des modulations d'amplitude des bandes latérales espacées symétriquement dans les spectres. Elle permet de présenter des valeurs de l'indicateur de modulations sur un plan fréquentiel du signal en fonction de la fréquence porteuse f et la fréquence de modulation α . Plusieurs techniques existent telles que les ondelettes et la décomposition empiriques des modulations et qui pourraient être utilisés pour définir l'indicateur de présence des modulations. Par conséquent, la méthode proposée peut être personnalisée afin de spécifier les propriétés des différents signaux à étudier. Afin d'expliquer les principes de (MID), l'expression (14) représente un signal simple $x(t)$ constitué en une onde sinusoïdale de fréquence f modulée en amplitude par plusieurs composantes sinusoïdales avec des fréquences correspondant à des multiples d'amplitudes égales à $y_1 \dots y_k$ [32].

$$x(t) = \sin(2\pi ft) \left[1 + y_1 \sin(2\pi \alpha t) + y_2 \sin(2\pi 2\alpha t) + \dots + y_k \sin(2\pi k\alpha t) \right], \quad (14)$$

pour $n = (1, 2, \dots, N)$ et $k = (1, 2, \dots, k)$

Le spectre du signal de la figure (34) est constitué d'une raie spectrale située à la fréquence f , ce qui représente le signal de porteuse, ainsi que des raies spectrales réparties de manière symétrique par rapport à la fréquence f par une fréquence cyclique. Le principe du (MID) est de faire usage d'un filtre de bande latérale qui permet l'extraction du signal de porteuse avec le potentiel des signaux de modulation correspondants.

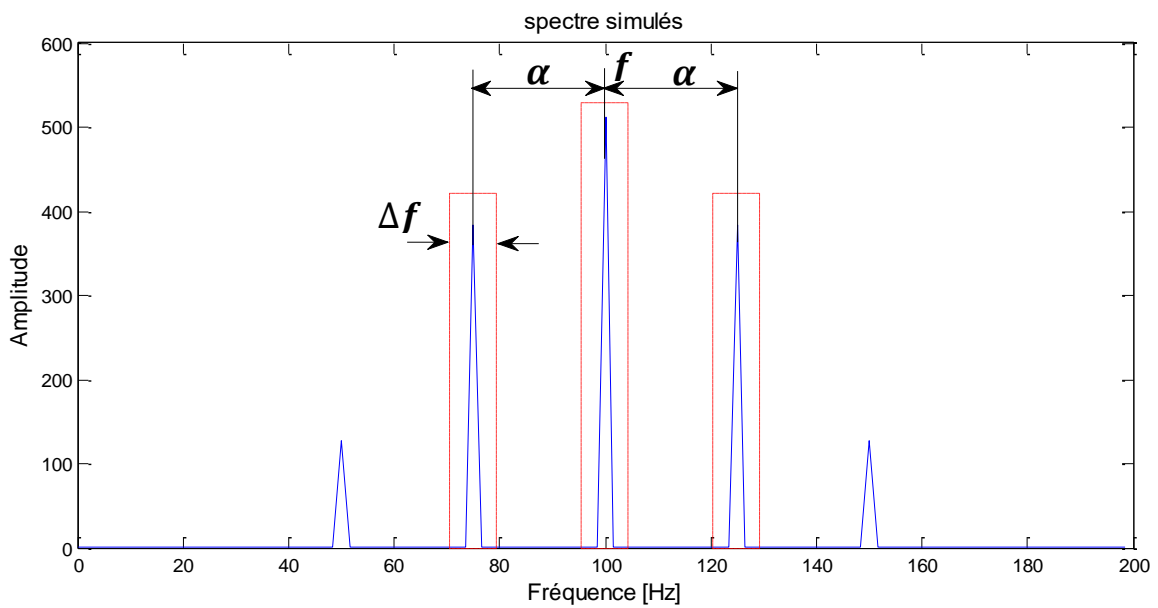


Figure 34 – Exemple du spectre représentatif des bandes latérales autour d'une fréquence.

Un signal filtré de cette manière contient, dans le cas idéalisé, seulement le composant spécifié avec aucun des signaux supplémentaires et avec un niveau de bruit très réduit. Dans ce cas, le signal filtré se compose d'un ensemble de trois éléments:

$$x_i = x_{\Delta f}(t; f - i\alpha) \quad \text{avec} \quad i = \{-1, 0, 1\} \quad (15)$$

Où x_i est une valeur unique du signal, $x_{\Delta f}(t, f)$ indique la version filtrée de $x(t)$ dans une bande de fréquence latérale $\left[f - \frac{\Delta f}{2}; f + \frac{\Delta f}{2} \right]$ avec Δf le pas fréquentiel.

La figure (35) présente un schéma de la méthode utilisée avec un modèle ouvert de fonctionnalité pour une fonction statistique choisie. Une telle fonction doit calculer le facteur d'intensité de corrélation spectrale en choisissant un intervalle de filtre $[a_1, a_2]$. Les résultats de la procédure finale présentent les deux types d'indicateur à savoir la densité de corrélation spectrale (MID) et le correspondant d'intégration (IMID) pour une gamme de fréquences choisies.

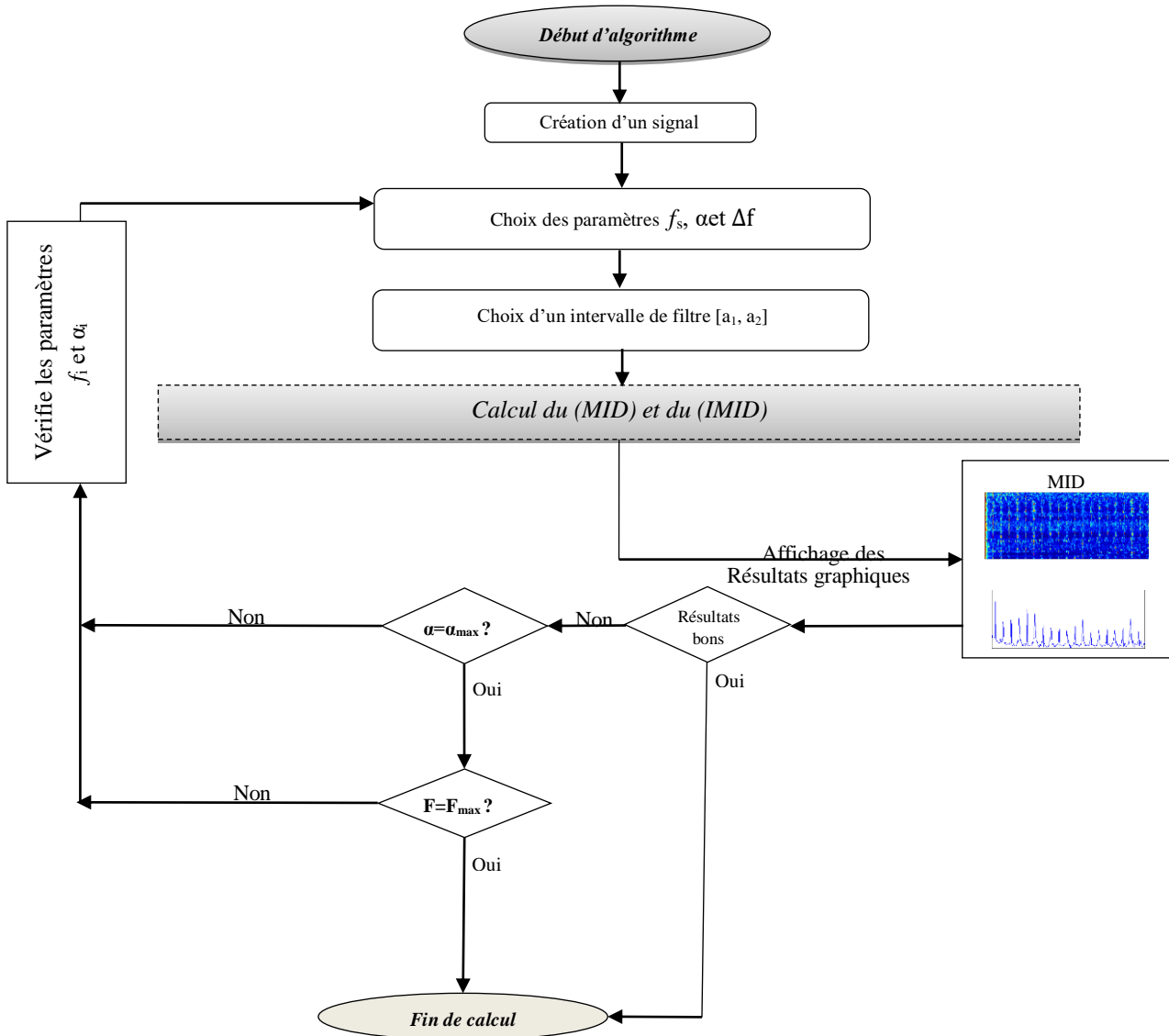


Figure 35 – Algorithme proposé pour le calcul du MID et de l’IMID.

On peut remarquer que le filtrage symétrique dépend de trois paramètres f_s , α , Δf .

La bande de fréquence d’analyse du MID est calculée de la manière suivante :

$$f_{\min} = \frac{\alpha_{\min}}{2} + \frac{\Delta f}{2}, \quad (16)$$

Et

$$f_{\max} = \frac{f_s}{2} - \frac{\alpha_{\max}}{2} - \frac{\Delta f}{2}, \quad (17)$$

Où f_s est la fréquence d’échantillonnage du signal mesuré.

A la fin du processus du filtrage, la corrélation spectrale calculée pourrait servir comme indicateur de présence de modulation.

La densité de corrélation spectrale peut être définie comme suit :

$$SC_x^\alpha(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{-\Delta t/2}^{\Delta t/2} \Delta f X_{\frac{1}{\Delta f}} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right) X_{\frac{1}{\Delta f}}^* \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right) dt, \quad (18)$$

Où $X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f)$ est l'enveloppe complexe de la version filtrée du signal $x(t)$ dans une étroite bande de

fréquence exprimé par l'intégrale suivante :

$$X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f) = \int_{t-1/2\Delta f}^{t+1/2\Delta f} x(t) e^{-2j\pi ft} dt, \quad (19)$$

L'équation (19) peut être interprété comme une transformée de Fourier à court terme, calculée avec une fenêtre rectangulaire temporelle [33]. La version filtrée de $x(t)$ est reliée avec l'enveloppe complexe de la version filtrée du signal $x(t)$ par la relation suivante:

$$x_{\Delta f}(t; f) = X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f) e^{2j\pi ft} \quad (20)$$

Alternativement à l'équation (18), l'expression de la densité de corrélation spectrale peut-être représentée comme une moyenne temporelle de la période cyclique:

$$SC_{x_{\Delta f}}^\alpha(t; f) = \frac{1}{\Delta f} x_{\Delta f} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right) x_{\Delta f}^* \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right) e^{-2j\pi \alpha t} \quad (21)$$

L'équation (21) peut être donnée par:

$$SC_x^\alpha(t, f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_T x_{\Delta f} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right) x_{\Delta f}^* \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right) e^{-2j\pi \alpha t} dt, \quad (22)$$

A cette phase, il convient de mentionner que la multiplication par $e^{-2j\pi \alpha t}$ dans l'équation (21) permet un décalage de fréquence équivalent à une fréquence cyclique afin de fournir la même

fréquence centrale pour les composantes $x_{\Delta f} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right)$ et $x_{\Delta f} \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right)$. D'autre part, étant donné

que l'opération présentée dans l'équation (19) peut être interprété comme un sous-échantillonnage commun et la procédure de filtrage comme une opération de sous conversion pendant le calcul de

$$X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f).$$

Suivant le concept du filtre de bande latérale et les notations introduites dans l'équation (22), la densité de corrélation spectrale entre les composantes $x_{\Delta f}(t; f + \alpha)$ et $x_{\Delta f}(t; f)$ sont donnés par:

$$SC_x^\alpha \left(f + \frac{\alpha}{2} \right) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_T X_{\Delta f}(t; f) X_{\Delta f}^*(t; f + \alpha) e^{-2j\pi \alpha t} dt, \quad (23)$$

Par analogie, la densité de corrélation spectrale supplémentaire peut être calculée entre les composantes $x_{\Delta f}(t; f - \alpha)$ et $x_{\Delta f}(t; f)$ par :

$$SC_x^\alpha \left(f - \frac{\alpha}{2} \right) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_T X_{\Delta f}(t; f) X_{\Delta f}^*(t; f - \alpha) e^{-2j\pi \alpha t} dt, \quad (24)$$

Le décalage de fréquence dans les équations (23) et (24) implique que la fréquence f soit la fréquence centrale pour les deux composantes filtrées.

