

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

APPORT DU KURTOSIS AU DIAGNOSTIC D'UN REDUCTEUR A ENGRENAGES

Proposé et dirigé par :

M. François GUILLET

M. Saïd RECHAK

Etudié par :

M. Farid NESSAH

Session Septembre
2012

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

La mémoire de ma chère mère ;

*A ma famille (mon père, ma sœur et mon frère et à
ma chère Soraya)*

Tous mes amis sans exception

Farid

Remerciement

Ce travail de recherches présenté dans ce rapport a été réalisé au Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriel de l'institut universitaire de Technologie de Roanne sous la direction de monsieur François GUILLET, et Saïd RECHAK.

Je remercie Monsieur François GUILLET, Professeur à l'Université de Roanne, qui m'a fait une entière confiance pour la réalisation de ce projet. Je tiens à lui exprimer toute ma profonde gratitude pour son soutien, son encadrement, et tout le savoir-faire qu'il a pu me transmettre.

J'exprime également ma sincère gratitude à monsieur Saïd RECHAK professeur à l'Ecole nationale Polytechnique d'Alger (ENP) et monsieur Mohamed EL badaoui professeur à l'IUT de Roanne pour leur soutien et leurs précieux conseils.

Merci à monsieur Brahim GUERGUEB d'avoir présidé mon jury et à monsieur Mohamed Tazi examinateur, d'avoir pris le temps et le soin de lire ce rapport.

Je souhaiterais vivement remercier l'ensemble des enseignants de l'ENP, qui ont contribué durant toutes mes études.

Je suis aussi reconnaissant envers toutes personnes qui, de près ou de loin ont contribué à l'aboutissement de ce modeste travail.

الملخص: إن تدهور عمل الآلات الدورانية سواء كان عرضيا أو بسبب تآكل بعض الأجزاء الميكانيكية و بروز خلل مما يؤدي إلى تغير من سلوك الاهتزازات عملية معقدة للغاية. هذا العمل هو إسهام في رصد الاهتزازات و لصيانة مخفض سرعات بسيطة من خلال الدراسات الإحصائية لتأثير بعض العيوب على إشارات الاهتزازات في مجالات مختلفة (الوقت, التواتر, cepstre).

و تحقيقا لذلك , عملنا على إنشاء منضدة تجارب تسمح لنا بمكافحة مخفض سرعات بسيط و ذلك بإدخال عيوب (محلبة أو موزعة) على أسنان التروس الاسطوانية و في الأخير , فان النتائج المتحصل عليها من خلال هذه الدراسة تسمح لنا بوضع خطة لمراقبة و تشخيص أعطاب المسننات.

كلمات مفتاحية: مخفض سرعات , أعطاب المسننات , التشخيص , الرصد الاهتزازي , منضدة التجارب , دراسة تجريبية , kutosis , التواتر , cepstre.

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'un réducteur à engrenages. Il consiste à étudier l'effet de certains défauts à partir de l'étude statistique des signaux vibratoires dans différents domaines (temporel, fréquentiel 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 dentures 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.

Mot clés : réducteur à engrenages ; défauts d'engrenages ; diagnostic ; analyse vibratoire ; banc d'essai ; étude expérimentale ; Kurtosis ; spectre ; cepstre.

Abstract: The deterioration process of rotating machines whether accidental or caused by normal wear of mechanical parts are usually very complex. The emergence of defect induces a change of the vibration behavior. This work is a contribution to vibration monitoring and maintenance of a Gear reducer. It consists of studying the effect of some defect from the statistical approach of vibration signals in different areas (time, frequency and cepstral). 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 in different fields allow developing a diagnostic for monitoring transmission gear.

Keywords: gear reducer; gear fault; diagnostic; vibration analysis; test bench; experimental study; Kutosis; spectre; cesptre.

Table des matières

Introduction générale :	8
I Les engrenages et leurs principaux défauts.....	11
I.1 Introduction :	11
I.1 Classification des engrenages :	11
I.2 Géométrie :	12
I.3 Les réducteurs et les multiplicateurs :	14
I.4 Principaux défauts affectant les engrenages :	15
I.4.1 Le fléchissement des dents :	16
I.4.2 Usure uniforme des dents :	17
I.4.1 Défaut de profil (composante fantôme) :	17
I.4.2 Piqûres (pitting) :	18
I.4.3 Ecaillage (spalling) :	19
I.4.4 Fissuration (cracks) :	19
I.4.5 Usure abrasive et adhésive :	19
I.4.6 Le balourd :	20
I.4.7 Désalignement :	21
I.4.8 L'excentricité ou défaut de fond rond :	23
II Notions de traitement du signal	25
II.1 Généralités :	25
II.2 Echantillonnage :	26
II.3 Moyennage :	27
II.4 Fenêtrage :	27
II.4.1 Rappels mathématiques :	28
II.4.2 Conditions que doit satisfaire la fenêtre de pondération :	29
II.4.3 Type de fenêtres usuelles et leurs caractéristiques :	29
II.5 Filtrage :	32
II.5.1 Filtrage temporel :	32
II.5.2 Filtrage fréquentiel :	33
II.5.3 Filtrage numérique :	33
II.5.4 Filtre réel et filtre idéal :	34
II.5.5 Convolution rapide :	34
II.6 Transformé de Fourier :	34
II.6.1 Théorème de Fourier :	35

Table des matières

II.6.2 Conditions de Dirichlet :.....	35
II.6.3 Procédure de transformation de Fourier :.....	35
II.6.3.1 Cas d'une fonction périodique :.....	36
II.6.3.2 Cas d'une fonction non périodique :.....	37
II.6.3.3 Signification physique de la transformation de Fourier :.....	37
II.6.3.4 Propriétés de la transformée de Fourier :.....	38
II.6.3.5 Transformé de Fourier discrète :.....	39
II.7 Energie et puissance d'un signal :	40
II.7.1 Puissance instantanée d'un signal :	40
II.7.2 Puissance moyenne sur une période :	40
II.7.3 Théorème de Parseval :.....	41
III Méthodes de diagnostic	42
III.1 Introduction :	42
III.2 Analyse temporelle :.....	43
III.2.1 RMS :	43
III.2.2 Facteur de crête :	44
III.2.3 Skewness :	44
III.2.4 Kurtosis :	45
III.3 Analyse non temporelle :.....	47
III.3.1 Analyse spectrale :	47
III.3.2 Analyse cepstrale :	49
III.3.3 Analyse par la transformée d'ondelette :.....	50
III.3.4 Analyse cyclostationnaire :	51
IV Etude expérimentale.....	53
IV.1 Dispositif expérimental :.....	53
IV.1.1 Description du banc d'essai :	53
IV.1.2 Acquisition des signaux :	55
IV.2 Traitement des signaux obtenus par la méthode du Kurtosis :.....	57
IV.3 Validation des résultats :.....	61
IV.3.1 Validation par analyse spectrale :	61
IV.3.2 Validation par analyse cepstrale :	64
Conclusion générale :	67
Bibliographie	

Figure I.1 : exemple de type d'engrenages.....	12
Figure I.2 : Profil en développante de cercle.	12
Figure I.3 : Principaux paramètres caractérisant une denture cylindrique droite.....	13
Figure I.4 : Schéma d'un réducteur à un étage.....	15
Figure I.5 : Fléchissement des dents sous l'effet de charge.	16
Figure I.6 : Déviations de profil idéal et spectre de dent en raison de l'usure uniforme.	17
Figure I.7 : Evolution des raies fantômes en fonction de la charge.	18
Figure I.8 : Pitting réparti sur les dents d'un engrenage.	18
Figure I.9 : défaut local d'écaillage.....	19
Figure I.10 : Tolérances d'usinage sur un rotor.	20
Figure I.11 : Effet du balourd sur le spectre de vibration.....	21
Figure I.12 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial.....	22
Figure I.13 : Images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire.	22
Figure I.14 : Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre.....	23
Figure I.15 : Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond.....	24
Figure II.1 : La fenêtre rectangulaire.....	30
Figure II.2 : La fenêtre de Hanning.....	31
Figure II.3 : La fenêtre de Hamming.....	32
Figure III.1 : Sensibilité du Kurtosis en fonction de l'aplatissement de la courbe.	46
Figure III.2 : Spectres caractéristiques de signaux d'accélération aux paliers d'une transmission de puissance par engrenages	48
Figure III.3 : Analyse Cepstrale d'un réducteur sans et avec défaut local d'engrenages	50
Figure IV.1 : Vu d'ensemble du banc d'essai.	53
Figure IV.2 : Représentation schématique du banc d'essai.....	54
Figure IV.3 : Schéma classique d'une chaîne d'acquisition.	56
Figure IV.4 : Représentation temporelle et spectrale du signal du jour 9.....	56
Figure IV.5 : Evolution du Kurtosis durant les 12 jours d'essai.	58
Figure IV.6 : Dent 2, jour 10.....	59
Figure IV.7 : Dent 16, jour 11.....	60
Figure IV.8 : Spectre du jour 6.....	61
Figure IV.9 : Spectre du jour 8.....	62
Figure IV.10 : Spectre du jour 12.....	63
Figure IV.11 : Cepstre du jour 6.	64
Figure IV.12 : Cepstre du jour 8.	65
Figure IV.13 : Cepstre du jour 11.	66

Tableau 1 : Caractéristiques nominales du banc d'essai.....	55
Tableau 2 : Valeurs du Kurtosis pendant les 12 jours.....	57
Tableau 3 : Rapport d'observation établi.....	59

Introduction générale :

Le monde de l'industrie en éternelle progression est condamné à des performances de plus en plus élevées ; de ce fait, 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. De plus, elles évoluent dans un contexte de plus en plus sévère en ce qui concerne les coûts, les cadences, la qualité, la sécurité et les nuisances. C'est pourquoi la surveillance et le diagnostic des systèmes mécaniques sont passés au rang des préoccupations majeures des industriels. La tendance actuelle est de rechercher des outils capables de révéler de manière précoce l'apparition de dysfonctionnements dans le but de remplacer progressivement la maintenance systématique par une maintenance conditionnelle moins coûteuse.

Parmi les différentes méthodes de diagnostic possibles (analyse d'huile, analyse de température,...), celles qui reposent sur l'analyse vibratoire occupent une place de plus en plus importante en raison des performances croissantes du traitement du signal. Elles comportent trois étapes : La première est l'acquisition de signaux délivrés par des accéléromètres piézo-électriques ou des microphones judicieusement placés. La seconde utilise les procédures de traitement du signal pour fournir des informations condensées mais pertinentes. A partir de ces informations, la troisième utilise l'analyse des données et l'intelligence artificielle pour déceler d'éventuelles anomalies et prendre les bonnes décisions. Ainsi l'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement employée en raison de trois gros avantages : les mesures sont faciles à prendre, les défauts sont détectés à un stade précoce, et il est possible de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine. [1]

Autre outils de surveillance, nous pouvons citer **l'analyse des lubrifiants**, appliquée à toutes les machines contenant un fluide (huile ou graisse) que l'on peut prélever. La méthode consiste à "faire parler" les particules d'usure drainées par le lubrifiant afin d'en déduire l'état de l'équipement. L'analyse d'un échantillon de quelques dizaines de millilitres d'huile (prélevé à l'aide de petites seringues ou lors d'une vidange) peut alors suffire à révéler l'usure anormale de l'un des composants, le mauvais état d'un filtre, ou encore la dégradation du lubrifiant (suite à une oxydation, à une pollution, à une température d'utilisation trop élevée, etc.) [2]

À côté de la surveillance vibratoire et de l'analyse des lubrifiants, **la thermographie infrarouge** suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance. Jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques, elle est depuis peu utilisée dans la surveillance des machines tournantes pour détecter les défauts qui se manifestent par un échauffement anormal à la surface de l'équipement. La thermographie permet de réaliser des mesures à distance, et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée. [2]

Enfin, il existe d'autres méthodes, moins répandues que les précédentes mais néanmoins intéressantes. Citons par exemple **l'analyse acoustique**, 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). [2]

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrées par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine. Ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer un diagnostic. La modification de la vibration d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations, voire de pannes. [3]

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. 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. [1]

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'aux systèmes de précision des télescopes terrestres, en passant bien-sûr par les systèmes de transmission de puissance en mécanique et en aéronautique. [4]

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.

Le présent travail porte sur le diagnostic d'un réducteur à engrenages par analyse vibratoire. De ce fait, nous avons réparti notre étude selon le plan suivant :

Introduction générale.

Chapitre I : Les engrenages et leurs principaux défauts.

Chapitre II : Notions de traitement du signal.

Chapitre III : Méthodes de diagnostic.

Chapitre IV : Etudes expérimentale.

Conclusion générale.

I Les engrenages et leurs principaux défauts

I.1 Introduction :

Pour transmettre une puissance donnée entre deux arbres rapprochés avec un rapport de transmission rigoureusement constant, on utilise des roues dentées qu'on appelle engrenages. Ces engrenages transmettent la puissance demandée par obstacle avec un rendement élevé. Ils sont fiables, résistants, et sécuritaires. On les trouve dans de nombreux mécanismes, en particulier, dans les boîtes de vitesses, les réducteurs ou multiplicateurs, les machines-outils, en automobiles, en aviation, etc. [5]

En fonctionnant, ces systèmes se déforment, vibrent et génèrent du bruit. Dans le domaine des transports ou des machines, ces phénomènes peuvent être à l'origine d'émissions acoustiques importantes que l'on cherche à minimiser. A ce titre, les engrenages sont reconnus comme des sources internes de vibrations significatives et comme des points clés dans les mécanismes de transfert et d'amplification de ces vibrations.

I.1 Classification des engrenages :

Le type d'engrenage est défini par la position relative des axes de la roue menante et menée. Selon cette position, on définit :

- Les engrenages cylindriques : les axes sont parallèles.
- Les engrenages coniques : les axes sont concourants.
- Les engrenages à roue et vis sans fin : les axes sont orthogonaux.
- Les engrenages hypoïdes : les axes ne sont ni parallèles ni concourants. [5]

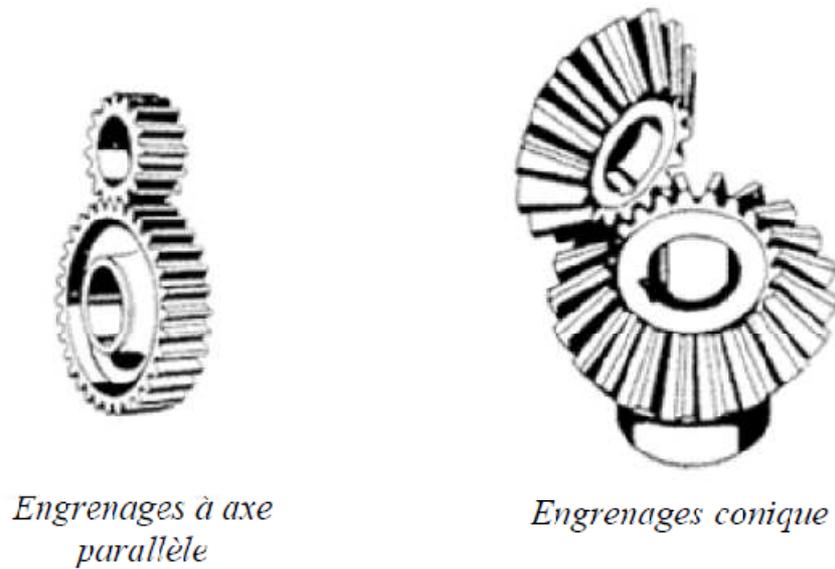


Figure I.1 : exemple de type d'engrenages.

La comparaison entre ces différents moyens de transmission se fait selon trois critères : Rapport de transmission maximum par couple de roues dentées, rendement, réversibilité ou non du mécanisme. Ainsi, les engrenages à axes parallèles sont les plus utilisés en raison de leur simplicité et de leur facilité de réalisation et de contrôle.

I.2 Géométrie :

De nos jours la denture de la plupart des engrenages est réalisée à partir d'un profil qui est à **développante de cercle** (Figure I-2) pour ses avantages pratiques tels que la simplicité de génération, l'insensibilité aux erreurs d'entraxe, etc. Le profil de développante de cercle est défini comme étant une droite qu'on fait rouler sans glisser sur un cercle, ainsi chaque point de cette droite décrit, relativement au cercle, une courbe qui s'appelle une développante de cercle. [5]

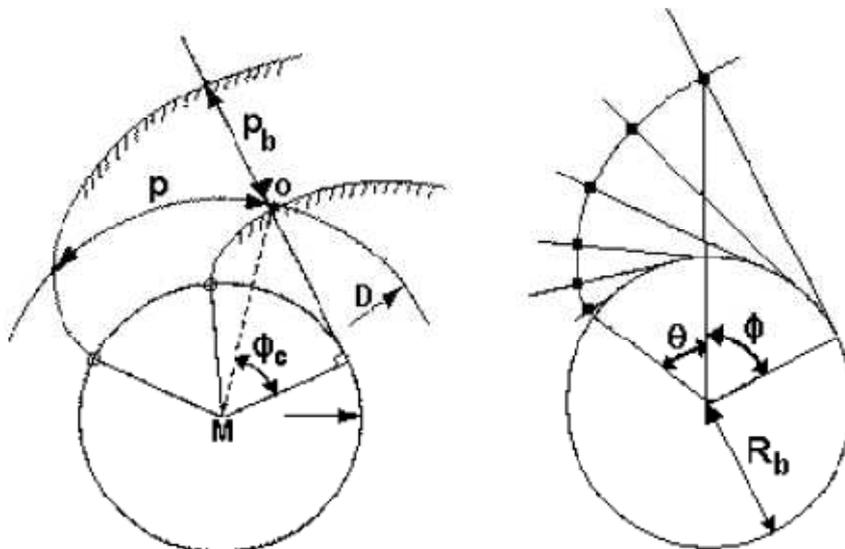


Figure I.2 : Profil en développante de cercle.

En raison de leur simplicité et de leur facilité de réalisation, les engrenages cylindriques (soit à denture droite, soit à denture hélicoïdale) sont très utilisés en mécanique générale, surtout pour la réalisation des réducteurs ou multiplicateurs.

Les dentures de ces engrenages sont définies par des paramètres qui sont principalement le nombre de dents Z , le module m (en mm) et le diamètre primitif d_p . Mais ils existent aussi d'autres paramètres définissant la géométrie de ces dentures qui sont résumés dans ce qui suit :

- Le nombre de dent Z .
- Le module m (pour les engrenages hélicoïdaux il ya un module réel m_n et un module apparent m_t)
- Diamètre primitif d
- Diamètre de base d_b .
- Diamètre de tête d_a .
- Diamètre de pied d_f .
- Angle de pression α (β angle d'hélice pour les engrenages hélicoïdaux).
- Hauteur de saillie h_a .
- Hauteur de creux h_f .
- Hauteur de dent h .
- Pas circonférentiel p .
- Epaisseur de denture s .
- Intervalle du creux e .
- Largeur de denture b .

