

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la recherche

Scientifique

Université A. MIRA de Bejaia

Faculté de Technologie

DEPARTEMENT D'ELECTROTECHNIQUE

## Projet de fin de cycle

En vue de l'obtention du diplôme du Master Électrotechnique

Option : Électromécanique

*Thème :*

Application de l'analyse vibratoire  
à la maintenance préventive  
conditionnelle

Présenté par :

Mr : CHERIFI Farouk

Mr : SMAILI Yassine

Encadré par :

Mr: AMRI Athmane

Promotion 2014

# Remerciements



*Qu'il nous soit d'abord permis de remercier et d'exprimer notre gratitude envers le Bon Dieu, qui nous a donné la patience et le courage pour que nous puissions achever ce travail.*

*Nous tenons à adresser nos plus vifs remerciements et à exprimer notre profonde gratitude à tous ceux qui ont participé à l'élaboration de ce travail et en particulier notre promoteur Monsieur AMRI Athmane pour son dévouement et sa disponibilité durant la préparation de ce mémoire et les conseils qui nous ont été très précieux.*

*Nous tenons à exprimer nos meilleurs sentiments à Monsieur IMAOUCHEN Yacine, pour toute son aide, sa connaissance, et ses exigences, durant la préparation de ce travail.*

*Nous voudrions aussi remercier tout le personnel du service technique du hall technologie et de la haute tension, en particulier Mr YOUSFI Rachid, Cheikh Laarbi et Da Elmouloud pour leurs aides durant notre travail.*

*Nous sommes aussi très reconnaissants aux membres de jury qui nous feront l'honneur d'accepter de juger ce travail, d'apporter leurs réflexions et leurs critiques scientifiques.*

*Notre reconnaissance s'adresse à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce modeste travail puisse voir le jour.*





*Je tien à dédier chaleureusement ce modeste travail à ceux qui m'ont toujours soutenu, pas uniquement pendant ce travail mais le long de tout mon cursus universitaire*

## *« Mes chers parents »*

*Un énorme merci à mes sœurs pour m'avoir toujours aidé et encouragé le long de mon cursus.*

*Et sans oublier tous mes amies Cylia, Yassine, Kamal, Doudine, Soufiane, reyad, Farouk, Samir, Yazid, Driss, Toufik, qui sont toujours près de moi pour m'aider et me soutenir.*

*Pour qui aucune dédicace n'exprimera la profondeur de mon amour et ma reconnaissance pour leurs soutiens.*

*Farouk CHERIFI*





*Pour vous mes très chères parents pour vos encouragements, vos multiples soutiens et votre affection quotidienne, Merci d'être présent en toutes circonstances. Je prie le tout puissant qu'Allah vous protège, vous donne une longue vie et nous aide à être toujours votre fierté ;*

*A mes très chères sœurs Naima, Yasmina, Salima et Nadia*

*A mes très chères frères Hakim et Amine ;*

*A toute ma famille ;*

*A tout mes amis;*

*A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin ;*

*Ainsi qu'à mon binôme Farouk, je te dédie ce travail.*

*Yassine SMAILI*





# **Tables des matières**

## SOMMAIRE

Introduction générale.....	- 1 -
 <b>Chapitre I : Généralités sur la maintenance.</b>	
I.1. Introduction.....	- 3 -
I.2. Définition de la maintenance .....	- 3 -
I.3. Différents types de maintenances .....	- 3 -
I.3.1. La maintenance corrective .....	- 4 -
I.3.2. Maintenance préventive .....	- 4 -
I.3.2.1. Maintenance préventive systématique.....	- 4 -
I.3.2.2. Maintenance préventive conditionnelle.....	- 5 -
I.4. Les différents types de la maintenance conditionnelle .....	- 6 -
I.4.1. La maintenance conditionnelle off-line.....	- 6 -
I.4.2. La maintenance conditionnelle on-line .....	- 6 -
I.5. Les niveaux de la maintenance .....	- 7 -
I.5.1. Maintenance du premier niveau .....	- 7 -
I.5.2. Maintenance de deuxième niveau .....	- 7 -
I.5.3. Maintenance de troisième niveau .....	- 7 -
I.5.4. Maintenance du quatrième niveau.....	- 7 -
I.5.5. Maintenance du cinquième niveau.....	- 7 -
I.6. Les objectifs de la maintenance .....	- 8 -
I.7. Choix d'une politique de maintenance .....	- 8 -
I.8. Le chemin logique de la mise en œuvre de maintenance conditionnelle.....	- 10 -
I.9. Conclusion .....	- 12 -
 <b>Chapitre II : Méthodologie de la maintenance préventive.</b>	
II.1. Introduction .....	- 13 -
II.2. Stratégies et techniques de diagnostic .....	- 13 -
II.2.1. Analyse des lubrifiants « huiles » .....	- 13 -
II.2.1.1. Définition et rôle de lubrification.....	- 13 -
II.2.1.2. Vérifications quotidiennes de lubrifiant.....	- 14 -
II.2.1.3. Les différentes méthodes d'analyse des lubrifiants au laboratoire .....	- 15 -
II.2.2. Analyse vibratoire .....	- 15 -
II.2.2.1. Définition et objectif de l'analyse vibratoire.....	- 15 -



II.2.2.2. Capteurs de vibration .....	- 16 -
II.2.2.3. Choix d'emplacement de capteurs .....	- 18 -
II.2.2.4. Sélection et classement ' VIS' des machines .....	- 19 -
II.2.3. Thermographie infrarouge .....	- 20 -
II.2.3.1. Définition .....	- 20 -
II.2.3.2. Principe de base.....	- 20 -
II.2.3.3. Matériels de mesure .....	- 21 -
II.2.3.3.1. Le thermomètre infrarouge.....	- 21 -
II.2.3.3.2. Caméra infrarouge.....	- 21 -
II.2.4. Mesure d'épaisseur .....	- 22 -
II.2.4. 1. Mesure par ultrason .....	- 22 -
II.2.4.2. Mesure par induction magnétique.....	- 22 -
II.2.4.3. Mesure par courant de Foucault.....	- 23 -
II.3. Conclusion .....	- 24 -

### **Chapitre III : Caractéristiques et techniques d'analyse des vibrations.**

III.1. Introduction .....	- 25 -
III.2. Caractéristiques d'une vibration.....	- 25 -
III.2.1. Définition.....	- 25 -
III.2.2. L'amplitude .....	- 26 -
III.2.2.1. Définition .....	- 26 -
III.2.2.2. Choix des valeurs d'amplitude.....	- 27 -
III.2.2.3. Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude.....	- 28 -
III.2.3. Les différentes formes de vibration .....	- 29 -
III.2.3.1. Les vibrations périodiques .....	- 29 -
III.2.3.2. Les vibrations apériodiques .....	- 29 -
III.2.4. Harmoniques.....	- 30 -
III.2.5. Résonances liées aux vibrations .....	- 31 -
III.2.6. Choix des grandeurs physique à mesurer .....	- 33 -
III.3. Différents techniques pour la détection des défauts dans les machines tournantes .....	- 34 -
III.3.1. Outils servant au dépistage .....	- 35 -
III. 3.1.1. Suivi des indicateurs « Large Bande ».....	- 35 -
III. 3.1.2. Indicateurs en mode global .....	- 36 -
III. 3.1.3. Suivi des indicateurs « bande étroite » dite par « bande de fréquence » .....	- 36 -

III. 3.1.4. Suivi des indicateurs de type impulsif.....	- 37 -
III. 3.1.5. Suivi par courbe de tendance .....	- 37 -
III. 3.1.6. Suivi par comparaison des spectres à des gabarits prédéfini .....	- 38 -
III.3.2. Outils servant au diagnostic.....	- 39 -
III. 3.2.1. Le cepstre .....	- 39 -
III. 3.2.2. Analyse d'enveloppe.....	- 40 -
III. 3.2.3. Zoom .....	- 41 -
III.3.2.4. Analyse spectrale (spectre RC ou FFT) .....	- 42 -
III.4. Conclusion.....	- 44 -
 <b>Chapitre IV : Origines des vibrations dans les machines tournantes.</b>	
IV.1. Introduction.....	- 45 -
IV.2. Origine des vibrations .....	- 45 -
IV.2.1. Origine mécanique .....	- 45 -
IV.2.1.1. Balourd (défaut d'équilibrage).....	- 45 -
IV.2.1.2. Délignage .....	- 46 -
IV.2.1.3. Frottement, desserrage, fissuration, jeux .....	- 48 -
IV.2.1.4. Palier lisse .....	- 49 -
IV.2.1.5. Défauts de courroies .....	- 50 -
IV.2.1.6. Défauts de denture d'engrenages.....	- 51 -
IV.2.1.7. Défaut de roulements .....	- 52 -
IV.2.2. Origine hydraulique.....	- 55 -
IV.2.2.1. Cavitation.....	- 55 -
IV.2.2.2. Défaut de passage d'aube ou de pale .....	- 56 -
IV.2.3. Origine électrique .....	- 56 -
IV.2.3.1 Défauts électromagnétiques sur stator (défauts stationnaires).....	- 57 -
IV.2.3.2 Défauts électromagnétiques rotoriques (défauts tournants).....	- 58 -
IV.2.3.3 Observations autour de la fréquence de rotation .....	- 59 -
IV.2.3.4 Observations autour de la fréquence d'encoches.....	- 60 -
IV.3. Recherche des images vibratoires .....	- 61 -
IV.3.1. points de mesure .....	- 61 -
IV.3.2. Consigne pour la fixation des capteurs.....	- 62 -
IV.3.3. Mode de fixation .....	- 63 -
IV.4. Conclusion .....	- 64 -

**Chapitre V : Application de l'analyse vibratoire.**

V.1. Introduction .....	- 65 -
V.2. Matériel utilisés .....	- 65 -
V.3. Points de mesures .....	- 66 -
V.4. Méthodes utilisées pour le dépistage et le diagnostic.....	- 66 -
V.5. Méthodologie.....	- 67 -
V.6. Présentation et interprétation des résultats obtenus.....	- 67 -
V.6.1. Mesures sur les deux paliers avec des roulements neufs.....	- 67 -
V.6.2. Mesure sur les deux paliers lors de présence d'un roulement détérioré .....	- 69 -
V.6.3. Mesure lors de présence d'un déséquilibre (balourd).....	- 73 -
V.6.3.1. Balourd en porte à faux .....	- 73 -
V.6.3.2. Balourd entre paliers .....	- 76 -
V.6.3.3. Les deux Balourds en même temps (entre paliers et en porte à faux).....	- 79 -
V.7. Application au niveau du hall de technologie .....	- 82 -
V.8. Conclusion.....	- 83 -
Conclusion générale .....	- 84 -

