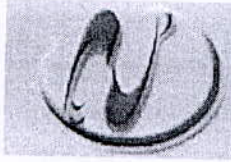
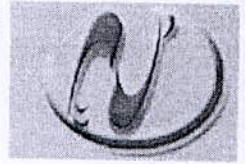


P0010/
05A

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention d'un diplôme d'ingénieur d'état
en génie mécanique

THEME

DIAGNOSTIC DES DÉFAUTS MACHINES
TOURNANTES PAR L'ANALYSE
SPECTRALE DES VIBRATIONS

Réalisé par :

Mr. HADJ SAÏD BABA

Promoteur :

Pr. RECHAK SAÏD

Promotion Septembre
2005

الموضوع: تشخيص خلل الآلات الدورانية من خلال التحليل الطيفي للاهتزازات.

تهدف هذه الدراسة إلى دراسة التحليل الاهتزازي لخلل الآلات الدورانية كخلل اللاتوازن الكتلي و خلل التوازن باستعمال طريقة التحليل الطيفي - طيف FFT- و لهذا صممنا إنجاز منصدة تجارب استلهمت من تمودج عالمي دوار - جفكت - و أضفنا له سلسلة أجهزة قياس الإشارات الاهتزازية.

كلمات مفتاحية: تشخيص، خلل الآلات الدورانية، التحليل الطيفي، منصدة تجارب، معالجة الإشارة، [FFT]، طيف، سلسلة أجهزة قياس.

Résumé

Sujet : diagnostic des défauts machines tournantes par analyse spectrale des vibrations.

L'objectif de ce étude est l'analyse vibratoire des défauts des machines tournantes, entre autres le déséquilibre massique (Balourd) et le défaut d'alignement, par la méthode de l'analyse spectrale (Spectre FFT). A cette fin nous avons conçu un banc d'essais qui a servi de modèle réduit d'une machine tournante inspiré d'un modèle universel (rotor de Jeffcot); sur lequel nous avons monté une chaîne de mesure pour l'acquisition du signal vibratoire.

Mot clé : diagnostic, défauts machines tournantes, analyse spectrale, banc d'essai, traitement du signal, FFT, spectre, chaîne mesure.

Summary:

Subject: diagnosis of the defects revolving machines by spectral analysis of the vibrations.

The objective of this document is the vibratory analysis of the defects of the revolving machines, inter alia mass imbalance (Unbalance) and the misalignment, by the method of the spectral analysis (Spectrum FFT). For this purpose we designed a test bench which was used as small-scale model of a revolving machine inspired by a universal model (rotor of Jeffcot); on which we mounted a measuring equipment for the acquisition of the vibratory signal.

Key word: diagnosis, defects revolving machines, analyze spectral, test bench, treatment of the signal, FFT, spectrum, chain measures.

REMERCIEMENTS

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Mes sincères remerciements à mon promoteur Monsieur RECHAK Saïd, pour m'avoir conseillé, dirigé pendant la réalisation de ce travail.

A la même occasion, je remercie vivement Monsieur BOUFENAR Mohamed qui est participé au bon déroulement de mon projet de fin d'étude par leur soutien et conseille en particulier.

Mes remerciements vont également au tous les enseignants qui ont participé à notre formation et l'aide qu'ils nous ont fourni pendant la période d'étude, et tous les agents de l'atelier du département, et les agents de la bibliothèque de l'école.

Je tiens également à ne pas oublier tous mes amis et mes camarades de la promotion, et tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

BABA

Dédicaces

Chaleureusement je dédie ce modeste travail :

A la lumière de ma vie, mes chers parents en témoignage pour leur amour et leur sacrifice sans limites qui je souhaite la bonne santé et que Dieu me la garde.

A mon beau-frère Mr BOUHONE ALI Slimane qui je n'oubliais jamais ces conseils et son soutien pendant la période de mes études.

A mes braves et affectueux frères (S, M, S) et sœurs (F, B, A).

A toute la famille HADJ SAID, BOUHONE ALI, BABA ADDOUNE, et TALEB BAHMED.

A tous mes collègues de la promotion

Pour tous personnes qui me connaît de près ou de loin...

BAHANNI ...

Table des matières

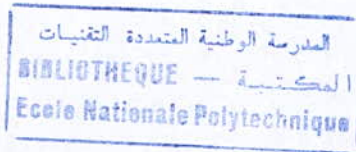
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	3
LES MACHINES TOURNANTES ET LEURS IMAGES VIBRATOIRES	
I.1 Introduction.....	7
I.2 Définitions –descriptions.....	7
I.2.1 Définition.....	7
I.2.2 Le rotor.....	7
I.2.3 La structure.....	8
I.2.4 Les liaisons.....	8
I.3 Images vibratoires des principaux défauts.....	8
I.3.1 Déséquilibre massique des rotors. Balourds.....	8
I.3.2 Balourd d'origine mécanique.....	9
I.3.3 Balourd d'origine thermique.....	11
I.3.4 Frottement. Balourd évolutif.....	12
I.3.5 Rotors dissymétriques. Fissures.....	13
I.3.6 Accouplements.....	13
I.3.7 Engrenages réducteurs et multiplicateurs.....	15
I.3.8.1 Défauts des roulements.....	16
I.3.8.2 Palier à film d'huile.....	17
I.3.8.3 Dégradations du lignage.....	19
I.3.8.4 Jeu, desserrage, mauvaise fixation.....	20
MESURE ET TRAITEMENT DU SIGNAL	
II.1 But de mesure.....	23
II.1.1 Chaîne de mesure.....	23
II.1.2 Capteurs de vibrations usuels.....	24
II.2 Traitement du signal.....	30
II.2.1 Filtrage.....	30
II.2.2 Fenêtrage.....	32
II.2.3 Échantillonnage.....	34
ANALYSE SPECTRALE	
III.1 Généralité.....	39
III.1.1 Représentation en fonction de temps.....	39
III.1.2 Représentation en fonction de la fréquence.....	40
III.1.3 l'intérêt pratique de l'analyse spectrale.....	40
III.2 Calcul de spectre.....	41
III.2.1 Analyse harmonique, série de Fourier.....	41
III.2.2 Transformée de Fourier.....	42

TRAVAIL EXPÉRIMENTAL SUR LE BANC D'ESSAI

IV.1 Diagnostic.....	45
IV.1.1 Introduction.....	45
IV.2 Description du banc d'essai.....	46
IV.2.1 Introduction.....	46
IV.2.2 Description.....	47
IV.2.3 Caractéristiques techniques.....	48
IV.2.4 Calcul les vitesses critiques.....	48
IV.3 Chaîne d'acquisition.....	51
IV.3.1 Description des appareils de mesure.....	51
IV.3.2 Fixation des capteurs.....	52
IV.3.3 Emplacement des capteurs.....	53
IV.4 Résultat et interprétation.....	53
IV.4.1 Interprétation.....	53
VI.4.2 Conclusion.....	70
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	73
Bibliographie.....	75
Annexe.....	77

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION GENERALE



INTRODUCTION GÉNÉRALE

Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... toutes ces machines, que l'on dit "tournantes", ont un point commun : elles comprennent des organes en rotation. Suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournant à des vitesses de rotation différentes. Mais ce qui caractérise avant tout ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements et engrenages, notamment) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de défaillance sont donc multiples : l'écaillage d'un roulement, la rupture d'une dent d'un engrenage, le désalignement d'un des axes, etc.

Les machines tournantes jouent un rôle vital dans la production (c'est le cas par exemple d'une presse dans le domaine de l'imprimerie, d'un broyeur de cimenterie ou encore d'une centrifugeuse dans un réacteur chimique...), ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et "traquer" tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela, il existe une grande variété de techniques d'analyse.

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement employée. Il faut dire qu'elle permet de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé... se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc à une modification de son comportement vibratoire. En plaçant des accéléromètres aux endroits où se transmettent ces efforts (c'est-à-dire sur les paliers des machines), on peut alors suivre l'état de santé de l'équipement. « La méthode présente 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 ».

Autre outils de surveillance tel que l'**analyse des lubrifiants**, appliquée à toutes les machines pourvu qu'elles contiennent un fluide (huile ou graisse) que l'on peut prélever. La méthode consiste à "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.).[MES03]

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. [MES03]

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). [MES03]

Dans cet exposé on utilise l'analyse vibratoire qui englobe deux principales activités : La surveillance et le diagnostic.

— **la surveillance** : le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la signature alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée. [MOR99]

— **le diagnostic** : il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés, permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. La surveillance peut être confiée à un personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de bonnes connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal. [MOR99]

Ainsi, en raison des conséquences importantes et coûteuses que peut engendrer l'apparition d'un défaut sur les processus industriels, le diagnostic des défauts fait l'objet d'un engouement prononcé depuis le début des années 70 [MAQ00]. En effet, la recherche dans ce domaine n'a fait que prendre de l'importance dans le monde entier. Généralement, lorsqu'on parle du diagnostic des défauts, on se réfère à la procédure de détection et d'isolation de ces derniers, que l'on trouve dans la littérature sous la forme FDI (fault detection and isolation). Le rôle d'une telle procédure est de détecter la présence du défaut et de localiser sa provenance le plus rapidement possible [HUO01]. Néanmoins, dans certains systèmes complexes, comme l'aérodynamique ou les centrales nucléaires, la phase de détection et de localisation des défauts, bien qu'elle soit nécessaire, n'est pas suffisante pour garantir la sûreté de fonctionnement. Il est, en effet, indispensable de modifier la loi de commande en temps réel afin de maintenir la stabilité et de garantir au mieux les performances du système. Ceci étant possible en associant au diagnostic une loi de commande tolérante aux défauts.

Un des problèmes vibratoires les plus importants est dû aux balourds qui provoquent des vibrations généralement synchrones. Un balourd correspond à un déséquilibre du rotor du fait de la non-coïncidence de l'axe principal d'inertie et du centre d'inertie avec l'axe de rotation.

L'objectif de l'étude présentée ici est la conception d'un modèle réduit d'une machine tournante composée d'un arbre et de deux disques, et qui servira comme un banc d'essai afin d'étudier les effets de Balourd, des alignements et les défauts des roulements.

Chapitre 1.
Les machines tournantes et leurs
images vibratoires

LES MACHINES TOURNANTES ET LEURS IMAGES VIBRATOIRES

I.1 INTRODUCTION

Les machines tournantes jouent un rôle souvent stratégique dans un procédé de fabrication. A l'image d'une presse dans une papeterie ou d'une turbine dans une centrale électrique, elles font partie de ces équipements que l'on ne peut pas se permettre d'immobiliser à tout moment. Pour prévenir les défaillances.

I.2 DÉFINITIONS – DESCRIPTIONS [BIG98]

I.2.1 Définition

Les machines tournantes sont des systèmes (figure 1.1) dans lesquels peut se distinguer :

- Un rotor ;
- Une structure ;
- Des liaisons.

I.2.2 Le rotor

Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation. Le rotor fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...), réalise une fonction bien définie : (manipulation de fluides, de solides, parcours dans un champs électromagnétique...).

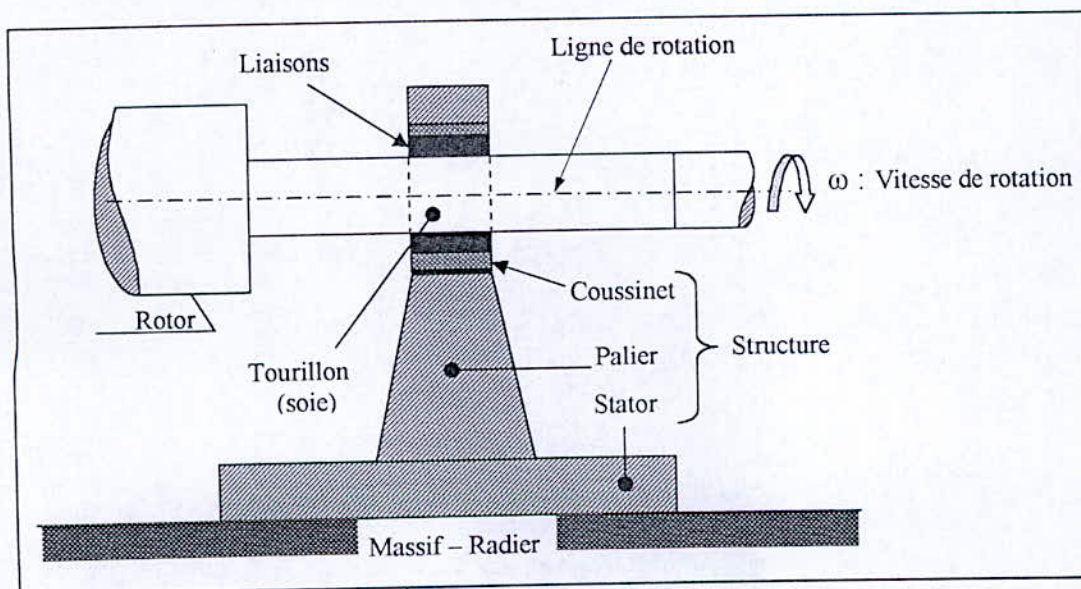


Figure 1.1 Éléments d'une machine tournante

I.2.3 La structure

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- **Les coussinets** de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements ;
- **Les paliers** qui relient les coussinets (bague) au stator ;
- **Le stator** ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : circuit magnétique dans les machines électriques, ailette pour les turbomachines... etc.
- **Le massif** des systèmes embraqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radies. Un interface adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, spécialement celle de l'envenimement.
- **Le radier** est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison entre le massif et sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes ; il peut être responsable de certains délignages entre les paliers.

I.2.4 Les liaisons

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor. Les liaisons sont classées dans trois ensembles :

- Les liaisons à fluides ;
- Les liaisons à roulements ;
- Les liaisons magnétiques.

I.3 IMAGES VIBRATOIRES DES PRINCIPAUX DÉFAUTS [MOR99]

I.3.1 Déséquilibre massique des rotors. Balourds

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, ce qui caractérise le balourd. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des efforts centrifuges qui le déforment. Ces efforts se traduisent par des vibrations liées à la fréquence de rotation.

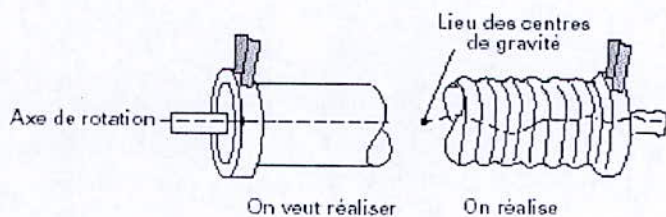
Les déséquilibres proviennent en général de défauts d'usinage, d'assemblage des rotors ou de montage. En fonctionnement, les rotors peuvent alors aussi se déformer sous l'effet d'échauffements dissymétriques. Quelques exemples de causes de déséquilibre (ou balourds) sont représentés figure (1.2)

Sur cette figure, les défauts semblent exagérés, surtout si l'on se réfère aux déformations réelles des rotors. Mais si l'on considère que ces défauts peuvent être amplifiés par les phénomènes de résonance, les figures deviennent réalistes. En effet, un décentrage du rotor de $10\ \mu\text{m}$ par rapport à son axe de rotation peut se traduire par des vibrations élevées si l'amortissement interne du rotor est faible. Avec 1 % d'amortissement, c'est-à-dire avec un coefficient d'amplification de 50, les vibrations au passage des vitesses critiques pourront atteindre une amplitude de $500\ \mu\text{m}$. Or, un usinage à $10\ \mu\text{m}$ près est déjà un bon usinage, difficile à réaliser.

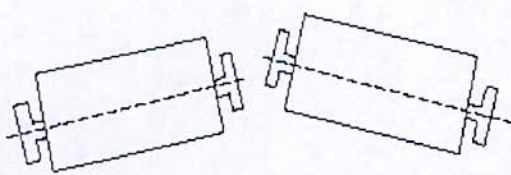
I.3.2 Balourd d'origine mécanique

I.3.2.1 Perte d'ailette, rupture d'une aube, etc.

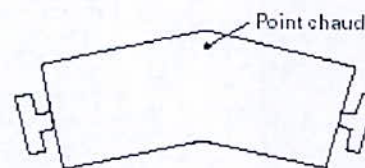
Lorsqu'il y a rupture et départ d'un morceau du rotor, comme par exemple d'une ailette, on observe généralement une évolution instantanée des vibrations. Cette évolution est mieux perçue si l'on surveille simultanément l'amplitude et la phase des vibrations dans une représentation vectorielle.



- a - tolérance d'usinage



- b - tolérance de montage



- c - déformations thermiques en service

Figure 1.2 Quelques causes de déséquilibres (ou balourds)

I.3.2.2 Modification du montage

Un glissement des plateaux d'accouplement se traduit comme dans l'exemple précédent (perte d'ailette) par une évolution brusque des vibrations synchrones de la rotation. Ce genre d'incident est à corréliser à des évolutions des efforts de torsion (à-coups de réseaux, évolution

du couple transmis pendant une prise de charge). Cela est surtout vrai lors de la première prise de charge après un démontage de l'accouplement qui se remet alors en place en glissant lorsque les efforts de torsion deviennent suffisants.

I.3.2.3 Érosion. Dépôt de matière

L'érosion des aubes peut créer un déséquilibre si la distribution n'est pas symétrique.

Le dépôt de matière se rencontre sur des ventilateurs qui fonctionnent dans des ambiances très sales, comme par exemple des tirages de fumées. On observe alors une évolution lente des vibrations à la fréquence de rotation, avec parfois des discontinuités lorsqu'une partie de ce dépôt se décolle sous l'effet des efforts centrifuges.

I.3.2.4 Distinction entre balourds statique et dynamique

En cas de balourd statique figure (1.3), les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, l'effort centrifuge dû au déséquilibre. Il n'y aura donc aucun déphasage entre les mesures prises au même point sur les deux paliers.

En cas de balourd dynamique figure (1.4), les deux paliers supportant le rotor vont subir, les efforts centrifuges de façons alternées. Le déphasage (voisin de 180°) entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dynamique.

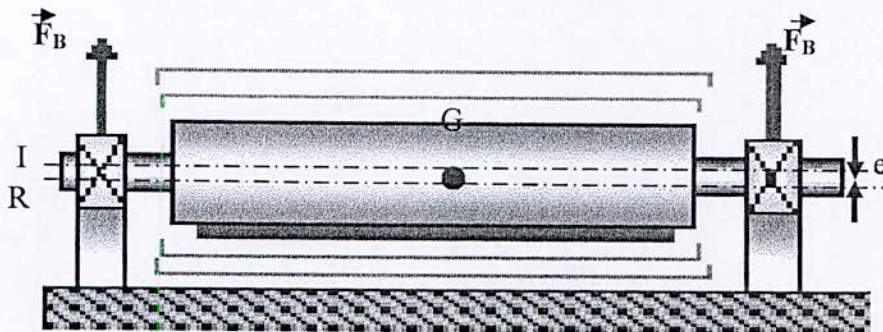


Figure 1.3 Balourd statique

- G** : centre de masse
- e** : excentricité du centre de masse [μm]
- B** : balourd [gmm]
- ω : vitesse angulaire [rad/s]
- R** : axe de rotation
- I** : axe principal d'inertie

F_B : force de balourd [N]

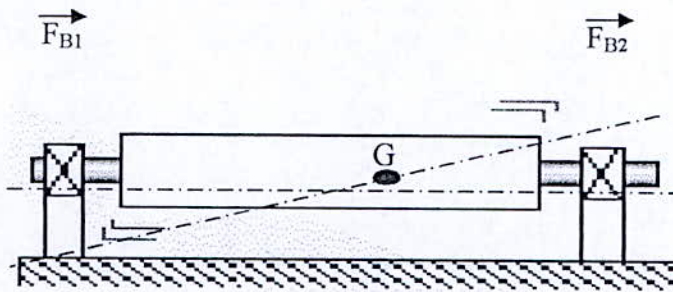


Figure 1.4 balourd dynamique

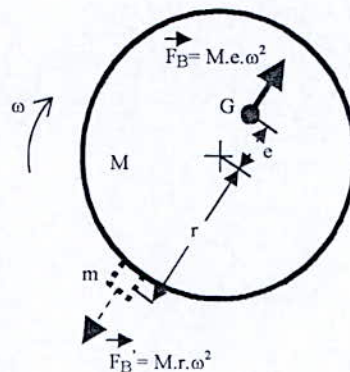


Figure 1.5 Disque tournant avec une excentration e du centre de masse G

Si, sur un disque équilibré de masse M , figure (1.5) on place une masselotte m sur un rayon r , le centre de masse se déplace de la valeur e par rapport à l'axe de rotation. D'après les lois de la statique :

$$B = e \cdot M = m \cdot r \quad (I.1)$$

$$e = \frac{m \cdot r}{M} \quad (I.2)$$

Le produit $m \cdot r$ est désigné par balourd B , et la grandeur e par balourd rapporté à la masse ou par excentration du centre de masse

B à pour unité le [g.mm], et e le [mm].

I.3.3 Balourd d'origine thermique

I.3.3.1 Déformation des rotors de turbine

Lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques. S'ils se déforment de façon dissymétrique, les centres de gravité se déplacent et les efforts varient.

I.3.3.2 Déformation des rotors d'alternateurs ou de moteurs électriques : balourd thermique

Comme précédemment, une non-homogénéité du rotor peut induire des déformations. En raison de l'énergie importante dissipée par effet Joule, il est nécessaire de refroidir les rotors.

Toute dissymétrie de débit (canaux de ventilation bouchés ou pertes de charge différentes) se traduira lors d'une variation de puissance par une variation des vibrations.

Les vibrations sont alors fonction de l'échauffement qui dépend de l'intensité du courant dans le rotor, mais aussi de la température du fluide de refroidissement, ou de sa pression.

Un effet similaire peut être obtenu en cas de court-circuit entre spires, provoquant une dissymétrie d'échauffement. Il faut, pour trouver l'origine de cette déformation, compléter les informations précédentes par des mesures électriques (isolement, résistance interne ou courant).

I.3.4 Frottement. Balourd évolutif

Si au passage par un orifice (palier, joint d'étanchéité par exemple) l'arbre s'échauffe de manière dissymétrique, soit parce qu'il frotte, soit parce que le brassage d'huile provoque un échauffement plus intense d'un côté de l'arbre que de l'autre, si de plus, la déformation de l'arbre qui résulte de cet échauffement déplace à son tour le point chaud (vibration maximum décalée par rapport au point chaud qui lui donne naissance) (figure 1.6), alors, toutes les conditions sont réunies pour amorcer un phénomène de variations cycliques du déséquilibre.

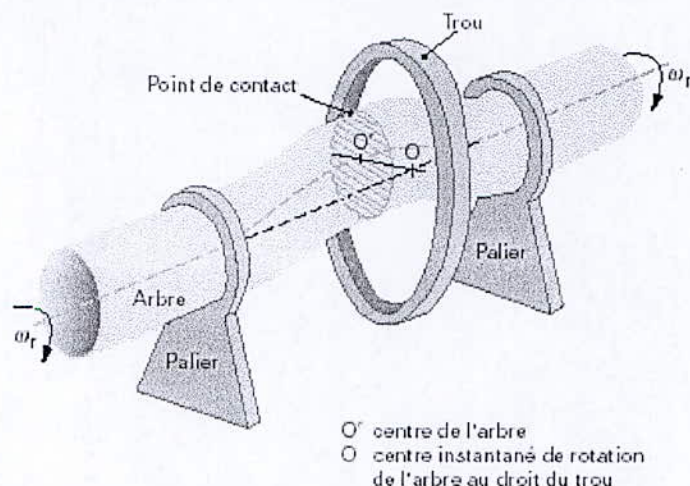


Figure 1.6 Phénomènes de frottement - échauffement (rotor / parties fixes)

I.3.5 Rotors dissymétriques. Fissures

I.3.5.1 Arbres dissymétriques

Le comportement d'un arbre qui présente une dissymétrie de raideur par exemple, à cause de la présence d'encoches ou de bobinage (alternateurs, moteurs, clavette) est particulier.

Lorsque le rotor tourne, les efforts de poids propre sont repris par la raideur de l'arbre, mais la position du centre de l'arbre sera d'autant plus haute que la raideur sera importante.

Or, la raideur varie dans le temps, la raideur varie deux fois par tour. Les rotors dissymétriques créent des efforts (donc des vibrations) à deux fois la fréquence de rotation (2fr) le plus souvent (lames, cardans, clavettes...).

I.3.5.2 Fissuration transverse d'arbre

Bien que ce défaut soit peu fréquent, ses conséquences peuvent être importantes pour la sécurité. Dans ce cas, il importe de le détecter le plus tôt possible.

Un arbre fissuré présente une raideur qui varie avec la direction de la force, essentiellement le poids propre, et les réactions d'appuis (figure 1.7). Il y a donc une certaine analogie avec le comportement du rotor dissymétrique. Mais cette fois-ci, la flèche de l'arbre sera différente selon que la fissure est en position haute (fibre comprimée, fissure fermée) ou en position basse (fibre tendue, fissure ouverte). Le même mouvement se reproduit à chaque tour de l'arbre, créant un mouvement périodique. C'est cette propriété que l'on utilise pour détecter l'apparition d'une fissure.