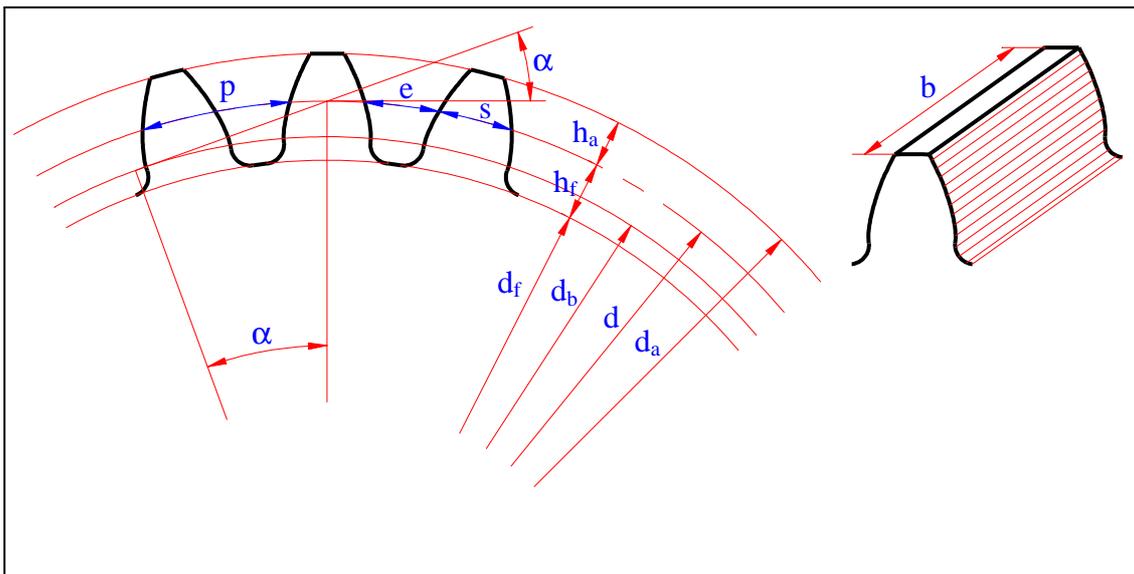


Figure I.3 : Principaux paramètres caractérisant une denture cylindrique droite. [5]

I.3 Les réducteurs et les multiplicateurs :

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.

Un réducteur (ou multiplicateur) est un ensemble d'organes mécaniques comprenant un générateur de puissance (moteur), des engrenages, des mécanismes entraînés (accouplements, frein), des structures servant de support (arbres, paliers) généralement incorporés dans un carter. Chacun des composants influe sur le comportement dynamique du réducteur, mais il est généralement admis que l'engrenage qui est l'organe de transmission par excellence, constitue une des sources principales d'excitations.

On définit pour ce type de mécanisme un rapport, qui s'appelle **rapport de transmission** r et qui est défini par :

$$r = \frac{\text{vitesse de sortie}}{\text{vitesse d'entrée}} \quad (1.1)$$

Ainsi pour :

- $r < 1$: le mécanisme est dit réducteur.
- $r > 1$: le mécanisme est dit multiplicateur.

En prenant l'exemple d'un réducteur à un étage (Figure I-4) on peut observer qu'il est composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences F_1 et F_2 . Ainsi chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engagement des dents selon une fréquence qu'on appelle fréquence d'engrènement F_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents.

$$F_e = Z_1 \cdot F_1 = Z_2 \cdot F_2 \quad (1.2)$$

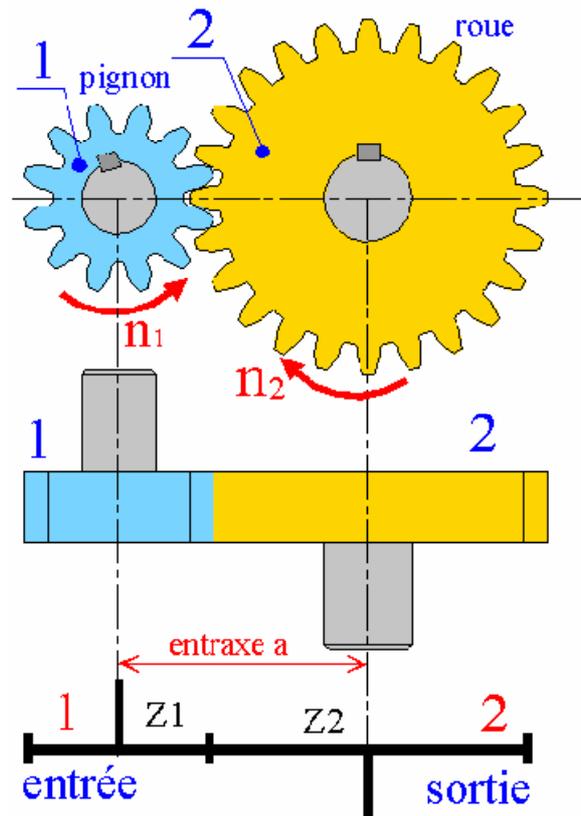


Figure I.4 : Schéma d'un réducteur à un étage.

Si les deux roues dentées présentent chacune une dent détériorée, les chocs peuvent être importants lorsque les deux défauts se rencontrent (coïncidence). La rencontre s'effectue à une fréquence F_{co} , appelée **fréquence de coïncidence** et telle que :

$$F_{co} = \frac{F_e}{PPCM(Z_1, Z_2)} \quad (1.3)$$

$PPCM$: plus petit commun multiple. [2]

I.4 Principaux défauts affectant les engrenages :

L'engrenage est l'organe mécanique qui 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.

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.

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. [6]

I.4.1 Le fléchissement des dents :

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 I-5). [7]

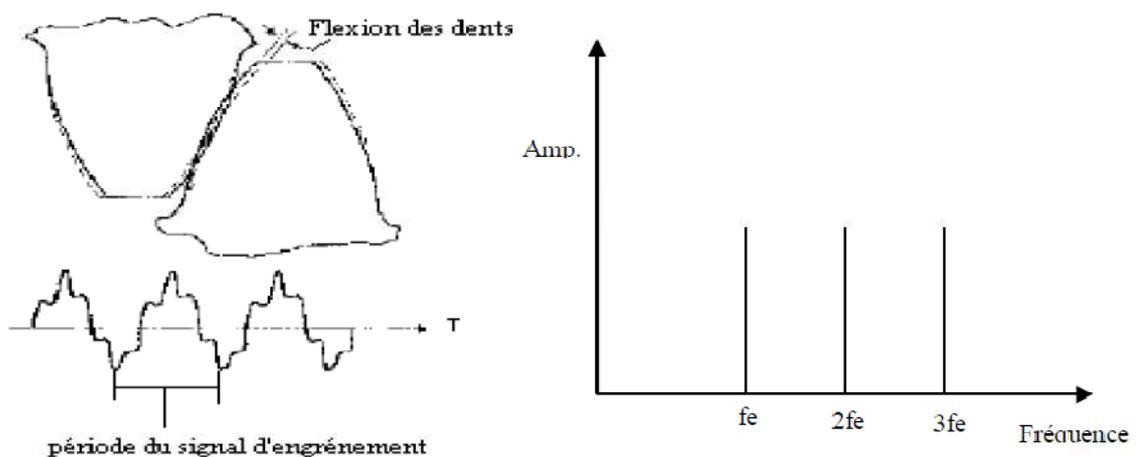


Figure I.5 : Fléchissement des dents sous l'effet de charge.

I.4.2 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 I-6). 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. [7]

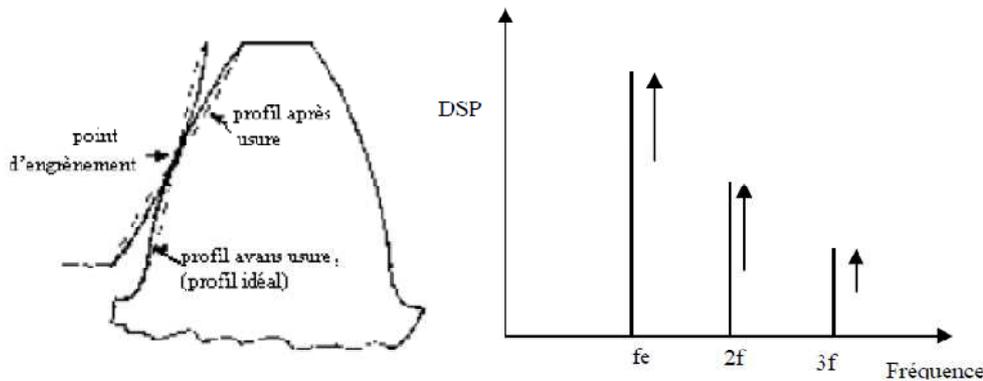


Figure I.6 : Déviations de profil idéal et spectre de dent en raison de l'usure uniforme.

I.4.1 Défaut de profil (composante fantôme) :

Les engrenages présentent des défauts dû 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 une harmonique de la vitesse de rotation de l'arbre entraînant l'engrenage (Figure I.7). [7]

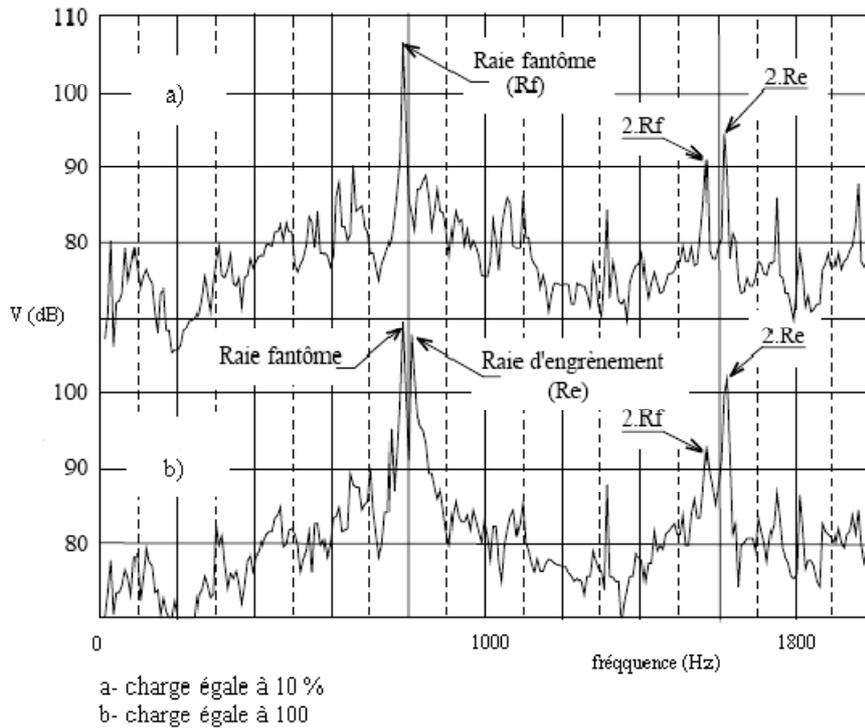


Figure I.7 : Evolution des raies fantômes en fonction de la charge.

I.4.2 Piqûres (pitting) :

Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif (Figure I.8). Cette avarie se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur, et donc plus fragile, sensible aux effets cumulatifs de sur contraintes (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. [6]



Figure I.8 : Pitting réparti sur les dents d'un engrenage. [8]

I.4.3 Ecaillage (spalling) :

Il s'agit également de trous mais ceux-ci sont moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux du pitting (Figure I.9). Les dégradations sont produites par fatigue en sous-couche, au point de cisaillement maximal. On rencontre ce type d'avarie dans les engrenages cémentés (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. [6]

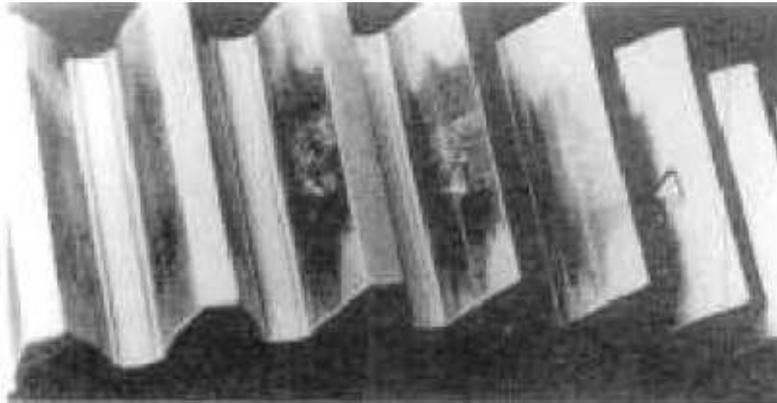


Figure I.9 : défaut local d'écaillage. [8]

I.4.4 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.

I.4.5 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. 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. [6]

I.4.6 Le balourd :

Le balourd est la principale cause des problèmes de vibrations. Il s'agit d'un déséquilibre qui se produit lorsque l'axe des centres de gravité du rotor ne coïncide pas avec l'axe de rotation. L'axe des centres de gravité est défini comme une ligne joignant les centres de gravité de tranches minces fictives dont l'alignement formerait le rotor. Et quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. De cette non concentricité, résulte l'application de forces centrifuges proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation : $F = Mr \omega^2$ qui déforment le rotor.



Figure I.10 : Tolérances d'usinage sur un rotor.

On voit bien que La force centrifuge tournante résultant du balourd augmente rapidement avec la vitesse de rotation. C'est ce qui fait que même une faible augmentation du balourd peut provoquer de fortes vibrations dans les machines tournant à grande vitesse comme les compresseurs à vis, les turbines à gaz ou certaines pompes. Le balourd dans les rotors neufs ou réparés est causé par le manque de précision dans l'usinage et l'assemblage des pièces. On peut réduire le balourd au minimum en équilibrant le rotor, soit en ajoutant des poids du côté du rotor où la masse est plus faible, soit en enlevant de la matière du côté où la masse est plus élevée. Si l'équilibrage est effectué correctement, le balourd sera tellement faible qu'il ne causera pas de problèmes de vibrations.

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 (Figure I-11), 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. [3]

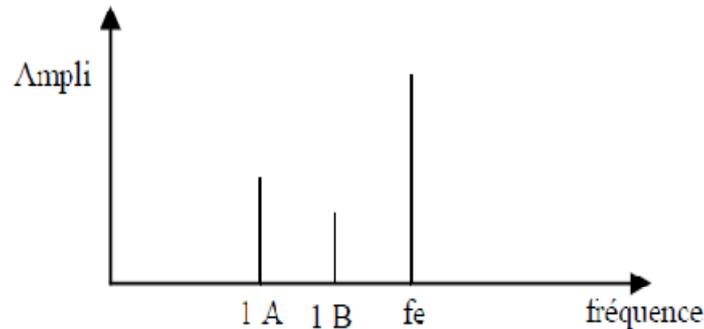


Figure I.11 : Effet du balourd sur le spectre de vibration.

I.4.7 Désalignement :

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe. On peut distinguer trois types de désalignement :

- **Désalignement radial** : c'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. Ce défaut est révélé par un pic d'amplitude prépondérante à, généralement, 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). Il apparaît une vibration dans la direction radial de composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation (rarement d'ordre 3, voire exceptionnellement d'ordre 4), avec des amplitudes supérieures aux composantes d'ordre 1 (Figure I.12). [3]

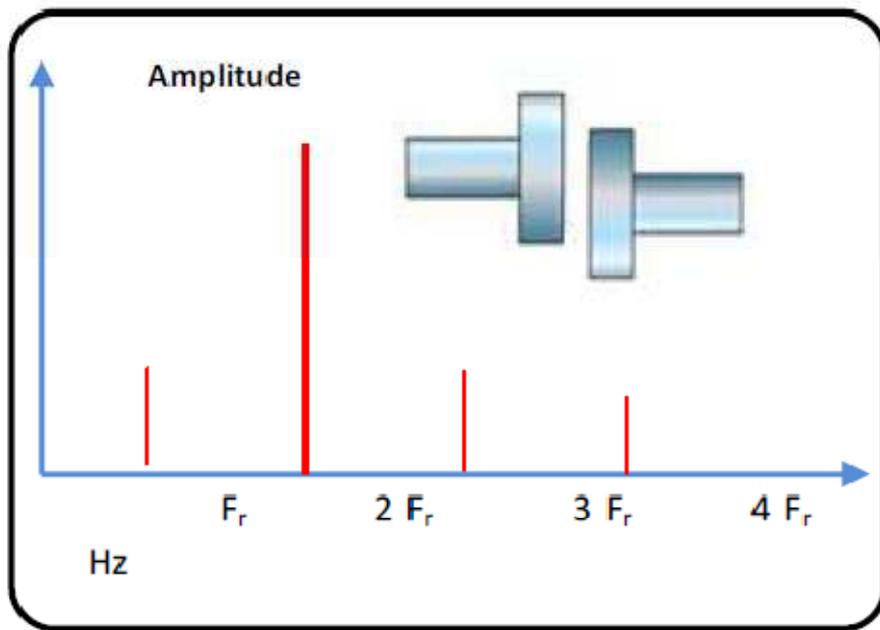


Figure I.12 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial

- Désalignement angulaire** : ce défaut est caractérisé par un angle de rotation de autour de l'axe défini perpendiculaire aux axes de rotation des arbres et à l'axe du défaut d'inclinaison. En présence de ce type de défaut l'analyse vibratoire révèle une vibration axiale de composante d'ordres 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales (Figure I-12). [3]

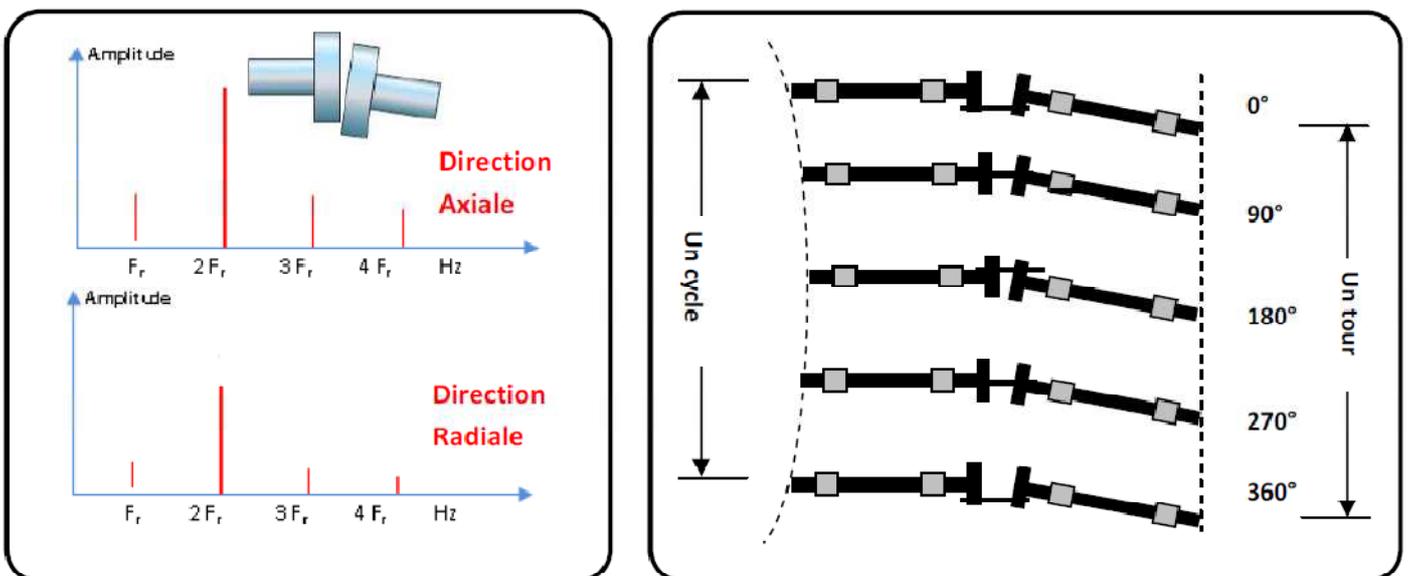


Figure I.13 : Images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire.

