



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA

RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
Ecole Nationale Polytechnique

Ecole Nationale Supérieure Polytechnique

Département de Génie Mécanique
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement

MÉMOIRE DE MAGISTÈRE

Option : Construction Mécanique

Présenté par :

Baba HADJ SAID

Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique -ENP

Thème

Détection des défauts d'engrenage des machines tournantes par les méthodes d'analyse vibratoire et expérimentale

Soutenue publiquement le 26/01/2009 au Département de Génie Mécanique devant le jury constitué de :

Mr. S.LARBI, Maître de Conférences ENP

Président

Mr. M.O.SI-CHAIB, Maître de Conférences à l'UMB de Boumerdès

Examineur

Mr. M.BOUAZIZ, Maître de Conférences à l'ENP

Examineur

Mr. M.BELHANECHÉ, Dr. Chargé de cours à l'ENP

Examineur

Mr. S. RECHAK, Professeur à l'ENP

Promoteur

E.N.P 10, Avenue Hassan Badi, EL HARRACH, ALGER
Tél. (021) 52.14.92 Fax. (021) 52.29.73 Web: www.enp.edu.dz

Remerciement

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

رَبِّ أَوْزَعْنِي أَنْ أَشْكُرَ نِعْمَتَكَ الَّتِي أَنْعَمْتَ عَلَيَّ وَعَلَىٰ وَالِدَيَّ وَأَنْ أَعْمَلَ

صَالِحًا تَرْضَاهُ وَأَدْخِلْنِي بِرَحْمَتِكَ فِي عِبَادِكَ الصَّالِحِينَ

Ce travail a été réalisé au sein du Laboratoire de Recherche en Electrotechnique (L.R.E) de Génie Électrique de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger (ENP). Nous tenons à remercier les membres de ce Laboratoire pour leur accueil.

Je tiens particulièrement à exprimer, à travers ces quelques lignes, toute ma gratitude et mon profond respect à mon promoteur : Pr. S. RECHAK, pour son suivi permanent et surtout l'immense patience.

Je ne saurais présenter ce travail sans exprimer mes vifs remerciements à Monsieur LARBI S., Maître de Conférences à l'ENP, pour avoir bien voulu d'accepter de présider ce jury.

Je suis extrêmement sensible à l'honneur que me fait Monsieur M.O CHAIB., Maître de Conférences à l'université M'hamed Bougara (Boumerdès), en acceptant d'examiner ce travail et d'accepter de participer à ce jury.

Je remercie également Monsieur M.BOUAZIZ, Maître de Conférences à l'ENP, pour avoir bien voulu examiner et accepter de participer à ce jury.

Je tiens aussi à remercier Monsieur M.BELHANECHÉ, Dr. Chargé de cours à l'ENP, pour avoir bien voulu examiner et accepter de participer à ce jury.

Mes sincères remerciements et ma profonde gratitude vont également aux personnels de la bibliothèque centrale surtout Ami Salah, Djamal, Krimo, Toufik et Kamal

Je n'oublierais pas mes collègues du laboratoire sans eux ce travail n'aurait pas pu être accompli. Je citerais notamment M.BOUFENAR, K.LADJEL, F.BERMAD, H.BOUCHERIT, N.HADDI, A.BOUNADJA, A.BOUZIDA, R. NOUNI, S.AIT KACI, F.TOUMERT, R.LAKHEL, T.CHERGUI, K.BENMILOUD, M.GAHAGAH, S.MESSOUADI, M. BOUZOUALEGH et LES AGENTS DU DEPARTEMENT.

Dédicaces

*Je dédie ce travail à mes parents qui j'espère qu'ils
trouveront ici le fruit de leur amour et leur souffrance pour moi ;*

A mes frères et mes sœurs ;

*A toute ma grande famille, ainsi que tous mes amis et
camarades d'étude ;*

*A tous ceux qui me connaissent et qui ne me connaissent
pas de près et de loin.*

Je dédie chaleureusement ce travail.

Saba...

ملخص :

إن تدهور عمل الآلات الدورانية سواء كان عرضيا أو بسبب تآكل بعض الأجزاء الميكانيكية وبروز خلل مما يؤدي إلى تغير من سلوك الإهتزازات عملية معقدة للغاية. هذا العمل هو إسهام في رصد الإهتزازات ولصيانة علية السرعات من خلال الدراسة الإحصائية لتأثير بعض العيوب على إشارات الإهتزازات في مجالات مختلفة (الوقت, التواتر ceptrales, wavelets).

وتحقيقا لذلك, عملنا على إنشاء منصة تجارب تسمح لنا بمحاكاة مخفض سرعات بسيط وذلك بإدخال عيوب (محلبة أو موزعة) على أسنان التروس الأسطوانية وفي الأخير, فإن النتائج المتحصل عليها من خلال هذه الدراسة تسمح لنا بوضع خطة لمراقبة وتشخيص أعطاب المسننات.

كلمات مفتاحية :

الآلات الدورانية, منصة تجارب, دراسة تجريبية, تحليل إحصائي, cepstre, ondelettes, تواتر, عيوب مسننات.

Résumé

Les processus de détérioration des machines tournantes, qu'ils soient accidentels ou résultant de l'usure normale des éléments mécaniques, sont en général très complexes. L'apparition d'un défaut se traduit par une modification du comportement vibratoire. Ce travail est une contribution au suivi vibratoire et à la maintenance d'une boîte de transmission par engrenages. Il consiste à étudier l'effet de certains défauts à partir de l'étude statistique des signaux vibratoires dans différents domaines (temporel, fréquentiel, ondelettes et cepstrales).

A cet effet, un banc d'essais d'engrenages a été conçu pour simuler le fonctionnement d'un réducteur industriel. Le protocole d'essai (simulation expérimentale) consiste à introduire des défauts locaux et distribués sur les dents des engrenages cylindriques droits. Enfin, les résultats obtenus à partir des signatures vibratoires dans différents domaines permettent de dresser une démarche de diagnostic pour la surveillance de transmission par engrenage.

Mots clés : machine tournante; banc d'essais; étude expérimentale; analyse statistique; ondelettes; spectre; cepstre; défauts d'engrenage.

Abstract

The deterioration process of rotating machines whether accidental or caused by normal wear of mechanical parts are usually very complex. The emergence of a defect induces a change in the vibration behaviour. This work is a contribution to vibration monitoring and maintenance of a Gear drive. It consists of studying the effect of some defects from the statistical approach of vibration signals in different areas (time, frequency, wavelets and cepstrales).

For this purpose, a test bench gear is designed to simulate the functioning of an industrial reducer. The trial protocol (experimental simulation) consists in introducing local and distributed defects on the teeth of spur. Finally, the obtained results from the vibration signatures in different fields allow developing a diagnostic for monitoring transmission gear.

Keywords: rotating machine; test bench; experimental study; statistical analysis; wavelet, spectre; cepstre; gear fault.

NOMENCLATURE

Niveau harmonique N°1 : Niveau du premier harmonique de la fréquence de l'engrènement	(dB)
Niveau harmonique N°2 : Niveau du deuxième harmonique de la fréquence de l'engrènement	(dB)
Niveau harmonique N°3 : Niveau du troisième harmonique de la fréquence de l'engrènement	(dB)
Rhomonique : (anagramme du mot Harmonique)	(dB)
Q_i : Quéfrencence (anagramme du mot Fréquence)	(s)
T_{acq} : Temps d'acquisition d'un signal	(s)
f_{max} : Plage de fréquence maximale de mesure	(Hz)
f_e : Fréquence d'échantillonnage	(Hz)
N_e : Nombre d'échantillon	
RMS : Valeur efficace	
FFT : Transformée de Fourier Rapide	
Défaut N°1 : Défaut local progressif occupe 1/3 de la largeur de la dent ;	
Défaut N°2 : Défaut local progressif occupe demi largeur de la dent	
Défaut N°3 : Défaut local sous forme d'une rayure sur toute la largeur de la dent	
Défaut N°4 : Arrachement complète d'une dent	
Défaut N°5 : Défaut réparti uniformément sur toutes les dents	
Défaut N°6 : Arrachement complet de deux dents	

Table des Matières

<i>Introduction Générale</i>	1
------------------------------------	---

Chapitre I: Approche bibliographique sur la maintenance et la surveillance vibratoire des engrenages

I.1. Problématique	4
I.2. Les différentes formes de maintenance	5
I.2.1. Maintenance corrective.....	6
I.2.2. Maintenance préventive.....	6
I.2.2.1. Maintenance systématique	6
I.2.2.2. Maintenance conditionnelle	6
I.3. Méthodes de surveillance des machines	7
I.3.1. Surveillance traditionnelle	7
I.3.2. Surveillance par analyse de lubrifiant.....	8
I.3.3. Surveillance par analyse de vibrations	8
I.3.3.1. Méthode du seuil.....	9
I.3.3.2. Analyse temporelle	10
I.3.3.3. L'analyse fréquentielle.....	10
I.3.3.4. L'analyse cepstrale.....	12
I.3.3.5. L'analyse par la transformée d'ondelette.....	14
Conclusion	17

Chapitre II: Caractéristiques des défauts dans les réducteurs à engrange

Introduction	20
II.2 Principaux défauts dans les transmissions par engrenages	21
II.2.1 Défauts des composantes dûs aux engrenages	21
II.2.1.1 Fléchissement des dents sous l'effet de charge	21
II.2.1.2 Usure uniforme des dents	21
II.2.1.3 Composante « fantôme » (défaut de profil).....	22
II.2.1.4 Défaut localisé sur une dent.....	23
II.2.1.4.1 Écaillage (spalling)	23
II.2.1.4.2 Fissuration (cracks).....	24
II.2.1.5 Défaut réparti sur plusieurs dents	24
II.2.1.5.1 Usure abrasive et adhésive	24
II.2.1.5.2 Piqûres (Pitting)	25
II.2.1.6 Rapport de conduite ϵ_α et de recouvrement ϵ_β	25
II.2.2 Défauts des composantes qui ne sont pas dues aux engrenages.....	26
II.2.2.1 Le balourd.....	26
II.2.2.2 Le désalignement	27
II.2.2.3 L'excentricité ou défaut de faux-rond	28
II.2.2.4 L'entraxe de fonctionnement	31
II.2.2.5 Les roulements.....	31
Conclusion sur les caractéristiques des défauts dans les réducteurs à engrange	33

Chapitre III : Dispositif expérimental

Introduction	37
III.2. Descriptif du banc d'essais.....	37
III.3.Choix des défauts à simuler sur le modèle expérimental	39
III.3.1. Défaut local	39
III.3.2. Défaut distribué	40
III.4. Conditions expérimentales et organisation des essais	41
III.5. Quantification des signaux vibratoires	42

Chapitre IV : Analyse des vibrations dues à des défauts d'un engrenage droit résultats et discussions

Introduction	44
IV.1 Rappels sur les conditions et les hypothèses appliquées aux signaux échantillonnés ..	44
IV.2 Etude l'effet des défauts sur le comportement des engrenages droits	45
IV.2.1 Etude expérimentale d'un défaut local	45
IV.2.1.1 Analyse statistique des données issues à partir des signaux temporels	45
a. Influence du couple	45
b. Influence de la vitesse	49
IV.2.1.2 Analyse des données issues à partir des spectres	51
IV.2.1.3 Analyse des données issues à partir des coefficients d'ondelettes.....	57
IV.2.2 Etude expérimentale d'un défaut distribué.....	61
IV.2.2.1 Analyse statistique des données issues à partir des signaux temporels	62
a. Influence du couple	62
b. Influence de la vitesse	64
IV.2.2.2 Analyse des données issues à partir des spectres	66
IV.2.2.3 Analyse des données issues à partir des coefficients d'ondelettes.....	71
IV.3 Comparaison de l'étude d'accélération et du bruit	73
IV.4 Analyse cepstrale un défaut local	74
Conclusion.....	76

Conclusion générale et perspectives	77
Références bibliographiques	79
Annexes	82

Liste des Figures

I.1 Différentes formes de maintenance.....	5
I.2 Méthodes de surveillance des machines	7
I.3 Evaluation du niveau global de vibration en fonction de temps.....	10
I.4 Signal temporel de mesure d'accélération	11
I.5 Analyse cepstrale d'un réducteur sans et avec défaut local d'engrenages.....	14
I.6 Filtrage passe-bas et passe-haut	17
I.7 Filtrage avec réduction d'échantillons	17
I.8 Exemple de décomposition d'un signal sinusoïdal avec bruit	17
I.9 Décomposition du signal en plusieurs niveaux.....	18
II.1 Fléchissement des dents sous l'effet de charge	21
II.2 Déviations de profil idéal et spectre de dent en raison de l'usure uniforme.....	22
II.3 Evolution des raies fantômes en fonction de la charge.....	22
II.4 Evolution des raies fantômes avec l'usure	23
II.5 Effet d'un défaut localisé sur une dent	23
II.6 Défauts réels d'engrenage réparti et localisé.....	24
II.7 Effet d'un défaut réparti sur plusieurs dents.....	24
II.8 Définition des rapports de conduite ϵ_α et de recouvrement ϵ_β	25
II.9 Réduction du bruit d'engrènement avec l'angle d'hélice.....	26
II.10 Effet du balourd sur le spectre de vibration.....	26
II.11 Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison	27
II.12 Influence des défauts de déviation et d'inclinaison sur le niveau vibratoire d'un engrenage hélicoïdal ($\epsilon_\beta \geq 1.0$).	28
II.13 Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond	29
II.14 Exemple caractéristique de localisation des bandes latérales dues à l'excentricité	29
II.15 Influence de l'entraxe de fonctionnement sur le bruit rayonné par 3 couples d'engrenages droits.....	30
II.16 Défauts réels de roulements réparti et localisé	31
II.17 Description schématique d'une boîte de transmission.....	34
III.1 Photographie du banc d'essais	38
III.2 Visualisation du défaut local	40
III.3 Visualisation du défaut distribué.....	40
IV.1 Signal temporel (sans défaut, couple 0 N.m et vitesse 1500 tr/mn).....	46
IV.2 Signal temporel (défaut N°3, couple 10 N.m et vitesse 1200 tr/mn).....	46
IV.3 Signal temporel (défaut N°4, couple 25 N.m et vitesse 1500 tr/mn)	46
IV.4 Influence du défaut local en fonction du couple issu à partir des signaux temporels.....	48
IV.5 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issu à partir des signaux temporels..	50
IV.6 Représentation de quelques spectres de fréquences en fonction du couple.....	52
IV.7 Influence du défaut local en fonction du couple issu à partir des spectres	53
IV.8 Représentation de quelques spectres de fréquences en fonction de la vitesse	54
IV.9 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issu à partir des spectres	56
IV.10 Représentation en ondelettes défaut N°4 [vitesse 1500 tr/mn et couple 25 N.m]	58

IV.11 Influence du défaut local en fonction du couple issu à partir des ondelettes	59
IV.12 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issu à partir des ondelettes	60
IV.13 Signal temporel (défaut distribué, couple 10 N.m et vitesse 1500 tr/mn).....	62
IV.14 Signal temporel (arrachement de deux dents, couple 25 N.m vitesse 1500 tr/mn).....	62
IV.15 Influence du défaut distribué en fonction du couple issu à partir des signaux temporels...	63
IV.16 Influence du défaut distribué en fonction de la vitesse issu à partir des signaux temporels.	64
IV.17 Représentation de quelques spectres de fréquence en fonction du couple.....	66
IV.18 Influence du défaut distribué en fonction du couple issu à partir des spectres	67
IV.19 Représentation de quelques spectres de fréquence en fonction de la vitesse.....	68
IV.20 Influence du défaut distribué en fonction de la vitesse issu à partir des spectres	70
IV.21 Influence du défaut local en fonction du couple issu à partir des ondelettes	71
IV.22 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issu à partir des ondelettes	72
IV.23 Représentation spectrales et cepstrales en fonction du couple d'un défaut local	75

Liste des Tableaux

Tableau II.1 Localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages	20
Tableau III.1 Les paramètres statistiques	42
Tableau IV.1 Influence des différents paramètres en fonction du couple.....	47
Tableau IV.2 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse	49
Tableau IV.3 Influence des différents paramètres en fonction du couple.....	52
Tableau IV.4 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse	55
Tableau IV.5 Détail de distribution des fréquences	57
Tableau IV.6 Influence des différents paramètres en fonction du couple.....	59
Tableau IV.7 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse	60
Tableau IV.8 Influence des différents paramètres en fonction du couple.....	62
Tableau IV.9 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse	65
Tableau IV.10 Influence des différents paramètres en fonction du couple.....	67
Tableau IV.11 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse	69
Tableau IV.12 Influence des différents paramètres en fonction du couple.....	71
Tableau IV.13 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse	72
Tableau IV.14 La comparaison entre conclusions de l'effet des paramètres sur les grandeurs d'accélération et de bruit	73

INTRODUCTION GENERALE

L'augmentation de la fiabilité d'exploitation, la maîtrise totale de la fonctionnalité des équipements et la réduction des coûts de maintenance sont parmi les objectifs préoccupants des entreprises à l'heure actuelle. Le problème devient de plus en plus important à cause des performances plus élevées qui sont demandées aux machines (vitesses de rotation plus élevées, efforts dynamiques plus importants,...). De plus, l'utilisation des machines de grande puissance, dans des ensembles plus complexes, rend difficilement envisageable le remplacement rapide d'éléments défaillants.

On conçoit donc aisément dans ce contexte, la nécessité, pour les responsables de maintenance, de chercher à n'intervenir que lorsque c'est indispensable. Ajoutons aussi que, les facultés humaines n'étant pas extensibles à l'infini, la complexité des installations actuelles impose le recours à de nouveaux outils, capables d'apporter une aide efficace à la décision. Ces outils doivent permettre d'évaluer rapidement l'état de santé d'une machine sans arrêter ou perturber son fonctionnement.

Pour établir ce diagnostic, il faut s'appuyer sur le fait qu'une machine émet vers l'extérieur de nombreux signaux qui sont symptomatiques de son fonctionnement, tel que la chaleur dégagée, la puissance absorbée, le bruit, les vibrations, parmi les signaux fournis, les vibrations présentent des avantages considérables dûs à la richesse des informations qu'elles véhiculent, de leur transmission quasi-instantanée et de leur rapport direct avec les mouvements d'un mécanisme.

Une machine en bon état produit un niveau donné de vibrations. L'apparition d'un défaut ou d'une anomalie se traduit par une modification des caractéristiques de cet état de référence. C'est pourquoi la plupart des méthodes modernes de maintenance des machines font appel à l'analyse du comportement vibratoire. Ces méthodes modernes de maintenance sont basées sur le passage vers une maintenance prédictive (conditionnelle) susceptible de prévoir, avec suffisamment de précision, l'évolution de l'état d'une machine.

De tout temps, l'engrenage a été utilisé dans les mécanismes de transmission de mouvement de précision ou de puissance. Il y a des milliers d'années, les chinois l'utilisaient déjà dans un système différentiel monté sur un chariot qui leur indiquait en permanence la direction du Sud au cours de leurs voyages [1]. Suivant l'évolution des technologies et taillé dans différents matériaux comme le bois, l'acier, puis les matières plastiques, l'engrenage a subi de nombreuses évolutions liées aux utilisations spécifiques, et à la diversité des domaines d'application.

Aujourd'hui, les progrès réalisés au niveau des méthodes de fabrication et des outils de taillage ont permis de réaliser des géométries nouvelles et précises, ainsi que des dimensions de plus en plus petites. Les engrenages sont utilisés dans des domaines très variés allant des organes artificiels de régulation utilisés en transplantation chirurgicale jusqu'à au systèmes de précision en télécopie terrestre, en passant bien-sûr par les systèmes de transmission de puissance en mécanique et en aéronautique. [2]

Les principaux atouts des transmissions par engrenages peuvent être résumés par un rapport de transmission indépendant de la puissance transmise, par une précision dans le mouvement global, par un rendement élevé, et par une puissance transmissible par unité de masse importante, dans des gammes de vitesses très variées. [3].

La modélisation numérique est une approche pour les partisans du calcul. Cette méthode consiste à comparer, pour une machine à surveiller, les réponses de la modélisation de la machine avec défauts aux réponses mesurées lorsque les défauts peuvent apparaître. Quand le système mécanique ou la machine devient trop complexe, on peut éventuellement se servir d'une modélisation partielle et extrapoler à partir de modèles connus. L'inconvénient principal de cette approche en dehors du fait que la modélisation numérique est une opération assez difficile et longue, est qu'il faut recommencer les calculs à chaque fois car la modélisation d'une machine est spécifique.

Une seconde approche repose sur l'observation fine des comportements et l'expérimentation. Notre objectif est de déterminer une détection prédictive basée sur la mesure des signaux vibratoires d'un mécanisme de transmission de puissance par engrenages. Ce travail est une contribution au suivi vibratoire et à la maintenance des boîtes de transmission de puissance par engrenage. Une boîte de transmission est constituée de plusieurs éléments mécaniques (arbre, palier, engrenage,...) et un mauvais fonctionnement de cette boîte peut être dû à un ou plusieurs défauts dans un ou plusieurs de ces éléments. Ainsi vient l'importance d'isoler et de caractériser les défauts qui existent dans chaque élément. Une fois les défauts connus et isolés, on peut procéder à la qualification et à la quantification de leurs influences sur la réponse dynamique du système.

Notre travail rentre dans la stratégie du Laboratoire de Génie Mécanique et Développement (**LGMD**) dans l'acquisition d'un certain savoir faire quant à la détection et le diagnostic de défauts dans les structures mécaniques. Ce travail forme un maillon d'une chaîne pour arriver un jour, après études de méthodes de traitement du signal et de collecte de données concernant plusieurs organes de structures mécaniques, à l'élaboration d'un système de diagnostic expert.

Enfin, l'organisation des différents chapitres retenus pour la présentation de ce document traduit la démarche que nous avons suivie. Le chapitre I est une synthèse sur la notion de la maintenance et ses différents concepts ainsi que les méthodes de surveillance des machines tournantes et les techniques de traitement du signal. Le chapitre II comporte aussi une synthèse des paramètres qui agissent sur les excitations d'engrènement afin de mieux séparer les défauts des composantes dûs aux engrenages (usure uniforme des dents, composante « fantôme » (défaut de profil)...) et les défauts des composants qui ne sont pas dûs aux engrenages (le désalignement, l'excentricité ou défaut de faux-rond). Le dispositif d'essais, choix des défauts à simuler sur le modèle expérimental (défauts locaux et distribués) et les paramètres influant sur les engrenages droits (variation du couple, variation de la vitesse) sont abordées au chapitre III. A l'issue du quatrième chapitre, les premiers résultats de mesures donnent une idée sur la capacité d'indiquer la présence d'un défaut local ou distribué. Ceci sera réalisé à partir d'une étude statistique des signaux vibratoires issus du banc d'essai dans différents domaines (temporels, fréquentiels, ondelettes et cepstrales). Une conclusion sera tirée à la fin de cette étude, vu les résultats expérimentaux obtenus, qui nous permettront de mieux aborder le diagnostic d'un système de transmission par engrenage.

Chapitre I

Approche bibliographique sur la maintenance et la surveillance vibratoire des engrenages

Sommaire

I.1 Problématique	4
I.2 Les différentes formes de maintenance	5
I.2.1 Maintenance corrective.....	6
I.2.2 Maintenance préventive.....	6
I.2.2.1 Maintenance systématique	6
I.2.2.2 Maintenance conditionnelle	6
I.3 Méthode de surveillance des machines	7
I.3.1 Surveillance traditionnelle	7
I.3.2 Surveillance par analyse de lubrifiant.....	8
I.3.3 Surveillance par analyse de vibrations	8
I.3.3.1 Méthode du seuil	9
I.3.3.2 Analyse temporelle	10
I.3.3.3 L'analyse fréquentielle.....	10
I.3.3.4 L'analyse cepstrale.....	12
I.3.3.5 L'analyse par la transformée d'ondelette.....	14
Conclusion	17

Approche bibliographique

I.1 Problématique

L'intérêt industriel et économique que présente la surveillance des machines tournantes a permis de mettre au point, pendant ces dernières années, des méthodes élaborées de diagnostic de l'état de fonctionnement de ces machines. Toutes les méthodes de surveillance de l'état mécanique d'une machine sont basées sur, l'étude des modifications d'un certain nombre de paramètres caractéristiques de fonctionnement de la machine.

Les réducteurs (ou multiplicateurs) à engrenages sont très répandus en mécanique ; on les trouve dans tous types d'industries, de procédés, par exemple : automobile (boîtes de vitesse), aéronautique (hélicoptères), cimenteries, raffineries. Ce sont des éléments mécaniques très sollicités, et ils peuvent présenter des défaillances limitant leur durée de vie.

Vu, leur importance, il n'est donc pas étonnant de voir qu'ils aient été (et qu'ils soient) l'objet de nombreuses études portant sur le calcul, le dimensionnement, l'étude des matériaux, la lubrification, l'analyse des défauts [4] ; [5] et [6], sur les techniques de surveillance et de diagnostic de défauts, pour éviter les ruptures soudaines (par exemple dans les hélicoptères) pour diminuer les coûts de maintenance en milieu industriel en pratiquant la maintenance dite conditionnelle [7] et [8].

Parmi, les méthodes de surveillance des systèmes en fonctionnement, on peut citer les mesures de température et de pression. Elles fournissent une indication sur l'état global du système, à condition de connaître les ordres de grandeurs de ces quantités dans les cas de fonctionnement défini comme normal. Les mesures de température par exemple, peuvent être prises sur une surface jouxtant un contact entre deux éléments, ou dans un fluide (huile) entourant le contact. Les résultats des mesures sont exploitées en les comparant à des seuils acceptables : elles permettent de déceler un état anormal du système, mais ne permettent pas forcément de déceler avec précision l'origine du dysfonctionnement, ni un diagnostic précoce. L'avantage de ces méthodes réside dans le fait qu'elles sont utilisées sur un système en fonctionnement, et que l'exploitation en découlant, la décision d'arrêt suivant un seuil, est relativement simple.

L'analyse de lubrifiant constitue un moyen efficace de surveillance des systèmes tels que les moteurs thermiques, les réducteurs, les systèmes hydrauliques. Les modifications des caractéristiques d'un lubrifiant peuvent être de deux natures principales : la dégradation, liée à l'oxydation du lubrifiant, ou la contamination, liée à la présence de débris d'usure provenant des organes mécaniques du système [9]. De ce fait, les moyens de surveillance permettent de surveiller les deux types d'altérations, il s'agit de l'analyse physico-chimique, et du contrôle du taux de contamination par chromatographie, photométrie, spectrométrie...etc. Le contrôle de la contamination fournit des informations concernant la présence et l'identification de métaux, ainsi qu'un ordre de grandeur de la taille des particules trouvées. Ces données permettent d'apprécier la sévérité de l'endommagement des organes mécaniques. Ainsi, cette technique permet notamment de déceler des cas de micropitting, non identifiables à partir d'analyse vibratoire. Cependant, il est souvent impossible d'isoler le ou les composants incriminés, puisque le nombre d'éléments d'un système susceptibles de produire des particules métalliques est important. D'autre part, les avaries à évolution rapide ne peuvent être suivies par analyse de lubrifiant.

Il existe d'autres méthodes, moins répandues que les précédentes mais néanmoins intéressantes. Citons par exemple l'analyse acoustique, travail de [10] qui permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés (le plus souvent) à distance de l'équipement, ou le contrôle ultrasonore, qui permet de détecter des défauts de faible amplitude à haute fréquence (tels que l'initiation de la dégradation d'un roulement).

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

I.2 Les différentes formes de maintenance

Il existe différentes conceptions de maintenance, qui se traduisent dans la littérature spécialisée par les termes de curatif, correctif, prévisionnel, prédictif, conditionnel, selon l'état, etc. [11], [12]. La figure I.1 montre les deux aspects principaux de maintenance.

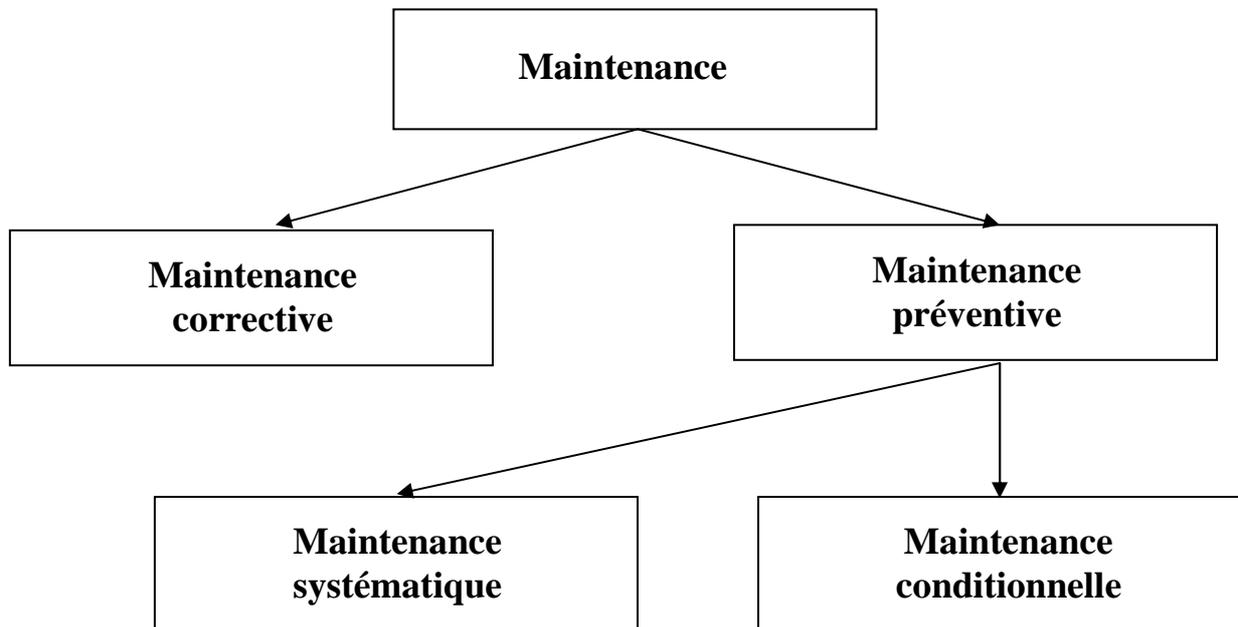


Figure I. 1 Différentes formes de maintenance

I.2.1 Maintenance corrective

La maintenance corrective, encore appelée « fonctionnement jusqu'à la rupture » ou « arrêt sur panne », est une méthode de maintenance qui demande peu d'engagement. Dans le contexte actuel, cette approche se révèle souvent la plus chère et la plus dangereuse. En théorie, elle ne devrait plus exister, même pour des industries qui possèdent de nombreuses machines peu coûteuses, et qui peuvent les doubler systématiquement.

I.2.2 Maintenance préventive

La maintenance préventive qualifie celle effectuée selon des critères prédéterminés, dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'une machine, ou la dégradation du service qu'elle rend. Dans le cadre de cette maintenance, on peut opérer selon un échéancier établi par avance, en fonction de la durée d'usage (maintenance systématique), ou en fonction d'événements révélateurs de l'état de dégradation de la machine (maintenance conditionnelle)

I.2.2.1 Maintenance systématique

La maintenance systématique a été la première à s'imposer, parce qu'elle ne demande pas de moyen d'analyse. Elle se traduit par des arrêts réguliers de la machine, avec démontage, contrôle et remplacement systématique d'organes. La date de l'arrêt est planifiée par l'expérience ou en fonction d'impératifs de sécurité.

L'inconvénient d'une telle procédure est le risque d'un démontage inutile de la machine, occasionnant une perte de temps, de production et donc sanctionnée par une perte d'argent. De plus, le redémarrage d'une machine refroidie, dans laquelle des éléments ont été changés, exige de nouveaux réglages parfois longs et délicats (alignement par exemple). Il se peut aussi que la défaillance survienne entre deux démontages, et provoque des dégâts importants avec arrêt de l'installation. Mais, si l'on augmente la fréquence des révisions, on accroît aussi l'incidence des erreurs humaines lors des interventions de remise en service. L'expérience montre que ce type de maintenance n'est pas économique, car le taux de panne de beaucoup de machines n'est pas amélioré par le remplacement systématique.

Ce mode de maintenance est essentiellement basé sur la statistique. Bien que simpliste, il reste encore le plus utilisé à l'heure actuelle, souvent parce qu'il ne demande pas d'analyse de comportement, alors que la plupart des spécialistes le contestent pour des raisons économiques. L'avenir est cependant tracé par la maintenance conditionnelle.

I.2.2.2 Maintenance conditionnelle

Contrairement à la précédente, celle-ci n'est pas basée sur la statistique, mais sur l'induction scientifique. Par cet aspect, elle rappelle le principe fondamental des sciences expérimentales, l'interaction permanente entre l'observation de faits réels et l'élaboration de théories. Cette forme de maintenance possède aussi des objectifs bien ambitieux. Pour une machine, elle permet de déterminer d'une part, quel organe défaillant devra être remplacé et, d'autre part, la date à laquelle est imposée l'intervention. Bien évidemment pour faire de telles prédictions, il est nécessaire d'accéder à une bonne compréhension du comportement interne de la machine, et par exemple, à une bonne interprétation des phénomènes vibratoires. En effet, il n'est pas possible de prédire l'avenir d'une machine sans connaître son état de santé au temps précis par rapport à un état de référence initial. Les avantages de ce type de maintenance sont :

- élimination d'arrêts imprévus (fiabilité et productivité accrues)
- élimination des dommages secondaires (un roulement défectueux non détecté à temps peut détruire une boîte vitesse ou provoque un incendie)
- élimination du gaspillage des pièces de rechange (pas de remplacements inutiles)
- réduction du stock de pièce de rechange (l'alarme est donnée suffisamment tôt pour que l'on puisse commander les pièces nécessaires)
- réduction du nombre des arrêts (en profitant d'un arrêt et production planifiée pour effectuer la réparation, en intervenant sur plusieurs machines lors d'un seul arrêt)
- amélioration de la sécurité des personnels, de la qualité du service

Les avantages d'une maintenance conditionnelle bien conçue sont tellement évidents qu'elle devrait être implantée dans la plupart des entreprises.

I.3 Méthode de surveillance des machines

Le terme de surveillance de l'état d'une machine regroupe l'ensemble des opérations qui permettent de quantifier la capacité d'un matériel à remplir sa fonction par rapport à des caractéristiques et consignes définies soit au départ soit au cours du fonctionnement. Le principe consiste à établir un diagnostic en choisissant un ou plusieurs paramètres de fonctionnement à des données standards (ou d'expertise) caractérisant la présence d'anomalies de fonctionnement. Ce diagnostic présente donc l'intérêt de permettre la détermination de l'instant où commence une dégradation, et de décider ainsi de l'intervention au moment optimal. La figure I.2 regroupe les méthodes utilisées dans l'industrie pour effectuer des opérations surveillance [12] et [11].