Afin d'examiner la relation entre les trois composantes spectrales espacées par la fréquence cyclique α , on considère le produit des deux densités de corrélation spectrales introduites dans les équations(23) et (24).

La proposition de la fréquence f , pour un Δf donné, est appelée la modulation d'intensité de distribution (MID) qui peut être exprimée par :

$$MID_{\Delta f}^{PSC}(f;\alpha)=SC_x^\alpha\left(f+\frac{\alpha}{2}\right)SC_x^\alpha\left(f-\frac{\alpha}{2}\right), \quad (25)$$

Où l'indice supérieur PSC représente le produit de la corrélation spectrale.

Le degré de la cyclostationnarité, proposé dans [34], représente le rapport de l'énergie entre $\alpha \neq 0$ et $\alpha = 0$ pour un signal stationnaire. Son expression mathématique est donné par :

$$DSC^\alpha = \int |R_x^\alpha(\alpha)|^2 d\alpha / \int |SC_x^0(\alpha)|^2 d\alpha, \quad (26)$$

L'expression (26) peut être réécrite en utilisant la corrélation spectrale :

$$DSC^\alpha = \int |SC_x^\alpha(\alpha)|^2 df / \int |SC_x^0(\alpha)|^2 df, \quad (27)$$

L'affichage de la valeur absolue du MID sur un plan bi-fréquentiel (f, α) représente comment les divers modulations des composantes ayant la fréquence α sont situées par rapport à la fréquence centrale f de la bande latérale filtré. Cette dernière peut être considérée comme une fréquence porteuse pour le signal modulé. En outre, à cette phase, il convient de constater que la terminologie de modulations d'intensité distribution est choisie en raison du fait que la carte MID renvoie les informations sur la valeur de l'indicateur de présence de modulations par unité de surface Δf^2 . Donc, la relation entre la source des modulations périodiques et les caractéristiques du signal porteur peut servir comme information supplémentaire pour l'évaluation de l'état des machines tournantes.

Dans certaines applications pratiques du MID pour des signaux vibratoires, le produit de densités de corrélation spectrales, comme une modulation d'intensité de distribution, pourrait ne pas être la mesure la plus utile en raison de grandes différences d'énergie du signal dans différentes bandes de fréquences. Dans ce cas, l'interprétation des plans MID pourrait être plus efficace lorsque la valeur absolue de la densité de corrélation spectrale est normalisée et varie seulement entre 0 et 1. A cet effet, la proposition $MID_{\Delta f}^{PSC}$ peut être facilement étendue à l'utilisation de la densité spectrale de cohérence en tant qu'une modulation d'intensité de distribution. La fonction de modulation d densité de distribution de cohérence spectrale [35] et [36] est obtenue par:

$$MID_{\Delta f}^{PSCoh}(f, \alpha) = \left(\frac{SC_x^\alpha(f + \alpha/2)}{\sqrt{SC_x^0(f + \alpha/2)SC_x^0(f)}} \frac{SC_x^\alpha(f - \alpha/2)}{\sqrt{SC_x^0(f - \alpha/2)SC_x^0(f)}} \right), \quad (28)$$

Le dénominateur de l'équation (28) représente une normalisation par l'énergie des signaux utilisés pour la mesure de corrélation spectrale [37]. Cette propriété pourrait être particulièrement indispensable dans la protection de l'état des rotors des machines tournantes.

III.2.1 Intégration MID basée sur la corrélation spectrale

Comme mentionné précédemment, le MID est une fonction de la fréquence porteuse f et la fréquence de modulation α . Pourtant, dans certains cas particuliers, l'utilisateur peut ne pas être intéressé à trouver la gamme spécifique de fréquences porteuses, mais seulement dans l'estimation de l'influence générale des modulations spécifiques des composantes sur le signal traité. En outre, les représentations tridimensionnelles peuvent causer des difficultés d'interprétations et de prendre des décisions automatiques dans le processus de surveillance des systèmes industriels [34].

Sur la base de cette remarque, il est plus pratique de représenter le (MID) pas en tant que surface, mais en tant que courbe dépendant uniquement de la fréquence de modulation, après l'intégration sur une bande de fréquence porteuse choisie. Dans le cas d'une modulation d'amplitude, une telle représentation doit être métrique pour la modulation totale.

La distribution d'intégration du (MID) représente la densité de corrélation spectrale, exprimée par différentes sources, est appelée (IMID). Cette intégration sera sélectionnée sur toute la bande des fréquences porteuses définies par:

$$IMID_{f_1}^{f_2}(\alpha; \Delta f) = \int_{f_1}^{f_2} MID_{\Delta f}(f; \alpha) df, \quad (29)$$

Où $MID_{\Delta f}(f; \alpha)$ est un vecteur calculé dans la bande de fréquence porteuse à partir de f_1 à f_2 . L'idée d'IMID est présentée sur la figure (36B).

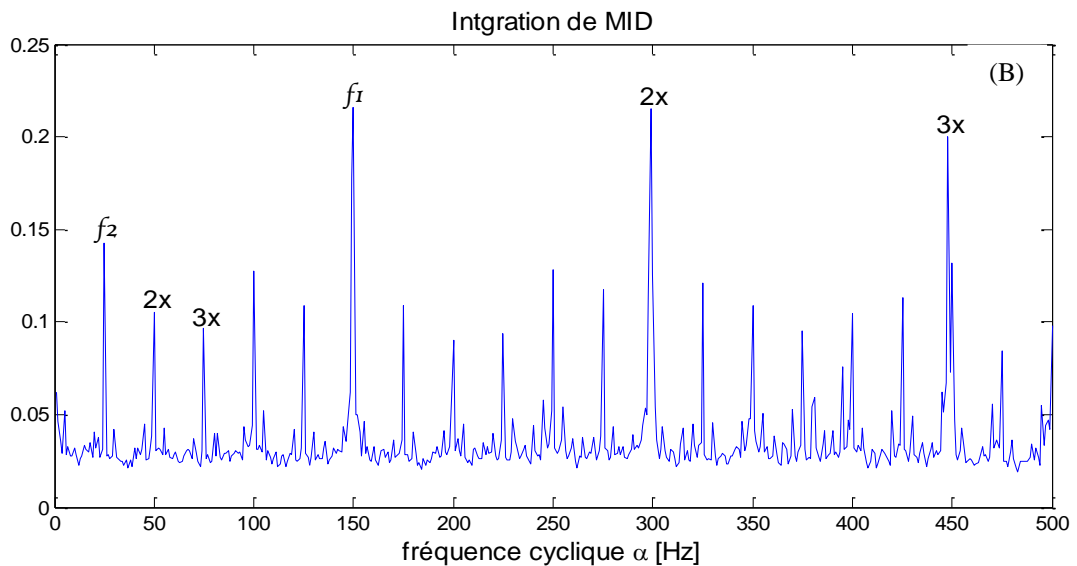
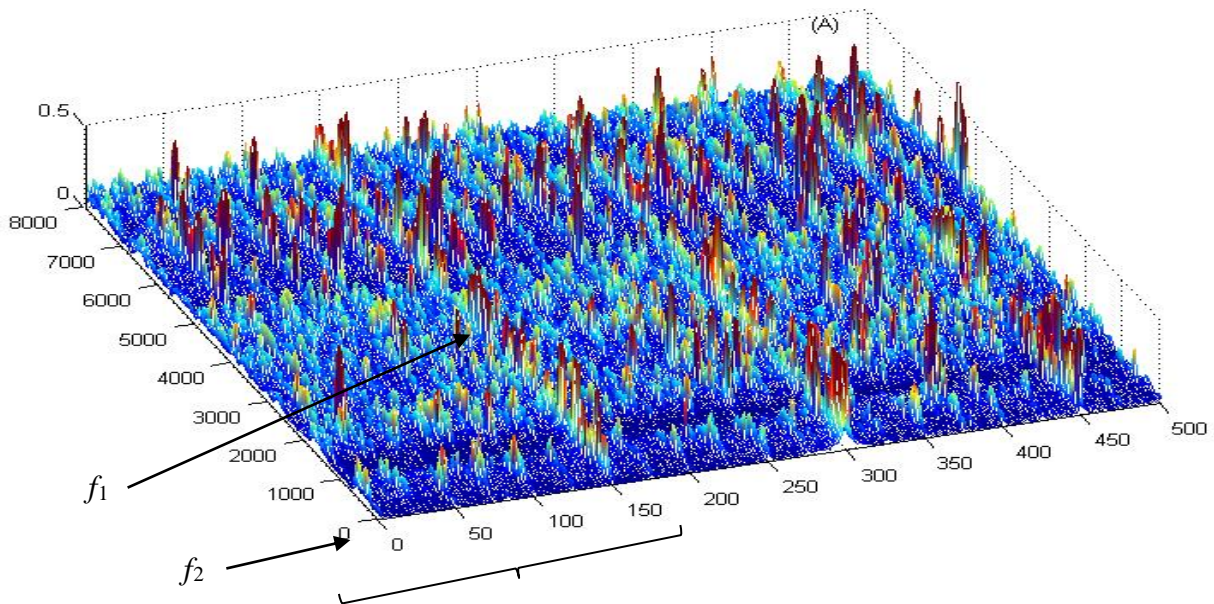


Figure 36 – Représentation du MID(A) et de l'IMID (B).

Comme présentée dans la figure (36B), l'IMID est une fonction de la fréquence cyclique uniquement. Donc, on peut démontrer la présence de périodicité dans le signal tout en réduisant la dimension de l'analyse. Un avantage supplémentaire d'IMID est qu'il peut être calculé soit pour sélectionner la fréquence porteuse ou pour l'ensemble de leur bande de fréquence. Comme, il est difficile d'extraire les valeurs des fréquences propres de certains composants des machines tournantes, il est plus adapté d'effectuer une recherche du comportement périodique du signal vibratoire dans toute la plage spectrale.

Par l'application du $MID_{\Delta f}^{PSCoh}$ on peut voir facilement les deux composantes cycliques. Cela est possible parce que la densité de cohérence spectrale compense les différences d'énergie du signal dans chaque bande de fréquence, due à son effet de normalisation.

Cette propriété facilite l'inspection visuelle des résultats affichés et pourrait être plus efficace dans le processus de prise de décision. Bien que $MID_{\Delta f}^{PSCoh}$ néglige des informations sur chaque composante d'énergie, elle donne des informations précieuses sur la présence des composantes cyclostationnaires dans le signal analysé. Cependant, il faut préciser que $MID_{\Delta f}^{PSCoh}$ profite complètement des effets de normalisation lorsque les différents composants cycliques auront des bandes spectrales distinctes (signaux porteurs). En d'autre terme, si deux signaux de modulations différentes modulent le même signal porteur, la normalisation ne va pas améliorer les résultats. Elle est due à l'impact de l'ensemble des composantes du signal dans la bande de fréquences considérée sur la densité spectrale de cohérence (Equation 28). Donc le MID donnera de meilleurs résultats quand les bandes spectrales des différentes composantes cycliques ne se chevauchent pas.