- **Désalignement des paliers :** Les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor.

La manifestation spectrale de ce type de désalignement est identique à celle du désalignement angulaire. [3]

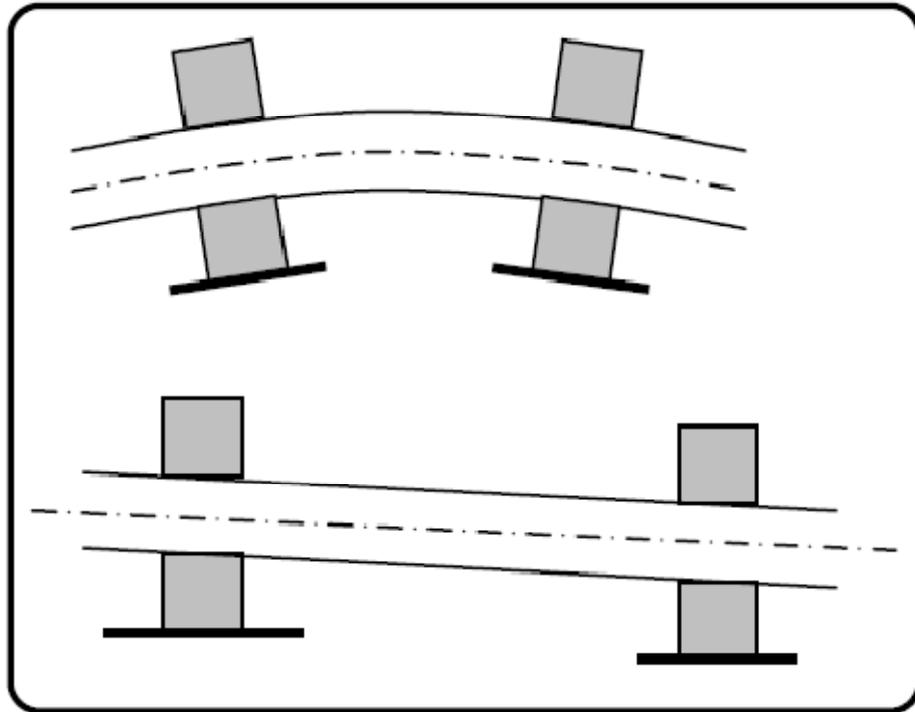


Figure I.14 : Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre.

I.4.8 L'excentricité ou défaut de fond 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. Ce défaut est présent dans la totalité des transmissions par engrenage et reste la source principale de modulation basse fréquence du bruit d'engrènement.

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 I.15). [6]

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. Ces bandes latérales sont situées à f où $f_{i,1,2} \pm$ représente la fréquence de rotation de l'arbre i .

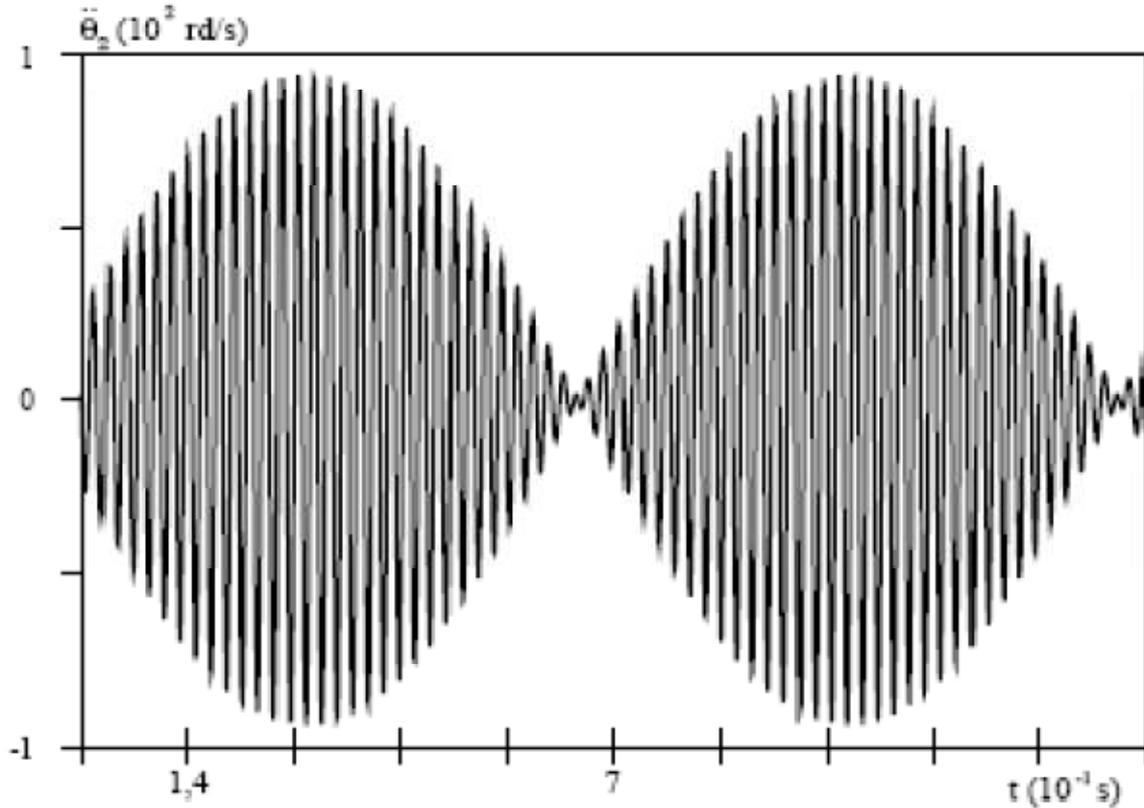


Figure I.15 : Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond

II Notions de traitement du signal

II.1 Généralités :

L'élaboration, la détection et l'interprétation des signaux porteurs d'informations sont les principaux objectifs du traitement des signaux. Cette discipline s'appuie essentiellement sur la théorie des mécanismes ainsi que de l'informatique. Son point de départ le plus intéressant est le modèle de Fourier sur lequel est fondé le traitement des signaux dans le diagnostic des machines. Il conduit aux concepts féconds de dualité temps fréquence et de spectre fréquentiel, qui s'applique aussi bien à l'étude des signaux déterministes que des signaux aléatoires, continus ou échantillonnés. La théorie du traitement du signal est une discipline appartenant au domaine des techniques de l'information où on rencontre des nombreux phénomènes à interpréter. Les signaux vibratoires, qu'émet une machine tournante constituent une application intéressante de cette théorie. Ces signaux porteurs d'informations sont pratiquement toujours de type analogique (amplitude et temps continus). Le traitement de ces signaux par l'ordinateur nécessite la numérisation de ces derniers, il faudrait donc au préalable, les représenter par une suite de valeurs ponctuelles prélevées d'habitude régulièrement, un tel prélèvement est appelé échantillonnage. Il réalise donc, une fonction de conversion analogique – numérique. En plus de ceci il est impossible en pratique, d'observer un signal indéfiniment, d'où la nécessité à limiter la durée d'acquisition. Ces deux opérations sont nécessaires pour le traitement numérique du signal vibro-acoustique. Cependant, ces dites opérations, introduisent des erreurs de troncature du signal, et se répercutent sur les spectres sous forme de distorsions d'où la nécessité de d'opérer un filtrage du signal. Toutes les notions examinées dans ce chapitre nous serviront de base pour analyser les problèmes de prise du signal, de son échantillonnage et des distorsions qui leurs sont liées. [9]

Les principales grandeurs caractéristiques d'un signal sont :

- **La fréquence :** La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisi est la seconde, la fréquence s'exprime en Hertz (Hz).
- **L'amplitude :** On appelle amplitude d'un signal vibratoire, la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre.

II.2 Echantillonnage :

Dans de très nombreux cas, on ne traite pas directement les signaux analogiques fournis par les capteurs de mesure. En fait, seule la représentation numérique du signal est utilisée pour réaliser les calculs voulus.

La numérisation du signal est une transformation discrète du signal physique considéré comme continu dans le sens mathématique du terme. Le signal est donc vu comme une suite de points prenant des valeurs d'amplitude différentes. Cette synthèse de l'information ne va pas sans poser quelques problèmes que nous allons évoquer ci-après. En effet, cette numérisation du signal déforme sa nature et peut influencer sa signification (Phénomène de repliement ou aliasing).

Pour éviter ce phénomène on introduit ce qu'on appelle le théorème de SHANNON (aussi appelé critère de NYQUIST) ; ce théorème s'énonce comme suit : tout signal analogique $f(t)$ ayant un spectre de type passe-bas s'étendant jusqu'à une fréquence limite ν_c (fréquence de coupure) est entièrement décrit par la suite complète des valeurs instantanées $f(k)$ prélevées

à intervalles réguliers de durée T_e inférieur ou égale à : $\frac{1}{2\nu_c}$.

En d'autres termes la condition de non repliement du spectre (création de fréquences artificielles qui ne sont pas représentatives du phénomène physique) est assurée si :

$$\nu_e \geq 2\nu_c \quad (2.1)$$

La fréquence ν_c est appelée aussi, fréquence de NYQUIST. Pour éviter l'apparition de ces fréquences de repliement, les analyseurs sont équipés des filtres anti-repliement qui sont des filtres passe-bas de très forte pente éliminant ainsi la partie haute fréquence des signaux qui perturberaient l'interprétation de l'analyse spectrale. La présence d'un filtre anti-repliement analogique relié à la fréquence d'échantillonnage est donc indispensable à une mesure correcte. Il en faut un pour chaque voie d'acquisition. Sa fréquence de coupure doit être au plus égale à la moitié de la fréquence d'échantillonnage. En effet, il est impossible de réaliser un filtre anti-repliement avec une pente infiniment raide. Une marge de sécurité est donc prise pour permettre d'éliminer les effets de repliement sur la plus grande dynamique possible (généralement 80 dB utile).

II.3 Moyennage :

Ce qui sort du calcul de la FFT est un 'spectre instantané'. Ce spectre instantané ne représente qu'une partie de la vie énergétique du signal en fonction de la fréquence. En pratique, un moyennage sur les spectres instantanés est effectué pour obtenir un 'auto spectre'. En fait, on regarde le signal plus longtemps et l'estimation de l'énergie s'en trouve améliorée. Bien entendu, cette estimation va dépendre de la nature même du signal. On peut distinguer deux types de moyennages qui sont :

- **Moyennage linéaire :** Chaque spectre instantané est compté avec un poids identique dans la moyenne. Le résultat est le niveau énergétique total contenu dans chaque bande d'analyse (raie FFT) pendant la durée de mesure.
- **Moyennage exponentiel :** Le dernier spectre instantané entré à un poids équivalent aux n premiers spectres instantanés mesurés. Il s'agit en fait d'une moyenne glissante dont le lissage est assuré par le nombre de moyennes choisies (équivalent à la mesure d'un niveau de pression en mode lent ou rapide).

II.4 Fenêtrage :

Le signal que l'on cherche à mesurer est un signal physique, réel, non prédictible. Il est a priori non périodique, et même s'il l'était, sa période ne serait pas celle définie par la fréquence d'échantillonnage que nous avons choisi (NT_e). La formulation de Fourier nous invite à travailler sur un temps infiniment long, sauf si la fonction est périodique. Aucune mémoire n'est suffisamment importante pour accueillir la totalité du signal, d'où la nécessité de limiter la durée d'observation à un bloc de longueur donnée. Cette limitation entraîne comme conséquence, de considérer notre signal comme périodique, de période égale à la durée d'observation (la longueur du bloc temporel). Cette périodisation artificielle crée des discontinuités dans le signal temporel. De telles discontinuités dans le domaine physique correspondent à des énergies infinies. [9]

Cependant, on ne travaille pas sur un signal continu mais sur un signal numérisé, ce qui fait que la discontinuité ne se traduit pas par un saut à énergie infinie mais par un saut de pente plus ou moins raide, donc une énergie plus ou moins importante qui vient s'ajouter au signal. L'erreur commise est alors proportionnelle à la 'hauteur' de la discontinuité qui n'est plus que le fruit du hasard.

Plusieurs recherches ont été faites dans ce domaine, en vue de trouver une fenêtre de troncature qui minimiserait les distorsions qui lui sont dues. De nombreux ‘mathématiciens’ se sont penchés sur le problème et ont défini un certain nombre de fenêtres temporelles répondant à ce compromis en optimisant l’erreur maximale commise sur le niveau mesuré et la résolution fréquentielle. Les fenêtres de troncature seront donc à choisir en fonction du type de signal analysé et du compromis désiré.

Dans notre étude nous nous limiterons uniquement à exposer les différentes fenêtres usuelles en analyse spectrale, à donner leurs caractéristiques et d’essayer ainsi de trouver à partir de celles-ci la fenêtre qui satisferait nos conditions. Le plus important à signaler c’est qu’il n’existe pas de méthode exacte qui donne la forme de la fenêtre, mais plutôt, une approximation, c’est qu’expliquent les différents efforts faits dans ce domaine.

II.4.1 Rappels mathématiques :

Soit un signal $f(t)$ enregistré sous sa forme continue de $-\infty$ à $+\infty$, l’échantillonnage de ce signal, s’obtient en multipliant le signal par un peigne de Dirac unitaire et centré de période T_e . On obtient ainsi une suite de même durée que le signal.

$$f^*(k) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} f(kT_e) \cdot \delta(t - kT_e) \quad (2.2)$$

La limitation de la durée de cette suite quand on ne spécifie pas le genre de fenêtre utilisée s’obtient en multipliant $f(t)$ par une fenêtre rectangulaire d’intensité l’unité et de longueur T_0 . Cette seconde opération nous fournit une suite tronquée contenant N échantillons :

$$f_{T_0}^*(k) = \sum_{k=0}^{N-1} f(kT_e) \cdot \delta(t - kT_e) \quad \text{Où : } N = \frac{T_0}{T_e} \quad (2.3)$$

En établissant la relation fondamentale de la transformée de Fourier on obtient :

$$\begin{aligned} \mathfrak{F}\{f_{T_0}^*(k)\} &= \mathfrak{F}\left\{\sum_{k=0}^{N-1} f(kT_e) \cdot \delta(t - kT_e)\right\} = \sum_{k=0}^{N-1} f(kT_e) \cdot \mathfrak{F}\{\delta(t - kT_e)\} \\ \mathfrak{F}\{f_{T_0}^*(k)\} &= \sum_{k=0}^{N-1} f(kT_e) \cdot \exp\{-j2\pi\nu kT_e\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Finalement :

$$\{f_{T_0}^*(k)\} \Leftrightarrow \sum_{k=0}^{N-1} f(kT_e) \cdot \exp\{-j2\pi\nu kT_e\} \quad (2.5)$$

II.4.2 Conditions que doit satisfaire la fenêtre de pondération :

Soit $f(t) \Leftrightarrow F(\nu)$ la fenêtre temporelle utilisée ; pour diminuer le plus possible les distorsions dues à l'application de $f(t)$ au signal, trois conditions devraient être satisfaites par $F(\nu)$:

1. Un pic central le plus étroit possible.
2. Des lobes d'amplitudes insignifiantes.
3. Eviter si possible les lobes négatives.

Autrement dit, la définition d'une fonction utilisable en tant que fenêtre de pondération répond à la recherche du compromis suivant :

- Elle doit suffisamment déformer le signal temporel pour le rendre périodique.
- Elle doit respecter suffisamment le signal pour que les résultats trouvés restent réalistes.

II.4.3 Type de fenêtres usuelles et leurs caractéristiques :

- **La Fenêtre rectangulaire :**

C'est la plus simple, elle correspond en fait à aucune pondération. Elle n'est à utiliser que dans les cas où la totalité du signal peut être incluse dans la mémoire de calcul, c'est à dire des signaux très courts, qui partent de 0 et arrivent à 0, comme par exemple les signaux impulsionnels. Dans le cas d'un signal périodique de longueur supérieure à la fenêtre, la valeur de fréquence est respectée, mais l'amplitude peut varier de manière importante suivant la valeur de la fréquence du phénomène par rapport à la résolution fréquentielle de l'analyse. Cette fenêtre est définie par la relation suivante :

$$\varphi(t) = \begin{cases} 1 & 0 \leq t \leq T_0 \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (2.6)$$

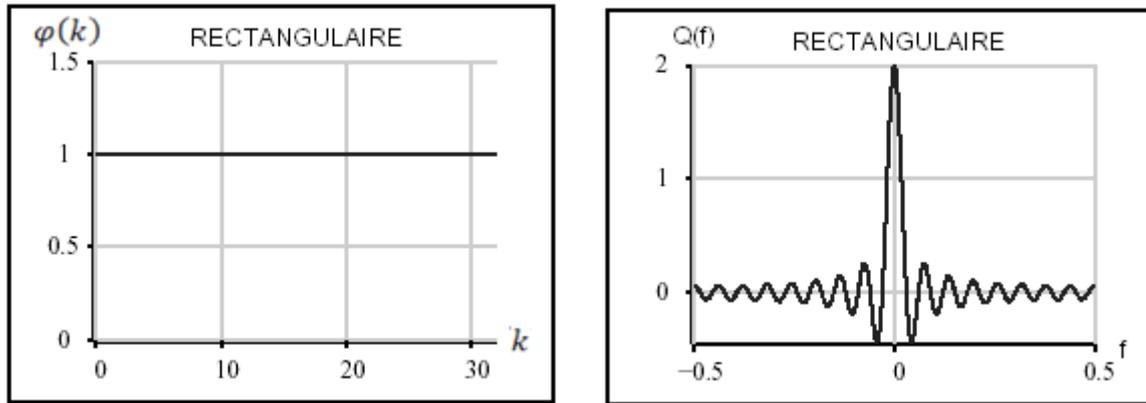


Figure II.1 : La fenêtre rectangulaire

Cette fenêtre satisfait la première condition, mais ne vérifie pas la seconde. Autrement dit, l'avantage de cette fenêtre est qu'elle introduit dans le domaine spectral un pic central étroit. En d'autres termes cette fenêtre conduit à une assez bonne résolution spectrale ceci est dû à la forme plate que possède celle-ci dans le domaine temporel entre 0 et T_0 ; mais l'inconvénient est qu'elle introduit dans le domaine fréquentiel des lobes très amples d'où introduction de hautes fréquences dans le signal à analyser, ceci étant dû aux extrémités abruptes que possède cette fenêtre dans le domaine temporel. On peut remédier à cet inconvénient en modifiant la forme de la fenêtre tout en conservant la même ouverture T_0 .