I.3.6 Accouplements

Les accouplements sont des organes destinés à raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors. Ils doivent transmettre le couple. Ils doivent aussi parfois permettre les dilatations axiales de la machine, ou les déplacements radiaux. Seuls quelques défauts susceptibles de perturber leur fonctionnement seront évoqués.

I.3.6.1 Accouplements à plateau

Les défauts de ce type d'accouplement sont principalement :

- un mauvais centrage des plateaux ;
- un défaut de parallélisme (non perpendicularité d'un des plateaux par rapport à l'axe de rotation).

Ces deux défauts créent un balourd et donc des vibrations à la fréquence de rotation fr.

On peut aussi avoir des glissements des plateaux en cours de fonctionnement. Leur effet sera une évolution brutale des vibrations à fr.

I.3.6.2 Accouplements de type cardans ou doubles cardans

Un cardan (figure 1.7) est un joint conçu pour encaisser des déplacements relatifs importants des axes de rotation des machines entraînées et entraînantes. Il se comporte comme un arbre dissymétrique, et à ce titre, il va engendrer des efforts à la fréquence $2fr$.

I.3.6.3 Accouplements à doigts

Les accouplements à doigts sont des organes qui permettent une déformation axiale et radiale en raison de la souplesse des doigts. Ils sont plutôt destinés aux efforts faibles et le centrage relatif des arbres peut évoluer avec le couple transmis. On pourra donc observer des évolutions du balourd (vibration à la fréquence fr) en fonction du couple transmis.

I.3.6.4 Accouplements à denture

Ce type d'accouplement (figure 1.8) est souvent utilisé si l'on veut permettre des déplacements axiaux importants entre la machine entraînée et la machine entraînée ou une dilatation axiale importante des rotors ou arbres longs avec des variations de température importantes.

Le premier défaut de ces accouplements vient d'un mauvais glissement qui interdit la dilatation. L'arbre contrarié dans sa dilatation va fléchir (figure 1.9) et son balourd va évoluer avec la dilatation de l'arbre. Ce type de défaut peut parfois être mis en évidence en supprimant le couple moteur pour permettre à la denture de glisser. On verra des vibrations disparaître en arrêtant le moteur pendant quelques secondes et en le redémarrant.

D'autres phénomènes plus complexes peuvent être observés :

- défauts de denture (comme sur les engrenages, et présentant les mêmes symptômes) ;
- instabilités des lames de lubrifiant centrifugées si elles sont épaisses.



Figure 1.7 Accouplement de type cardan

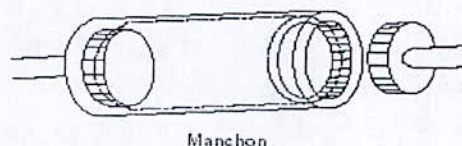


Figure 1.8 Accouplement à denture

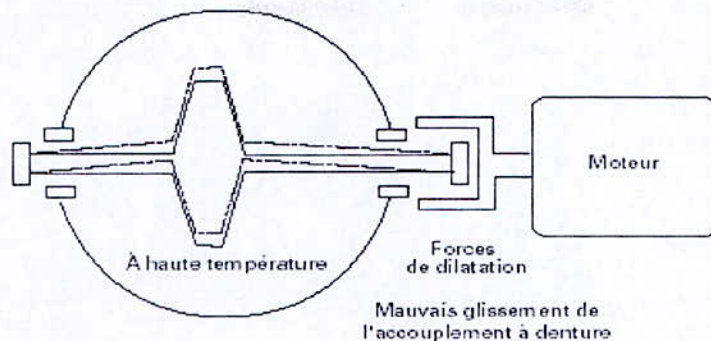


Figure 1.9 Fléchissement des arbres dû à un mauvais glissement des dentures

II.3.7 Engrenages réducteurs et multiplicateurs

I.3.7.1 Bruit de denture

Les incidents caractéristiques des engrenages (figure 1.10) sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée, ou abîmée, usure uniforme ou non, *pitting* (piquage, écaillage localisé ou réparti, mauvais centrage). On peut aussi observer du *fretting* (corrosion sous frottement), qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié ou que les efforts sont importants.

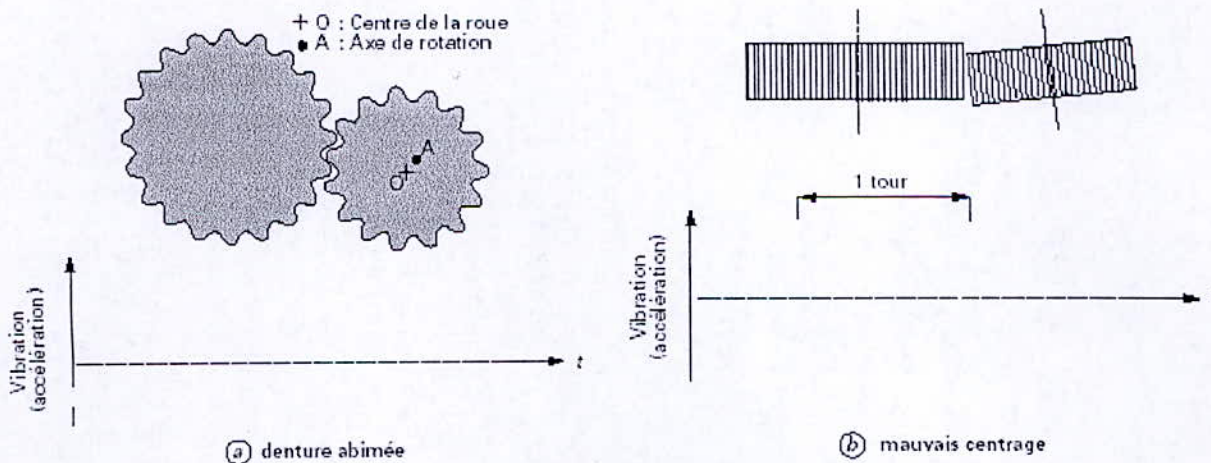


Figure 1.10 Vibrations d'un engrenage

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact. C'est donc dans les fréquences (n entier) que sont contenues les informations, surtout s'il y a trop de jeu, ou au contraire un montage trop serré.

Les défauts localisés (défaut d'une dent) se traduisent en plus par une impulsion à chaque fois que la dent abîmée est en contact avec une autre. Il y a donc apparition d'une raie à la fréquence des contacts selon la roue intéressée.

I.3.8 Dégradation des appuis

I.3.8.1 Défauts des roulements

Les roulements (figure 1.11) sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente.

Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), faux effet Brinell, etc.

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

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

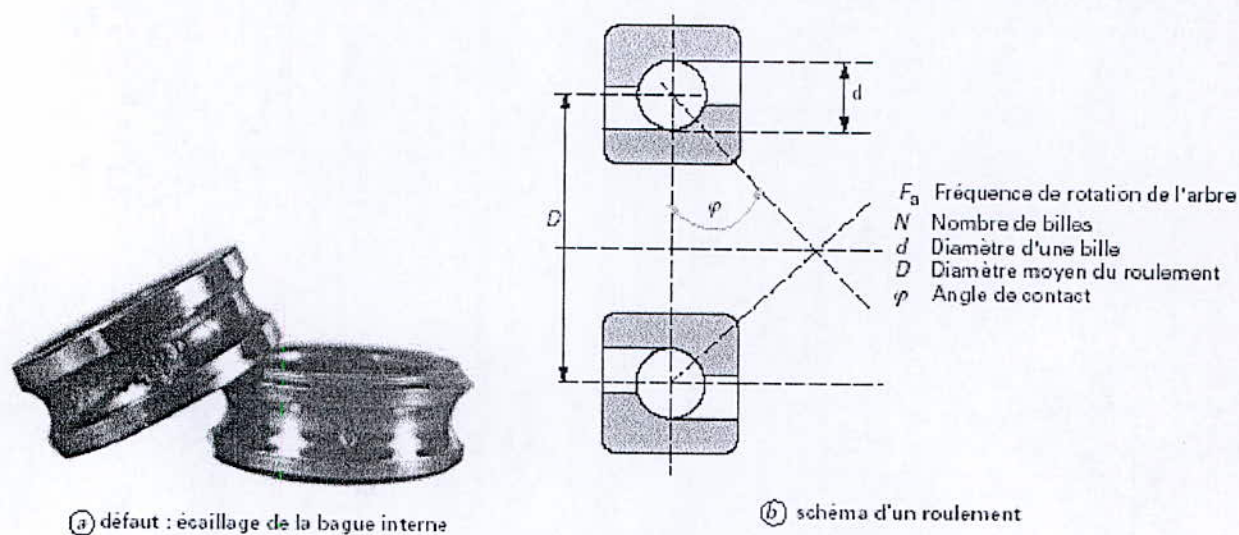


Figure 1.11 Roulement

Or, au début de l'écaillage, le choc, de courte durée, ne modifie pas l'énergie moyenne du système. Il ne se voit donc pas si l'on étudie le niveau de vibrations. Pour améliorer la détection, on réalise un filtrage par le capteur de vibration. On utilise pour cela un accéléromètre à large bande passante, avec une résonance peu amortie, qui, excité par les chocs, répondra sur sa résonance et jouera le rôle de filtre sélectif. Il laisse passer les chocs, pas le bruit de fond. Ce filtrage assure une meilleure discrimination du défaut. Il suffit de mesurer le niveau du signal de sortie, qui, en l'absence de choc, est faible et augmente très

vite, en cas de défaut. Ce type de défauts se caractérise donc par une augmentation de la valeur efficace du signal et de son facteur de crête.

La base de la détection du défaut de roulement est donc de détecter l'augmentation de l'énergie du signal, ou plutôt, si l'on veut avoir une détection précoce, de ce qui dans l'énergie indique la présence de petits chocs répétés.

En effet, les fréquences caractéristiques des défauts localisés sur les parties d'un roulement sont les suivantes (figure 1.11)

– pour la bague externe :
$$f_{d_{be}} = \frac{1}{2} f_a \cdot Z(1 - (d/D)\cos\varphi) \quad (I.3)$$

– la bague interne :
$$f_{d_{bi}} = \frac{1}{2} f_a \cdot Z(1 + (d/D)\cos\varphi) \quad (I.4)$$

– l'élément roulant :
$$f_{dc} = \frac{1}{2} f_a \cdot \frac{D}{d} (1 - ((d/D)\cos\varphi)^2) \quad (I.5)$$

avec f_a fréquence de rotation de l'arbre,
 Z nombre de bille,
 d diamètre d'une bille,
 D diamètre moyen du roulement,
 φ angle de contact.

Ces différentes informations caractéristiques de la technologie du roulement peuvent être fournies par le constructeur.

I.3.8.2 Palier à film d'huile

- Défauts de lubrification-Instabilité

Les défauts rencontrés sur les paliers fluides sont dus avant tout à une altération des coussinets, des butées ou des soies.

Un mauvais lignage, des vibrations élevées, et surtout une interruption du graissage ou un manque de soulèvement sont quelques causes possibles de destruction du régule (alliage antifricction à base de plomb ou d'étain). Une différence de potentiel entre le rotor et le palier peut induire du piquage ou « *pitting* » (surtout sur les alternateurs).

Un autre problème de lubrification est celui des vibrations auto-excitées qui apparaissent dans un palier quand certaines conditions sont remplies. Un palier trop peu chargé, ou dont le jeu radial est trop fort, pourra devenir instable. En effet, il est intéressant de noter que le comportement d'un palier est fortement non linéaire. Les résultats de calcul des coefficients de raideur et d'amortissement d'un palier, en fonction de la position de l'arbre dans le palier

montrent que, si l'arbre est insuffisamment chargé, c'est-à-dire si le point de fonctionnement du palier impose une excentricité trop faible, la raideur peut même devenir négative. Dans ce cas, le palier est instable et engendre des vibrations auto excitées.

Des vibrations violentes se produisent alors à une fréquence voisine de la moitié de celle de la rotation. L'évolution est alors souvent rapide et le niveau n'est pas stable.

La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation ($\omega_r/2$). Elle peut être proche de $1/3$ ou $1/4$ de la fréquence de rotation si une vitesse critique du rotor synchronise le phénomène.

On admet qu'une vitesse critique située entre 0,3 et 0,7 peut imposer sa fréquence à une instabilité de film d'huile.

Par exemple, sur la figure 1.14a, on reconnaît le spectre de la vibration d'un arbre porté par un palier en limite de stabilité. Il y a de l'énergie dans une zone proche de la moitié de la vitesse de rotation mais elle n'est pas organisée ; sur la figure 1.14b, toute l'énergie est contenue dans une seule raie de fréquence . L'amplitude augmente alors.

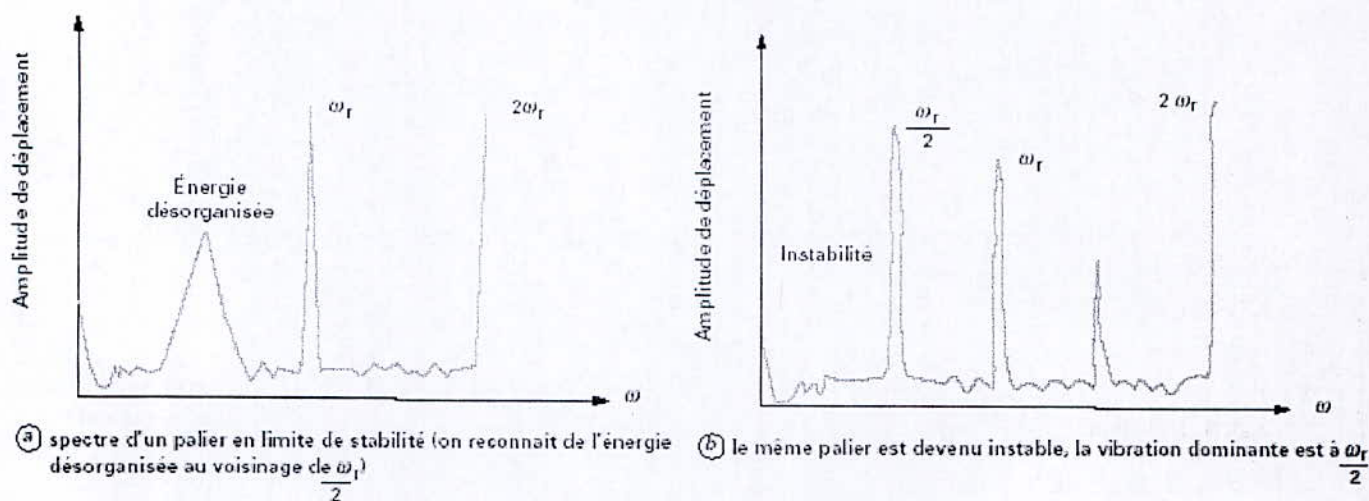


Figure 1.14 Spectre de vibration d'un palier

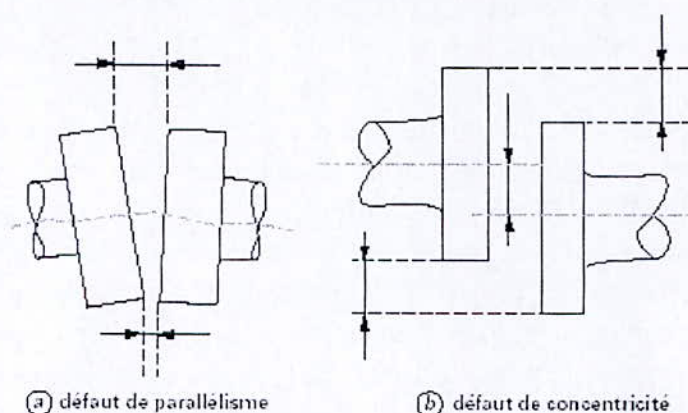


Figure 1.15 Défauts d'alignement des rotors

L'organisation peut venir de la rotation de la machine, et dans ce cas, la fréquence sera voisine de la moitié de celle de la rotation.

Elle peut aussi venir de la présence d'une fréquence propre du rotor (ou de palier) aux environs de $fr/2$, $fr/3$, $fr/4$... et dans ce cas, la fréquence observée est cette fréquence propre.

I.3.8.3 Dégradations du lignage

Bien que désignés par le même mot, les effets d'un délignage seront très différents selon qu'il s'agit de l'assemblage des rotors ou de la position des supports. En effet, aligner les rotors avant de les assembler, consiste à mettre les plateaux d'accouplement parallèles et concentriques (figure 1.15), donc à aligner les axes de rotation.

■ Ces critères doivent être respectés aussi bien dans le plan horizontal que dans le plan vertical.

On satisfait alors deux conditions :

- les axes de rotation sont confondus, donc on ne crée pas de balourd (figure 1.2) ;
- les réactions des appuis sont celles qui correspondent au poids propre ; chaque palier portant la part prévue du poids des rotors.

• Si la première condition n'est pas satisfaite, on crée un balourd.

Nous avons vu précédemment que les modifications peuvent intervenir en cours d'exploitation, par exemple en cas de glissement des plateaux d'accouplement, ou lorsqu'une modification du couple crée un décalage des axes dans certains accouplements souples.

• Si les positions des appuis ne sont pas ce qu'elles devraient être, alors on a un délignage. Il peut avoir un double effet :

- le délignage introduit dans l'arbre des efforts alternés, car l'arbre tourne ;
- il modifie les raideurs des appuis et par conséquent les réponses dynamiques de la machine à ces efforts, lorsque les liaisons ne sont pas linéaires, ou lorsque les rotors ne sont pas symétriques.

• Une autre conséquence du délignage, liée au comportement non linéaire des paliers, est de modifier la répartition des vibrations harmoniques de la fréquence de rotation. Cet effet d'évolution de l'harmonique 2 pourra aussi s'observer dans le cas où on a un rotor dissymétrique ou un accouplement qui ne présente pas de symétrie de rotation (lames, cardans), car des efforts internes seront créés par la rotation de la machine à deux fois sa fréquence de rotation.

• Enfin, on observe souvent un lien entre délignage, instabilité et frottement des parties tournantes sur les parties fixes.

- Les dégradations du lignage résultent des déformations des parties fixes, corps, massif, poutre ou support de palier dus à :
 - des effets thermiques, par exemple : déformations de poutres en période de démarrage sur certaines machines, bouchage intempestif d'orifices de ventilation, dilatation contrariées des stators ;
 - des effets mécaniques. Bien que les effets mécaniques soient moins fréquents que les causes thermiques, on a pu mettre en évidence l'influence des efforts statiques sur les structures comme par exemple le vide ou le niveau d'eau dans les condenseurs des turbines à vapeur, des tassements de massifs ou des fissurations de poutres ou de dalles ;
 - des effets extérieurs. On a pu corrélérer en effet, les vibrations de certaines machines avec les conditions climatiques extérieures, et en particulier avec le soleil, le niveau des nappes phréatiques, ou même avec les marées.

I.3.8.4 Jeu, desserrage, mauvaise fixation

Cette classe de défauts concerne les fixations des machines sur leurs supports ou massifs. Si le montage est défectueux, on pourra observer différents phénomènes.

- S'il y a du jeu, le fonctionnement ne sera pas linéaire, et le mouvement vibratoire sinusoïdal se transformera en un mouvement périodique d'autant plus riche en harmoniques que le signal sera déformé.

Si la fixation a une raideur insuffisante c'est par des mesures de déformées qu'on pourra la mettre en évidence. Les points faibles d'une structure y apparaissent comme des singularités de forme (déformation locale excessive, dissymétries de comportement vibratoire). De la même façon on pourra mettre en évidence des résonances de structures, ou des modifications dans le temps des ancrages par une évolution des déformées.

Tableau 1.1 Reconnaissance des principales anomalies [BOU98]

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 x f_{rot}	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse
Balourd	1x f_{rot}	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x f_{rot}	Radiale	Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 x f_{rot}	Axiale et radiale	Vibration axiale est en général plus important si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Excitation électrique	1, 2, 3, 4x 50Hz	Axiale et radiale	Vibration disparaît dès coupure de l'alimentation
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique de rotor	Radiale	Vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue en suite
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, 4 x f_p	Radiale	
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement $f_e = z \times f_{rot}$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement.
Faux-rond d'un pignon	$f_e \pm f_{rot \text{ pignon}}$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Axiale et radiale	Ondes de choc dues aux écaillages. Aide possible par « détection d'enveloppe ».

f_{rot} = fréquence de rotation

f_e = fréquence d'engrènement ; cette fréquence est aussi notée f_{eng}

f_p = fréquence de passage de la croie

z = nombre de dents de l'engrenage.

Chapitre 2.

Mesure et traitement du signal

MESURE ET TRAITEMENT DU SIGNAL

II.1 But de mesure

Le but essentiel de la mesure est d'obtenir le spectre des fréquences (FFT). Pour déterminer à quelles fréquences correspondent les plus grandes amplitudes. Grâce à la connaissance de ces différentes fréquences, on pourra reconnaître les sources qui génèrent les vibrations.

II.1.1 chaîne de mesure : une chaîne pour mesurer les vibrations doit remplir les fonctions suivantes : figure (2.1). [BOU98]

II.1.1.1 Transformation de la vibration mécanique en un signal électrique

C'est le rôle du capteur. Le signal délivré peut être exprimé à l'aide des grandeurs suivantes :

- la tension électrique (en mV/g, mV/ μ m,...) pour les capteurs de tension,
- la charge électrique (en Pc/g) pour les accéléromètres piézo-électriques.

avec

(mV) : millivolt

g et μ m : sont des unités d'amplitude

pC : picocoulomb ; pC : c'est 10^{-12} coulomb c'est l'unité de la charge électrique.

II.1.1.2 Amplification du signal de sortie de capteur pour le rendre exploitable

C'est le rôle du préamplificateur. Indispensable pour les accéléromètres piézoélectriques, le préamplificateur peut être ou non incorporé au capteur et il donne, soit une amplification simple de la de sortie du capteur (amplificateur de tension), soit une transformation de charge électrique en tension avant son amplification (convertisseur charge-tension improprement appelé préamplificateur de charge).

II.1.1.3 Intégration du signal

Cette opération permet de transformer si nécessaire. Les accélérations mesurées avec un accéléromètre, en déplacements ou vitesse, ou encore les vitesses mesurées avec une vélocimétrie en déplacement.

II.1.1.4 Limitation de la plage de fréquence du signal

C'est le rôle des filtres, passe-haut ou passe-bas à fréquence de coupure ajustable ou non. Cette opération permet de réduire l'influence de composantes hautes ou basses fréquences jugées indésirables, de concentrer l'étude sur une plage de fréquence définie.

II.1.1.5 Amplifier de nouveau le signal obtenu pour le transmettre soit

- à un convertisseur analogique/numérique pour un traitement numérique des données (collecteurs de données informatisées).
- à un analyseur de spectres.
- à une unité de stockage (enregistreur magnétique ou numérique) pour un traitement différé des signaux

II.1.2 Capteurs de vibrations usuels

Le capteur est un transducteur qui fournit une tension électrique proportionnelle au mouvement vibratoire :

On distingue trois principes plus particulièrement utilisés :

- Déplacement : principe des courants de Foucault
- Vitesse : principe électrodynamique
- Accélération : principe piézo-électrique

Ils ont tous le même but : transformer une vibration mécanique en un signal électrique.

II.1.2.1 Proximètres

Les capteurs de déplacement ou proximité (ou encore capteurs de proximités) mesure la distance entre la surface surveillée (généralement celle d'un arbre tournant) et l'élément détecteur du capteur.

Aujourd'hui, le proximité le plus utilisés pour la surveillance de machines tournantes est le capteur inductif à courant de Foucault .ce capteur, représenté en figure (2.2) est relie à un émetteur-demodulateur-conditionneur. Il est constitué d'une bobine parcourue par un courant électriques (hautes fréquences).

Le champ magnétique ainsi crée induit, à la surface de l'arbre, des courants appelés courants de Foucault qui modifient l'impédance ce la bobine.

La figure (2.1) montre un exemple de chaîne fonctionnelle type, équipée d'un capteur d'accélération (accéléromètre).