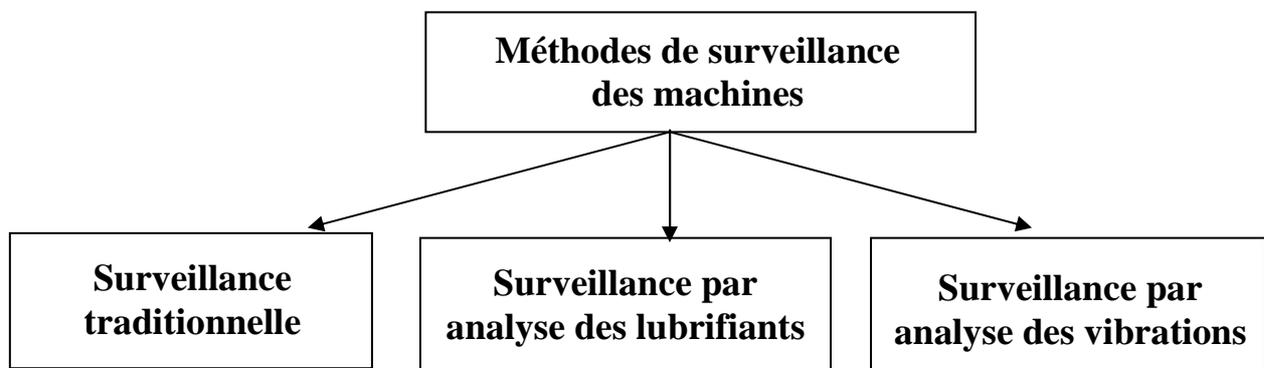


Figure I. 2 Méthodes de surveillance des machines

I.3.1 Surveillance traditionnelle

Ces méthodes contiennent celles qui sont utilisées depuis longtemps par le service de maintenance. Parmi celles-ci, on trouve les mesures : de température, de pression, etc. La température est un paramètre très important qui peut indiquer le bon fonctionnement moyen d'une machine. Schématiquement, il existe deux types de mesure de température, soit celle :

- située dans la zone où apparaît le défaut produit par un frottement entre deux pièces,
- différée lorsque la chaleur est transmise par l'intermédiaire d'un fluide. Par exemple, pour les réducteurs à engrenage, on mesure la température d'huile près de la surface des dents où se produit le contact.

Cependant, il n'est pas toujours facile de mesurer cette température avec précision. De même, cette méthode ne permet pas de faire un diagnostic précis et exige une surveillance continue, d'où la limitation de cette technique.

La mesure de la pression peut être considérée comme une méthode complémentaire de la méthode précédente. La pression ou la dépression en un point d'une machine est un paramètre pouvant renseigner sur son état. Cette surveillance peut être faite de façon continue ou programmée. Toute anomalie constatée entraînera l'arrêt de la machine ; on devra par la suite chercher le défaut puisque généralement cette méthode ne permet aucun diagnostic.

On se contentera de dire qu'il existe encore d'autres méthodes de surveillance traditionnelle de l'état mécanique d'une machine. Parmi celles-ci, on trouve la surveillance par examen visuel, et auditif, l'émission acoustique, etc.

I.3.2 Surveillance par analyse de lubrifiant

Cette méthode est appliquée en temps différé, elle impose généralement un état particulier avec un arrêt de la machine. Cette méthode est basée sur l'analyse de la dégradation et de la contamination des huiles :

- la dégradation d'un lubrifiant se produit par oxydation ou l'action de la température et de l'oxygène de l'air. Cette dégradation entraîne une altération des caractéristiques des lubrifiants ainsi que la formation de dépôts susceptibles d'obstruer les canalisations d'huile. Ce paramètre fournira donc un certain nombre de renseignements sur le fonctionnement de la machine : refroidissement incorrect, etc.
- la contamination des lubrifiants est provoquée par des débris d'usure, des particules solides, et de l'eau en provenance de l'extérieur du système lubrifié. Le taux de contamination et la nature de cette contamination seront donc des éléments riches en informations sur l'état mécanique de la machine.

Il existe deux types d'examen des huiles, qui sont :

- a) les examens physico-chimiques qui, dans le cas des moteurs à combustion interne, donneront les informations concernant la combustion,
- b) les examens spectrométriques qui donnent les informations sur l'usure. Ainsi, on peut établir la teneur en métaux de l'huile.

Cette méthode présente même certains avantages sur l'analyse des vibrations telles que la détection de micropitting. Mais, elle présente aussi des inconvénients qui sont :

- difficulté d'établir un catalogue complet regroupant toutes les pièces susceptibles de s'user. Pour une machine donnée, de même plusieurs pièces peuvent avoir la même composition. Le diagnostic portera rarement sur l'élément mais soumettra des hypothèses sur un ensemble,
- impossibilité de prévoir les avaries à évolution rapide vu que les analyses se font à intervalles réguliers,
- les ajustements des machines modernes sont de plus en plus précis dans le souci de diminuer les usures. De ce fait, les indications contenues dans l'huile sont de plus en plus ténues. La finesse de l'analyse doit donc être de plus en plus grande et c'est elle qui fixe « résolution » de la surveillance des machines par l'analyse d'huile.

I.3.3 Surveillance par analyse de vibrations

La surveillance du système d'engrenages d'une machine tournante par l'analyse vibratoire est un thème qui a pris un grand intérêt durant les trois dernières décennies [13]. Les vibrations

issues d'une machine sont très affectées par les conditions de son fonctionnement (vitesse, charge...). Le diagnostic sera établi sur la base d'une comparaison entre les mesures effectuées et un signal de référence. Les chercheurs en traitement du signal ont développé un grand nombre de méthodes de surveillance et de diagnostic qui sont basées sur l'analyse spectrale des signaux vibratoires émis par les systèmes mécaniques en général, et les machines tournantes en particulier.

Etant donnée l'importance de cette méthode d'analyse, nous allons présenter dans la suite de ce chapitre un résumé des méthodes d'analyse vibratoire utilisées dans l'industrie pour assurer une surveillance des machines tournantes.

I.3.3.1 Méthode du seuil

Les procédés de surveillance classés dans cette première catégorie sont parmi les plus simples et les plus employés. Leurs principes reposent sur la comparaison d'un indicateur du signal vibratoire avec un seuil fixé. Si l'on considère la vie normale d'une machine, et si l'on accepte les accidents, le niveau des vibrations présente, en fonction du temps, une forme dite « en cuvette » ou en « baignoire », selon l'auteur [11], figure I.3. Cette courbe montre qu'après une période de rodage pendant laquelle le niveau diminue, s'instaure un fonctionnement normal correspondant à la « marche tranquille » de la machine. Puis, sous l'effet de l'usure, le niveau augmente jusqu'à la destruction de certains organes et la panne de la machine, dès que le niveau vibratoire atteint un certain seuil. Le problème consiste alors à définir un seuil qui agit suffisamment tôt par la destruction finale.

Les procédés classés dans cette catégorie sont les plus courants dans l'industrie. Simples à mettre en oeuvre et faciles à appliquer, ils permettent la surveillance économique des machines peu importantes.

Malheureusement, bon nombre de machines plus importantes restent encore contrôlées de cette manière. Les renseignements vibratoires recueillis, beaucoup trop brefs, plongent l'utilisateur dans l'embarras, et malgré les conseils préconisés par les normes, le choix du niveau qui décide de l'arrêt de la machine reste la préoccupation la plus importante. Doit-on laisser tourner lorsqu'un seuil d'alarme est atteint ? A cette question, le responsable de l'entretien doit répondre sans prendre de risques. Quelques fois, on laisse tourner la machine alors que les seuils sont dépassés, et l'on débranche l'alarme.

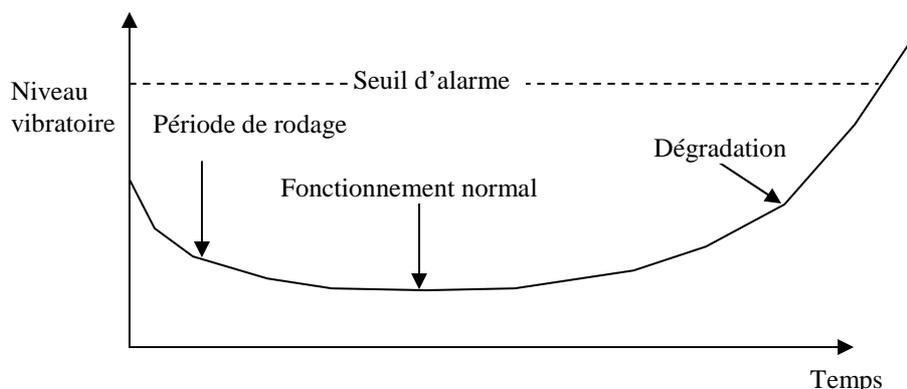


Figure I. 3 Evaluation du niveau global de vibration en fonction de temps [14]

Par ailleurs, selon les caractéristiques de la machine, de son montage, de ses accouplements avec d'autres éléments vibrants, de ses fondations, les seuils limites peuvent être différents. Les seuils ne sont en réalité applicables que pour surveiller des machines dont l'importance est réduite, ou bien pour prévenir le responsable qu'une anomalie de fonctionnement se développe, et qu'il faut maintenant faire appel à des procédés de diagnostic. Dans le cas de machines importantes qui n'existent qu'en peu d'exemplaires, ou qui travaillent dans des conditions très différentes, il n'est question ni d'arrêts inutiles, ni de risquer un endommagement important.

La méthode de seuil n'est donc pas un moyen d'analyse, et si elle possède l'avantage de prévenir l'utilisateur, elle ne lui permet pas d'établir un diagnostic de l'état de santé de la machine.

I.3.3.2 Analyse temporelle

Le signal vibratoire délivré par un capteur peut être représenté de différentes façons. La première qui vient à l'esprit est la représentation en fonction du temps figure I.4 (représentation temporelle). Cette représentation est d'ailleurs utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ses paramètres de fonctionnement (par exemple, étude de la vibration générée lors de l'ouverture d'un clapet sur un compresseur à pistons). Ce type de représentation, aisé à exploiter lorsque le signal est simple (par exemple, vibration de type sinusoïdal induite par le balourd d'un rotor); devient vite inexploitable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples. Pour qu'il puisse être interprété, le signal doit être décomposé en différentes sinusoïdales élémentaires. Si cette décomposition est théoriquement possible, sa représentation dans le domaine temporel devient vite compliquée donc inexploitable. [15]

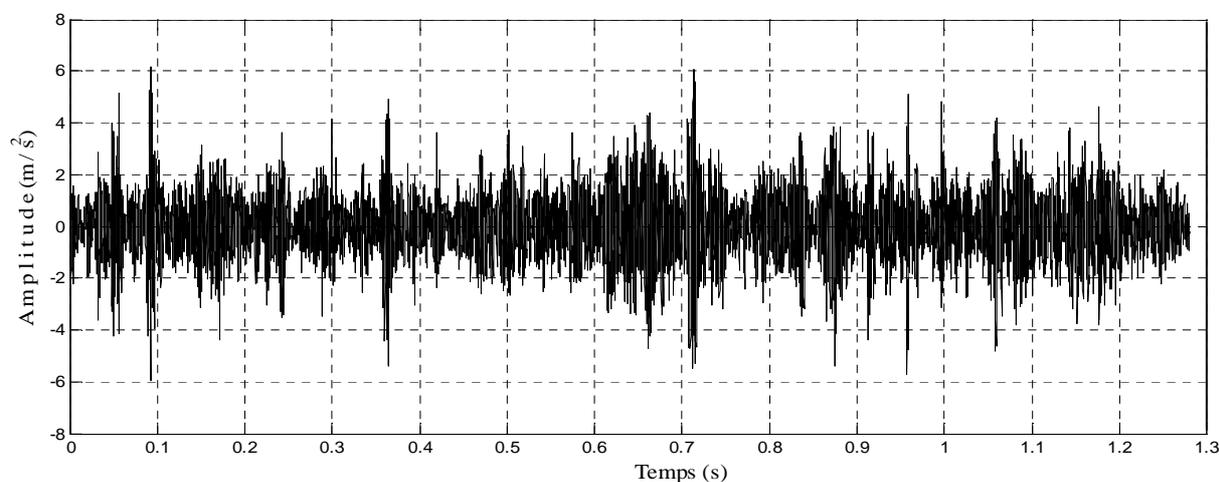


Figure I. 4 Signal temporel de mesure d'accélération

I.3.3.3 L'analyse fréquentielle

Dans certains cas, la méthode d'analyse temporelle du signal est mal adaptée pour la détection précoce des défauts. Par exemple, les défauts des engrenages peuvent être masqués par des excitations provenant d'autres éléments de la machine (roulements, aubes de turbines, éléments à mouvement alternatifs, combustion dans un cylindre de moteur,...) et ne pas être mises en évidence par des techniques d'analyse globale.

Le signal de vibration prélevé sur une machine est une composition des réponses à toute force d'excitation. L'intérêt de l'analyse spectrale est de pouvoir dissocier et identifier les sources vibratoires en fonction des caractéristiques cinématiques des différents éléments constitutifs et de leur vitesse de rotation (ou de leur fréquence de mouvement). A titre d'exemple, l'analyse en fréquence d'un signal de vibration prélevé sur un réducteur présentera, parmi d'autre, une raie à la fréquence d'engrènement, révélatrice des chocs qui apparaissent chaque fois qu'une dent engrène sur une autre. En résumé, sur le tracé d'un spectre, chaque raie pourra être reliée à une source ou à un type de défaut. Le suivi régulier d'une raie (ou d'un groupe de raies) renseignera sur l'évolution d'un défaut.

De plus, la mise en œuvre de cette analyse qui nécessitait autrefois l'enregistrement des vibrations sur la machine à surveiller, puis un traitement numérique dans le laboratoire, se trouve maintenant grandement facilitée par l'avènement d'analyseurs portatifs autonomes, capables de fournir le spectre directement en temps réel sur le site.

Physiquement, les signaux sont enregistrés sous la forme de la variation d'un paramètre (force, contrainte, amplitude, accélération, tension, pression, etc.) en fonction du temps. Or il est souvent plus facile de caractériser un signal dans le domaine fréquentiel. Cette représentation est obtenue grâce au théorème de Fourier qui démontre que toute fonction périodique $s(t)$ de période T , peut se représenter par la somme d'une série de fonctions sinusoïdales de périodes $T, T/2, \dots, T/k, \dots$ que l'on appelle série de Fourier que l'on peut écrire sous la forme d'un développement :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \exp(-j2\pi f t) dt \quad (\text{I. 1})$$

Numériquement, la transformée de Fourier discrète correspondante s'exprime comme suit :

$$S(k) = S(k\Delta f) = \frac{1}{N_e} \sum_{n=0}^{N_e-1} s(n) \exp\left(-j2\pi \frac{k n}{N_e}\right) \quad (\text{I. 2})$$

- n : le numéro de l'échantillon, de $0 \rightarrow N_e-1$
- k : le numéro de la ligne fréquentielle.
- Δf : l'intervalle entre deux lignes fréquentielles (Résolution fréquentielle)

Elle est calculée à partir d'un signal discret de N_e points. Elle permet d'obtenir un vecteur de k points, k représentant la fréquence la plus haute, et étant égale à la fréquence de coupure du signal. La résolution en fréquence est de k/N_e . Pour une fréquence d'échantillonnage fixée (donc k fixé), plus le vecteur signal est grand, plus la résolution en fréquence est fine [15] et [16].

Cette analyse a fait l'objet de plusieurs études, citons, par exemple, l'étude qui a été faite par [17]. Ils ont fabriqué une maquette de machine tournante dont les éléments ont été usinés avec la plus grande précision et la conception de l'ensemble a été étudiée, d'une part, pour qu'un maximum de mesures soit possible simultanément et, d'autre part, pour qu'il soit possible de modifier rapidement la morphologie de la machine. De plus, un découplage important de toutes les causes de vibrations avait été prévu afin de dissocier au maximum les paramètres à étudier. A l'aide de cet ensemble, une analyse des vibrations causées par des défauts artificiels créés sur la machine pouvait être effectuée.

L'arbre de mesure qui comportait deux disques rainurés pour supporter des masses de balourd était entraîné en rotation par un moteur à courant continu dont la vitesse pouvait varier de 0 à 6000 tr/min. L'alimentation en huile des paliers s'effectuait par gravité pour éviter les pulsations de pression d'une pompe. Les chaînes de mesure permettaient l'analyse du déplacement de l'arbre dans ses paliers par l'analyse en temps réel. Il ressort de cette étude que cette méthode de diagnostic présente trois inconvénients majeurs :

A / la représentation d'une vibration par son spectre en fréquence fait disparaître toutes les informations portées par le facteur temporel du signal.

B / l'analyse spectrale, souvent utilisée pour comprendre le comportement vibratoire, donne généralement dans le cas de grosses machines équipées de paliers hydrodynamiques, des résultats difficiles à interpréter. Le capteur placé sur le bâti de la machine recueille toutes les vibrations des structures et des fondations excitées par le mouvement de la partie tournante. Il n'est pas toujours possible de faire varier la vitesse de rotation ou les conditions de fonctionnement pour déterminer les pics de fréquence fixes provenant de la structure, et ceux à la vitesse. Les nombreuses fréquences de résonance se superposent et se mélangent avec celles à la rotation pour fournir un spectre confus. [15]

C / Un autre inconvénient est due au fenêtrage des données qui se manifeste lors du traitement par FFT. Ce fenêtrage a pour effet de cacher certains détails spectrales qui sont réellement présents. Afin de surmonter les limitations de performance inhérents de l'approche FFT, plusieurs techniques d'estimation spectrale modernes ont été proposées durant les trois dernières décennies.

I.3.3.4 L'analyse cepstrale

Le cepstre d'énergie introduit en 1963 par BOGERT [18], fût d'abord utilisé pour la détection ou la suppression d'échos [19]. Il est également utilisé en diagnostic vibratoire des machines tournantes [20], [1], [2] et [21] ; car la présence de défaut induit dans les signaux à traiter des motifs récurrents (échos), souvent à basses ou très basses fréquences. Généralement, on distingue deux types de structures périodiques dans le spectre :

- Les peignes de raies qui correspondent à des familles de composantes dont les fréquences f_k sont des multiples entiers d'une fréquence de base f_0 : $f_k = k.f_0$
- Les familles de bandes latérales de modulation qui représentent les composantes de fréquences f_{p0} autour (de part et d'autre) d'une composante centrale de fréquence f_0 avec un pas d'espacement constant f_m : $f_{p0} = f_0 \pm p.f_m$ p : (nombre entier positif).

La lecture de l'ensemble de ces interactions se trouve grandement compliquée. Il est donc nécessaire de définir des indicateurs qui permettront de mettre en évidence le défaut recherché. Le cepstre (anagramme du mot spectre) est un opérateur mathématique qui, associé à un spectre, permet d'identifier et de quantifier immédiatement toutes les structures périodiques (peignes de raies ou familles de bandes latérales) contenues dans le spectre original [22]. Il est en quelque sorte le spectre d'un spectre logarithmique, il est défini comme étant la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre de puissance [2], [3] :

$$C(\tau) = TF^{-1}[\log_{10}(F(f))] \quad (\text{I. 3})$$

La variable τ , qui a la dimension d'un temps, représente les périodes d'oscillations des réponses impulsionnelles et les périodes des répétitions et de modulation des forces d'excitations. On appelle τ , la quéfrence (anagramme du mot fréquence).

Les fréquences de résonance des structures rigides sont hautes et par conséquent leurs périodes d'oscillations τ tendent vers des valeurs très faibles. Les fréquences de répétition (peignes de raies) ou de modulation, générées par les forces d'excitation, se manifestent à des fréquences faibles ou moyennes, de l'ordre de la fréquence de rotation et par conséquent leurs périodes se manifestent à des valeurs moyennes ou grandes. Une petite quéfrence représente des espacements grands entre les fluctuations dans le spectre et une haute quéfrence des espacements petits.

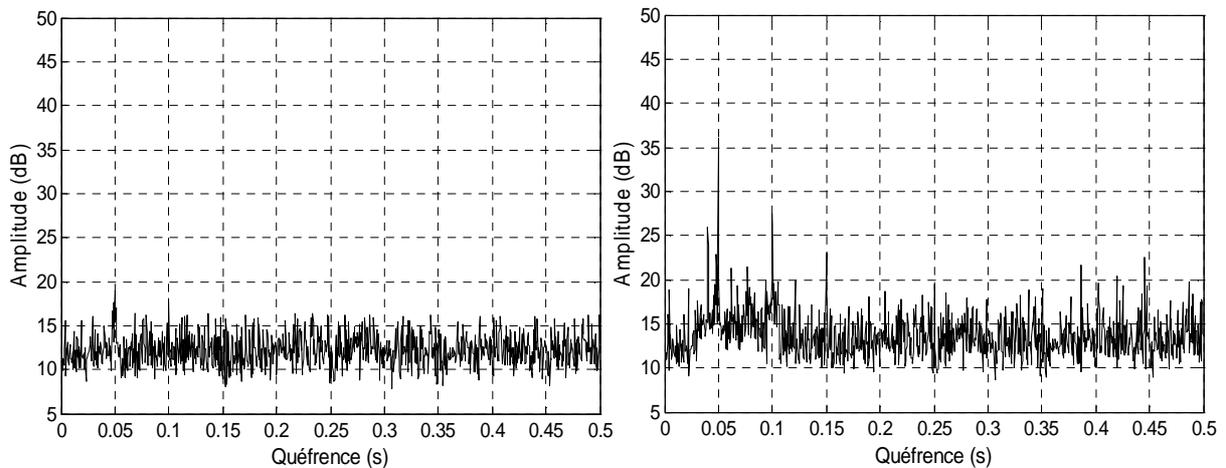


Figure I. 5 Analyse cepstrale d'un réducteur sans et avec défaut local d'engrenages

I.3.3.4.1 Attribut supplémentaire du cepstre :

Le logarithme du spectre est pris avant l'opération de transformée inverse, il s'agit là d'un des principaux intérêts de cet outil pour notre application. En effet les signaux d'accélération recueillis au niveau du capteur placé sur la structure surveillée caractérisent le signal vibratoire. Ils sont le produit de convolution d'une force d'excitation $e(t)$ par la réponse impulsionnelle $h(t)$ de la structure de la machine au point de fixation du capteur (Boulanger *et al.* 1998) :

$$S(t) = h(t) * e(t) \quad (I. 4)$$

L'insertion de cette expression dans l'équation (I. 3), donne :

$$C[S(t)] = TF^{-1}[\log_{10} TF[h(t) * e(t)]] \quad (I. 5)$$

La transformée de Fourier du produit de convolution des deux fonctions est égale au produit des transformées de Fourier de chacune d'elles, et donc l'équation (I. 5) devient :

$$C[S(t)] = TF^{-1}[\log_{10} TF[h(t)]] + TF^{-1}[\log_{10} TF[e(t)]] \quad (I. 6)$$

Le logarithme a pour effet de transformer la multiplication en addition, ce qui nous a permis de séparer les signaux et de mettre en évidence les composantes spectrales de faibles amplitudes. Enfin, le cepstre du signal vibratoire est donc la somme de deux cepstres :

$$C[S(t)] = C[h(t)] + C[e(t)] \quad (\text{I. 7})$$

- La fonction $C[h(t)]$ représentant le cepstre de la réponse impulsionnelle de la structure sur laquelle est fixé le capteur;
- La fonction $C[e(t)]$ représentant le cepstre des forces d'excitation, c'est précisément cette partie qui nous intéresse.

En conséquence les amplitudes des composantes cepstrales liées aux forces d'excitation sont indépendantes de la position du capteur sur la structure; elles dépendent uniquement de la direction de mesurage. Cette propriété prend toute son importance en milieu industriel où l'endroit le plus judicieux pour placer le capteur ne coïncide que rarement avec l'espace accessible de la machine.

Les informations issues de la réponse impulsionnelle se trouveront donc plutôt dans la partie gauche de la représentation cepstrale (haute fréquence), alors que celles propres aux forces d'excitation se situeront plutôt à partir de la zone centrale. L'amplitude d'une, ou plusieurs, composantes cepstrales fondamentales est représentative de l'émergence d'une famille de composantes dans le spectre. C'est l'analyse de chacune d'entre elles qui nous permet alors d'effectuer un diagnostic. D'autre part, il est possible, dans le cas d'une excitation par chocs périodiques, d'éliminer les sources d'excitation par filtrage du cepstre et d'accéder à la fonction de transfert 'réponse de la structure aux sollicitations' en calculant un nouveau spectre à partir du cepstre modifié.

I.3.3.5 L'analyse par la transformée d'ondelette

La transformée en ondelettes a été introduite en traitement du signal par Morlet dans les années 1980 sur des applications pétrolières en réflexion sismique. L'idée de Morlet était de construire une « onde » caractéristique du phénomène à localiser dans le temps (fréquence ou forme particulière) et de faire une corrélation entre une partie du signal et cette onde. La transformée en ondelettes est une représentation temps-fréquence développée dans le but de pouvoir détecter dans le domaine fréquentiel des fluctuations rapides du signal temporel.

Cette méthode a été vaguement utilisée par [23], [24], [25], [26] et [27] qui l'ont utilisée pour décrire les défauts d'engrenages.

I.3.3.5.1 Principe

L'idée de base de la transformée d'ondelette est d'obtenir une bonne localisation temporelle des hautes fréquences en prenant une fenêtre d'observation de la largeur non plus constante mais fonction de la gamme de fréquences analysée. Autrement dit, la fonction analysante en ondelettes sera d'autant plus longue (ou courte) que la plage de fréquence sera située vers les basses fréquences (ou vers les hautes fréquences).

I.3.3.5.2 Formulation mathématique et interprétation des coefficients d'ondelettes

La transformée de Fourier de signal $s(t)$, tronquée par la fenêtre temporelle appliquée à l'instant b :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} [s(t) \cdot F(t, b)] \exp(-j2\pi f t) dt \quad (\text{I. 8})$$

Peut s'écrire aussi

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot [F(t, b) \cdot \exp(-j2\pi f t)] dt \quad (\text{I. 9})$$

L'expression est identique mais l'opérateur de fenêtrage porte non plus sur le signal à analyser mais sur la fonction analysante, la largeur de la fenêtre temporelle est modulée par la fréquence. La transformée en ondelettes consiste donc à décomposer le signal $s(t)$ sur une base de fonction $\Psi_{a,b}(t)$ appelées ondelettes telles que :

$$x(t) = \int C_{a,b}(f) \cdot \Psi_{a,b}(t) df \quad (\text{I. 10})$$

Avec

$C_{a,b}(f)$: sont appelés coefficients d'ondelettes par analogie avec les coefficient de Fourier

$\Psi_{a,b}(t)$: sont déduites d'une même fonction $\psi(t)$ appelée ondelette analysante ou ondelette mère grâce au paramètre de translation b et au paramètre de dilatation temporelle a (qui correspond à un changement de gamme de fréquence $1/b$). L'ondelette analysante $\psi(t)$, qui joue le rôle de la fenêtre d'observation, se translate pour étudier le signal plage par plage et adapte sa largeur temporelle (donc sa fréquence) de façon à contenir le même nombre d'oscillations.

La transformée en ondelettes consiste donc à déterminer les coefficients d'ondelettes $C_{a,b}(f)$. Ces coefficients mesurant la contribution d'une gamme de fréquences (paramètre a), autour d'un instant b . Lorsque le signal est régulier donc composé de basses fréquences, les coefficients sont faibles. Ils sont importants lorsque le signal est court et donc composé de hautes fréquences.

I.3.3.5.3 La transformée en ondelettes discrète

Le calcul des coefficients d'ondelette à chaque échelle possible nécessite beaucoup de temps, et offre un grand nombre de données. Alors que nous pourrions choisir seulement un sous ensemble d'échelles et positions dans lequel nous ferons nos calculs. Il retourne, que si nous choisissons des échelles et positions basées sur une puissance de deux. Une telle analyse est obtenue par une transformée discrète d'ondelettes (TDO). Une façon efficace pour implémenter cette procédure qui utilise des filtres développée en 1988 par Mallat.

Cet algorithme de filtrage très pratique donne une transformée d'ondelette rapide, une boîte dans laquelle un signal passe, et de laquelle les coefficients d'ondelettes émergent rapidement.

I.3.3.5.4 Une étape de Filtrage: Approximations et Détails (Annexe 2)

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

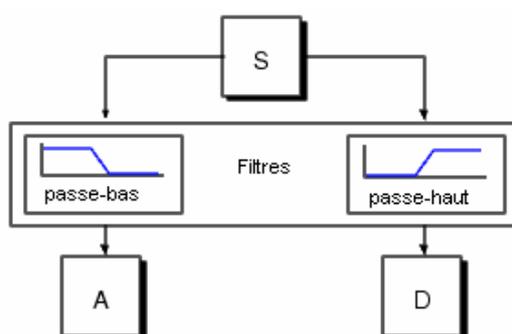


Figure I. 6 Filtrage passe-bas et passe-haut

Le signal original, S, passe à travers deux filtres complémentaires et émerge comme deux signaux. Malheureusement, si nous exécutons cette opération sur un vrai signal numérique, nous nous retrouverons avec deux fois plus de données que celles avec laquelle nous avons commencé. Supposez, par exemple, que le signal original S consiste en 1000 échantillons de données. Alors les signaux résultants a chacun 1000 échantillons, pour un total de 2000. Ces signaux A et D sont intéressants, mais nous obtenons 2000 valeurs au lieu des 1000 que nous avons. Là existe une façon plus subtile d'exécuter la décomposition qui utilise les ondelettes.

En regardant le calcul avec soin, nous pouvons laisser seulement un point parmi deux dans les deux branches des 2000 échantillons pour obtenir l'information complète. C'est la notion de réduction d'échantillons « downsampling ». Nous produisons deux séquences appelées cA et cD.

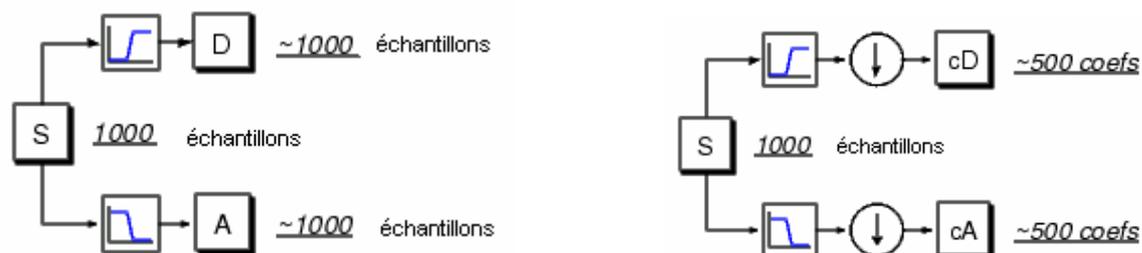


Figure I. 7 Filtrage avec réduction d'échantillons

À droite le processus qui inclut la réduction d'échantillons « down sampling », produit des coefficients TDO.

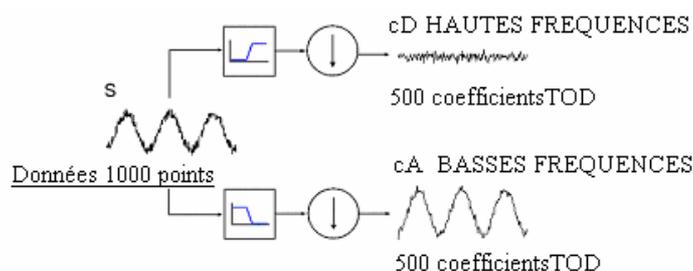


Figure I. 8 Exemple de décomposition d'un signal sinusoïdal avec bruit

I.3.3.5.5 Décomposition à plusieurs niveaux

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

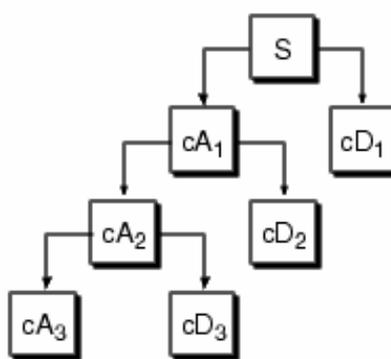


Figure I. 9 Décomposition du signal en plusieurs niveaux

Conclusion

Dans l'industrie, les intérêts économiques considérables qui rentrent en jeu doivent favoriser l'essor de la maintenance dans les années à venir. Mais, il n'est plus possible à l'homme de contrôler l'état de santé d'une machine en posant simplement la main dessus, tant les machines deviennent complexes et leurs fonctionnement plus critique. Nous avons montré que maintenance préventive systématique n'était pas suffisante et qu'il faut se retourner vers une maintenance de type conditionnel, plus fiable et plus économique.

La maintenance des machines tournantes, qui a longtemps relevé de la burette d'huile, commence à s'imposer comme une fonction à part entière dans l'industrie. La surveillance vibratoire, clé des méthodes modernes de maintenance conditionnelle, devient maintenant une technique très importante avec ses matériels propres et ses spécialistes. Chacune des différentes méthodes de surveillance de machine présente des avantages et des inconvénients et aucune ne prétend détecter à 100% les défauts dans ces machines. Néanmoins, ces moyens ont permis soit de détecter à temps des avaries, soit d'éviter des interventions sur des machines en bon état. Pourtant comme on l'a vu à travers les différentes méthodes de surveillance exposées précédemment, les responsables de maintenance ont besoin de comprendre ce qu'il se passe à l'intérieur de leurs machines. Les méthodes de surveillance traditionnelle (température, pression,...) et par analyse de lubrifiants ne permettent pas toujours une bonne interprétation des phénomènes observés. La surveillance par analyse de

vibration est la mieux placée pour faire un diagnostic précis de l'état d'une machine et de décider d'intervenir au moment opportun.

Les différentes méthodes de la surveillance par analyse de vibration montrent que les deux analyses temporelles et fréquentielles caractérisent de façon différente certains aspects du signal. L'inconvénient major de la transformée de Fourier réside dans le fait qu'elle ne permet qu'un passage global d'une représentation à l'autre, sans conserver une information de la représentation origine. Ceci est particulièrement gênant dans les études expérimentales dont l'objet est de suivre les événements au cours du temps. Alors il est nécessaire d'utiliser une technique complémentaire au spectre qui permet de prendre en compte la localisation dans le plan temps-fréquence de phénomènes évoluant plus ou moins rapidement au cours du temps.

Chapitre II :

Caractéristiques des défauts dans les réducteurs à engrenages

Sommaire

Introduction	20
II.2 Principaux défauts dans les transmissions par engrenages.....	21
II.2.1 Défauts des composantes dûs aux engrenages	21
II.2.1.1 Fléchissement des dents sous l'effet de charge	21
II.2.1.2 Usure uniforme des dents	21
II.2.1.3 Composante « fantôme » (défaut de profil).....	22
II.2.1.4 Défaut localisé sur une dent.....	23
II.2.1.4.1 Écaillage (spalling)	23
II.2.1.4.2 Fissuration (cracks).....	24
II.2.1.5 Défaut réparti sur plusieurs dents	24
II.2.1.5.1 Usure abrasive et adhésive	24
II.2.1.5.2 Piqûres (Pitting).....	25
II.2.1.6 Rapport de conduite ϵ_α et de recouvrement ϵ_β	25
II.2.2 Défauts des composants qui ne sont pas dues aux engrenages.....	26
II.2.2.1 Le balourd.....	26
II.2.2.2 Le désalignement.....	27
II.2.2.3 L'excentricité ou défaut de faux-rond	28
II.2.2.4 L'entraxe de fonctionnement.....	31
II.2.2.5 Les roulements.....	31
Conclusion sur les caractéristiques des défauts dans les réducteurs à engrenage	33

Introduction

L'engrenage est l'organe de transmission de puissance par excellence. Il répond parfaitement aux exigences de rendement, de précision et de puissance spécifique imposées dans les architectures mécaniques modernes.