- **La Fenêtre de HANNING :**

Appelée aussi fenêtre de TUKEY, c'est de loin la fenêtre la plus utilisée. Elle est à utiliser pour l'analyse des signaux pseudo stationnaire (par exemple le bruit d'une machine). C'est celle qui optimise le mieux le compromis résolution fréquentielle / résolution amplitude. Partant de 0 et arrivant à 0 elle rend bien notre signal périodique sur la durée d'examen sans discontinuités brutales. Elle est définie comme suit :

$$\varphi(t) = \begin{cases} \cos^2\left(\frac{\pi t}{T_0}\right) & -\frac{T_0}{2} \leq t \leq +\frac{T_0}{2} \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (2.7)$$

Puisque nous travaillons sur l'intervalle $[0, T_0]$, faisant un changement de variable, tel que :

$$t = t' - \frac{T_0}{2} \quad \text{D'où :} \quad 0 \leq t' \leq T_0 \quad (2.8)$$

Et en posant $t = (k-1)T_e$ avec $T_0 = nT_e$ et $1 \leq k \leq n$. La relation (2.8) s'écrira :

$$\varphi(k) = \begin{cases} \cos^2\left(\frac{\pi(2(k-1)-n)}{2n}\right) & 1 \leq k \leq n \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (2.9)$$

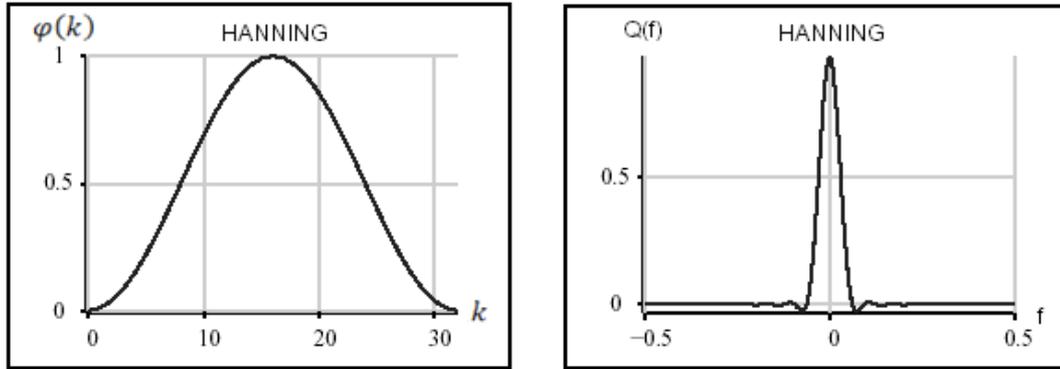


Figure II.2 : La fenêtre de Hanning

Cette fenêtre présente dans le domaine fréquentiel un lobe secondaire négatif assez important mais les autres lobes s'atténuent rapidement. Elle présente finalement des lobes latéraux petits et c'est l'avantage, mais elle présente un pic central assez large qui est un inconvénient en vertu des conditions déjà citées, ceci étant dû à la forme arrondie (non aplatie) que possède cette fenêtre pendant la durée du signal.

- **La Fenêtre de HAMMING :**

La fenêtre de Hamming est dérivée de la fenêtre de Hanning (même utilisation) mais l'accent a été mis sur la résolution fréquentielle (donc au détriment de la résolution en amplitude). Elle est à conseiller lors de la recherche de la fréquence 'exacte'. Elle est définie comme suit :

$$\varphi(t) = \begin{cases} 0,54 + 0,46 \cdot \cos\left(\frac{\pi(2t - T_0)}{2T_0}\right) & 0 \leq t \leq T_0 \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (2.10)$$

De même, si on pose $t = (k-1)T_1$ et $T_0 = NT_1$ avec $1 \leq k \leq N$. La relation ci-dessus devient :

$$\varphi(k) = \begin{cases} 0,54 + 0,46 \cdot \cos\left(\frac{\pi(2(k-1) - N)}{2N}\right) & 1 \leq k \leq N \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (2.11)$$

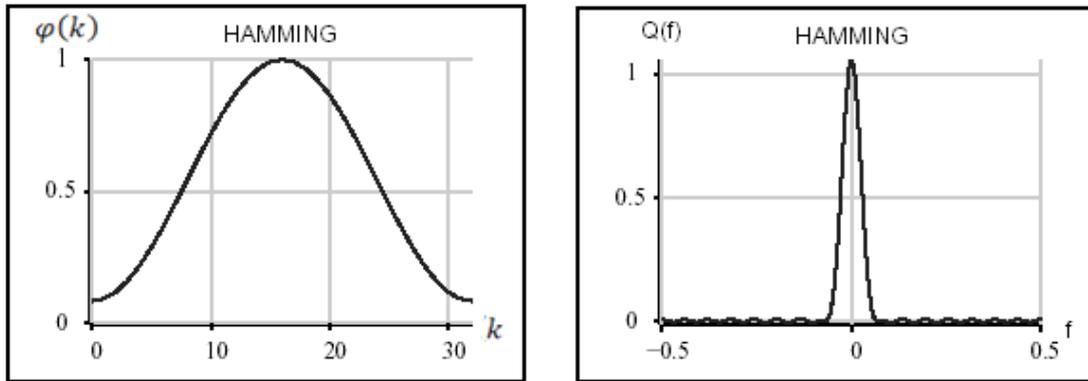


Figure II.3 : La fenêtre de Hamming

Cette fenêtre présente dans le domaine spectral les mêmes caractéristiques que celle de **HANNING**, c'est à dire un pic central assez large, mais l'avantage par rapport à cette dernière est que son lobe secondaire négatif s'atténue totalement et que les autres lobes latéraux s'atténuent lentement.

Il existe aussi d'autres types de fenêtres de pondération tel que : Fenêtre de **Kaiser Bessel** et la fenêtre **FLAT TOP**.

II.5 Filtrage :

Le filtrage est un outil de traitement du signal très puissant, et, dans de nombreux cas très simples à mettre en œuvre. Cette mise en œuvre demande néanmoins certaine rigueur si l'on veut garder son efficacité, et cela qu'il s'agisse de filtres analogiques ou de filtres numériques. Le filtrage est la dernière étape de l'amélioration du spectre. [10]

II.5.1 Filtrage temporel :

Nous définissons, dans un souci de généralité, le filtrage temporel comme étant l'opération d'interruption ou d'atténuation d'un signal. Filtrer $f(t)$ par $x(t)$ c'est réaliser le produit $f(t) \cdot x(t)$. Le spectre de fréquence $F(\nu)$ est affecté par ce filtrage, comme le montre le théorème de **Plancherel** :

$$f(t) \cdot x(t) \longleftrightarrow F(\nu) * X(\nu) \quad (2.12)$$

II.5.2 Filtrage fréquentiel :

L'opération de filtrage appliquée à la représentation temporelle d'un phénomène peut également être appliquée à sa représentation fréquentielle. Filtrer $F(\nu)$ par $H(\nu)$ c'est réaliser le produit $F(\nu) \cdot H(\nu)$. Mais on peut, en vertu du théorème de Plancherel, remplacer un produit dans le domaine fréquentiel par un produit de convolution dans le domaine temporel.

$$F(\nu) \cdot X(\nu) \longleftrightarrow f(t) * x(t) \quad (2.13)$$

II.5.3 Filtrage numérique :

Les filtres exposés ci-dessus sont analogiques, et sont en fait, les filtres des signaux à temps continu et à amplitude continue. Ce sont des signaux de la forme $y = f(t)$ dans lesquelles à la fois y et t sont susceptibles de variations continues; c'est-à-dire que $f(t)$ existe pour n'importe quelle valeur de t . Il existe des signaux à temps discrets, pour ces signaux, la grandeur $y = f(t)$ n'existe que pour des valeurs bien définies de t ; en général $t = KT_e$, avec T_e période d'échantillonnage. A ce type de signaux correspondent les filtres dits à échantillonnage. Les signaux numérisés sont des signaux à la fois discrétisés en temps ou 'échantillonnés' et discrétisés en amplitude ou 'quantifiés'. Ce sont donc des signaux à temps discret et à amplitudes discrètes.

A ces signaux on applique les méthodes de filtrage numérique. Les filtres numériques sont plus intéressants que les filtres analogiques de nos jours, du fait qu'ils présentent des avantages appréciables tels que : la précision, la fiabilité et en plus l'absence de problème de réalisation technologiques. Ils consistent en une simulation numérique par micro-ordinateur.

De ce fait, le filtre numérique est défini par un algorithme de calcul qui réalise une combinaison linéaire des signaux d'entrée et de sortie du système qui réalise le filtre, par lequel une séquence de nombres $X(n)$ dite séquence d'entrée est transformé en une autre séquence de nombres $Y(n)$ dite séquence de sortie. Le filtrage numérique consiste à l'élimination des raies situées à partir d'une certaine fréquence, appelée fréquence de coupure V_c .

Ce filtrage revient en fait, à faire la multiplication de la densité spectrale $F(\nu)$ correspondant au signal $f(t)$ à analyser par une fenêtre spectrale rectangulaire $\Phi(\nu)$. Le filtrage numérique revient à faire en vertu du théorème de la convolution, la convolution dans le domaine temporel du signal $x(t)$ avec la transformée inverse de Fourier $\varphi(t)$ de la fenêtre spectrale rectangulaire $\Phi(\nu)$.

II.5.4 Filtre réel et filtre idéal :

En pratique pour que cette convolution soit possible il faudrait limiter $\varphi(t)$, ce qui introduirait des distorsions au niveau de $\Phi(\nu)$, on peut conclure qu'on ne peut jamais obtenir un filtre idéal. Numériquement :

- $\varphi(t)$ est notée $H(k)$, appelée : réponse impulsionnelle du filtre
- $\Phi(\nu)$ est notée $h(k')$, appelée : fonction de transfert du filtre.
- N sont les échantillons du filtre, appelés aussi ordre du filtre.

II.5.5 Convolution rapide :

Dans les systèmes numériques qui sont de type discret, la convolution se traduit par une sommation. Ainsi si la suite à filtrer s'écrit $x(n)$, la suite filtrée $y(n)$ s'exprime par la sommation suivante :

$$y(n) = \sum_{k=0}^{N-1} H(k).x(n-k) \quad (2.14)$$

Où : k et n sont des entiers.

$y(n)$ est une suite finie de N échantillons.

$H(k)$ est une suite finie de N échantillons, appelée réponse impulsionnelle du filtre.

II.6 Transformé de Fourier :

Lorsqu'on considère un signal quelconque, il est indispensable d'avoir présent à l'esprit deux représentations possible de ce signal. Une représentation temporelle, de la forme $y = f(t)$ dans laquelle la variable indépendante est le temps t (la durée qui s'écoule) et une représentation fréquentielle, de la forme $Y = F(\nu)$ où la variable indépendante est la

fréquence ν (dont la dimension est l'inverse du temps). Ces deux représentations sont reliées entre elles par la transformation de **Fourier** qui est un outil d'importance capitale, pour pouvoir utiliser les méthodes de traitement du signal, et de savoir manipuler ces deux représentations complémentaires. [10]

II.6.1 Théorème de Fourier :

Toute fonction $f(t)$ satisfaisant les conditions de **Dirichlet** peut être décomposée en une somme d'un nombre infini de fonctions sinusoïdales, la somme est appelé 'série de Fourier'.

II.6.2 Conditions de Dirichlet :

On démontre que, pour qu'une fonction $f(t)$ ait une transformée de Fourier, fonction de ν , il faut et il suffit que :

- La fonction $f(t)$ soit bornée (pas des valeurs infinies).
- $f(t)$ soit périodique, si $f(t)$ n'est pas périodique mais définie sur un intervalle de longueur fini, la série de Fourier converge vers $f(t)$ dans cet intervalle, et représente une répétition de $f(t)$ à l'extérieure de cet intervalle.
- $f(t)$ doit être continue par morceaux avec un nombre fini de discontinuités.
- L'intégrale $\int_{-\infty}^{+\infty} |f(t)| dt$ converge

Remarque :

Pratiquement toutes les fonctions décrivant les processus physiques réels et les processus vibro-acoustiques des machines connues, satisfont les conditions de Dirichlet.

II.6.3 Procédure de transformation de Fourier :

On définit la transformée de Fourier $F(\nu)$ d'une fonction $f(t)$ supposée stochastique répondant aux conditions de Dirichlet, comme suit :

II.6.3.1 Cas d'une fonction périodique :

Soit $f(t)$ une fonction de t , périodique de période T . Alors, $f(t)$ peut être décomposée en séries de Fourier sous la forme suivante :

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{2\pi}{T} nt + b_n \sin \frac{2\pi}{T} nt \right) \quad (2.15)$$

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos 2\pi\nu_0 nt + b_n \sin 2\pi\nu_0 nt) \quad (2.16)$$

Les coefficients a_n et b_n sont donnés par les relations suivantes :

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \cos 2\pi\nu_0 n t dt \quad (2.17)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \sin 2\pi\nu_0 n t dt \quad (2.18)$$

Si l'on pose :

$$F(n\nu_0) = \frac{1}{2} (a_n - j b_n) \quad (2.19)$$

Alors :

$$F(n\nu_0) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} f(t) \exp(-2\pi j n \nu_0 t) dt \quad (2.20)$$

$F(n\nu_0)$ appelée, spectre de fréquences, est une grandeur en général complexe. On aura donc :

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \exp(2\pi j n \nu_0 t) \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} f(\sigma) \exp(-2\pi j \nu_0 n \sigma) d\sigma \quad (2.21)$$

NB. Les valeurs négatives de n sont introduites pour rendre les équations plus simples; on vérifie aisément que si $f(t)$ est réel :

$$a_{-n} = a_n \quad \text{Et} \quad b_{-n} = -b_n \quad (2.22)$$

Il est important de remarquer que le spectre d'une fonction périodique de période T est composé de raies dont l'écart minimum sur l'axe des fréquences est ν_0 . Le spectre d'une fonction périodique est donc essentiellement discontinu, il n'existe que pour les valeurs de la fréquence multiples de ν_0 .

II.6.3.2 Cas d'une fonction non périodique :

On peut considérer cette non-périodicité comme résultant d'une extension à l'infini de la période T . L'intervalle de fréquences ν tend alors vers 0 et le spectre devient alors une fonction qui peut être continue. Alors on a :

$$f(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \exp(2\pi j \nu t) d\nu \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} f(\sigma) \exp(-2\pi j \nu \sigma) d\sigma \quad (2.23)$$

On défini :

$$F(\nu) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \exp(-j2\pi\nu.t) dt \quad (2.24)$$

Cette dernière expression, est appelée la **Transformé de Fourier** de $f(t)$. Alors :

$$f(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} F(\nu) \exp(j2\pi\nu.t) d\nu \quad (2.25)$$

On écrit habituellement :

$$f(t) \leftrightarrow F(\nu) \quad (2.26)$$

II.6.3.3 Signification physique de la transformation de Fourier :

Lorsque l'on écrit l'équation :

$$F(\nu) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \exp(-j2\pi\nu.t) dt \quad (2.27)$$

$F(\nu)$ et $f(t)$ représentent la même grandeur physique, mais dans une représentation différente. $F(\nu)$ représente la somme des valeurs du produit $f(t)\exp(-j\omega t)$ sur le

domaine de définition. En vertu des propriétés d'orthogonalité des fonctions trigonométriques, le facteur $\exp(-j\omega t)$ joue le rôle d'opérateur qui extrait du signal $f(t)$ la composante sinusoïdale ayant la fréquence ν . Le spectre $F(\nu)$ est donc l'ensemble des composantes sinusoïdales de $f(t)$.

La décomposition en éléments sinusoïdaux, pour la représentation fréquentielle des signaux est choisie comme telle, parce que ces éléments sont des fonctions propres du filtre linéaire ; c'est à dire qu'une telle forme n'est pas déformée par passage dans un filtre linéaire. Ceci explique l'intérêt d'une telle décomposition.

II.6.3.4 Propriétés de la transformée de Fourier :

La transformation de Fourier vérifie les propriétés suivantes :

- **Propriété du produit :**

Le produit simple de deux fonctions dans le domaine temporel correspond à la convolution de leur transformés de Fourier dans le domaine fréquentiel et réciproquement :

$$f(t).g(t) \xleftrightarrow{F.F.T} F(\nu) * G(\nu) \quad (2.28)$$

$$f(t) * g(t) \xleftrightarrow{F.F.T} F(\nu).G(\nu) \quad (2.29)$$

- **Propriété de Convolution :**

$$H(t) = f(t) * g(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau).g(t - \tau)d\tau = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t - \tau).g(\tau).d\tau \quad (2.30)$$

- **Propriété de similitude :**

$$f(at) \xleftrightarrow{F.F.T} \frac{1}{|a|} F\left(\frac{\nu}{a}\right) \quad (2.31)$$

Autrement dit, un étalement de l'échelle des temps conduit à une 'contraction' de l'échelle des fréquences et inversement.

- **Propriété de translation :**

$$f(t - t_0) \leftrightarrow F(\nu).\exp(-j2\pi\nu t_0) \quad (2.32)$$

Ceci signifie que les transformées de Fourier de $f(t)$ et $f(t - t_0)$ ont le même module, à part que la transformée de Fourier de $f(t - t_0)$ subit une rotation de phase supplémentaire de $2\pi vt_0$.