**Références bibliographiques****Annexes**

## **Listes des figures et tableaux**



## ❖ Liste des figures

N°	Nom	Page
I. 1	Les différents types de maintenance	-3-
I. 2	Remplacement des roulements	-5-
I. 3	L'évolution dans le temps de la maintenance préventive conditionnelle	-5-
I. 4	L'impact des arrêts de production	-6-
I. 5	Choix d'une politique de maintenance	-9-
I. 6	chemin logique de la mise en oeuvre de maintenance conditionnelle	-10-
II. 1	Tache d'huile	-15-
II. 2	Capteur piézo-électrique	-16-
II. 3	Capteur électromagnétique	-17-
II. 4	Capteur de déplacement	-17-
II. 5	fixation du capteur sur palier	-18-
II. 6	Choix directionnel pour la prise de mesure	-18-
II. 7	direction favorisée pour transmission par poulies courroies	-19-
II. 8	Thermogramme de deux moteurs	-20-
II.9	Thermogramme et image visible d'une boîte à borne d'un moteur	-21-
II. 10	Le thermomètre infrarouge	-21-
II. 11	La caméra infrarouge	-22-
II. 12	Mesure par ultrason	-22-
II. 13	Mesure par induction magnétique	-23-
II. 14	Mesure par courant de Foucault	-23-
III. 1	Mesure d'une vibration	-25-
III. 2	Mouvement d'une masse suspendue à un ressort	-26-
III. 3	Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal	-27-
III. 4	Représentations du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées	-28-
III. 5	Nature de la vibration selon les variations de son amplitude en fonction du temps	-30-
III. 6	Représentation des harmoniques	-31-
III. 7	Résonnance lie à la vibration	-32-
III. 8	Choix des grandeurs physiques à mesurer en fonction de la nature des défauts recherchés	-33-
III. 9	Exemple d'effet de masque	-35-
III. 10	Exemple d'utilisation d'un niveau global	-36-
III. 11	Histogramme d'évolution ou courbe de tendance	-38-
III. 12	Exemple de surveillance par suivi d'évolution spectrale avec déclenchement d'alarme par dépassement de gabarit	-39-
III. 13	Utilisation d'un cepstre pour la surveillance d'un engrenage	-40-
III. 14	Exemple de défaut de roulement	-41-
III. 15	Schémas de principe d'une analyse en mode de base et en mode de zoom	-41-
III. 16	Différentes représentations d'un signal brut par décomposition dans les domaines temporel et fréquentiel	-42-
III. 17	Représentation graphique de la fonction $S(t)$ et de sa transformée de Fourier	-43-
IV. 1	Types de balourds	-45-
IV. 2	Spectre typologique d'un balourd	-45-

IV. 3	Mise en évidence d'un défaut de balourd	-46-
IV. 4	Types de défauts d'alignements	-47-
IV. 5	Mise en évidence d'un défaut de déalignement	-48-
IV. 6	Défauts de desserrage et fissuration	-48-
IV. 7	Problème de jeu	-48-
IV. 8	Exemple de spectres RC [0 – 500 Hz]	-49-
IV. 9	Palier lisse hydrodynamique	-50-
IV. 10	Instabilité du film d'huile	-50-
IV. 11	Fréquences caractéristiques d'un défaut de courroie	-51-
IV. 12	Défauts d'écaillage, grippage	-51-
IV. 13	Spectre classique d'un engrenage	-52-
IV. 14	Schéma d'un roulement	-53-
IV. 15	Image vibratoire théorique d'un écaillage affectant la bague externe	-54-
IV. 16	Image vibratoire théorique d'un écaillage affectant la bague interne	-54-
IV. 17	Image vibratoire théorique d'un défaut affectant un élément roulant	-54-
IV. 18	Spectre vibratoire d'un palier d'une pompe en absence et en présence de cavitation	-55-
IV. 19	Passage d'aube ou pale	-56-
IV. 20	Variation de l'entrefer statique dû à une dégradation du stator	-57-
IV. 21	Image vibratoire théorique d'un défaut dû à une anomalie électromagnétique affectent le stator	-57-
IV. 22	Image vibratoire théorique d'un stator en bonne état	-58-
IV. 23	Image vibratoire théorique d'une excentricité statique d'entrefer	-58-
IV. 24	Excentricité dynamique de l'entrefer	-58-
IV. 25	Image vibratoire théorique d'un défaut rotorique modulant la fréquence de rotation	-59-
IV. 26	Analyse en mode zoom autour de la fréquence de rotation d'un rotor de centrifugeuse	-59-
IV. 27	Image vibratoire théorique d'une variation d'entrefer	-60-
IV. 28	Analyse en mode zoom centré sur la fréquence d'encoches, montrant une excentricité dynamique d'entrefer	-60-
IV. 29	Barre de rotor et stator cassée	-61-
IV. 30	Image vibratoire théorique d'un défaut de type barre fissurée	-61-
IV. 31	Points de mesure sur un palier	-62-
IV. 32	Choix de l'emplacement de capteur	-62-
IV. 33	Les surfaces de contact avec les capteurs du doivent être lisses et planes	-62-
IV. 34	Emplacement capteur sur un palier inaccessible	-62-
IV. 35	Réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation	-63-
V. 1	Banc d'essai	-66-
V. 2	Palier A en Horizontal	-68-
V. 3	Palier B en Horizontal	-68-
V. 4	Palier A en Horizontale	-70-
V. 5	Palier A en Verticale	-70-
V. 6	Palier A en Vertical	-71-
V. 7	Palier B en Vertical	-72-
V. 8	Palier B en vertical	-72-
V. 9	Présence d'un défaut de balourd en porte à faux	-73-
V. 10	Palier A en Horizontal	-74-

V. 11	Palier A en Vertical	-75-
V. 12	Palier B en Horizontal	-75-
V. 13	Palier B en Vertical	-76-
V. 14	Présence d'un défaut de balourd entre paliers	-76-
V. 15	Palier A en Horizontal	-77-
V. 16	Palier A en Vertical	-78-
V. 17	Palier B en Horizontal	-78-
V. 18	Palier B en Vertical	-79-
V. 19	Présence d'un défaut de balourd entre paliers et sur la porte à faux	-79-
V. 20	Palier A en Horizontal	-80-
V. 21	Palier A en Verticale	-81-
V. 22	Palier B en Horizontal	-81-
V. 23	Palier B en Verticale	-82-

**❖ Liste des tableaux**

N°	Nom	Page
II. 1	Exemple de surveillance à mètre en œuvre	-19-
III. 1	Suivi du niveau vibratoire des indicateurs	-34-
IV. 1	Exemple de fréquences caractéristiques de roulements	-54-
V. 1	Les fréquences du roulement 1207Ek en Hz	-66-
V. 2	Mesure de niveau global sur les deux Paliers	-67-
V. 3	Mesure de niveau global sur les deux Paliers	-69-
V. 4	Mesure du niveau global en cas d'un déséquilibre (balourd en porte à faux)	-74-
V. 5	Mesure du niveau global en cas d'un déséquilibre (balourd entre paliers)	-77-
V. 6	Mesure du niveau global en cas d'un déséquilibre (balourd entre paliers et sur la porte à faux)	-80-

# Introduction générale



### Introduction générale

Face au challenge actuel de l'augmentation de production et de la réduction des coûts, les professionnels de la maintenance se tournent de plus en plus, pour rester compétitifs, vers la maintenance dite conditionnelle.

La maintenance optimale des machines tournantes en fonctionnement a une importance vitale pour assurer une production permanente et augmenter la durée de vie de ces machines. Les différentes méthodes de surveillance sont : l'analyse d'huile, l'analyse de température, l'analyse vibratoire,...etc. L'analyse vibratoire est la technique la plus utilisée pour réaliser une surveillance et un diagnostic fiable et pour détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts de différentes origines (mécanique, électrique, hydraulique...etc.). Ces travaux de maintenance ont une importance capitale du point de vue économique, ils permettent de passer d'une maintenance systématique à une maintenance conditionnelle plus efficace.

Le principe de l'analyse vibratoire est basé sur l'idée que les machines tournantes (moteurs électriques, pompes, compresseurs, turbines...) en fonctionnement engendrent des vibrations, celles-ci sont dues à des défauts: balourd, désalignement, défaut de roulement, écaillage de dents d'engrenage,... qui engendrent des vibrations. Celles-ci donnent des signaux vibratoires très compliqués. Pour analyser ces signaux, ceux-ci sont captés par des accéléromètres piézoélectriques placés sur les paliers de la machine, le plus proche possible de la source du défaut. Ils subissent une série de traitements tels que des analyses spectrale, cepstrale, temporelle, et temps fréquence ou temps-échelle, qui nous permettent d'identifier et de localiser le défaut.

L'objectif de notre travail est d'appliquer l'analyse vibratoire dans le diagnostic de ces défauts afin d'optimiser la maintenance préventive des équipements et connaître l'évolution de ces défauts pour permettre de planifier les opérations de remplacement des organes défectueux, le stock de pièce de rechange, l'outillage nécessaire, ainsi que le personnel spécialisé.

Le premier chapitre a pour objet la définition de la maintenance, ses types, ses objectifs, ses niveaux et le choix d'une politique de maintenance.

Le deuxième chapitre traite les différentes méthodes utilisées pour la surveillance des installations dans l'industrie.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude des vibrations, leurs formes ainsi que les méthodes d'analyse vibratoire pour la surveillance, le suivi et le diagnostic des anomalies dans les machines tournantes.

Le quatrième chapitre traite les différentes origines des vibrations, pour nous permettre de comparer les signaux obtenus théoriquement avec les signaux réels données par les essais pratiques afin d'identifier la source de la vibration.

Dans le cinquième chapitre, les notions mises en évidence au quatrième chapitre sont exploitées dans le but de permettre la détection des défauts de roulements et de balourds .Des essais ont été réalisés sur une machine qui se trouve dans le laboratoire de RDM. Pour cela nous avons utilisé un vibromètre pour la détection des anomalies vibratoire susceptible d'atteindre des seuils d'alarme. Une fois le seuil critique atteint nous poursuivons l'investigation en utilisant un accéléromètre relié à un oscilloscope digital connecté à un ordinateur qui affiche le signal traité. Ce dernier nous permet d'identifier l'anomalie si elle existe.

Puis nous avons terminé par une conclusion générale sur cette étude, ainsi que quelques perspectives pour des études ultérieures.

**Chapitre I :**  
**Généralités sur la maintenance**

## I.1. Introduction

Maintenir un équipement, c'est gérer au coût optimal sa disponibilité dans le processus de production. Dans de nombreux cas, elle est un enjeu clé de la productivité et de la compétitivité des entreprises. Elle est devenue une discipline à part entière, avec un langage, des règles, des outils, des méthodes, des procédures contractuelles, une normalisation. Elle peut être pratiquée par un service interne de l'entreprise, ou par un autre service.

## I.2. Définition de la maintenance [2]

La norme NF X60-010 définit la maintenance comme « l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ». Dans une entreprise, maintenir, c'est donc effectuer des opérations (dépannage, réparation, graissage, contrôle, etc.) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la production avec efficacité et qualité.