III.3 Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons profité de la nature cyclostationnaire des processus vibratoires des machines tournantes et alternative pour proposer une méthode d'analyse originales adaptées au diagnostic. La nouveauté de notre approche consiste à analyser séparément la contribution du 1^{er} ordre et surtout la contribution résiduelle cyclostationnaire du 2^{ème} ordre au moins. Après des rappels sur la théorie de la méthode présentée au-dessus, nous allons appliquer dans ce qui suit (chapitre 4) ces méthodes aux différents signaux mesurés au niveau des turbomachines.

Chapitre IV

Application de la cyclostationnarité sur des défauts combinés

Dans ce chapitre, nous avons utilisé une méthode de détection de modulation des fréquences des défauts, pour la surveillance des défauts dans les paliers à roulement et les dentures d'engrenages d'un simulateur des défauts MFS Spectra Quest, et les paliers lisses d'un turboalternateur. Cette étude se montre par une comparaison de l'analyse spectrale comme une aide au diagnostic et à la prise de décision. On présente tout d'abord, un exemple de l'application de la méthode cyclostationnaires sur signaux des roulements avec un double défaut identifié sur les deux bagues intérieure et extérieure (BPFE et BPFI), puis sur un système mécanique dans un environnement industriel turboalternateur GZ1164. L'application de cette méthode à des signaux non stationnés a permis de mettre en évidence d'une manière très claire la présence des défauts sur les paliers lisse et le palier de réducteur, ce qui a été difficile à montrer par l'analyse spectrale.

IV.1 Introduction

La cyclostationnarité est une propriété qui caractérise les systèmes dont les propriétés statistiques évoluent périodiquement au cours du temps, initialement développée dans le cadre des signaux de télécommunications [38], elle décrit particulièrement bien un certain nombre de signaux mécanique. C'est par exemple le cas des signaux vibratoires et acoustiques générés par les machines tournantes et alternatives. Le formalisme cyclostationnarité (Chapitre III), présente plusieurs avantages pour l'analyse de tels signaux par rapport aux approches classiques.

La cyclostationnarité s'applique donc potentiellement à la caractérisation du comportement vibratoire et acoustique des systèmes mécaniques aussi variés que des turbines, des machines-outils, des réducteurs à engrenages, des compresseurs, des pompes centrifuges, etc. Elle permet d'apporter de nouvelles solutions à un certain nombre de problèmes récurrents pour le diagnostic et l'identification des systèmes mécaniques, ainsi que pour la séparation de sources concurrents. L'objectif de ce chapitre est précisément de présenter quelques-unes des avancées que la cyclostationnarité a récemment autorisées en mécanique. Les exemples sont issus du domaine de surveillance industrielle des vibrations, mais n'y sont pas restreints dans le principe. Par ailleurs, l'accent est mis sur la présentation de cas d'études plutôt que sur la description détaillée de la méthode, dont le lecteur trouvera par ailleurs les références en bibliographie.

IV.2 Cas d'un défaut de roulement du simulateur MFS palier 1 type 6002E

Avant d'utiliser la méthode de la cyclostationnarité sur les signaux mesurés sur le turboalternateur, nous l'avons appliquée d'abord sur les signaux mesurés sur les paliers d'un roulement du simulateur de défauts de machine MFS Spectra Quest et d'engrenage.

➤ **Application de la cyclostationnarité**

La figure (37a) montre le résultat de l'application du MID sur le signal mesuré sur le palier 1 du simulateur. On voit clairement l'apparition d'une fréquence cyclique à $\alpha=6,98 \cdot 10^{-3} \cdot f_s \approx 72 \text{ Hz}$ et ses multiples harmoniques correspondant à un défaut de roulement sur la bague intérieure (BPFI). Ce diagnostic n'est pas aussi clair par l'analyse spectrale.

La figure (37b) montre le résultat de l'utilisation de l'intégration de la modulation d'intensité de distribution IMID sur le même signal. Elle permet de mettre en évidence d'une manière très claire la fréquence cyclique et leurs modulations.

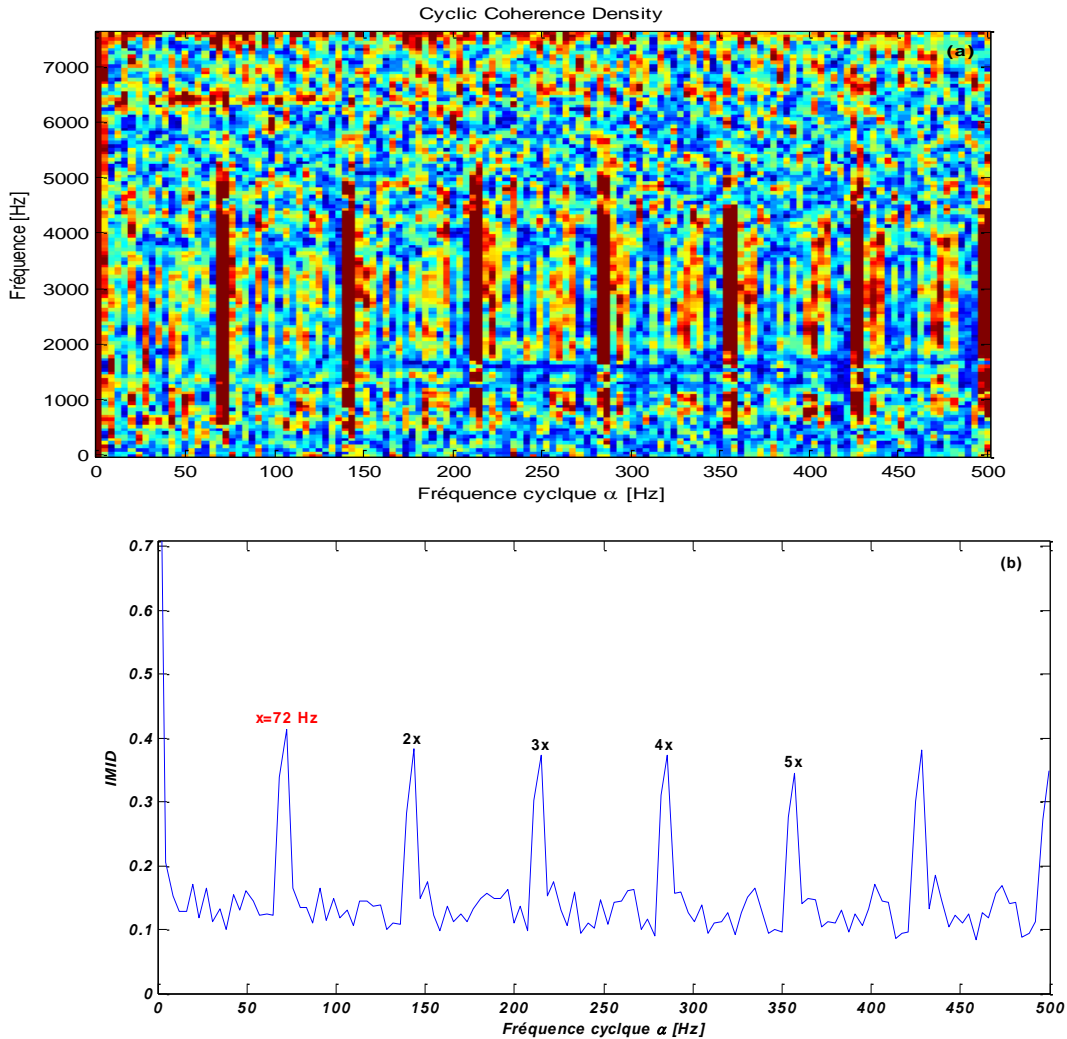


Figure 37 – Corrélation spectrale (MID) **a**, et son intégration (IMID) **b** appliqué au signal de la figure (30a) (Chapitre 2)

IV.3 Cas d'un défaut de roulement du simulateur MFS palier 1 type 6004E

➤ **Application de la cyclostationnarité**

La figure (38a) montre le résultat de l'application du MID sur le signal mesuré sur le palier 2 du simulateur. On voit clairement l'apparition d'une fréquence cyclique à $\alpha=12,7510^{-2} \cdot f_s \approx 130,5 \text{ Hz}$ et ses multiples harmoniques plus et moins la fréquence de rotation fondamentale ($F_r=34,5 \text{ Hz}$),

correspondant à un défaut de roulement sur la bague intérieure (BPFE). Ce diagnostic est très clair par l'analyse spectrale.

La figure (38b) montre le résultat de l'utilisation de l'intégration de la modulation d'intensité de distribution IMID sur le même signal. Elle permet de mettre en évidence d'une manière très claire la fréquence cyclique et leurs modulations.

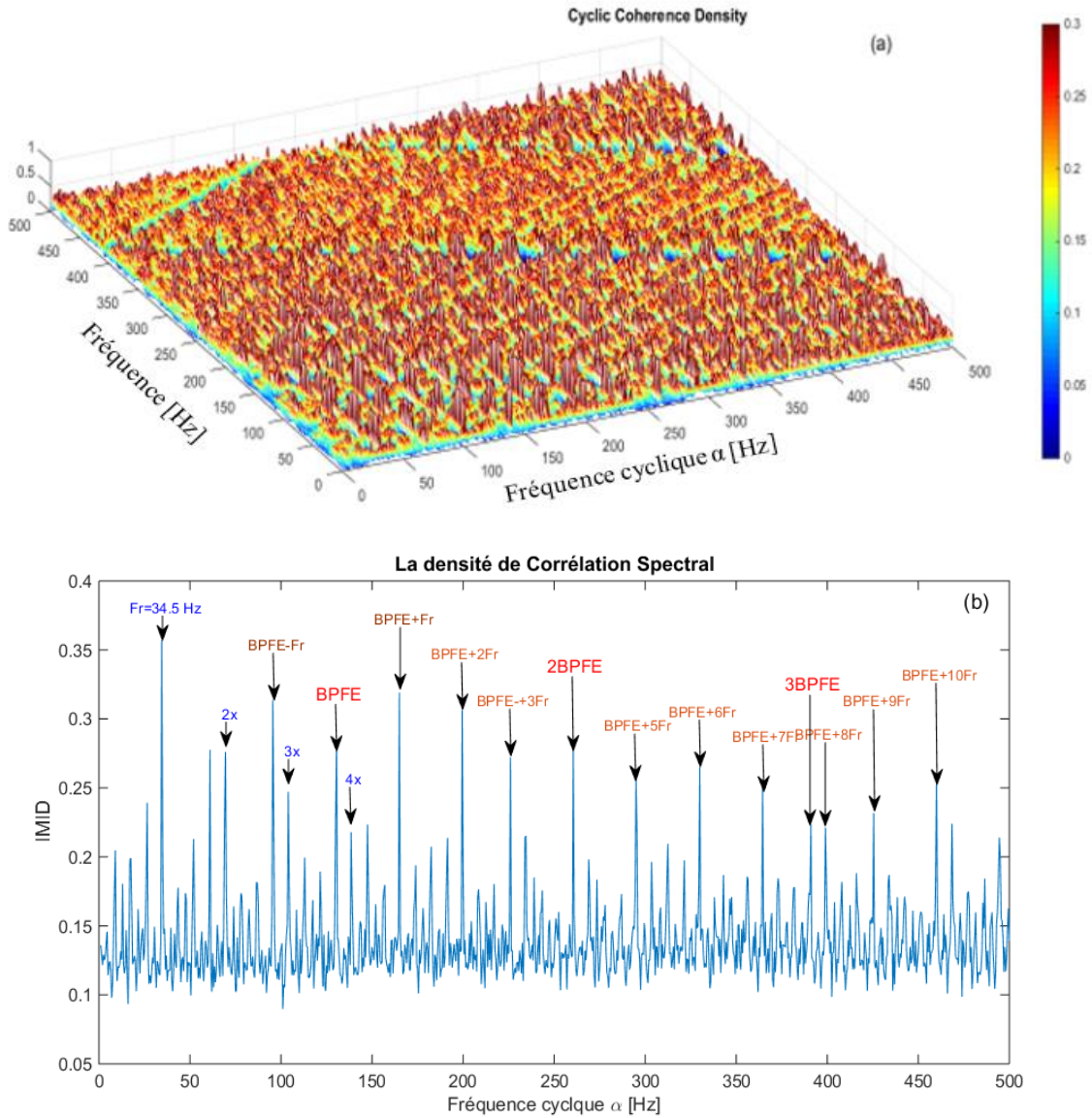


Figure 38 – Corrélation spectral (MID) **a**, et son intégration (IMID) **b** appliqué au signal de la figure (28a) (Chapitre 2)

IV.4 Cas d'un défaut d'engrenage MFS

L'application de la méthode MID sur le signal mesuré sur le palier de réducteur (Fig. 33a) (Chapitre 2). Il montre l'apparition d'une fréquence cyclique fondamentale à $\alpha=8,6*10^{-3}*f_s \approx 14$ Hz avec $f_s=16384$ Hz, et ses multiples harmoniques, sont visibles sur la figure (37a). d'après l'analyse de modulation d'intensité de distribution MID a permis de mettre en évidence la présence d'usures

sur un grand nombre de dent de roue du réducteur, Nous avons voulu confirmer ce résultat par l'application de la cyclostationnarité.