II.6.3.5 Transformé de Fourier discrète :

Comme en général $f(t)$ est un signal analogique non **défini** par une fonction mathématique simple, il doit être échantillonné en des points discrets. Ce signal peut être transformé dans le domaine des fréquences en substituant à l'intégral de Fourier la transformée de Fourier discrète ou **T.F.D** calculée à partir d'un nombre fini de **N** échantillons. Pour passer du domaine continu au domaine discret, on utilise la correspondance ci-dessous.

$$\begin{aligned} t &\rightarrow nt_e & dt &\rightarrow t_e = \Delta t \\ \int_{-\infty}^{+\infty} &\rightarrow \sum_0^{N-1} & f &\rightarrow n\Delta f \end{aligned} \quad (2.33)$$

$t_e = \Delta t$: intervalle de temps entre deux échantillons dans le domaine temporelle et Δf intervalle de fréquence dans le domaine fréquentiel.

$$\begin{aligned} F(k) = F(k\Delta f) &= \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f(n) \exp(-j2\pi k \frac{n}{N}) \\ f(n) = f(nt_e) &= \sum_{k=0}^{N-1} F(k) \cdot \exp(j2\pi k \frac{n}{N}) \end{aligned} \quad (2.34)$$

Cette formation se prête bien à un calcul numérique mais elle nécessite pour obtenir un spectre, N^2 opérations. Des algorithmes appropriés permettent de réduire considérablement ce nombre si N est multiple de 2. Le plus connu est le l'algorithme de **Cooley Tukey**. Il permet de ramener les N^2 opérations à: $N \ln N$; d'où son nom de transformer de Fourier Rapide. En conclusion un analyseur **F.F.T** est essentiellement constitué d'un convertisseur analogique numérique suivi d'un calculateur. Les problèmes que l'on rencontre pour obtenir un spectre aussi proche que possible du spectre vrai sont dus aux effets de l'échantillonnage et au nombre fini **N** d'échantillons.

II.7 Energie et puissance d'un signal :

Toute transmission d'information est liée à une transmission d'énergie. Lorsqu'on fait une mesure, le processus objet de la mesure subit toujours un prélèvement d'énergie de la part du dispositif de mesure. Cette notion de puissance d'un signal est donc très importante. [10]

II.7.1 Puissance instantanée d'un signal :

Considérons un signal $f(t)$ quelconque, donc pouvant être complexe; on peut l'écrire :

$$f(t) = a(t) + jb(t) \quad (2.35)$$

$a(t)$ et $b(t)$ étant alors deux fonctions réelles. La puissance instantanée de $f(t)$ est :

$$P(t) = [a(t)]^2 + [b(t)]^2 \quad (2.36)$$

II.7.2 Puissance moyenne sur une période :

Elle est définie par :

$$P(t_0, T) = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} f(t) \cdot f^*(t) dt \quad (2.37)$$

Si f est réelle (cas des signaux physiques), on aura alors :

$$P(t_0, T) = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} [f(t)]^2 dt \quad (2.38)$$

L'énergie d'un signal est l'intégrale de sa puissance sur tout le domaine d'existence du signal.

$$E_f = \int_{-\infty}^{+\infty} P(t) dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |f(t)|^2 dt \quad (2.40)$$

La puissance peut être considérée comme une fonction du temps, c'est la puissance temporelle, plus communément appelée puissance. Elle peut aussi être considérée comme une fonction de la fréquence, c'est alors la puissance fréquentielle, plus communément appelée densité spectrale de puissance (D.S.P) ou densité spectral ou spectre [6]. Elle est notée S_{ff} :

$$S_{ff} = |F(v)|^2 \quad (2.40)$$

Ceci montre que S_{ff} est réelle et non négative. L'énergie totale du signal sera :

$$E_f = \int_{-\infty}^{+\infty} |F(\nu)|^2 d\nu \quad (2.41)$$

II.7.3 Théorème de Parseval :

Il est intuitif que l'énergie totale d'un signal ne dépend pas de la représentation choisie : elle sera la même qu'il s'agisse de la représentation temps ou de la représentation fréquence, ce qui nous permet d'écrire :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |f(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |F(\nu)|^2 d\nu \quad (2.42)$$

III Méthodes de diagnostic

III.1 Introduction :

La maintenance des machines a une grande signification économique pour toute entreprise. La continuité dans la production, la sauvegarde du capital, le respect de l'environnement et le succès économique ne peuvent être garantis que par une maintenance qui anticipe les dégâts et les catastrophes. Pour la maintenance des machines, on distingue trois stratégies:

- **Maintenance réactive :**

Appelée maintenance corrective selon la norme AFNORNF60-010, maintenance effectuée après altération d'un bien à accomplir la fonction requise (donc après la défaillance). Ce type de maintenance est le plus répandu, mais il consiste à intervenir une fois que le mal est fait, en effectuant des réparations : il est donc le plus coûteux. De plus, les défaillances survenant de manière non prévisible, l'organisation de cette activité est limitée. [1]

- **Maintenance préventive :**

Appelé maintenance systématique selon la norme AFNORNF60-100 effectuée selon des critères prédéterminés, dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu (donc avant la défaillance). Cette maintenance est systématique, dans le sens où les visites d'entretien vont être programmées selon une exploitation statistique des données recueillies sur les artefacts. Le surcoût entraîné par des visites systématiques est pondéré par la planification qui peut en être faite, et par la diminution des arrêts de productions due à la limitation de la maintenance corrective.

Dans certains cas, cette maintenance est vitale pour assurer la sécurité du système et de son environnement (transports aériens, centrales nucléaires...) [1]

- **Maintenances conditionnelle ou prédictive :**

Elle consiste à surveiller et à analyser de façon continue l'état de fonctionnement et son évolution dans le temps des installations ou des machines en pratique; ce qu'on appelle une surveillance de l'état des machines et ceci pendant les phases de démarrage, de fonctionnement et d'arrêt. La connaissance et le traitement de ces données permet de déceler les anomalies de fonctionnement et de décider des interventions qui seront nécessaires.

Cette méthode présente donc l'avantage d'éviter la surprise, de permettre généralement la planification de l'intervention et de limiter au strict minimum les arrêts des machines. En outre, la gérance des pièces de rechange est facilitée et la durée des arrêts est limitée. [1]

III.2 Analyse temporelle :

Le choix des grandeurs physiques à mesurer pour la surveillance d'une machine tournante est très important. La grandeur retenue pour la mesure est appelée paramètre ou indicateur de surveillance. La mesure en mode accélération (directement proportionnelle aux forces dynamiques induisant le mouvement) permet de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont élevées ou qui génèrent des signaux impulsionnels de courte durée, riches en composantes haute fréquence (écaillage de dent d'un engrenage, jeu, cavitation,...). Le choix de la mesure de l'amplitude efficace, appelé aussi rms (root mean square), pour la vitesse ou l'accélération et la méthode de l'énergie résiduelle permettent de mieux apprécier l'énergie dépensée. D'autres grandeurs physiques ou indicateurs sont adaptés à la reconnaissance de la nature des vibrations, notamment pour savoir s'il s'agit ou non de vibrations de type impulsionnelles et si ces dernières présentent ou non un caractère de gravité. Parmi ces indicateurs, on retrouve le Kurtosis et le skewness qui sont capables de donner une indication sur l'ensemble des vibrations de type impulsionnelles. [11]

III.2.1 RMS :

La valeur RMS (Root Mean Square) ou valeur efficace d'un signal correspond au second moment normalisé du signal c.à.d. la racine carré moyenne du carré du signal $x(t)$ calculée sur une période T .

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (x(t) - \bar{x})^2 dt} \quad (3.1)$$

Où : T : durée en temps de l'enregistrement.

\bar{x} : valeur moyenne du signal enregistré.

Pour des signaux discrets, le RMS est défini par :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2} \quad (3.2)$$

La valeur du rms (ou amplitude efficace) est en relation avec l'énergie du signal. Dans plusieurs cas, l'apparence des défauts est directement détectée par l'accroissement du niveau de vibration de la machine, cela veut dire que ce RMS calculé dans une certaine bande de fréquence peut être utilisé pour la détection des défauts. [12]

III.2.2 Facteur de crête :

Le facteur de crête est défini comme le rapport du pic maximal sur le RMS du signal :

$$\text{facteur de crête} = \frac{\text{pic max}}{RMS} = \frac{\sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [x(n)]^2}} \quad (3.3)$$

Où le niveau de pic d'un signal est défini simplement comme étant la moitié de la différence entre le maximum et le minimum des niveaux de vibrations :

$$\text{pic} = 1/2(\max(x(t)) - \min(x(t))).$$

Le facteur de crête est souvent utilisé comme mesure des 'pointes' où la nature impulsive du signal est présente. Il croit en présence d'impulsions discrètes qui sont larges en amplitudes par rapport au signal d'origine mais qui n'apparaît pas assez fréquemment dans le cas d'un accroissement assez significatif du niveau du RMS du signal. Une vibration de type sinusoïdal aura un facteur de crête voisin de $\sqrt{2}$, alors qu'une vibration de type impulsionnel aura un facteur de crête beaucoup plus important

Dans le domaine de la maintenance préventive, le facteur de crête symbolise une éventuelle dégradation si sa valeur va au delà de six. [12]

III.2.3 Skewness :

Skewness est une mesure de la symétrie, ou plus précisément, le manque de symétrie. Une distribution, ou ensemble de données, est symétrique s'il a la même vers la gauche et à droite du point central. Il est défini comme étant le moment statistique du 3eme ordre ou facteur de dissymétrie (vrillage – skewness) du signal ; il est défini comme suit :

$$S = 1/N\sigma^3 \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3 \quad (3.4)$$

Avec :

σ : déviation standard.

$$\sigma = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^2 p(x) dx} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2} \quad (3.5)$$

\bar{x} : moyenne du signal.

x_i : amplitude du signal.

Ce moment indique l'asymétrie de la fonction de densité de probabilité c'est à dire le degré de déviation à partir de la distribution symétrique.

Un skewness < 0, la courbe tendra vers la partie gauche.

Un skewness > 0, la courbe tendra vers la partie droite.

Un skewness = 0, la courbe est symétrique.

III.2.4 Kurtosis :

L'analyse statistique du signal est un autre indicateur intéressant : les vibrations de type sinusoïdal ou impulsif génèrent des allures de courbes de densité différentes. Pour quantifier cette différence, le Kurtosis, qui dérive du moment statistique d'ordre 4, est le plus représentatif [14]. Le Kurtosis est donné par la formule suivante :

$$Kurtosis = \int_{-x}^{+x} \frac{(x-\bar{x})^4}{\sigma^4} P(x) dx \quad (3.6)$$

Avec :

- x : amplitude du signal.
- \bar{x} : valeur moyenne de x .
- $P(x)$: probabilité d'apparition de x .
- σ : écart type.

Le Kurtosis peut être aussi exprimé différemment avec :

$$Kurtosis = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (x(t) - \bar{x})^4 dt}{RMS^4} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (x(t) - \bar{x})^4 dt}{\left[\frac{1}{T} \int_0^T (x(t) - \bar{x})^2 dt \right]^2} \quad (3.7)$$

La valeur du Kurtosis s'exprime pour un signal discret :

$$Kurtosis = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (3.8)$$

Concrètement, le Kurtosis quantifie l’aplatissement de la courbe de densité de probabilité du signal enregistré. Par exemple, pour un engrenage en bon état engendre un signal vibratoire dont la distribution de l’amplitude est ‘gaussienne’, ainsi sa valeur va avoisiner la valeur 3. Par contre pour un engrenage, présentant un écaillage sur l’une de ses dents, l’allure de la distribution de l’amplitude du signal est modifiée et le Kurtosis sera supérieur à la valeur de 3.

Dans la pratique, on détermine le Kurtosis sur plusieurs bandes de fréquences puisqu’en fonction de l’évolution de la dégradation, le défaut va exciter des modes de résonances dont les fréquences se situent dans des plages de fréquences différentes. Il est bon de noter que, dans le cas d’une forte détérioration de la dent, l’allure de la distribution de l’amplitude redevient gaussienne avec un Kurtosis voisin de trois, mais aussi une augmentation importante de l’amplitude efficace.

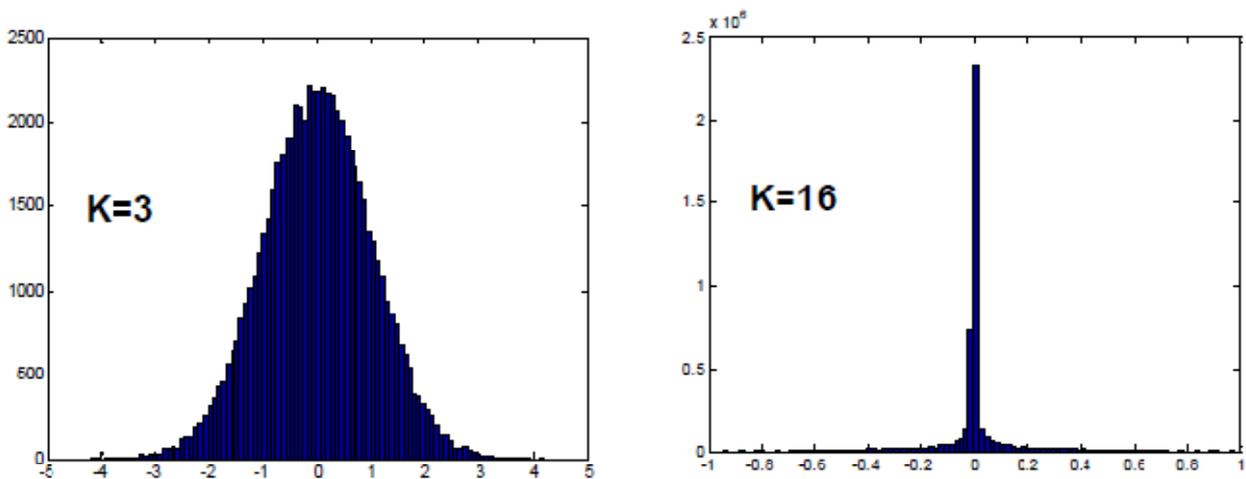


Figure III.1 : Sensibilité du Kurtosis en fonction de l’aplatissement de la courbe.

L’ensemble de ces indicateurs est très facile à mettre en œuvre, ce qui constitue entre autre leur principal avantage. Généralement, dans une analyse vibratoire ces différents indicateurs sont traités simultanément pour profiter des avantages de chacun d’eux.

III.3 Analyse non temporelle :

III.3.1 Analyse spectrale :

L'analyse spectrale est une technique de traitement du signal couramment utilisée dans l'exploitation des données vibratoires. C'est une méthode générale qui peut être appliquée à la surveillance des machines tournantes et des roulements.

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 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. [14]

Mathématiquement, un signal quelconque $f(t)$ peut être décomposé en signaux sinusoïdaux élémentaires. L'analyse spectrale consiste à identifier la fréquence et l'amplitude de ces sinus, ce qui permet de tracer la représentation amplitude / fréquence du signal. Ainsi cette analyse permet de mettre en évidence les différentes périodicités dans le signal original. Pour obtenir le spectre $F(\nu)$ de $f(t)$, on applique la fonction mathématique transformée de Fourier :

$$F(\nu) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \exp(-j2\pi \nu \cdot t) dt \quad (3.9)$$

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

$$F(k) = F(k\Delta\nu) = 1/N \sum_{n=0}^{N-1} f(n) \exp\left(-j2\pi k \frac{n}{N}\right) \quad (3.10)$$

$$f(n) = f(nt_e) = \sum_{k=0}^{N-1} F(k) \exp(j2\pi k \frac{n}{N}) \quad (3.11)$$

Elle est calculée à partir d'un signal discret de N points. Pour une fréquence d'échantillonnage fixée, il en résulte que, plus le vecteur signal est grand, plus la résolution en fréquence est fine. L'interprétation d'un spectre consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes les plus énergétiques. La lecture d'un spectre nécessite donc le maximum de renseignements concernant les conditions de fonctionnement du système : type de roulement, vitesse de fonctionnement, nombre de dents des engrenages, ...etc.

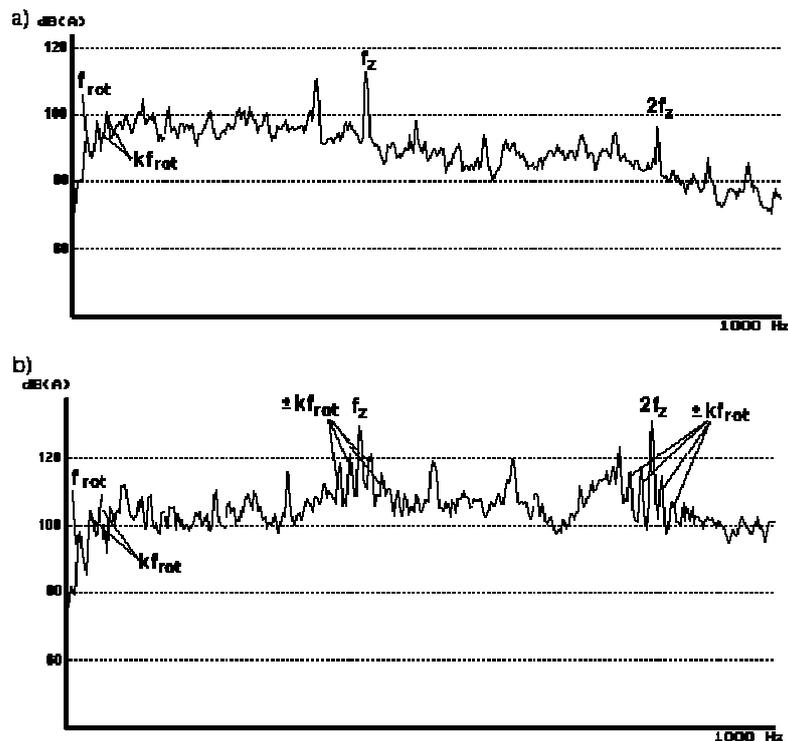


Figure III.2 : Spectres caractéristiques de signaux d'accélérations aux paliers d'une transmission de puissance par engrenages.

III.3.2 Analyse cepstrale :

Le cepstre d'énergie introduit en 1963 par BOGERT, fût d'abord utilisé pour la détection ou la suppression d'échos. Il est également utilisé en diagnostic vibratoire des machines tournantes ; car la présence de défaut induit dans les signaux à traiter des motifs récurrents (échos), souvent à basses ou très basses fréquences [1]. 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 : $f_k = k \cdot f_0$.
- Les familles de bandes latérales de modulation qui représentent les composantes de fréquences f autour (de part et d'autre) d'une composante centrale de fréquence f_0 avec un pas d'espacement constant f_m : $f_{p0} = f_0 \pm p \cdot f_m$ (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. 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 :

$$C_\tau = TF^{-1}[\log_{10}(F(f))] \quad (3.12)$$

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).