Dans les machines tournantes, les réducteurs et multiplicateurs à engranges sont universellement très répandus dans tous les types d'industries. Ce sont des éléments mécaniques très sollicités, complexes à dimensionner et à réaliser (calcul, choix et traitement des matériaux, taillage des dents), leur durée de vie est aussi limitée, d'où l'importance d'analyser leurs défaillances.

Le tableau II.1 présente des statistiques sur les causes de défaillances et la localisation des défauts dans les systèmes à engranges. Cette enquête réalisée par la société des assurances «Allianz » dégage un résultat précis montrant que la denture concentre la majorité des défauts sources de défaillances dans les machines [3], [28] et [29].

Origine des défauts	%	Localisation des défauts	%
Fabrication	40	Dentures	60
(calcul des assemblages, matériaux)	43	Paliers	19
Exploitation (maintenance,...)	17	Arbres	10
Autres (machines adjacentes)		Carters	7
		Autres	4

Tableau II. 1 Localisation des défauts dans les transmissions de puissance par engrenages

L'analyse des vibrations des réducteurs à engrenages se complique par le fait de l'existence de nombreuses causes de vibrations. Celles-ci sont liées aux rotations des diverses roues, à leurs éventuels déséquilibres, à leur engrènement ainsi qu'à la combinaison de ces phénomènes qui peut conduire à des modulations.

Un engrenage est un système mécanique composé de deux roues dentées servant à la transmission du mouvement de rotation. Ces deux roues dentées sont en contact l'une avec l'autre et se transmettent de la puissance par obstacle. Un couple d'engrenage est composé du pignon et de la roue, la roue dentée présentant le plus grand diamètre primitif ou le plus grand nombre de dents. Ainsi, le pignon est la roue dentée présentant le plus petit diamètre primitif ou le plus petit nombre de dents.

Le profil le plus répandu, en mécanique générale, est le profil en développante de cercle.

II.2 Principaux défauts dans les transmissions par engrenages

II.2.1 Défauts des composantes dûs aux engrenages

Dans la pratique, pour une machine tournante, il est impossible de réaliser un réducteur « parfait ». Plusieurs sources de vibrations telles que : désalignement, déséquilibre, usure, etc. modifient l'état de référence et le rend difficile à exploiter. Dans ce qui suit, on va voir comment se traduit chaque source de vibration sur la signature du réducteur à engrenage.[16]

II.2.1.1 Fléchissement des dents sous l'effet de charge

Le fléchissement des dents du réducteur à engrenages dépend beaucoup de la charge et bien qu'il soit possible de le compenser par une procédure de correction de profil dès la fabrication, cette compensation n'est possible que pour une charge bien déterminée. Comme cet engrenage travaille sous différentes charges, le signal obtenu ne sera donc jamais une parfaite sinusoïde. Sous cet effet, on obtient un signal avec des pas et sur le spectre vibratoire se traduisant par l'apparition de composantes harmoniques de la fréquence d'engrènement f_e ($f_e = N.Z$) où N est la vitesse de rotation et Z le nombre de dents (Figure II.1), [13].

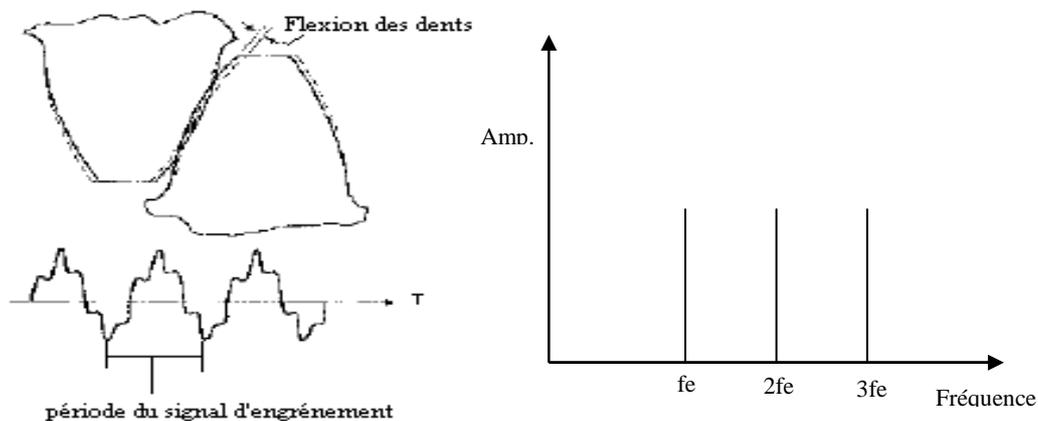


Figure II. 1 Fléchissement des dents sous l'effet de charge

II.2.1.2 Usure uniforme des dents

Après la mise en marche d'un couple d'engrenage, il y a usure des dents due au glissement relatif des dents de chaque côté du cercle primitif (Figure II.2). Lorsque cette usure est uniforme, elle se manifeste sur le spectre à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. Mais elle n'apparaît que lorsque son effet devient plus grand que l'effet de fléchissement des dents. De plus, cette usure a un plus grand effet sur les harmoniques supérieures à la fréquence d'engrènement que sur la fréquence d'engrènement elle-même. C'est pourquoi, pour la surveillance de l'engrenage par analyse d'accélération, il faudra surveiller au moins les trois premiers harmoniques de la fréquence d'engrènement afin de détecter l'existence de ce type de défaut le plus tôt possible [13].

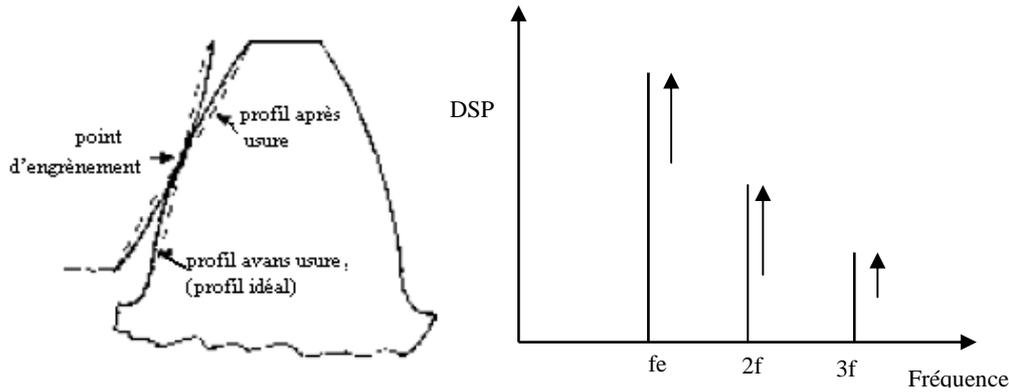


Figure II. 2 Déviations de profil idéal et spectre de dent en raison de l'usure uniforme

II.2.1.3 Composante « fantôme » (défaut de profil)

Les engrenages présentent des défauts dus à leur processus de fabrication. Par exemple, les défauts de la roue menante de la table tournante sur laquelle l'engrenage est usiné peuvent conduire à la création de défauts d'ondulation sur le profil de l'engrenage. C'est pourquoi dans le spectre, apparaît une raie à la fréquence d'engrènement de cette roue conductrice. C'est à cette raie que l'on attribue le nom de « composante fantôme ». Cette composante présente des caractéristiques qui aident à l'identifier, notamment : elle correspond à un nombre entier de dents de l'engrenage qui entraîne la table, elle se présente donc à un harmonique de la vitesse de rotation de l'arbre entraînant l'engrenage. [13]

La figure II.3 représente un cas typique d'une composante fantôme (défaut géométrique) d'un engrenage (180/185 dents). Les figures II.3a et II.3b représentent respectivement le spectre de l'engrenage chargé à 10% et à 100%. Sur cette figure, R_f est la composante fantôme et R_e la fréquence de l'engrènement. Ce défaut n'est pas influencé par la charge (changement de 6 dB pour la composante fantôme). La figure II.4 représente l'évolution des raies fantômes avec l'usure, la composante fantôme peut devenir plus faible alors que la composante à la fréquence d'engrènement augmente.

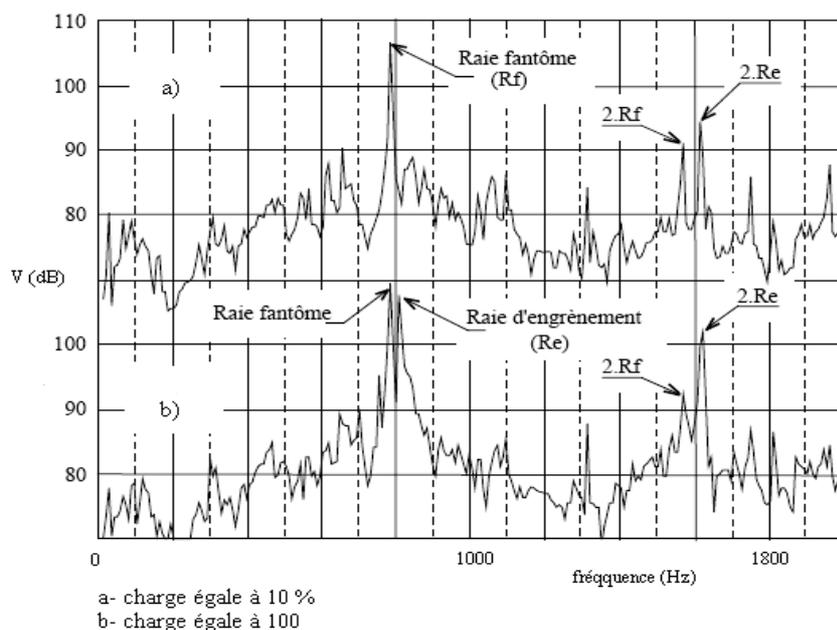


Figure II. 3 Evolution des raies fantômes en fonction de la charge [13]

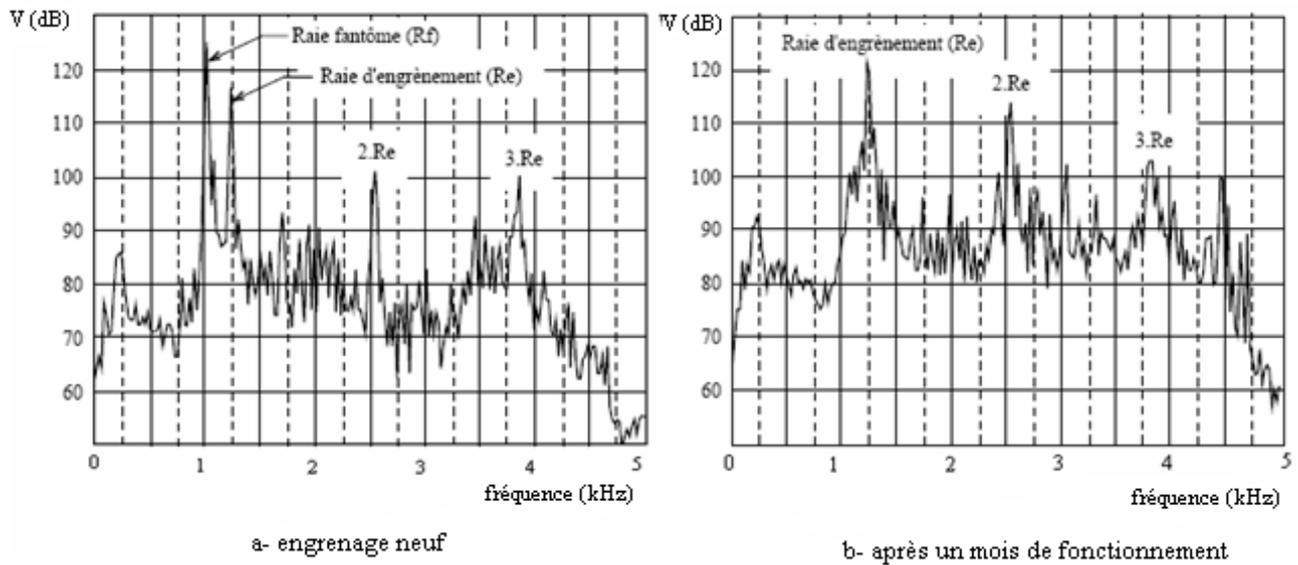


Figure II. 4 Evolution des raies fantômes avec l'usure [13]

II.2.1.4 Défaut localisé sur une dent

Un défaut localisé sur une dent se manifeste par une impulsion de courte durée, par rapport à la rotation de la roue, mais répétitive pour chaque rotation. A titre d'exemple, si une dent entière est perdue, au moment où cette dent aurait dû entrer en contact, il se produit soit une accélération soit une décélération de la roue correspondante, et cela suivant que la roue est menée ou est menante, suivie d'un choc après le passage de cette dent cassée (Figure II.5). Ce phénomène se traduit sur le spectre de l'accélération par une série de bandes latérales de niveau faible et presque uniforme.

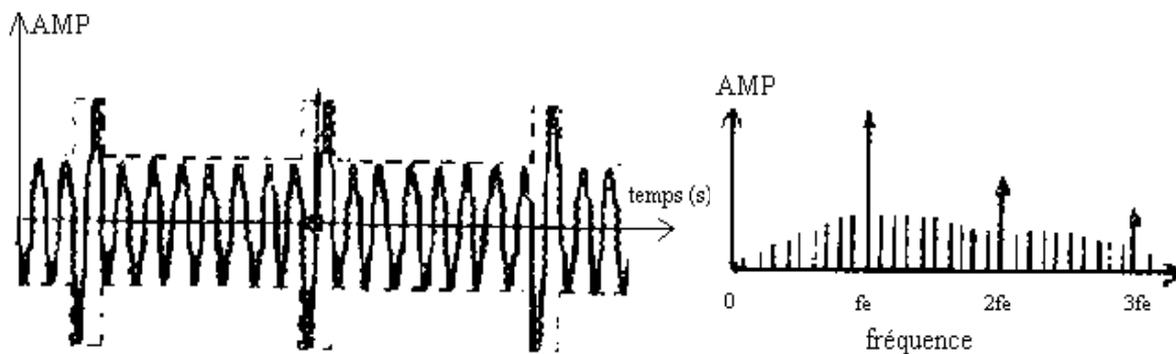


Figure II. 5 Effet d'un défaut localisé sur une dent [13]

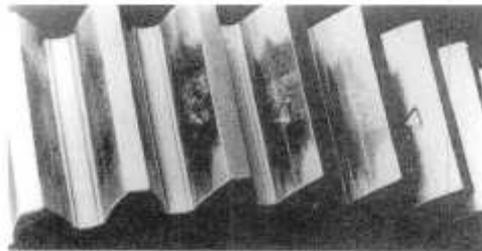
Deux types de défaut local sont envisageait [30]:

II.2.1.4.1 Écaillage (spalling) (Figure II.6A)

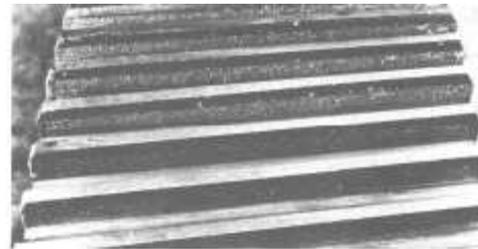
Il s'agit également de trous mais ceux-ci sont moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux du pitting. Les dégradations sont produites par fatigue en sous-couche, au point de cisaillement maximal. On rencontre ce type d'avarie dans les engrenages cimentés (couche superficielle durcie) ; ces engrenages sont actuellement très répandus car ils permettent de passer des couples importants dans des dimensions raisonnables. L'écaillage qui est le défaut principal, évolue très rapidement vers la rupture, sans passer par une phase d'usure.

II.2.1.4.2 Fissuration (cracks)

Elle progresse à chaque mise en charge, et elle est située en pied de dent. Elle apparaît sur des aciers fins et durcis, qui sont sujets aux concentrations de contraintes. Leur apparition est due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction.



A- Défaut local d'écaillage



B- Pitting réparti sur les dents d'un engrenage

Figure II. 6 : Défauts réels d'un couple d'engrenage (réparti et localisé) [30]

II.2.1.5 Défaut réparti sur plusieurs dents

Dans le paragraphe précédent, on a présenté le défaut localisé sur une dent, mais lorsque ce défaut est réparti sur plusieurs dents (Figure II.7). Il se fait par une enveloppe plus large dans le domaine temporel donc plus étroite dans le domaine de fréquence. L'effet d'un tel défaut sur le spectre se traduit par des bandes latérales regroupées autour de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques [13].

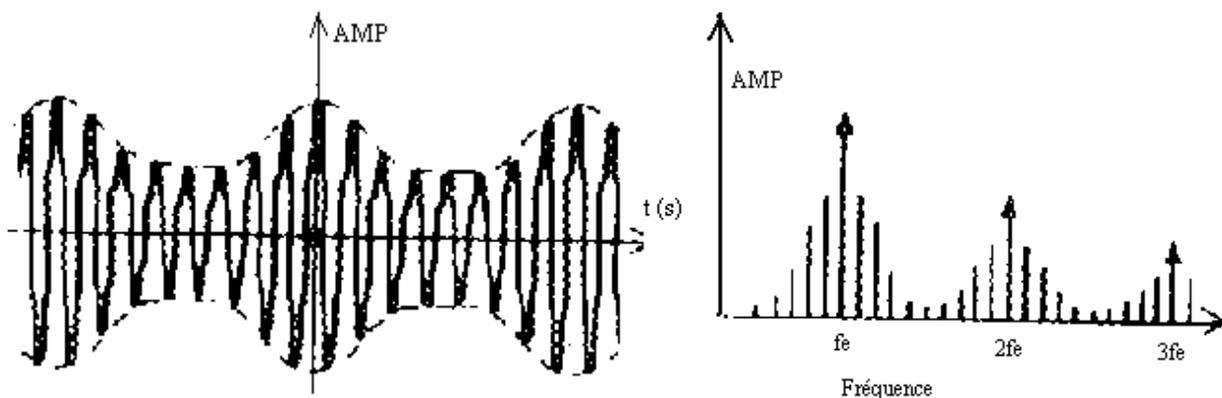


Figure II. 7 Effet d'un défaut réparti sur plusieurs dents [13]

II.2.1.5.1 Usure abrasive et adhésive

Enlèvement de matière dû au glissement des deux surfaces de contact. Le développement de cette usure est lié à la charge mécanique à transmettre et à la vitesse de glissement, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. L'usure normale est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture et elle progresse lentement. Elle est négligeable pour les dentures de petit module et très durcies (60 HRC). Une usure anormale est produite lorsque le lubrifiant est pollué de particules abrasives ou lorsqu'il est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement voire à une mise hors service.

II.2.1.5.2 Piqûres (Pitting) (Figure II.6B)

Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif. Cette avarie se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur, et donc plus fragile, sensible aux effets cumulatifs de surcontraintes (avance de fissures). Le pitting est moins à craindre lorsque la viscosité du lubrifiant est importante, car dans ce cas, le film d'huile séparant les surfaces en contact est plus épais. Cette avarie peut apparaître à la suite de légers désalignements d'axes par exemple, à cause de surpressions locales.

II.2.1.6 Rapport de conduite ϵ_α et de recouvrement ϵ_β

Le rapport de recouvrement ϵ_β et dans une moindre mesure le rapport de conduite ϵ_α , qui caractérisent tous deux le nombre moyen de dents simultanément en prise (Figure II.9), sont connus dans la littérature comme des paramètres déterminants pour la réduction du bruit d'engrènement et des vibrations

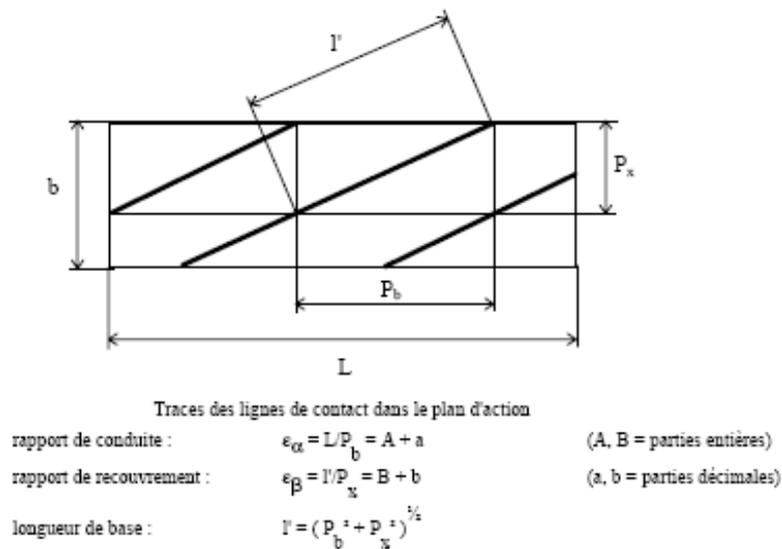


Figure II. 8 Définition des rapports de conduite ϵ_α et de recouvrement ϵ_β

Les résultats expérimentaux obtenus par [31] montrent qu'un ajustement du rapport de recouvrement peut conduire à une réduction du niveau sonore de 25 dB (Figure II.9). Le rapport de conduite quant à lui, n'est pas aussi influent ; toutefois [32] a montré que les valeurs entières de ϵ_α conduisent à des niveaux vibratoires plus faibles ce qui peut s'expliquer par le fait que dans ce cas particulier le nombre de couples de dents en contact reste constant pendant le fonctionnement.

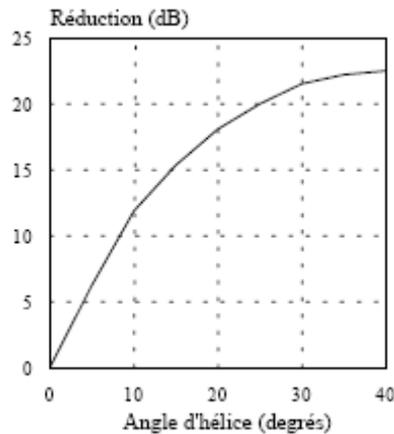


Figure II. 9 Réduction du bruit d'engrènement avec l'angle d'hélice [31],
(Boîte de transmission automobile)

II.2.2 Défauts des composants qui ne sont pas dûs aux engrenages

II.2.2.1 Le balourd

Le balourd est un terme de mécanique classique caractérisant une masse non parfaitement répartie sur un volume de révolution entraînant un déséquilibre et donc des vibrations lors de la rotation de cet objet, car l'axe de rotation de la machine tournante ne coïncide jamais avec l'axe de l'inertie. [33] et [16].

Ce phénomène affecte toutes les machines tournantes, quelque soit leurs types, leurs dimensions, d'où le soin d'apporté à leur construction. Il entraîne des vibrations que l'on retrouve sur la quasi-totalité des machines surveillées. Les vibrations dues aux balourds ont des répercussions multiples sur les machines, allant d'une usure accélérée des paliers à la rupture caractéristique de rotors, en passant par les frottements (entre rotor et stator ou dans les joints d'étanchéité) ou encore des desserremments de liaisons (exemple : de pièces visées). Comme l'amplitude des forces de balourds croît avec le carré de la vitesse de rotation, on comprend aisément qu'à grande vitesse le petit balourd déséquilibre puisse avoir des répercussions importantes.

Dans le cas d'un réducteur ayant deux roues A et B, l'effet du balourd qui a une composante radiale est de transmettre aux paliers fixes des forces vibratoires, synchrones à la rotation des deux roues A et B par l'intermédiaire des paliers. Cela se traduit sur le spectre de fréquence par deux composantes, l'une à la fréquence f_A de rotation de l'arbre A et l'autre à la fréquence f_B de rotation de l'arbre B. (Figure II.10).

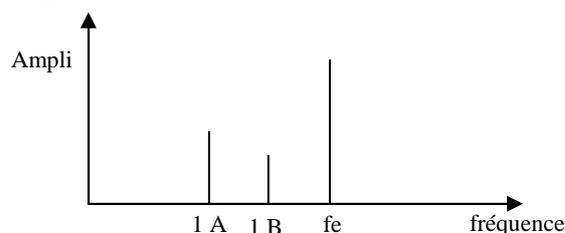


Figure II. 10 Effet du balourd sur le spectre de vibration

II.2.2.2 Le désalignement

Le désalignement est un paramètre géométrique qui conditionne le contact des dents. Les grandes valeurs du désalignement peuvent entraîner la rupture du mécanisme ou des dentures. Dans le désalignement, il y a deux défauts différents : le défaut d'inclinaison et le défaut de déviation. Le défaut d'inclinaison est un défaut d'alignement des arbres, il est caractérisé par un angle de rotation autour de l'axe défini perpendiculaire aux axes de deux roues et appartenant au plan défini par ces deux axes. Le défaut de déviation est caractérisé par un angle de rotation autour de l'axe défini perpendiculaire aux axes de rotation des arbres et à l'axe du défaut d'inclinaison. (Figure II.11).

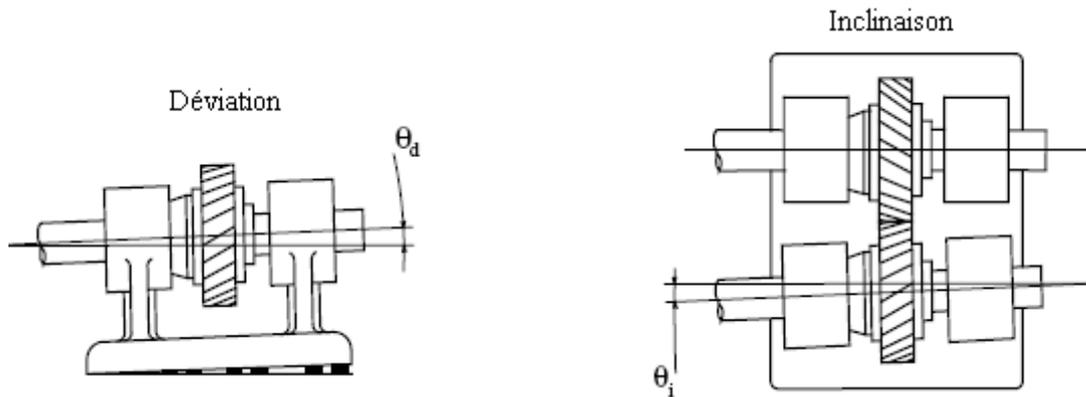
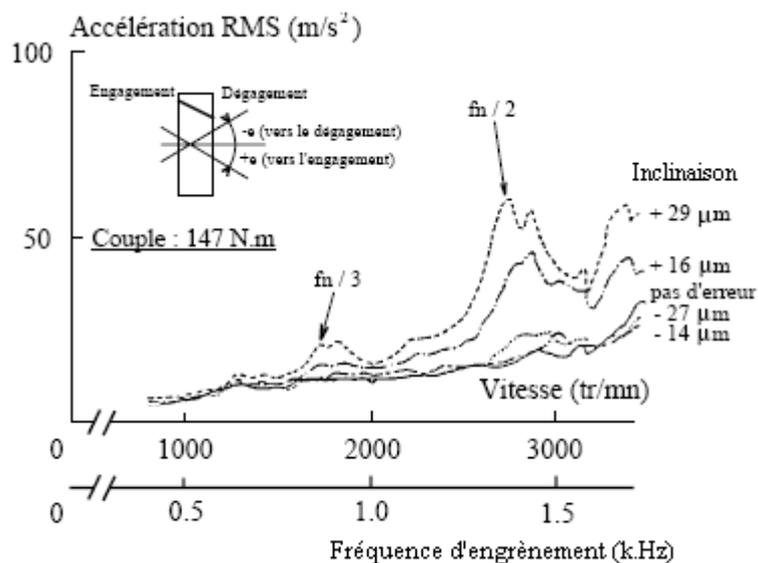


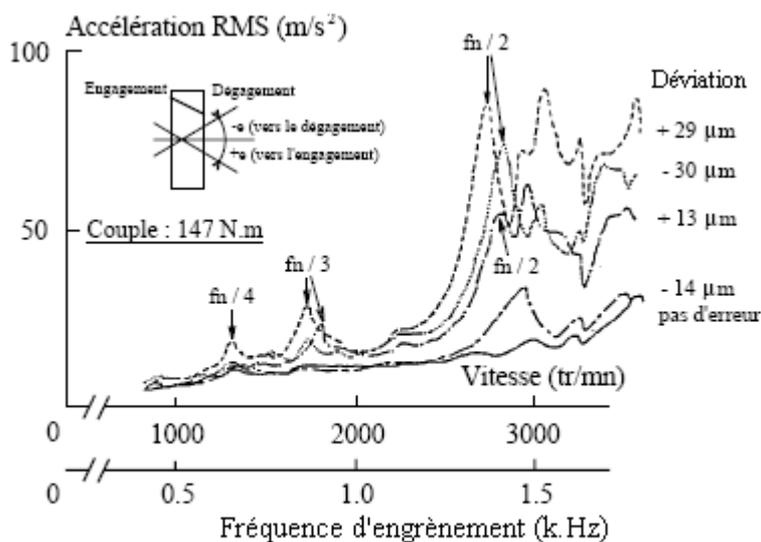
Figure II. 11 Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison [34]

Une première étude effectuée par [34] sur des engrenages hélicoïdaux a montré expérimentalement l'effet des deux défauts sur une mesure de la valeur RMS (Root Mean square) de l'accélération. D'après les auteurs, les engrenages hélicoïdaux sont classés suivant trois types en fonction du rapport de conduite ε_α et du rapport de recouvrement ε_β . Les différents essais sont effectués à couple constant, sur une plage de vitesse allant de 500 à 3400 tr/min. Les auteurs arrivent à la conclusion que ces deux défauts peuvent être considérés approximativement comme un défaut d'angle d'hélice dans le plan d'action, mais la déviation exerce une influence plus importante que l'inclinaison, à cause de la projection des deux angles dans le plan d'action (défaut multiplié respectivement par le cosinus et sinus de l'angle de pression). Un exemple de leurs résultats est présenté sur la (figure II.12). Ils ont par ailleurs construit un modèle sur cette hypothèse qui semble donner des résultats cohérents à l'expérimentation menée. D'autre part, ils mentionnent que le signe de ces défauts ont eux aussi un importance, et cela en fonction de l'orientation de l'angle d'hélice.

Une autre étude expérimentale sur les engrenages droits et hélicoïdaux réalisée par [10] a montré également cette influence distincte des deux défauts d'alignement. Cette étude a mis en évidence les effets couplés de la déviation et du rapport de conduite ε_α . En effet, lorsque le rapport de conduite passe de la valeur de 2 à la valeur de 3, une inversion de tendance sur le bruit d'engrènement s'effectue à cause de la déviation.



A- Défaut d'inclinaison



B- Défaut de déviation

Figure II. 12 Influence des défauts de déviation et d'inclinaison sur le niveau vibratoire d'un engrenage hélicoïdal ($\varepsilon\beta \geq 1.0$) [34].

II.2.2.3 L'excentricité ou défaut de faux-rond

Ce défaut traduit la non-concentricité entre l'axe du cylindre primitif de denture et l'axe de rotation de l'arbre auquel la denture est liée.

Il se traduit par l'introduction d'une modulation d'amplitude harmonique à la rotation des arbres sur les signaux d'erreur de transmission et de bruit d'engrènement (Figure II.13).

Cette modulation est traduite par l'apparition de deux raies basse fréquence (fréquence de rotation des arbres) et par deux bandes latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement (Figure II.14). Ces bandes latérales sont situées à $\pm f_{1,2}$ où f_i représente la fréquence de rotation de l'arbre i .

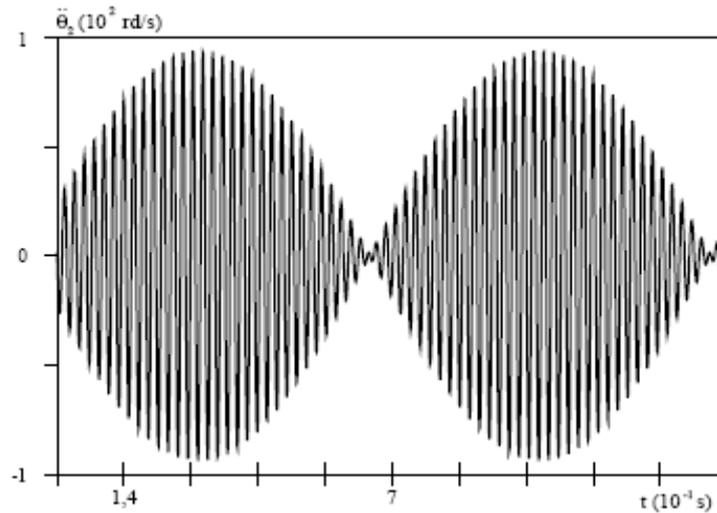


Figure II. 13 Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond [35]

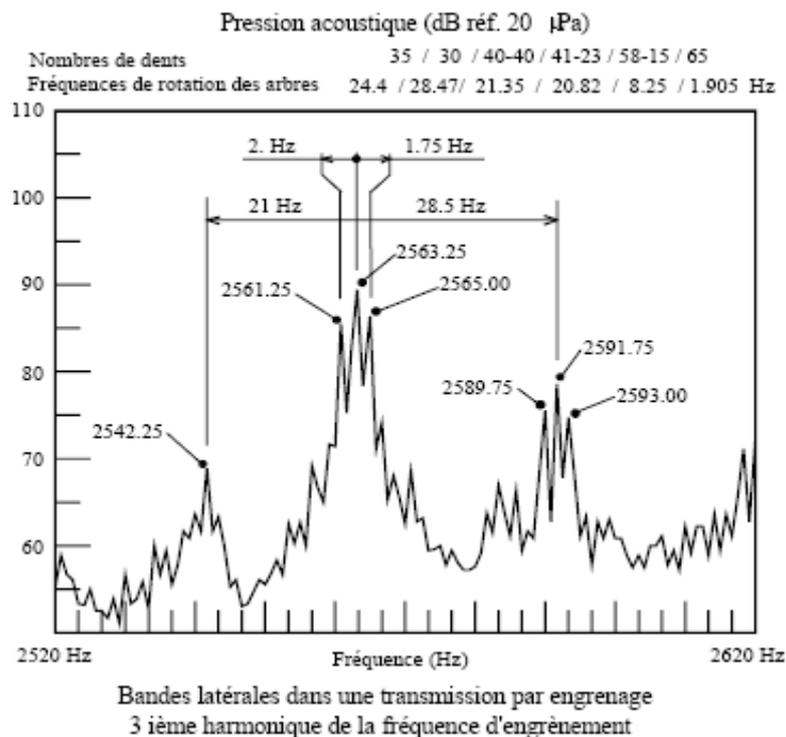
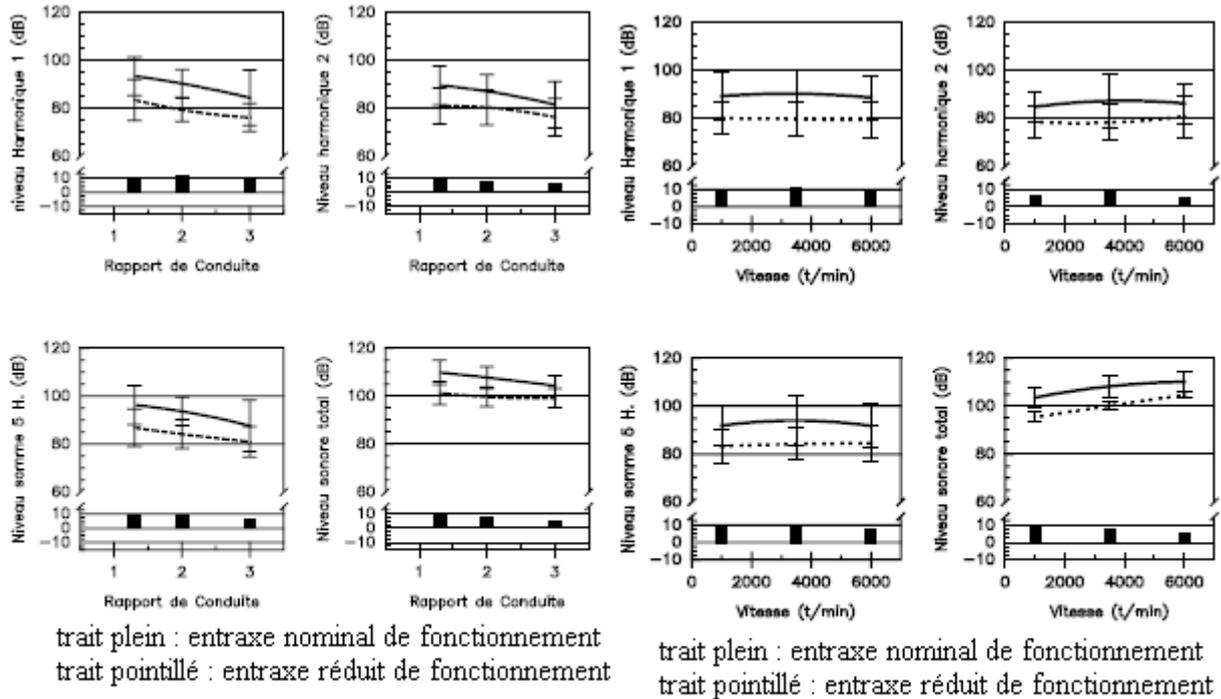


Figure II. 14 Exemple caractéristique de localisation des bandes latérales dues à l'excentricité [36].