## I.3. Différents types de maintenances [3]

On distingue deux principaux types de la maintenance :

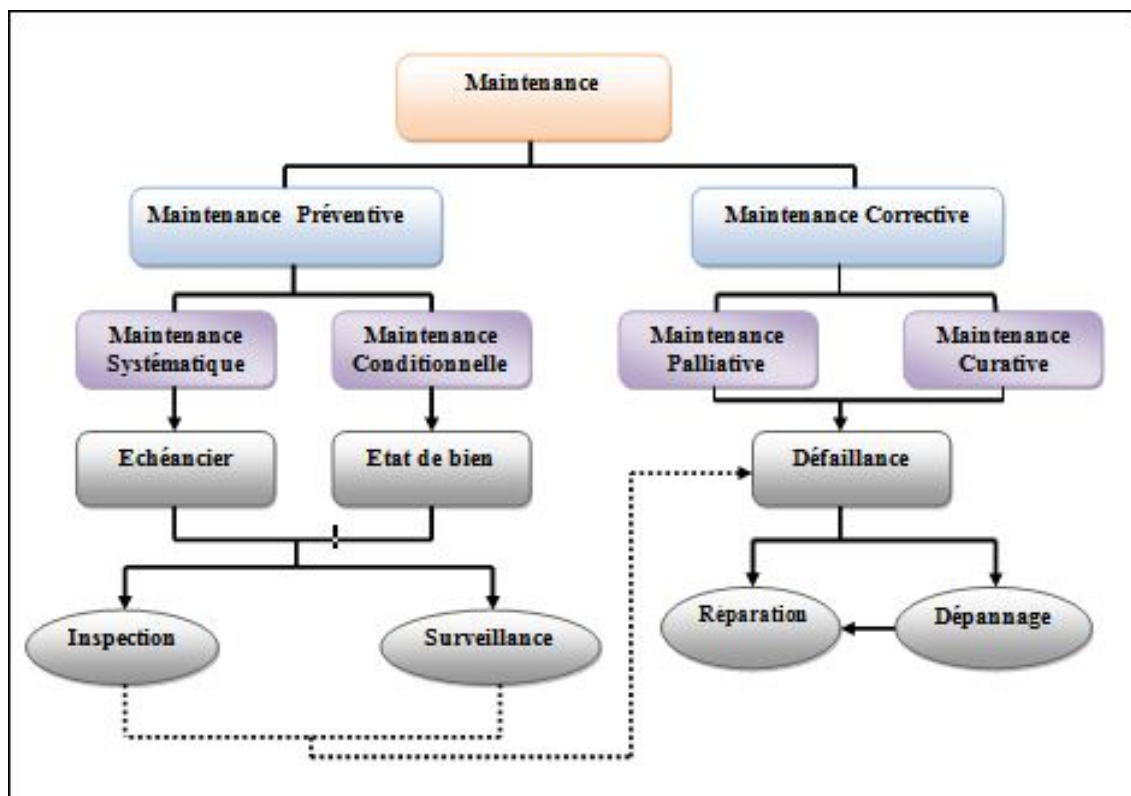


Figure I.1. Les différents types de maintenance.



### I.3.1. La maintenance corrective

Elle est appelée aussi maintenance fortuite, accidentelle ou curative. L'opération de maintenance intervient après défaillance. C'est l'attitude qui consiste à attendre la panne pour procéder à une intervention. Elle peut se décomposer en deux branches : la maintenance palliative et la maintenance curative.

- Maintenance palliative : l'action de dépannage permet de remettre provisoirement le matériel à un niveau de performance acceptable mais inférieure au niveau optimal.
- Maintenance curative : l'intervention qui suit la défaillance permet le rétablissement du niveau de performance optimal du matériel.

### I.3.2. Maintenance préventive

Une maintenance subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée des paramètres significatifs de la dégradation du bien, permettant de retarder et planifier les interventions, il existe deux autres types :

#### I.3.2.1. Maintenance préventive systématique

En maintenance systématique, la visite des équipements est dictée par des données statistiques à intervalles réguliers et fixe. Les éléments constitutifs est équipements étant renouvelés avant l'épuisement total de leurs vie utile. L'intervention est provoquée avant l'avarie.

Les avantages se présentent sous la forme :

- ✓ d'une meilleure gestion des couts et des arrêts ; les arrêts sont programmés en accord avec les utilisateurs.
- ✓ d'une meilleur connaissance du comportement des équipements ; suivi des interventions et l'analyse des défaillances.
- ✓ d'une réduction du correctif résiduel.

Les inconvénients se situent à deux niveaux :

- ✓ le cout des opérations est élevé.
- ✓ le taux de défaillance de l'équipement n'est pas toujours amélioré par le remplacement périodique de composants.

La figure ci-dessous montre la limite de la maintenance préventive systématique appliquée à un roulement :

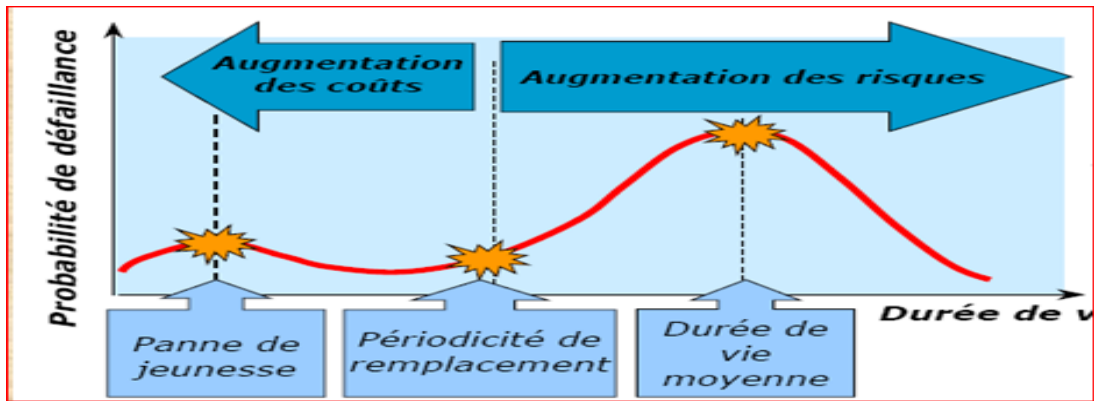


Figure I.2. Remplacement des roulements [3].

### I.3.2.2. Maintenance préventive conditionnelle

La maintenance conditionnelle dite aussi prédictive, elle est subordonnée à un type d'événement prédéterminé par un autodiagnostic, une information d'un capteur, d'une mesure d'une usure ou un autre outil révélateur de l'état de dégradation actuel et de prématuré du bien.

La pratique de ce type de maintenance consiste à ne pas changer l'élément que lorsque celui-ci présente des signes de vieillissement ou d'usure mettant en cause à brève échéance ses performances et comporte trois phases :

- ✓ la détection du défaut qui se développe.
- ✓ l'établissement d'un diagnostic.
- ✓ l'analyse de la tendance.

On peut disséminer l'avantage de cette maintenance sur la figure ci-dessous [3]:

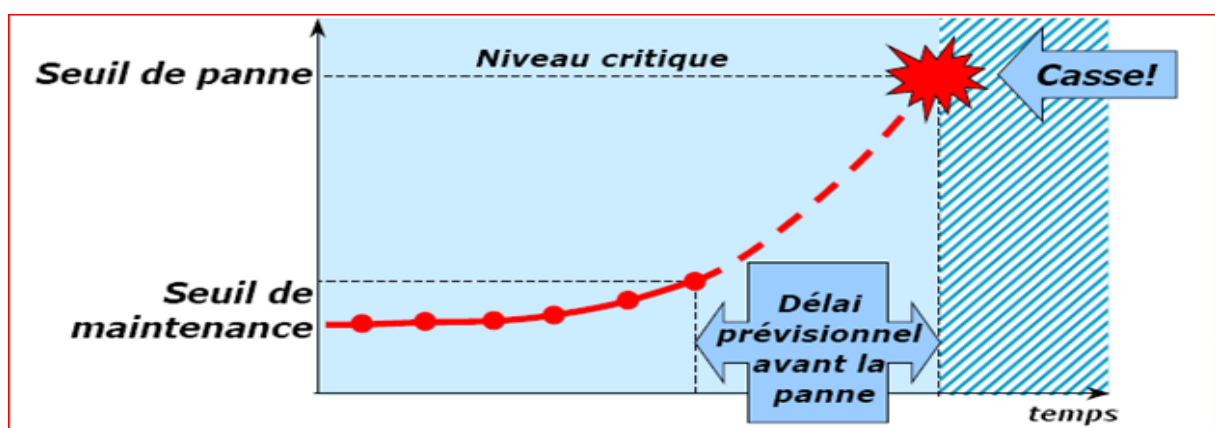
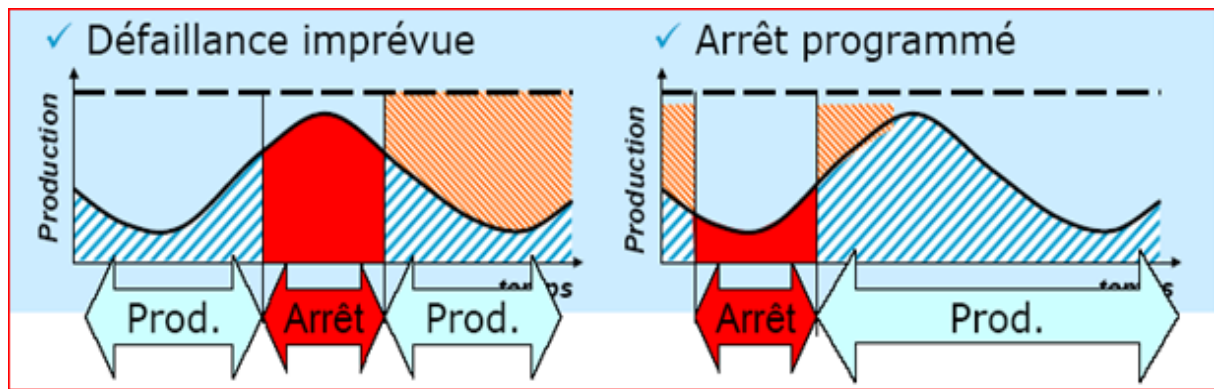


Figure I.3. L'évolution dans le temps de la maintenance préventive conditionnelle.

L'efficacité d'une maintenance conditionnelle est subordonnée à l'efficacité et à la fiabilité des paramètres de mesure qui la caractérisent. Elle sera donc réservée aux matériels dont l'évolution d'éventuels défauts est facilement détectable et mesurable.



**Figure I.4.** L'impact des arrêts de production [3].

Le bon choix du type de maintenance devra toujours résulter d'un compromis financier et technique qui nécessite la recherche de plus de fiabilité possible au meilleur coût. Alors il faut quantifier en permanence les charges de la maintenance et n'appliquer la maintenance conditionnelle que lorsque son avantage est supérieur au coût de la maintenance systématique ou corrective.

L'avantage de cette maintenance peut se produire dans figure (I. 4).

#### **I.4. Les différents types de la maintenance conditionnelle**

Il existe deux types de maintenance conditionnelle :

##### **I.4.1. La maintenance conditionnelle off-line [1]**

C'est un suivi périodique (off-line) de l'évolution des paramètres (vibratoires par exemple), souvent accompagné, dans le même temps, de la surveillance d'autres paramètres (analyse de lubrifiant, performances, appréciations sensorielles, etc.). Ceci permet de détecter l'apparition des défauts à évolution lentes. La périodicité des relevés est variable (entre 2 semaines et 6 mois suivant l'importance et le coût des machines en cause).

##### **I.4.2. La maintenance conditionnelle on-line [1]**

C'est un suivi continu (on-line), il permet de suivre l'évolution de l'ensemble des paramètres ; il présente, en plus, l'avantage de détecter des défauts à évolution rapide et d'assurer la sécurité des installations par l'arrêt de la machines à l'approche d'un seuil réputé dangereux. Seules les défaillances de type explosif (perte brutale d'aubages de turbine ou compresseur axial, par exemple), ne sont pas détectable de manière précoce, mais le déclenchement d'une alarme de la machine dès leur apparition peut limiter les dégâts consécutifs à ces défaillances.

## **I.5. Les niveaux de la maintenance [4]**

La norme X60-010 propose un découpage de la maintenance à cinq niveaux, d'une part pour classer les différentes opérations de maintenance en fonction de leur impotence, d'autre part pour déterminer la famille d'intervenants qui va réaliser les opérations en toute sécurité.

### **I.5.1. Maintenance du premier niveau**

- réglages simples prévus par le constructeur au moyen d'organes accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement.
- Échange d'éléments consommables, facilement accessible (fusible, voyants...etc.).