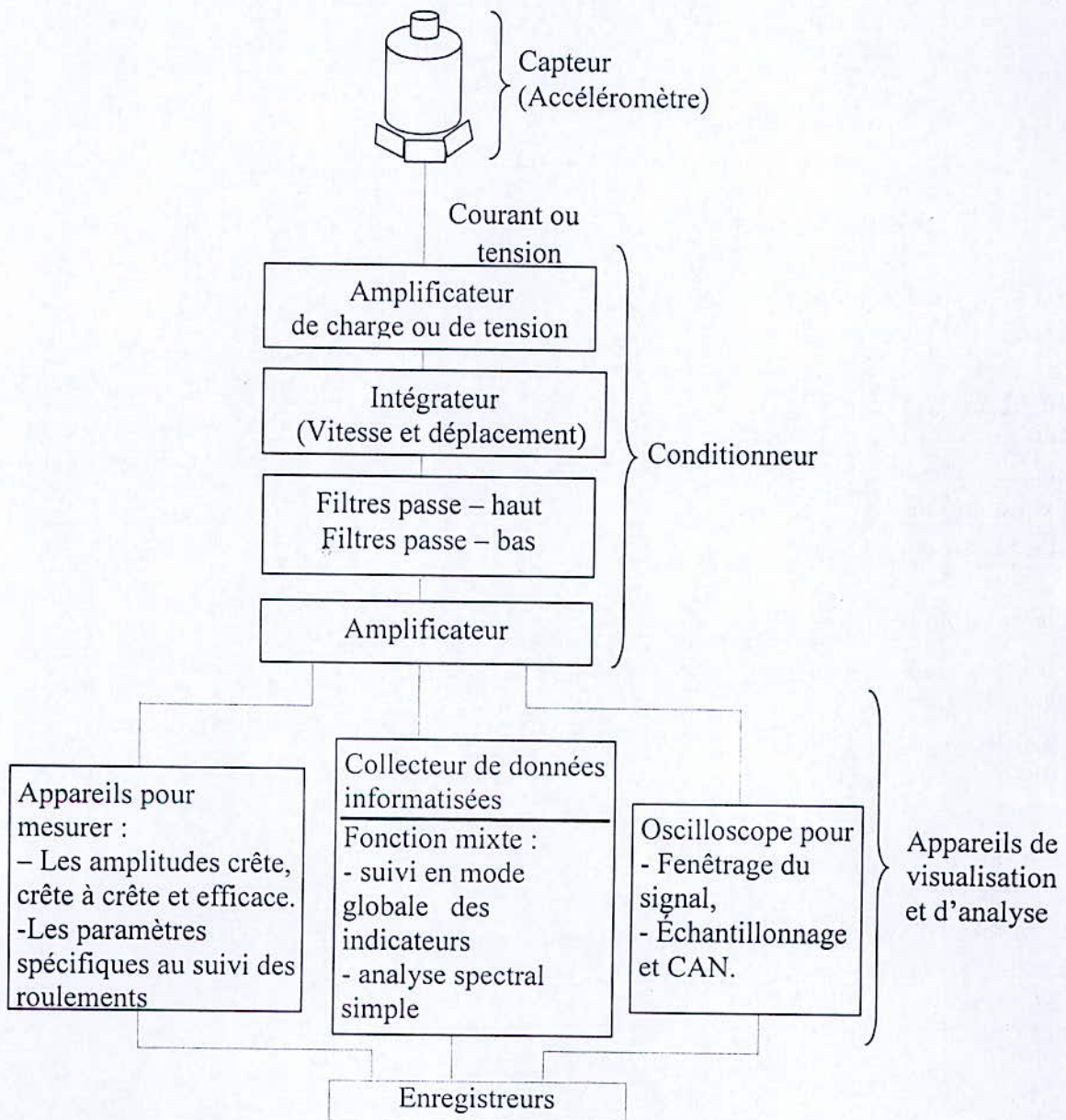


Figure 2.1 : Chaîne de mesure (Le capteur est un accéléromètre.)

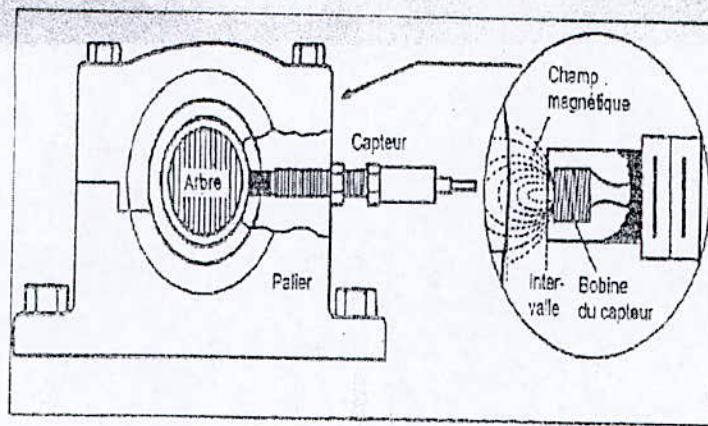


Figure 2.2 principe du capteur inductif à courant de Foucault

- On effectue ces courants de Foucault agissent à leur tour sur la bobine par l'intermédiaire du champ magnétique et consomment ainsi de l'énergie électrique.

Cette transformation d'énergie est proche de la bobine et que sa susceptibilité magnétique est élevée. Elle se traduit alors dans le conditionneur par une diminution de la tension. Cet effet est démodulé dans le conditionneur et transformé en un signal de mesure proportionnel à la distance objet/bobine.

La sensibilité la plus utilisée est de $8 \text{ mV}/\mu\text{m}$.

Remarque : l'utilisation privilégiée de ces capteurs est la surveillance des machines à paliers à film d'huile, pour lesquelles la mesure du mouvement relatif de l'arbre dans son palier et la détermination de la position de l'axe de rotation de l'arbre par rapport à l'axe du palier sont des indicateurs essentiels.

II.1.2.2 Vélocimètres figure (2.3)

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

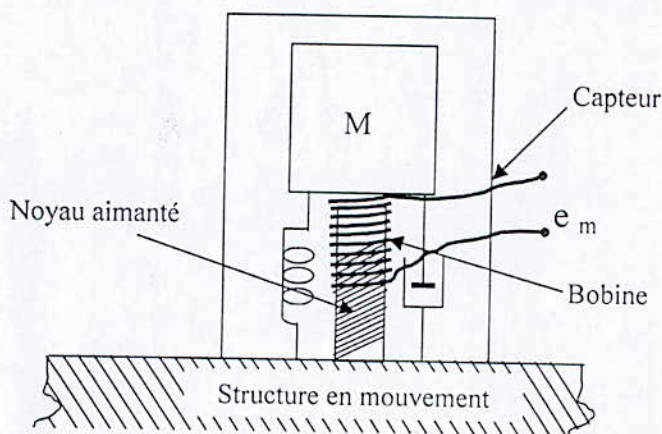


Figure 2.3 : schéma de principe vélocimètre

Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté figure (2.3). Le mouvement de la bobine, induit par la vibration du palier sur lequel est fixe le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse du mouvement de la Bobine figure (2.4).

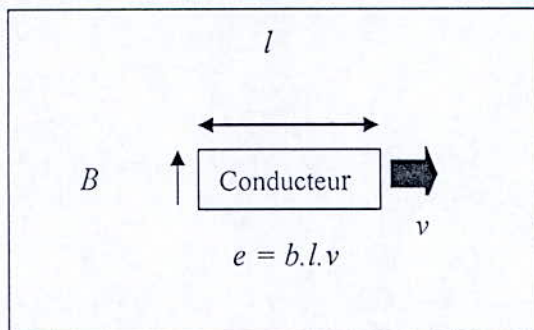


Figure 2.4 : Principe de fonctionnement

La tension e est proportionnelle à l'induction magnétique, la longueur de l'enroulement et la vitesse de vibration.

$$e = b.l.v$$

- et pour b et l constantes ($b.l=k$)

$$e = k.v$$

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

II.1.2.3 Accéléromètres

Les accéléromètres piézo-électriques tendent à devenir les capteurs de vibration absolue les plus utilisés pour la surveillance des machines tournantes.

II.1.2.3.1 le principe de fonctionnement d'un accéléromètre

Les éléments actifs de ce type de capteur figure (2.5) sont des disques de cristal piézo-électrique présentant la propriété de transformer une sollicitation mécanique (pression ou cisaillement) en charge électrique. Ces disques sont pris entre deux masses relativement importantes par l'intermédiaire d'un ressort de tarage élevé.

Lorsque le capteur est soumis à une vibration, les masses exercent une pression alternative sur les disques qui, grâce à leur effet piézo-électrique, créent une variation de charge électrique proportionnelle à la force appliquée et donc à l'accélération des masses.

Effet piézo-électrique

$$\left. \begin{aligned} Q &= k.P \\ P &= \frac{F}{S} \\ F &= M.a \end{aligned} \right\} \Rightarrow Q = K.a$$

- avec :

Q : Charge électrique générée par l'effet piézo-électrique [Pc]

P : Pression exercée sur la céramique [N/m²]

F : Force exercée sur la céramique [N]

S : Surface de contact entre la masse sismique et la céramique [m²]

M : masse sismique [kg]

a : Accélération du capteur [m/s²]

k : Constante [pC/N/m²]

K : Facteur de transmission [pC/m/s²]

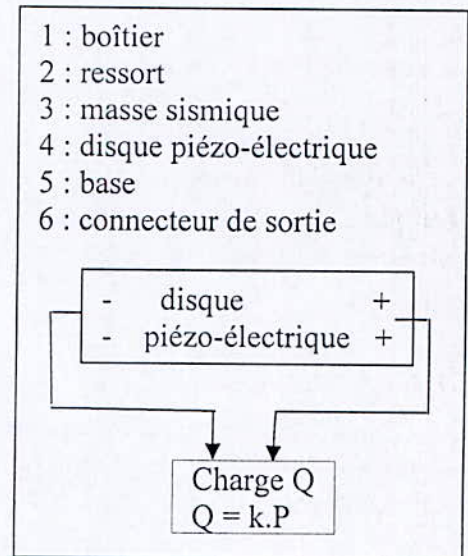
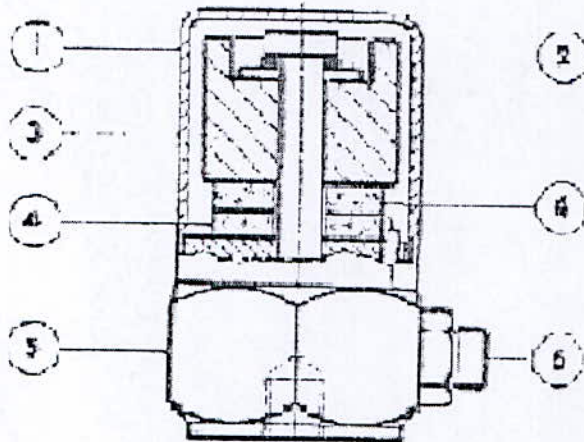


Figure 2.5 accéléromètre fonctionnant sur le principe piézo-électrique

II.1.2.3.2 Réponse en fréquence

L'examen de la courbe de réponse d'un accéléromètre piézo-électrique montre l'existence de deux zones figures (2.6) :

- une zone de linéarité du capteur. C'est la plage de fréquences à l'intérieur de laquelle la réponse du capteur correspond à l'amplitude du signal mesuré avec une sensibilité relative (précision) qui se définit généralement par un pourcentage de variation égal à 5% ou 10%.

Cette zone définit la plage de fréquence pour une bonne utilisation du capteur.

- Une zone englobant la résonance du capteur à l'intérieur de laquelle les mesures d'amplitude sont amplifiées, de façon non contrôlée, par cette résonance. On ne l'utilisera que pour des applications bien précises dans lesquelles on recherchera la mesure de certains indicateurs spécifiques incluant la résonance du capteur.

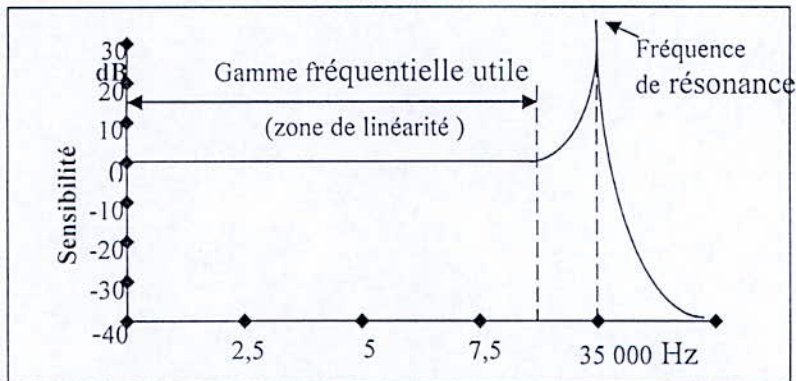


Figure 2.6 courbe de réponse d'un accéléromètre

II.1.2.3.3 avantages des accéléromètres

Ils présentent plusieurs avantages par met eux :

- utilisation dans de larges plages de fréquences
- excellente linéarité sur une vaste gamme dynamique.
- possibilité d'intégrer le signal d'accélération pour donner l'information en mode vitesse ou en mode déplacement.

II.1.2.3.4 Choix des points de mesures

L'implantation de l'accéléromètre sur les machines est très importante. Chaque campagne de mesures doit être effectuée en des points précis qui doivent rester toujours les mêmes. En effet, un phénomène mécanique peut donner des images vibratoires sensiblement différentes en fonction du point de mesure. Certains défauts induisent des forces d'excitation directionnelles (radiales ou axiales) qui ne seront révélées que si le capteur est correctement positionné.

On essaiera toujours de rapprocher les points de mesure des paliers. Cela permet d'obtenir les images les plus fidèles des défauts mécaniques (bande passante de la chaîne d'acquisition maximale, amortissement minimisé). Pour avoir une image complète des vibrations (en trois dimensions), il faut prendre les mesures selon trois directions perpendiculaires sur chaque palier de la machine surveillée : deux directions radiales (horizontale et verticale) et une direction axiale.

II.1.2.3.5 Mode de fixation des capteurs

Plusieurs modes de fixation existent : par goujon vissé ou embase collée, par embase magnétique ou par simple pression avec une pointe de touche. Le mode de fixation d'un

capteur a une incidence considérable sur la bande passante de ce dernier et surtout sur la reproductibilité de la mesure qui est le fondement même de la surveillance. Il est nécessaire de réaliser une fixation parfaite de l'accéléromètre sur la structure. Les erreurs introduites affectent surtout la réponse en fréquence de l'accéléromètre et faussent la mesure.

Le graphique de la Figure 2.6 permet de guider le choix du mode de fixation le mieux adapté.

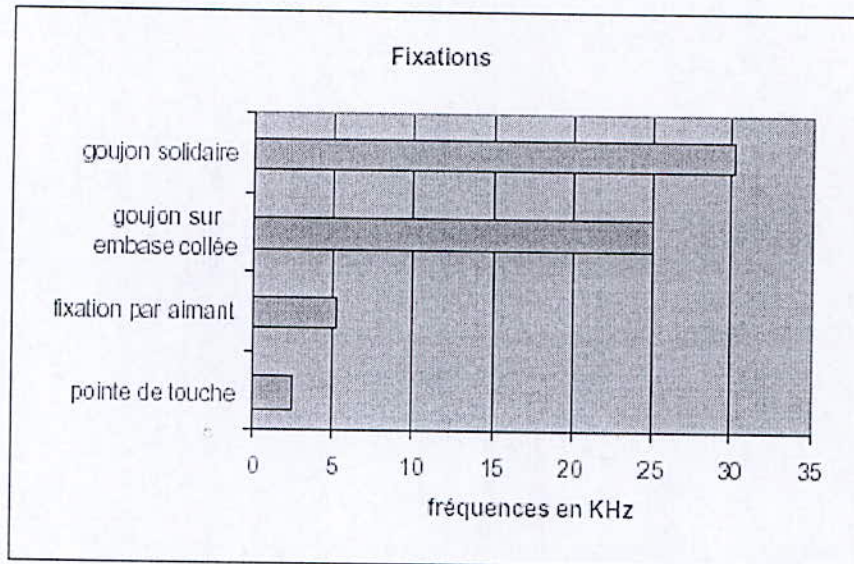


Figure 2.6 Modes de fixation utilisables selon les plages de fréquences [BIG95]

Si les arbres des machines surveillées sont montés sur roulements (c'est notre cas), une surveillance par mesure sur les parties fixes permet une analyse très fine de l'état des machines. D'autre part, les coûts de préparation et de mise en œuvre sont très largement inférieurs à ceux de la technologie utilisant les capteurs à courants de Foucault.

II.2 Traitement du signal

II.2.1 Filtrage [BOU98]

Il est souvent utile de réduire la bande passante de l'appareil de mesure lors d'une mesure de vibration. Il en est ainsi lorsqu'il est souhaitable d'éliminer les effets de résonance du capteur ou d'effectuer des mesures dans une plage de fréquences bien définies. L'insertion de filtres peut permettre de suivre l'évolution de composantes de fréquences indésirables susceptibles de masquer certains phénomènes vibratoires que l'on veut surveiller.

Le filtrage joue donc un rôle important dans le conditionnement et le traitement des signaux vibratoires et dans la surveillance des machines tournantes. La réduction de la bande passante (plage de fréquences) se fait grâce à trois types de filtre figure 2.7.

- **Filtre passe-bande**

Un filtre passe-bande ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent dans une plage bien définie, tandis que les autres composantes sont rejetées (figure 2.7a). Par conséquent, L'amplitude vibratoire mesurée ne concerne que la portion du signal correspondant à ces fréquences.

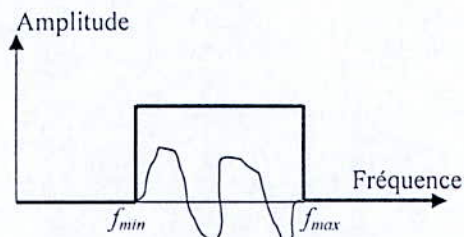


Figure 2.7a Filtre passe-bande

- **Filtre passe-bas**

Un filtre passe-bas ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent en dessous d'une valeur donnée (figure 2.7b).

Ce type de filtre est utilisé, par exemple, pour éviter l'effet de repliement du spectre, dû à une fréquence d'échantillonnage trop faible par rapport à la fréquence maximale du signal.

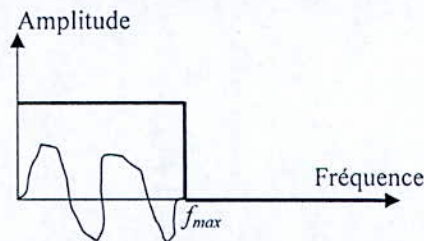


Figure 2.7b Filtre passe-bas

- **Filtre passe-haut**

Un filtre passe-haut ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent en dessus d'une valeur donnée (figure 2.7c).

Ce type de filtre est utilisé, par exemple, pour éliminer la composante continue (fréquence zéro) d'un signal obtenu à partir d'un proximètre.

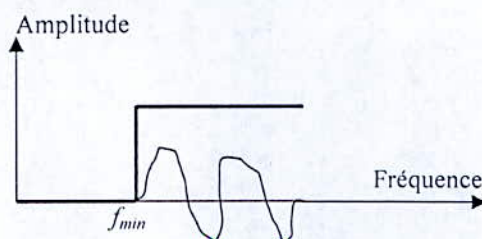


Figure 2.7c Filtre passe-haut

Figure 2.7 Les trois types de Filtre

II.2.2 fenêtrage [BAU01]

Passage d'un axe de temps (ou fréquentiel) infini à un axe de temps (ou fréquentiel) fini (i.e. un support borné).

De nombreuses fenêtres de pondération ont été proposées pour l'analyse spectrale. Ces fenêtres sont utilisées pour limiter (tronquer) la durée temporelle du signal $x(t)$ à analyser. En notant $x(t)$ le signal, $F(t)$ la fenêtre, et $x_{tr}(t)$ le signal tronqué, on obtient la relation suivante:

$$x_{tr}(t) = x(t)F(t) \quad (\text{II.1})$$

et dans le domaine fréquentiel:

$$X_{tr}(f) = X(f) * F(f) \quad (\text{II.2})$$

Pour une même durée temporelle NT_e , on compare les différentes fenêtres essentiellement par leurs propriétés fréquentielles. Idéalement, on aimerait que la troncation du signal en temps ne modifie pas son contenu fréquentiel, c'est-à-dire que $X(f) = X_{tr}(f)$, ce qui suppose que $F(f) = \delta(f=0)$.

II.2.2.1 Fenêtres rectangulaires $F_r(t)$

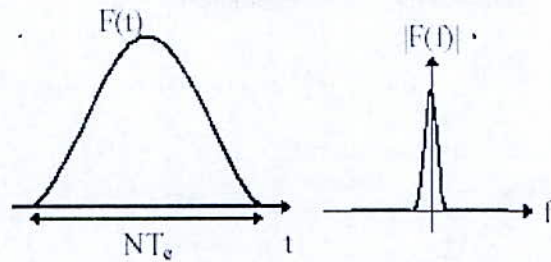
Une fenêtre rectangulaire $F_r(t)$ centrée de durée NT_e s'écrit en temps et en fréquence:

$$\begin{aligned} F_r(t) &= \text{rect}_{NT_e}(t) \\ F_r(f) &= \frac{\sin 2\pi f \frac{NT_e}{2}}{2\pi f \frac{NT_e}{2}} \end{aligned} \quad (\text{II.3})$$

La transformé de Fourier de la fenêtre rectangulaire, présente des lobes secondaires importants qui ne décroissent qu'en $\frac{1}{f}$. Le lobe secondaire le plus haut n'est qu'à -13 dB en dessous de l'amplitude en $f=0$.

II.2.2.2 Fenêtre de Hanning F_H

On pouvait diminuer l'amplitude des lobes secondaires mais en augmentant la bande de transition. On peut encore diminuer l'amplitude des lobes secondaires en augmentant le nombre de fonctions combinées algébriquement. C'est le cas pour la fenêtre de Hanning (voir la figure suivante).



L'expression algébrique de la fenêtre de Hanning est (en notant $T_0 = NT_e$):

$$F_H(f) = \frac{1}{2}F_R(f) + \frac{1}{4}F_R\left(f - \frac{1}{T_0}\right) + \frac{1}{4}F_R\left(f + \frac{1}{T_0}\right) \quad (\text{II.4})$$

$$F_H(t) = \frac{1}{2} \left(1 + \cos\left(2\pi \frac{t}{T_0}\right) \right) \quad \text{pour } t \in \left[-\frac{T_0}{2}, \frac{T_0}{2}\right] \quad (\text{II.5})$$

$$F_H(t) = 0 \text{ ailleurs}$$

L'amplitude maximum des lobes secondaires est alors égale à -44 db (en dessous du lobe principal); ils décroissent en $\frac{1}{f^3}$. Le lobe principal est presque 2 fois plus large que pour la fenêtre rectangulaire.

II.2.2.3 Fenêtre de Hamming F_{hm}

On peut améliorer les résultats obtenus par la fenêtre précédente en modifiant les pondérations de $Fr(f)$, $Fr(f - 1/NT_e)$ et $Fr(f + 1/NT_e)$:

$$F_{hm}(f) = 0.56Fr(f) + 0.22[Fr(f - 1/NT_e) + Fr(f + 1/NT_e)] \quad (\text{II.6})$$

Dans ce cas, la décroissance des lobes secondaires est toujours en $\frac{1}{f^3}$ mais l'amplitude maximum de ces lobes est à -60 db sous le lobe principal.

L'expression temporelle $F_{hm}(t)$ de la fenêtre de Hamming s'écrit:

$$F_{hm}(t) = 0,56 + 0,44 \times \cos(2\pi t / NT_e) \quad -\frac{NT_e}{2} < t < \frac{NT_e}{2} \quad (\text{II.7})$$

$$F_{hm}(t) = 0 \text{ ailleurs}$$

II.2.2.4 Fenêtre de Blackman $F_B(t)$

Pour diminuer encore l'amplitude des lobes secondaires, on peut combiner: $Fr(f)$, $Fr(f - 1/NT_e)$, $Fr(f - 2/NT_e)$, $Fr(f + 2/NT_e)$, $Fr(f + 1/NT_e)$ selon la loi suivante:

$$F_B(f) = 0,42Fr(f) + 0,25 [Fr(f - 1/NT_e) + Fr(f + 1/NT_e)] \quad (\text{II.8})$$

$$+0,08[\text{Fr}(f - 2/NT_e) + \text{Fr}(f + 2/NT_e)]$$

La décroissance des lobes secondaires est en $\frac{1}{f^5}$; l'amplitude maximum des lobes secondaires est -87 db en dessous du lobe principal; Le lobe principal est 2 fois plus large que pour la fenêtre rectangulaire.

L'expression temporelle de la fenêtre est:

$$F_B(t) = 0,42 + 0,5\cos(2\pi t / NT_e) + 0,08\cos(4\pi t / NT_e) \quad -\frac{NT_e}{2} < t < \frac{NT_e}{2} \quad (\text{II.9})$$

= 0 ailleurs.

II.2.3 Échantillonnage [FRA00]

Objectif : passer d'un signal en temps continu à un signal en temps discret qui contient, si possible, la même information.

Nous devons garder à l'esprit le fait que l'acquisition numérique ne doit pas détériorer le signal. On doit conserver au travers de la numérisation l'information utile :

Voix : [0 ; 20kHz] ; Vidéo [0 ; 6MHz]

II.2.3.1 Acquisition des Signaux

Pour transformer un signal analogique en un signal numérique, Figure 2.8 il faut le discrétiser. On va donc prélever régulièrement des échantillons du signal analogique pour le rendre discret et permettre ainsi sa numérisation :

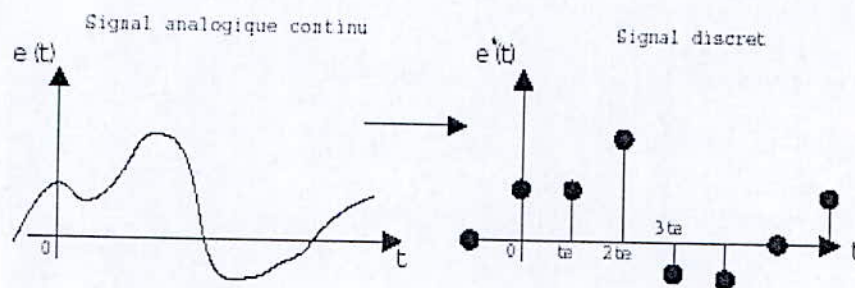


Figure 2.8 Allure d'un signal échantillonné

On prend ainsi des valeurs de $e(t)$ à des intervalles de temps régulier (tous les T_e , période d'échantillonnage) à une fréquence f_c dite fréquence d'échantillonnage, que l'on déterminera par la suite. Suite à cet échantillonnage, on quantifie chaque échantillon par une valeur binaire pour la stocker sur un support numérique.