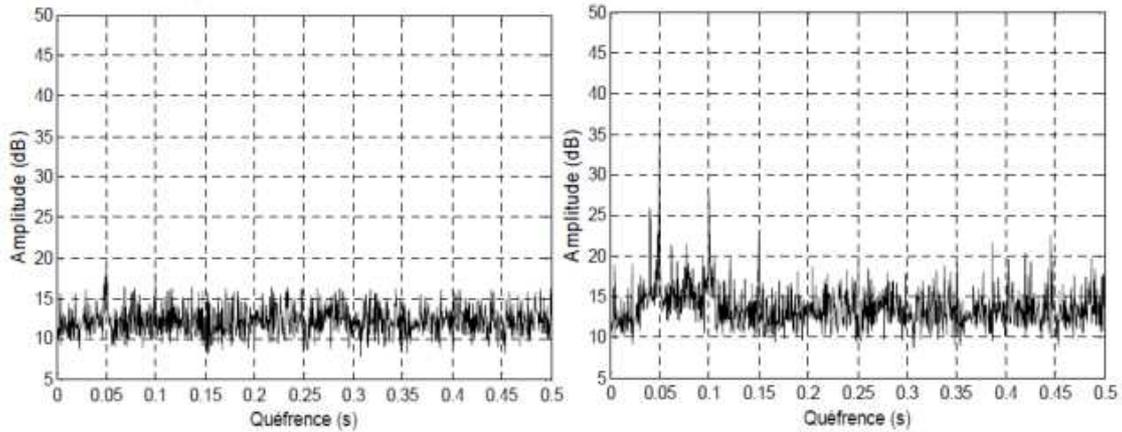


Figure III.3 : Analyse Cepstrale d'un réducteur sans et avec défaut local d'engrenages.

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 quérence représente des espacements grands entre les fluctuations dans le spectre et une haute quérence des espacements petits.

III.3.3 Analyse par la transformée d'ondelette :

L'analyse par ondelettes a été introduite au début des années 1980, dans un contexte d'analyse du signal et d'exploration pétrolière. Il s'agissait à l'époque de donner une représentation des signaux permettant de faire apparaître simultanément des informations temporelles (localisation dans le temps, durée) et fréquentielles, facilitant par là l'identification des caractéristiques physiques de la source du signal. Les ondelettes n'ont depuis lors cessé de se développer et de trouver de nouveaux champs d'application. C'est ainsi qu'est apparu un parallèle étonnant entre ces méthodes et des techniques développées à des fins totalement différentes en traitement d'images, mais aussi d'autres théories mathématiques poursuivant des objectifs sans aucun lien apparent (comme par exemple des problèmes d'analyse mathématique pure, ou d'autres liés au problème de la quantification de certains systèmes classiques, ou plus récemment des problèmes de statistiques). [6]

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 court) que la plage de fréquence sera située vers les basses fréquences (ou vers les hautes fréquences). On distingue alors :

- L'ondelette continue de Morlet (qui correspond en fait à un filtrage du signal par un banc de filtres à $B_i/f_i = cte$ (B_i largeur de la bande, f_i fréquence centrale).
- Les ondelettes discrètes orthogonales qui garantissent l'unicité de la décomposition d'un signal. Le choix de la meilleure ondelette en fonction du problème considéré est important dans un souci d'interprétation physique de la décomposition.

Par ailleurs, cette méthode est multi résolution, il permet d'obtenir une bonne résolution fréquentielle en basse fréquences, et temporelle en haute fréquences. Les coefficients de la décomposition en nombre restreint, permettent de synthétiser le signal originel avec une très bonne résolution.

Pour les signaux d'engrenages, la transformée en ondelettes permet de mettre en évidence les non stationnarités et par conséquent, elle a été appliquée dans plusieurs études. Par contre, pour l'analyse des machines tournantes, les représentations temps-échelle (scalogramme) sont nécessairement difficilement interprétables à cause de la perte de la notion de fréquences, tellement utile pour l'interprétation mécanique. [6]

III.3.4 Analyse cyclostationnaire :

L'analyse cyclostationnaire a pour origine le domaine des télécommunications où l'on peut transmettre des signaux dont les propriétés statistiques sont périodiques. Généralement, cette approche est réellement prometteuse pour l'analyse et le diagnostic du bruit et des vibrations, par exemple pour l'étude des phénomènes cycliques dans les machines alternatives.

On dit d'un signal qu'il est cyclostationnaire au sens large si son auto corrélation présente plusieurs périodicités par rapport à t (à l'opposé d'un signal stationnaire, dont l'auto corrélation ne dépend que de τ). Il existera alors plusieurs fréquences de cyclostationnarité $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ relatives à chacune des périodes.

Ainsi, un signal cyclostationnaire est un signal stochastique qui exhibe des périodicités cachées dans sa structure.

Formellement, un signal stochastique $\{x(t)\}$ est appelé **cyclostationnaire** au sens strict de cycle T si sa densité de probabilité jointe $p_x(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n)$ est périodique en t de période T , c'est-à-dire, si :

$$p_x(x_1, \dots, x_n; t_1, \dots, t_n) = p_x(x_1, \dots, x_n; t_1 + T, \dots, t_n + T) \quad (3.13)$$

Finalement, un signal cyclostationnaire à l'ordre n doit avoir tout ses moments d'ordre n périodiques. En particulier, si tous les moments de tous les ordres sont périodiques, le signal est dit cyclostationnaire au sens strict en conséquence de l'équation. [14]

Dans le cadre de l'analyse des signaux d'engrenages, de nombreuses études montrent que les outils cyclostationnaires permettent de détecter de manière plus précoce un défaut d'engrenage (les défauts apparaissant à certaines fréquences cycliques et rendent le signal de plus en plus cyclostationnaire).

IV Etude expérimentale

IV.1 Dispositif expérimental :

Notre dispositif expérimental est un bon d'essai d'un réducteur à engrenages, dont nous allons essayer de faire un diagnostic à l'aide de la méthode du Kurtosis.

IV.1.1 Description du banc d'essai :

Les vibrations sont une image des efforts internes des machines tournantes. Elles permettent donc de surveiller leur état mécanique et en cas de défaut d'effectuer un diagnostic à fin de déceler des anomalies. La détection de ces défauts se fait sur un banc d'essai.

La figure (IV.1) représente notre banc d'essai qui est constitué de deux réducteurs 20/21 dents et 40/42 dents.

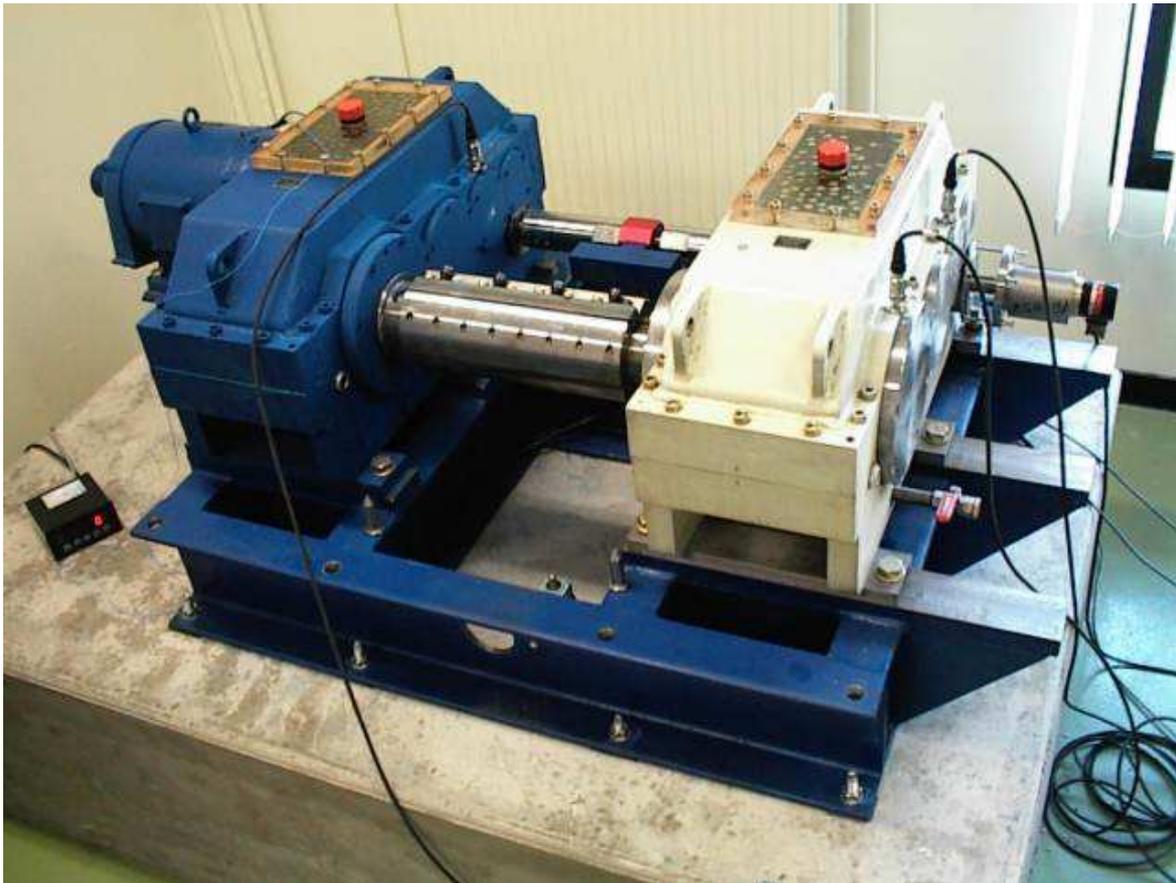


Figure IV.1 : Vu d'ensemble du banc d'essai.

La figure (IV.2) montre un schéma plus détaillé de notre banc d'essai, où on distingue les éléments suivant :

- Moteur asynchrone tournant à 1000 tr/mn.
- Deux arbres (arbre 1 : arbre d'entrée et l'arbre 2 : arbre de sortie).
- Les deux réducteurs (20/21 et 40/42).
- L'emplacement de la prise de mesure effectuée.

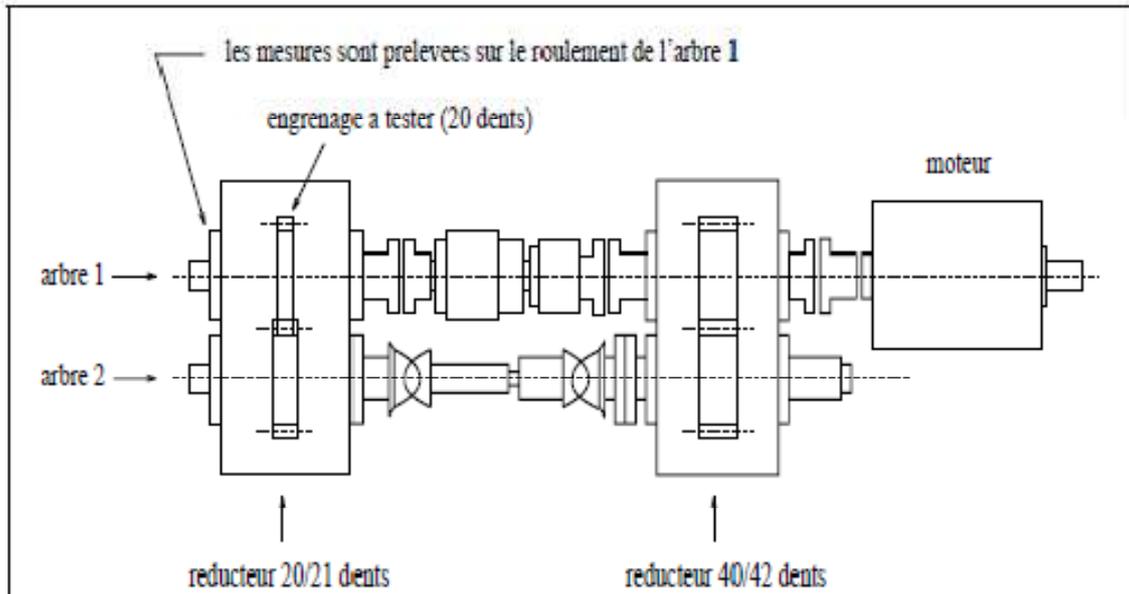


Figure IV.2 : Représentation schématique du banc d'essai.

Le dimensionnement (Tableau 1) des roues de l'engrenage cémenté trempé, ainsi que les conditions de fonctionnement (vitesse, couple) ont été fixés de façon à obtenir un écaillage sur toute la longueur d'une dent.

Tableau 1 : Caractéristiques nominales du banc d'essai.

Vitesse (tr/mn)	1000	
Couple (daN.m)	200	
Engrenages cylindriques	Roue	Pignon (roue testée)
Nombre de dents	21	20
Largeur (m)	0.03	0.015
Module	0.01	
Angle de pression (°)	20	
Coefficient de creux	1.4	
Coefficient de saillie	1.0	
Coefficient de déport	0	

IV.1.2 Acquisition des signaux :

L'acquisition des signaux s'est faite à l'aide d'un capteur accélérométrique piézoélectrique fixé sur l'arbre 1 (arbre d'entrée). Les enregistrements sont effectués grâce au logiciel **LabView** qui est un environnement intégrant des fonctions d'analyse des mesures, de filtrage et des fonctions d'analyse de fréquence, aussi bien qu'un grand nombre de fonctions mathématiques et statistiques complexes. Les signaux obtenus ont une fréquence d'échantillonnage $f_e = 20$ KHz avec un temps d'acquisition de 3 minute ; ce qui donne un nombre de $N = 60000$ point sur chaque signal. Chaque relevé est suivi d'une inspection visuelle de l'engrenage afin de contrôler le commencement et l'évolution du défaut d'écaillage.

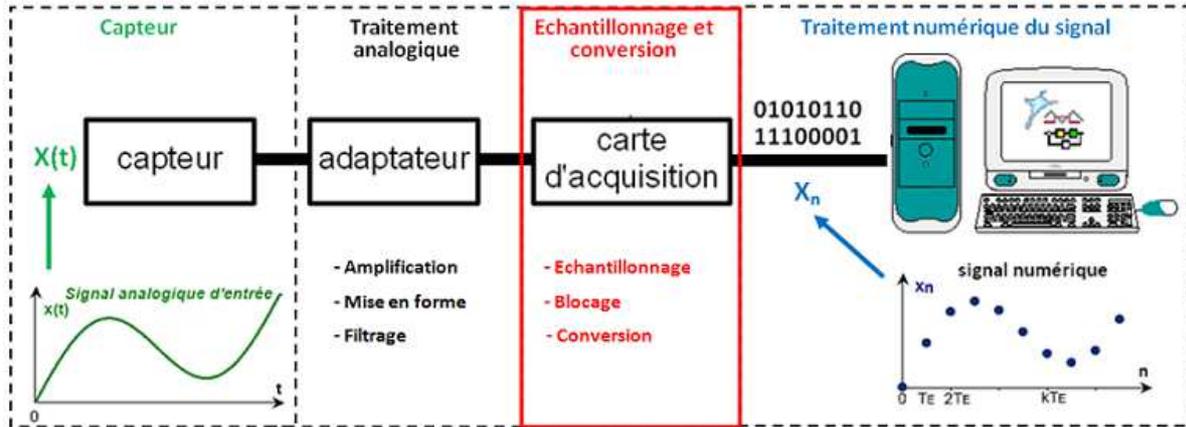


Figure IV.3 : Schéma classique d'une chaîne d'acquisition.

Au début de l'étude tous les engrenages intervenant dans le dispositif ont un fonctionnement sain. Au cours du test l'engrenage à 20 dents, d'épaisseur la plus faible, va se dégrader, un phénomène d'écaillage va apparaître sur ses dents.

La vitesse de rotation de l'engrenage à 20 dents a été fixé à 1000 tr/mn, soit $f_{r20} = 16.67$ Hz (on en déduit la fréquence de rotation de la roue à 21 dents, $f_{r21} = (20/21) \cdot 16.67 = 15.88$ Hz). Ainsi, on retrouve effectivement sur les spectres la raie spectrale correspondant à la fréquence d'engrènement du réducteur $f_{eng} = 333$ Hz ainsi que de ses multiples correspondant aux différentes harmoniques (figure IV.4).

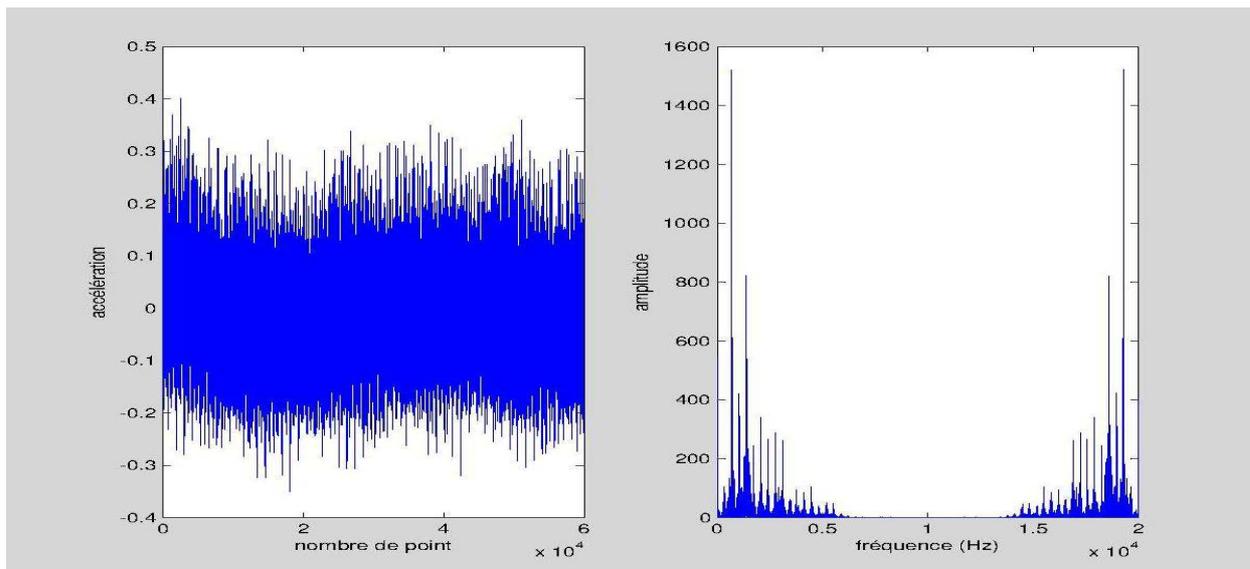


Figure IV.4 : Représentation temporelle et spectrale du signal du jour 9.