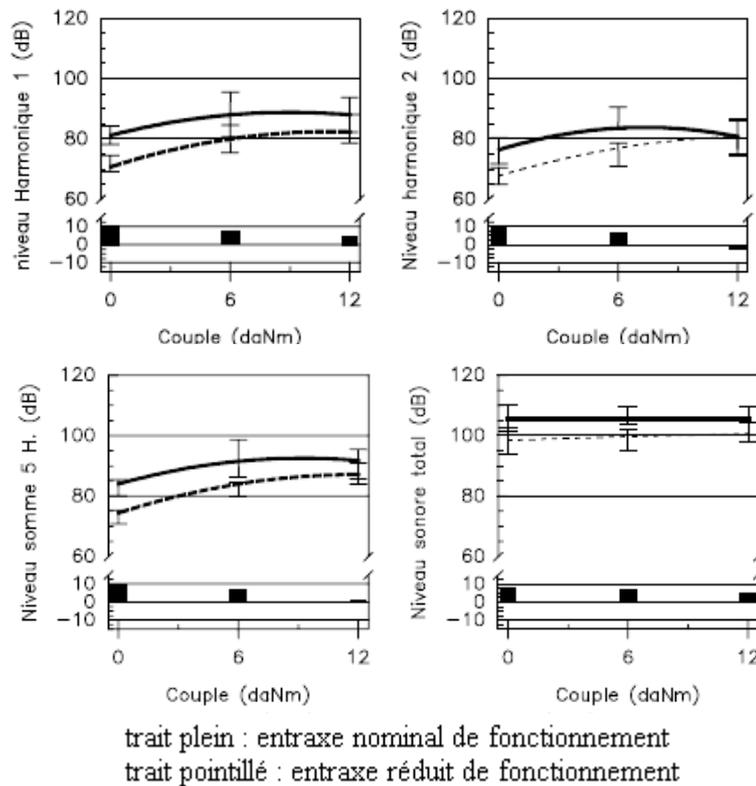
Ce défaut est présent dans la totalité des transmissions par engrenage et reste la source principale de modulation basse fréquence du bruit d'engrènement. Les résultats expérimentaux obtenus par [10] sur le bruit d'engrènement montrent que ce phénomène est particulièrement visible dans un plan temps-fréquence. En effet, les modulations d'amplitude sont nettement visibles sur les octaves supérieures dont l'octave d'engrènement (signalé par la flèche) et les octaves inférieures signalent la présence de composantes basse fréquence importantes.

Notons que les excentricités des engrenages et des arbres supports peuvent se conjuguer avec plus ou moins de bonheur et conduire à des configurations de montage particulièrement bruyantes. Ainsi observé des écarts pouvant atteindre 5 dB sur le bruit d'engrènement



A- Influence du rapport de conduite

B- Influence de la vitesse



C- Influence du couple

Figure II. 15 Influence de l'entraxe de fonctionnement sur le bruit rayonné par 3 couples d'engrenages droits [10]

II.2.2.4 L'entraxe de fonctionnement

L'entraxe est un paramètre particulièrement important. Il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie du contact (localisation des points de contact). [32] signale ce paramètre comme étant particulièrement important mais aucune étude ne conforte ces indications. [37] et [36] mentionne des résultats expérimentaux obtenus sur une boîte de transmission de camion qui est silencieuse avec un jeu minimum ou important et bruyante avec un jeu modéré. Dans la bibliographie les résultats expérimentaux obtenus par [10] semblent les plus importants sur ce sujet. Il a observé sur plusieurs couples d'engrenages droits une réduction du niveau sonore voisine de 10 dB lorsque l'entraxe nominal de fonctionnement est diminué de 0.1 mm. Cette réduction est très peu affectée par la vitesse et le rapport de conduite (Figure II.15.A et II.15.B) et diminue sensiblement lorsque le couple appliqué augmente (Figure II.15C). Ce dernier résultat semble indiquer que l'effet de l'entraxe est fortement lié aux déformations élastiques des dentures.

II.2.2.5 Les roulements

Toute machine tournante comporte un ou plusieurs paliers constituant l'interface entre la partie tournante et la partie fixe. Comme les autres composantes, ces éléments ne sont ni parfaits, ni inusables. Leur fonctionnement provoque également des vibrations. Parmi tous les organes constitutifs des machines, les roulements ont fait l'objet d'études particulières et contradictoires de la part des responsables de la surveillance. D'autre part, on leur porte beaucoup d'attention parce qu'ils constituent les éléments les plus communs et les plus nombreux dans les machines, et parce que la séparation qu'ils opèrent entre ce qui tourne et ce qui est fixe leur confère un rôle privilégié. De plus, la plupart des mauvais fonctionnements (balourds, désalignement,...) se répercutent directement sur leur état.

Dans le cas de vibrations provoquées par les roulements, les défauts sont très localisés sur les éléments (écaillage, rayures...) (Figure II.16B) ou, au contraire, très étendus (défaut de forme, corrosion, usure de piste) (Figure II.16A). Dans le premier cas, les fréquences des vibrations qui apparaissent peuvent aisément se calculer, puisqu'elles correspondent à des impacts à chaque fois que les défauts isolés passent dans les surfaces de contact des éléments. Dans les seconds cas, si les défauts sont uniformément répartis sur toutes les parties actives du roulement, les vibrations ne se trouvent plus à ces fréquences calculables, mais se répartissent dans une large moyenne spectrale.

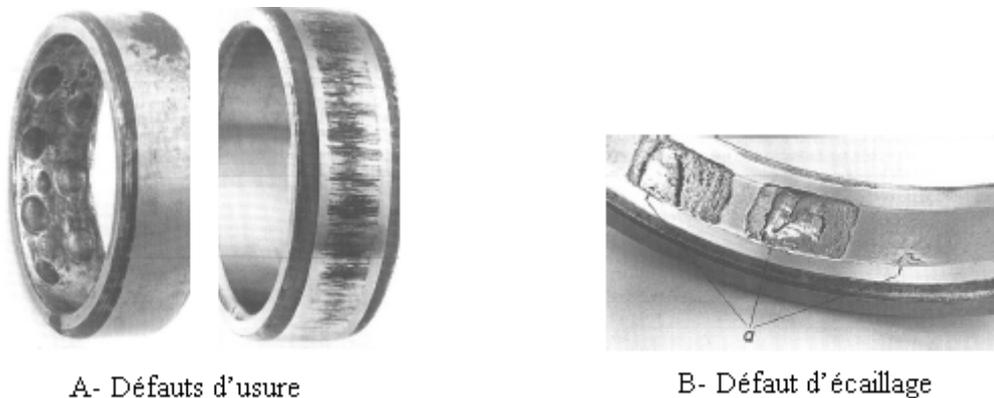


Figure II. 16 Défauts réels de roulements réparti et localisé [3]

La fréquence d'apparition d'un défaut de roulement peut être connue à partir de la géométrie et de la cinématique du système. Un calcul cinématique permet de déterminer les fréquences d'apparition des défauts locaux pouvant survenir sur un roulement. Ces fréquences sont données en fonction de cotes de fabrication de roulement et de la vitesse de rotation. On peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- BPF0 : Défaut de bague extérieure.
- BRFI : Défaut de bague intérieure.
- f_e : Défaut d'élément roulant.
- f_c : Défaut de cage.

Les formules ci-dessous donnent les expressions des fréquences caractéristiques des défauts des roulements, Avec :

- N_b : Le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles)
- D : Le diamètre primitif
- d : Le diamètre des éléments roulants
- α : L'angle de contact.
- f_{rot} : la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposé fixe)

Ainsi, nous avons:

- La fréquence de passage d'une bille (ou d'un rouleau) sur un défaut de bague externe (la bague externe étant supposée fixe) :

$$BPF0 = \frac{f_{rot} \cdot N_b}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (\text{II. 1})$$

- La fréquence de passage d'une bille (ou d'un rouleau) sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposé montée sur l'arbre tournant) :

$$BRFI = \frac{f_{rot} \cdot N_b}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (\text{II. 2})$$

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

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

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

$$f_e = \frac{f_{rot}}{2} \cdot \frac{D}{d} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (\text{II. 4})$$

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

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

Les fréquences de passage des défauts sont des fréquences théoriques sensiblement respectées tant qu'il y a roulement sans glissement des billes. Dès qu'il y a amorce de grippage, le frottement a tendance à ralentir la partie dégradée. Le défaut se manifeste donc à une fréquence inférieure à la fréquence calculée.

Cette différence, bien que, difficile à appréhender, est un élément décisif pour établir l'urgence de l'intervention, le grippage étant le stade ultime d'un défaut sur roulement et pouvant amener par blocage la dégradation brutale du rotor

Conclusion sur les caractéristiques des défauts dans les réducteurs à engrenage

Après avoir abordé un certain nombre de défauts dans les réducteurs et machines tournantes, on peut isoler les aspects suivants :

A/ un réducteur à engrenage, même très simple, génère trois types de vibrations :

1. vibrations harmoniques : leurs fréquences sont liées à la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée par une relation cinématique constante. Ce sont les vibrations provoquées par les balourds de l'arbre, les efforts des engrenements, le manque de coaxialité des arbres de réducteur avec des arbres des machines motrices ou réceptrices,
2. vibrations quasi-sinusoïdales : leurs fréquences ne sont pas liées de manière immuable à la fréquence de rotation des arbres. Ce sont plutôt des vibrations transmises au support par des machines situées dans le même atelier, ou encore les vibrations dues aux mouvements différentiels arbres-paliers,
3. vibrations aléatoires : ce sont les vibrations provoquées par un frottement sec de l'arbre dans ses paliers, par les roulements à billes sur la zone d'écaillage et par les excitations diverses, cavitations etc...

B/ les vibrations des machines ont des origines extrêmement diverses pour le responsable de fonctionnement, toute la difficulté tient dans l'interprétation correcte des signaux, d'une part les phénomènes mécaniques provoquant des vibrations se ressemblent beaucoup, et surtout dans leurs caractéristiques fréquentielles, et d'autre part une cause vibratoire se présente rarement seule dans la réalité, et le signal recueilli n'est qu'une combinaison de plusieurs effets.

Une boîte de transmission de puissance par engrenage est constituée de plusieurs éléments mécaniques (Figure II.17).

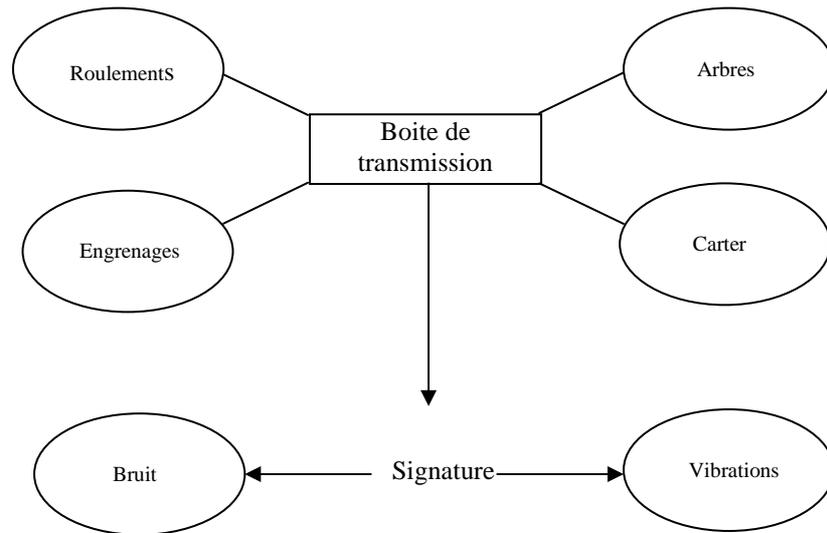


Figure II. 17 Description schématique d'une boîte de transmission.

Un mauvais fonctionnement de cette boîte peut être dû à un ou plusieurs défauts dans un ou plusieurs de ses éléments. Ainsi, vient l'importance d'isoler et de caractériser les défauts qui existent dans chaque élément. Dans ce travail, on suppose que le seul élément qui présente un défaut est l'engrenage. On se limitera de plus à un seul couple d'engrenage. Ainsi l'observation des effets des défauts se fait au travers d'une réponse ou signature soit sous forme de bruit soit sous forme de niveau vibratoire. Naturellement, on doit définir la zone d'observation qui généralement n'est pas immédiatement à côté de la zone de création de perturbations dues à l'existence d'un défaut.

On peut aussi distinguer :

- L'effet des défauts issus de la fabrication, de montage et de l'utilisation. Ces défauts peuvent être qualifiés être de « normaux » vise avis de la maintenance. Il existent et participent à la définition de l'état initial qui sert de référence du système à surveiller. Cet état est défini par une fonction de comportement supposée très compliquée dont on connaît des réponses sous forme d'enregistrement de signaux par exemple de bruit ou de vibration.
- L'effet de défauts indésirables du point de vue de la maintenance. On fait l'hypothèse que ces défauts sont suffisamment petits pour ne pas modifier la fonction précédente de comportement. Alors, la superposition des effets indésirables doit être détectée.

On peut alors poser une série de questions élémentaires :

- à quel endroit privilégié du mécanisme se place le capteur ?
- quelles réponses et enregistrement considéré ? (ces deux interrogations étant étroitement liées) ;
- définir la nature de l'effet indésirable au travers des enregistrements liés au comportement de référence. Cette qualification doit se faire à partir des grandeurs

disponibles (domaine temporel, fréquentiel, ou une combinaison des deux avec l'analyse par ondelettes) ;

- mesurer ou qualifier afin de définir des seuils significatifs pour les grandeurs précédentes ;

D'un point de vue mise en œuvre, on fait l'hypothèse qu'un défaut entraîne une signature, on vérifiera le bien fondé de cette hypothèse au cours du travail. On pourra donc créer artificiellement un défaut proche de ceux que l'on rencontre habituellement dans les fonctionnements des engrenages et isoler les modifications sur les grandeurs observées. On ne retiendra par la suite que deux sortes de défaut :

- Un défaut localisé au diamètre primitif pour simuler l'existence de cratères dus aux Piqûres (pitting).
- Un défaut distribué en tête et fond de dent sur le profil pour simuler l'existence de grippages dus au scuffing.

Chapitre III :

Présentation du modèle expérimental et organisation des essais

Sommaire

Introduction	37
III.2. Descriptif du banc d'essais	37
III.3.Choix des défauts à simuler sur le modèle expérimental	39
III.3.1. Défaut local	39
III.3.2. Défaut distribué	40
III.4. Conditions expérimentales et organisation des essais	41
III.5. Quantification des signaux vibratoires	42

Introduction

Ce chapitre présente l'ensemble du dispositif expérimental conçu et mis au point au cours de cette étude. Il comprend le banc d'essais ainsi que la chaîne d'acquisition de données. Globalement, ce dispositif est capable de reproduire et de simuler des conditions de fonctionnement d'un couple d'engrenages, proches de la réalité d'utilisation (plus particulièrement puissance), afin d'isoler le mieux possible les seuls effets dûs à l'engrènement.

La partie expérimentale a été menée au sein du Laboratoire de Recherche en Electrotechnique (L.R.E) de Génie Électrique de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger (ENP). Nous tenons à remercier les membres de ce Laboratoire pour leur accueil chaleureux et leur aide précieuse à la réalisation de cette étude.

III.2. Descriptif du banc d'essais.

Schématiquement, ce banc d'essais est constitué de deux lignes d'arbres rigides reliées cinématiquement entre elles par les engrenages d'essais. La vitesse et le couple appliqués sont mesurés par l'intermédiaire d'un dispositif électronique comportant un moteur asynchrone, un variateur de fréquence et une génératrice frein, ainsi qu'une armoire de commande.

Les deux lignes d'arbre sont montées sur un châssis métallique par l'intermédiaire de quatre paliers à semelles type UCP200, la position de ces paliers devait être la plus proche possible des engrenages afin de limiter les déformations des arbres par flexion. Le châssis est isolé du sol par des plots amortisseurs, ces deux lignes d'arbres ayant chacune une longueur de 300 mm et un diamètre qui varie entre 19 mm et 34 mm. (Figure III. 1)

Rappelons que chaque ligne d'arbre est liée cinématiquement à un arbre intermédiaire par un accouplement élastique en flexion et rigide en torsion qui permet de rattraper d'éventuels défauts d'alignement.

L'acquisition des données a été faite à l'aide d'une chaîne de mesure composée d'un accéléromètre piézo-électrique (Brüel & Kjaer) type 4371 N°1288477 dont la fréquence de résonance est de 35 kHz et le montage se fait par une vis, un amplificateur (Brüel & Kjaer) type 2626 dont la gamme de fréquence est comprise entre 0.3 Hz – 30 kHz, une carte d'acquisition qui nous permet la conversion d'un signal analogique en un signal numérique et un PC d'une part pour sauvegarder les données et d'autre part permet une gestion pratique des essais avec la possibilité d'adapter les outils classiques et de nouvelles techniques de traitement du signal.



Figure III. 1a Vue d'ensemble du banc d'essais

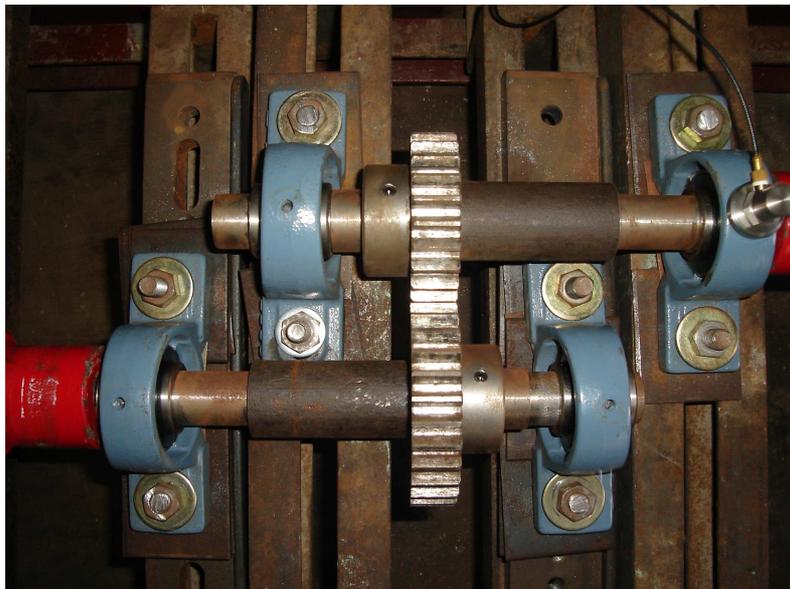


Figure III. 1b Vue de dessus du montage des engrenages

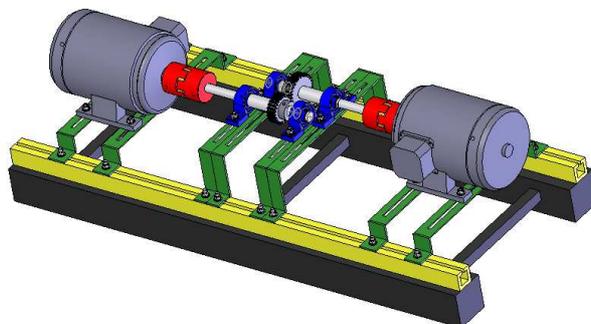


Figure III. 1c Représentation schématique du banc d'essais par le logiciel SOLIDWORKS

Figure III.1 Photographie du banc d'essais

Les principales caractéristiques des engrenages d'essais sont présentées dans le tableau suivant :

Caractéristiques	Engrenages droits
Nombre de dents (Z) (pignon/roue)	24/30
Angle d'hélice (β)	0°
Module (mm)	3
Largeur (mm)	20
Coefficient de déport (x_1/x_2)	0.4 / 0

III.3.Choix des défauts à simuler sur le modèle expérimental

Concernant les travaux expérimentaux, le défaut réparti et le défaut local d'engrenages ont été choisis pour être simulés sur notre banc d'essais. Ils sont représentatifs des avaries pouvant survenir au cours du fonctionnement d'un système de transmission de puissance, et constituent deux géométries différentes d'endommagement de denture. Les défauts ont été reproduits artificiellement par enlèvement de matière. Cette méthode d'obtention a été privilégiée par rapport à une méthode d'obtention par fonctionnement du système jusqu'à usure réelle pour trois raisons essentielles :

- Temps permis aux expérimentations : l'engrenage a été monté sur un banc d'essais du département de génie électrotechnique pour une durée de temps relativement courte car ce banc d'essais était sollicité pour les travaux de recherche dans ce département.
- Limitations des dégradations : seuls les défauts d'engrenages devaient être isolés. Un fonctionnement du système jusqu'à usure et détérioration totale des engrenages peut également s'accompagner de l'apparition de défauts sur d'autres organes mécaniques, notamment les roulements.
- Représentation simplificatrice des défauts : l'objectif de ce mémoire est de définir l'influence des défauts vibratoires sur la structure des signaux. Pour cela, il a été choisi de réaliser des défauts marqués pour que la modification des signaux soit suffisamment identifiable.

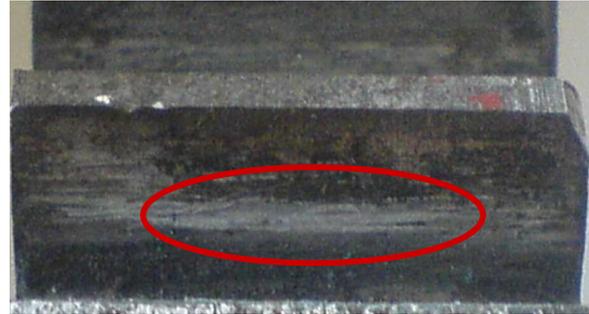
III.3.1. Défaut local

Les défauts ont été reproduits artificiellement par enlèvement de matière. Trois configurations de défaut local ont été créées à l'emplacement du diamètre primitif des dentures. (Figure III.2)

- ✓ Un défaut local sous forme d'une rayure sur toute la largeur de la dent ;
- ✓ Deux défauts locaux progressifs ont été créés sur la largeur de la dent (un occupe le 1/3 de la largeur de la dent et le deuxième occupe la moitié de cette largeur) ;
- ✓ Enfin, une suppression complète d'une dent.



a. Défaut local progressif occupe 1/3 de la largeur de la dent (**défaut N°1**)



b. Défaut local progressif occupe demi largeur de la dent (**défaut N°2**)



c. Défaut local sous forme d'une rayure sur toute la largeur de la dent (**défaut N°3**)



d. Arrachement complet d'une dent (**défaut N°4**)

Figure III. 2 Visualisation du défaut Local

III.3.2. Défaut distribué

Le défaut réparti d'engrenages est obtenu en faisant fonctionner le système pendant une durée de 3 heures, afin d'altérer uniformément les dents de la roue réceptrice et de la roue motrice. De plus, le cas de suppression complète de deux dents est aussi considéré. (Figure III.3)



a. Défaut réparti uniformément sur toutes les dents (**défaut N°5**)



b. Arrachement complet de deux dents (**défaut N°6**)

Figure III. 3 Visualisation du défaut distribué

III.4. Conditions expérimentales et organisation des essais

Dans ce paragraphe, nous présenterons les paramètres qui ont été pris en compte au cours de cette étude (vitesse et couple)

Les conditions de fonctionnement sont caractérisées par le couple résistant et la vitesse motrice applicables au système. Le banc d'essais a une plage de fonctionnement en vitesse de 0 à 1500 tr/min, et une plage pour le couple de 0 à 25 N.m.

Dans cette étude nous considérons que trois vitesses représentatives de la plage de fonctionnement du système et trois valeurs de couples résistants.

Vitesses (tr/min)	750	1200	1500
Couples (N.m)	0	10	25

Afin de nous permettre de visualiser les 5 premiers harmoniques de la fréquence de l'engrènement, nous avons choisi une fréquence max : $f_{\max} = 5000 \text{ Hz}$ donc une fréquence d'échantillonnage des mesures d'accélération $f_e = 5000 \times 2.56 = 12800 \text{ Hz}$,

Le temps d'acquisition T_{acq} correspond à la durée d'observation du signal :

$$T_{acq} = N_e \cdot T_e = \frac{N_e}{f_e} = \frac{N_e}{2.56 f_{\max}}$$

Avec :

- N_e : est le nombre d'échantillon (notre cas $N_e = 2^{14} = 16384$) ;
- T_e : période d'échantillonnage ;
- F_e : fréquence d'échantillonnage.

Cela veut dire que le temps d'acquisition est : $T_{acq} = \frac{16384}{12800} = 1.28 \text{ s}$

Chaque défaut et chaque niveau de gravité est réalisé sur des roues dentées spécifiques. Ainsi, le banc est doté de plusieurs couples d'engrenages représentatifs d'un état du système. Le **Tableau** explique les pièces équipant le banc d'essais.

	Roue réceptrice	Roue motrice
Etat sein	1	1
Défaut local	3	1
Défaut distribué	2	1
Total	6 dentures	3 dentures

A partir du modèle expérimental, les mesures recueillies vont permettre de définir les caractéristiques des signatures de défauts d'engrenages.

III.5. Quantification des signaux vibratoires

Nous avons choisi un certain nombre de paramètres statistiques qui permettent de caractériser un signal quelconque. Le but est d'étudier la sensibilité de ces paramètres vis-à-vis d'une anomalie ou défaut simulé, ensuite isoler ceux qui sont les plus sensibles qui seront utilisés, par la suite, comme indicateurs. Les paramètres pris en compte avec leur forme discrète sont regroupés dans le tableau ci-après. Ces paramètres seront calculés dans le cas des signaux temporels et ondelettes. Alors dans le domaine spectral, les paramètres pris en compte sont les premiers cinq harmoniques et la valeur efficace (RMS).

Paramètre statistique	Forme discrète (signal x_i)
valeur crête	X_{\max}
valeur crête à crête	$X_{\max} + X_{\min}$
moyenne (X)	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i$
écart-type (σ)	$\sqrt{\frac{1}{(N-1)} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}$
coefficient d'asymétrie (skew)	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \right)^3$
coefficient d'aplatissement (kurtosis)	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \right)^4$
valeur efficace (RMS)	$\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i)^2}$

Tableau III.1 Paramètres statistiques utilisés.

Chapitre IV :

Analyse des vibrations dûes à des défauts d'un engrenage droit Resultats et Discussions

Sommaire

Introduction	44
IV.1 Rappels sur les conditions et les hypothèses appliquées aux signaux échantillonnés	44
IV.2 Etude l'effet des défauts sur le comportement des engrenages droits	45
IV.2.1 Etude expérimentale d'un défaut Local	45
IV.2.1.1 Analyse statistiques des données issues à partir des signaux temporels.....	45
IV.2.1.2 Analyse des données issues à partir des spectres	51
IV.2.1.3 Analyse des données issues à partir des coefficients des ondelettes.....	57
IV.2.2 Etude expérimentale d'un défaut Distribué	61
IV.2.2.1 Analyse statistiques des données issues à partir des signaux temporels.....	62
IV.2.2.2 Analyse des données issues à partir des spectres	66
IV.2.2.3 Analyse des données issues à partir des coefficients des ondelettes.....	71
IV.3 Comparaison de l'étude d'accélération et du bruit	73
IV.4 Analyse cepstrale d'un défaut local	74
Conclusion	76

Introduction

La surveillance de l'état d'une machine tournante consiste à établir un diagnostic en choisissant un ou plusieurs paramètres de fonctionnement mesurables et à comparer de façon statistique ces paramètres à des données standards caractérisant la présence d'une anomalie quelconque, parmi les paramètres mesurables, le signal vibratoire est particulièrement intéressant, puisque l'analyse d'un tel signal permet de caractériser la plupart des efforts dynamiques. Ainsi, on procède à la qualification et à la quantification de l'influence des défauts sur la réponse dynamique du système.

Par ailleurs, dans ce système, le changement du comportement peut être regardé dans plusieurs domaines. Nous avons utilisé plusieurs types d'analyse (temporelle, fréquentielle, ondelettes et cepstrale).

Dans ce chapitre, notre objectif est d'étudier deux défauts d'un engrenage cylindrique droits (défaut local et distribué). Notre méthodologie de travail consiste à :

- Simuler un comportement avec défaut (local ou distribué) ;
- Comparer la réponse avec et sans défaut.

IV.1 Rappels sur les conditions et les hypothèses appliquées aux signaux échantillonnés

La première hypothèse importante en théorie du signal est que le signal doit être stationnaire, c'est-à-dire qu'il ne doit pas dépendre de l'instant du début de l'acquisition. Cette hypothèse peut être exprimée aussi par le fait que les propriétés statistiques du signal ne sont pas modifiées par un changement d'origine temporelle.

Dans le cas de signaux in-stationnaires, il est nécessaire de prendre des précautions quant au déclenchement de l'acquisition, il faut repérer le "début" du signal par rapport à un événement typique du phénomène physique. Dans la plupart des cas, et en particulier au cours de cette étude, les signaux analysés seront considérés comme stationnaires. En effet, l'ensemble des phénomènes physiques étudiés seront mémorisés dans des conditions de fonctionnement établi, hors des plages de fonctionnement transitoire (montée en vitesse ou changement de couple).

La seconde hypothèse formulée est celle d'ergodicité ou de quasi-ergodicité. L'ergodicité est une propriété qui peut se résumer par le fait que les résultats obtenus à partir de moyennes temporelles ont la même signification que ceux obtenus à partir de moyennes d'ensemble, c'est-à-dire de moyennes réalisées sur un grand nombre de valeurs obtenues sur des réalisations différentes d'un processus.

Cette hypothèse peut être exprimée plus simplement : en ayant un historique suffisamment grand du processus, on est à peu près certain d'avoir eu toutes les valeurs possibles du processus. On peut dire aussi qu'un système est ergodique si, abandonné à lui-même, il passera tôt ou tard par tout point possible de la réalisation de son processus.

Enfin, une condition primordiale à tout échantillonnage est imposée par le théorème de Shannon qui stipule que le signal ne doit pas contenir, avant échantillonnage, des composantes fréquentielles dont la fréquence est supérieure à la moitié de la fréquence utilisée pour échantillonner le signal. Si cette condition n'est pas remplie, un phénomène de

repliement vient perturber toute analyse fréquentielle postérieure à l'échantillonnage. Ce phénomène est caractérisé par un repliement des fréquences supérieures à cette limite qui opère comme un miroir sur la représentation fréquentielle des signaux.

En pratique, la limite généralement utilisée en traitement du signal peut s'écrire sous la forme suivante :

$$f_e = 2.56 f_{\max}$$

où : f_e est la fréquence d'échantillonnage
et : f_{\max} la fréquence maximale d'analyse.

Généralement, tous les signaux sont filtrés par des filtres analogiques passe-bas ou filtres anti-repliement. Ces filtres présentent des caractéristiques particulières comme une fréquence de coupure précise et une pente d'atténuation très forte.

IV.2 Etude l'effet des défauts sur le comportement des engrenages droits

L'ensemble des résultats issus de l'étude expérimentale ont été traité et présenté dans les quatre domaines : temporel, fréquentiel, cepstrale et ondelettes d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

IV.2.1 Etude expérimentale d'un défaut local

Comme nous avons défini au part avant (Chapitre III), l'endroit où nous avons créé le défaut local. Ce défaut est sous la forme d'une rayure taillée au niveau du diamètre primitif sur toute la largeur de la dent de la roue réceptrice (pignon) et deux défauts locaux progressifs.

IV.2.1.1 Analyse statistique des données issues à partir des signaux temporels

a. Influence du couple

Un certain nombre des paramètres statistiques qui permettent de caractériser un signal temporel ont été choisis. Ces paramètres sont soit ceux qui caractérisent le niveau de l'énergie du signal, soient ceux qui donnent des indications sur la distribution des amplitudes du signal.

Ces indicateurs sont la valeur crête, la valeur crête à crête, la valeur efficace (RMS), l'écart type et le kurtosis.