### **I.5.2. Maintenance de deuxième niveau**

- Dépannage par échange standard des éléments prévus à cet effet,
- Opérations mineures d'entretien (graissage par exemple),
- Contrôles de bon fonctionnement.

### **I.5.3. Maintenance de troisième niveau**

- Identification des pannes,
- Réparation au niveau des composants ou par échange d'éléments fonctionnels,
- Réparations mécaniques mineures,
- Réglage général et réaligement des appareils,
- Organisation de la maintenance préventive conformément aux instructions reçues.

### **I.5.4. Maintenance du quatrième niveau**

- Tous travaux de maintenance corrective ou préventive à l'exception éventuellement des mises à neuf,
- Réglage des appareils de mesure utilisée pour la maintenance,
- Vérification par des organismes spécialisés pour la maintenance,
- Vérification par des organismes spécialisés des étalons secondaires possédés,
- Réception des équipements réparés au cinquième degré,
- Contribution à la formation des agents affectés au troisième degré de maintenance,
- Participation à la définition de la politique de maintenance.

### **I.5.5. Maintenance du cinquième niveau**

- Exécution des remises à neuf,
- Exécution des réparations importantes normalement du ressort du quatrième degré mais confiées pour des raisons économiques ou d'opportunité,

- Formation du personnel de maintenance (en principe uniquement celui de quatrième degré).

## I.6. Les objectifs de la maintenance

La maintenance doit se faire de telle sorte que l'outil de production soit disponible et en bon état de fonctionnement ; elle est, de ce fait, intime liée à la production et à la qualité. Les objectifs de la maintenance, se greffent sur ceux de la production ou services attendus tel que la qualité, le coût, les délais...etc.

De ce points de vue, les objectifs de la maintenance réalisés à travers son organisation, sa gestion et ses interventions, sont nombreux [4].

- ✓ Assurer la disponibilité.
- ✓ Développer l'économie de l'entreprise.
- ✓ Assurer la bonne qualité des produits.
- ✓ Assurer la maintenabilité des équipements.
- ✓ Assurer la sécurité du personnel et des installations.
- ✓ Augmenter la productivité.

## I.7. Choix d'une politique de maintenance

Les pannes imprévues sont quelques fois très coûteuses. La perte de production pendant les réparations engendre un manque à gagner qui peut affecter les bénéfices de l'entreprise. Si l'on ajoute les problèmes de sécurité insuffisante pour le personnel, la quantité de production amoindrie et la perte éventuelle de réputation pour l'entreprise, il devient évident que de telles pannes ne doivent pas être tolérées. Pour régler ce problème, il faut trouver une nouvelle approche de maintenance dans les ateliers. Les méthodes traditionnelles de maintenance se contentent des maintenances systématique et corrective [1].

La première approche concerne les machines peu coûteuses et dupliquées, lorsqu'une perte de production peut être tolérée sur une unité. La seconde méthode, appelée maintenance préventive, présente le risque que des machines en parfaite état de marche soit arrêter inutilement, soit des machines sur le point de tomber en panne soient laissées sans surveillance.

L'approche moderne consiste à suivre l'état d'une machine pendant son fonctionnement afin de n'intervenir que lorsque les paramètres l'indiquent. Cette méthode est appelée maintenance conditionnelle (prédictive). Pour qu'elle soit efficace, il faut des mesures précises et fiables de l'état des machines. Un certain nombre de variables des machines peuvent être utilisées : la température, la pression d'huile...

En peut utiliser des critères de choix simple, résumés par des arbres un exemple est donné par la figure (I. 5) [5] :

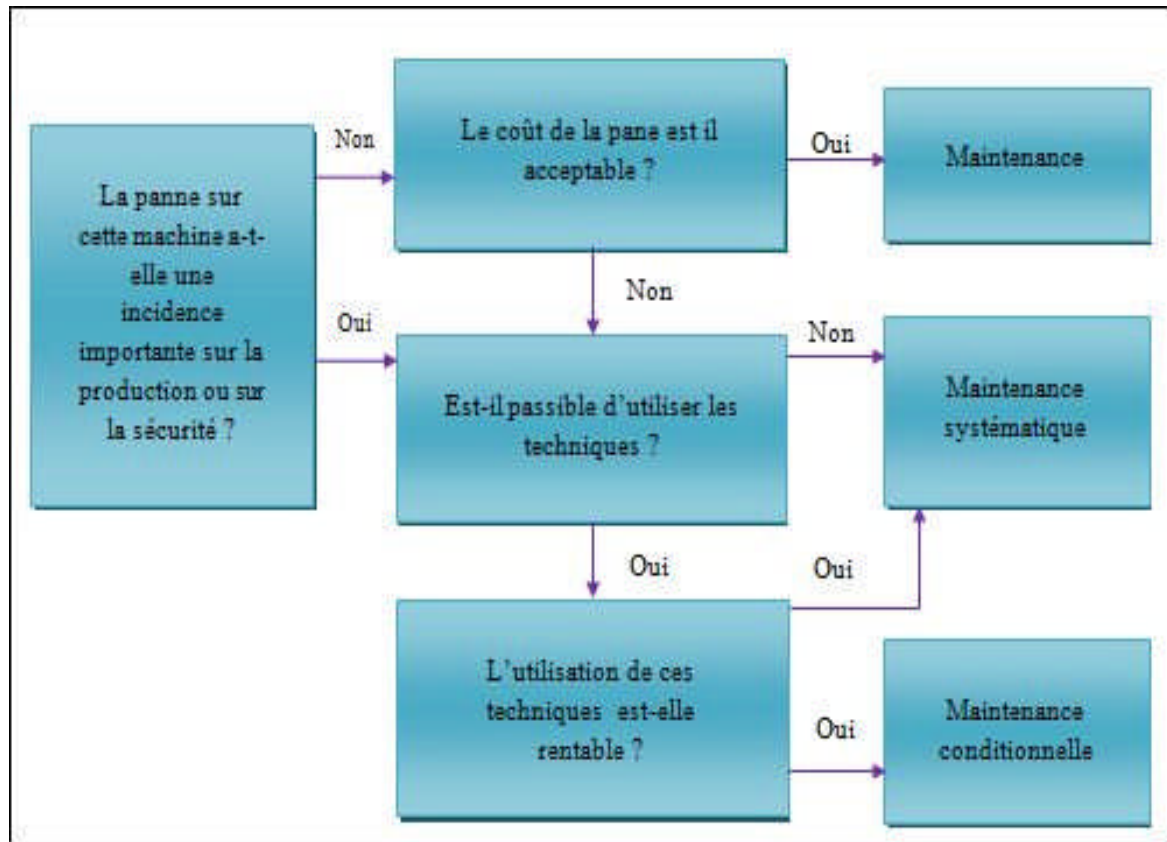


Figure I.5. Choix d'une politique de maintenance.

I.8. Le chemin logique de la mise en œuvre de maintenance conditionnelle

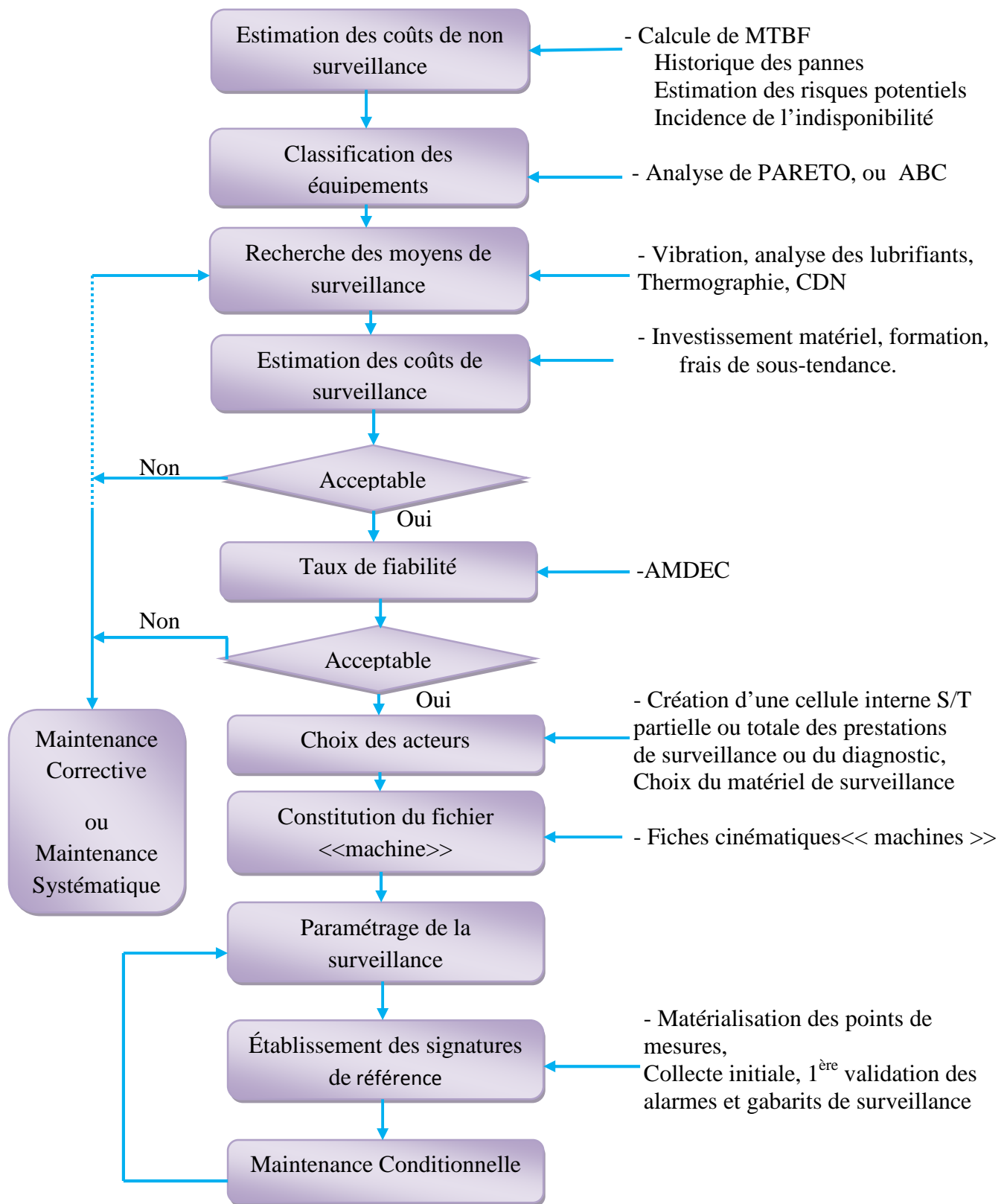


Figure I.6. Le chemin logique de la mise en œuvre de maintenance conditionnelle [1] [6].



La mise en place d'un programme de maintenance prévisionnelle et sa pérennité nécessitent une préparation minutieuse (Figure .I.6) qui peut se scinder en trois phases : l'étude de faisabilité, le choix des acteurs et le démarrage du programme.

La méthodologie de la mise en œuvre d'une maintenance conditionnelle est proposée, en plusieurs étapes successives. Elles permettent de poser le problème à partir d'une défaillance prévisible afin de choisir les matériels nécessaires, d'organiser la surveillance et de préparer l'Ipc.