II.2.3.2 Modélisation de l'échantillonnage

L'opération mathématique associée à cette discrétisation revient à multiplier le signal $e(t)$ par un peigne de Dirac $\delta_{T_e}(t)$:

$$e^*(t) = e(t) \cdot \delta_{T_e} = e(t) \cdot \sum \delta(t - kT_e) \quad (II.10)$$

On peut ainsi calculer la transformée de Fourier du signal échantillonné en utilisant les propriétés liant une multiplication temporelle qui dans l'espace fréquentiel devient un produit de convolution :

$$E^*(f) = \frac{1}{T_e} \sum_{k=-\infty}^{+\infty} E(f - k \cdot f_e) \quad (II.11)$$

Échantillonner le signal $e(t)$ dans le domaine temporel, revient donc à recopier dans le domaine fréquentiel son spectre $E(f)$ tous les f_e .

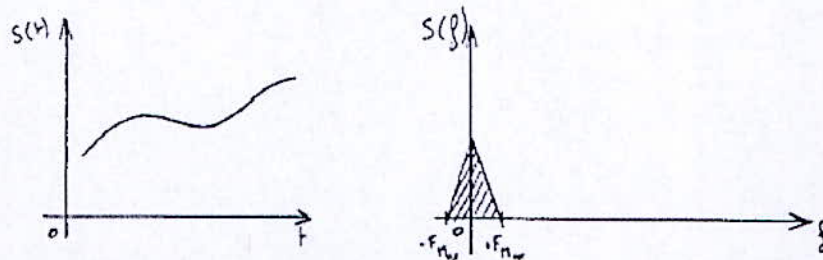


Figure 2.9 Propriétés temporelles et fréquentielles du signal d'entrée

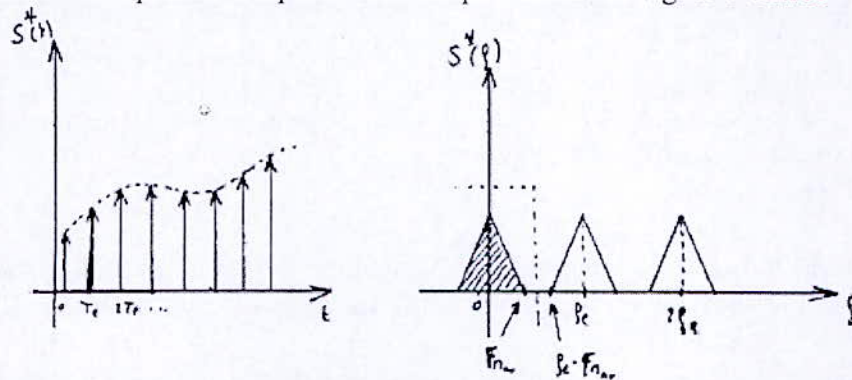


Figure 2.10 Propriétés temporelles et fréquentielles du signal échantillonné

II.2.3.3 Notion de repliement de spectre

On remarquera que si le spectre du signal d'origine à une largeur supérieure à $2f_e$ on a ce qu'on appelle un repliement de spectre. Figure 2.11

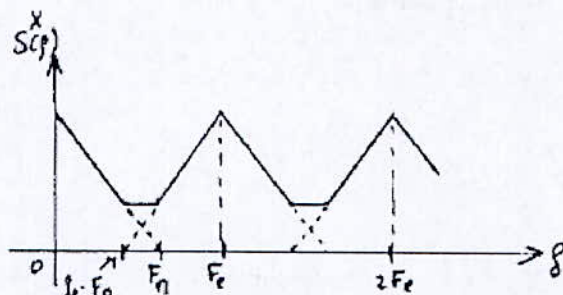


Figure 2.11 Echantillonnage provoquant le repliement de spectre

S'il y a repliement de spectre, il n'est plus possible de retrouver le spectre du signal d'origine. Dans ce cas, l'opération d'échantillonnage modifie les caractéristiques du signal d'entrée.

Ainsi, si l'on ne veut pas perdre d'informations par rapport au signal que l'on échantillonne, on devra toujours respecter la condition : $(f_e \geq 2 f_{\max})$. Condition plus connue par le théorème de Shannon.

II.2.3.4 Théorème de Shannon

On ne peut échantillonner un signal sans pertes d'informations que si :

$$f_{e \min} > 2 f_{\max} \quad (\text{II.13})$$

Dans le cas d'un spectre de largeur infinie (la réalité), il y a donc toujours repliement de spectre. Il est donc nécessaire de filtrer le signal d'origine afin de limiter cet effet de repliement.

Dans la pratique les constructeurs définissent un facteur compris entre 2,5 et 5 mais le plus couramment utilisé est 2,56 d'où $f_{e \min} = 2,56 f_{\max}$.

II.2.3.5 Résolution

Il est absolument nécessaire de connaître les relations qui existent entre la fréquence d'échantillonnage, le nombre d'échantillons, la gamme de fréquence, le nombre de lignes de calcul et la résolution.

La gamme de fréquence commence théoriquement à 0Hz et dépend de la fréquence d'échantillonnage qui détermine la fréquence maximale d'analyse :

$$f_{\max} = \frac{f_e}{2,56} \quad (\text{II.14})$$

Le nombre de lignes de calcul « n » dépend du nombre d'échantillons stockés « N » et respecte la même règle que précédemment :

$$n = \frac{N}{2,56} \quad (\text{II.15})$$

N étant le nombre d'échantillons,

Pour ce qui concerne la résolution, elle est définie par le rapport entre la fréquence d'échantillonnage et le nombre d'échantillons :

$$\Delta f = \frac{f_c}{N} = \frac{f_{\max}}{n} \quad (\text{II.16})$$

II.2.3.6 La numérisation

Chaque échantillon de $V(t)$ est converti en une grandeur numérique par un Convertisseur Analogique Numérique (CAN). Ce convertisseur est caractérisé par un calibre $[V_{\min}, V_{\max}]$ (intervalle de tension convertible) et un nombre de bits n (l'intervalle $[V_{\min}, V_{\max}]$ est découpé en 2^n valeurs numériques différentes) dont dépend la précision de conversion (le saut entre deux valeurs numériques consécutives est $V = (V_{\max} - V_{\min})/2^n$, appelé quantum).

Chapitre 3.

Analyse spectrale

III.1 Généralité

III.1.1 Représentation en fonction de temps [BOU98]

Le signal vibratoire délivré par un capteur est représenté de différentes façons. La première qui vient à l'esprit est la représentation en fonction du temps (représentation temporelle). Cette représentation est d'ailleurs utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ses paramètres de fonctionnement

Ce type de représentation, aisé à exploiter lorsque le signal est simple (par exemple, vibration de type sinusoïdale), devient vite inexploitable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples. Figure (3.1)

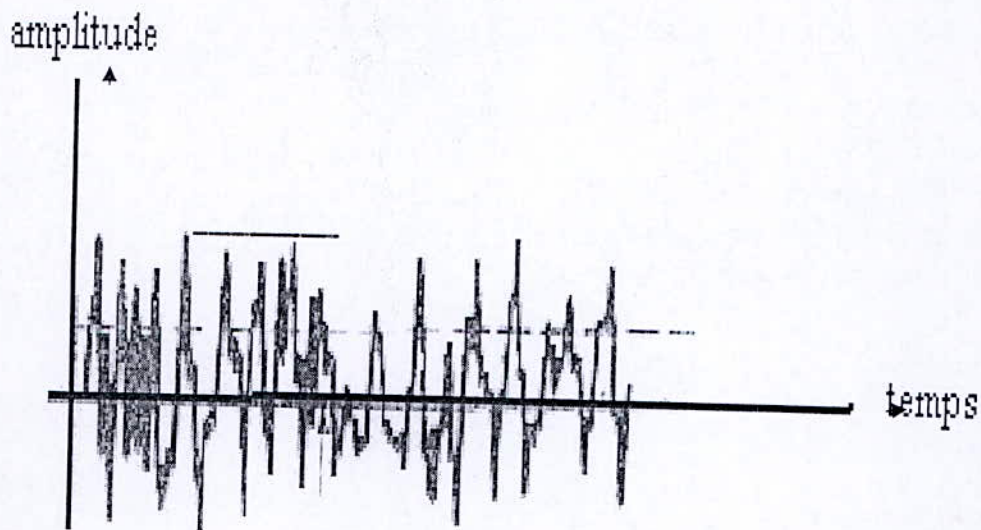


Figure 3.1 Représentation temporelle du signal

Pour qu'il puisse être interprété, le signal doit être décomposé en différentes composantes sinusoïdales élémentaires. Si cette décomposition est théoriquement possible, sa représentation dans le domaine temporel devient vite inexploitable figure (3.2).

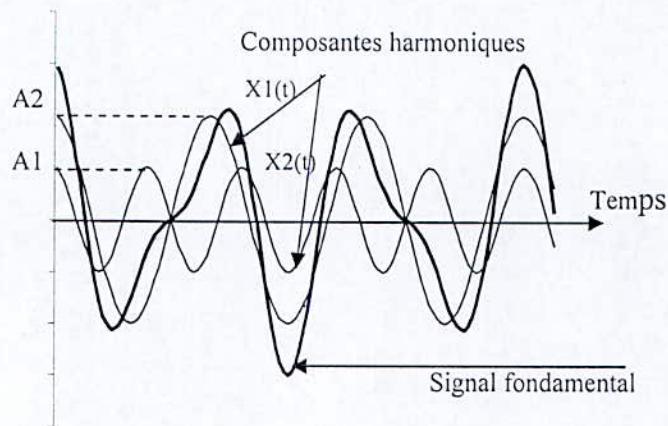


Figure 3.2 Décomposition d'un signal vibratoire en deux composantes harmoniques

II.1.2 Représentation en fonction de la fréquence

Pour représenter le signal vibratoire sous une forme exploitable, on a cherché à le représenter dans un diagramme amplitude–fréquence appelé spectre. Avec ce type de représentation, chacune des composantes sinusoïdales élémentaires du signal est parfaitement définie par son amplitude et sa fréquence. La représentation spectrale du signal en figure (3.2) devient ainsi claire et exploitable figure (3.3).

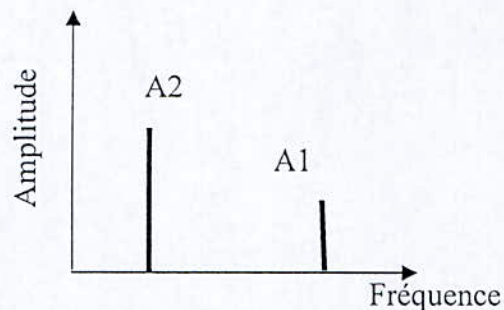


Figure 3.3 représentation spectrale du signal donné en figure 3.2

L'analyse spectrale permet de décomposer un signal complexe en composantes sinusoïdales caractérisées par leur amplitude et leur fréquence.

III.1.3 l'intérêt pratique de l'analyse spectrale

Toute anomalie affectant une machine tournante (balourd, déséquilibre, phénomène de tourbillons d'huile, déformation d'arbre, desserrage de palier, défaut de roulement, anomalie électromagnétique au niveau du stator ou du rotor d'un moteur, engrènement défectueux,...)

se traduit par des vibrations dont les fréquences correspondent aux fréquences d'apparition des forces qui les induisent et à leurs harmoniques (multiples des fréquences d'apparition).

Toutes les machines vibrent, quel que soit le soin apporté à leur fabrication. La mesure globale permet, en se rapportant à des références connues (normes, spécifications du constructeur), de juger si le niveau de ces vibrations est acceptable. Dans le cas contraire, il est important d'en définir la raison, de trouver le phénomène excitateur. C'est le but de l'analyse en fréquence. La mesure globale permet de quantifier le défaut, l'analyse spectrale permet de le qualifier.

Un spectre est un graphe dans lequel sont représentées les amplitudes et les fréquences de toutes les composantes vibratoires élémentaires induites par le fonctionnement d'une machine. Chaque composante est représentée par un segment vertical appelé raie dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée, l'amplitude.

Notons que dans certains cas (raie confondues et dépassant largement du signal,...) nous ne parlons plus de raie, mais de pic.

III.2 Calcul de spectre

Le spectre peut être obtenu par l'application d'une fonction mathématique (transformée de Fourier) qui a la propriété de décomposer un signal complexe en ses différentes composantes élémentaires définies par leur amplitude et leur fréquence et qui permet de passer d'une représentation temporelle à une représentation spectrale (fréquentielle).

III.2.1 Analyse harmonique, série de Fourier [BOU99]

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

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(2\pi kt / T) + b_k \sin(2\pi kt / T)) \quad (\text{III.1})$$

où les coefficients a_0, a_k et b_k ont les expressions suivantes :

$$a_0 = \int_0^{0+T} \frac{1}{T} f(t) dt \quad (\text{III.2})$$

$$a_k = \int_0^{0+T} \frac{2}{T} f(t) \cos(2\pi kt / T) dt \quad (\text{III.3})$$

$$b_k = \int_0^{0+T} \frac{2}{T} f(t) \sin(2\pi kt / T) dt \quad (\text{III.4})$$

L'ensemble des valeurs des coefficients a_k et b_k forment le spectre de fréquences de la fonction $f(t)$. Un formalisme plus simple est possible en utilisant des fonctions exponentielles imaginaires :

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_k \exp(2i\pi kt / T) \quad (\text{III.5})$$

$$C_k = \frac{1}{T} \int_0^{0+T} f(t) \exp(-2i\pi kt / T) dt \quad (\text{III.6})$$

III.2.2 Transformée de Fourier

On peut étendre à des fonctions non périodiques la notion de transformée de Fourier. La fréquence $1/T$ du terme fondamental tend alors vers 0, et les fréquences des différents harmoniques se rapprochent pour donner à la limite une fonction continue de la variable $f=1/T$. La fonction $f(t)$ n'est plus représentée par une somme de composantes de fréquences discrètes, mais par une intégrale sur toutes les valeurs des fréquences f . Figure (3.4) [4] :

$$f(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} F(f) \exp(2i\pi f t) df \quad (\text{III.7})$$

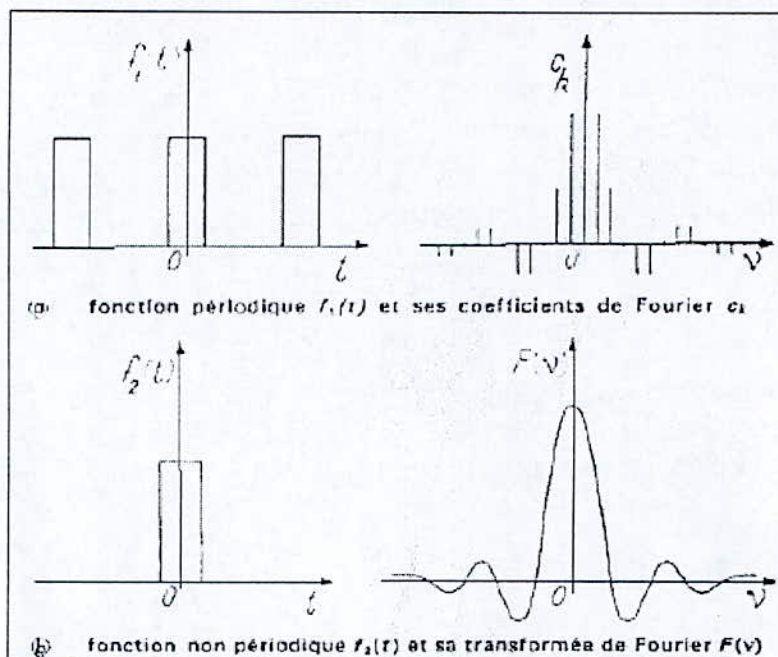


Figure 3.4 (a) Représentation d'un signal périodique et son spectre de raies (série de Fourier) constitué par les coefficients C_k . (b) Pour un signal non périodique le spectre est continu.

Remarques :

$F(f)$, spectre de $f(t)$, est appelée transformée de Fourier de $f(t)$. L'énorme avantage est que $F(f)$ peut se déduire de $f(t)$ par une expression comparable et qui donne les valeurs de C_k lorsque $f(t)$ est périodique

$$F(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \exp(-2i\pi f t) dt \quad (\text{III.8})$$

En général la fonction $f(t)$ est représentative d'un signal non définie par une fonction mathématique simple, elle doit être échantillonnée en des points discret, après cela son spectre peut être calculé en substituant l'intégrale de Fourier (équation (1.1)) par l'algorithme de la transformé de Fourier rapide (FFT), on utilisant les correspondances suivantes :

$$t \rightarrow nt_e \quad f \rightarrow m\Delta f \quad \int_{-\infty}^{+\infty} \rightarrow \sum_{-\infty}^{+\infty} \quad dt \rightarrow t_e$$

On aura :

$$F(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{n=N-1} X(nt_e) \cdot \exp(-j2\pi \frac{k.n}{N}) \quad (\text{III.9})$$

(1.2)

- t_e : représente le pas d'échantillons du signal temporel
- n : le numéro de l'échantillon, de $0 \rightarrow N$
- k : le numéro de la ligne fréquentielle.
- Δf : l'intervalle entre deux lignes fréquentielles (le pas de fréquence)
 $\theta = N.t_e$
- $f_e : \frac{1}{t_e} =$ fréquence d'échantillonnage du signal.

Chapitre 4.

Travail expérimental sur le banc
d'essai

TRAVAIL EXPÉRIMENTAL SUR BANC D'ESSAI

IV.1 Diagnostic

IV.1.1 Introduction

La *surveillance* a pour objectif, tout au moins sous sa forme primaire, de détecter à un stade précoce, l'existence d'une anomalie et d'en suivre l'évolution à partir d'indicateurs (annexe) préalablement définis. Un indicateur de surveillance ne peut être sensible à l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter une machine. Le *diagnostic*, au contraire, doit permettre de statuer sur l'existence d'anomalies, d'identifier sa nature et de préciser sa gravité. Le diagnostic par l'analyse des vibrations est non seulement l'outil de base de la maintenance prévisionnelle, mais aussi du contrôle qualité dans le cas d'un relevé vibratoire d'une installation neuve ou après remise en état.

Pour mieux cerner le concept de diagnostic, il est important de se reporter au sens premier de ce mot couramment utilisé dans le monde médical :

Diagnostic (du grec diagnosis : connaissance) : action d'identifier une maladie (un défaut, une anomalie) à partir d'une analyse méthodique des symptômes présentés par le malade (la machine).

Formuler un diagnostic, c'est identifier des symptômes caractérisés par des indicateurs qualitatifs ou quantitatifs et les relier à des causes. Un diagnostic est en général engagé lorsque des signes jugés anormaux se manifestent. La finalité première de la surveillance est la détection précoce de ces signes anormaux. Mais un diagnostic peut aussi être demandé :

- Pour confirmer un comportement normal et justifier, par exemple, le report d'une révision systématique ou d'un échange standard d'un organe, ou pour s'assurer du bon état vibratoire d'un équipement neuf ou révisé.
- Pour connaître le comportement vibratoire d'une machine pour des conditions d'exploitations nouvelles (augmentation des vitesses de rotation...).

Le diagnostic sera souvent grandement facilité si l'on dispose :

- De la fiche cinématique de la machine, d'un historique des pannes et des modifications apportées à la machine depuis sa mise en service,
- De l'ensemble des valeurs des indicateurs et spectres de base constituant la signature vibratoire initiale de l'installation considérée en bon état.

IV.2 Description du banc d'essai

IV.2.1 Introduction

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 par un banc d'essai, La figure (4.1) représente un banc d'essai complet pour le diagnostic des machines tournantes. Sur ce banc d'essai on peut analyser les différents défauts dues aux:

- Balourd (déséquilibre massique) ;
- Mauvais alignement des paliers et accouplements ;
- Écaillage des roulements ;
- Usure des engrenages.
- Desserrage ou usure des courroies;

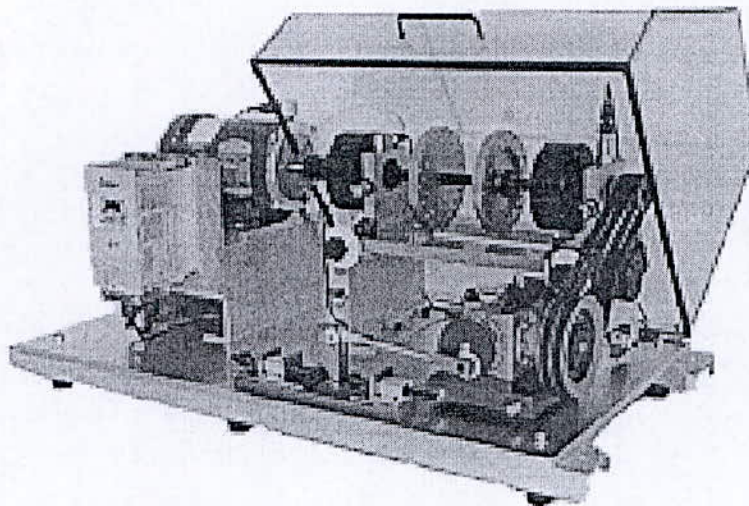


Figure 4.1 Banc d'essai complet [BAN01]

Dans notre étude, nous allons passer en revue certains défauts liés a notre banc d'essais tel que, l'identification de l'état d'usure des roulements, la qualité de l'alignement de l'accouplement et des deux paliers, mais nous prêtons une attention particulière au défaut de balourd du moment qu'il est impossible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité du rotor. Et enfin nous tentons d'équilibrer notre rotor par l'ajout de masses à déférentes positions sur les deux disques et de s'en apercevoir des conséquences. L'occasion est aussi présente pour mettre en évidence la transmission des vibrations des machines tournantes à son environnement de proximité et de mettre un accent sur l'influence mutuelle de l'environnement avoisinant sur la machine en question par l'analyse du spectre recueillis sur le bâti du banc d'essais.

Notre banc d'essais est inspiré d'un modèle universel (rotor de Jeffcot) d'étude et d'analyse des vibrations émanent du déséquilibre massique. Celui-ci est représenté sur la figure ci-dessous.

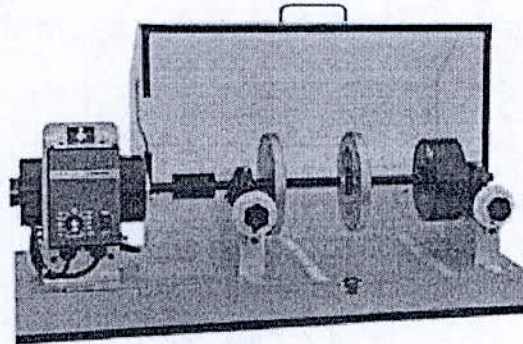


Figure 4.2 Banc d'essai pour étudier le défaut de balourd, dégradations des roulements et le défaut de l'accouplement [BNA02]

IV.2.2 Description

Notre banc d'essai est schématisé par la figure ci-contre :

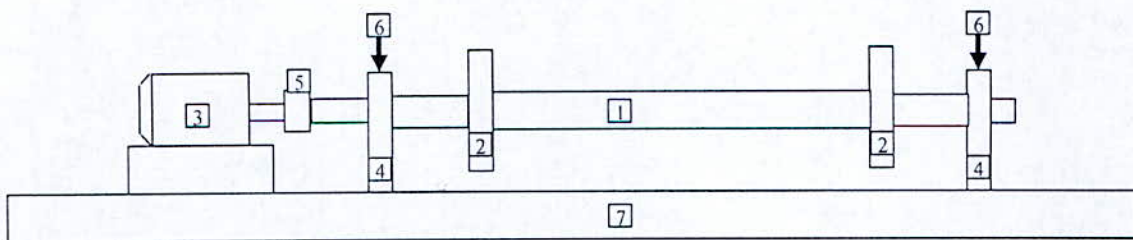


Figure 4.3 Schéma du banc d'essai

Ces différents constituants sont :

- Un rotor constitué d'un arbre (1) en acier E355 ;
- Deux disques (2) en acier E355 percé à la périphérie de 6 trous régulièrement espacés de 60° ;
- Un moteur électrique asynchrone (3) entraîne l'arbre en rotation ;
- Deux paliers à semelles (4) supportant l'arbre de diamètre 20 mm ;
- Un accouplement rigide (5) raccorde entre le moteur électrique et l'arbre ;
- deux accéléromètres (6) placé sur les paliers pour mesurer les mouvements vibratoires des paliers ;
- la structure est montée sur un bâti (7).

IV.2.3 Caractéristiques techniques des différents organes du banc d'essais

- Un moteur électrique asynchrone de puissance 1.85 kW à 1500 trs/mn ;
- Deux disques identiques :
 - diamètre extérieur : $d_e = 88$ mm
 - diamètre intérieur : $d_i = 20$ mm
 - épaisseur : $E_p = 20$ mm
 - masse : $m = 840$ g

Sur la périphérie des disques, on a percés 06 trous de $D = 8$ mm sur lesquels on place les masses d'essai ou de compensation;

- L'arbre :
 - longueur $L = 600$ mm
 - diamètre variant entre 18 et 32 mm
 - masse $M = 2,430$ kg

IV.2.4 Calcul les vitesses critiques

IV.2.4.1 Données d'entrée

Le calcul des vitesses critiques a été effectué par le logiciel **KISSOFT**. Lors de la détermination des vitesses critiques de l'arbre, le poids propre de l'arbre est pris en charge par le software.