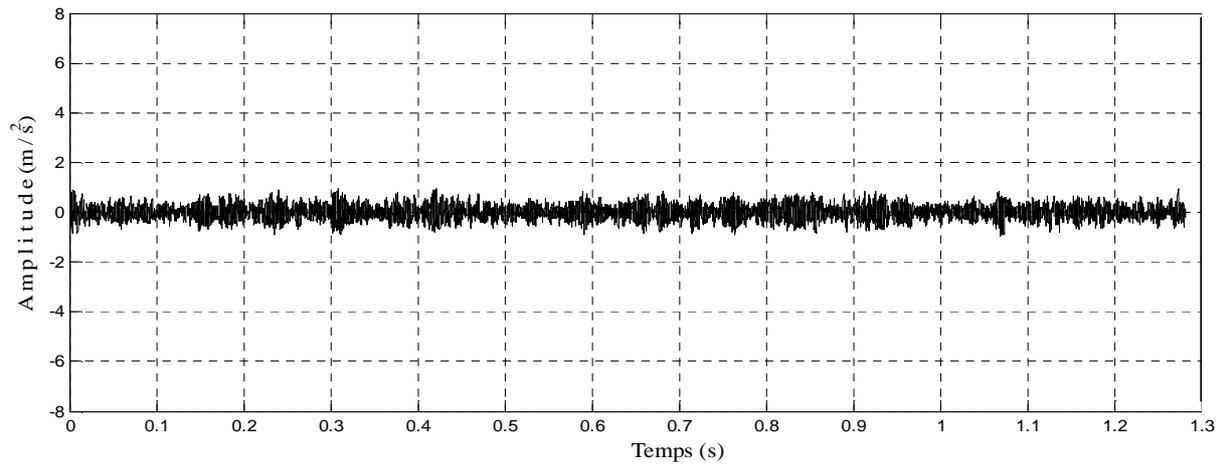


Figure IV. 1 Signal temporel (sans défaut, couple 0 N.m et vitesse 1500 tr/mn)

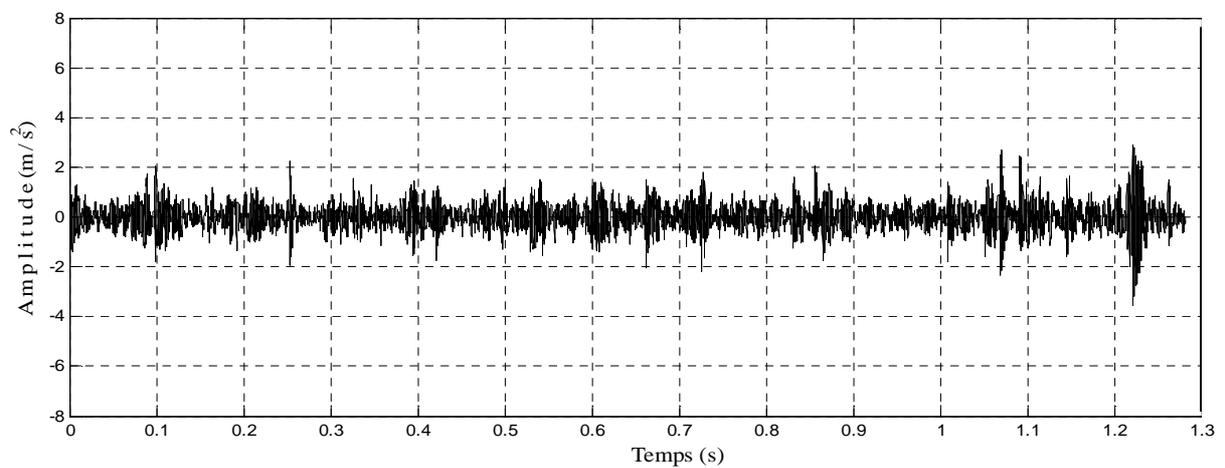


Figure IV. 2 Signal temporel (défaut N°3, couple 10 N.m et vitesse 1200 tr/mn)

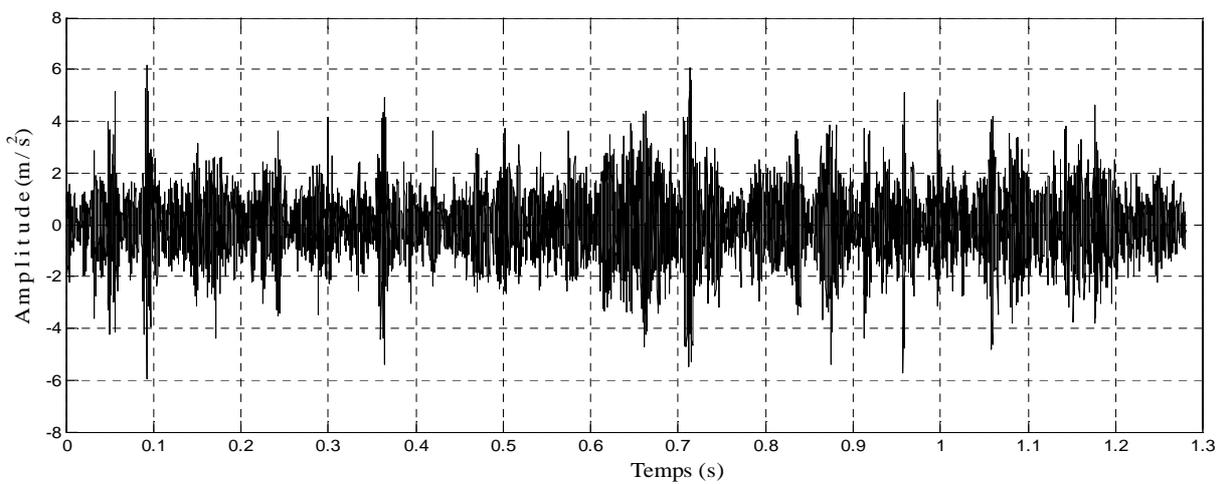


Figure IV. 3 Signal temporel (défaut N°4, couple 25 N.m et vitesse 1500 tr/mn)

Couple [N.m]	Paramètres					
		Crête [m/s ²]	Crête à crête [m/s ²]	RMS	σ	Kurtosis
0	Sans défaut	0,96	1,92	0,45	0,45	2,66
	Avec défaut N°1	1,14	2,49	0,45	0,45	2,77
	Avec défaut N°2	1,59	2,98	0,46	0,46	3,18
	Avec défaut N°3	1,77	3,14	0,46	0,47	3,47
	Avec défaut N°4	2,11	4,43	0,49	0,49	4,03
10	Sans défaut	1,48	2,92	0,54	0,54	2,83
	Avec défaut N°1	1,84	3,97	0,66	0,63	2,90
	Avec défaut N°2	2,55	4,28	0,74	0,74	3,57
	Avec défaut N°3	3,54	4,83	0,79	0,79	4,09
	Avec défaut N°4	3,98	6,91	0,83	0,83	4,84
25	Sans défaut	2,07	4,08	0,62	0,62	2,93
	Avec défaut N°1	2,37	5,15	0,75	0,75	3,07
	Avec défaut N°2	3,54	7,09	1,02	1,02	4,26
	Avec défaut N°3	5,34	7,28	1,11	1,11	5,04
	Avec défaut N°4	6,13	12,12	1,27	1,27	5,64

Tableau IV. 1 Influence des différents paramètres en fonction du couple

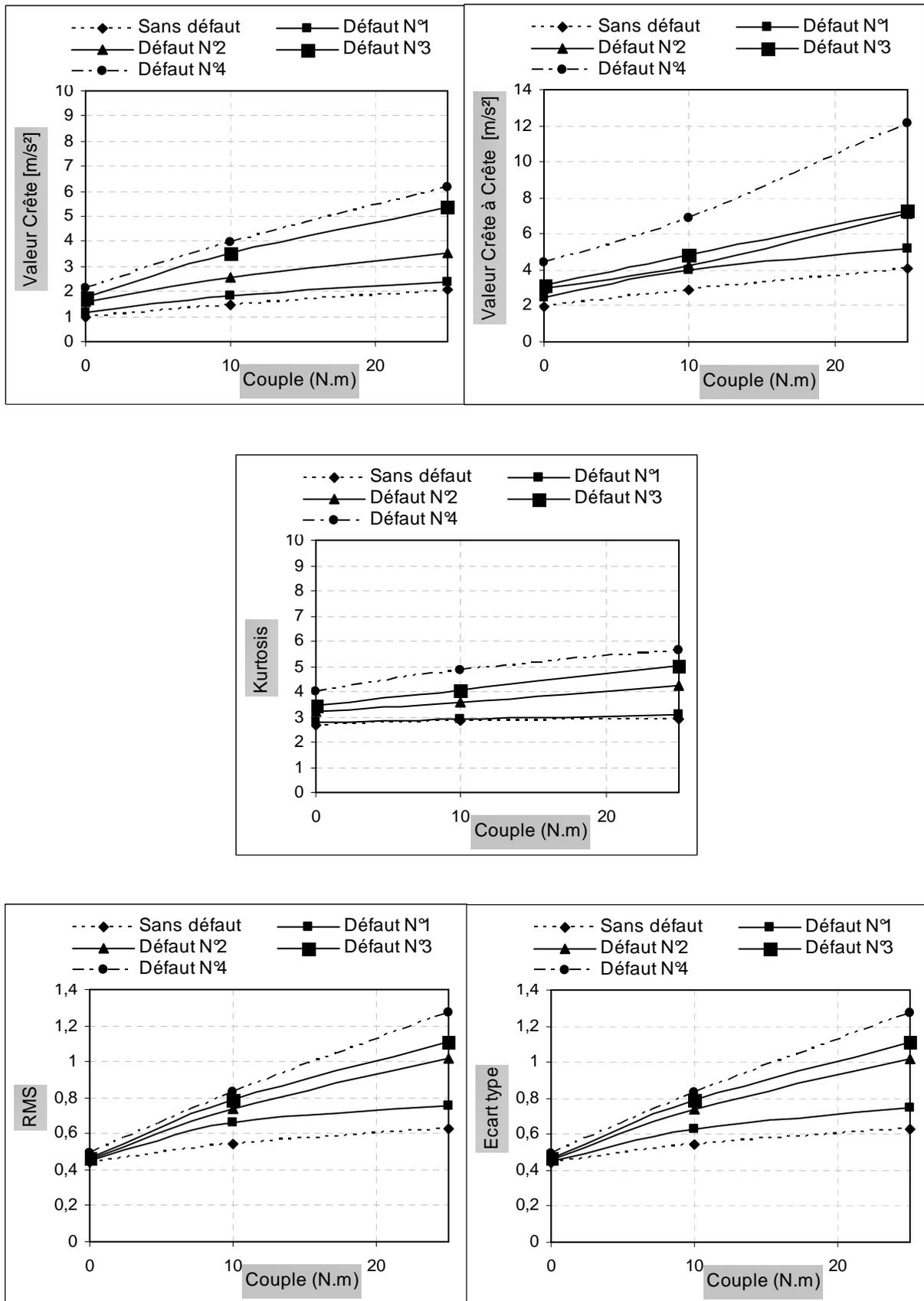


Figure IV. 4 Influence du défaut local en fonction du couple issu à partir des signaux temporels

b. Influence de la vitesse

L'ensemble des résultats issues à partir des signaux temporels en fonction de la vitesse ont été regroupés et présentés d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

Vitesse [tr/mn]	Paramètres					
		Crête [m/s ²]	Crête à crête [m/s ²]	RMS	σ	Kurtosis
750	Sans défaut	1,09	2,10	0,36	0,36	3,78
	Avec défaut N°1	1,09	2,18	0,47	0,47	3,97
	Avec défaut N°2	1,29	2,57	0,49	0,49	4,16
	Avec défaut N°3	1,74	3,47	0,51	0,51	6,36
	Avec défaut N°4	2,04	4,08	0,69	0,68	7,75
1200	Sans défaut	1,12	2,06	0,38	0,38	2,89
	Avec défaut N°1	1,47	2,94	0,47	0,47	3,04
	Avec défaut N°2	1,99	3,58	0,56	0,55	3,61
	Avec défaut N°3	3,56	7,12	0,79	0,79	4,47
	Avec défaut N°4	3,68	7,96	1,27	1,25	5,84
1500	Sans défaut	1,98	4,08	0,59	0,58	2,46
	Avec défaut N°1	2,17	4,42	0,65	0,64	3,00
	Avec défaut N°2	3,24	6,59	0,92	0,91	3,15
	Avec défaut N°3	4,24	7,80	1,11	1,11	3,32
	Avec défaut N°4	5,13	8,72	1,22	1,23	3,96

IV. 2 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse

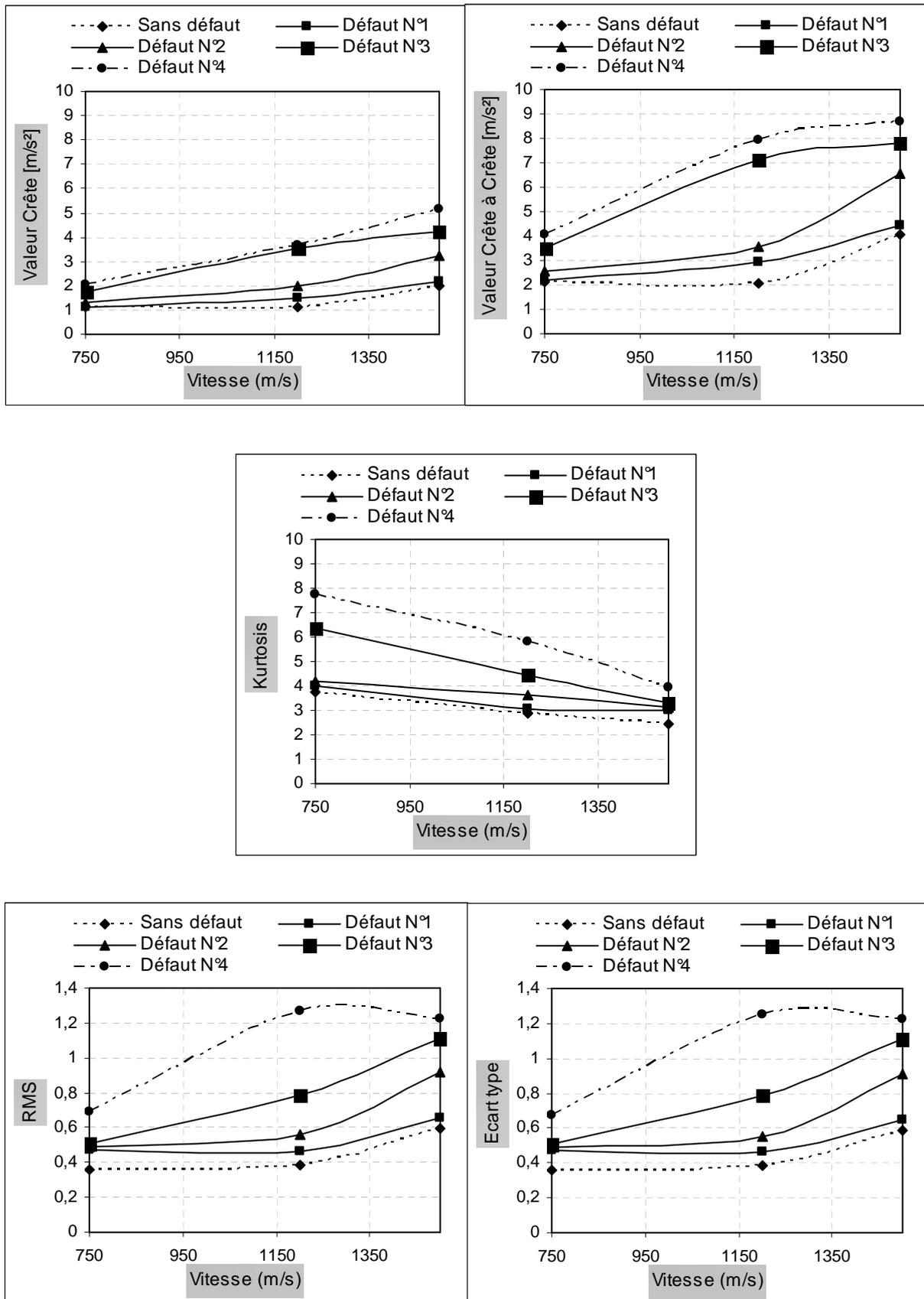


Figure IV. 5 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issu à partir des signaux temporels

Les figures (IV.1-IV.3) sont des représentations temporelles des signaux vibratoires obtenus à partir d'un accéléromètre placé verticalement sur palier le plus proche du réducteur en fonction du couple et de la vitesse respectivement.

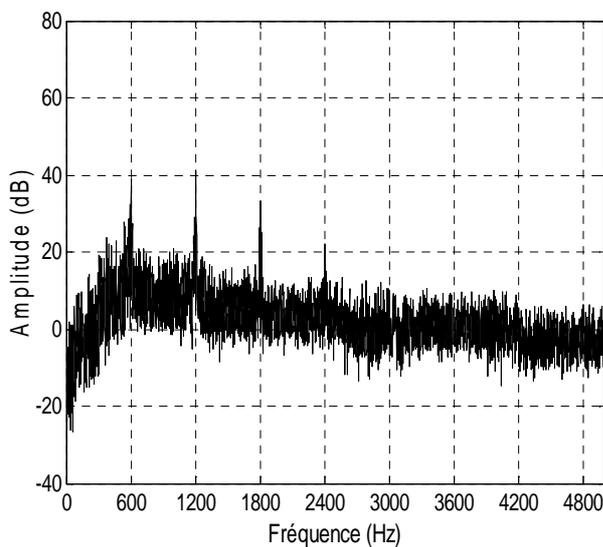
Comparaison entre engrenage droit avec défaut et le même engrenage sans défaut :

- En fonction du couple (tableau IV.1 et figure IV.4), montre que l'influence de défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'accroissement du couple, sur ce dernier on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 1,07 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°1 ;
 - 3,01 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°2 ;
 - 3,27 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°3 ;
 - 8,04 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°4 .
- Le (tableau IV.2) et la (figure IV.5) montre l'influence du défaut sur les différents indicateurs et ce en fonction de la vitesse de rotation. Cette influence est plus accentuée avec l'augmentation de la vitesse de rotation, sur cette dernière on observe que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 0,88 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°1 ;
 - 2,51 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°2 ;
 - 5,06 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°3 ;
 - 5,90 m/s² entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°4 .

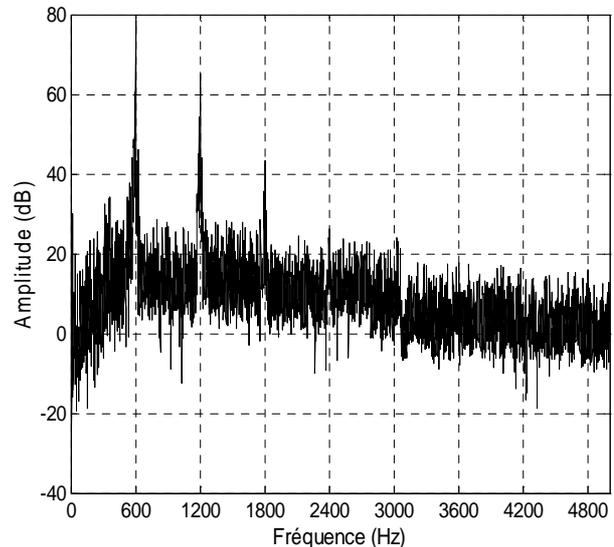
IV.2.1.2 Analyse des données issues à partir des spectres

a. Influence du couple

Les signaux issus des mesures d'accélération effectuées sur l'engrenage avec et sans défaut sont traités par l'analyse de la transformée de Fourier Rapide (FFT). Figures (IV.6 et IV.8).



Couple 0 N.m, sans défaut



Couple 10 N.m avec défaut N°2

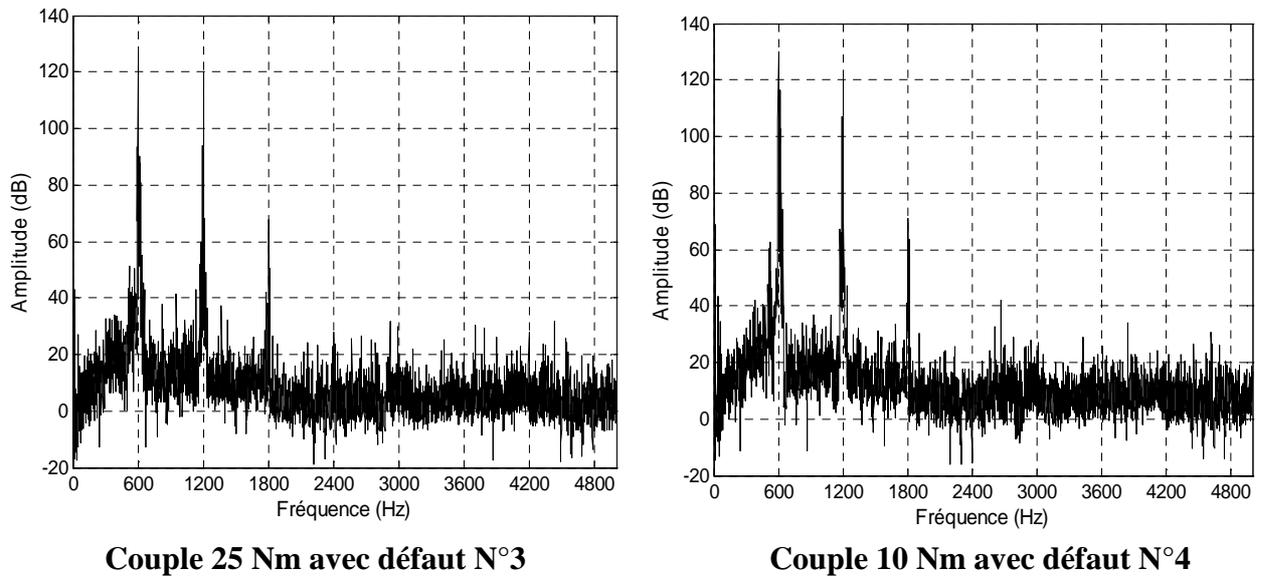


Figure IV. 6 Représentation de quelques spectres de fréquence en fonction du couple

Couple [Nm]	Paramètres				
		Niveau Harmonique N°1 [dB]	Niveau Harmonique N°2 [dB]	Niveau Harmonique N°3 [dB]	RMS
0	Sans défaut	38,78	40,96	31,30	9,10
	Avec défaut N°1	39,92	50,33	35,34	9,86
	Avec défaut N°2	46,19	60,00	38,76	12,08
	Avec défaut N°3	61,15	79,79	48,67	14,49
	Avec défaut N°4	83,34	87,94	57,20	18,94
10	Sans défaut	44,58	45,16	35,19	11,10
	Avec défaut N°1	51,01	54,51	39,17	11,83
	Avec défaut N°2	78,53	65,21	43,43	13,95
	Avec défaut N°3	108,84	102,34	61,06	17,76
	Avec défaut N°4	129,85	120,71	70,87	22,44
25	Sans défaut	54,73	56,95	39,51	12,62
	Avec défaut N°1	60,78	66,44	43,98	14,38
	Avec défaut N°2	93,81	80,60	55,39	15,95
	Avec défaut N°3	126,43	120,08	77,74	19,79
	Avec défaut N°4	143,79	145,54	103,18	24,73

Tableau IV. 3 Influence des différents paramètres en fonction du couple

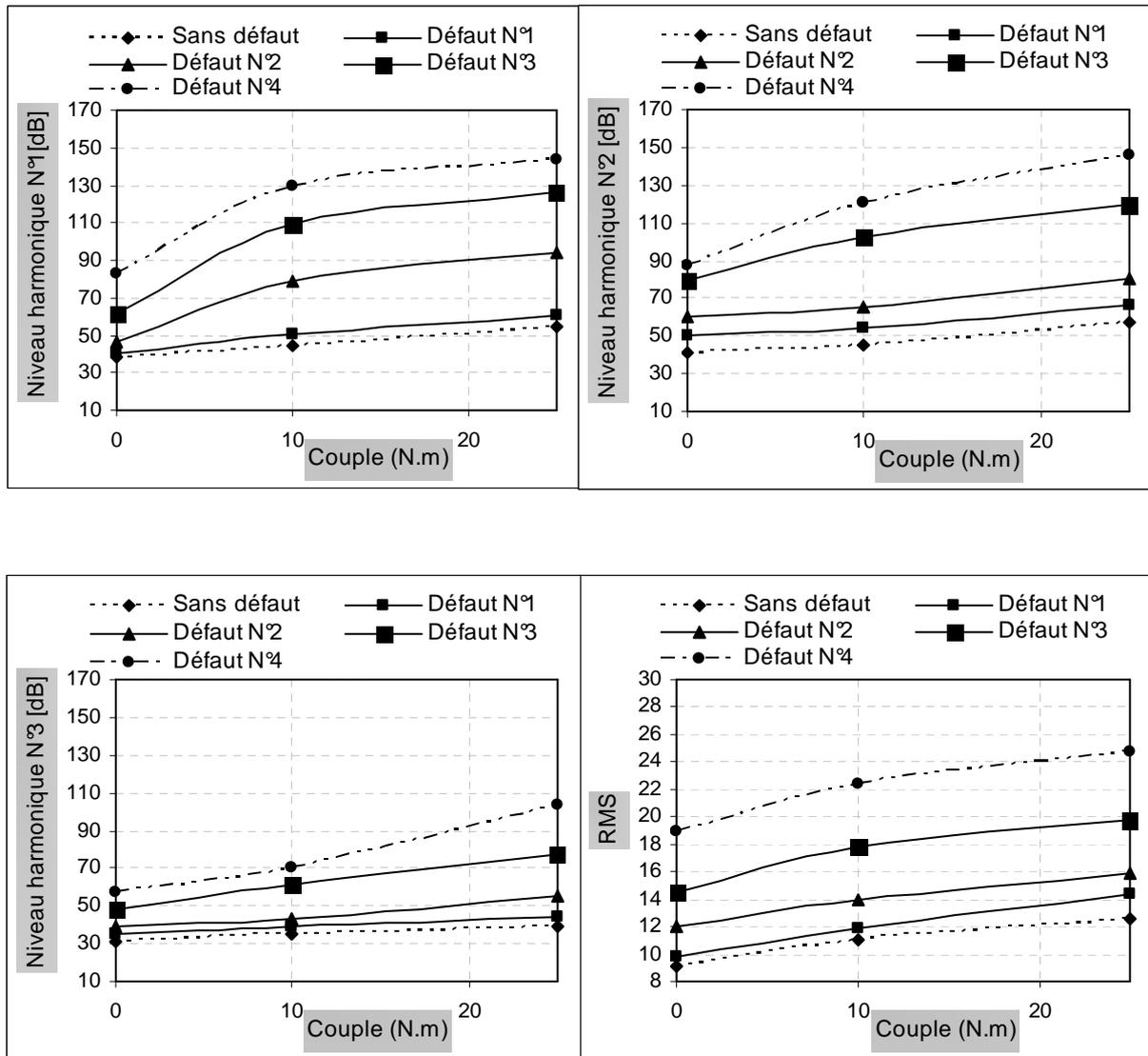


Figure IV. 7 Influence du défaut local en fonction du couple issue à partir des spectres

b. Influence de la vitesse

L'ensemble des résultats issues à partir de l'analyse spectrale en fonction de la vitesse ont été regroupés et présentés d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

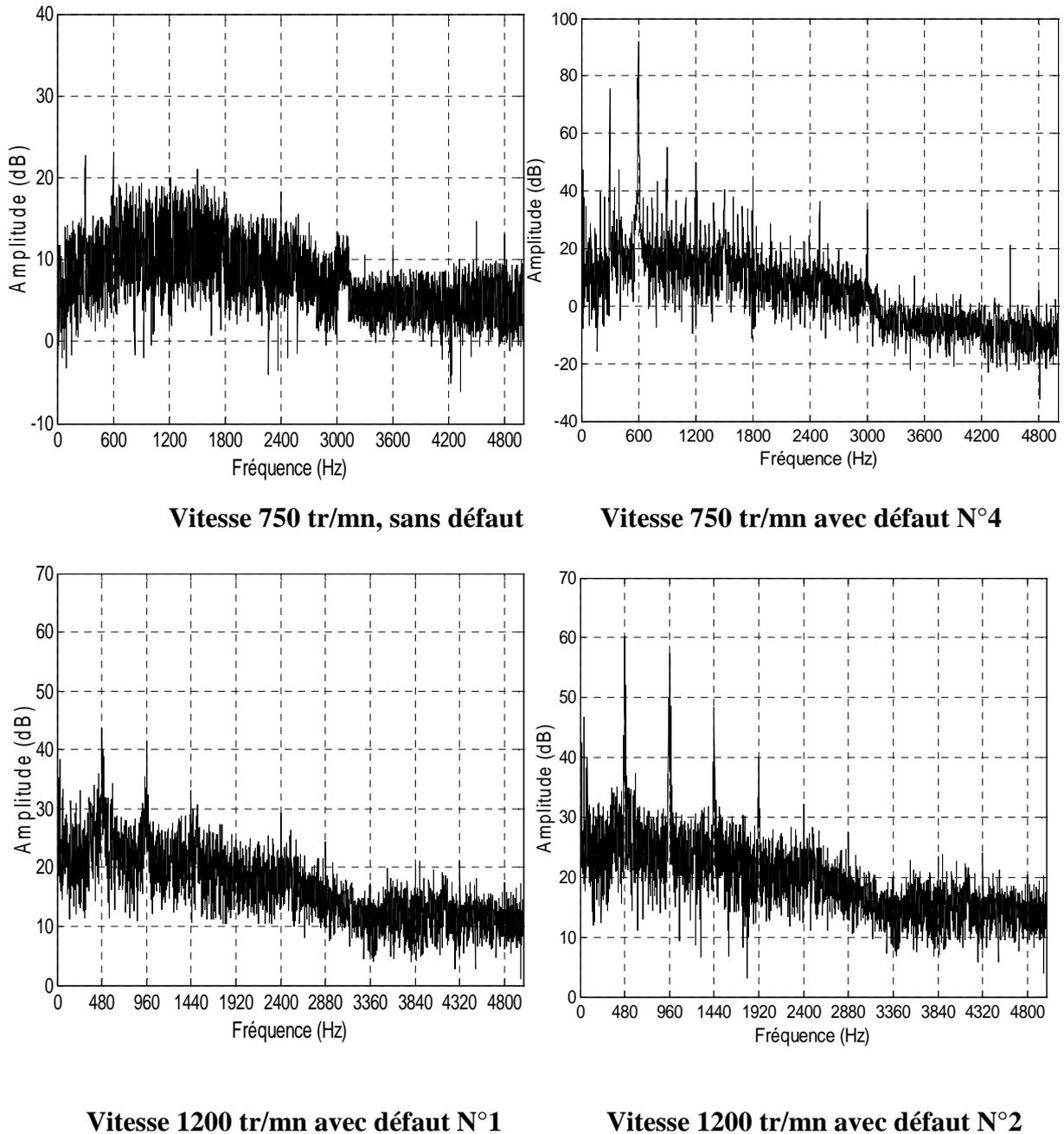


Figure IV. 8 Représentation de quelques spectres de fréquence en fonction de la vitesse

Vitesse [tr/mn]	Paramètres				
		Niveau Harmonique N°1 [dB]	Niveau Harmonique N°2 [dB]	Niveau Harmonique N°3 [dB]	RMS
750	Sans défaut	22,81	23,07	16,87	8,70
	Avec défaut N°1	30,67	25,13	23,33	9,62
	Avec défaut N°2	52,31	43,68	33,11	11,41
	Avec défaut N°3	84,89	81,96	42,91	11,78
	Avec défaut N°4	90,51	92,07	55,28	12,16
1200	Sans défaut	33,22	30,03	25,56	10,03
	Avec défaut N°1	43,78	41,44	32,98	12,78
	Avec défaut N°2	63,21	57,44	48,33	14,65
	Avec défaut N°3	95,84	98,18	55,98	16,98
	Avec défaut N°4	111,63	117,83	71,07	18,46
1500	Sans défaut	54,73	46,95	39,51	12,62
	Avec défaut N°1	64,78	56,44	43,98	15,78
	Avec défaut N°2	83,81	70,60	59,39	17,95
	Avec défaut N°3	126,43	120,08	67,74	19,79
	Avec défaut N°4	143,79	145,53	103,18	24,73

Tableau IV. 4 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse

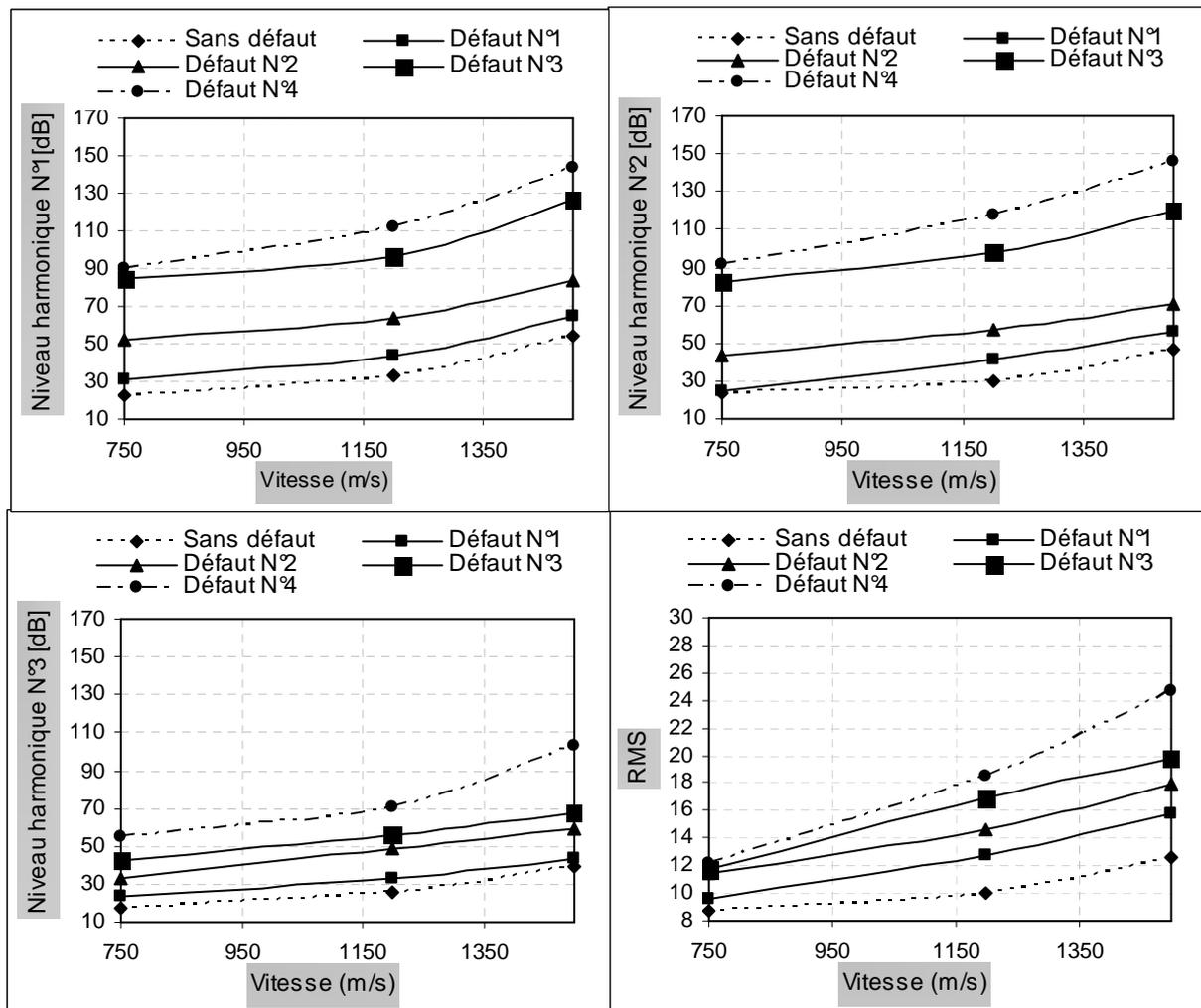


Figure IV. 9 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issu à partir des spectres

Les indicateurs pris en compte sont :

- ✓ Le niveau du premier harmonique de la fréquence de l'engrènement (H1 en dB) ;
- ✓ Le niveau du premier harmonique de la fréquence de l'engrènement (H2 en dB) ;
- ✓ Le niveau du premier harmonique de la fréquence de l'engrènement (H3 en dB) ;
- ✓ La valeur efficace (RMS).

Comparaison entre engrenage droit avec défaut et le même engrenage sans défaut :

- Variation du couple (tableau IV.3 et figure IV.7): on remarque que l'influence de défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'augmentation du couple et on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 09,49 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°1 ;
 - 39,08 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°2 ;
 - 71,70 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°3 ;
 - 89,06 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°4 .