[6]

- ✓ Sélection des défaillances probables
- ✓ Sélection d'un (ou n) paramètre physique descriptif de l'évolution du défaut
- ✓ Choix des capteurs
- ✓ Choix du mode de collecte des informations
- ✓ Suivre le paramètre descriptif dans le temps à l'aide de courbes de tendance (maintenance continue ou périodique, périodicité à définir.)
- ✓ choix du traitement de l'information.
- ✓ Établir des seuils limites d'avertissement (pré- alarme.).
- ✓ Établir le diagnostic de défaut.
- ✓ Prédire la date de bris (extrapolation de courbes.).
- ✓ Commander les pièces de rechange.
- ✓ Organisation de l'intervention conditionnelle Ipc.
- ✓ Bilan d'efficacité et retour d'expérience.

## I.9. Conclusion

La maintenance pose à la fois un problème d'économie et de performance. En effet, certaines machines ne peuvent s'arrêter de fonctionner sous peine d'engendrer d'énormes conséquences économiques, sociales et de sécurité. Un défaut technique peut aussi nuire à la qualité d'un produit ainsi qu'à l'image de l'entreprise. Dans ce cas, la maintenance corrective est insuffisante et la maintenance préventive devient indispensable.

Cependant, la maintenance systématique est coûteuse car l'usure des pièces dépend beaucoup des conditions de fonctionnement. Elle risque donc d'intervenir trop tôt ou trop tard.

La maintenance conditionnelle, qui s'appuie sur l'analyse de l'état d'une machine, prend alors tout son sens, car elle permet de prendre les décisions d'intervention en connaissance de cause.

**Chapitre II :**  
**Méthodologies sur la maintenance**  
**préventive**

## **II.1. Introduction**

Le monde industriel et le monde des transports disposent de machine et d'installation de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes, un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

Nous nous intéressons principalement aux transmissions des puissances mécaniques utilisées dans différents domaines tel que l'industrie : l'aéronautique, l'automobile et les transports ferroviaires. La maintenance de ces systèmes de transmission occupe un temps relativement important par rapport à leur temps d'utilisation, actuellement la recherche scientifique vise à développer les outils nécessaires à l'optimisation de la maintenance de tels systèmes.

Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de maintenance, nous donnons les différents techniques d'investigation moderne efficace telle que l'analyse vibratoire, la thermographie infrarouge, l'analyse des lubrifiants, les ultrasons ...etc.

## **II.2. Stratégies et techniques de diagnostique**

### **II.2.1. Analyse des lubrifiants « huiles »**

#### **II 2.1.1. Définition et rôle de lubrification [2]**

Le lubrifiant est comparable au sang de la machine. Il reflète le comportement et l'état du système dans lequel il circule. Le suivi de ses caractéristiques physico-chimiques permet d'apprécier l'état de dégradation de l'huile ainsi que l'usure de certains organes, ceci permet de connaître son aptitude à remplir totalement ses fonctions initiales de lubrification.

Le rôle d'un lubrifiant est tout d'abord la diminution du frottement, cause principale de l'usure. Il permet la formation d'un film qui sépare les éléments glissants l'un sur l'autre. Par ses propriétés physiques, il assure également d'autres fonctions :

- Refroidissement : évacuation de la chaleur produite par le frottement ou par une source extérieure ;
- Protection contre la rouille et d'autre type de corrosion ;
- Filtration : mise en suspension des particules et piégeage sur un filtre ;
- étanchéité : matelas visqueux entre les pièces mécaniques ;
- Transmission de l'énergie : dans les circuits hydrauliques et les transmissions automatiques de véhicules.

### II.2.1.2. Vérifications quotidiennes de lubrifiant [2]

#### ▪ Examen de l'aspect

Un simple examen de l'aspect du lubrifiant permet quelque fois de détecter une pollution :

- **Pollution par un liquide** : aspect double dans le cas d'une pollution par l'eau, ou changement éventuel de couleur en cas de pollution par un liquide soluble dans l'huile ;
- **Pollution par des solides** : présence de poussière, de particules métalliques, de rouilles, d'écaillés de peinture, de débris de joints...

#### ▪ Observation de la couleur

L'observation de la couleur de l'huile peut aussi renseigner sur une forte dégradation du lubrifiant par oxydation ou par altération thermique. Si la couleur de l'huile est très voisine de celle de l'huile neuve, en principe elle est en bonne état. Elle est considérée comme étant bonne si sa teinte reste claire et brunit légèrement. Mais quand la couleur est nettement foncée, elle est très oxydée et il faut envisager une vidange.

#### ▪ Sensation de l'odeur

En complément de la description de l'aspect et de la couleur de l'huile, on peut ajouter une appréciation de l'odeur.

Une huile en service ayant l'odeur d'un produit pétrolier est en bon état. Elle pourra avoir aussi des odeurs typiques des huiles neuves :

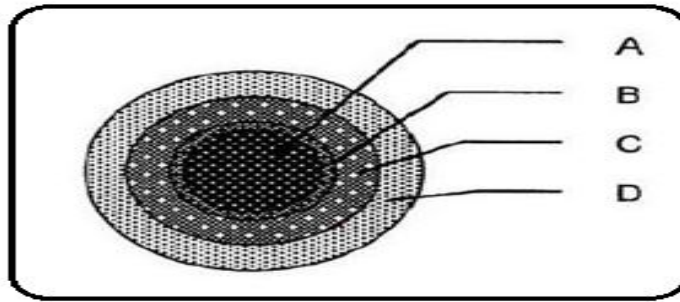
- odeur agréable d'amande amère de certaines huiles pour turbines
- odeur l'égerment désagréable d'ail ou d'œuf pourri de certains huiles de transmission

Une odeur chimique indique que l'huile à été polluée par certains produits, un solvant ou une huile synthétique. Une analyse en laboratoire sera utile.

#### ▪ Test d'huile à la tache [2]

Une goutte d'huile usagée déposée sur un papier filtre s'étale et présente les différentes zones circulaires suivantes (figure II. 1) :

- Une ronde centrale plus ou moins grise ou noire (A) ;
- Une auréole plus foncée limitant la partie centrale (B) ;
- Une zone circulaire dans laquelle se diffusent les impuretés (C) ;
- Une zone circulaire extérieure où l'huile seule pénètre (D) ;



**Figure I.1.** Tache d'huile.

### II.2.1.3. Les différentes méthodes d'analyse des lubrifiants au laboratoire [11]

Parmi les différentes méthodes d'analyse des lubrifiants au laboratoire on peut citer :

- Dosage des métaux d'usure (Spectrométrie);
- Analyse par ferrographie ;
- Mesure de rigidité électrique ;
- Gravimétrie ;
- Spectrographie infrarouge ;

## II.2.2. Analyse vibratoire

### II.2.2.1. Définition et objectif de l'analyse vibratoire [17]

L'analyse vibratoire est un des moyens utilisés pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement. Cela s'inscrit dans le cadre d'une politique de maintenance prévisionnelle de l'outil de production industrielle

Les objectifs d'une telle démarche sont de

- réduire le nombre d'arrêts sur casse ;
- fiabiliser l'outil de production ;
- augmenter son taux de disponibilité ;
- mieux gérer le stock de pièces détachées, etc.

À partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique.

Il existe deux technologies permettant de réaliser une surveillance vibratoire :

- **Par mesure directe du déplacement des parties tournantes** (arbres de machines) :

Réalisées à l'aide de capteurs à courants de Foucault, ces mesures, leur interprétation et leurs applications ne sont pas traitées ici. La technologie mise en œuvre est lourde. Une application

courante est la surveillance des machines à paliers hydrauliques (à coin d'huile). Cette surveillance est presque toujours réalisée on line c'est-à-dire en temps réel. Les capteurs mesurent en permanence les déplacements des arbres et autorisent ainsi le déclenchement immédiat d'alarmes en cas de dysfonctionnement.

- **Par mesure de l'accélération subie par les parties fixes de la machine (carters) :**

Les moyens mis en œuvre sont, dans ce cas, beaucoup plus accessibles aux petites structures. À l'aide d'un accéléromètre relié à un collecteur de données, le technicien recueille les vibrations subies par les carters des machines. Cette technique se prête aussi bien à la surveillance on line qu'à la surveillance périodique effectuée lors de rondes selon un calendrier préétabli.

### II.2.2.2. Capteurs de vibration [2]

Le rôle des capteurs est de transformer de l'énergie mécanique dispensée par la machine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. Il existe deux grandes familles de capteurs, les absolus (accéléromètres, vélocimétries) et les relatifs (proximètres).

#### a. Accéléromètres

Il est constitué principalement d'un matériau piézo-électrique (habituellement une céramique ferro-électrique artificiellement polarisée). Lorsque se matériau subit une contrainte mécanique, en extension, compression ou cisaillement, il engendre une charge électrique proportionnelle à la force appliquée. Le capteur piézo-électrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leur large gamme de fréquences d'utilisation (Figure II. 2)

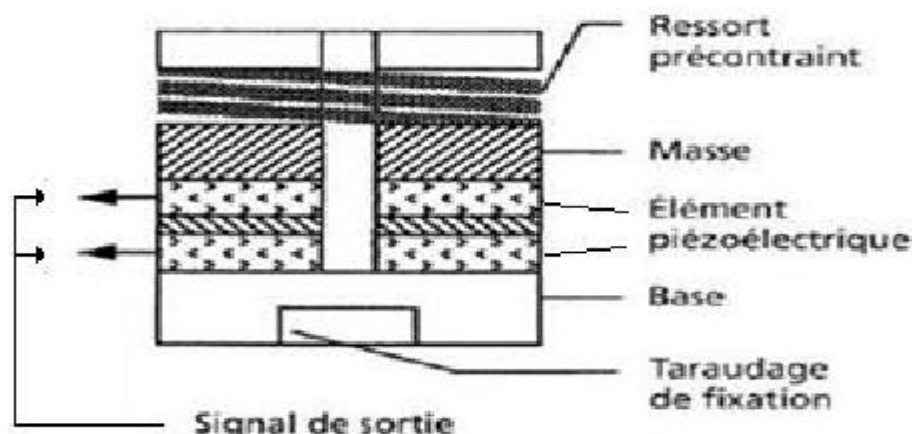


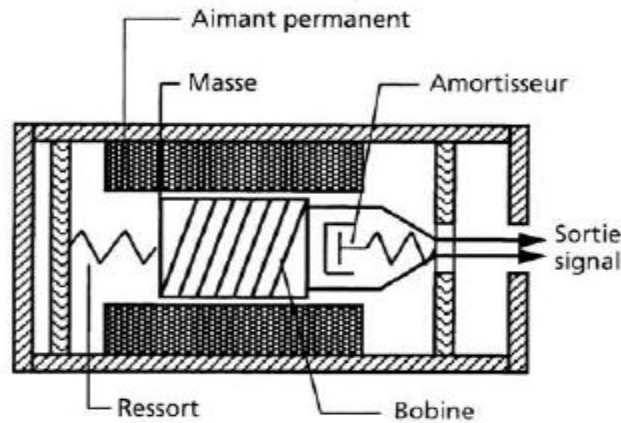
Figure II.2. Capteur piézo-électrique.



**b. Vélocimètre**

C'est un capteur électrodynamique, auto générateur d'une tension proportionnelle à la vitesse de déplacement de la bobine (Figure II. 3)

Le mouvement de la pièce métallique dans les spires provoque une variation du flux, donc une induction de courant dans la bobine.