IV.2 Traitement des signaux obtenus par la méthode du Kurtosis :

Le traitement des signaux obtenus et les différents calculs ont été effectués sous le logiciel **MATLAB** qui est à la fois un langage de programmation et un environnement de développement qui est utilisé principalement pour les calculs numériques.

Dans cette partie de notre étude, nous allons appliquer la méthode du Kurtosis sur les douze (12) signaux obtenus durant les 12 jours d'essais. Les différentes valeurs obtenues sont résumées dans le tableau suivant (tableau 2):

Tableau 2 : Valeurs du Kurtosis pendant les 12 jours.

Jour	Valeur du Kurtosis
Jour 01	2.6660
Jour 02	2.6446
Jour 03	2.8575
Jour 04	2.8846
Jour 05	2.9737
Jour 06	4.9244
Jour 07	4.9896
Jour 08	7.5647
Jour 09	9.0296
Jour 10	10.2588
Jour 11	13.6194
Jour 12	13.9443

Nous remarquons une augmentation progressive des valeurs du Kurtosis comme l'allure de la figure (IV.5) le démontre :

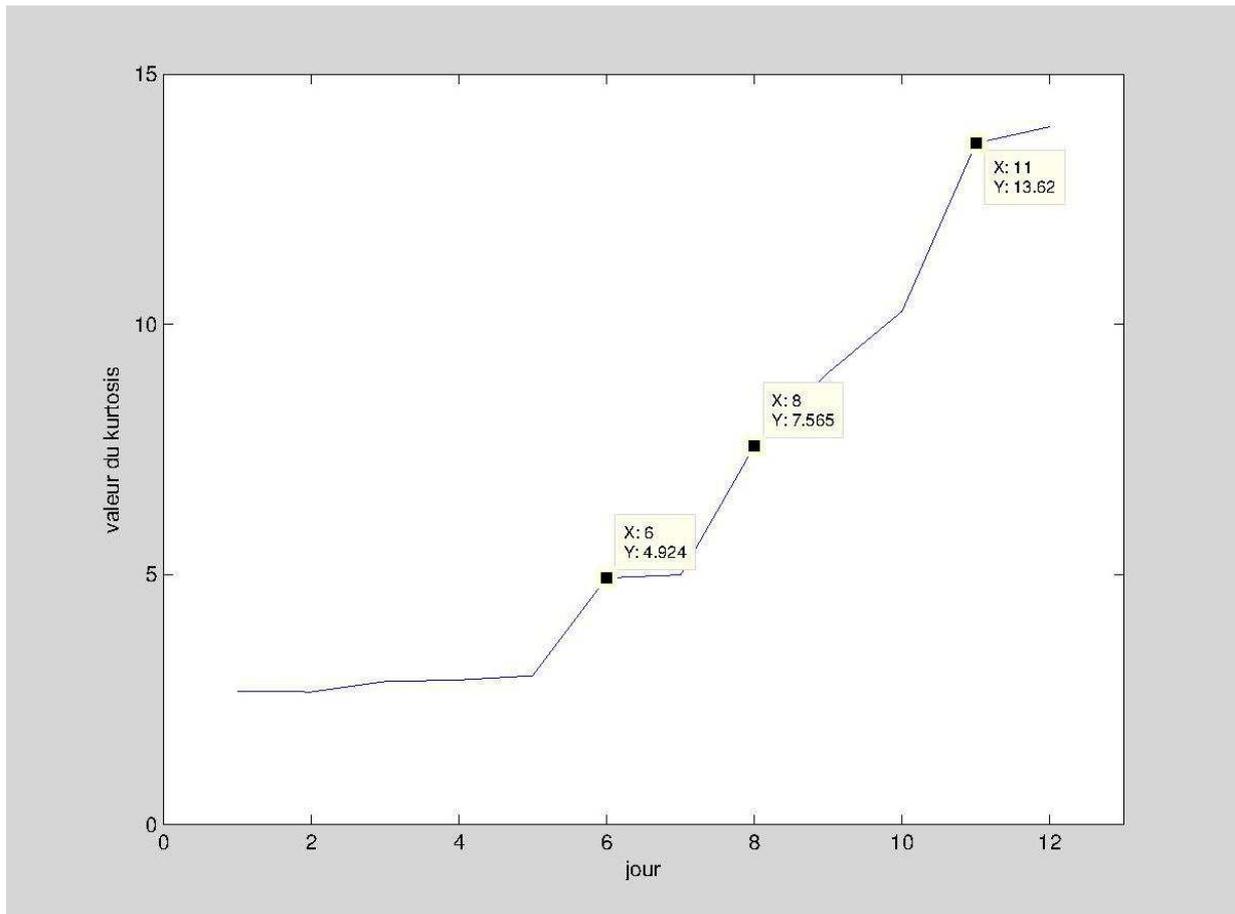


Figure IV.5 : Evolution du Kurtosis durant les 12 jours d'essai.

La courbe obtenue peut être scindé en trois parties distinctes. La première comprend les cinq premiers jours, ou la valeur du Kurtosis est restée approximativement la même (aux alentours de 3), la seconde partie correspond au jour 6 et 7 ; notre indicateur a atteint une valeur proche de 5, dans la dernière tranche de notre courbe, on distingue clairement une augmentation presque linéaire de nos résultats ceci du 8ème jour jusqu'au dernier (jour 12).

L'allure de la figure montre bien une augmentation significative de la valeur du Kurtosis au fil des jours, cela reflète une parfaite conformité avec le rapport d'observation constaté sur les dents du pignon (tableau 3).

Tableau 3 : Rapport d'observation établi.

Jour	Observation
1	Premier jour d'acquisition, pas d'anomalie.
2	Pas d'anomalie.
3	// //
4	// //
5	// //
6	Ecaillage dent 1/2.
7	Pas d'évolution.
8	Dent 1/2 pas d'évolution. Dent 15/16 début d'écaillage.
9	Evolution de l'écaillage dent 15/16.
10	// //
11	// //
12	Ecaillage sur toute la largeur de la dent 15/16.



Figure IV.6 : Dent 2, jour 10.



Figure IV.7 : Dent 16, jour 11.

On voit bien que les résultats obtenus par le traitement des signaux par la méthode du Kurtosis sont très concluant. Ainsi, dès la naissance du défaut d'écaillage sur la dent 1/2 au niveau du 6ème jour, la valeur du Kurtosis qui était de $2.97 \approx 3$ augmente brusquement pour atteindre la valeur de 4.92, preuve de la sensibilité de cet indicateur au choc occasionné par l'écaillage lors de l'engrènement. Dans la même logique, dès l'apparition d'un autre écaillage sur la dent 15/16 la valeur du Kurtosis croit encore pour atteindre la valeur de 10.26 au 10ème jour d'essai.

On remarque aussi une augmentation significative de la valeur du Kurtosis au niveau du 11ème jour (Kurtosis = 13.62), preuve que cet indicateur est aussi sensible à la largeur du défaut qui lui a aussi augmenté. On peut conclure que plus le défaut d'écaillage est large, plus le choc est important lors de l'engrènement et plus la valeur du Kurtosis devient plus importante.

D'après les résultats de cette étude le Kurtosis s'avère comme un indicateur très puissant pour la détection précoce de défaut d'écaillage sur un engrenage. Mais d'un autre côté, il ne nous permet pas de connaître l'engrenage défectueux (roue ou bien pignon).

IV.3 Validation des résultats :

Cette dernière partie de notre étude nous permettra de valider les résultats trouvés antérieurement grâce au Kurtosis, à l'aide de l'analyse spectrale dans un premier temps et à l'aide de l'analyse cepstrale dans un autre.

IV.3.1 Validation par analyse spectrale :

Pour vérifier la validité de notre étude avec le Kurtosis nous allons tracer différents spectres grâce à la transformée de Fourier des signaux obtenus.

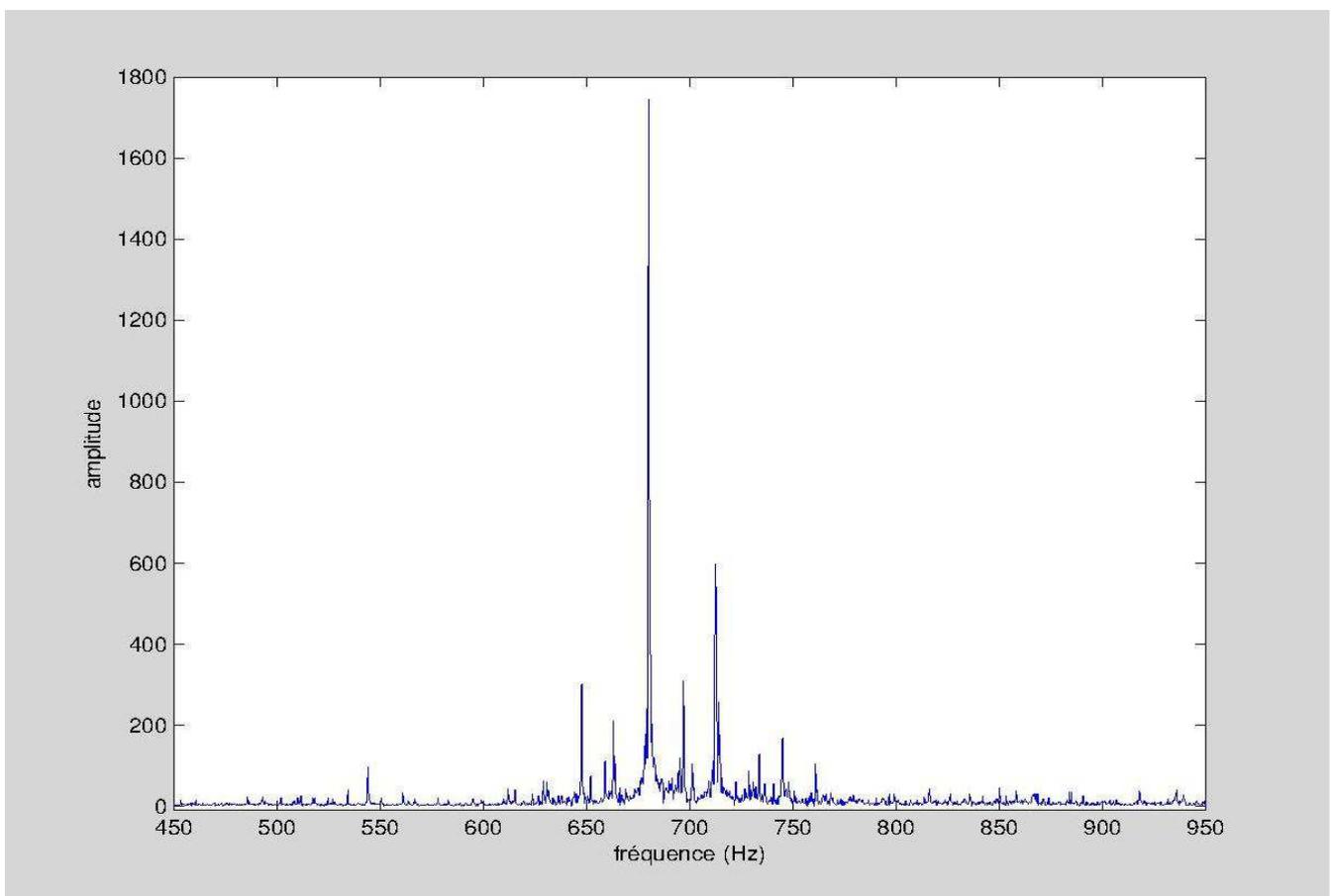


Figure IV.8 : Spectre du jour 6.

On remarque sur la figure (IV.8) qui représente la deuxième harmonique du signal du 6ème jour, la naissance de bandes latérales modulant la fréquence d'engrènement et dont l'espacement correspond parfaitement à la fréquence de rotation de l'arbre porteur de la roue défectueuse, soit 16.67 Hz. Ce qui est provoqué par l'apparition du défaut d'écaillage sur la dent 1/2 du pignon.

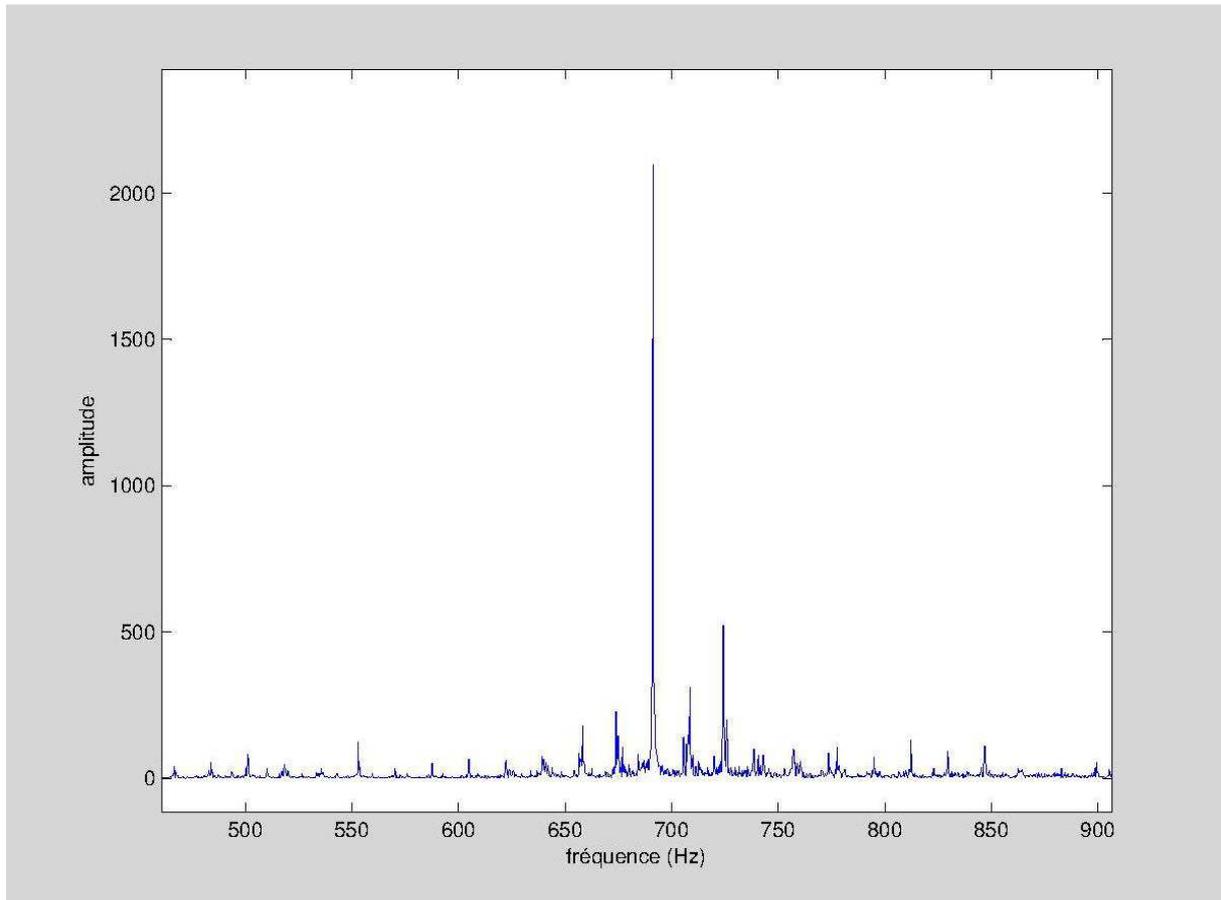


Figure IV.9 : Spectre du jour 8.

Comparé au spectre précédent, on constate dans cette figure (IV.9) l'augmentation de l'amplitude des bandes latérale vu antérieurement, ce qui confirme l'importance des chocs lors de l'engrènement qui est du la naissance du nouveau défaut sur la dent 15/16.

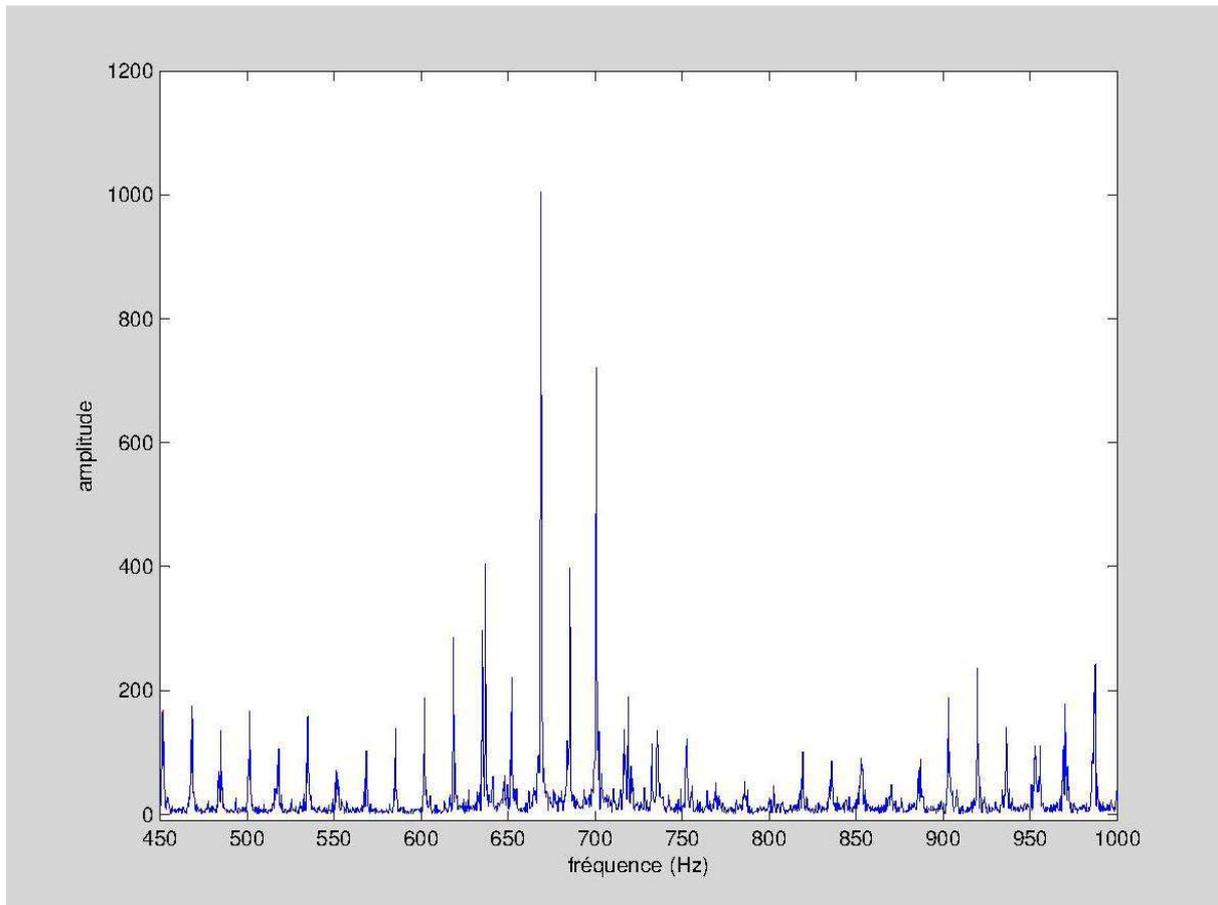


Figure IV.10 : Spectre du jour 12.