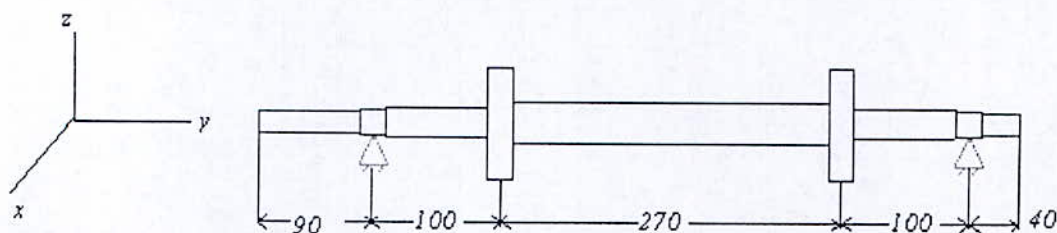


Figure 4.4 système de coordonnées arbre

• Description

Longueur (mm)	600.000
Nombre de tours (vitesse) (1/min)	1500
Sens de rotation: horaire	

• Matériaux

Matériaux	E335
Module d'élasticité (N/mm ²)	206000.000

Facteur de poisson nu	0.300
Poids spécifique (kg/m ³)	7830.000
Poids de l'arbre (kg)	4.11
Moment d'inertie de masse (axe Y) (kgm ²)	0.002
Moment d'inertie GD2 (axe Y) (Nm ²)	0.082
Résistance effective à la rupture (N/mm ²)	570
Résistance élastique effective (N/mm ²)	335

IV.2.4.2 Résultats

Avec indication de la composante en direction Z (Z), direction X (X)

Réactions au bout d'arbre gauche:

Z: 0.000 X: 0.000 (N)

Réactions sur les appuis 1: (Y=90.000 mm)

Z: 21.800 X: 0.000 (N)

Réactions sur les appuis 2: (Y=560.000 mm)

Z: 20.553 X: 0.000 (N)

Réactions au bout d'arbre droit:

Z: 0.000 X: 0.000 (N)

IV.2.4.2.1 Moment de flexion

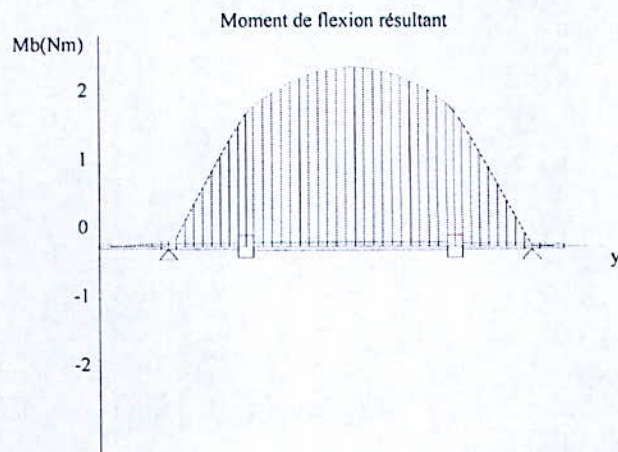


Figure 4.5 Allure du Moment de flexion de l'arbre

Le moment de flexion maximum est $Mf_{\max} = 2.35 \text{ Nm}$

IV.2.4.2.2 Calcul des vitesses critiques de flexion

Résultats

- 1^{ère} vitesse critique à la flexion (t/min) 13336.5
- 2^{ème} vitesse critique à la flexion (t/min) 38139.9
- 3^{ème} vitesse critique à la flexion (t/min) 75093.6
- 4^{ème} vitesse critique à la flexion (t/min) 101831.3

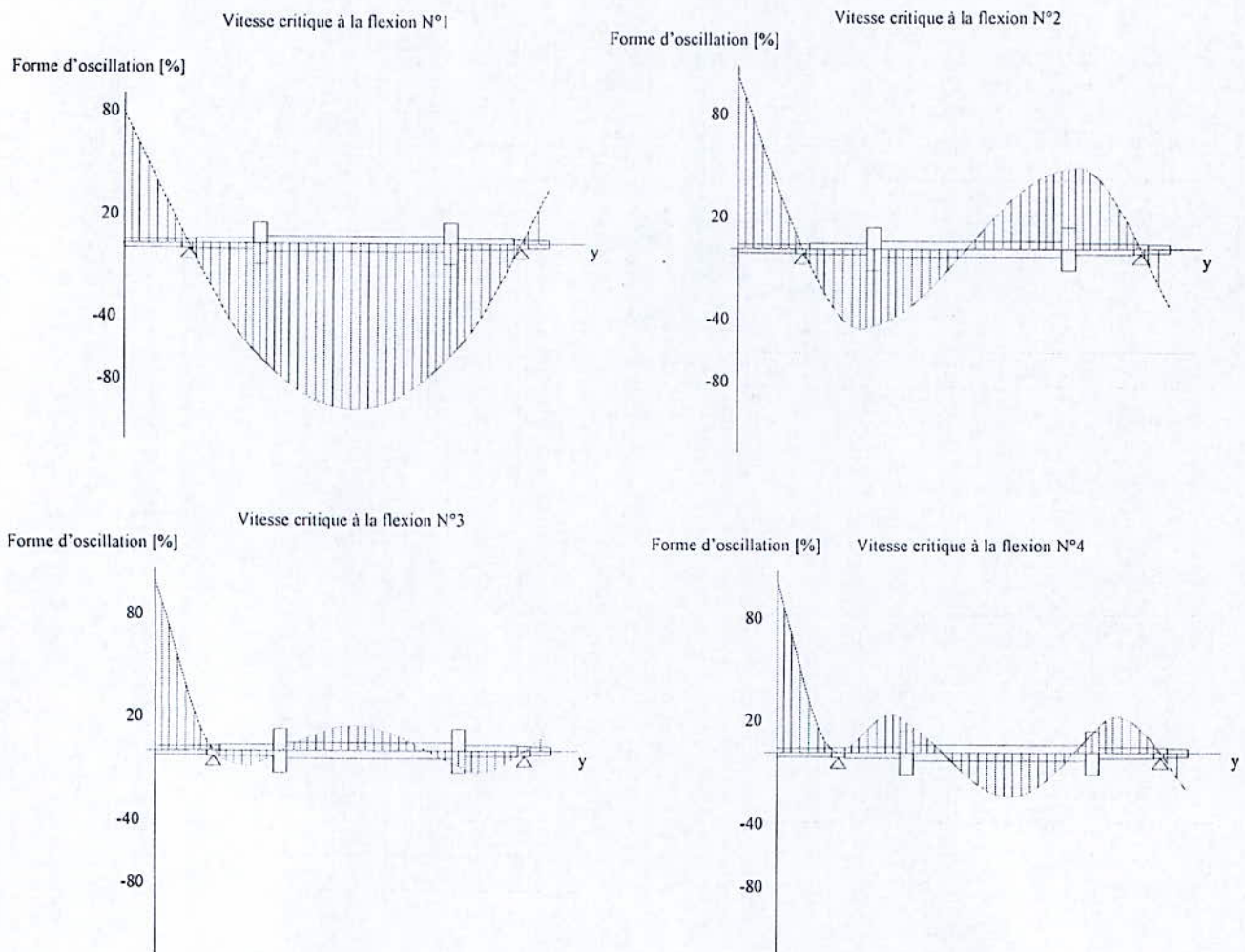


Figure 4.6 Représentation de l'allure des 4 vitesses critiques à la flexion de l'arbre

C'est mieux de connaître les vitesses propres de la structure car elles peuvent être amplifiée. C'est le cas lorsque les fréquences propres des machines coïncident avec les fréquences des efforts (fréquence de rotation, et ses harmoniques, fréquences hydrauliques, etc.). Dans ce cas, contrairement aux idées reçues il n'y a pas toujours intérêt à agir sur la source des efforts, mais plutôt sur la source des ennuis : l'amplification due à une coïncidence de fréquences. Pour ce faire, il sera nécessaire de déterminer les fréquences propres (réponse de la machine) par une excitation de type sinusoïdal ou chocs, et surtout les déformées correspondantes.

IV.3 LA CHAÎNE D'ACQUISITION

IV.3.1 Description des appareils de mesure

La chaîne de mesure est représentée par la figure (4.7)

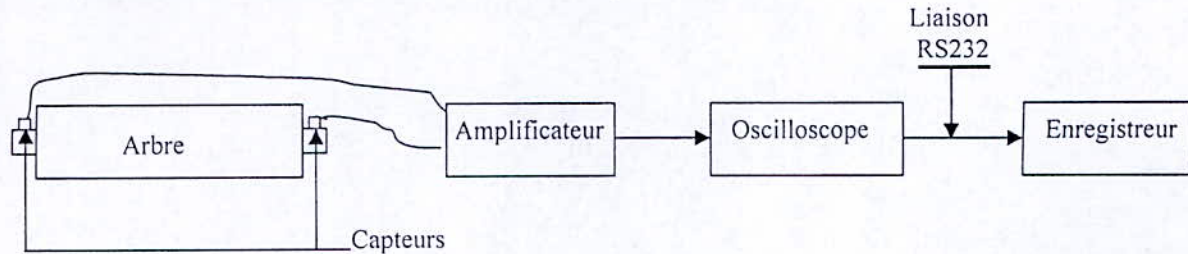


Figure 4.7 La chaîne de mesure

- **Le Capteur**

Le capteur utilisé est un accéléromètre piézoélectrique (qualité de tout matériau pouvant convertir une excitation physique en une charge électrique) type 4371 N° : 1288477

- **L'amplificateur - Conditionneur**

Les signaux électriques issus de capteurs sont généralement de faible niveau. Si l'on souhaite travailler avec une bonne précision, il est nécessaire de les amplifier. Mais cette amplification ne doit concerner que le signal utile. Or ce dernier côtoie bien souvent une tension parasite (souvent du même ordre de grandeur que le signal utile) ainsi qu'une tension de mode commun due au conditionneur associé au capteur. Il faut donc faire une amplification qui élimine ou atténue fortement tout signal ne contenant pas d'information pour ne garder que le signal du capteur.

Les fonctions de cet appareil sont :

- Préamplifier le signal de sortie du capteur
- Limiter la plage de fréquence du signal
- Mise en forme et conditionnement du signal
- Amplifier de nouveau le signal obtenu

L'amplificateur Brüel & Kjaer type 2626 Figure (4.8) présente une gamme de fréquence comprise entre 0,3 Hz et 30 kHz.

L'amplificateur est fixé pour notre cas à :

- une sensibilité de : 755
- un gain de : 10 pC/U
- un filtre compris entre : 0.3 Hz – 30 KHz.

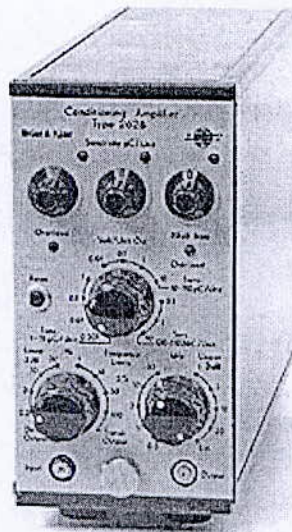


Figure 4.8 Amplificateur et conditionneur Brüel & Kjær type 2626

- **L'oscilloscope**

Notre oscilloscope Philips type PM 3335 dans cette chaîne de mesure effectue les fonctions suivantes :

- La visualisation du signal analogique temporelle après avoir été prés amplifié et mis en forme par le conditionneur.
- Filtrage et amplification du signal de sortie du conditionneur
- Fenêtrage du signal dans une bande de fréquence bien définie
- Échantillonnage et conversion du signal Analogique en Numérique

- **Enregistreur**

Les données sont transférés et sauvegardée dans un ordinateur à l'aide d'une liaison série RS232 sur le port COM1. Une fois le transfert effectué, nous avons procédé au calcul de la transformée de fourrier rapide FFT, pour effectuer l'analyse spectrale.

IV.3.2 Fixation des capteurs

Dans notre cas nous ne pouvons pas usiner les paliers pour y insérer un goujon, c'est donc le mode de fixation par embases magnétiques que nous utiliserons. Figure (4.9).



Figure 4.9 Embase magnétique

IV.3.3 Emplacement des capteurs

Nous avons donc placé les accéléromètres sur les deux palies selon les trois directions pour avoir une image complète des vibrations (en trois dimensions), et sur le bâti selon les deux directions. Et cela se fait sans ou avec Balourd (ajout de masse dans le disque N°1 ou dans le disque N°2). Figure (4.10)

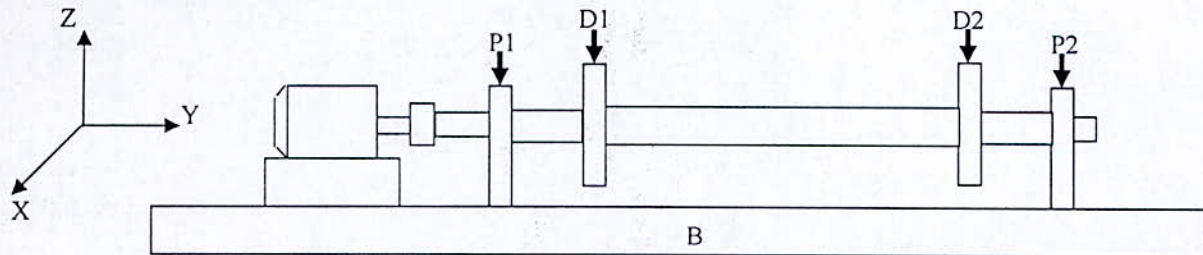


Figure (4.10) Emplacement des capteurs

IV.4 RESULTATS ET INTERPRETATIONS

IV.4.1 Interprétation

Le calcul de la FFT est effectué avec le logiciel **ORIGIN 7.5**, qui permet de choisir la fréquence d'échantillonnage et le type de la fenêtre à appliquer sur le signal temporelle émanant de l'oscilloscope.

Le temps d'acquisition est donné par la formule suivant : $T_0 = 20,4 \times$ unité de calibre. En choisi une unité de calibre de 50 ms pour avoir une quantité condensé d'information sur le signal mesuré.

L'unité de calibre est de 50 ms $\rightarrow T_0 = 20,4 \times 0,05 = 1,02$ s.

- $T_0 = 1.02$ secondes
- $N = 4096$ échantillon
- $T_e = T_0 / N = 2.5 \cdot 10^{-4}$ seconde
- $F_0 = 1 / T_0 = 0.98$ Hz.

La vitesse de rotation est mesurée à l'aide d'un stroboscope. $N = 24.9$ Hz ie 1494 tr/min.

La fréquence de rotation est $f_{rot} = 24.9$ Hz, et ces harmoniques sont tableau (4.1) :

f_{rot} (Hz)	Les harmoniques (Hz)									
24,9	$2^* f_{rot}$	$3^* f_{rot}$	$4^* f_{rot}$	$5^* f_{rot}$	$6^* f_{rot}$	$7^* f_{rot}$	$8^* f_{rot}$	$9^* f_{rot}$	$10^* f_{rot}$	$11^* f_{rot}$
	49.8	74.7	99.6	124.5	149.4	174.3	199.2	224.1	249	273.9
	$12^* f_{rot}$	$13^* f_{rot}$	$14^* f_{rot}$	$15^* f_{rot}$	$16^* f_{rot}$	$17^* f_{rot}$	$18^* f_{rot}$	$19^* f_{rot}$	$20^* f_{rot}$	$21^* f_{rot}$
	298.8	323.7	348.6	373.5	398.4	423.3	448.2	473.1	498	522.9

Tableau 4.1 donne la fréquence de rotation et ces harmoniques

Les paliers à semelles UCP 204 sont munis des roulements à contact oblique de type 6204, tandis que les roulements du moteur sont de type 6205.

Le logiciel ATLAS fournis par le fournisseur SKF de ces roulements permet d'identifier pour chaque type de roulements et en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre, toutes les fréquences des défauts possibles dans un roulement. Nous établirons ci-dessous les différents résultats du programme indiquant les différentes fréquences des défauts :

Désignation du roulement		6204
Diamètre moyen d'évolution	[dm] (mm)	34
Diamètre d'élément roulant	[Dm] (mm)	7.94
Nombre d'élément roulant	[Z]	8
Angle de contact	(degrés)	0
Vitesse bague intérieure	(tr/min)	1494
Code de roulement		1
Type de roulement		Roulement rigide à bille
Diamètre extérieur du roulement	[D] (mm)	47
Diamètre intérieur du roulement	[d] (mm)	20
Nombre de rangées		1
Fréquence défaut bague intérieure	(Hz)	123.2
Fréquence défaut bague extérieure	(Hz)	76
Fréquence défaut élément roulant	(Hz)	100.8

Désignation du roulement		6205
Diamètre moyen d'évolution	[dm] (mm)	39
Diamètre d'élément roulant	[Dm] (mm)	7.94
Nombre d'élément roulant	[Z]	9
Angle de contact	(degrés)	0
Vitesse bague intérieure	(tr/min)	1494
Code de roulement		1
Type de roulement		Roulement rigide à bille
Diamètre extérieur du roulement	[D] (mm)	52
Diamètre intérieur du roulement	[d] (mm)	25
Nombre de rangées		1
Fréquence défaut bague intérieure	(Hz)	134.83
Fréquence défaut bague extérieure	(Hz)	89.27
Fréquence défaut élément roulant	(Hz)	117.4

Le tableau suivant tableau (4.2), donne les harmoniques des défauts de roulements pour le palier et pour les roulements de moteur.

	1 ^{ere} harmonique	2 ^{eme} harmonique	3 ^{eme} harmonique	4 ^{eme} harmonique	5 ^{eme} harmonique	6 ^{eme} harmonique
Défaut bague intérieure (6204)	123,2	246,41	369,6	492,8	616	739,2
Défaut bague extérieure (6204)	76	152	228	304	380	456
Défaut élément roulant (6204)	100,81	201,62	302,43	403,24	504,05	604,86
Défaut bague intérieure (6205)	134,83	269,66	404,49	539,32	674,15	808,98
Défaut bague extérieure (6205)	89,27	178,54	267,81	357,08	446,35	535,62
Défaut élément roulant (6205)	117,4	234,8	252,2	469,6	587	704,4

Tableau 4.2 défaut de roulement et ces harmoniques

IV.4.1.1 Défaut de balourd

Se traduit, dans un plan radial (direction Z) par une vibration dont le spectre présente une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation de l'arbre ; ($f_{rot} = 24,9$ Hz) et des harmoniques notables suivant la (direction X).

Le tableau ci-dessous résume la position de l'amplitude prépondérante des différentes figures suivant la direction Z à la fréquence de rotation.

	Amplitude sans ajout de masse (mg)	Amplitude avec ajout de masse de 35 g (mg)		
		D1	D2	D1etD2
Palier N°1	200	400	105	80
Palier N°2	355	180	160	115