- Variation de la vitesse (tableau IV.4 et figure IV.9) : il est observé que l'influence de défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'accroissement de la vitesse, Celle-ci est plus accentuée avec l'accroissement de la vitesse de rotation. On constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 11,41 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°1 ;
 - 29,99 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°2 ;
 - 73,13 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°3 ;
 - 98,58 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°4.

IV.2.1.3 Analyse des données issues à partir des coefficients des ondelettes

a. Influence du couple

L'analyses d'ondelettes pour les signaux d'engrenage avec défaut montre que ce défaut provoque une augmentation des niveaux des coefficients des ondelettes en hautes fréquences et particulièrement (niveau 4 et niveau 3) comme la montre la figure IV.10. C'est pourquoi nous allons étudier statiquement les coefficients des ondelettes pour ces deux niveaux (tableau IV.5). Les paramètres pris en compte sont la valeur crête et la valeur efficace (RMS).

Filtre passe-haut (détails)		
Niveaux	Bande de fréquence (Octave)	$f_e = 12800$ Hz
01	6400-12800	$f_e/2^1 - f_e$
02	3200-6400	$f_e/2^2 - f_e/2^1$
03	1600-3200	$f_e/2^3 - f_e/2^2$
04	800-1600	$f_e/2^4 - f_e/2^3$
05	400-800	$f_e/2^5 - f_e/2^4$
06	200-400	$f_e/2^6 - f_e/2^5$
07	100-200	$f_e/2^7 - f_e/2^6$
08	50-100	$f_e/2^8 - f_e/2^7$
09	25-50	$f_e/2^9 - f_e/2^8$
10	12.5-25	$f_e/2^{10} - f_e/2^9$

Tableau IV. 5 Détail de distribution des fréquences

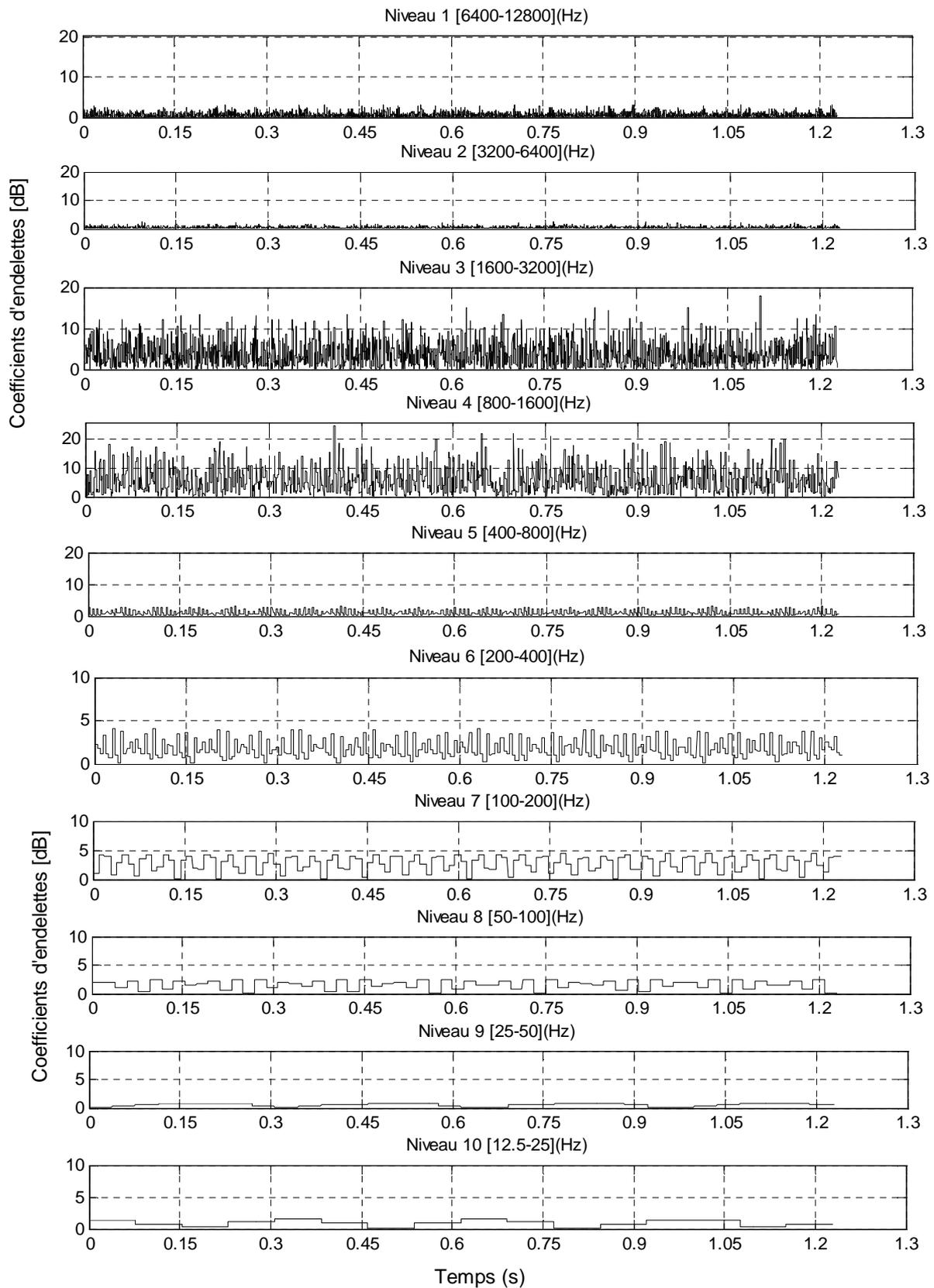


Figure IV. 10 Représentation des coefficients d'ondelettes dans le cas du défaut N°4 [vitesse 1500 tr/mn et couple 25 N.m]

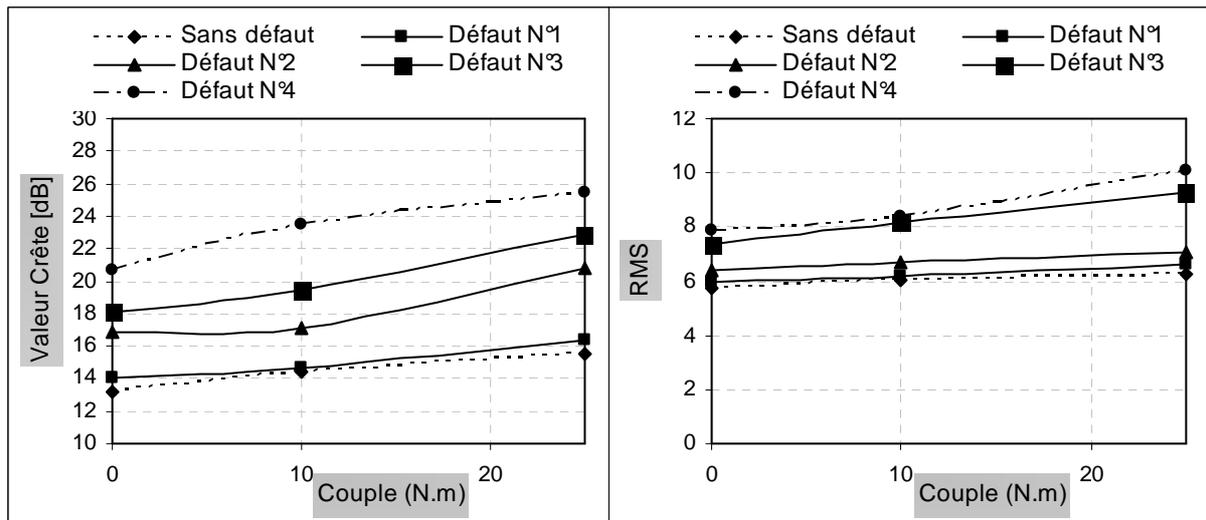


Figure IV. 11 Influence du défaut local en fonction du couple issue à partir des ondelettes

Couple [Nm]	Paramètres		
		Valeur crête [dB]	Valeur efficace (RMS)
0	Sans défaut	13,22	5,77
	Avec défaut N°1	14,09	5,99
	Avec défaut N°2	16,81	6,43
	Avec défaut N°3	18,10	7,33
	Avec défaut N°4	20,68	7,90
10	Sans défaut	14,43	6,01
	Avec défaut N°1	14,65	6,22
	Avec défaut N°2	17,16	6,70
	Avec défaut N°3	19,43	8,15
	Avec défaut N°4	23,51	8,38
25	Sans défaut	15,58	5,65
	Avec défaut N°1	16,39	5,93
	Avec défaut N°2	20,83	6,94
	Avec défaut N°3	22,87	8,05
	Avec défaut N°4	25,51	9,97

Tableau IV. 6 Influence des différents paramètres en fonction du couple

b. Influence de la vitesse

L'ensemble des résultats issues à partir des coefficients d'ondelettes en fonction de la vitesse ont été regroupés et présentés d'une part sous forme de tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

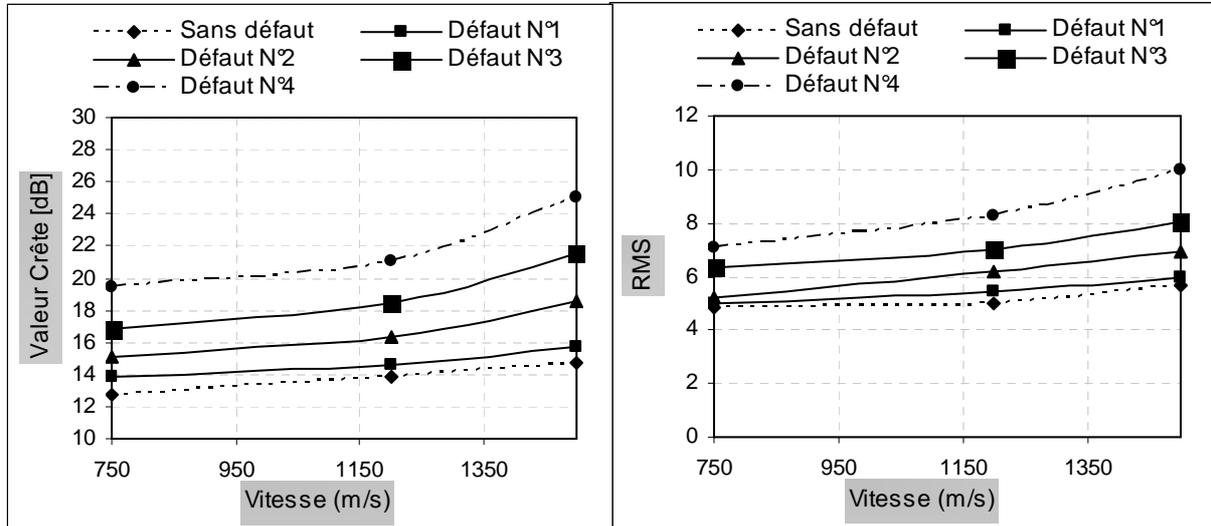


Figure IV. 12 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issue à partir des ondelettes

Vitesse [tr/mn]	Paramètres		
		Valeur crête [dB]	Valeur efficace (RMS)
750	Sans défaut	12,70	4,84
	Avec défaut N°1	13,83	5,03
	Avec défaut N°2	15,04	5,23
	Avec défaut N°3	16,83	6,35
	Dent supprimée	19,46	7,07
1200	Sans défaut	13,86	5,02
	Avec défaut N°1	14,65	5,44
	Avec défaut N°2	16,38	6,18
	Avec défaut N°3	18,43	7,01
	Dent supprimée	21,09	8,31
1500	Sans défaut	14,75	5,65
	Avec défaut N°1	15,69	5,93
	Avec défaut N°2	18,58	6,94
	Avec défaut N°3	21,50	8,05
	Dent supprimée	25,04	9,97

Tableau IV. 7 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse

Les figures (IV.11) et (IV.12) représentent graphiquement l'évolution de ces deux paramètres statiques en fonction du couple. Sur ces deux figures, on constate que le défaut sur la denture de l'engrenage droit introduit une augmentation importante des niveaux des différents indicateurs.

La comparaison entre engrenage droit avec défaut et le même engrenage sans défaut :

- En fonction du couple (tableau IV.6) : on remarque que l'influence de défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'accroissement de couple et on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 00,87 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°1 ;
 - 05,25 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°2 ;
 - 07,29 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°3 ;
 - 09,93 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°4.

- En fonction de la vitesse (tableau IV.7) montre que l'influence de défaut sur les différents indicateurs est importante. Ces indicateurs accroît avec l'accroissement de la vitesse, sur cette dernière on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 01,13 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°1 ;
 - 03,83 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°2 ;
 - 06,75 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°3 ;
 - 10,29 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°4.

En résumé, le diagnostic efficace d'une machine passe tout d'abord par la définition des indicateurs qui permettent de détecter les défauts qui peuvent exister dans cette machine. Une fois ces défauts détectés, on peut procéder à leur qualification permettant par la suite la définition d'un seuil d'alarme capable de prévenir l'intervention au moment optimal. Les résultats obtenus montrent l'efficacité des indicateurs à détecter ce type de défaut même avec ces quatre niveaux de niveaux de progression.

IV.2.2 Etude expérimentale d'un défaut Distribué

Les paragraphes précédents ont été consacrés à l'étude de l'un des défauts qui provient dans les engrenages (défaut local). Ce paragraphe à pour but, d'une part, d'étudier l'effet d'un autre type de défaut (défaut distribué) et d'autre part, de tester la sensibilité des indicateurs des trois domaines (temporelle, fréquentielle et ondelettes) à le détecter.

IV.2.2.1 Analyse statistique des données issues à partir des signaux temporels

a. Influence du couple

L'ensemble des résultats issues à partir des signaux temporels en fonction du couple ont été regroupés et présentés d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

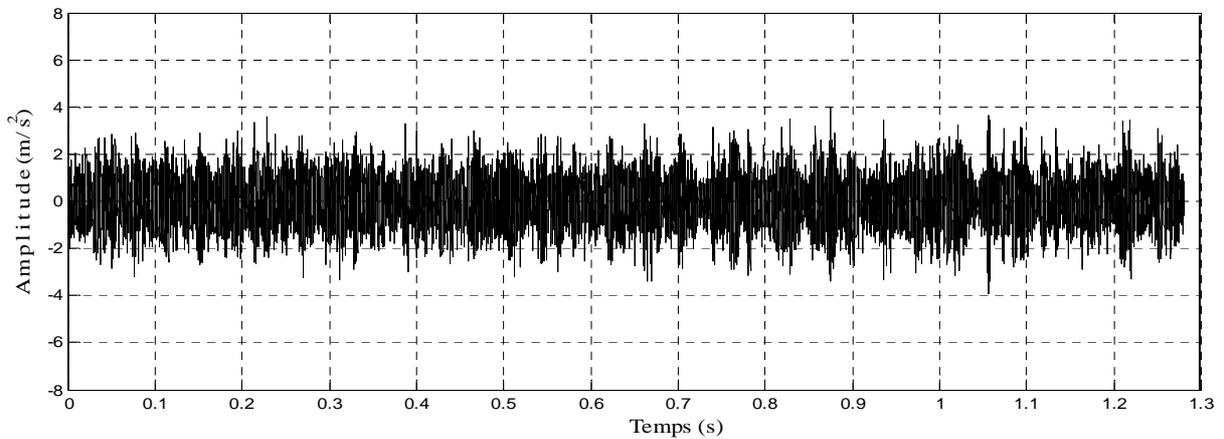


Figure IV. 13 Signal temporel (défaut distribué, couple 10 N.m et vitesse 1500 tr/mn)

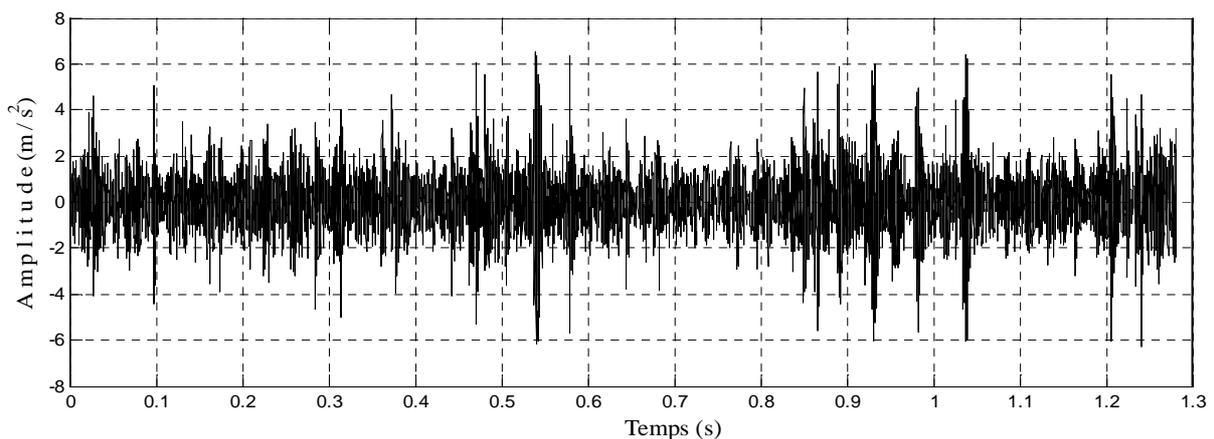


Figure IV. 14 Signal temporel (arrachement de deux dents, couple 25 N.m vitesse 1500 tr/mn)

Couple [Nm]	Paramètres					
		Crête [m/s^2]	Crête à crête [m/s^2]	RMS	σ	Kurtosis
0	Sans défaut	0,96	1,92	0,45	0,45	2,66
	Avec défaut N°5	2,02	3,71	0,61	0,60	3,23
	Avec défaut N°6	3,33	4,66	0,80	0,80	3,55
10	Sans défaut	1,48	2,92	0,54	0,54	2,83
	Avec défaut N°5	3,98	7,96	1,03	1,01	3,63
	Avec défaut N°6	4,70	9,39	1,24	1,24	4,84
25	Sans défaut	2,07	4,08	0,62	0,62	2,93
	Avec défaut N°5	5,63	10,26	1,59	1,56	4,75
	Avec défaut N°6	6,55	12,89	1,73	1,72	5,98

Tableau IV. 8 Influence des différents paramètres en fonction du couple

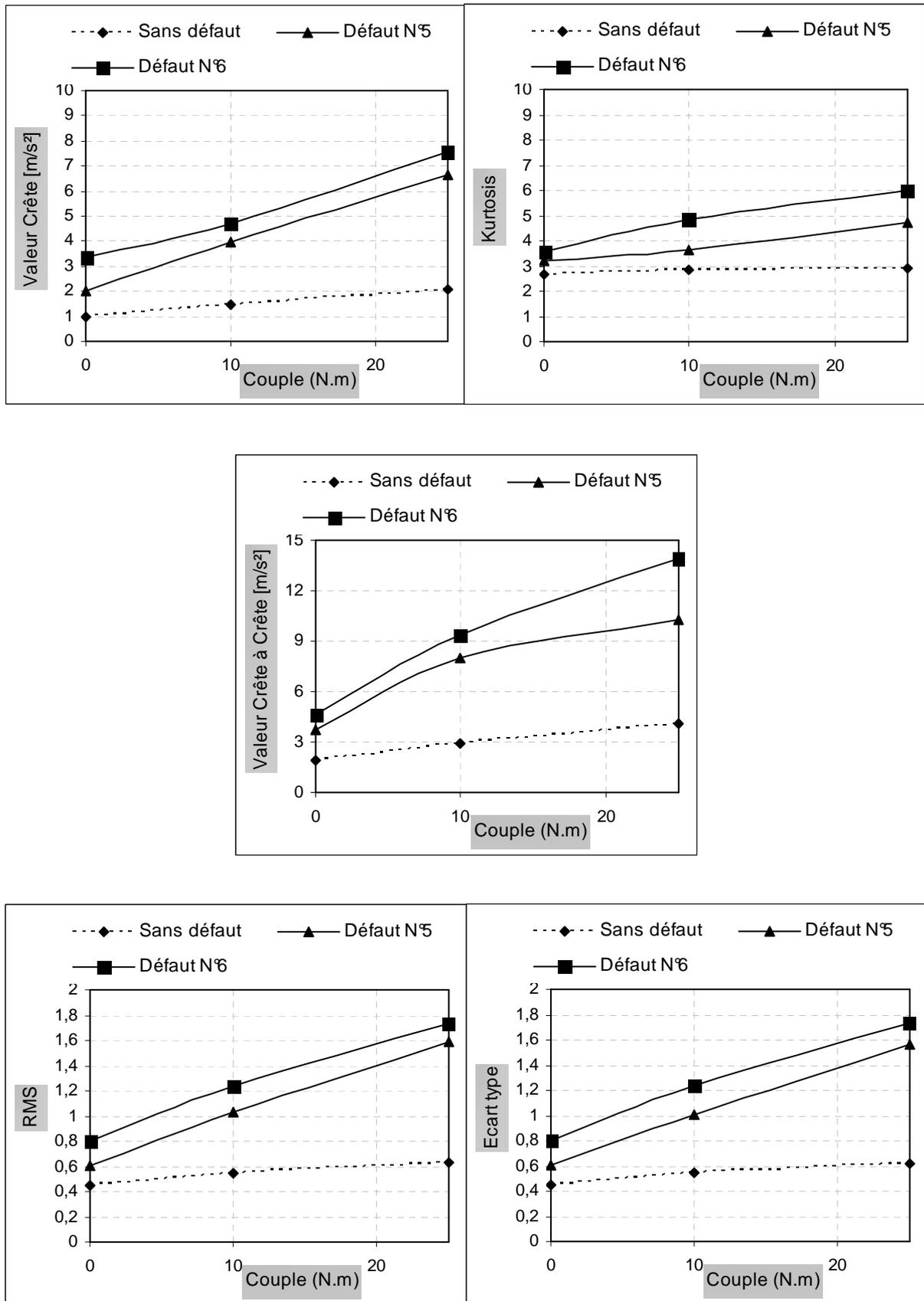


Figure IV. 15 Influence du défaut distribué en fonction du couple issu à partir des signaux temporels

b. Influence de la vitesse

L'ensemble des résultats issues à partir des signaux temporels en fonction de la vitesse ont été regroupés et présentés d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

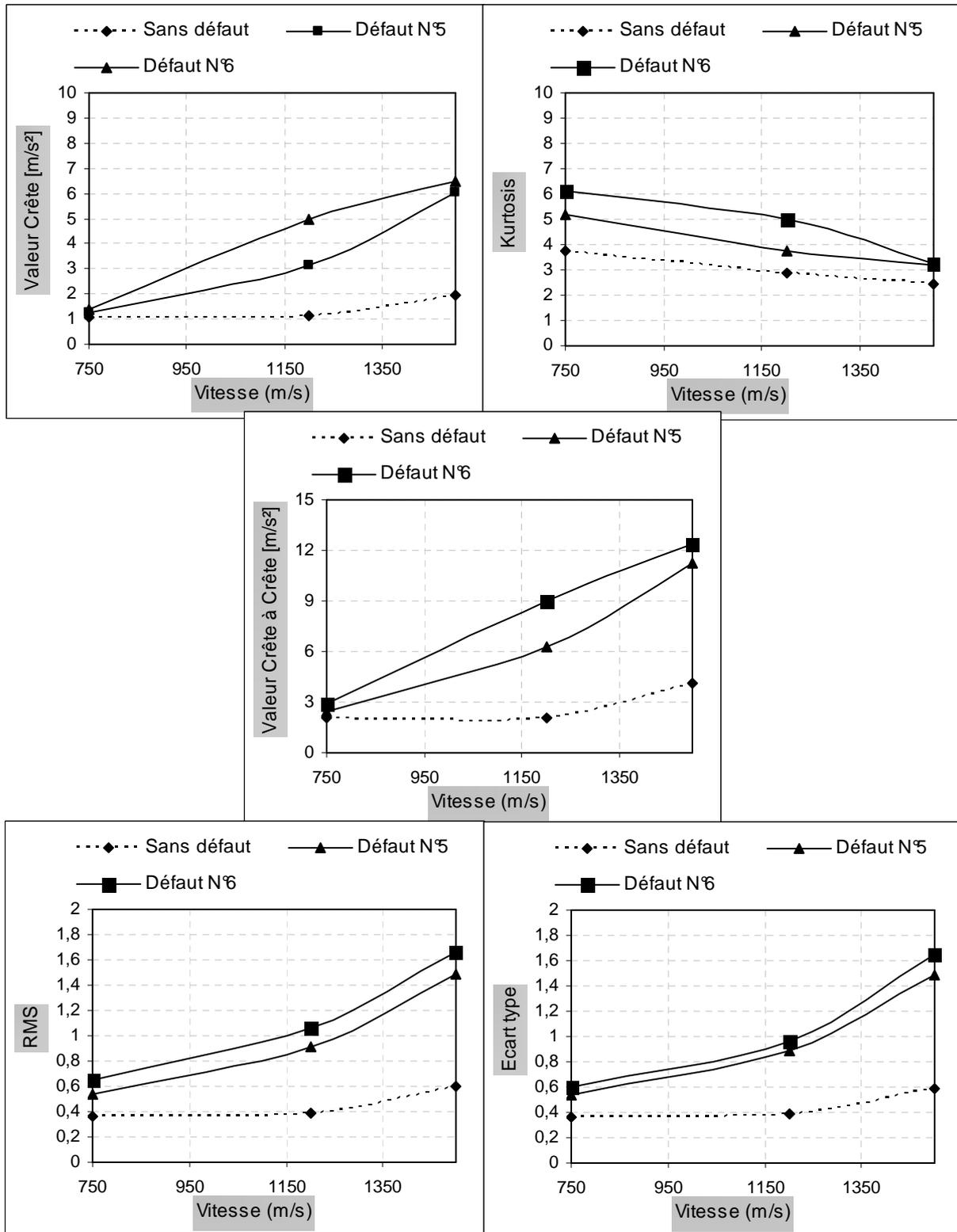


Figure IV. 16 Influence du défaut distribué en fonction de la vitesse issu à partir des signaux temporels

Vitesse [tr/mn]	Paramètres					
		Crête [m/s^2]	Crête à crête [m/s^2]	RMS	σ	Kurtosis
750	Sans défaut	1,09	2,10	0,36	0,36	3,78
	Avec défaut N°5	1,25	2,5	0,54	0,53	5,21
	Avec défaut N°6	1,41	2,9	0,64	0,59	6,12
1200	Sans défaut	1,12	2,06	0,38	0,38	2,89
	Avec défaut N°5	3,13	6,26	0,91	0,88	3,77
	Avec défaut N°6	4,99	8,99	1,06	0,96	4,97
1500	Sans défaut	1,98	4,08	0,59	0,58	2,46
	Avec défaut N°5	6,01	11,26	1,49	1,49	3,21
	Avec défaut N°6	6,45	12,39	1,65	1,65	3,24

Tableau IV. 9 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse

Les figures (IV.13 et IV.14) sont des représentations temporelles des signaux vibratoires obtenus à partir d'un accéléromètre placé verticalement sur le palier le plus proche du réducteur en fonction du couple et de la vitesse respectivement.

Comparaison entre engrenage droit avec défaut et le même engrenage sans défaut :

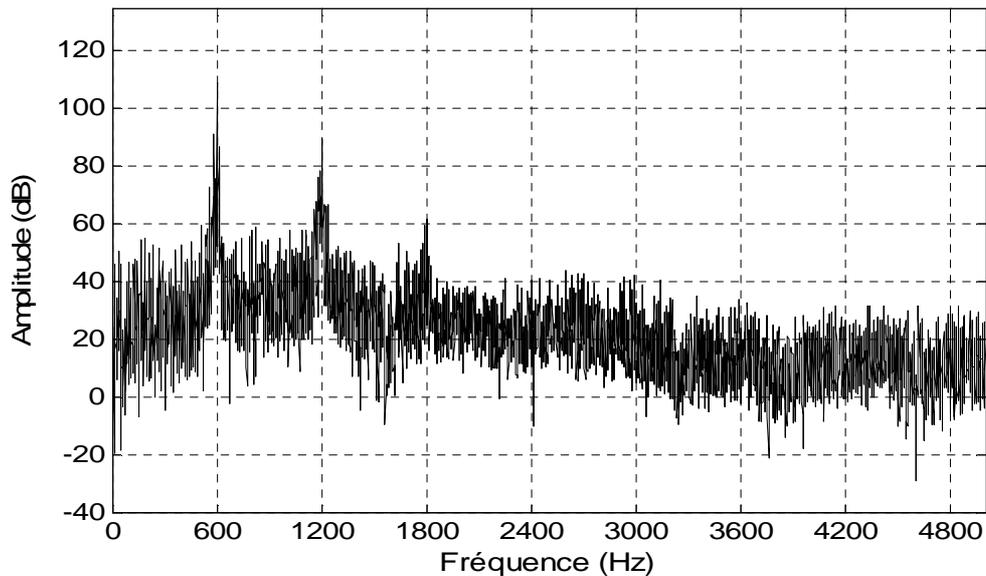
- En fonction du couple (tableau IV.8 et figure IV.15) : on remarque que l'influence du défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'accroissement de couple et on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 09,18 m/s^2 entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°5 ;
 - 08,81 m/s^2 entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°6.
- En fonction de la vitesse (tableau IV.9 et figure IV.16) : montre que l'influence du défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'accroissement de la vitesse, sur cette dernière on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 07,18 m/s^2 entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°5 ;
 - 08,31 m/s^2 entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°6.

IV.2.2.2 Analyse des données issues à partir des spectres

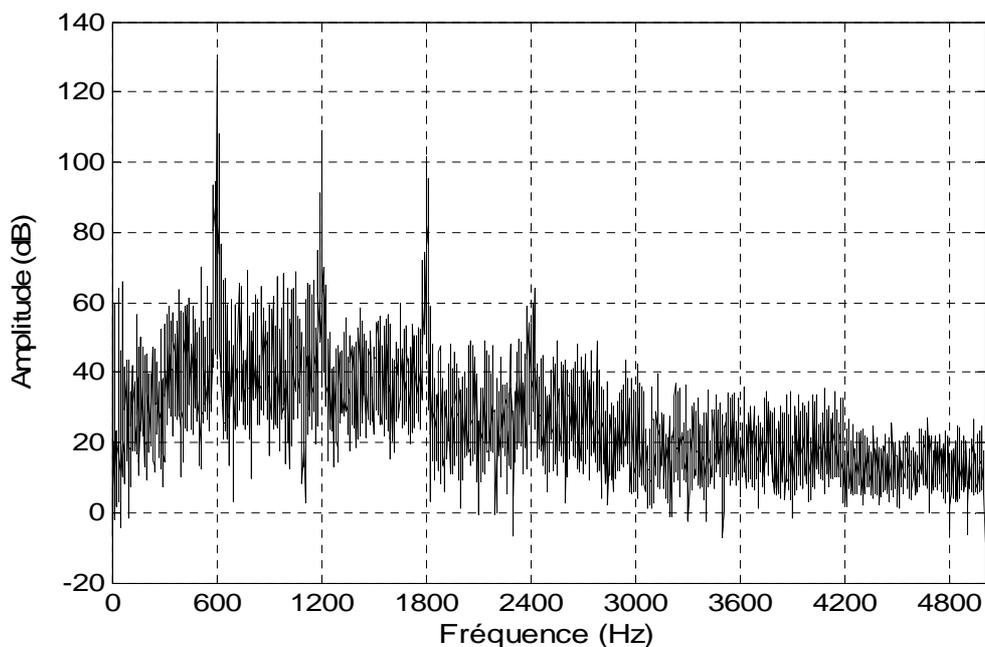
Les signaux issus des mesures effectuées sur l'engrenage avec et sans défaut sont traités par l'analyse de la transformée de Fourier Rapide (FFT). Figures (IV.17 et IV.19).

a. Influence du couple

L'ensemble des résultats issues à partir des spectres en fonction du couple ont été regroupés et présentés d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.