L'application du MID sur un signal mesuré dans la bande de fréquence [0-6400 Hz] sur le palier du réducteur montre l'apparition de la fréquence cyclique, pour $\alpha_1=8,610^{-3} * f_s \approx 14$ Hz correspondant à la fréquence de rotation de l'arbre d'entré. La modulation de cette fréquence cyclique, expliquent bien la présence d'usure généralisée des dents de la roue(Fig. 40). L'application de l'IMID permet de mettre en évidence d'une manière très claire et visible la fréquence cyclique et leurs modulations (Fig. 39b).

On constate aussi l'apparition d'une fréquence porteuse à 6457 Hz ; qui correspond à la onzième fréquence d'engrènement. Ce passage confirme une autre fois notre analyse et la méthode appliquée.

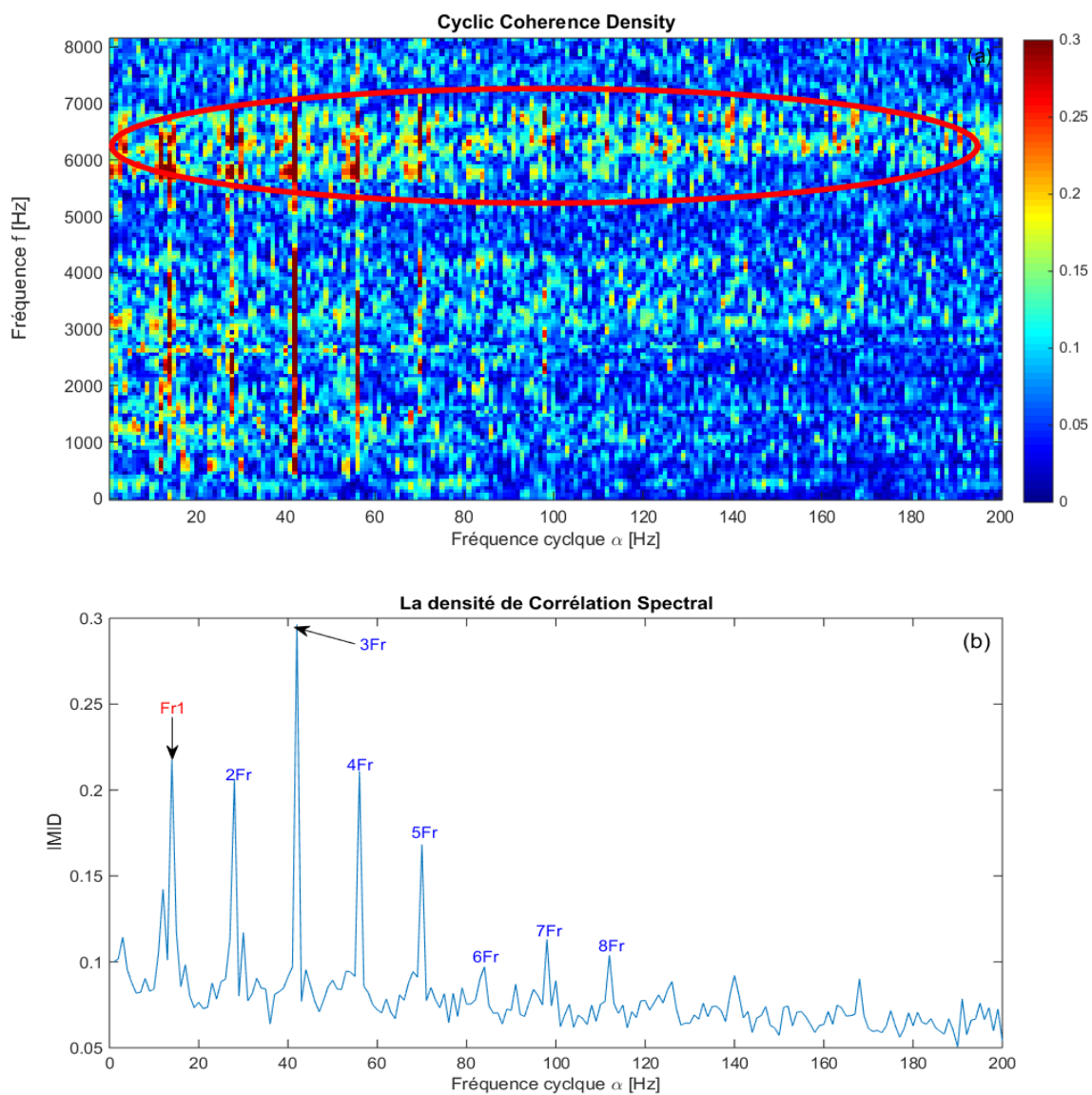


Figure 39 – Corrélation spectral (MID) **a**, et son intégration (IMID) **b** appliqué au signal de la figure (31a) (Chap2).

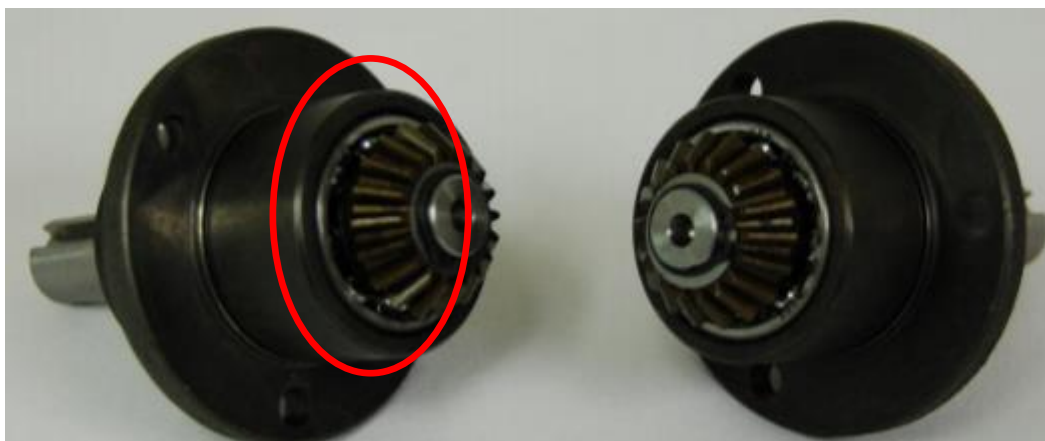


Figure 40 – Une roue défectueuse.

IV.5 Cas expérimentale du turbo alternateur GZ1164

IV.5.1 Description de l'installation

Au niveau de l'unité central II, le turbo alternateur GZ1164 est une machine primordiale dans le processus de production des produits fertilisants et engrais alimentaires complexe. Le principe de fonctionnement de cette machine consiste à introduire de la vapeur surchauffée à une pression élevée appelée vapeur d'admission via des conduites de la turbine qui comporte un ou plusieurs étages 16 roue, composés chacun d'un nombre d'aubes, dont l'un est fixe et l'autre mobile, ou chaque roue est compose par un ensemble de 8 ailettes (aubes). Le plus souvent, la direction de l'écoulement de la vapeur est parallèle à l'axe de la turbine avec un angle précis pour augmenter son rendement. L'installation comporte une turbine, un réducteur de vitesse, un alternateur et d'autres accessoires (Fig. 41).

L'énergie thermique se transforme en une énergie mécanique qui fait tourner le rotor de la turbine qui est couplée à un réducteur de vitesse. Ce dernier est couplé à un alternateur électrique qui tourne à la même vitesse de sortie du réducteur, avec la même vitesse de rotation qu'elle que soit la charge. L'alternateur est composé d'un rotor et un stator avec lesquels il transforme la vitesse de rotation en un courant électrique selon sa puissance.

La vapeur issue de la turbine appelée vapeur d'échappement à une basse pression est reconduite avec des tuyauteries vers la condensation et qui sera réutilisée par la suite dans le circuit [Doc.GZ1164].

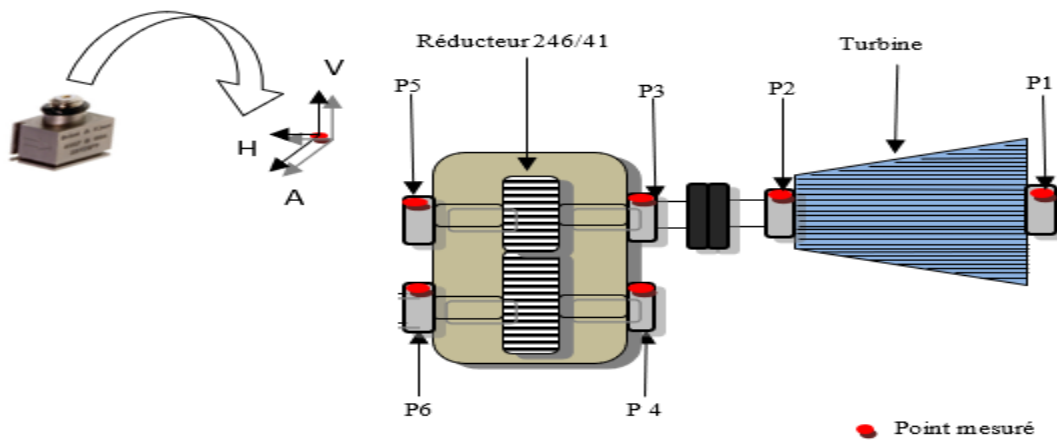


Figure 41 – Schéma cinématique du turbo alternateur (GZ1164).

IV.5.1.1 Réducteur GVAB420

C'est l'organe qui assure la réduction de la vitesse de rotation entre la turbine qui tourne à une fréquence maximale ($F_1=150$ Hz) et l'alternateur qui tourne à une fréquence ($F_2= 25$ Hz). Les arbres du réducteur sont portés par quatre paliers lisses. Le réducteur est constitué d'un pignon et d'une roue de 41 et 246 dents en chevron (Fig. 42) (Tab. 7).



Figure 42 – Réducteur GZ 1164.2.

Tableau 7 – Caractéristiques techniques de réducteur

Modèle / dimension	GVAB420
Puissance nominale	8300 kW
Qualité de transmission	0,18 A PLEN
Vitesse d'entrée (N_1)	9000 tr/min (150Hz)
Vitesse de sortie (N_2)	1500 tr/min (25 Hz)
Nombre de dents de pignon	41
Nombre de dents de la roue	246
Rapport de transmission	6

D'après la norme ISO 2372 [39], le mécanisme étudié est classé dans le groupe 3, à savoir les machines de grande puissance (>300 kW) et monté sur des fondations rigides.

IV.5.1.2 Matériels d'acquisition et de traitement des mesures

Les mesures vibratoires ont été collectées sur les paliers lisses (P_1 à P_8) du turboalternateur, dans les trois directions. Deux accéléromètres ont été utilisés; un accéléromètre industriel type 4511-001, et un autre triaxial type 4524B-001 (Fig. 43A). Le turboalternateur (Fig. 43B).