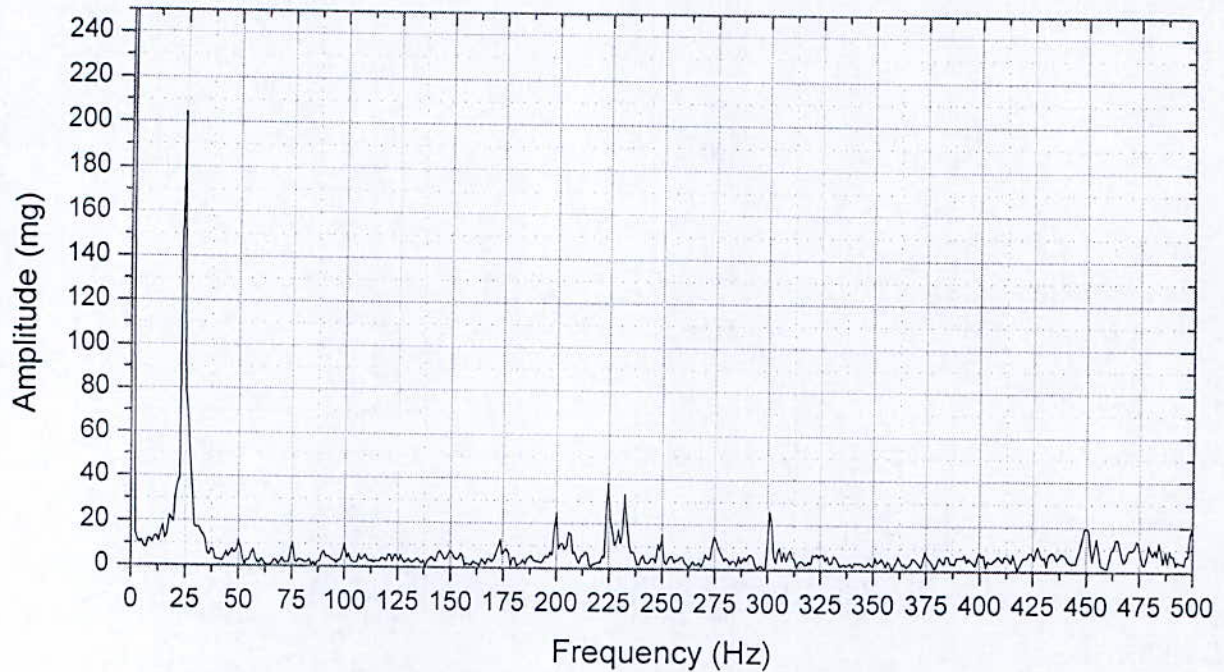


Figure 4.11 spectre vibratoire du palier N° 1 sans ajout de masse suivant Z

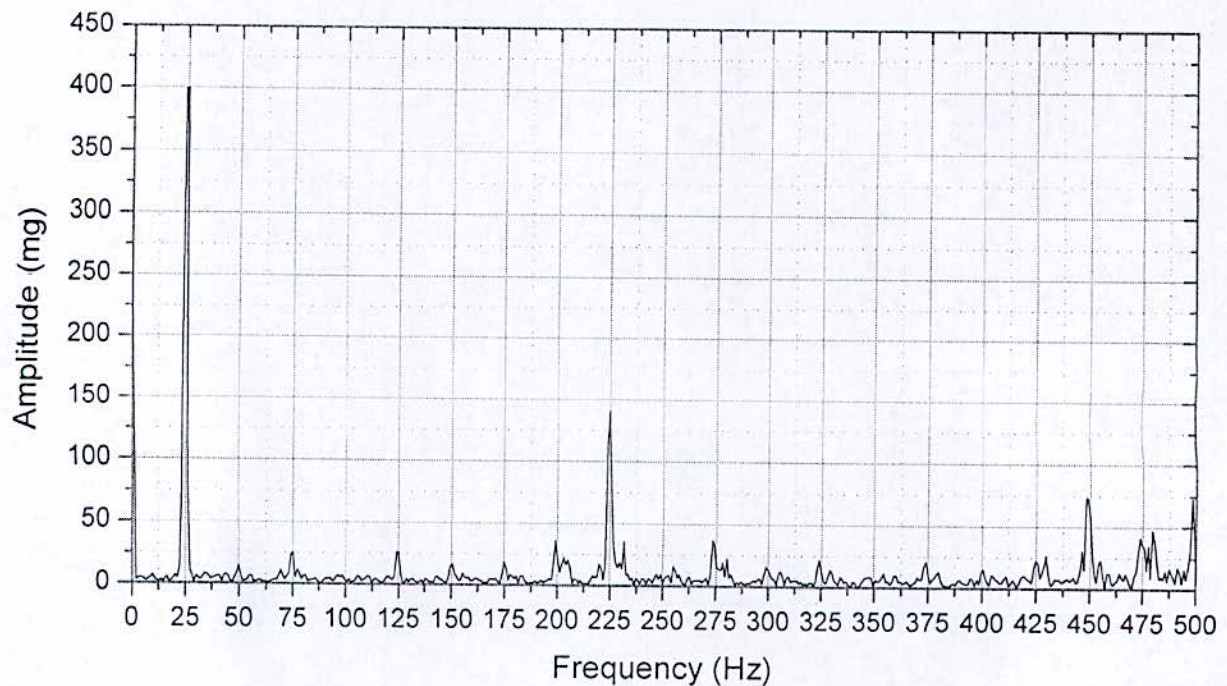


Figure 4.12 spectre vibratoire du palier N°1 avec ajout de masse D1 suivant Z

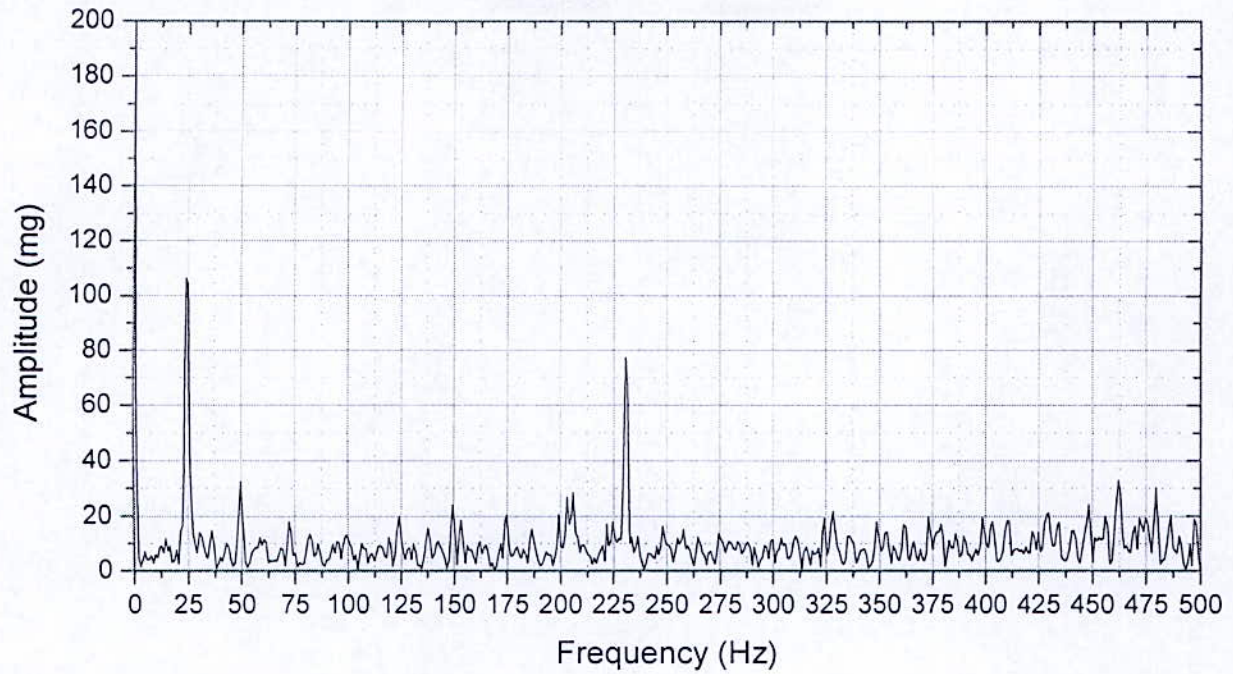


Figure 4.13 spectre vibratoire du palier N°1 avec ajout de masse D2 suivant Z

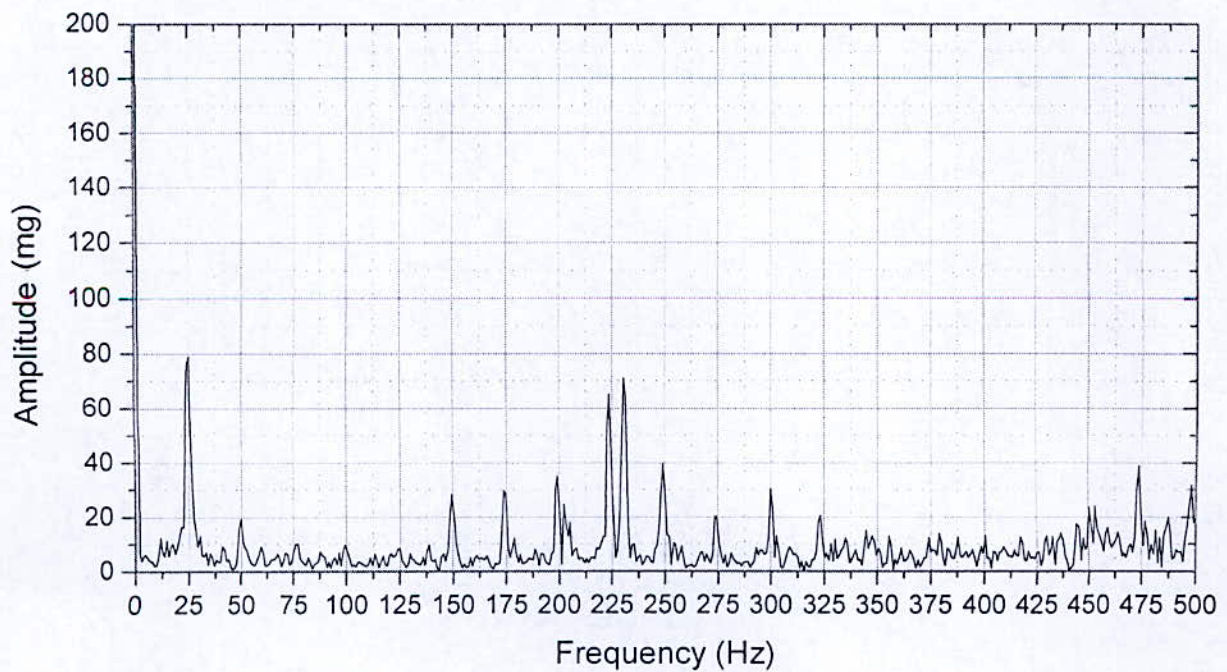


Figure 4.14 spectre vibratoire du palier N°1 avec ajout de masse D1 et D2 suivant Z

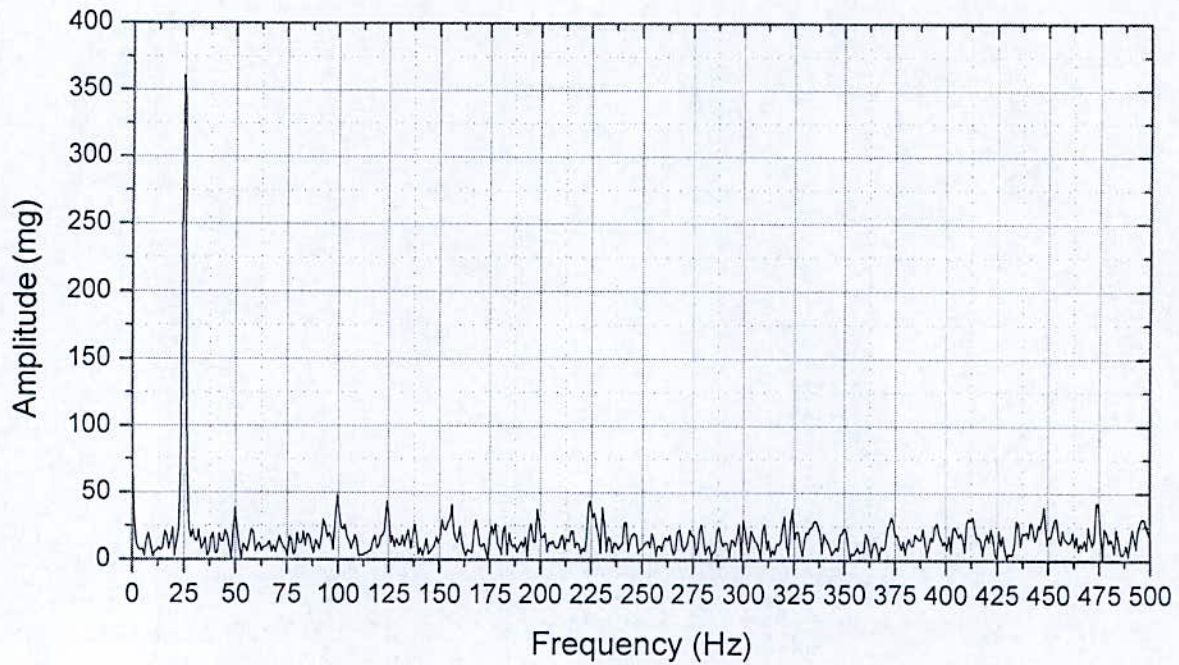


Figure 4.15 spectre vibratoire du palier N°2 sans ajout de masse suivant Z

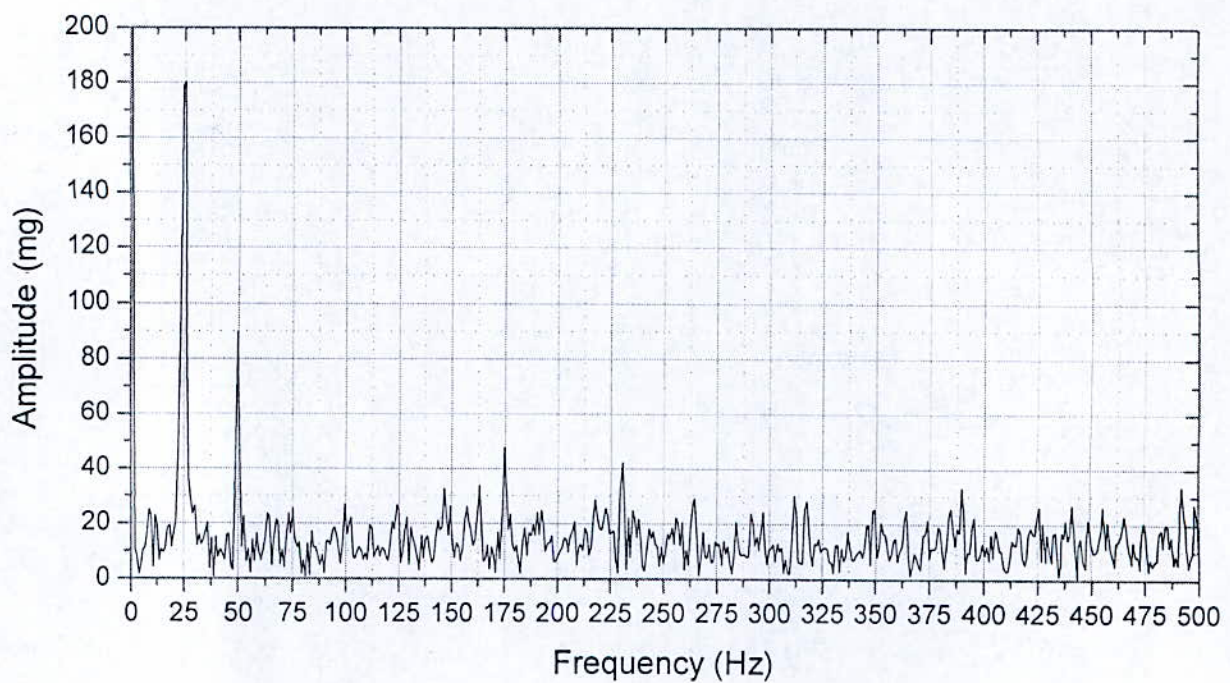


Figure 4.16 spectre vibratoire du palier N°2 avec ajout de masse D1 suivant Z

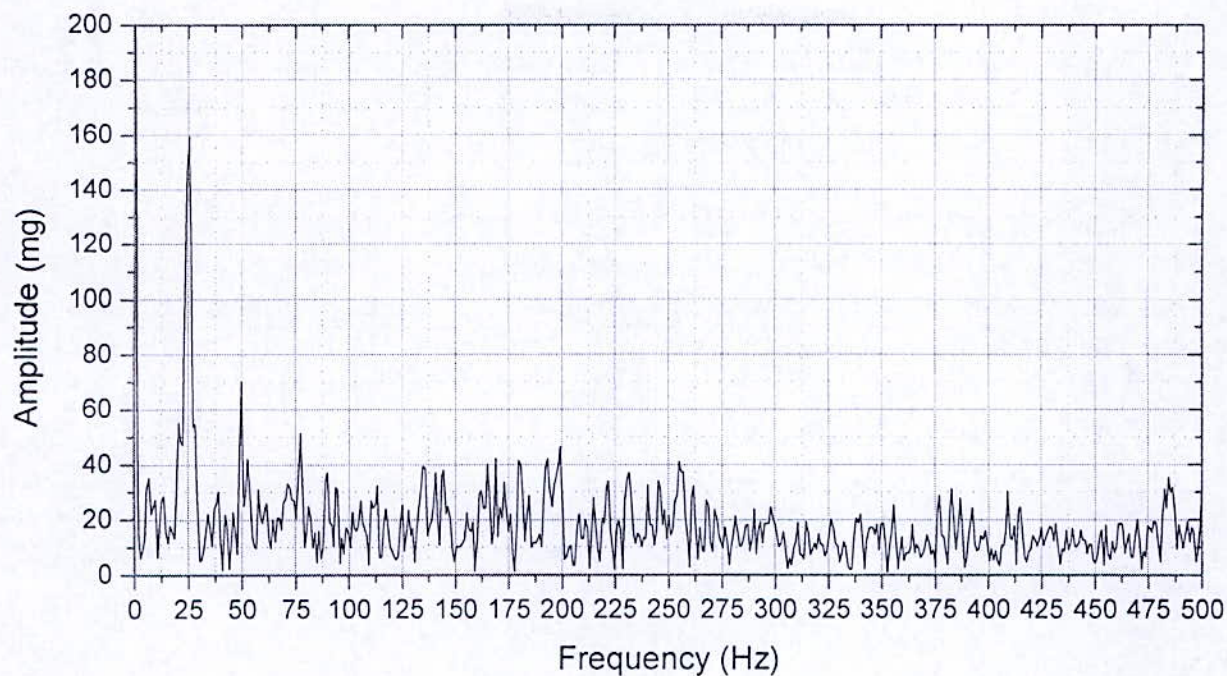


Figure 4.17 spectre vibratoire du palier N°2 avec ajout de masse D2 suivant Z

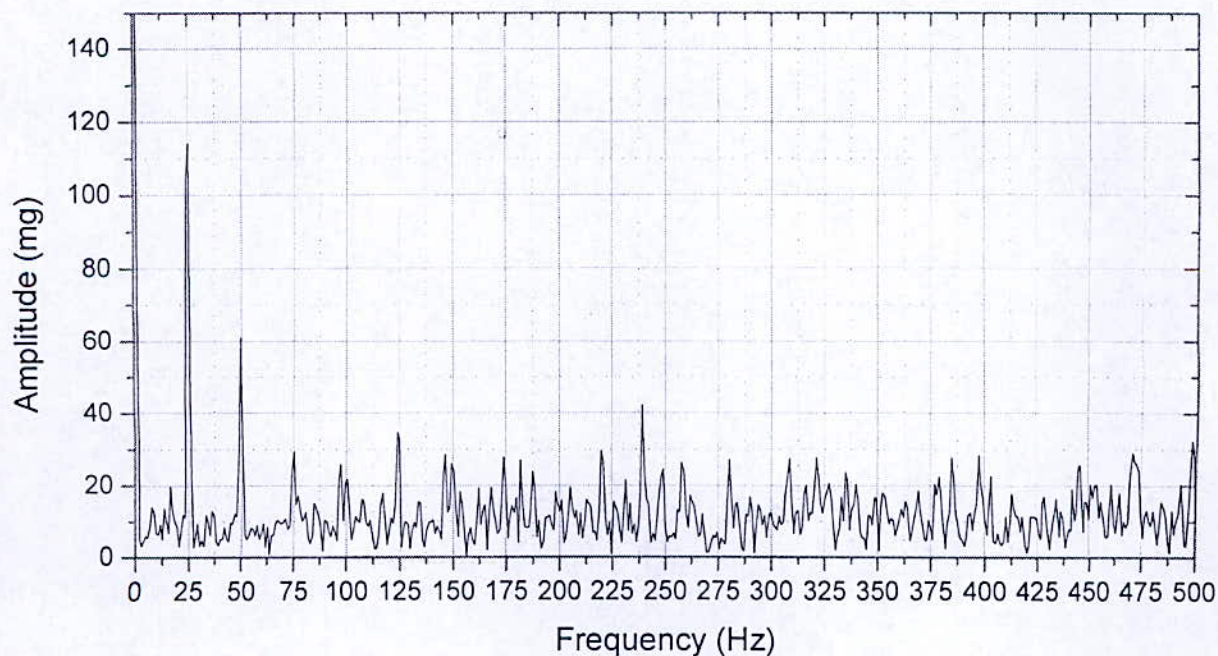


Figure 4.18 spectre vibratoire du palier N°2 avec ajout de masse D1 et D2 suivant Z

Nous remarquons la présence d'une amplitude prépondérante à la fréquence de rotation, ceci nous renseigne sur la présence d'un défaut de déséquilibre massique (Balourd) sur le rotor. Ce défaut a été amplifié lorsque on a ajouté la masse dans le disque N°1, l'amplitude relevée sur le palier N°1 est double de celle que on a relevée sans ajout de masse (200 mg → 400 mg), mais elle a diminué sur le palier N°2 (355 mg → 180 mg).

Nous notons qu'après l'ajout d'une masse dans les deux disques N°1 et N°2 avec un déphasage de 180° entre les deux masses, une diminution de l'amplitude d'environ 150%, relevée sur les deux paliers. Ceci peut nous conduire à conclure qu'on a réalisé un sorte d'équilibrage dynamique sur les deux plans 1 & 2 à la vitesse de rotation.

conclusion:

- L'arbre possède un défaut de balourd (cas sans ajout de masse), ce défaut est due à une non concentricité des éléments consécutifs (arbre et les deux disques). Cette non concentricité est due elle même à un mauvais usinage.

IV.4.1.2 Défaut de roulement

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

Sur les spectres suivants, nous remarquons la présence de nombreuses composantes harmoniques correspondantes aux fréquences caractéristiques des défauts des roulements voir tableau ci dessous.

Cette remarque peut nous emmener à conclure de la présence d'un début d'usure des roulements. Cette conclusion ne peut être confirmée qu'après équilibrage du rotor. Ceci pour éliminer l'effet du déséquilibre massique sur les roulements.

IV.4.1.2.1 Palier N°1 suivant X

Défaut		Sans ajout de masse		Avec ajout de masse					
		Hz	mg	D1		D2		D1 et D2	
				Hz	mg	Hz	mg	Hz	mg
Bague extérieure	228			225	45	228	83	228	55
	304	300	40	300	75	300	90	300	70
Élément roulant	201,6			205	115	205	140	205	80
	302,4	300	40	300	75	300	90	300	70

IV.4.1.2.2 Palier N°2 suivant X

Défaut		Sans ajout de masse		Avec ajout de masse					
		Hz	mg	D1		D2		D1 et D2	
				Hz	mg	Hz	mg	Hz	mg
Bague extérieure	76	75	80	76	<50	76	<50	76	60
Élément roulant	100,8	100	125	100	195	100	85	100	55
	201,6	205	80	205	100	205	140	205	55
	302,2	300	120	300	<50	300	85	300	70

Détails :

- présence d'une amplitude significative relevée sur le palier N°2 à la fréquence 75 Hz → 80 mg pour qui correspond à un défaut d'un élément roulant et une fréquence significative de 100 Hz → 125 mg qui correspond à un défaut de bague extérieure.

NB : pour ce qui est de l'influence du balourd sur les roulements nous remarquons une amplification des amplitudes de ces deux fréquences caractéristiques des défauts par un ajout de masse. Et une diminution de l'amplitude lorsque on a ajouter les deux masse.

Détail :

L'ajout de deux masses a entraîné une diminution de l'amplitude des défaut de bague extérieure et de l'élément roulant cela veut dire que dans le cas on a pas ajouté les deux masses, il y a présence d'un défaut de roulement, mais on réalité ce n'est pas un défaut de roulement (roulement neuf) mais c'est un déséquilibre massique qui amplifié la présence de ce défaut car ce défaut disparaît lorsque on ajouter les deux masses.

Le jugement sur la sévérité du défaut reste le définir selon les normes du constructeur qui défini le seuil d'alerte et le seuil de danger d'un roulement.