Couple 10 N.m avec défaut N°5



Couple 25 N.m avec défaut N°6

Figure IV. 17 Représentation de quelques spectres de fréquence en fonction du couple

Couple [Nm]	Paramètres				
		Niveau Harmonique N°1 [dB]	Niveau Harmonique N°2 [dB]	Niveau Harmonique N°3 [dB]	RMS
0	Sans défaut	38,78	40,96	31,30	9,10
	Avec défaut N°5	92,18	73,77	50,33	17,87
	Avec défaut N°6	101,14	80,73	62,48	21,29
10	Sans défaut	44,58	45,16	35,19	11,10
	Avec défaut N°5	109,18	89,77	61,66	22,02
	Avec défaut N°6	121,57	103,29	74,02	25,87
25	Sans défaut	54,73	56,95	39,51	12,62
	Avec défaut N°5	128,89	108,66	81,51	26,11
	Avec défaut N°6	143,00	117,52	86,74	29,83

Tableau IV. 10 Influence des différents paramètres en fonction du couple

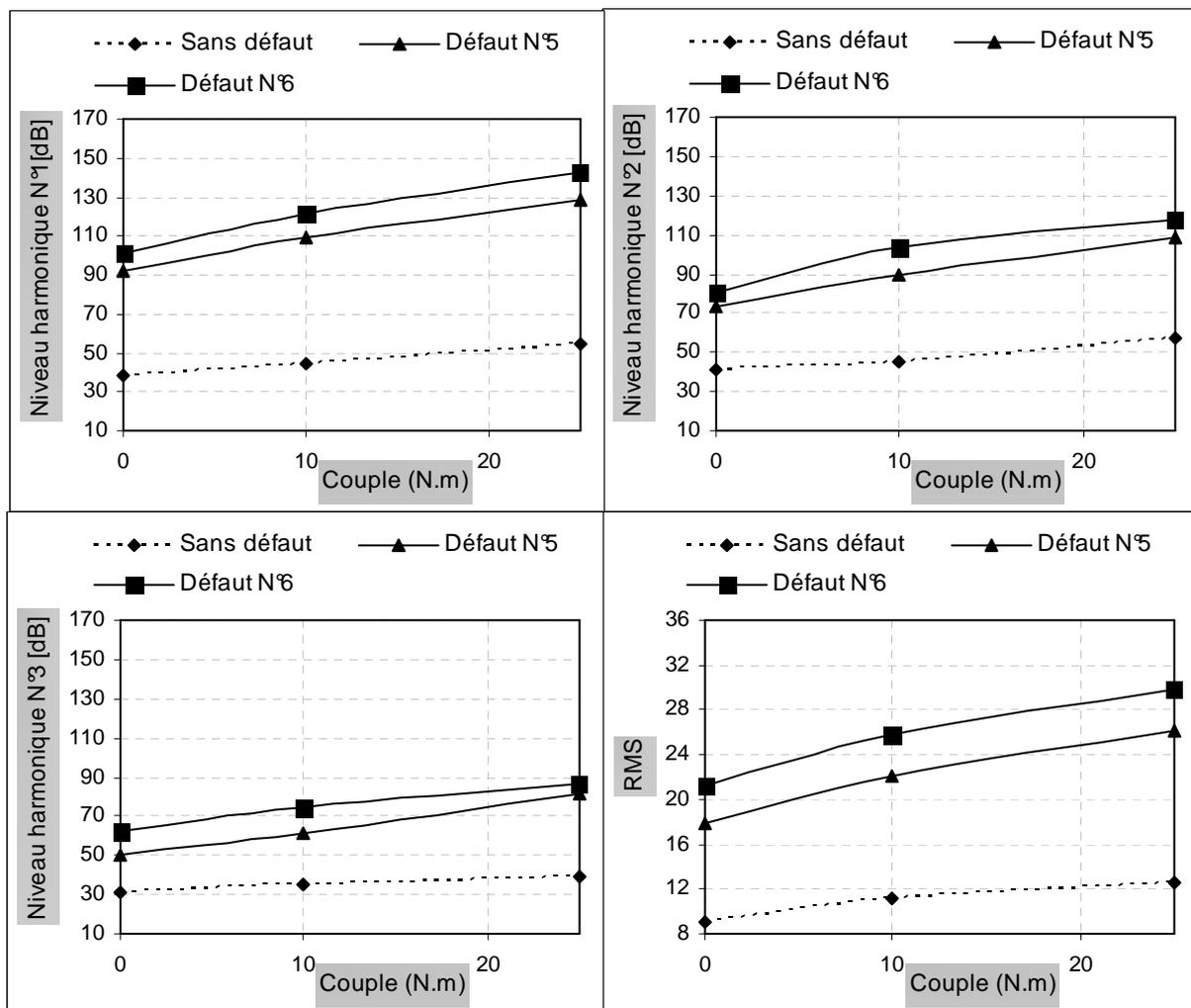
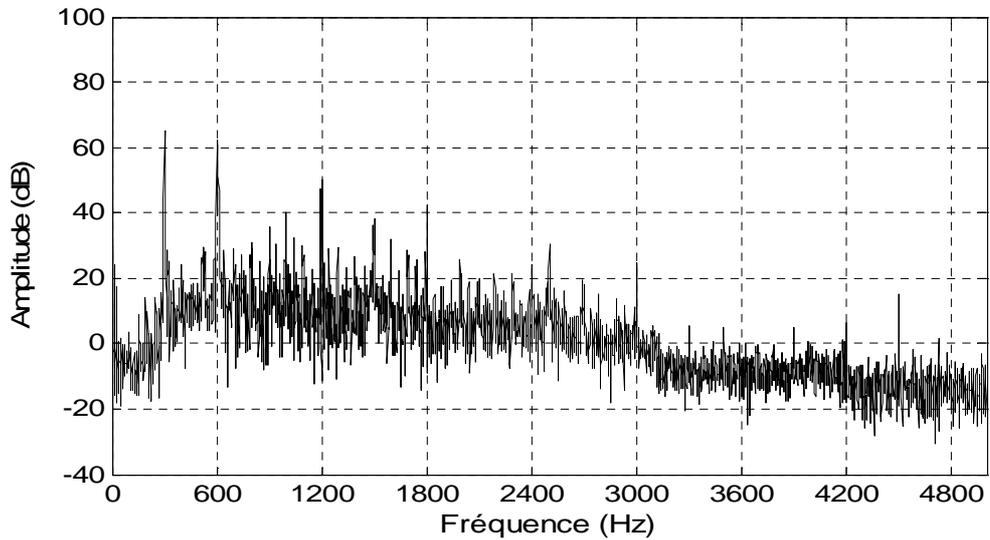


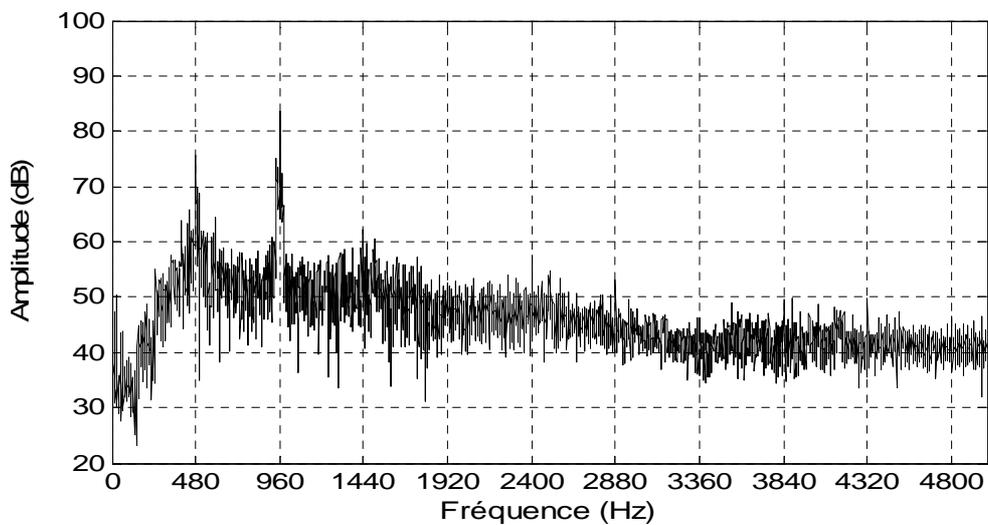
Figure IV. 18 Influence du défaut distribué en fonction du couple issu à partir des spectres

b. Influence de la vitesse

L'ensemble des résultats issues à partir des spectres en fonction de la vitesse ont été regroupés et présentés d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.



Vitesse 750 tr/mn avec défaut N°6



Vitesse 1200 tr/mn avec défaut N°5

Figure IV. 19 Représentation de quelques spectres de fréquence en fonction de la vitesse

Vitesse [tr/mn]	Paramètres				
		Niveau Harmonique N°1 [dB]	Niveau Harmonique N°2 [dB]	Niveau Harmonique N°3 [dB]	RMS
750	Sans défaut	22,81	23,07	16,87	8,70
	Avec défaut N°5	53,90	50,61	34,71	12,40
	Avec défaut N°6	65,10	66,82	42,76	14,46
1200	Sans défaut	33,22	30,03	25,56	10,03
	Avec défaut N°5	75,79	63,61	48,20	21,38
	Avec défaut N°6	101,36	90,93	61,24	23,27
1500	Sans défaut	54,73	46,95	39,51	12,62
	Avec défaut N°5	98,89	88,66	61,51	27,31
	Avec défaut N°6	123,00	117,52	79,74	33,83

Tableau IV. 11 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse

Les indicateurs pris en compte sont :

- ✓ Le niveau du premier harmonique de la fréquence de l'engrènement (H1 en dB) ;
- ✓ Le niveau du premier harmonique de la fréquence de l'engrènement (H2 en dB) ;
- ✓ Le niveau du premier harmonique de la fréquence de l'engrènement (H3 en dB) ;
- ✓ La valeur efficace (RMS).

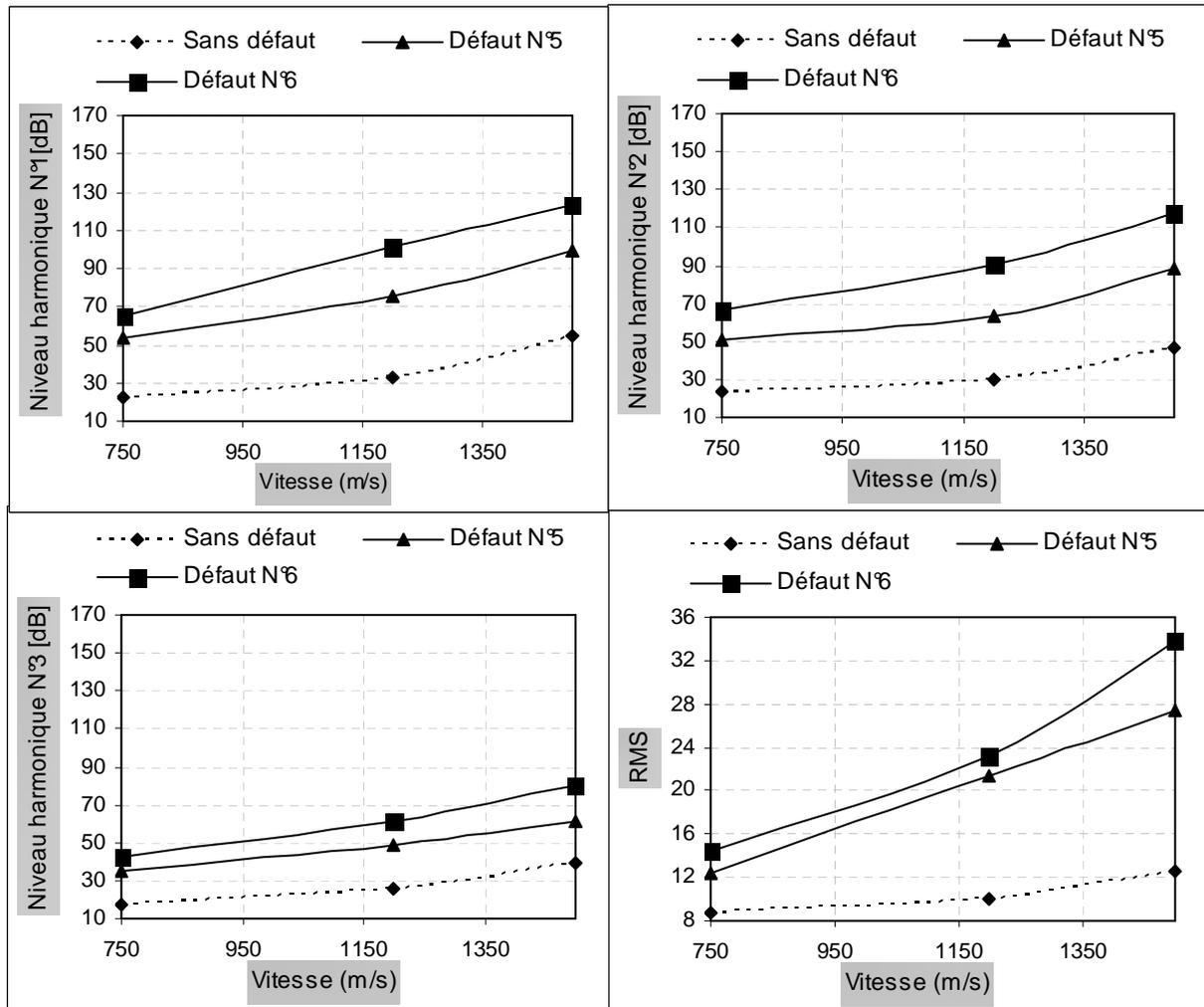


Figure IV. 20 Influence du défaut distribué en fonction de la vitesse issu à partir des spectres

Comparaison entre engrenage droit avec défaut et le même engrenage sans défaut :

- En fonction du couple (tableau IV.10 et figure IV.18) : on remarque que l'influence du défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'accroissement de couple et on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 74,16 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°5 ;
 - 88,26 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°6 ;
- En fonction de la vitesse (tableau IV.11 et figure IV.20) : montre que l'influence du défaut sur les différents indicateurs est importante. Celle-ci augmente avec l'accroissement de la vitesse, sur cette dernière on constate que ce défaut engendre un changement maximum de :
 - 44,25 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°5 ;
 - 70,58 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°6 ;

IV.2.2.3 Analyse des données issues à partir des coefficients d'ondelettes

a. Influence du couple

L'ensemble des résultats issues à partir des coefficients d'ondelettes en fonction du couple ont été regroupés et présentés d'une part sous forme des tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

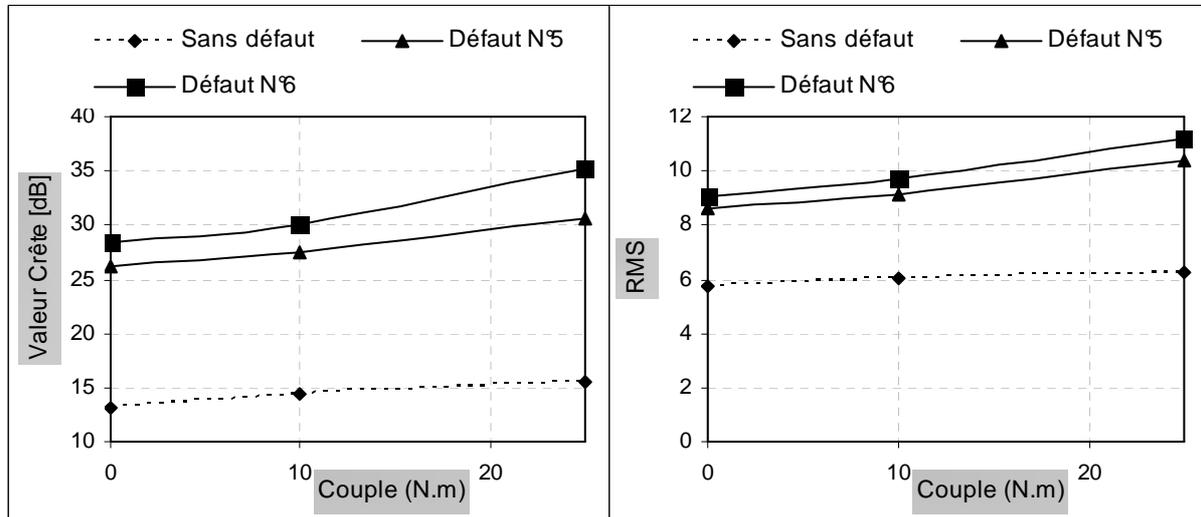


Figure IV. 21 Influence du défaut local en fonction du couple issu à partir des ondelettes

Couple [Nm]	Paramètres		
		Valeur crête [dB]	Valeur efficace (RMS)
0	Sans défaut	13,22	5,77
	Avec défaut N°5	26,13	8,61
	Avec défaut N°6	28,36	9,02
10	Sans défaut	14,43	6,01
	Avec défaut N°5	27,57	9,16
	Avec défaut N°6	30,09	9,72
25	Sans défaut	15,58	5,65
	Avec défaut N°5	30,58	7,07
	Avec défaut N°6	35,22	9,25

Tableau IV. 12 Influence des différents paramètres en fonction du couple

b. Influence de la vitesse

L'ensemble des résultats issues à partir des coefficients d'ondelettes en fonction de la vitesse ont été regroupés et présentés d'une part sous forme de tableaux et d'autre part sous forme graphique où l'ensemble des résultats concernant les indicateurs choisis sont présentés.

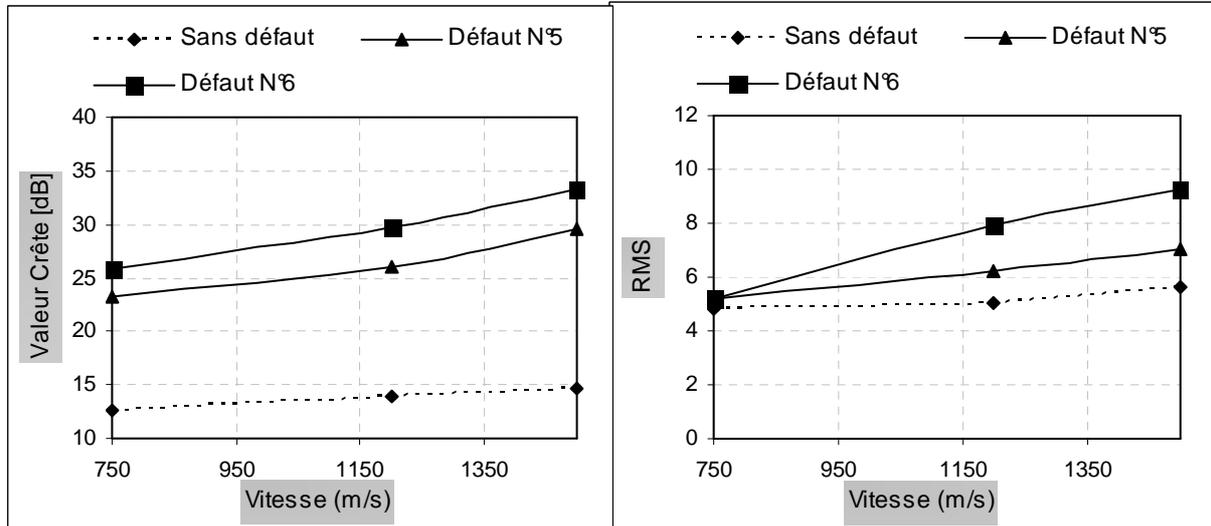


Figure IV. 22 Influence du défaut local en fonction de la vitesse issue à partir des ondelettes

Vitesse [tr/mn]	Paramètres		
		Valeur crête [dB]	Valeur efficace (RMS)
750	Sans défaut	12,70	4,84
	Avec défaut N°5	23,26	5,18
	Avec défaut N°6	25,87	6,18
1200	Sans défaut	13,86	5,02
	Avec défaut N°5	25,99	6,23
	Avec défaut N°6	29,82	7,91
1500	Sans défaut	15,58	5,65
	Avec défaut N°5	29,49	7,07
	Avec défaut N°6	33,99	9,25

Tableau IV. 13 Influence des différents paramètres en fonction de la vitesse

Enfin, les figures (IV.21-IV22) et les tableaux (IV.12 –IV.13) montrent l'évolution des paramètres statistiques des coefficients d'ondelettes en fonction du couple et de la vitesse pour un engrenage avec et sans défaut. Sur ces figures, on constate :

- En fonction du couple, le défaut engendre un changement maximum de :
 - 15,00 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°5 ;
 - 19,64 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°6 ;
- En fonction de la vitesse, le défaut engendre un changement maximum de :
 - 13,91 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°5 ;
 - 18,41 dB entre l'engrenage sans défaut et avec défaut N°6 ;

IV.3 Comparaison de l'étude d'accélération et du bruit

Une étude précédente [REM91] avait permis d'isoler l'influence des mêmes paramètres sur le niveau du bruit d'engrènement. La comparaison de résultats d'accélération et du bruit peut se résumer selon le tableau ci-après :

Paramètre étudié	Influence sur l'accélération	Influence sur le bruit
Couple	Le couple a une influence sur le premier et deuxième harmonique de la fréquence d'engrènement, ainsi que sur le troisième harmonique, or pour la valeur efficace, cette influence n'est pas très importante.	Identique à celle de l'accélération
Vitesse	La valeur efficace est très sensible, or pour les différents harmoniques, l'influence est beaucoup moins marquée	Identique

IV. 14 Comparaison entre conclusions de l'effet des paramètres sur les grandeurs d'accélération et du bruit

D'après ce tableau, on constate que les conclusions des deux études (accélération et bruit) sont, dans la plupart des cas, identiques. A ce stade, rien ne permet de choisir entre le bruit et l'accélération comme manifestations à surveiller pour la maintenance.

IV.4 Analyse cepstrale d'un défaut Local

D'un point de vue industriel, le cepstre est aujourd'hui une technique très peu utilisée, le principal frein provient de la détermination de la plage de mesure.

En effet, le paramétrage d'une mesure cepstrale doit être réalisé à partir du choix d'une plage de fréquence, ce choix est primordial puisqu'il conditionne le fait de visualiser, ou non ; le défaut que nous cherchons à observer.

La fréquence de départ s'obtenant en divisant la fréquence d'échantillonnage utilisé dans la présente étude par 6400 (résolution de notre carte d'acquisition est de 6400 lignes), on en déduit la fréquence de départ correspondante en calculant l'inverse de cette fréquence.

La fréquence suivante est obtenue en ajoutant à la fréquence précédente le terme $\frac{-1}{\text{fréquence d'échantillonnage}}$.

On obtient alors une suite arithmétique de premier terme Q_0 , et de raison $r = \frac{-1}{\text{fréquence d'échantillonnage}}$

Q_{6399} est le 6400^{ème} et dernier terme de cette suite.

Application 1

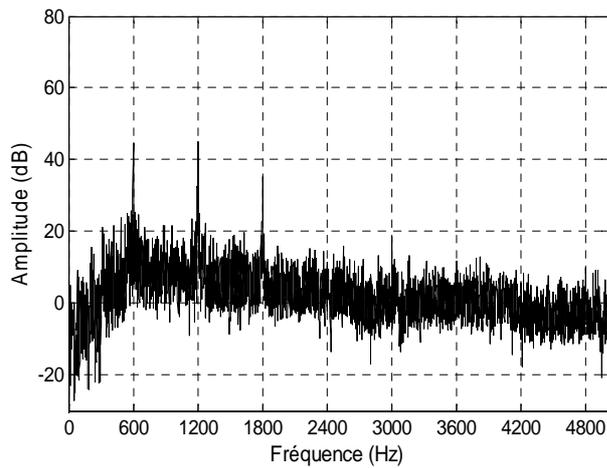
Nous cherchons à diagnostiquer un défaut local sur la roue réceptrice avec les conditions suivantes :

- ✓ vitesse de rotation est 1200 tr/mn et un couple égale à 10 N.m ;
- ✓ observer au moins les cinq premiers harmoniques $\rightarrow f_{\max} \geq 20 \times 30 = 600 \text{ Hz}$.

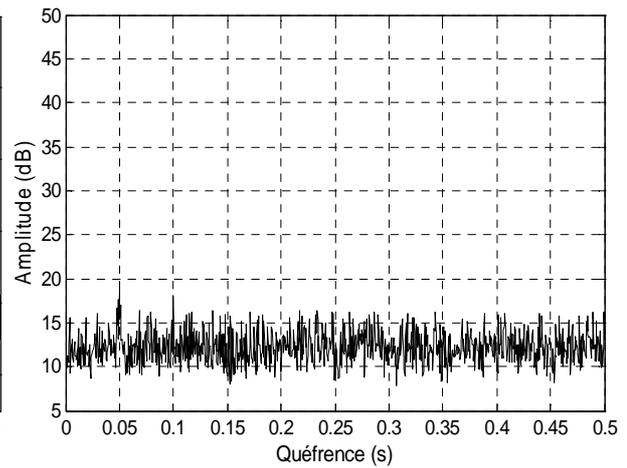
Un écaillage sur une dent de l'arbre de sortie va générer un choc une fois par tour à la fréquence de 20 Hz

Les figures (IV.23a1) et (IV.23.a2) issues à partir d'une représentation fréquentielle montre clairement qu'il n'y a pas de grande différences entre les harmoniques de fréquence de l'engrènement (variation max de 5dB) et la même chose pour la fréquence de rotation de l'arbre de sortie.

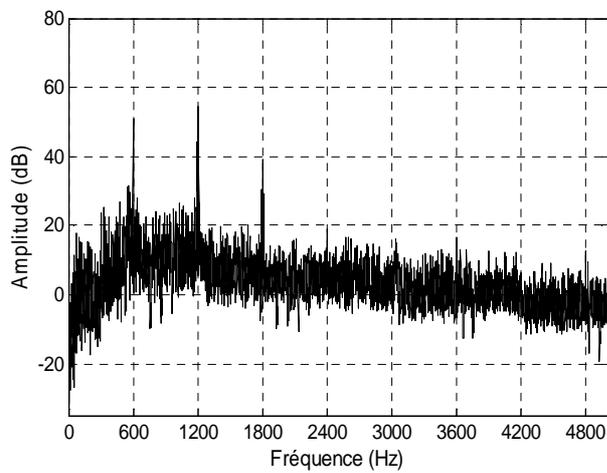
Les figures (IV.23b1) et (IV.23.b2) issues à partir d'une représentation cepstrale à la différence du spectre, met en évidence un peigne de rais à fréquence de 0.05 s et ces harmoniques, cette périodicité correspond à la fréquence de rotation de l'arbre de sortie (20 Hz).



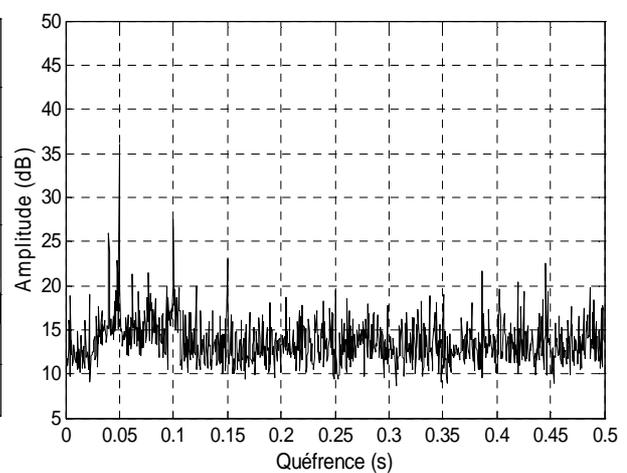
a.1) Spectre pour un couple de 10 Nm, cas sans défaut



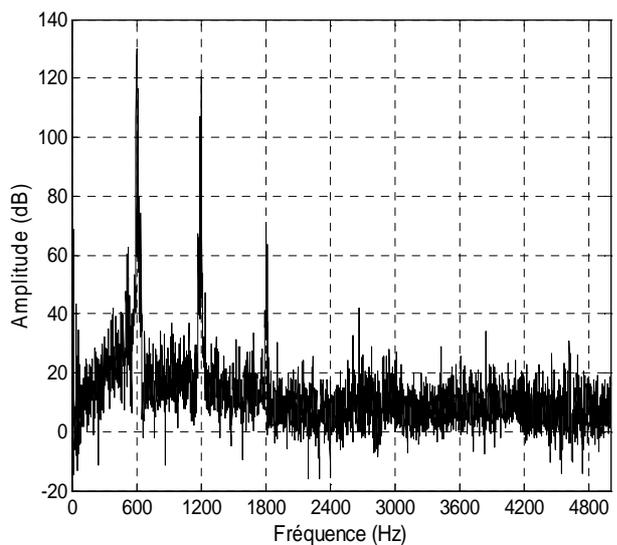
a.2) Cepstre pour un couple de 10 Nm, cas sans défaut



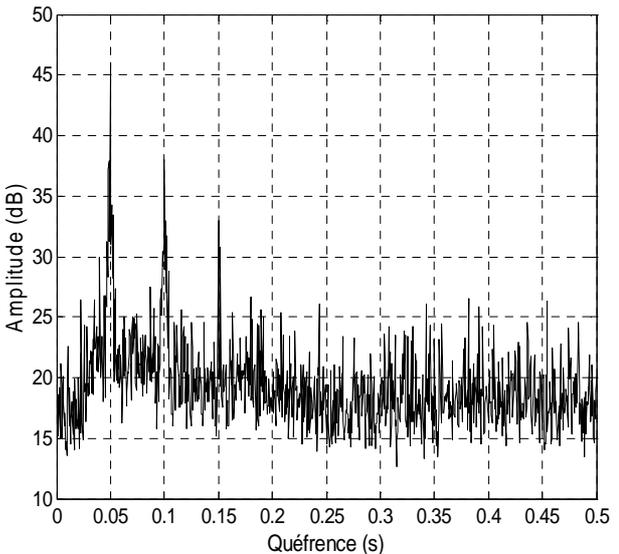
b.1) Spectre pour un couple de 10 Nm, cas du défaut N°1



b.2) Cepstre pour un couple de 10 Nm, cas du défaut N°1



c.1) Spectre pour un couple de 0 Nm, cas du défaut N°4



c.2) Cepstre pour un couple de 0 Nm, cas du défaut N°4

Figure IV. 23 Représentations spectrales et cepstrales en fonction du couple d'un défaut local

Application 2

Les spectres des figures (IV.23a.1) et (IV.23c.1) correspondent aux mesures réalisées sans et avec défaut N°4 d'une denture d'un engrenage cylindrique droit.

Les amplitudes des fréquences de rotation et de l'engrènement ont été évoluées clairement, on conclura donc, après observation l'existence d'un défaut, cet résultat est d'ailleurs clairement validé par les cepstres des figures (IV. 23b.1 et IV.23b.2).

En résumé, l'analyse cepstrale permet d'apporter une validation du diagnostic réalisé à l'aide des mesures fréquentielles.

Conclusion

Dans ce chapitre, une étude expérimentale de l'influence de la vitesse et du couple sur le comportement dynamique des engrenages est présentée.

Le kurtosis est un paramètre statistique permettant d'analyser la répartition des amplitudes vibratoires contenues dans un signal temporel. Les figures IV.5 et IV.16 montrent que le kurtosis décroît avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Par contre, le kurtosis augmente avec l'augmentation du couple appliqué. Ceci indique que le kurtosis est l'indicateur le plus sensible aux chocs. Sa valeur importante du signal ne met aucun doute sur ce fait. La valeur crête, la valeur crête à crête et RMS semblent aussi sensibles aux chocs mais bien loin du kurtosis. En effet, ils sont sensibles aux amplitudes du signal et non pas au phénomène induisant des chocs. De ce fait, il est inutile de les utiliser comme indicateurs de l'état de dégradation des engrenages, par contre leur variation dans le temps peut avoir une signification sur l'aggravation du défaut.

Le couple a une influence sur le premier et sur le deuxième harmonique de la fréquence d'engrènement, ainsi que sur le troisième harmonique. En effet, l'augmentation du couple engendre une augmentation des niveaux de ces indicateurs. Concernant la valeur efficace, l'évolution est pratiquement constante quelque soit le couple appliqué. Par contre, la vitesse a une influence importante sur la valeur efficace. Ceci indique que l'influence de la vitesse, par opposition au couple, se traduit par une augmentation de l'énergie totale du signal, sans modifier sensiblement le niveau caractéristique des pics localisés aux différents harmoniques.

Par son caractère industriel, notre étude confirme que l'analyse cepstrale est un outil efficace pour la détection précoce d'écaillage (Application 1 et 2) sur les dents d'engrenages. Elle apporte une finesse d'analyse permettant d'obtenir un diagnostic précis.

En fin, pour diagnostiquer efficacement le comportement d'une machine tournante, il est indispensable de déterminer un seuil d'alarme qui permet de suivre l'évolution de l'état de cette machine et de prévenir l'intervention au moment optimal. Ceci nécessite tout d'abord, l'établissement des indicateurs capables de détecter l'existence d'un défaut quelconque. Dans ce contexte, les expériences présentées dans ce chapitre avaient pour but d'établir, à partir des caractéristiques des signaux d'accélération, des indicateurs qui aident à la détection et à la quantification des défauts sur les engrenages droits.

CONCLUSION GENERALE

La maintenance conditionnelle par l'analyse des vibrations mécaniques est une stratégie de surveillance, sans doute la plus évoluée, qui consiste à suivre le comportement, l'état et l'évolution de l'endommagement de composants mobiles ayant un rôle vital dans le bon fonctionnement des machines tournantes.

L'intérêt de ce type de maintenance est évident : il doit permettre de prédire à partir d'outils spécifiques le devenir des machines surveillées et évite ainsi des ruptures de fonctionnement de l'outil de production grâce à des actions adaptées effectuées à des moments choisis.

Les programmes d'entretien préventif des machines tournantes, basés sur des mesures et contrôles périodiques, ont été largement développés grâce à l'apport d'une instrumentation de surveillance vibratoire. Bien qu'il ait été prouvé que l'entretien préventif est un moyen précieux pour diminuer le temps d'indisponibilité des machines, la méthodologie de l'entretien a évolué vers la mesure directe de l'état des machines, dans lequel le programme de révision dépend de leur état et non pas de leur temps de fonctionnement.

La motivation de ce travail était de déterminer une méthodologie d'analyse la maintenance prédictive basée sur l'étude expérimentale des signaux vibratoires d'un mécanisme de transmission de puissance à engrenage. Dans ce dernier, les réducteurs et multiplicateurs à engrenages sont répandus dans tous types d'industrie.

L'objet principal de ce travail était d'isoler des signatures de défauts existant sur les engrenages, de définir des méthodes pour détecter ces défauts à partir de signaux vibratoires captés sur les paliers des deux arbres supportant les engrenages. Il s'inscrit dans le cadre d'une politique de continuité sur les travaux de modélisation et de caractérisation du comportement statique et dynamique des machines tournantes et en cas particulier les transmissions de puissance par engrenages réalisés au sein de notre laboratoire (**LGMD**) ces dernières années.

L'étude bibliographique présentée dans le premier chapitre a permis d'une part, de mettre en place une base solide au laboratoire pour mener des études expérimentales ou analytiques à long terme et d'autre part, de choisir les techniques de traitement des mesures et des données, afin d'obtenir des moyens d'essais et d'études performants, et représentatifs d'un fonctionnement industriel.

Un banc d'essais a été conçu au Laboratoire Génie Mécanique et Développement et son environnement de mesure ont été utilisés. Les paramètres de fonctionnement (couple, vitesse) ont été maîtrisés avec précision et des précautions opératoires ont permis d'obtenir des signaux de qualité.

Le quatrième chapitre avait pour but d'obtenir, à partir des caractéristiques des signaux d'accélération, des indicateurs qui aident à la détection et à la qualification des défauts sur les engrenages cylindriques droits. Dans ces derniers, il existe plusieurs types de défauts. Nous en avons isolé deux : un défaut local sur une dent, qui simule l'existence de caractère dû au pitting, et un défaut distribué (a. toutes les dents, b. arrachements de deux dents) pour simuler

l'usure répartie. Une analyse statistique des signaux vibratoires, dans les trois domaines (temporel, fréquentiel et ondelettes) et une analyse cepstrale du cas d'un défaut local.

La technique de la transformée en ondelettes a montré que nous avons obtenue des informations de mêmes types que d'autres analyses (temporelle et fréquentielle). Mais elle permet de plus, de mettre en évidence des phénomènes beaucoup plus instantané qui sont les signatures des détériorations sur transmission par engrenage.

Les travaux que nous avons présentés, confirment que le cepstre se révèle être un outil efficace pour la surveillance des engrenages.

L'analyse de cepstre s'avère être un complément important du spectre dans l'étude des vibrations d'engrenage. En effet l'état d'usure d'un réducteur est fortement lié aux phénomènes de modulation que présentent les vibrations de l'engrenage. Or, ces modulations sont de faible énergie par rapport au signal d'engrènement, ce qui rend leur détection difficile.

On montre aussi comment l'apparition d'un défaut local N°1 provoque une augmentation de l'amplitude de la raie correspondante dans le cepstre, alors que ce défaut ne se manifeste pas beaucoup dans le signal temporel et fréquentiel.

L'analyse de cepstre permet donc dans ce cas de détecter la présence d'un défaut et de déterminer quelle est la roue abîmée.

Naturellement, les défauts sélectionnés ne couvrent pas tous les défauts susceptibles d'exister dans des mécanismes telle que les réducteurs. Mais l'idée consiste à suivre l'évolution des mécanismes à partir des mesures vibratoires, à qualifier cette évolution, la caractériser ensuite la quantifier afin de fournir des données exploitables à la maintenance et sa gestion. Le travail présenté ici est une première étape qui a permis d'établir une démarche de suivi concernant un seul élément parmi plusieurs dans une machine tournante, où les techniques permettant de relier les effets aux causes ont été validées, néanmoins, il est prévu de poursuivre ces travaux et d'étudier d'autres types de défauts.

Les travaux menés ont été réalisés sur un modèle expérimental de réducteur simple étage. Le système ne présentait pas de carter, et n'avait pas la compacité que l'on peut trouver dans les boîtes de vitesses actuelles. Il serait important maintenant de mener une expérimentation sur un système réel de transmission de puissance à engrenages. Ainsi, la présence de plusieurs engrenages, l'effet du carter, et la compacité du système pourraient être pris en compte, pour une validation des conclusions que nous avons tirées.

La suite des travaux présentés dans ce mémoire pourra être orientée vers des études de corrélation entre l'erreur de transmission, les efforts aux roulements, les accélérations du carter et le bruit rayonné, mais la poursuite et l'amélioration des recalages expérimentaux réalisés dans le cadre de ce travail apparaît comme une perspective immédiate. L'exploitation d'un modèle numérique plus proche du modèle physique du banc d'essais devrait notamment faciliter les comparaisons (appariage des modes propres numériques et expérimentaux, ...).