Figure 43 – Accéléromètres mono axial (industriel) (A), turbo alternateur(B)

IV.5.1.3 Analyseur pulse

Le Pulse est la plate-forme de Brüel&Kjaer pour les mesures, l'analyse et l'enregistrement du bruit et des vibrations (Fig. 44).



Figure 44 – L'analyseur pulse type 3160-A-042.

IV.5.1.4 Accéléromètre triaxial type 4524B-001

C'est un capteur de vibration piézo-électriques trois directionnel de type 4524B-001 (Fig. 45), les différentes propriétés de ce dernier se trouve dans le tableau (8).

Tableau 8 – Propriétés de l'accéléromètre triaxial

Le type	4524B-001
Description	Connecteur TEDS
Sensibilité	10,2 (100) mV/ms ⁻² (mV/g)
Gamme de fréquence	0,3 à 6000Hz
Fréquence de résonance	18 kHz
Niveau de bruit résidu	0,35mg
Température de bon fonctionnement	-54 to +121°C
L'intervalle de mesure	70g
Le choc maximal	5000g
Poids	4,8gram
Connecteur	10-32 UNF
Type de fixation	Cole /par goujant



Figure 45 – Le capteur triaxial type 4524B-001.

IV.5.1.4 Données des différentes campagnes de mesures réalisées

Vu l'importance du turboalternateur **GZ 1164.2** dans le processus de production par son alimentation en courant électrique, il nécessite une surveillance continue. Durant cette étude réalisée au niveau de l'entreprise nationale de production des produits fertilisants FERTIAL SPA Engrais et fertilisants (production), rte des salines bp 3088, Annaba rp, Annaba (23), Algérie. on a constaté

que ce mécanisme est suivi simplement en off line, sur la base des valeurs globales des RMS de vibration des vitesses et de temps à autre par des prélèvements des spectres de vibrations des vitesses et de déplacement en moyenne fréquence [0-1000Hz] et basse fréquence [0-200Hz]. L'objectif des mesures spectrales est la détection d'éventuelles chocs dans le mécanisme, tels que les chocs dans les roulements, les engrenages, frottement d'arbre, usure des paliers,...etc. Malheureusement, les bandes de fréquences utilisées par le service de maintenance ne permettent pas l'identification des défauts mentionnés ci-avant, puisqu'ils sont des phénomènes à haute fréquence, à part le frottement d'arbre et l'usure des paliers lisses.

D'après les niveaux globaux des RMS de vibration de vitesse qui montrent des niveaux de vibrations très élevés, nous avons décidé de lancer une campagne d'essais dans différentes bandes de fréquence pour essayer d'établir un diagnostic concernant les causes potentielles qui provoquent cette augmentation du niveau des vibrations. Le tableau 9 regroupe les principales données des mesures collectées.

Tableau 9 – Données des mesures

Compagne d'essais	F max	Nombre de lignes	Fs	Δf
1	[0 -200Hz]	1600	512	0,125 Hz
2	[0 -1600Hz]	6400	16384	1 Hz
3	[0 -25600Hz]	6400	65,536	4 Hz

IV.5.2 Diagnostic du turbo alternateur GZ1164

IV.5.2.1 Analyse basse fréquence du Réducteur

➤ Palier d'entrée du réducteur

La figure (46) présente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 3 dans la bande de fréquence [0-200Hz]. En plus des pics correspondant aux fréquences d'entrée et de sortie du réducteur environ 150 et 25Hz respectivement, l'analyse du spectre fait apparaître d'autres pics correspondant aux fréquences de 54,88Hz (F_{TH1}) et 104,9 Hz (F_{TH2}). D'après la littérature, ceci indique la présence des défauts de tourbillonnement d'huile sur le palier lisse de l'arbre d'entrée du réducteur si la fréquence du pic correspond à la fréquence d'entrée du réducteur par un coefficient qui peut prendre les valeurs entre 0,3-0,5 et parfois égale à 0,7 pour des installations industrielles $F_{TH1}=54,88\text{Hz}$ ($F_{r1} \cdot 0,36$) et $F_{TH2}=104,9\text{Hz}$ ($F_{r1} \cdot 0,7$). L'analyse spectrale n'a pas permis de mettre en évidence d'une manière claire la présence de défauts de palier lisse.

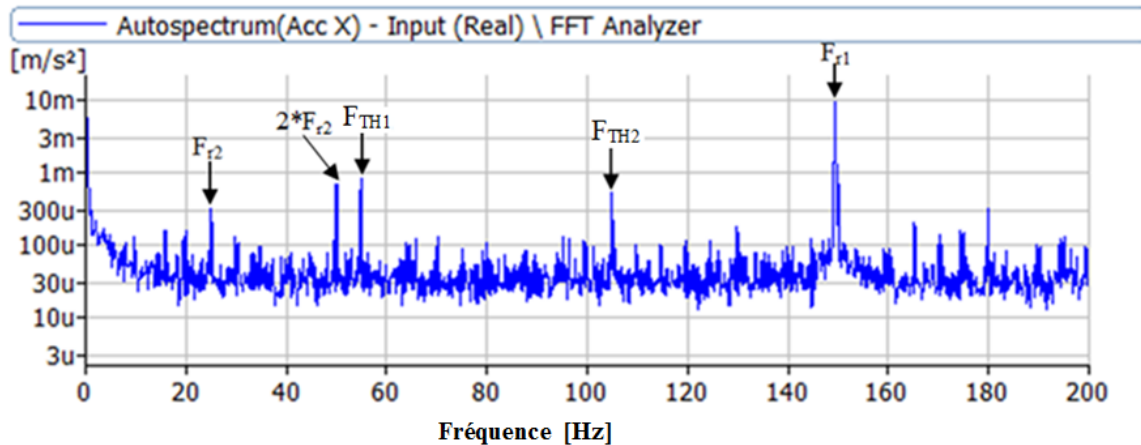


Figure 46 – Spectre d’accélération du signal mesuré sur le palier 3 dans la bande [0-200 Hz].

➤ **Palier de sortie du réducteur**

La figure (47) présente le spectre du signal d’accélération mesuré sur le palier 4 dans la bande de fréquence [0-200Hz]. L’analyse fait apparaître des pics correspondant à la fréquence d’entrée du réducteur 149.4 Hz et à la fréquence de sortie 25Hz et ses harmoniques. L’analyse de ce spectre ne permet pas de mettre en évidence la présence du défaut de palier lisse.

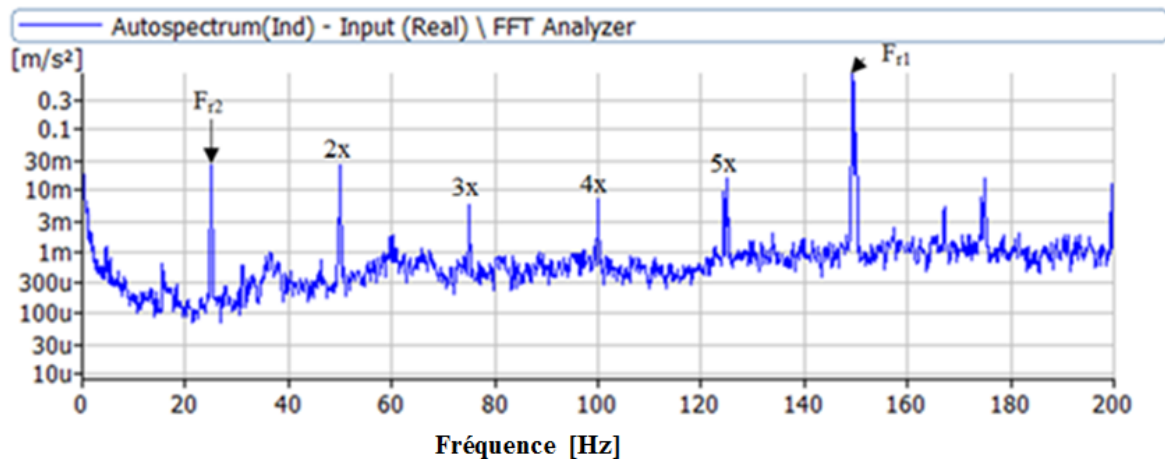


Figure 47 – Spectre d’accélération du signale mesuré sur le palier 4 dans la bande [0-200 Hz].

IV.5.2.2 Analyse haute fréquence du réducteur

Les figures (48) et (49) représentent le signal d’accélération mesuré sur le palier 3 et son spectre respectivement, dans la bande de fréquence [0-25600Hz]. Le spectre montre l’apparition de la fréquence d’engrènement ($F_e=6125\text{Hz}$) et ses harmoniques ($2F_e=12250\text{Hz}$, $3F_e=18375\text{Hz}$ et $4F_e=24500\text{Hz}$). La décroissance des amplitudes de la fréquence d’engrènement et ses harmoniques confirme qu’on a une usure généralisée des dents des roues du réducteur.

Le zoom, effectué sur le spectre précédent (Fig. 50), montre la présence d’un grand nombre de pics de périodicité correspondant aux fréquences de rotation de l’arbre d’entré et de l’arbre de sortie du réducteur. Cela confirme la présence de défaut sur les dents du pignon et de la roue.

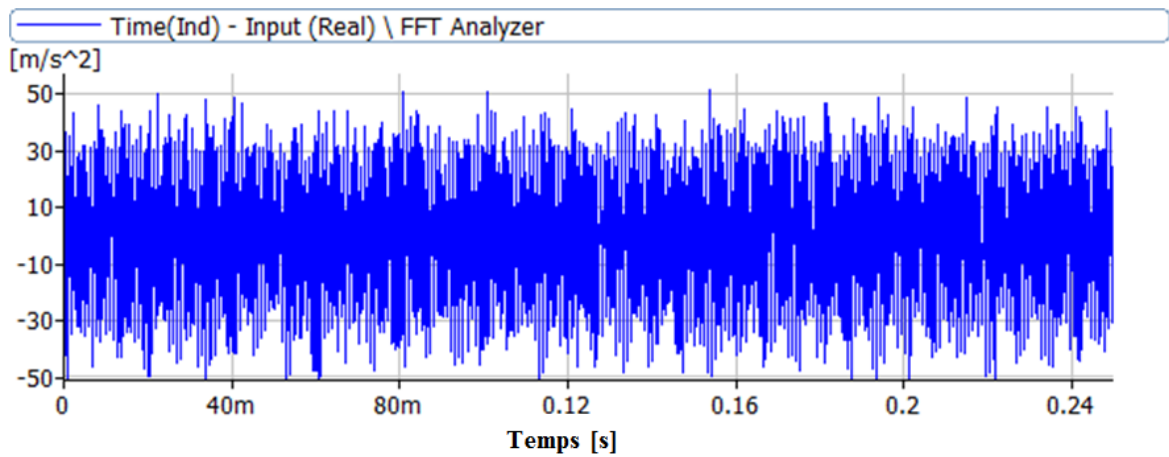


Figure 48 – Signal d’accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-25600 Hz] du réducteur.