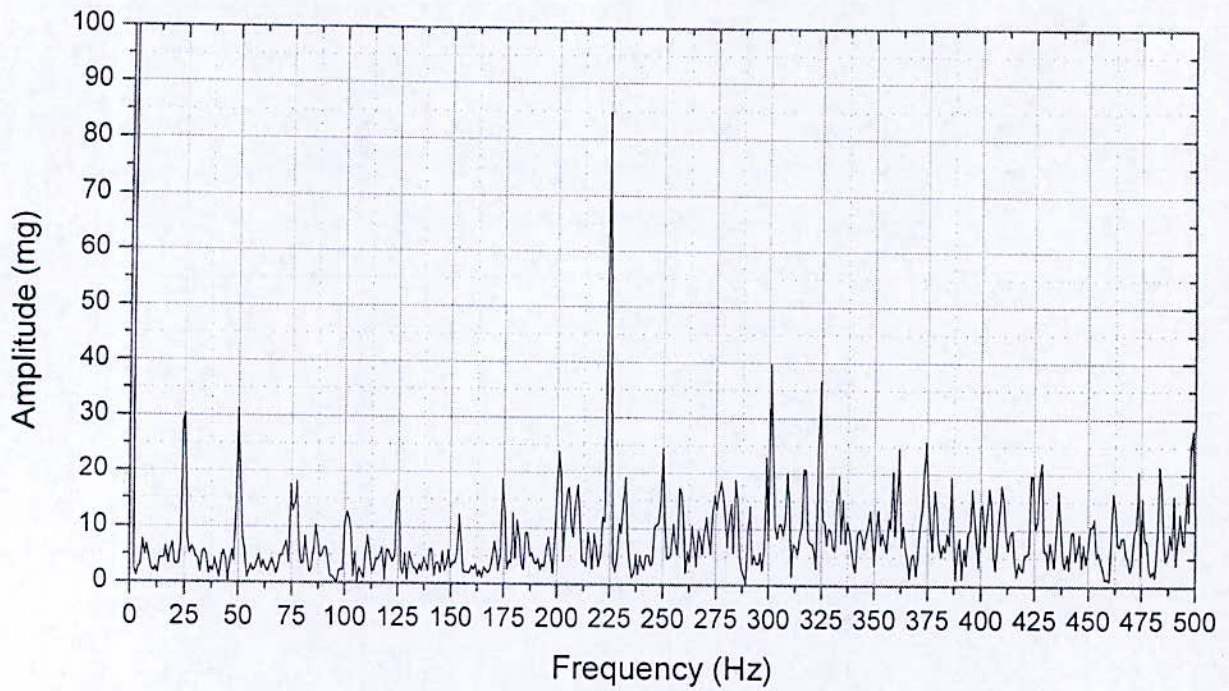


Figure 4.19 spectre vibratoire du palier N° 1 sans ajout de masse suivant X

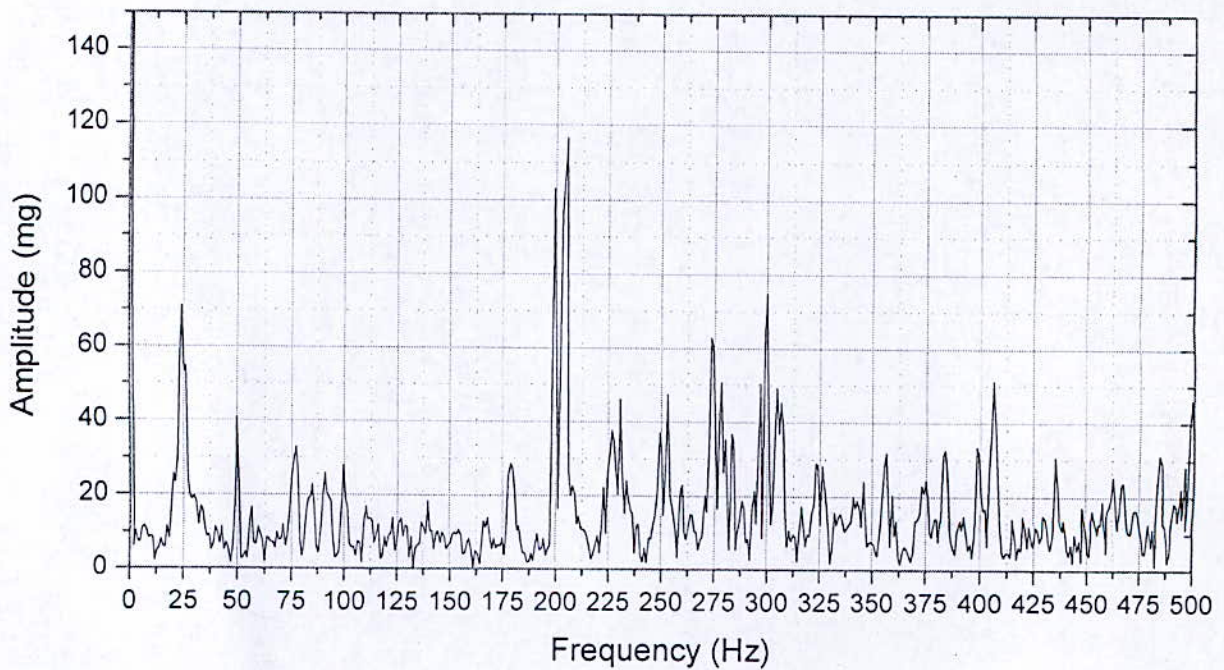


Figure 4.20 spectre vibratoire du palier N° 1 avec ajout de masse D1 suivant X

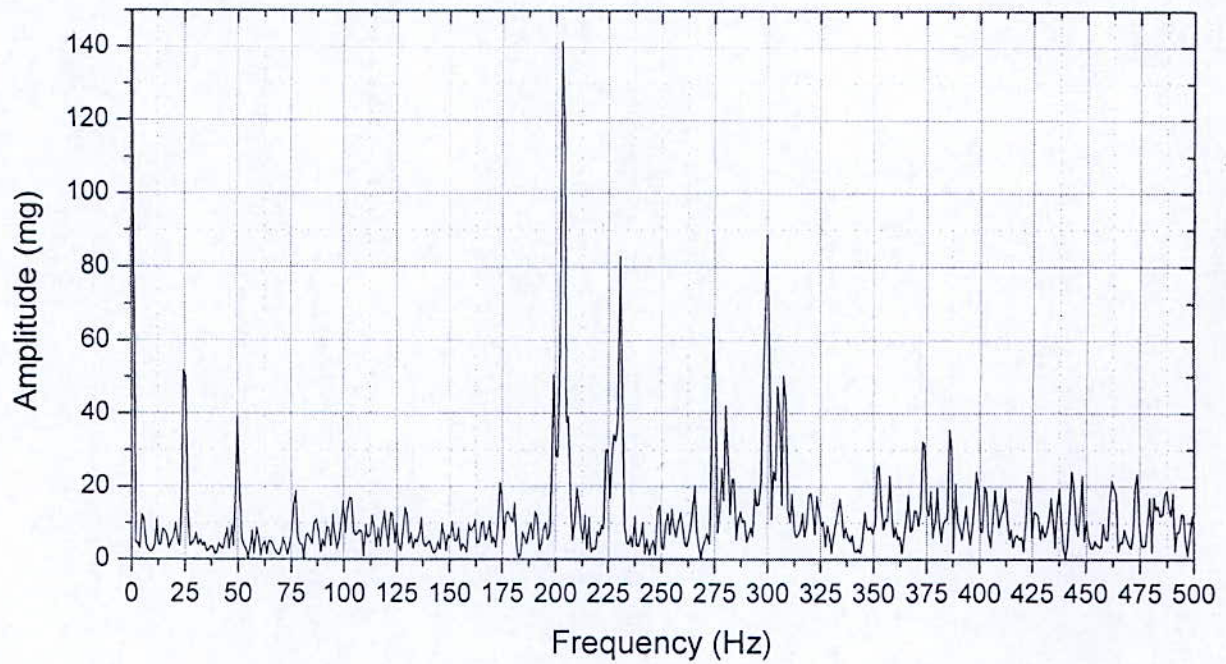


Figure 4.21 spectre vibratoire du palier N°1 avec ajout de masse D2 suivant X

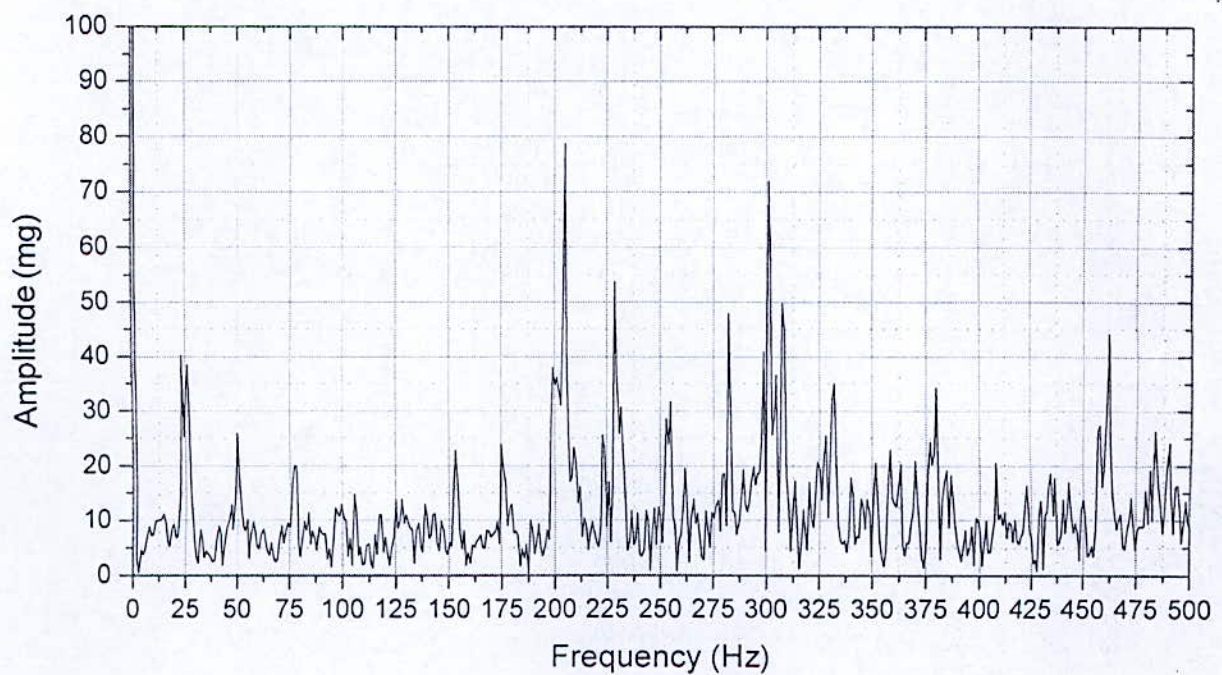


Figure 4.22 spectre vibratoire du palier N°1 avec ajout de masse D1 et D2 suivant X

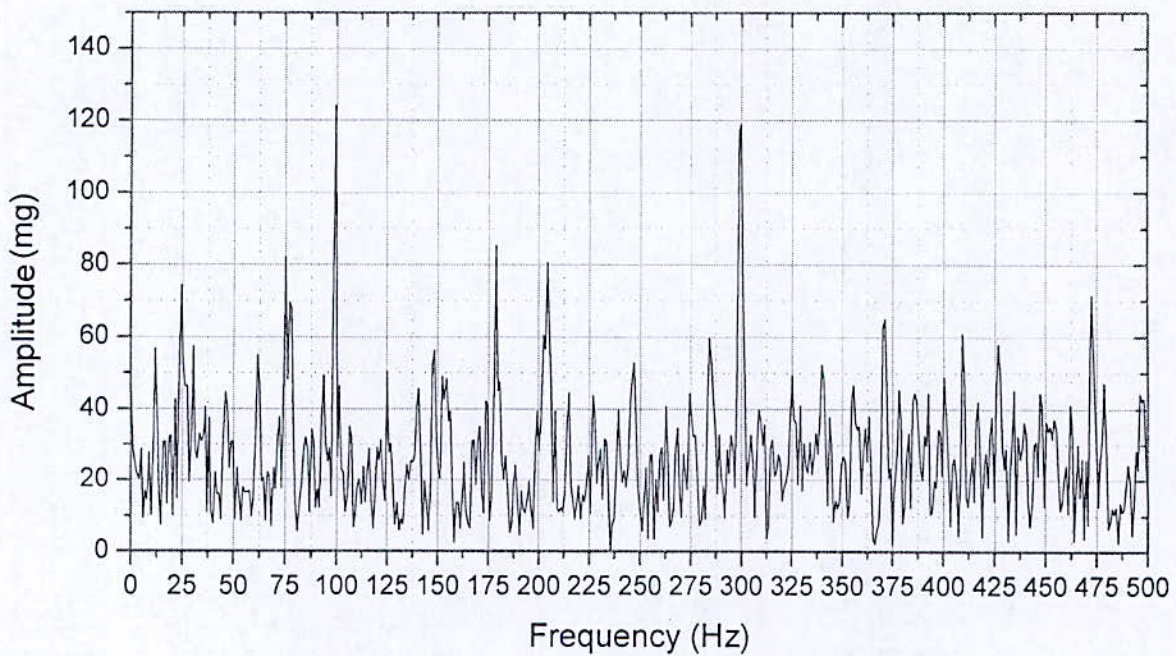


Figure 4.23 spectre vibratoire du palier N°2 sans ajout de masse suivant X

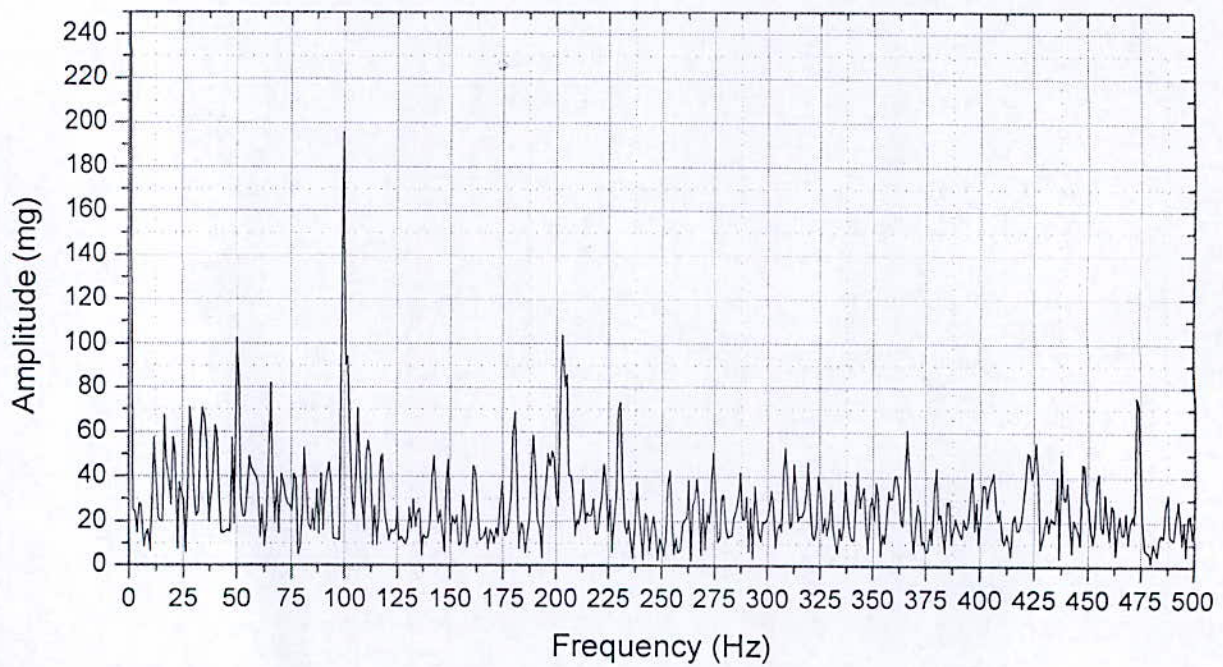


Figure 4.24 spectre vibratoire du palier N°2 avec ajout de masse D1 suivant X

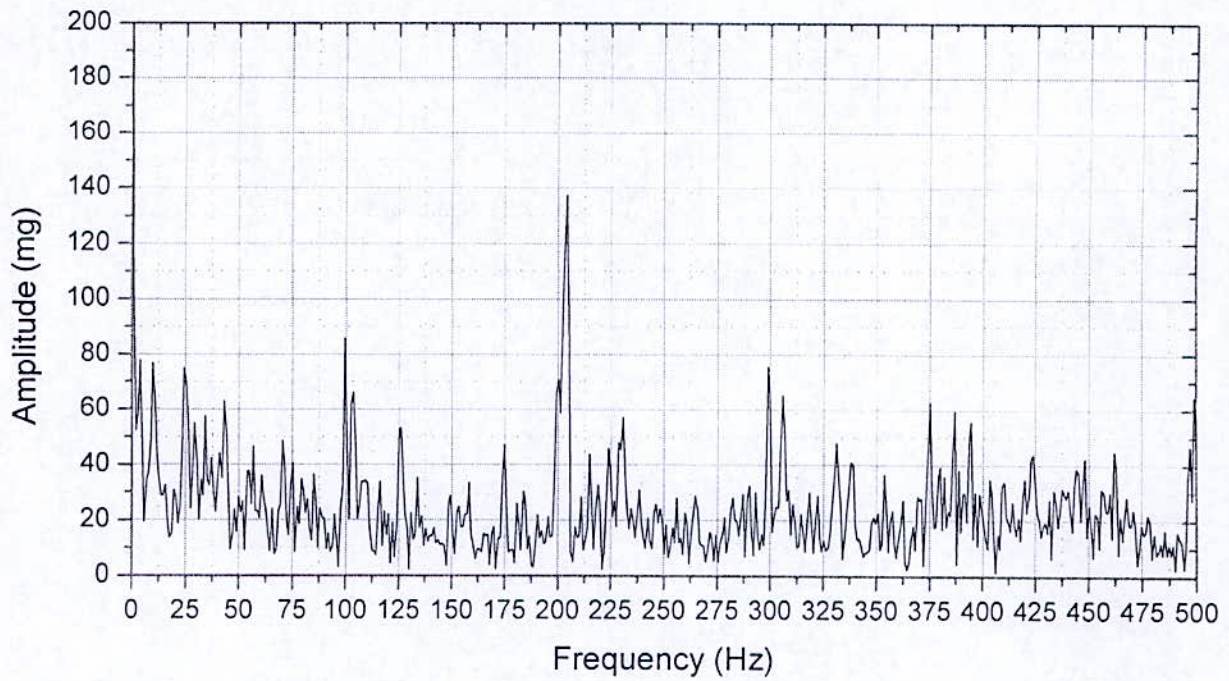


Figure 4.25 spectre vibratoire du palier N°2 avec ajout de masse D2 suivant X

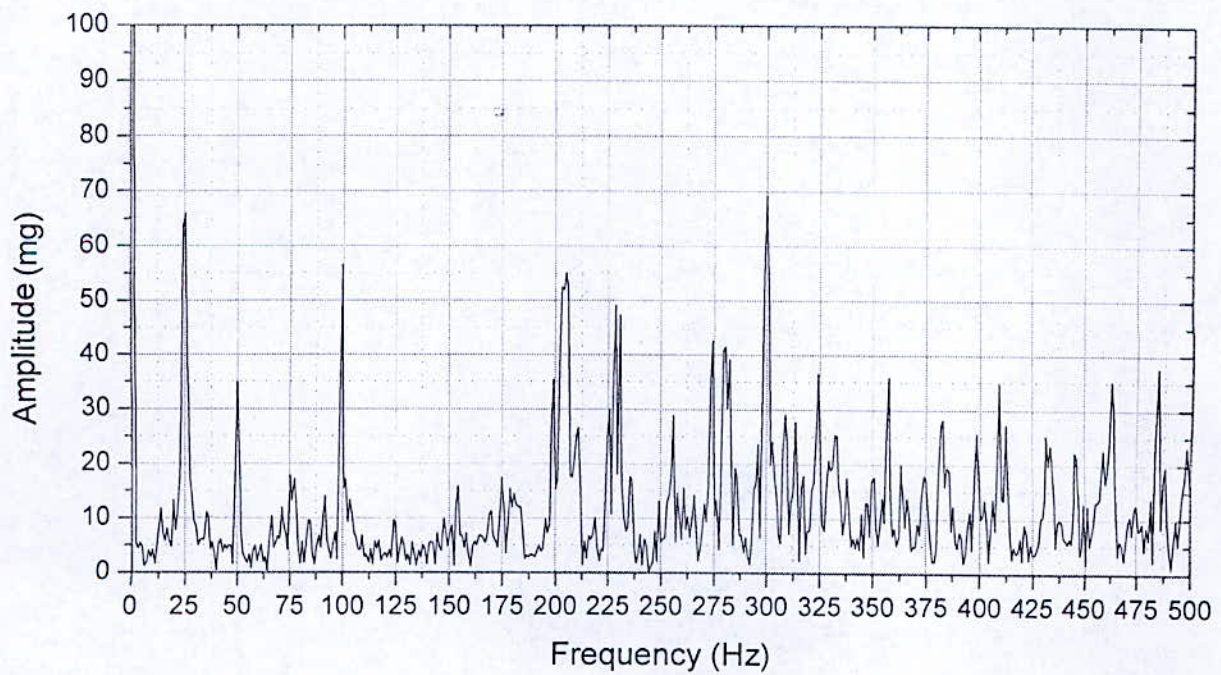


Figure 4.36 spectre vibratoire du palier N°2 avec ajout de masse D1 et D2 suivant X

IV.4.1.3 Défaut de désalignement

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements qui vont entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement, non seulement à son niveau, mais aussi au niveau des paliers.

Ce défaut se manifeste plus souvent par la présence, dans la direction axiale, de composantes dont les fréquences à l'ordre 2,3 et 4 supérieures aux composantes d'ordre 1 dans la direction radiale (horizontale).

		Direction X (radiale horizontale)	Direction Y
Palier N°1	50 Hz	30 mg	40 mg
	75 Hz	18 mg	80 mg
	100 Hz	12 mg	84 mg
Palier N°2	50 Hz	30 mg	95 mg
	75 Hz	80 mg	110 mg
	100 Hz	125 mg	142 mg

Remarquons que d'après le tableau ci-dessus que les composantes des trois premiers harmoniques 2,3 et 4 dans la direction axiale sont supérieurs au trois premiers harmoniques dans la direction radiale horizontale (X), et sa pour les deux paliers, ce qui nous renseigne sur l'existence éventuel d'un défaut de désalignement angulaire.

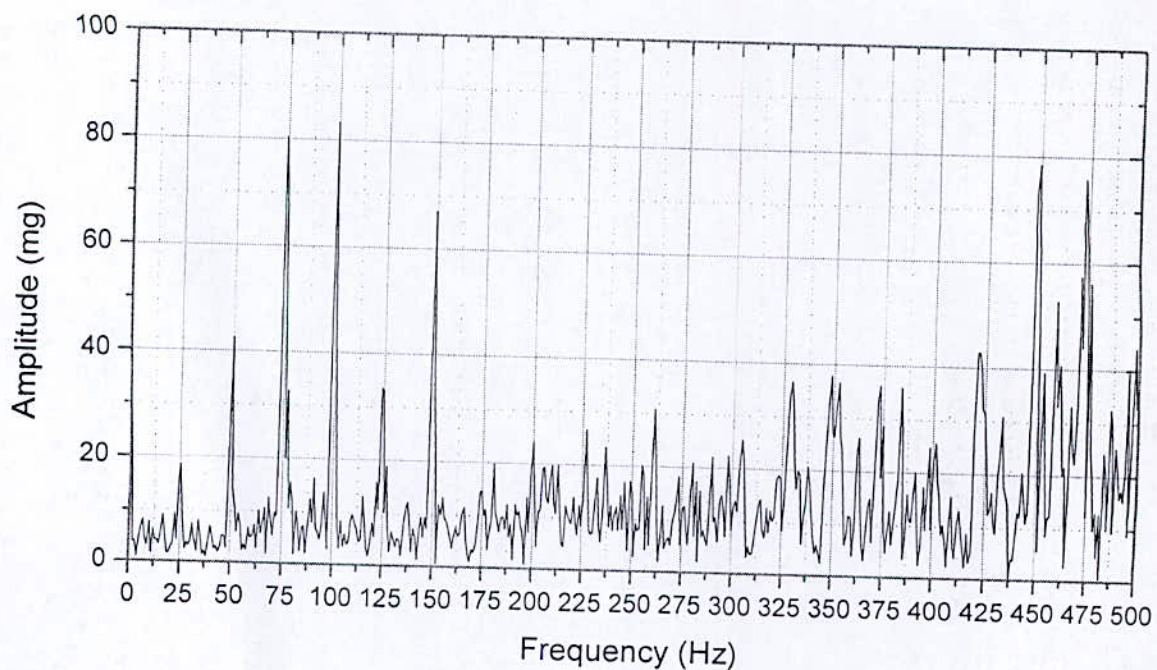


Figure 4.27 spectre vibratoire du palier N° 1 sans ajout de masse suivant Y

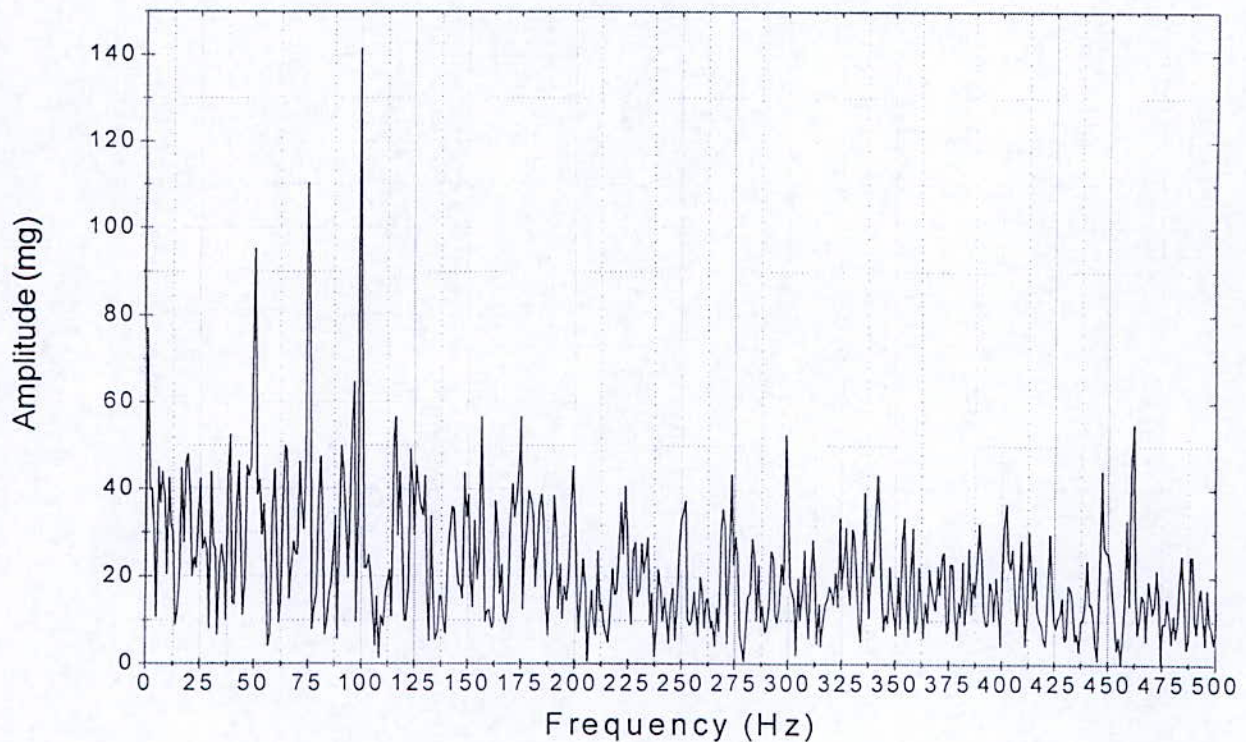


Figure 4.28 spectre vibratoire du palier N°2 sans ajout de masse suivant Y

IV.4.1.4 Bâti

Nous avons effectué des relevés vibratoires sur le bâti et nous avons constaté qu'une quantité non négligeable est récoltée à ce niveau (tableau ci-dessous).

Cette quantité est amplifiée encore davantage lorsqu'on a provoqué un défaut de balourd important. Nous remarquons aussi que la gamme des fréquences concernées est très importante. Cette quantité est par conséquent transmise à la structure environnante. Du même la présence d'autres machines avoisinantes sont susceptibles d'affecter notre machine par de nouvelles sources de vibrations et qui ont pour origine les défauts de ces dernières.

Nous concluons que lors du diagnostic d'une machine quelconque, il est préférable de le faire en éliminant ces sources extérieures nuisibles, ou de les prendre en compte.