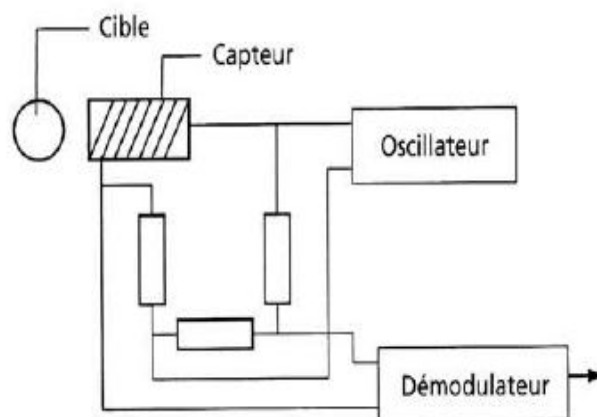


**Figure II.3.** Capteur électromagnétique

**c. Capteur de déplacement**

Le pont d'impédance est alimenté par un oscillateur de fréquence supérieur à 100 kHz. La partie variable du pont est constituée par un self.

Le pont est équilibré lorsqu'il n'ya pas de tension au borne de démodulateur. Des qu'il ya une modification de l'impédance de la bobine, il ya un déséquilibre du pont, donc une tension aux bornes du démodulateur à la fréquence de l'oscillateur. Cette tension est proportionnelle à la distance entre la cible et la bobine (Figure II. 4).



**Figure II.4.** Capteur de déplacement.

### II.2.2.3. Choix d'emplacement de capteurs

#### ▪ Emplacement

Dans le cas des machines tournantes, les principales mesures seront effectuées le plus souvent au droit des paliers qui sont les parties fixes les plus directement en relation avec les efforts appliqués à la partie mobile (figures 2.5 et 2.6). Ces efforts sont de deux types :

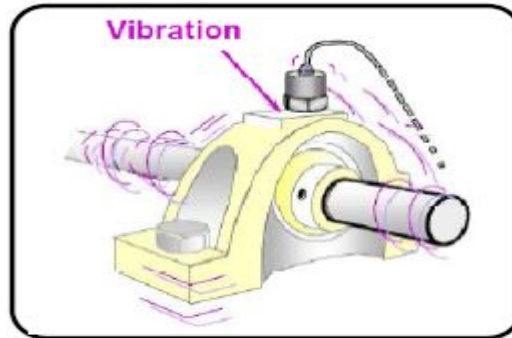


Figure II.5. Fixation du capteur sur palier.

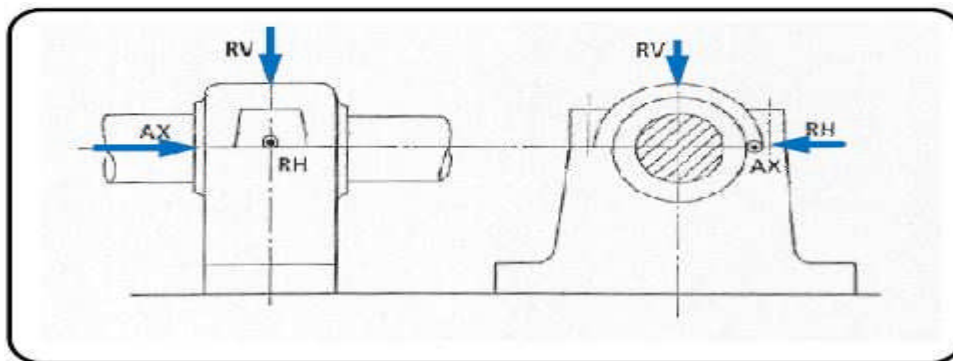


Figure II.6. Choix directionnel pour la prise de mesure.

#### ➤ Efforts tournants

Ce sont les efforts liés à la rotation de l'arbre, générés par exemple par un balourd ou un désalignement, et dont les amplitudes seront plus grandes dans le cas d'une mesure effectuée dans un plan radial ;

#### ➤ Efforts directionnels

Ce sont des efforts liés à une contrainte de l'arbre, générés par exemple par la tension d'une courroie (effort directionnel radial (figure II.7)), ou un par le contact d'un engrenage conique (effort directionnel axial).

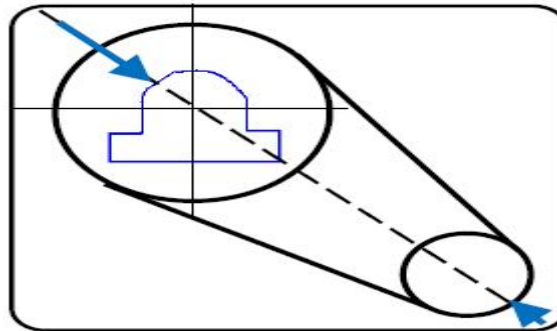


Figure II.7. Direction favorisée pour transmission par poulies courroies.

II.2.2.4. Sélection et classement ‘‘ VIS’’ des machines [17]

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

- machines **Vitales** : machines non doublées dans la panne entraine l’arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état son importants. Les pertes de production sont inacceptables
- machines **Importantes** : machines doublées ou non dont la panne entraine une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi ;
- machines **Secondaires** : machines doublées ou non dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

En fonction de se classement, d’un indice de vétusté, d’un indice de complexité des machines, on détermine les outils de surveillance à employer, leur paramétrage et la fréquence des campagnes de relevés (tableau II. 3):

Complexité de la machine	Machine		
	Vitale	Importante	Secondaire
<b>Complexe</b> (Présence de réducteurs)	Surveillance spectrale	Surveillance spectrale	Surveillance par niveaux globaux
<b>Simple</b> (Une seule ligne d’arbre)	Surveillance spectrale	Surveillance par niveaux globaux	Surveillance par niveaux globaux

Tableau II.1. Exemple de surveillance à mètre en œuvre.

### II.2.3. Thermographie infrarouge

#### II.2.3.1. Définition

La thermographie infrarouge (TIR) est la science de l'acquisition et de l'analyse d'informations thermiques à l'aide de dispositifs d'imagerie thermique à distance. La norme française A 09-400 définit la Thermographie Infrarouge comme « Technique permettant d'obtenir au moyen d'un appareillage approprié l'image thermique d'une scène thermique dans un domaine spectral de l'infrarouge ».

La thermographie infrarouge est utilisée dans le domaine de la surveillance conditionnelle de fonctionnement pour optimiser les tâches de maintenance sans interrompre le flux de production, et réduire au maximum les coûts d'entretien.

#### II.2.3.2. Principe de base [1]

Tout corps dont la température est supérieure à zéro degré absolu émet un rayonnement électromagnétique. Et on est capable de détecter ce rayonnement sous la forme de sensation de chaleur.

La thermographie infrarouge est la technique permettant de mesurer, par l'intermédiaire d'un détecteur, la puissance du rayonnement électromagnétique dans le spectre des infrarouges, émis par chaque point d'une scène ou d'un objet observé.

Le détecteur de la caméra infrarouge reçoit un rayonnement, le convertit en signal électrique et reconstitue sur un écran une image thermique visible de l'objet émetteur. Cette image est la thermographie.

Le thermogramme est constitué par l'ensemble des points de valeurs de mesures thermiques. Ces valeurs thermiques en (°C) sont obtenues par inscription des valeurs radiométriques données par la caméra infrarouge (figures II. 8 et II.9)

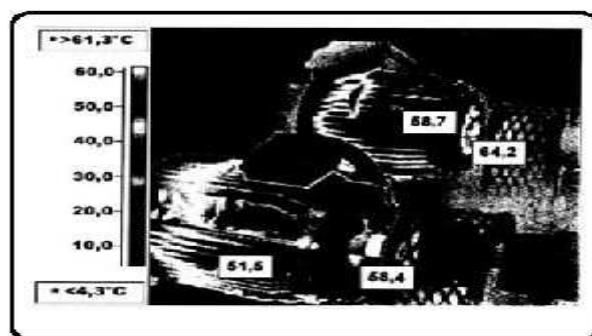
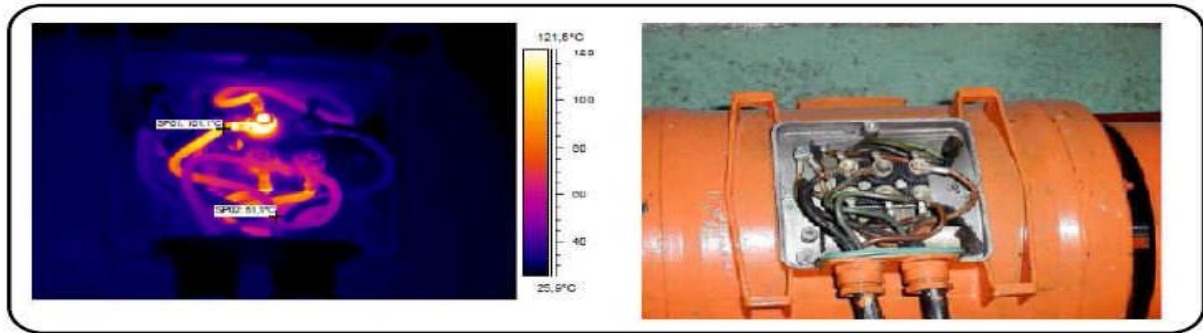


Figure II.8. Thermogramme de deux moteurs.



**Figure II.9.** Thermogramme et image visible d'une boîte à borne d'un moteur.

Cette technique est utilisée depuis longtemps dans le domaine militaire et médical. Le deuxième concept apporte des applications très intéressantes pour la maintenance dans les domaines industriels.

### II.2.3.3. Matériels de mesure

#### II.2.3.3.1. Le thermomètre infrarouge [10] [11]

Divers capteurs utilisent la mesure de la luminance infrarouge d'une surface pour estimer sa température. Le principe est simple et repose sur l'effet photoélectrique, engendré dans un semi-conducteur convenablement dopé (Ge + Au) par les photons IR émis par une surface en regard du capteur.

La figure ci-dessous donne un exemple de thermomètre IR. Afin d'éviter une élévation de température du capteur préjudiciable à la qualité de la mesure, on procède à une mesure intermittente (chopper) et une électronique synchrone permet d'apprécier la variation maximale d'amplitude du signal issu du thermo-senseur et d'en réduire la température de l'objet visé.



**Figure II.10.** Le thermomètre infrarouge.

#### II.2.3.3.2. Caméra infrarouge [10] [11]

Les caméras infrarouges sont conçues pour pallier les limites de nos yeux, incapable de voir les rayonnements émis par les objets 'froids', en dessous d'environ 500 °C. Nous pouvons donc dire que les objets sont froids s'ils sont à une température inférieure à 500 °C. Ceci pour nos yeux.

La caméra ne mesure pas des températures, mais des rayonnements, alors que, visualisée par la thermographie, l'image thermique que la caméra fournit pourra être licitement transformée en thermogramme, en image des températures (figure II.11). C'est bien ce que l'on cherche pour déterminer l'état de santé des matériels et surtout prévoir ce qui se passera dans l'avenir, en maintenance conditionnelle.



Figure II.11. La caméra infrarouge.

**II.2.4. Mesure d'épaisseur [2]**

**II.2.4. 1. Mesure par ultrason**

Les signaux ultrasoniques sont envoyées par un palpeur placé sur la surface de la pièce; en traversant les différentes couches, les ondes ultrasoniques sont réverbérées aux couches limites et renvoyées au palpeur. Connaissant la vitesse de propagation des ultrasons dans le matériau, l'intervalle du temps qui s'écoule entre l'émission et la réception des signaux est exploité par un microprocesseur pour définir l'épaisseur totale et celle des couches individuelles (figure II.12). En générale pour le contrôle d'épaisseur, les fréquences sont comprises entre 1 et 10 MHz. Cette technique est aussi employée pour déterminer la profondeur des défauts internes d'un matériau.