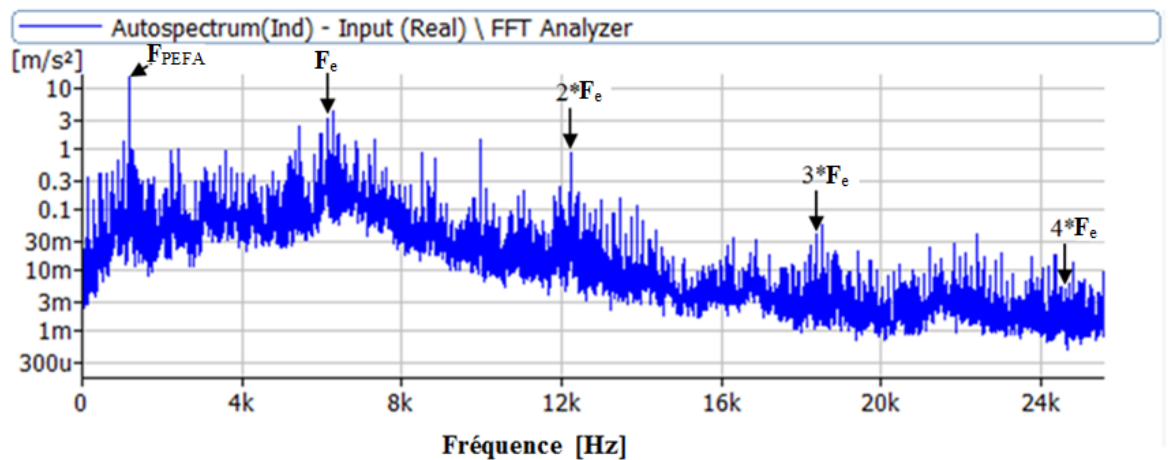


Figure 49 – Spectre d’accélération du palier 3 du réducteur.

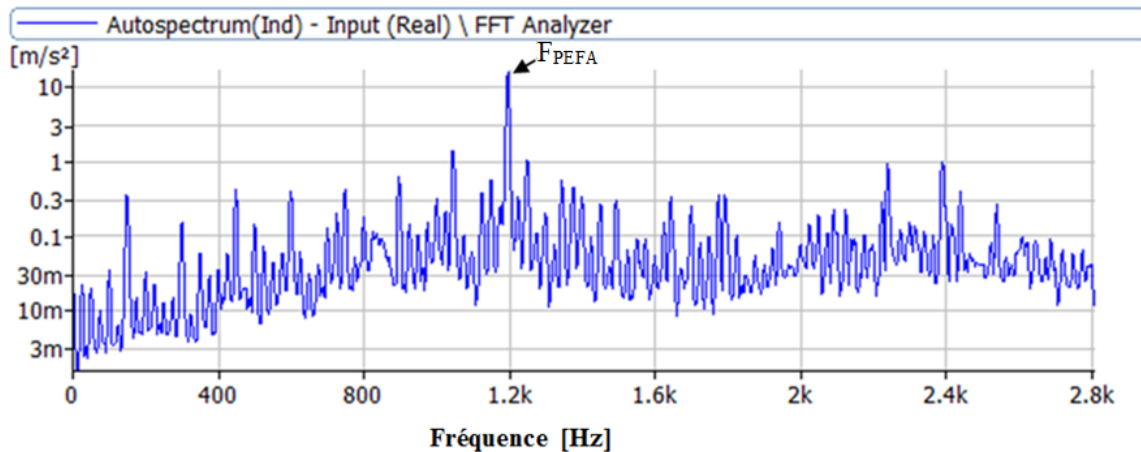


Figure 50 – Zoom du spectre dans l’intervalle [0-3200 Hz].

IV.6 Application de la cyclostationnarité aux signaux mesurés sur les paliers du réducteur

IV.6.1 Analyse du réducteur en basse fréquence

Dans la partie précédente, nous avons montré que l’analyse spectrale a permis de mettre en évidence les défauts d’usure sur les dents de la roue d’entrée et de sortie, cependant cette dernière

méthode n'a pas permis de localiser d'une manière claire la présence de défauts dans les paliers lisses du réducteur, pour cette raison, nous avons décidé d'utiliser la méthode de cyclostationnarité qui permet de chercher d'une manière très efficace les modulations qui peuvent être présents dans les signaux mesurés.

➤ Palier d'entrée du réducteur

L'application de l'analyse de modulation d'intensité de distribution par la puissance spectrale de cohérence $MID_{\Delta f}^{PSCoh}$ pour chaque variation fréquentielle au signal d'accélération mesuré sur le palier 3 (Fig. 51), montre l'apparition de deux fréquences cycliques la première à $\alpha_2=3 \cdot 10^{-3} \cdot f_s \approx 12,5$ Hz, correspondant à $\frac{1}{2}$ fois la fréquence de rotation de l'arbre de sortie du réducteur et la deuxième d'une amplitude très importante pour $\alpha_1=18,22 \cdot 10^{-3} \cdot f_s \approx 74,75$ Hz correspondant à $\frac{1}{2}$ fois la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée du réducteur avec $f_s=4096$ Hz (Fig. 52a). Ce phénomène, s'explique par la présence d'un défaut de tourbillonnement d'huile dans les paliers lisses. L'utilisation de l'intégration de la modulation d'intensité de distribution (IMID) permet de mettre en évidence d'une manière très claire les deux fréquences cycliques et leurs modulations (Fig. 52b).

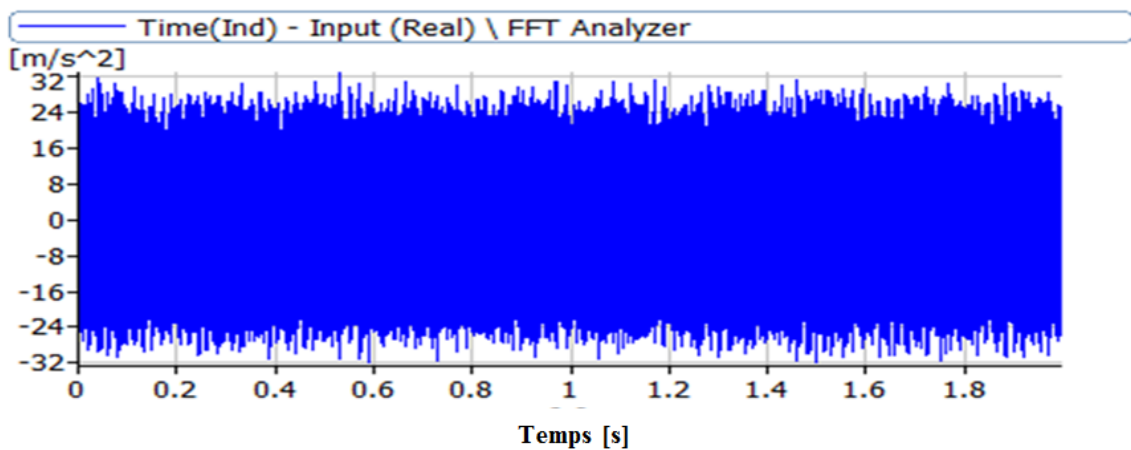


Figure 51 – Signal d'accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-1600 Hz].

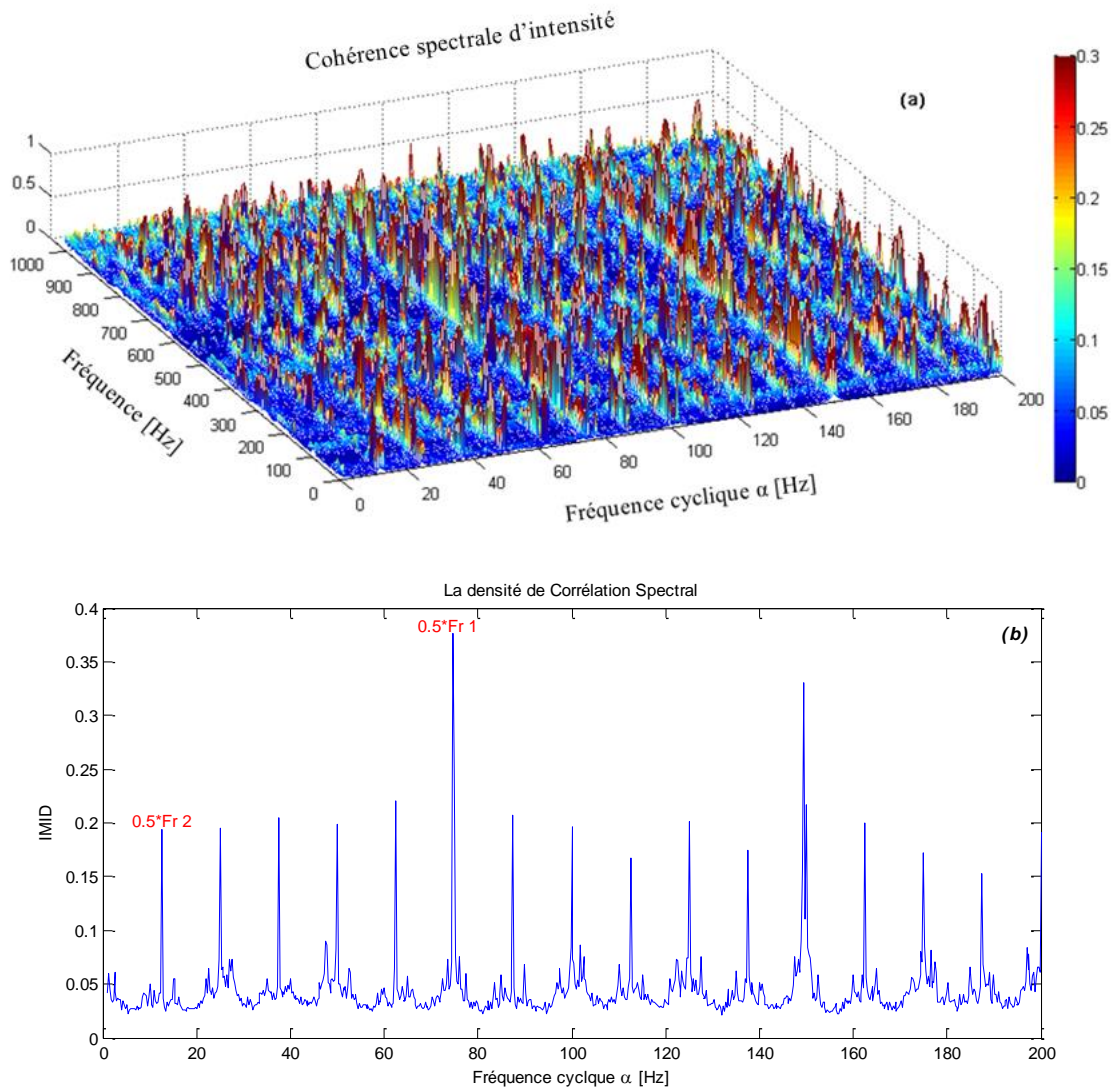


Figure 52 – Cohérence spectrale d'intensité (MID) **a**, et son intégration (IMID)**b** du signal de la figure 49 ($\Delta f=0,5\text{Hz}$).

➤ Palier de sortie du réducteur

L'application de la méthode MID sur le signal mesuré sur le palier de sortie 4 (Fig. 53), donne un spectre semblable au spectre typologie correspondant au défaut du frottement dans le rotor [40] (Fig. 55). Il montre l'apparition d'une fréquence cyclique fondamentale à $\alpha=2.4 \cdot 10^{-2} \cdot f_s \approx 12.5$ Hz avec $f_s=512\text{Hz}$, et ses multiples harmoniques correspondant à $\frac{1}{2}$ fois la fréquence de rotation de l'arbre de sortie du réducteur (25 Hz), sont visibles sur la figure (54a).

L'application de l'IMID (Fig. 52b), permet de mettre en évidence d'une manière encore plus claire la fréquence cyclique fondamentale $\alpha = 12.5$ Hz et ses multiples harmoniques. D'après le spectre typologique du défaut (Fig. 55), le phénomène présenté par la figure (54b) correspond bien à un défaut de frottement d'arbre dans le palier lisse.