N° Figure	Fréquence (Hz)	Amplitude (mg)
Figure 4.19 spectre vibratoire du Bâti sans ajout de masse suivant Z	25	400
	50	25
	75	25
	300	35
Figure 4.20 spectre vibratoire du Bâti avec ajout de masse D1 suivant Z	25	250
	75	28
	100	25
	255	25
Figure 4.21 spectre vibratoire du Bâti avec ajout de masse D2 suivant Z	25	95
	50	20
	205	25
	300	35
Figure 4.22 spectre vibratoire du Bâti avec ajout de masse D1 et D2 suivant	25	135
	100	25
	300	30
	325	25
	475	32

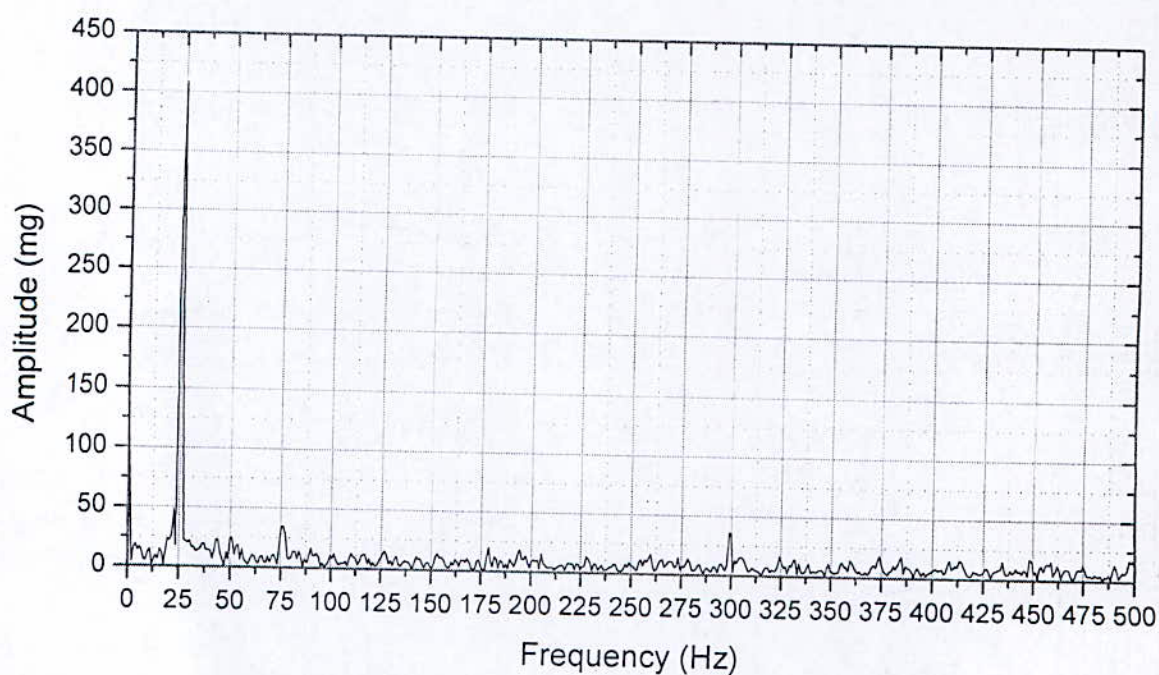


Figure 4.29 spectre vibratoire du Bâti sans ajout de masse suivant Z

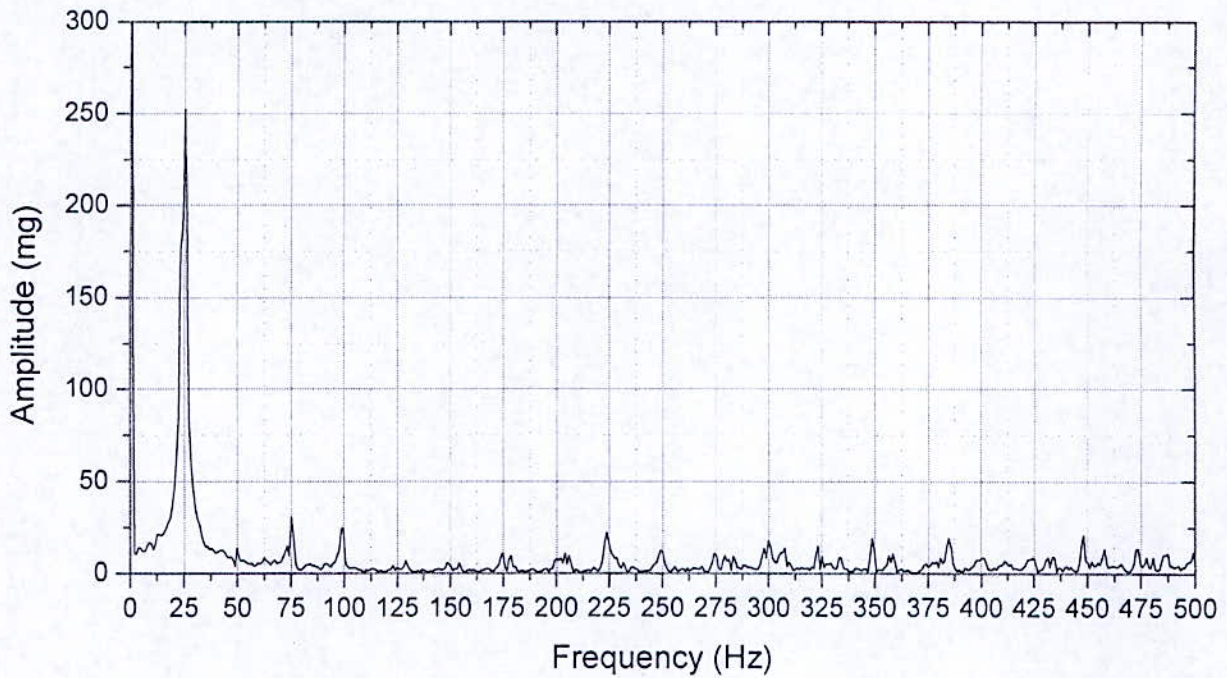


Figure 4.30 spectre vibratoire du Bâti avec ajout de masse D1 suivant Z

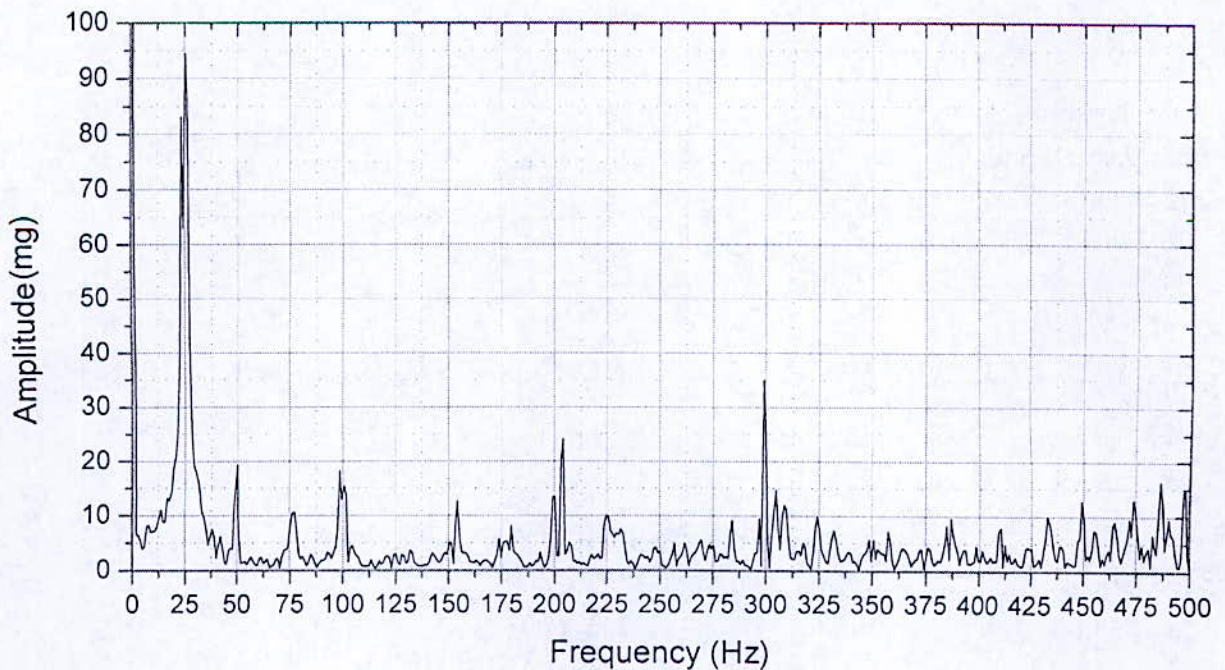


Figure 4.31 spectre vibratoire du Bâti avec ajout de masse D2 suivant Z

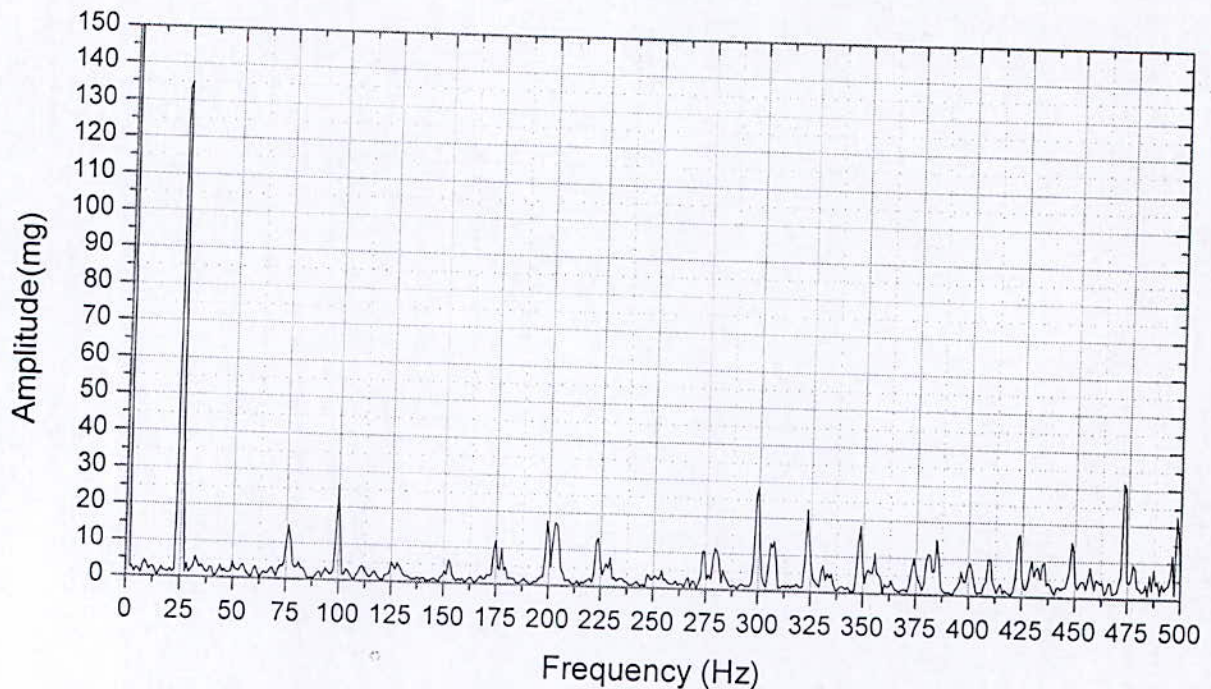


Figure 4.32 spectre vibratoire du Bâti avec ajout de masse D1 et D2 suivant

VI.4.2 Conclusion

La quantité d'information que on peut extraire des différents spectres de notre banc d'essai par la technique de traitement du signal est importante, car elles nous renseignent sur les trois défauts de bases que on a cités à l'introduction à savoir (défaut de balourd, défaut de roulement et le défaut de désalignement), mais elle présente des limites d'interprétation pour conclure avec exactitude l'origine de défaut ; ces limites sont dues :

- au spectre (la résolution $\Delta f = 0,98$), la séparation de deux composantes consécutives nécessite une résolution Δf inférieure ou égale à $1/8$ pour une fenêtre de Hanning ;
- à la méthode elle-même (un pic correspondre aux plusieurs défauts) exemple (palier N°2 suivant X à 100 Hz correspond un pic de 125 mg, ce pic coïncide avec à la 4^{ème} harmonique de défaut de balourd et un défaut de l'élément roulant de roulement 6204).

Pour palier à ces problèmes, nous citons quelques méthodes complémentaires d'analyse spectrale tel que :

- technique de Zoom ;
- détection d'enveloppe.

IV.4.2.1 technique de Zoom

Le zoom est une technique de calcul qui permet d'améliorer la résolution de base, en réduisant la plage d'analyse d'un facteur P et en la centrant autour de la fréquence de la composante que l'on veut analyser d'une manière plus détaillée (fréquence centrale de Zoom).

IV.4.2.2 analyse d'enveloppe

Le but du spectre enveloppe est d'extraire les signaux périodiques de très faible amplitude trouvant à haute fréquence.

- On effectue une observation sur une large bande [0-10 kHz]
- A partir du signal, certains constructeurs utilisent pour leurs diagnostics une valeur représentative qui tient compte de l'amplitude, de la fréquence de l'impulsion et de son contenu énergétique ; cette valeur est exprimée dans une unité appelée BCU (Bearing Condition Unit).

Pour détecter l'enveloppe, il faut d'abord déterminer la zone où se produit l'augmentation du niveau global de vibration

On règle alors un filtre passe bande au centre de celle-ci. La détection des valeurs crêtes sur le signal temporel donne l'enveloppe en fonction du temps. Ce signal possède alors les informations en fréquence et en amplitude, la transformée de Fourier concrétise ces informations en affichant les raies correspondantes aux fréquences des défauts recherchés.

Conclusion Générale

CONCLUSION GÉNÉRALE

Les vibrations engendrées par une machine tournante traduisent les efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. 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 vous avez pu sans doute le constater, l'analyse des vibrations est un outil puissant et complexe, beaucoup plus complexe et beaucoup plus puissant qu'une simple lecture de température. L'analyse des vibrations est sans doute la technique la plus diversifiée, la mieux codifiée et celle qui permet, sur les machines tournantes, d'aller le plus loin dans le diagnostic.

La maintenance des machines par analyse des vibrations est qualifiée de prédictive car elle permet ainsi de mieux gérer les défaillances en intervenant avant la casse, lors d'arrêts programmés, en réduisant le risque d'arrêts de production intempestifs consécutifs à une panne subite.

Le suivi périodique des machines tournantes (2 prestations par an dans la majorité des cas) permettra de réduire les coûts de maintenance, tout en améliorant les conditions de travail.

L'anticipation des pannes permet de planifier et d'effectuer la maintenance avant la panne de la machine, ce qui entraîne :

- la réduction de la durée des interventions et donc la réduction de l'indisponibilité de l'outil de production ;
- l'amélioration de la qualité des interventions ;
- la suppression des interventions réalisées en urgence et à un coût maximum ;
- l'élimination des dommages secondaires ;
- la réduction des stocks et des pièces de rechange.

Les pannes étant anticipées, le service maintenance peut planifier l'intervention, ce qui :

- évite les interventions urgentes et donc stressantes ;
- améliore la sécurité.

Notre cas pratique étudié est en fait une machine en présence d'un défaut (Balourd), très répandue dans les machines tournantes et facile à détecter à l'aide d'une analyse spectrale dans une basse plage de fréquence.

En présence d'un analyseur qui ne présente pas de grande résolution d'affichage, les phénomènes de chocs à hautes fréquences nécessitent d'autres types d'analyses spectrales, entre autre le spectre d'enveloppe pour donner de bons résultats.

Pour que l'analyse des vibrations soit efficace et rentable pour l'entreprise il faut prendre en considération :

- Une pré-étude (dynamique) pour le bon choix des points de mesure.
- Une bonne formation du personnel travaillant sur ce type de maintenance, par ce que l'analyse vibratoire est un outil beaucoup plus puissant et complexe qu'une simple lecture de température.

Ma formation, mon goût pour la mesure et l'instrumentation m'ont aidé dans la mise en place des chaînes de mesures. De plus, ce projet m'a permis de tester ma capacité à appréhender des notions très nouvelles telles que l'analyse vibratoire et à effectuer les différentes étapes d'un tel projet.

Je souhaite vivement que mon projet de fin d'étude « diagnostic des machines tournantes » aura pu éclairer le lecteur et le convaincre que la principale difficulté réside aujourd'hui dans le choix des techniques d'enquête à mettre en oeuvre, en fonction du risque encouru et de la fiabilité recherchée.

Bibliographie

BIBLIGRAPHIE

- [AUG01] AUGEIX D., -Techniques de l'Ingénieur - Traité Génie mécanique – Analyse vibratoire des machines tournantes. BM 5 145, vol BD 2 janv. 2001.
- [BAN01] <http://www.spectraquest.com/products/abvtbig.html>.
- [BAN02] <http://www.spectraquest.com/products/abvtbig.html>.
- [BIG95] BIGRET R. FERON J.-L. Diagnostic, Maintenance et disponibilité des machines tournantes- MASSON- 1995.
- [BOU98] BOULENGER A., CHRISTIAN P., Surveillance des Machines Tournantes par Analyse des Vibrations, AFNOR, 2^{ème} tirage 1998.
- [BOU99] BOUCHAREINE P., CONNES J., DELOUIS H.- Techniques de l'Ingénieur – Traité Analyse et Caractérisation – Théorie et traitement numérique des signaux donnés par les appareils analytiques. PE 205-3. Janv. 1999
- [BOU01] BAUDOIN G., BERCHER J.F., - Transformer de Fourier Discrète -, Novembre 2001. Version 0.1.
- [CHE95] CHEVALIER R., BIGRET R., KARAJANI P., VIAVIARD S., Equilibrage des machines tournantes par coefficients d'influence à l'aide de modèle numériques, Revue français de numérique, 1995, N°4.
- [FRA00] FRANÇAIS O., - Cours d'électronique (CAN- CNA- Capteur- échantillonnage)- 2000.
- [HUO01] HUO Y., IOANNOU P. A et MIRMIRANI M., Fault-Tolerant Control and Reconfiguration for High Performance Aircraft : Review, CATT Technical Report, Air Force of scientific Research, 2001.
- [MAQ00] MAQUIN D. et RAGOT J. Diagnostic des systèmes linéaires, Hermès Science Europe, 2000.
- [MES03] MESURES 757. - Guide d'Achat- La surveillance des machines tournantes septembre 2003.
- [MOR99] MOREL J., -Techniques de l'Ingénieur - Traité Mesures et Contrôle – Surveillance vibratoire et maintenance prédictive. R6100. 1999.

Annexe

Notations communément employées

Acc est l'accélération enregistrée par le capteur fixé sur la machine surveillée. Les principaux paramètres sont définis sur la Figure 28. On retrouve le même vocabulaire, abréviations et formules pour les grandeurs vitesse et déplacement. Ainsi $Acc_{eff}[10-1000 \text{ Hz}]$ désigne la grandeur accélération efficace – réduite aux phénomènes dont la fréquence est comprise entre 10 Hz et 1000 Hz (se produisant entre 10 et 1000 fois par seconde) – de la vibration enregistrée.

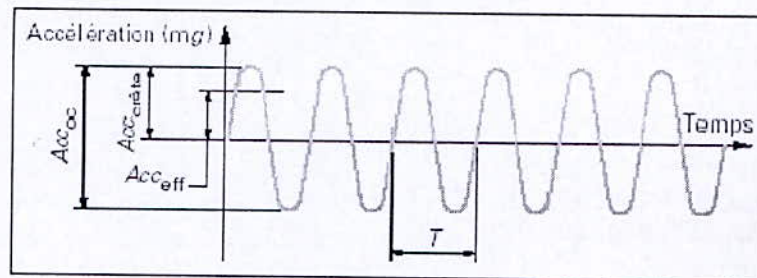


Figure 28 : Vocabulaire communément employé.

Pour un signal harmonique comme sur l'accélération efficace notée Acc_{eff} , peut être déduite par l'expression suivante :

$$Acc_{eff} = \frac{Acc_{crête}}{\sqrt{2}}$$

Pour un signal de vibration complexe, il n'y a pas de relation simple entre la valeur de crête et la valeur efficace. Acc_{eff} donnée par :

$$Acc_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}$$

où « a » représente l'amplitude instantanée et « T » la durée d'analyse du signal.

Surveiller une machine nécessite de procéder au choix préalable d'un certain nombre d'indicateurs. Un indicateur de surveillance est issu d'un paramètre ou d'une grandeur dont l'acquisition est faite le plus souvent possible en fonctionnement. Un indicateur doit, par définition, caractériser l'état ou les performances d'une machine. Son évolution dans le temps doit être significative de l'apparition ou de l'aggravation d'un défaut. La température d'un palier, le bruit, le spectre ou la forme du courant d'alimentation d'un moteur sont autant d'indicateurs susceptibles de représenter l'état d'une machine et d'en suivre l'évolution dans le temps.

Selon la complexité de la machine surveillée, selon son caractère « stratégique » pour la production, selon la production, selon les défauts qu'on veut suivre et selon la fiabilité désirée on choisira de :

- suivre les indicateurs de déplacement, vitesse et accélération :
 - en mode globale « large bande »,
 - en mode globale par bandes de fréquences ;
- suivre la forme spectrale des indicateurs par comparaison au gabarit (spectre BPC);
- suivre uniquement les indicateurs spécifiques aux roulements.

1. Niveaux globaux (NG)

La surveillance par niveaux globaux offre des possibilités d'investigations limitées. Les niveaux globaux sont des indicateurs scalaires plus ou moins sensibles à un nombre important de phénomènes. Sur une machine dont le niveau vibratoire normal est relativement haut, le développement d'un défaut mécanique peut être masqué par le « bruit de fond ». Le niveau global mesuré ne réagit alors pas à ce défaut, du moins pas à un stade précoce de son développement.

La surveillance par niveaux globaux ne peut donc convenir que dans le cadre d'une politique de sécurité. Elle permet de détecter un fonctionnement anormal et de déclencher un arrêt avant la panne des installations. En aucun cas on ne pourra identifier la cause de ce fonctionnement anormal ni optimiser la maintenance des machines avec un tel outil.

1.1 En mode globale « large bande »

Ce sont les amplitudes efficaces des indicateurs qui sont mesurées. Le niveau globale NG est tel que :

$$NG = \sqrt{a^2 + b^2 + c^2 + \dots}$$

avec a,b,c,... les amplitudes respectives des composantes A,B,C....

1.2.1 En mode globale basses fréquences (signal de grande énergie)

Déplacement crête-crête entre 10 et 1 000 Hz :

$$D_{cc} [10-1\ 000\ \text{Hz}] \text{ (en } \mu\text{m)}$$

C'est l'indicateur préconisé par l'API (American Petroleum Institute). Il est utilisé par tout industriel intervenant dans la pétrochimie et est sensible aux phénomènes dits (basses fréquences) Le niveau acceptable maximal est donné, quelle que soit la machine, par la formule suivante :

$$D_{cc\max} = 25,4 \sqrt{\frac{12000}{N}}$$

avec N vitesse de rotation (tr/mn),
D_{cc} Déplacement crête-crête (en μm).

1.2.2 Vitesse efficace entre 10 et 1 000 Hz :

$$V_{\text{eff}} [10-1\ 000\ \text{Hz}] \text{ (en mm/s)}$$

Cet indicateur est, lui aussi, révélateur des phénomènes dits « basses fréquences » (BF). Ces phénomènes sont les plus énergétiques, donc les plus destructeurs. Ils peuvent aussi être à l'origine de desserrages ou de fissures.

Une augmentation du balourd, un défaut de lignage, se traduiront par une augmentation anormale de cet indicateur qui est pris comme référence dans la norme ISO 10816.

Indicateur hautes fréquences (signal de faible énergie)

Accélération efficace entre 1 et 10 kHz :

$$A_{\text{ceff}} [1\ 000-10\ 000\ \text{Hz}] \text{ (en g ou m g)}$$

C'est un indicateur révélateur des phénomènes dits « hautes fréquences » (HF) tels que les défauts de roulement, de denture...

Une élévation anormale de l'accélération sera en général, sur une machine simple, révélatrice d'une dégradation avancée des roulements.

g accélération due à la pesanteur ($9,81\ \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$) pris comme unité d'accélération avec son sous-multiple mg (10^{-3}g).

2. Indicateurs spécifiques aux roulements

- **Facteur de crête entre 1 et 10 kHz :**

FC [1 000-10 000 Hz] (sans unité)

$$FC = \frac{Acc_{\text{crête}}}{Acc_{\text{eff}}}$$

Le défaut majeur de cet indicateur est de présenter environ les mêmes valeurs dans les deux cas extrêmes (état neuf et fin de vie du roulement). Seule son évolution est significative. C'est, en revanche, un indicateur stable.

3 Spectre PBC (pourcentage de bande constant)

La technique de surveillance des installations à chaîne cinématique simple (une seule ligne d'arbre) par comparaison de spectres PBC est une technique fiable et rapide. Elle constitue un bon crible.

Par contre, contrairement à la surveillance par spectres RC (résolution constante), elle ne donne que rarement des informations précises sur l'origine des évolutions.

Le spectre PBC se présente sous forme de « bandes » juxtaposées selon une échelle logarithmique de la fréquence.

Le rapport « largeur de bande /valeur de fréquence centrale » reste constant. Il est normalement égal à 6, 23 ou 70 %. On représente le PBC sur des échelles logarithmiques en abscisses et ordonnées.

Le résultat est une image haute résolution aux basses fréquences (BF) afin de bien distinguer les composantes caractéristiques des défauts tels que le balourd, le désalignement, les instabilités des rotors.

Dans les hautes fréquences (HF), la résolution est faible mais suffisante pour détecter les défauts de roulements, l'usure des dents d'engrenage, les problèmes de lubrification...

Largeur de bande

Une largeur de bande relative de 6 % apporte une solution optimale à tous les problèmes courants sur les machines simples.

Niveaux de référence, alerte et danger

Le **niveau de référence** représente la signature de la machine. Cette signature est établie lors des premières campagnes de mesures.

Le **niveau d'alerte** est déduit du niveau de référence de la façon suivante :

$$\text{Alerte} = \text{Référence} + X \text{ dB}$$

Le **niveau de danger** est déduit du niveau de référence de la façon suivante :

$$\text{Danger} = \text{Référence} + Y \text{ dB}$$

X et Y sont définis soit par le logiciel utilisé (il existe des « standards » tels que X = 6 dB et Y = 20 dB), soit par l'analyste si celui-ci a suffisamment d'expérience.

L'impulsion de Dirac ($\delta(t)$)

Première approche: c'est une impulsion de durée t_0 , d'amplitude A_{t_0} , avec t_0 très petit. C'est une impulsion d'énergie constante.

Définition mathématique :

$$\delta(t) : t \neq 0 \quad \delta(t) = 0$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) dt = 1 \text{ de plus } e(t_0) = \int_{-\infty}^{+\infty} e(t) \cdot \delta(t - t_0) dt$$

Annexe

Propriété :

L'impulsion de dirac est le neutre de la convolution: $s(t)=s(t)*\delta(t)$

$$TF(\delta(t)) = 1 \Leftrightarrow \delta(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{j2\pi ft} df$$

Le Peigne de dirac

C'est un train d'impulsion espacé de T_e . On le note $P_{T_e}(t)$ et

$$P_{T_e}(t) = \sum_n \delta(t - nT_e)$$

De plus :

$$TF(P_{T_e}(t)) = \frac{1}{T_e} P_{\frac{1}{T_e}}(t)$$