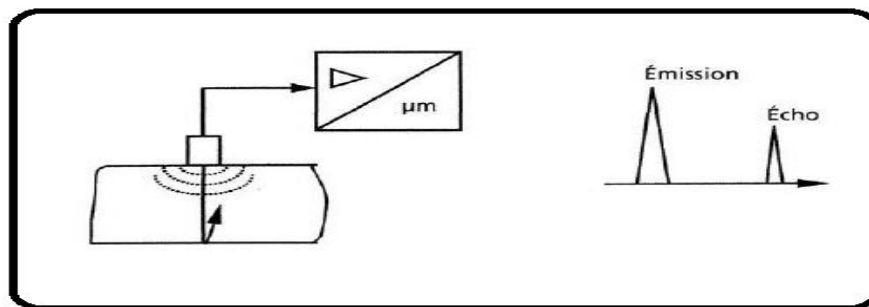


Figure II.12. Mesure par ultrason.

**II.2.4.2. Mesure par induction magnétique [2]**

Le palpeur, constitué d'une bobine primaire (émetteur) et d'une bobine secondaire (mesureur), est placé sur la surface de revêtement. Le couplage inductif entre ces deux bobines est influencé

par l'épaisseur du revêtement non magnétique (ferreuse). Plus le revêtement est épais, plus le signal de mesure est affaibli (figure II.13)

Cette technique est utilisée pour mesurer tous les revêtements non magnétiques (peinture, émail, chrome, zinc...) sur acier et sur bases ferreuses.

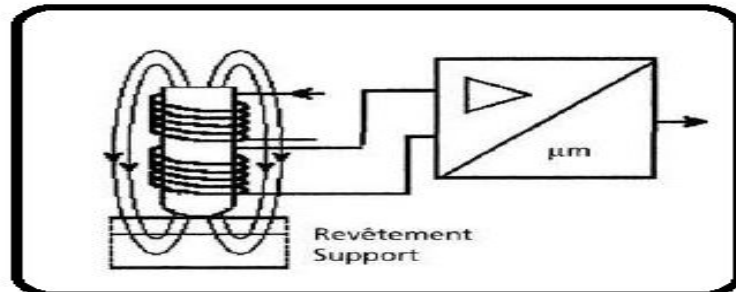


Figure II.13. Mesure par induction magnétique.

#### II.2.4.3. Mesure par courant de Foucault [2]

La mesure consiste à soumettre la pièce à l'action d'un champ magnétique variable, à l'aide d'une bobine parcourue par un courant électrique de haute fréquence. Ce champ magnétique induit les courants de Foucault dans la pièce. La trajectoire des courants induits est perturbée par des variations locales, soit de la géométrie, soit par les caractéristiques électromagnétiques du matériau. Le champ induit est fonction de ces variations et s'oppose au champ d'excitation (loi de Lenz), ce qui fait varier le courant traversant la bobine d'excitation. Cette variation assure une relation parfaitement linéaire à l'épaisseur de la pièce (Figure II.14)

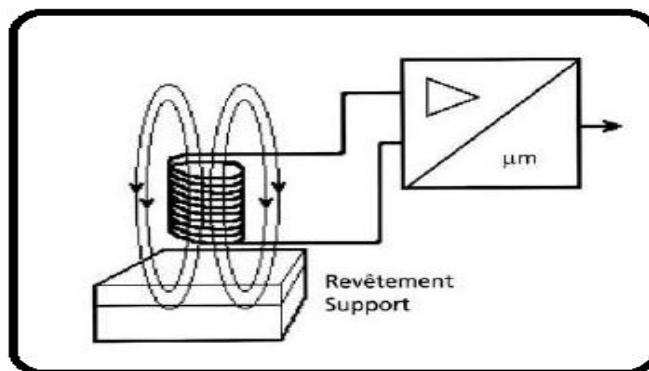


Figure II.14. Mesure par courant de Foucault.



### **II.3. Conclusion**

Durant cette partie on a vu les différentes techniques, et on remarque qu'il n'existe pas de méthode universelle permettant de détecter à un stade précoce tous les types de défauts d'une machine tournante. La méthode la plus efficace consiste alors souvent à réaliser un « savant mélange » des techniques pour en exploiter la complémentarité.

Dans notre étude on s'intéresse à l'analyse vibratoire tant que c'est encore celle qui permet à elle seule de réaliser un diagnostic complet de l'état des organes tournant de la machine.

**Chapitre III :**  
**Caractéristiques et techniques**  
**d'analyse des vibrations**

### III.1. Introduction

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

Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse des vibrations, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puis qu'elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmés de production.

### III.2. Caractéristiques d'une vibration

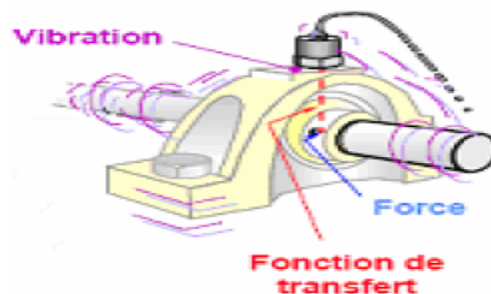


Figure III.1. Mesure d'une vibration [6].

#### III.2.1. Définition

Selon la norme AFNOR 90-001 : « Une vibration est une variation avec le temps d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position mécanique lorsque la grandeur est alternativement grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. Les phénomènes vibratoires sont des phénomènes périodiques ou apériodiques plus ou moins complexes ».

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre. Si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort (Figure III .2), on constate qu'il se traduit par :

- ✓ Un déplacement : la position de la masse varie de part et d'autre du point d'équilibre ;
- ✓ Une vitesse de déplacement : variation du déplacement par rapport au temps ;
- ✓ une accélération : variation de la vitesse par rapport au temps.

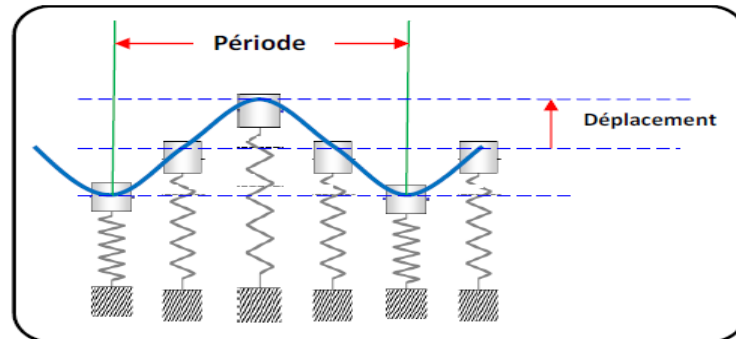


Figure III.2. Mouvement d'une masse suspendue à un ressort.

La vibration d'une machine soumise à une force périodique peut être décrite en termes de **déplacement**, de **vitesse** ou **d'accélération**. La vitesse du vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps. L'accélération représente une variation de la vitesse par unité de temps.

### III.2.2. L'amplitude

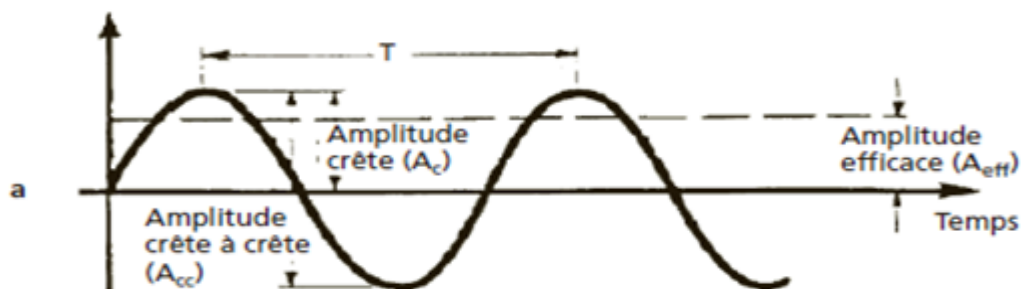
L'amplitude est la première sensation ressentie lorsque l'on pose la main sur le palier d'une machine qui vibre.

#### III.2.2.1. Définition [14]

On appelle **amplitude** d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre.

De cette définition générale, la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs (figure III. 3) pour caractériser son amplitude.

- **L'amplitude crête (Ac)**. Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.
- **L'amplitude crête à crête (Ac-c)** appelée « peak to peak » (Ap-p) en anglais. Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double ».
- **L'amplitude efficace (Aeff)** ou RMS en anglais (Root Mean Square). Comme en électricité, elle représente l'amplitude corrigée « statique » du signal redressé, indiquant ainsi l'énergie donnée par le mouvement vibratoire.



**Figure.III.3.** Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal.

Dans le cas d'une vibration sinusoïdale (induite par exemple par un balourd), les amplitudes crête, crête à crête et efficace sont liées par les relations suivantes :

$$A_{\text{eff}} = \frac{\sqrt{2}}{2} A_c = 0,707 A_c \quad (\text{III. 1})$$

$$A_c - c = 2\sqrt{2} A_{\text{eff}} = 2,838 A_{\text{eff}} \quad (\text{III. 2})$$

Dans le cas d'un signal vibratoire complexe, il n'existe pas de relations mathématiques liant les valeurs crête et efficace. Ces trois grandeurs, dont deux ne peuvent donc se déduire l'une de l'autre, devront donc être mesurées ou calculées simultanément par l'appareil de mesure suivant

les formules :  $A_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T s(t)^2 dt}$  (III. 3)

$$A_c = \sqrt{\max[S(t)^2]} \quad (\text{III. 4})$$

$$A_c - c = \max[S(t)] - \min[S(t)] \quad (\text{III. 5})$$

Avec :

- $\max [s(t)]$  : amplitude instantanée la plus élevée atteinte par le signal pour la période d'observation ;
- $\min [s(t)]$  : amplitude instantanée la plus faible atteinte par le signal pour la période d'observation ;
- $s(t)$  : fonction représentative du signal.

### III.2.2.2. Choix des valeurs d'amplitude [14]

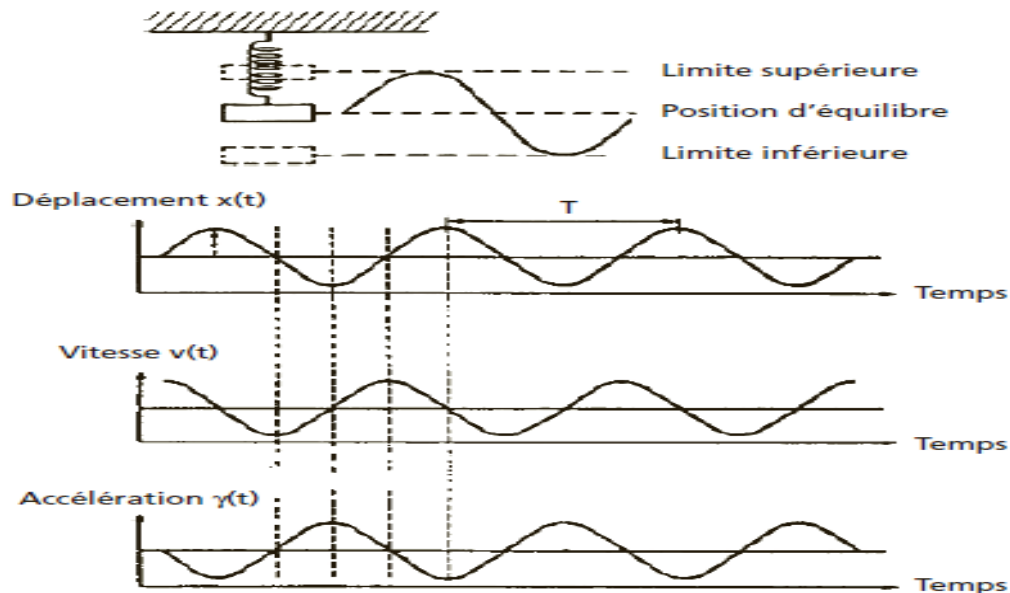
Parce que les amplitudes crête ou crête à crête représentent mieux l'ampleur d'un mouvement ponctuel, elles seront généralement choisies pour détecter un phénomène aléatoire ou peu répétitif. En revanche, l'amplitude efficace, mieux représentative de l'énergie dispensée par le mouvement vibratoire permettra de mieux détecter les phénomènes périodiques et d'effectuer leurs suivis notamment lorsqu'ils sont de faible ampleur face à l'environnement.