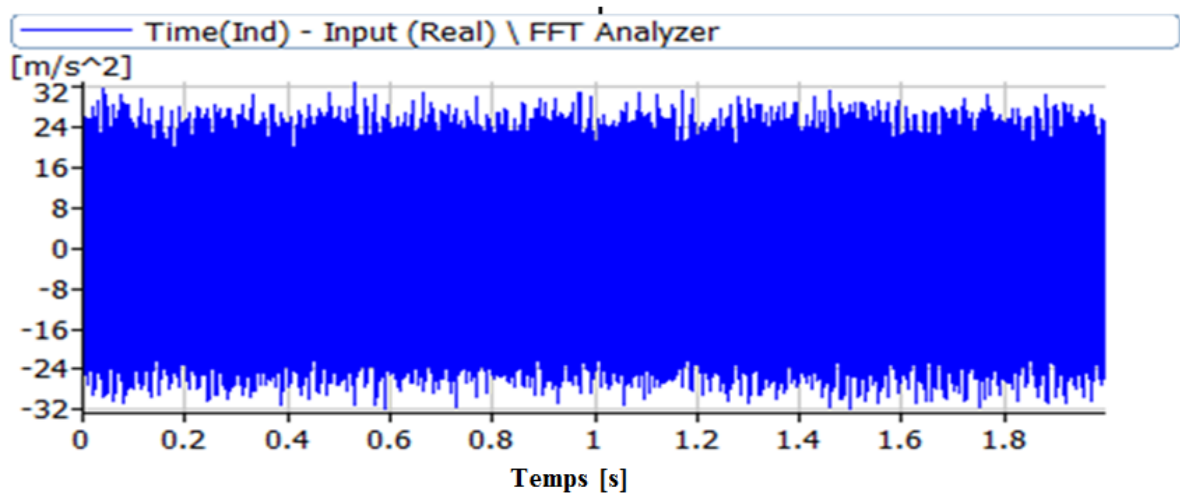


Figure 53 – Signal d'accélération mesurée sur le palier 4 du réducteur, dans la bande [0-200 Hz].

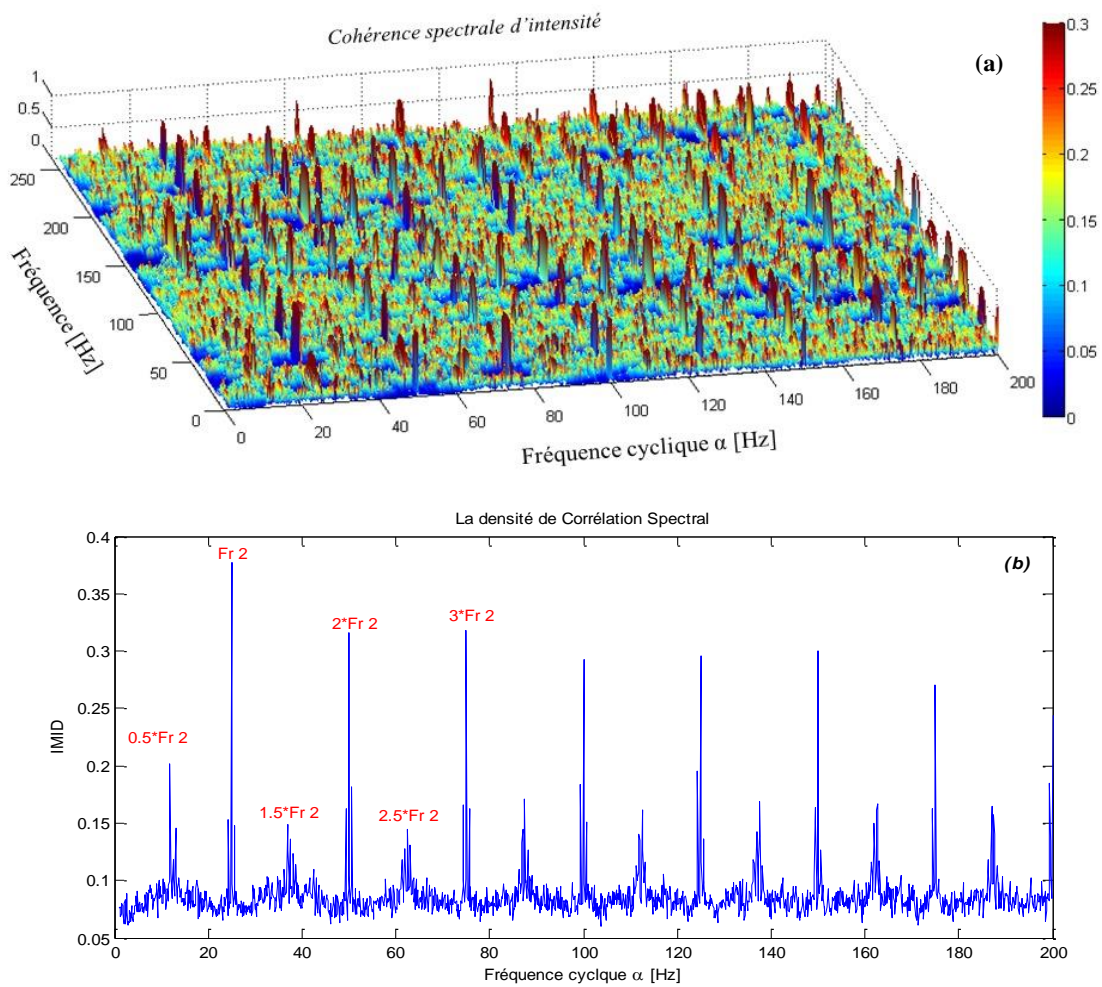


Figure 54 – Corrélation spectrale (MID) a, et son intégration (IMID) b, du signal de la figure (49).

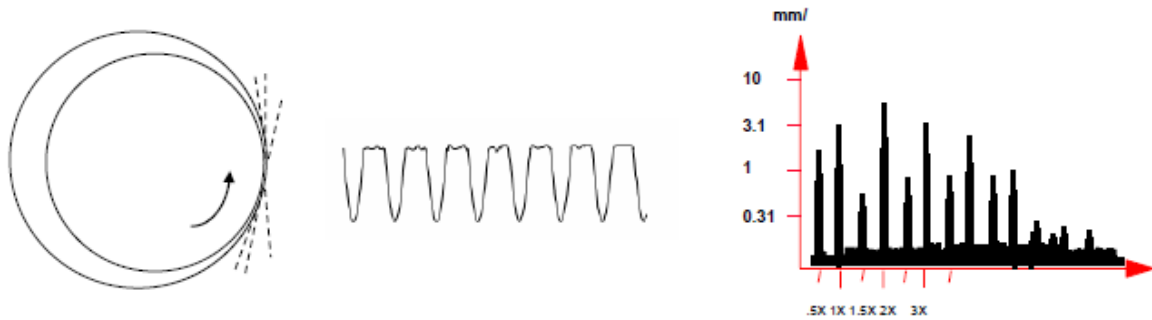


Figure 55 – Spectre typologique [5].

Remarque Importante

Le diagnostic présenté ci-dessus est basé sur des signaux qui ont été mesurés le **23/05/2013**. Une année plus tard le **02/04/2014**, une révision a été faite pour le réducteur, qui a confirmé la présence d'une usure importante dans les deux paliers d'entrée et de sortie du réducteur (Fig.56), ce qui est confirmé par notre analyse.

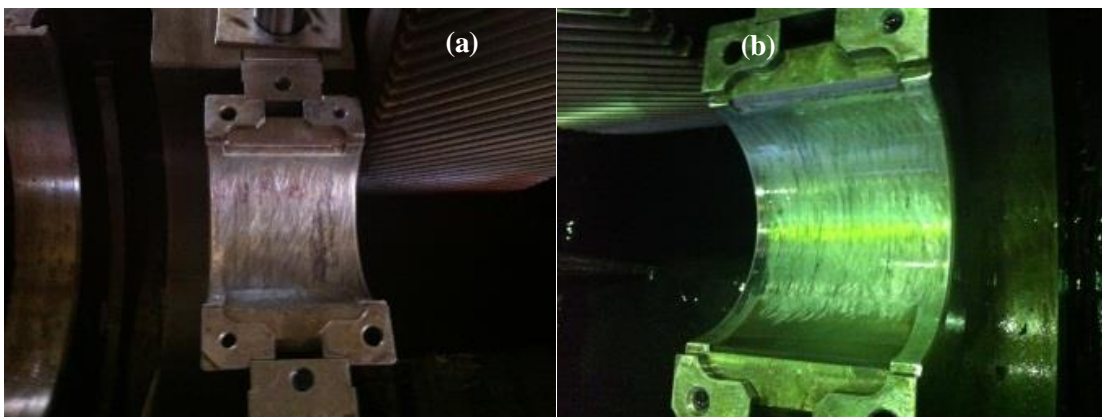


Figure 56 – Usure dans le palier 3 (a), usure dans le palier 4 (b).

IV.6.2 Analyse du réducteur en haute fréquence

Le traitement des signaux mesurés sur les paliers du réducteur dans des bandes de fréquences élevées, par l'analyse spectrale a permis de mettre en évidence la présence d'usures sur un grand nombre de dents des roues du réducteur. Nous avons voulu confirmer ce résultat par l'application de la cyclostationnarité.

L'application du MID sur un signal mesuré dans la bande de fréquence [0-25600Hz] sur le palier 3 du réducteur (Fig.57), montre l'apparition de deux fréquences cycliques : la première pour $\alpha_1=3,81 \cdot 10^{-4} \cdot f_s \approx 25$ Hz correspondant à la fréquence de rotation de l'arbre de sortie et la deuxième pour $\alpha_2=2,28 \cdot 10^{-3} \cdot f_s \approx 150$ Hz, d'une amplitude très importante et correspondant à la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée. Les modulations de ces deux fréquences cycliques, expliquent bien la

présence d'usure généralisée des dents des deux roues, voir (Fig. 57a et b). L'application de l'IMID permet de mettre en évidence d'une manière très claire et visible les deux fréquences cycliques et leurs modulations (Fig.57b).

On constate aussi l'apparition d'une fréquence porteuse à 1196 Hz; qui correspond à la fréquence de passage des ensembles fixes d'aubes et son cinquième et sixième harmonique à 5980 Hz et 7176 Hz. Ces deux dernières correspondent aux fréquences de passages d'aubes de la roue 1 et 2 de la turbine (Fig.57a).