Références bibliographiques

- [1] M.EL.BADAOU, F.GUILLET et J.DANIÈRE « Surveillance des Systèmes Complexes à Engrenages Par l'analyse Cepstrale Synchrones », Traitement du signal, vol 16, N°5, p371-381, 1999.
- [2] O.COUSINARD et P.MARCONNET. « Détection de l'endommagement d'un Engrenage par l'emploi de l'analyse Cepstrale et de la Détection d'enveloppe ». 16^{ème} Congrès Français de Mécanique, Université de Reims Champagne –Ardenne – REIMS, 2003.
- [3] C.BRENEUR. «Eléments de Maintenance Préventive des Machines Tournantes Dans le Cas des Défauts Combinés D'engrenages et Roulements». Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de LYON, 2002.
- [4] T.DANG. « Les Différents Aspects des Dentures D'engrenages Après Fonctionnement », CETIM Information, N°104, p36- 43, 1980.
- [5] L.FAURE. « Engrenages Cémentés Trempés : Détermination de la Pression Limite de Fonctionnement », CETIM Information, N°104, p53-63, 1988.
- [6] L.FAURE. « Micro Surface Damages on Tooth Flanks of Carburized Gears », Conférence AGMA, New Orleans, USA, FTM4, 1988.
- [7] R.B.RANDAL. « Machine Health Monitoring by Analysis of Accelerometer Derived Signals », FASE 84, p13-29, 1984.
- [8] R.M.STEWART.« Some Useful Data Analysis Techniques for Gearboxes Diagnosis », Time Series Symposium, Southampton, p.18.1-18.19, 1977.
- [9] « Surveillance et Maintenance des Lubrifiants »Saint-Étienne, CETIM, p86, 1988.
- [10] D.REMOND. «Contribution à L'étude et L'analyse Experimentale du Bruit D'engrenement Développement et Application de la Transformée en Ondelettes Rapide». Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de LYON, 1991.
- [11] R.K.Mobley. « An Introduction to Predictive Maintenance », Second Edition, Elsevier Science (USA), p1-177, 2002.
- [12] J.DEMANS. « La Surveillance Vibration- Maintenance Prédictive de l'outil de Production», Achats et Entretien, N° 382-02-86, p25-36, 1986.
- [13] R.B.RANDAL. « A New Method of Modelling Gear Faults » Journal of Mechanical Design, vol 104, p259-267, 1982.

- [14] A.BARKOV and N.BARKOVA, «Diagnostics of Multi-Condition Rotating Machines», Proceedings of the transport and noise conference. Ed. S. Kovinskaya. Saint Petersburg, Russia, p25-45, 1994.
- [15] PACHAUD C., BOULENGER A., Surveillance des machines par analyse des vibrations. 2^{iem} édition, AFNOR, 1998.
- [16] M.BOUFENAR «Eléments de Maintenance Préventive des Machines Tournantes par Analyse des Vibrations », Mémoire de Magister, Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, 2006.
- [18] B.P.BOGERT, M.J.R.HEALY and J.W.TUKEY. «The Quefrency Analysis of Time Series for Echoes: Cepstrum, Pseudo-Autocovariance, Cross-Cepstrum and Saphe Cracking », Proc. symp. Time series analysis, M. Rosemblah (ed.), New York, Woley, p209-243, 1963.
- [17] J.L.TEBEC, J.M.SENICOURT et J.R.F.ARRAODA. « Les Techniques Vibratoires dans L'entretien des Grosses Machines Tournantes», Mécanique Matériaux Electricité, N° 341-342, p270-275, 1978.
- [19] D.G.CHILDERS, D.P.SKINNER and R.C.KEMERAIT «The Cepstrum: a Guide to Processing », Proceeding of the IEEE, vol 65, N°10, 1977.
- [20] C.CAPDESSUS et M.SIDAHMED. « Analyse des Vibrations d'un Engrenage Cepstre, Corrélation, Spectre », Traitement du signal, vol 8, N°5, p365, 1992.
- [21] O.COUSINARD « Contribution à l'étude et au Développement d'un Système Intégré de Suivi de l'endommagement des Composants Mécaniques sur Machines Tournantes : Application au Développement et au Choix des Outils d'analyse et de Mesure Vibratoire », Thèse de Doctorat, L'université de Reimes Champagne Adrenne U.F.R de Sciences Exactes et Naturelles, 2002.
- [22] G.DALPIAZ and A.RIVOLA. «Gear Fault Monitoring: Comparison of Vibration Analysis Techniques », Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, and Aeronautiche e di Metallurgia - University of Bologna, Viale Risorgimento, 2 - I-40136 Bologna – Italy, 2000.
- [23] W.J.STASZEWSKI and G.R.TOMLINSON. «Application of the Wavelet Transform to Fault Detection in a Spur Gear», Mechanical Systems and Signal Processing, vol 8, Issue 3, Pages 289-307, 1994.
- [24] W.J.WANG et P.D.MCFADDEN. «Application of Wavelets to Gearbox Vibration Signals for Fault Detection», Journal of Sound and Vibration, vol 192, Issue 5, 23 p927-939, 1996.
- [25] N.BAYDAR and A.BALL. «Detection of Gear Failures Via Vibration and Acoustic Signals Using Wavelet Transform », Mechanical Systems and Signal Processing, vol 17, Issue 4, p787-804, 2003.

- [26] F.XIANFENG et J.Z.MING. «Gearbox Fault Detection Using Hilbert and Wavelet Packet Transforms», *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol 20, Issue 4, p966-982, 2006.
- [27] Z.JIANYOU «Vibration Signature Analysis for Fault Detection in Gear and Bearing Components», theses. Faculty of the University of Akron, 2003.
- [28] R.M.STEWART, «The Specification and Development of a Standard for Gearbox Monitoring», 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machines, Cambridge, p353-358, 1980.
- [29] K.DROUICHE, M.SIDAHMED et Y.GRENIER, « Détection de Défauts D'engrenages par Analyse Vibratoire », *Traitement du Signal*, vol 8, N°5, p331-343, 1991.
- [30] L.FAURE, « Aspect des Dentures d'engrenage Après Fonctionnement », Senlis (Oise), CETIM, p128, 1993.
- [31] R.J.DRAGO, « How to Design Quiet Transmissions », *Machine Design*, pp175-181, 1980.
- [32] L.D.MITCHELL, «Gear Noise. the Purchaser's and the Manufacturer's Views», *Proc. Purdue noise control conference*, Lafayette-Indiana, p95-106, 1971.
- [33] B. HADJ SAÏD, « Diagnostic des Défauts Machines Tournantes par l'analyse Spectrale des Vibrations », *Projet de fin d'étude*, Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, 2005.
- [34] K.UMEZAWA, T.SUZUKI, H.HOUJOH and K.BAGIASNA, « Influence of Misalignment on Vibration of Helical Gear», *Proc. 2nd World Congress on Gearing*, Paris, p 615-626,1986.
- [35] J.SABOT & J.PERRET-LIAUET, «Excitation Dynamique d'un Carter de Boîte de Vitesses par l'erreur de Transmission », 3^{ème} Congrès Mondial des engrenages et des transmissions, Paris, p829-840, 1992.
- [36] D.B.WELBOURN, «Fundamental Knowledge of Gear Noise - A Survey », *Conf. on noise and vibrations of engines and transmissions*, Cranfield, Paper C 117/79, p9-29, 1979.
- [37] D.B.WELBOURN, « Gear Noise Spectra - A Rational Explanation » ,A.S.M.E, p1-8, 1977.
- [38] R. Benzid. « Ondelettes et Statistiques d'Ordre Supérieur Appliquées aux Signaux Uni et Bidimensionnels », *Thèse Doctorat*, Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Université de Batna, 2005.

1. Annexe 1 : Origine de détériorations superficielles de dentures d'engrenages [3]

Les détériorations de surfaces au niveau des dentures d'engrenages ont différentes causes (Fig. 1).

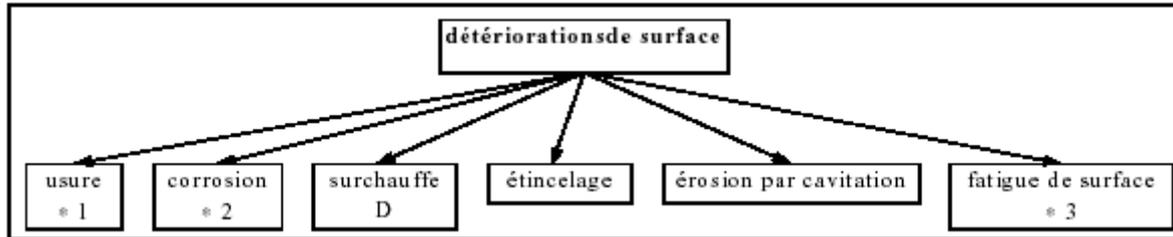


Figure 1 Détériorations de surface d'engrenages

Tous ces phénomènes sont eux-mêmes complexes et peuvent intervenir de plusieurs manières (Tableau 1, Fig. 2, et 3), provoquant ainsi des avaries aux caractéristiques particulières (dangereuse, anodine, évolutive, rapide,...).

	Usure par abrasion à 2 corps			Usure par adhésion			Usure à 3 corps		Usure par interférences
	Usure à 2 corps	Stries rayures	Poli miroir	Arrachements	Grippage à chaud	Grippage à froid	Griffures sillons	Usure abrasive	
Usure normale à progression lente	○	○	○					○	○
Usure modérée pouvant être tolérée, progression à surveiller		○	○	○			○	○	○
Usure excessive considérée comme une limite d'utilisation de l'engrenage		○			○	○	○	○	
					Rupture				

Tableau 1 (*1) Classification des différents types d'usure

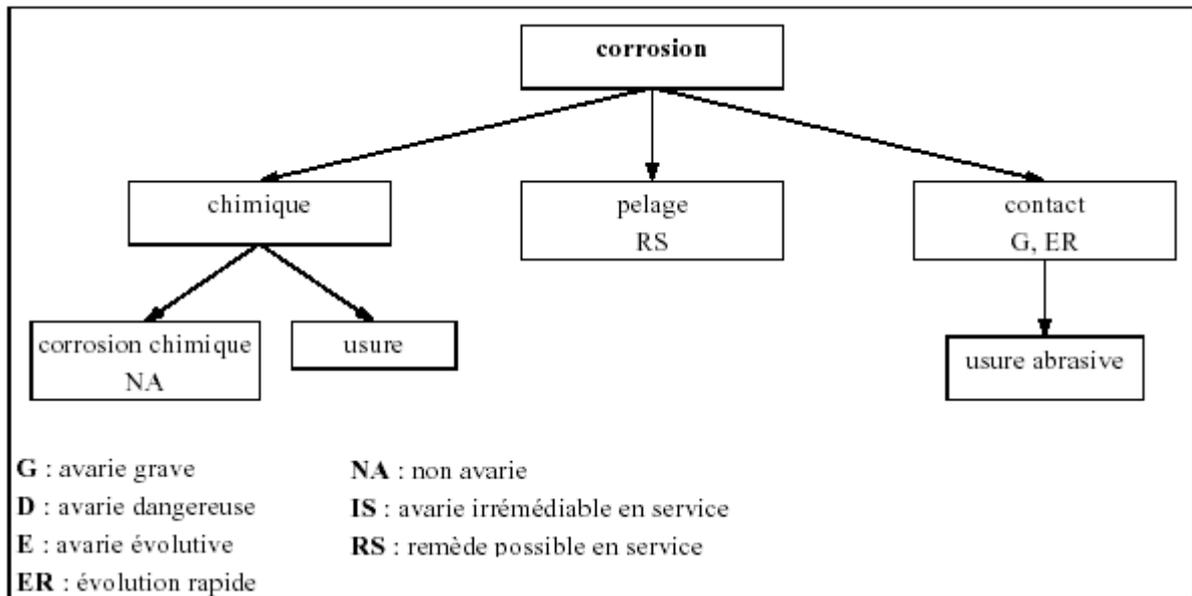


Figure 2 (*2) Avaries de corrosion de denture

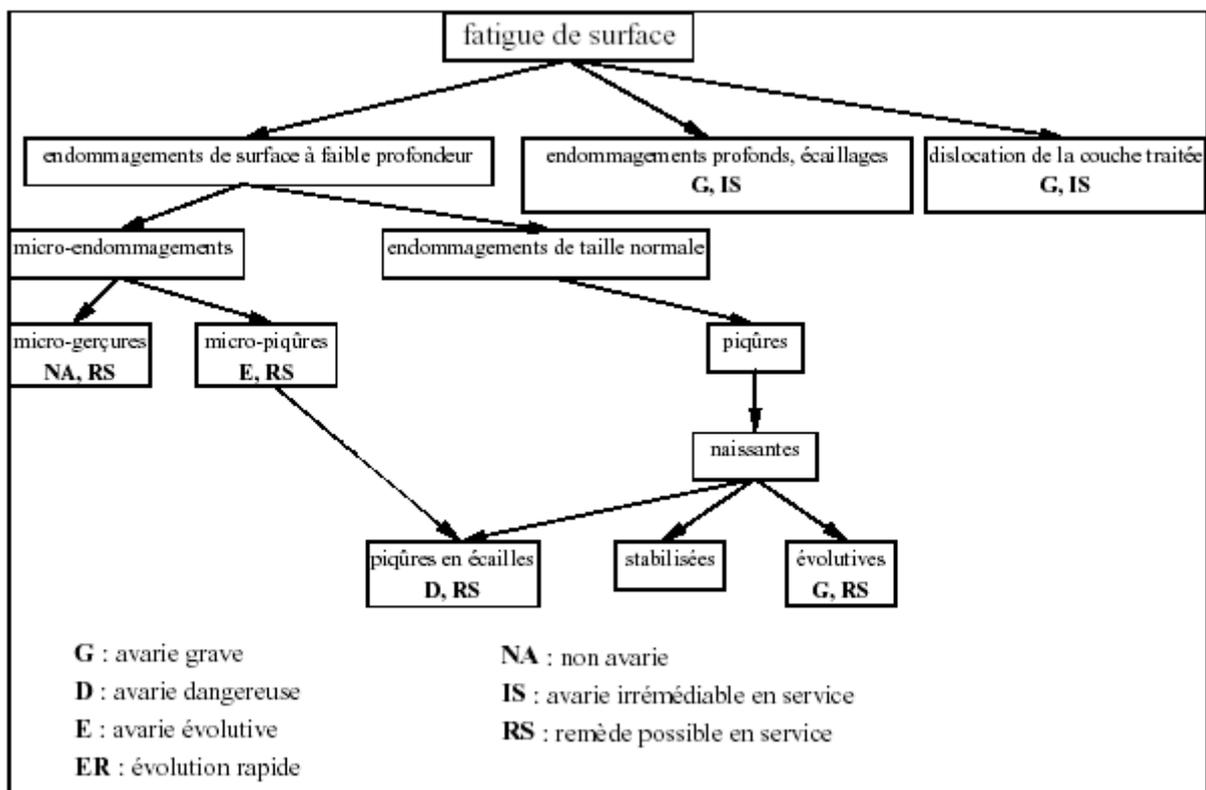


Figure 3 (*3) Avaries de fatigue de surface de denture

Les phénomènes à l'origine des différents endommagements décrits ci-dessus proviennent de causes variées que nous avons récapitulées dans le tableau 2.

<u>USURE</u>	abrasion à 2 corps	<i>usure courante</i> NA	contact par glissement métal sur métal
		<i>striées</i>	charge élevée
	usure par adhésion	<i>poll miroir</i> NA	mise en fonctionnement des engrenages sous charge
		<i>arrachements</i>	- déformation du support des engrenages - baisse de la viscosité ou insuffisance temporaire de lubrifiant - surcharges occasionnelles imprévisibles et brutales - passage d'un corps étranger
		<i>grippage à chaud</i>	- pression élevée - vitesse de glissement élevée ⇒ surchauffe excessive ⇒ rupture du film d'huile
		<i>grippage à froid</i>	- pression élevée - vitesse de glissement faible
	usure à 3 corps	<i>griffures, sillons</i>	- grosses particules de poussières - particules métalliques - parcelles de rouille - sable de moulage
<i>usure abrasive</i>		- fines particules abrasives dans le lubrifiant	
	usure par interférence	- mauvaise conception - surcharges entraînant une flexion exagérée - profil avec surépaisseur - 1 ou plusieurs dents déformées, abîmées, ou fissurées	
<u>CORROSION</u>	corrosion chimique, rouille	- additif ou acides dans le lubrifiant réagissant en présence d'eau - produits contaminants générant une composition défavorable - association d'une teneur en eau inadmissible	
	pelage	phénomènes d'oxydation produits au cours des traitements thermiques	
	corrosion par contact	arrêts prolongés avec secousses et/ou vibrations ⇒ formation d'oxydes très abrasifs.	
<u>SURCHAUFFE</u>	- surcharge - survitesse - lubrification insuffisante - association des 3 causes précédentes		
<u>EROSION PAR CAVITATION</u>	- grande vitesse - mvt relatif entre les flancs conjugués dans direction ⊥ surfaces (vibrations de services) - présence d'eau ou de gaz dans le lubrifiant		
<u>ETINCELAGE</u>	- passage d'un courant électrique		
<u>USURE PAR FATIGUE</u>	endommagements de faible profondeur	<i>micro-gerçures</i> NA	- film du lubrifiant un peu faible - rugosité trop importante
		<i>micro-piqûres</i>	charge trop élevée en surface
		<i>piqûres</i>	- écarts de distorsion des dents sous charge - écarts de profil des dents sous charge - irrégularités locales de surface - erreurs d'alignement des axes
		<i>piqûres en écailles</i>	- défaut de portée - bombé trop important - excès de matière localisé sur la surface de la dent
	écaillage	pression superficielle supérieure à la limite d'endurance du matériau	
dislocation de la couche traitée	profondeur traitée insuffisante		

Tableau 2 Causes des avaries de denture (NA : non avarie)

2. Annexe 2 : Algorithme de MALLAT [38]

Cet algorithme est schématisé par la structure suivante :

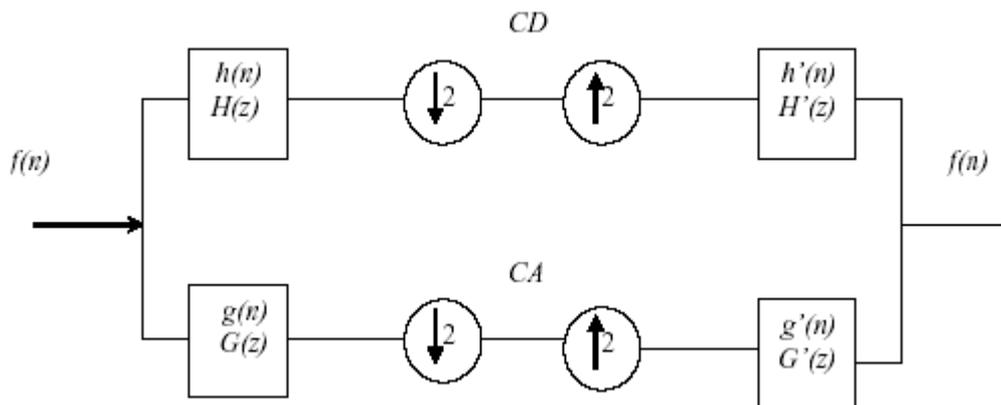


Figure 4 Algorithme de MALLAT unidimensionnel

$H(z)$, $G(z)$, $H'(z)$ et $G'(z)$ représentent respectivement la transformée en z de $h(n)$, $g(n)$, $h'(n)$ et $g'(n)$.

Le signal $f(n)$ est décomposé par les deux filtres d'analyse $h(n)$ (filtre basses fréquences) et $g(n)$ (filtre hautes fréquences) pour donner deux vecteurs respectivement CA (Coefficients ondelette d'approximation) et CD (Coefficients ondelette de détails). Tous deux sont de taille approximativement égale à la moitié du vecteur d'origine. Ceci est dû au fait de l'opération de décimation par 2 (down sampling). La reconstruction parfaite est théoriquement possible. Les deux vecteurs CA et CD , en les faisant passer par un sur-échantillonnage (upsampling) puis un filtrage en utilisant respectivement les filtres $h'(n)$ (filtre passe bas de reconstruction) et $g'(n)$ (filtre passe haut de reconstruction), donnent en somme le vecteur d'origine $f(n)$. Cette décomposition/reconstruction est appelée décomposition/reconstruction en banc de filtres. Elle est caractéristique aux signaux unidimensionnels. Le quadruple $(h(n), g(n), h'(n) \text{ et } g'(n))$ forme un banc de filtres miroirs en quadrature.

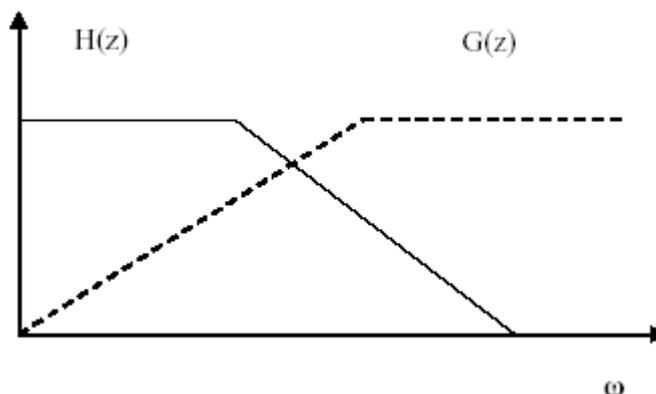


Figure 5 Filtres miroirs en quadrature

3. Décomposition en multi-niveau du signal

L'algorithme de Mallat permet de décomposer le signal f en plusieurs niveaux comme illustré à la figure 6.

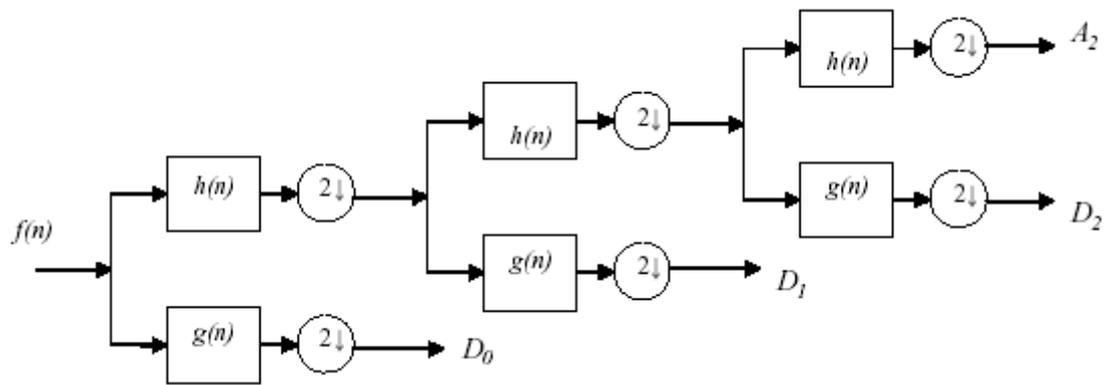


Figure 6 Décomposition en multi-niveau du signal $f(n)$

Où :

$$\begin{cases} F_{TOD}(0, k) = D_{k,0} = D_0 \\ F_{TOD}(1, k) = D_{k,1} = D_1 \\ F_{TOD}(2, k) = D_{k,2} = D_2 \end{cases}$$

TOD: Transformée en ondelettes discrète.

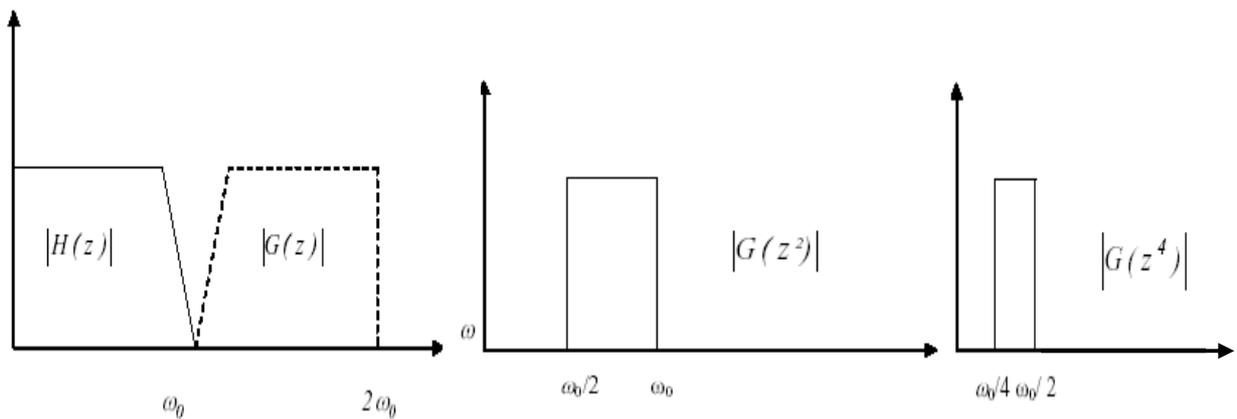


Figure 7 Différents filtres obtenus par l'augmentation d'échelle

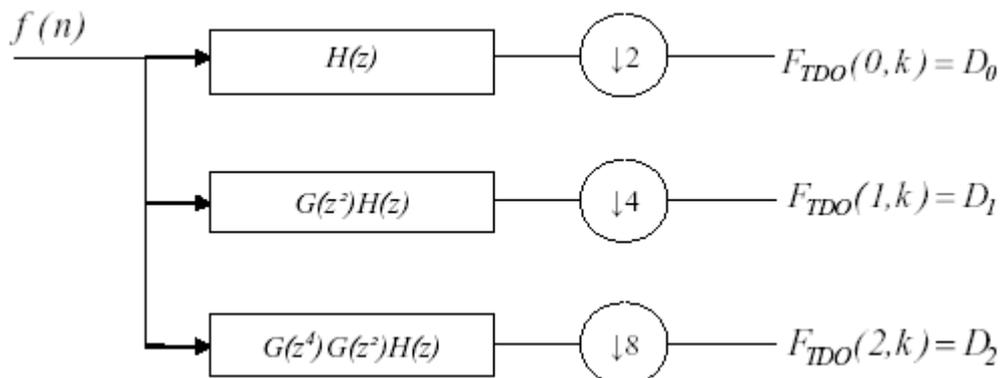


Figure 8 Représentation de la théorie de filtre d'une transformée en ondelettes discrète

Le processus de décomposition peut être réitéré, avec des approximations successives étant décomposées alternativement, de sorte qu'un signal soit décomposé en beaucoup de composants de hautes résolutions. Ceci s'appelle l'arbre de décomposition en ondelettes.

Puisque le processus d'analyse est itératif, dans la théorie il peut être continué indéfiniment. En réalité, la décomposition peut procéder seulement jusqu'à ce que les différents détails se composent d'un échantillon ou d'un Pixel simple. Dans la pratique, on choisira un nombre approprié de niveaux basés sur la nature du signal à décomposer, ou sur un critère approprié tel que l'entropie.

Le signal $f(n)$ est un signal de temps discret pour être décomposé en ses versions approximatives et détaillées en utilisant l'analyse multi-résolutionnel. Les premiers coefficients de décomposition sont A_1 et D_1 , où A_1 est la version approximative du signal original $f(n)$ et D_1 est la représentation détaillée du signal original $f(n)$ qui est défini dans la figure [9].

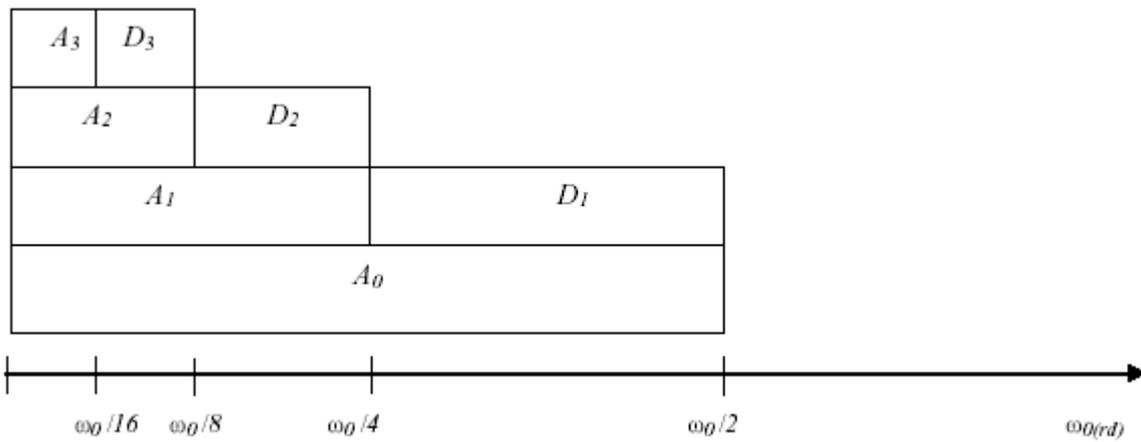


Figure 9 Dépendance de l'échelle à la fréquence des ondelettes

Lorsque $h(n)$ et $g(n)$ sont les filtres de décomposition de $f(n)$ dans D_1 et A_1 respectivement. Le prochain (en second lieu) niveau de décomposition est basé sur A_1 et les coefficients sont exprimés comme suit:

$$A_2(n) = \sum_k h(k - 2n)A_1(k)$$

$$D_2(n) = \sum_k g(k - 2n)A_1(k)$$

Des décompositions de niveau supérieur peuvent être obtenues d'un mode semblable. Les coefficients A_j et D_j sont calculés en utilisant l'algorithme de décomposition d'arbre laissant stockée l'information de base du signal fréquence aussi bien que les discontinuités.

Pour décomposer un signal dans la bande de fréquence entière, une décomposition en ondelettes peut être utilisée. Après la décomposition par périodes, nous obtiendrons 2^l bandes de fréquence chacune avec la même largeur de bande

$$\left[\frac{(i-1)f_n}{2}, \frac{if_n}{2} \right], i = 1, 2, \dots, 2^l$$

Telle que f_n est la fréquence de Nyquist dans la bande i de fréquence. D'après cette relation, on peut représenter les différents niveaux de décomposition avec leurs bandes de fréquences.

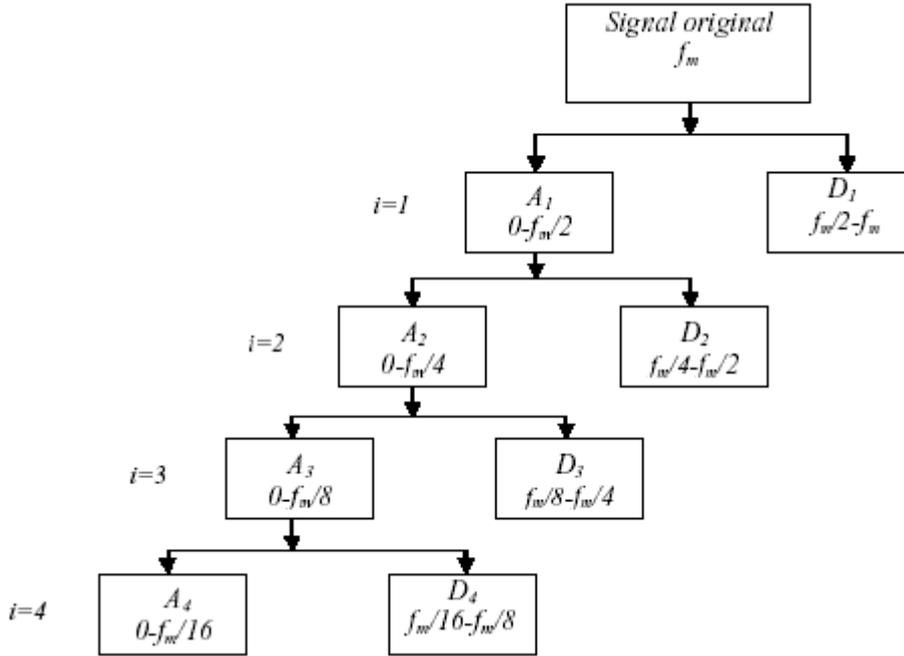


Figure 10 Arbre de décomposition d'un signal en quatre niveaux

De la même façon que la décomposition en ondelettes, le signal original dans la décomposition en paquet d'ondelettes est estimé par la somme des signaux d'approximation et de détail à chaque niveau.

$$i = 1, \quad f(n) = A_1(n) + D_1(n)$$

$$i = 2, \quad f(n) = A_2(n) + D_1(n) + D_2(n)$$

$$i = 3, \quad f(n) = A_3(n) + D_3(n) + D_2(n)$$

$$i = 4, \quad f(n) = A_4(n) + D_4(n) + D_3(n)$$

$$i = k, \quad f(n) = A_k(n) + D_k(n) + D_{k-1}(n)$$

4. Choix du nombre de niveaux de décomposition

Le nombre approprié de niveaux de la décomposition (n_{LS}) dépend de la fréquence d'échantillonnage (f_e) du signal à analyser. Pour chacune des approches de diagnostic basées sur la décomposition en ondelettes, le nombre de niveau doit être choisi judicieusement afin de permettre aux signaux à niveau élevé (approximation et détails) de couvrir toute la gamme des fréquences le long desquelles le composant dû aux défauts change pendant tous les régimes de fonctionnement.

À partir de la condition suivante, on peut calculer le nombre minimum de niveaux de décomposition nécessaire pour obtenir un signal d'approximation (a_{nr}) de sorte que la limite supérieure de sa bande de fréquence associée soit sous ou au voisinage de la fréquence fondamentale [26] :

$$2^{-(n_{LS}+1)} f_e < f$$

En effet, le niveau de décomposition du signal d'approximation qui inclut les harmoniques autour du fondamental, est le nombre entier ($n_{LS}+2$) exprimé par

$$n_{LS} = \text{int}\left(\frac{\text{Log}(f_e/f)}{\text{Log}(2)}\right)$$

5. Choix du type de l'ondelette mère

L'ondelette Daubechies 20 (*db20*) est utilisée souvent comme une ondelette mère. Cette fonction d'échelle réduira au minimum le recouvrement entre les bandes de fréquence qui ne peuvent pas être évitées. En fait, le recouvrement n'affecte pas l'exécution de diagnostic dans une vraie application mais il aide à améliorer l'analyse de l'approximation et des détails.

6. Annexes 3 : Extrait de la norme NF E90-300

Etat de fonctionnement d'une machine en fonction de la vitesse vibratoire (mm/s) et de la puissance machine dans la bande de 10-1000 Hz.

(Extrait de la norme NF E90-300 et ISO 2372)

Vitesse efficace en mm/s

45	Non admissible	Non admissible	Non admissible	Non admissible
28				
18			Tolérable	
11.2				
7.1			Tolérable	
4.5				
2.8	Tolérable	Tolérable	Acceptable	
1.8				
1.12	Acceptable	Acceptable	Acceptable	
0.71				
0.45	Bon	Bon	Bon	Bon
0.28				
0.18				
	Classe 1	Classe 2	Classe 3	Classe 4
Puissance	< 15 kW	15-75 kW	>75 kW	

- Classe 1 : Petite machine jusqu'à 15 kW.
- Classe 2 : Machine moyennes à grandes, 15 – 75 kW ou jusqu'à 300 kW sur support spécial.
- Classe 3 : Grandes machines sur fondations rigides et lourdes d'une fréquence naturelle supérieure à la fréquence de fonctionnement de la machine.
- Classe 4 : Grandes machines de fréquence opératoire supérieure à la fréquence naturelle de la fondation (turbomachines...).