Sur cette figure (IV.10) la tendance est toujours la même que précédemment, on voit clairement une augmentation très importante de l'amplitude des bandes latérales ce qui prédit une détérioration significative de la dent.

L'analyse spectrale ainsi effectuée nous confirme d'une façon très éloquentes la concordance avec les résultats obtenus par la méthode du Kurtosis. Les spectres observés ont révélé pratiquement la même chose que les valeurs du Kurtosis trouvés (qui augmentaient avec l'aggravation du défaut).

IV.3.2 Validation par analyse cepstrale :

Le cepstre constitue un complément précieux au spectre puisqu'il permet d'interpréter rapidement des images spectrales complexes. Dans la détection de défauts d'engrenages, le cepstre permet aussi de séparer et d'identifier sur une seule représentation les différentes fréquences de rotation. Ainsi, nous allons essayer d'utiliser cet outil de diagnostic très puissant pour confirmer nos résultats.

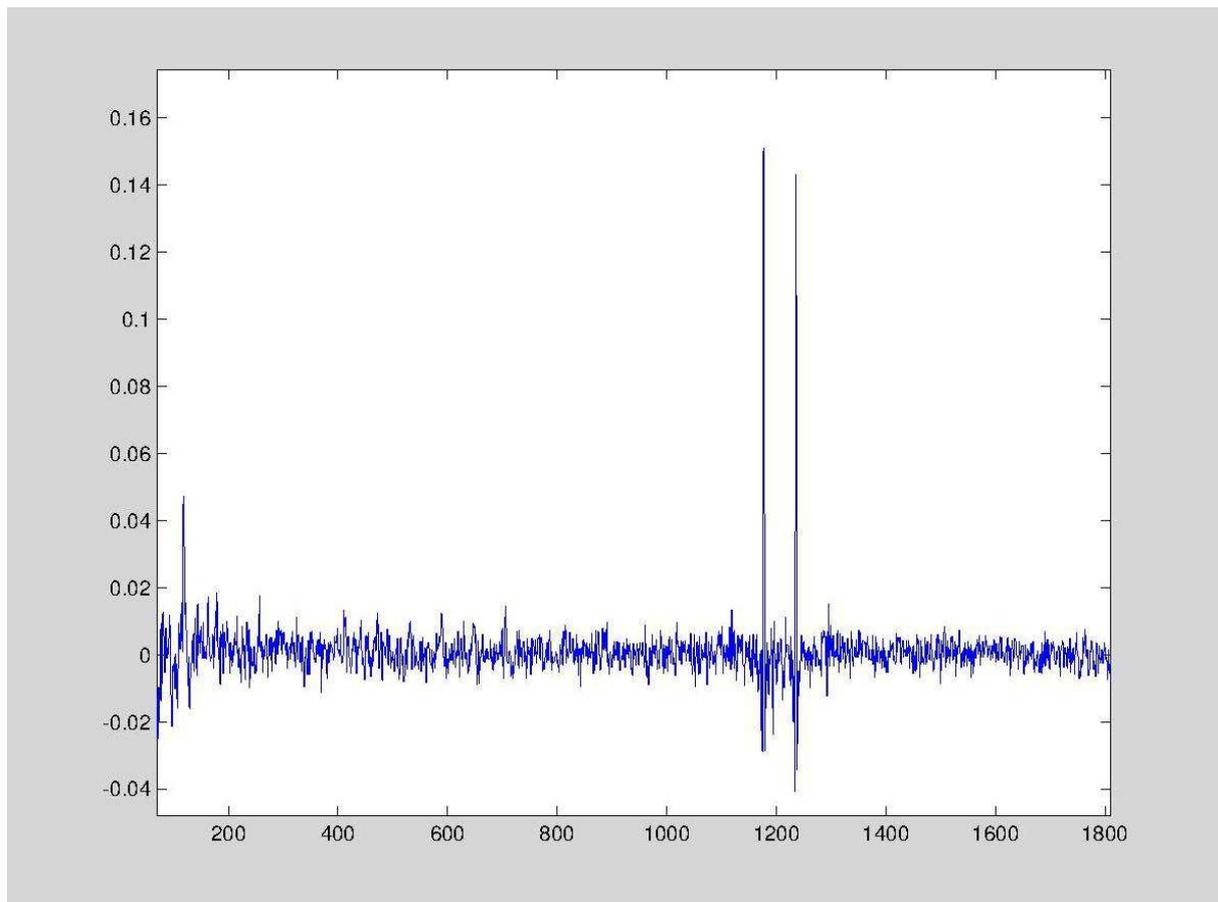


Figure IV.11 : Cepstre du jour 6.

La figure (IV.11) représente le cepstre d'énergie calculé sur le signal du 6ème jour, on remarque nettement deux pics consécutifs qui correspondent aux fréquences (anagramme de fréquence) du pignon et de la roue. Inversement aux fréquences, le premier pic correspond à la fréquence du pignon (celui qui a la fréquence la plus élevée), et le deuxième à celui de la roue.

Lors d'un fonctionnement normal du réducteur (sans défaut d'écaillage), l'amplitude de ces deux pics est sensiblement la même, mais comme on le voit sur la figure (IV.11) les deux pics n'ont pas la même valeur, ce qui indique la naissance du défaut d'écaillage, constaté précédemment avec le Kurtosis et l'analyse spectrale.

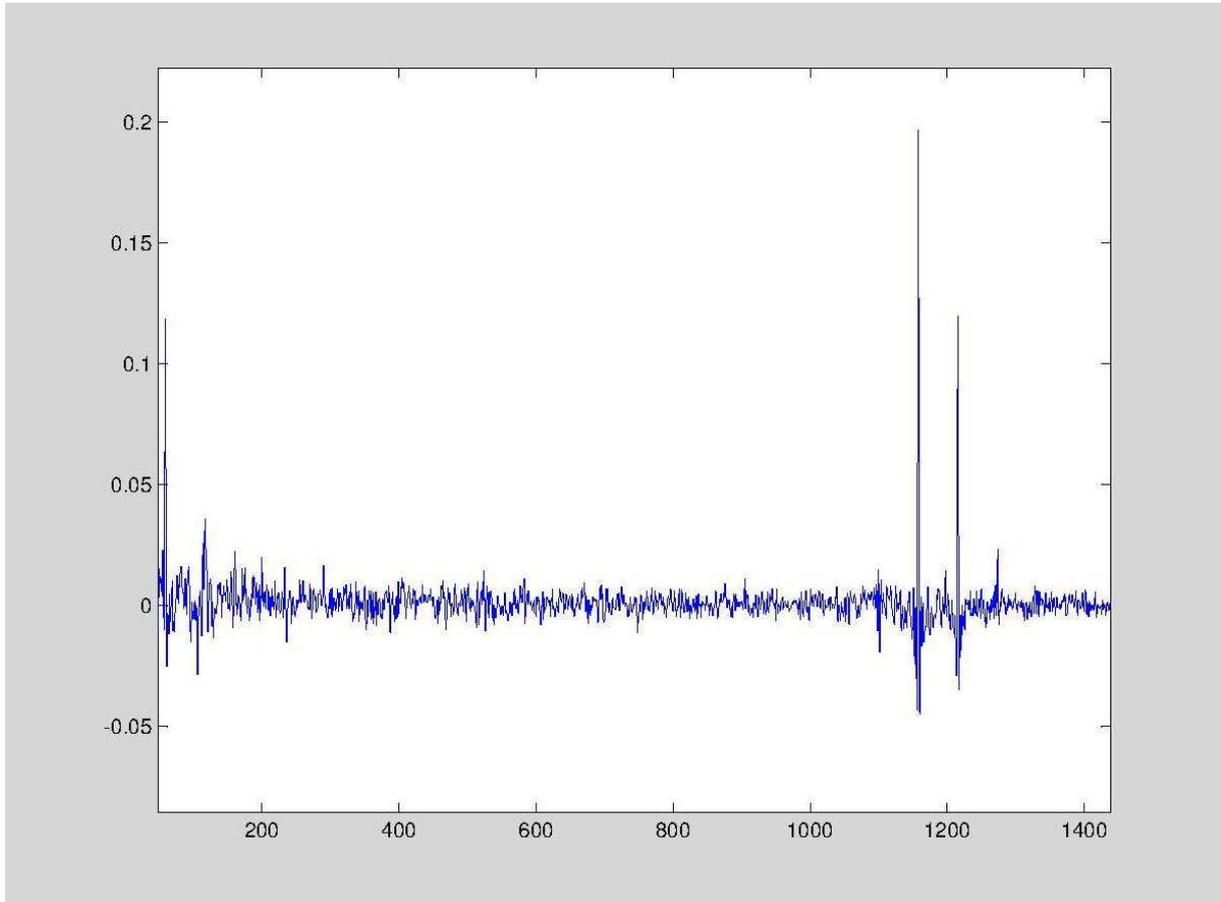


Figure IV.12 : Cepstre du jour 8.

La figure (IV.12) montre clairement la tendance expliquée précédemment, l'amplitude du premier pic a augmenté et celle du second a diminué. Cela est évidemment dû au nouveau défaut d'écaillage constaté lors du rapport d'observation et que la l'augmentation significative du Kurtosis a reflété.

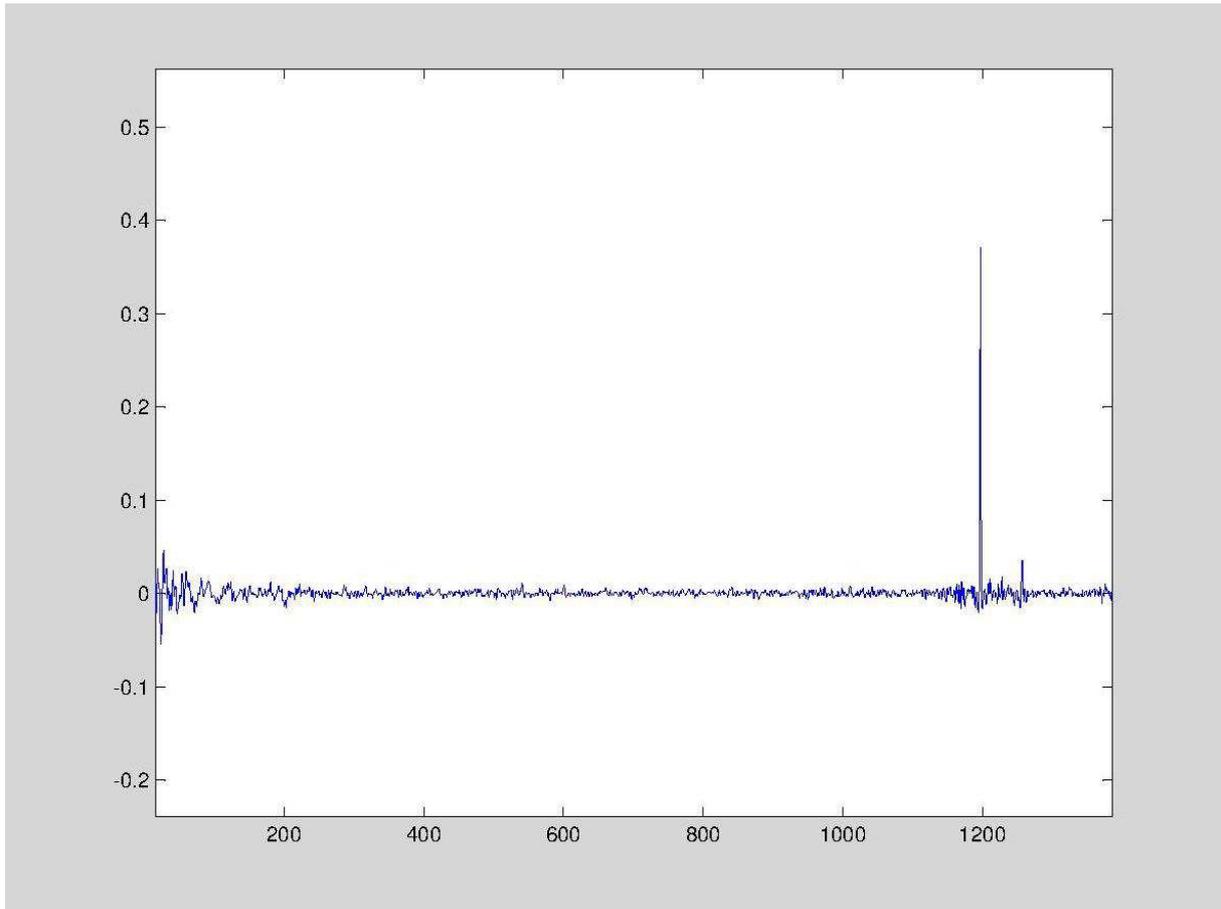


Figure IV.13 : Cepstre du jour 11.

Là, on voit clairement que le premier pic a atteint une valeur assez conséquente, quand au deuxième, il est devenu presque négligeable (figure IV.13). L'étalage du défaut d'écaillage sur la dent 15/16 a eu un effet très important sur l'amplitude de la quéfrence du pignon et un effet inverse sur celle de la roue.

En plus de l'identification précoce des défauts, l'amplitude des quéfrences observée sur le cepstre ont permis de révéle avec clarté qu'elle était l'organe portant le défaut (roue ou bien pignon). Cela prouve la puissance de cet outil, qui pourrait être utilisé comme un bon complément à l'utilisation du Kurtosis et des spectres.

Conclusion générale :

Les vibrations engendrées par une machines tournantes traduisent les efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvements. L'analyse de cette signature vibratoire permet de dresser un diagnostic de l'état de fonctionnement de la machine et de déceler des défauts à un stade précoce.

Comme nous l'avons si bien vu, l'analyse des vibrations est un outil très puissant et beaucoup plus puissant qu'un simple lecteur de température par exemple. L'analyse des vibrations est sans doute la technique la plus répandue, la mieux adaptée et celle qui permet d'aller le plus loin dans le diagnostic.

Durant mon stage effectué au sein du Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriels (LASPI), le but de mon étude a été de mettre en évidence l'efficacité et la simplicité de l'indicateur scalaire qui est le Kurtosis.

La première partie de notre travail se résumait à l'assimilation des différentes bases du traitement du signal, essentielles à la bonne maîtrise des outils de diagnostic en analyse vibratoire. Ainsi, les notions de transformée de Fourier, de filtrage, de fenêtrage...etc. ont été étudiées.

Quand au travail expérimental, il a été réalisé sur un banc d'essai composé d'un réducteur à engrenages comportant un seul étage de rapport de réduction 20/21, qui en se dégradant va créer un défaut d'écaillage sur l'une des ces roue (pignon). Les différents signaux prélevés sur ce banc grâce au logiciel **LabView**, nous ont permis de nous familiariser avec quelques composants d'une chaîne d'acquisition (capteurs, carte d'acquisition,...etc.).

Les signaux ainsi prélevés ont été traité par **Matlab**, avec la méthode du Kurtosis, ce qui nous a donné des résultats très concluants, en révélant la naissance du défaut d'écaillage à un stade précoce, corroborant parfaitement les résultats du rapport d'observation dressé.

La dernière partie de notre étude concernait la validation de nos résultats établis par le Kurtosis, premièrement par analyse spectrale et ensuite par analyse cepstrale. Ceci nous a permis entre autre de voir la puissance de ces deux dernières analyses. Mais vu leur complexité et la difficulté de leur mise en place, le Kurtosis reste une alternative à ne pas négliger dans le monde de la maintenance préventive.

Par ailleurs une étude plus approfondie pourrait être mise en œuvre dans de futurs travaux sur cette méthode du Kurtosis, en variant par exemple la charge et la vitesse de rotation du réducteur, ainsi on saurait quel effet aurait ces deux derniers sur la sensibilité de cet indicateur scalaire.

Référence bibliographique

- [1] : M. El Badaoui, F. Guillet et J. Danière « Surveillance des systèmes complexes à engrenages par analyse cepstrale synchrone. », traitement du signal, vol 16, N°5, p371-381,1999.
- [2] : MESURE 77 « Guide D'achat – La surveillance des machines tournantes. », Septembre 2003.
- [3] : F. Landolsi « Cours de mécanique – Techniques des surveillances. », Février 2011.
- [4] : O. Cousinard et P. Marconnet « Détection de l'endommagement d'un engrenage par emploi de l'analyse cepstrale et de la détection d'enveloppe. », 16^{ème} congrès français de mécanique, Université de Reims Champagne-Ardenne, Reims 2003.
- [5] : M. Bouaziz « Transmission de puissance par engrenages. », Cours de construction mécanique, ENP.
- [6] : B. Hadj-Said « Détection des défauts d'engrenages des machines tournantes par les méthodes d'analyse vibratoire et expérimentale. », ENP 2009.
- [7] : R.B.Randal « A new method of modelling gear faults. », Journal of mechanical design, Vol 104, p259-267, 1982.
- [8] : L.Faure « Aspect des dentures d'engrenages après fonctionnement. », Senlis (Oise), CETIM, p128, 1993.
- [9] : M. Boufenar « Elément de maintenance préventive des machines tournantes par analyse de vibrations. », ENP 2006.
- [10] : F. Guillet « Cours de traitement du signal. », traitement du signal, IUT de Roanne 2007.
- [11] : A. Boulenger, C. Pachaud « Analyse vibratoire en maintenance. », AFNOR 3^{ème} tirage 2007.
- [12] : A. Boulenger « Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations. », AFNOR 2003.
- [13] : H. Boucherit « Analyse expérimentale et numérique des défauts des paliers à roulement par diagnostic des machines tournantes. », ENP 2007.
- [14] : M. EL badaoui « Maintenance préventive, analyse vibratoire et acoustique. », traitement du signal, IUT de Roanne 2006.