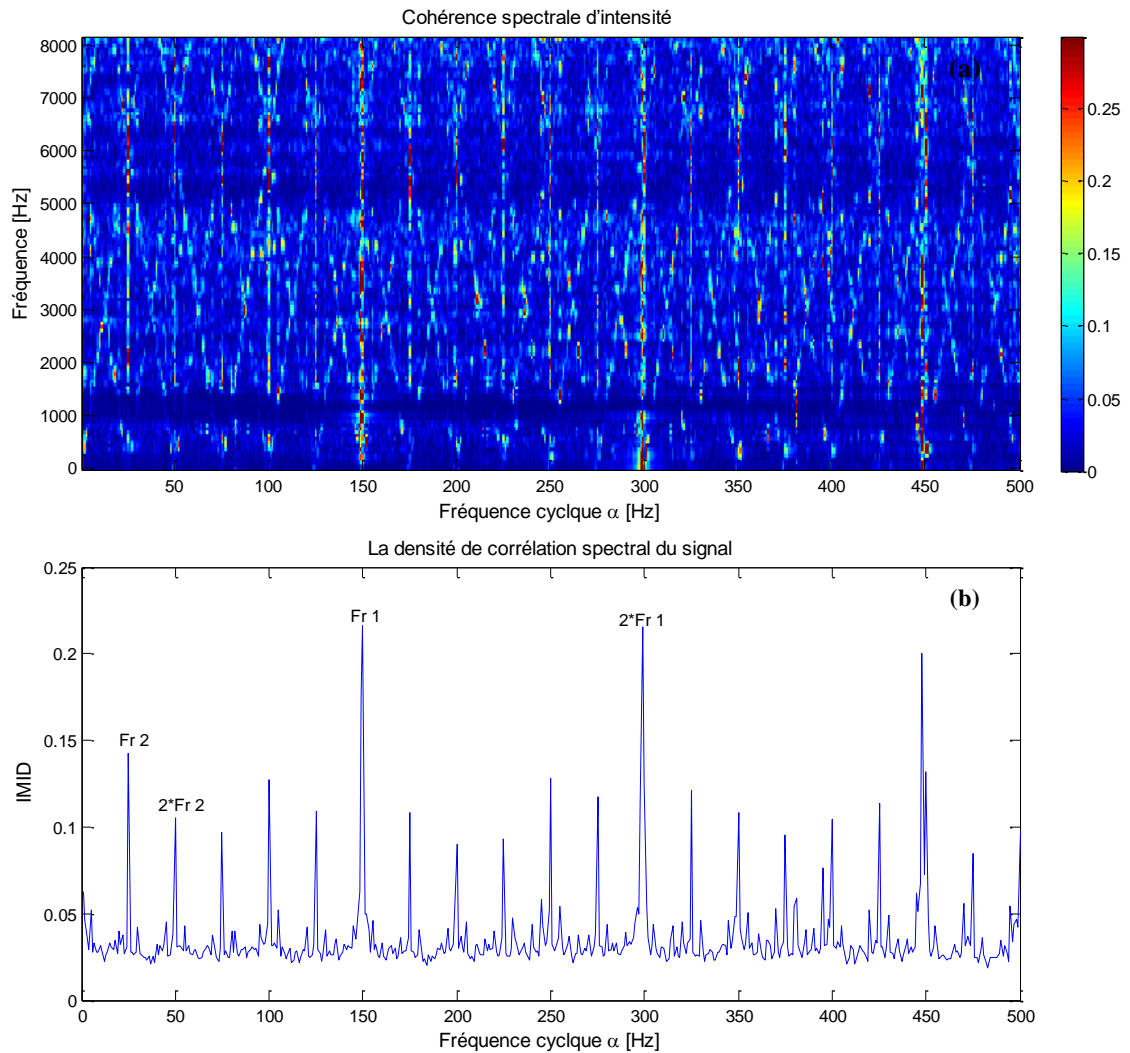


Figure 57 – Corrélation spectrale (MID)a, et son intégration (IMID) b, du signal de la figure (46).



Figure 58 – Usure des dents d’engrenage.

IV.7 Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons montré que le diagnostic des défauts combinés que se soit le roulement ou d’engrenage et les défauts du turboalternateur par des méthodes classiques de traitement des signaux a montré des limites dans l’identification des défauts qui apparaissent en basse fréquence. Pour remédier à ce problème, nous avons utilisé la méthode de la cyclostationnarité qui a un grand pouvoir de localisation des modulations présentes dans les signaux non stationnaires.

Toute fois l’analyse spectrale a permis d’identifier les défauts d’usure sur les dents des deux roues dentés du réducteur par l’apparition d’un grand nombre de pics correspondant aux deux fréquences de rotations des arbres d’entrée et de sortie du réducteur en plus de la fréquence d’engrènement et ses harmoniques. Elle a montré aussi l’apparition très claire de la fréquence de passage des aubes F_{PA} et la fréquence de passage des ensembles fixes des aubes F_{PEFA} où leurs amplitudes ont été très influencées par la diminution de la charge électrique de 6MVA à 5MVA. Malheureusement, l’analyse spectrale n’a pas permis de localiser les défauts de paliers lisses.

L’utilisation de la cyclostationnarité par l’intermédiaire de ces deux indicateurs MID et IMID a permis de mettre en évidence toutes les modulations existantes dans les signaux mesurés que ce soit en basse ou en haut fréquence. Ces deux indicateurs ont permis d’identifier le problème majeur responsable de l’élévation du niveau vibratoire dans le réducteur, qui est la présence du tourbillonnement d’huile et le frottement d’arbre dans les paliers lisses de ce dernier. Les résultats que nous avons trouvés, ont été confirmés par le service de maintenance de l’entreprise presque une année après la prise des mesures.

Conclusion

Conclusion

Toute fois l'analyse spectrale a permis d'identifier les défauts d'usure sur les dents des deux roues dentées du réducteur par l'apparition d'un grand nombre de pics correspondant aux deux fréquences de rotations des arbres d'entrée et de sortie du réducteur en plus de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. Elle a montré aussi l'apparition très claire de la fréquence de passage des aubes F_{PA} et la fréquence de passage des ensembles fixes des aubes F_{PEFA} où leurs amplitudes ont été très influencées par la diminution de la charge électrique. Malheureusement, l'analyse spectrale n'a pas permis de localiser les défauts de paliers lisses.

L'utilisation de la cyclostationnarité par l'intermédiaire de ces deux indicateurs MID et IMID a permis de mettre en évidence toutes les modulations existantes dans les signaux mesurés que ce soit en basse ou en haut fréquence. Ces deux indicateurs ont permis d'identifier le problème majeur responsable de l'élévation du niveau vibratoire dans le réducteur, qui est la présence du tourbillonnement d'huile et le frottement d'arbre dans les paliers lisses de ce dernier. Les résultats que nous avons trouvés, ont été confirmés par le service de maintenance de l'entreprise presque une année après la prise des mesures.

Références

Référence

- [1] Randall, R.B. 1997,. *Developments in Digital Analysis Techniques for Diagnostics of Bearings and Gears*. Fifth International Congress on Sound and Vibration, December 15-18, Adelaide, South Australia.
- [2] Bouzouane B., Miloudi A. & Derouiche A., 1998, *Etude du phénomène de Balourd par la Méthode de Filtrage*. Actes des 4èmes Journées Maghrébines sur la Mécanique, JMM98, 25-26 octobre 1998, Sidi Bel Abbès, Algérie.
- [3] Miloudi A., Bouzouane B., Hamzaoui N. & Boisson C. 2001, Early Detection of Faults in Bearing, proceeding of the 7th International Conference on Production Engineering, Design and Control, PEDAC'2001, Vol. II, pp 651-660, 13-15 February 2001, Alexandria, Egypt.
- [4] Mc Fadden, P. & Smith, D. 1984,.Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing. *Journal of Sound and Vibration*, 96(1), pp 69-82.
- [5] BRUEL & KJAER 1998, Détection des Défauts de Roulement par Calcul du Facteur de Crête et Analyse d'Enveloppe. Notes d'Applications.
- [6] Miloudi A., & Bouzouane B. 1999, Utilisation de l'Analyse Cepstrale dans le Diagnostic des Roulements. Actes des 4èmes Journées Maghrébines d'Etudes de Génie Mécanique, JMEGM'99, Tome 2, pp 129-134, 28-30 Novembre 1999, Constantine, Algérie.
- [7] [J. Antoni J, F. Bonnardot, A. Raad, M. El Badaoui (2004) Cyclostationnaire modelling of rotating machine vibration signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 6 :1285–314
- [8] T. kebabsa, N. Ouelaa, J. Antoni, MC. Djamaa, R. Khettabi, A. Djebala (2015) Experimental study of turbo-alternator in industrial environment using cyclostationarity analysis. *Int J Adv Manuf Technol* 81 :537-552
- [9]https://elearning.univbejaia.dz/pluginfile.php/379527/mod_resource/content/1/cour%20maintenance.pdf
- [10] A. Boulenger et C. Pachaud. *Surveillance des machines par analyse des vibrations, Du dépistage au diagnostic*, Afnor, 1998.
- [11] J. Morel. *Surveillance vibratoire et maintenance prédictive, traité mesure et contrôle, Techniques de L'Ingénieur* R6100, version 2005.
- [12] <https://www.oneprod.com/fr/blog-fr/analyse-vibratoire-les-fondamentaux/>
- [13]<http://dspace.univguelma.dz:8080/xmlui/bitstream/handle/123456789/350/MEMOIRE%20FINALE%202010.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [14] A. Boulenger et C. Pachaud. *Analyse vibratoire en maintenance, Surveillance et diagnostic des machines*, Ed. Dunod, 2003.

- [15] M. El Badaoui, M. Guillet, N. Nejjar, P. Martini et J. Danière. Diagnostic d'un train d'engrenages par analyse cepstrale synchrone. *16^{ème} Colloque GRESTI sur le traitement du signal et des images, 15-19 Septembre 1997, Grenoble. France.*
- [16] F. Bolaers, O. Cousinard, P. Marconnet et L. Rasolofondraibe, Advanced detection of rolling spalling from de-noising vibratory signals, *Control engineering practice* 12 (2004), 181-190.
- [17] D. Augeix. *Analyse vibratoire des machines tournantes, traité mesure et contrôle, Techniques de l'Ingénieur* BM 5145, version 2005
- [18] T. kebabsa, N. Ouelaa, J. A. Djebala (2015) Experimental vibratory analysis of a fan motor in industrial environment. *Int J Adv Manuf Technol* 98:2439-2447
- [19] R. Randall et J. Hee. Cepstrum analysis, Note d'application Brüel & Kjaer, 1981.
- [20] R. Randall. A new method of modeling gear faults. *Journal of Mechanical Design*, 104 (1982), 259-267.
- [21] J. Antoni. Cyclostationarity by examples, *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009) 987–1036.
- [22] C. Capdessus, M. Sidahmed, Applications. Analyse des vibrations d'un engrenage : *Cepstre, corrélation, spectre, Traitement du signal*, Volume 8 (1992), 365-372.
- [23] C. Capdessus, M. Sid Ahmed and J.L. Lacoume. Cyclostationary processes: application in gear fault early diagnosis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 14 (2000), 371-385.
- [24] Gardner WA, Spooner CM (1988) Cyclic spectral analysis for signal detection and modulation recognition. In: *Proceedings – IEEE military communications conference* 2:419–24
- [25] J. Antoni, R.B. Randall (2006) The spectral kurtosis-application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 :308–331
- [26] T. kebabsa, N. Ouelaa, J. Antoni, MC. Djamaa, R. Khettabi, A. Djebala (2015) Experimental study of turbo-alternator in industrial environment using cyclostationarity analysis. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 81 :537-552
- [27] F. Bonnardot, J. Antoni, R.B. Randall, M. El Badaoui (2004) Enhancement of second order cyclostationary signals, in : *Proceedings of the ICASSP'04, Montreal, Canada, May 17–21*
- [28] F. Bonnardot, R.B. Randall, F. Guillet (2005) Extraction of second-order cyclostationary sources—application to vibration analysis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 :1230–1244.
- [29] J. Antoni (2005) Blind separation of vibration components-principale and démonstration, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 :1166–1180.
- [30] R. Boustany, J. Antoni (2008) Blind extraction of a cyclostationary signal using reduced-rank cyclic regression—a unifying approach, *J. Mechanical Systems and Signal*

- [31] MK. Babouri, N. Ouelaa, T. Kebabsa, A. Djebala (2019) Application of the cyclostationarity analysis in the detection of mechanical defects: comparative study, *Int J Adv Manuf Technol*, Volume 103, pp 1681–1699
- [32] J. Urbane, T. Barszcz, J. Antoni. Integrated modulation intensity distribution as a practical tool for condition monitoring. *Journal of Applied Acoustics* 77 (2014), 184–194.
- [33] W.A. Gardner (1986) Measurement of Spectral Correlation, *Trans. IÉEE*, vol. 34. (5) pp 1111-1123
- [34] G. Zivanovic, W. Gardner. Degrees of cyclostationarity and their application to signal detection and estimation. *Journal of Signal Processing*, 22 (1991), 287–297.
- [35] A. Boulenger, C. Pachaud. *Diagnostic vibratoire par la maintenance préventive*, Dunod, Paris 1998.
- [36] N. Nikolaou, A. Antoniadis. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets. *NDT & International* 35 (2002), 197-205.
- [37] R. Rubini and M. Sidahmed (1997) Diagnostic of gears systems using the spectral correlation density of vibration signal, Congress SAFE process, hull
- [38] J. Antoni, R.B. Randall (2006) The spectral kurtosis-application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 :308–331
- [39] Présentation de la norme ISO 2372. Norme Internationale ISO 10816 (1995) remplace la norme ISO 2372. 1974.
- [40] Brüel & Kjær vibro. *Analyse des vibrations maintenance conditionnelle des machines tournantes*. Brüel & Kjær vibro copyright 0906 v.1-B 2005 site www.bkvvibro.com.