D'autre part, la connaissance simultanée de l'amplitude crête d'un signal et de son amplitude efficace donne une idée de la forme du signal, donc du type de vibration génératrice. La prise en compte de cette donnée utilisée sous formes plus ou moins élaborées dans la définition d'un certain nombre d'indicateurs tels que le facteur crête et le kurtosis permet souvent de façon simple la détection et la surveillance de phénomènes de type impulsif.

### III.2.2.3. Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude [14]

Si nous reprenons l'exemple du système mécanique (figure III. 4), on constate que le mouvement de la masselotte se traduit par :

- Un **déplacement**. La position de la masselotte varie de part et d'autre de la position d'équilibre, allant de la limite supérieure à la limite inférieure du mouvement.



**Figure III.4.** Représentation du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées.

- Une **vitesse** de déplacement. Cette vitesse sera nulle au point haut et au point bas du mouvement de la masselotte et sera maximale autour du point d'équilibre.
- Une **accélération**. Celle-ci permet à la masselotte de passer de sa vitesse minimale en début de course à sa vitesse maximale au point d'équilibre avant de décélérer en fin de course.

On peut déduire, par analogie avec ce qui précède, qu'une vibration est caractérisée par trois grandeurs physiques ou cinématiques fondamentales qui sont :

**Le déplacement  $x$ , la vitesse  $v$  et l'accélération  $\gamma$ .**

### III.2.3. Les différentes formes de vibration [15]

Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillants autour d'une position moyenne d'équilibre. Ces mouvements oscillants caractéristiques l'effort qui les génère, peuvent être, soit périodiques, soit apériodiques (transitoires et aléatoires) selon qu'ils se répètent ou non identiquement à eux-mêmes après une durée déterminée.

#### III.2.3.1. Les vibrations périodiques

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

##### a. Vibrations harmoniques (sinusoïdales pures)

Les mouvements sinusoïdaux élémentaires sont appelés « composantes harmoniques » et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement étudiée qui est appelée « fréquence fondamentale » ou fréquence de l'harmonique d'ordre 1. Elles sont décrites par la formule suivante :

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{X} \sin(\omega t + \theta) \quad (\text{III. 6})$$

Avec :

$\mathbf{X}$  : Amplitude maximale de vibration ;

$\omega$  : Pulsation du mouvement qui vaut  $\omega = 2\pi f \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$  ;

$\theta$  : La phase de la vibration ;

##### b. Vibration complexes périodiques

Deux ou plusieurs vibrations périodiques peuvent se superposer et donner comme résultante un mouvement qui est la composition de tous les mouvements élémentaires. Une telle vibration est créée par une excitation, elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines.

Elle est décrit par :

$$\mathbf{x}(t) = \sum_{i=1}^n [\mathbf{x}_i \sin(\omega_i t + \theta)] \quad (\text{III. 7})$$

#### III.2.3.2. Les vibrations apériodiques

##### a. Les vibrations aléatoires


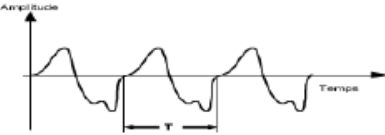
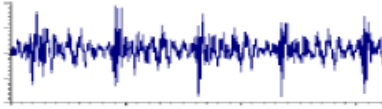
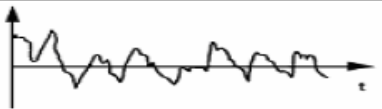
C'est une vibration continue pour laquelle il est possible de déterminer une période de répétition. Cette vibration ne peut être représenté par une fonction mathématique exacte, d'où l'utilisation des lois de probabilité pour la caractériser. C'est le cas des chocs que l'on enregistre sur un broyeur.



**b. Vibrations transitoire**

Sont générées par des forces discontinuées (choc). Elles peuvent présenter ou non un aspect oscillatoire revenant à une position d'équilibre après amortissement. Lorsqu'il existe des oscillations, comme pour une structure qui vibre après un choc et pour laquelle le coefficient d'amortissement est faible, on dit qu'il y a amortissement sub-critique, et le mouvement est pseudopériodique, si l'amortissement est très important, la structure revient à sa position d'équilibre sans oscillation, on dit alors que l'amortissement est sur critique et le mouvement est apériodique.

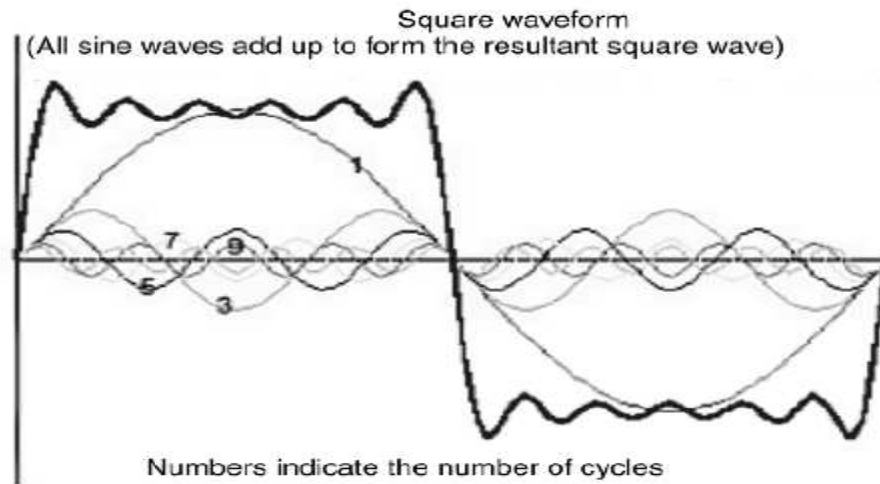
La figure ci-dessous illustre la représentation temporelle des vibrations en fonction de leurs natures [6] :

Nature des vibrations	Représentation temporelle des vibrations	Causes possible
<b>A</b> : Périodique de type sinusoïdal simple		balourd
<b>B</b> : Périodique de type sinusoïdal complexe		Engrènement
<b>C</b> : Périodique de type impulsionnel		Ecaillage des roulements
<b>D</b> : Aléatoire de type impulsionnel		Défauts de lubrification sur des roulements cavitation

**Figure III.5.** Nature de la vibration selon les variations de son amplitude en fonction du temps.

**III.2.4. Harmoniques [7]**

La figure ci – dessous représente plusieurs allures en fonction du temps. On présume que le déplacement est représenté sur l'axe des Y et que la courbe en gras est constituée depuis les autres allures numérotée. Ces allures représentent les harmoniques de cette courbe.



**Figure III.6.** Représentation des harmoniques.

De ce fait, une série impaire (1, 3, 5, 7, 9...) de courbe peut être observée dans la figure. Une telle série est appelée les harmoniques paires de la fréquence fondamentale.

Si on est amené à voir des formes avec des fréquences telles que 1, 2, 3, 4, 5...HZ, alors ceux sont les harmoniques de la première allure de 1Hz. La première forme d'une série est toujours désignée comme la fréquence fondamentale.

En revenant à la figure précédente, il est noté que la fondamentale sommée avec les harmoniques paires, le résultat obtenu est similaire au signal carré, qui est un peu compliqué.

Si une série des signaux sinusoïdaux sont sommés pour former un signal complexe, serait-il possible de faire l'inverse ? C'est possible. Ce concept est largement utilisé et cela avec la transformation de Fourier.

### III.2.5. Résonances liées aux vibrations [9]

Les vibrations mécaniques sont à l'origine d'une grande part des problèmes industriels ; Ces vibrations sont souvent symbolisées par un ensemble d'oscillateurs constitués de masses, de ressorts et d'amortisseurs.

La réponse d'un oscillateur est la somme d'oscillations amorties (réponse transitoire) et d'oscillations forcées (réponse permanente: sans amortissement). Lorsque la fréquence des oscillations amorties est égale à la fréquence des oscillations forcées, on assiste à des phénomènes de résonance. Le schéma représente le cas d'un oscillateur simple, avec une force directement appliquée sur la masse. L'amplitude des oscillations forcées est tracée en fonction du rapport entre la fréquence des oscillations amorties et celle des oscillations forcées.

En dessous de la résonance, le terme de raideur est prépondérant dans les forces en présence. Au-dessus, c'est la masse qui oppose la plus grande force à la force d'excitation. Les différentes courbes représentent plusieurs cas de rapport de l'amortissement sur la masse.

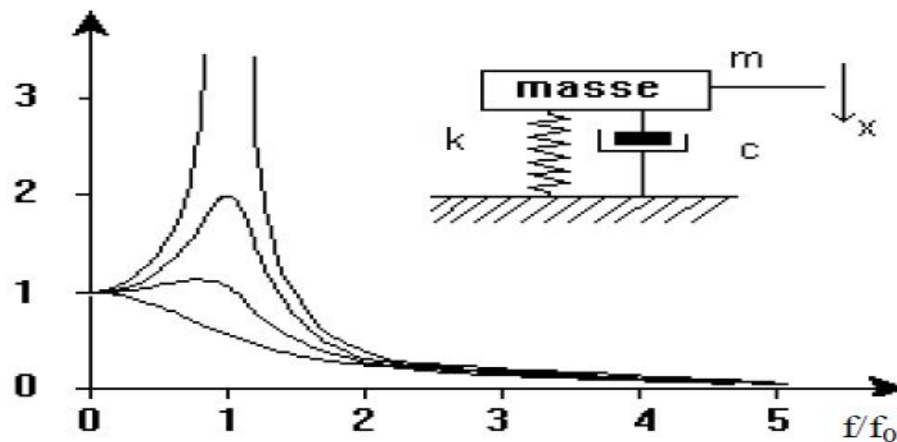


Figure III.7. Résonance liée à la vibration.

L'équation de mouvement libre prend la forme suivante :

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad \text{(III. 8)}$$

Avec  $m$  : masse;  $c$  : coefficient de frottement visqueux ;  $k$  : raideur et  $x$  le déplacement par rapport à la position d'équilibre.

On définit :

- La fréquence naturelle ou la fréquence propre de système conservatif associé (sans amortissement) :  $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$  (III. 9)
- L'amortissement critique :  $c_c = 2\sqrt{km}$  (III. 10)
- Le facteur d'amortissement :  $\varepsilon = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}}$  (III. 11)
- Le facteur d'amplification (à la résonance) : pour  $\varepsilon < 1$ ;  $Q \cong \frac{1}{2\varepsilon}$  (III. 12)
- Le coefficient d'amortissement :  $\delta_1 = -\varepsilon \sqrt{\frac{k}{m}}$  (III. 13)
- La fréquence propre amortie :  $f_a = f_0 \sqrt{1 - \varepsilon^2}$  (III. 14)

Dans le cas d'une force harmonique appliquée sur la masse, l'équation de mouvement devient :

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = f(t) = F \sin(\omega t) \quad \text{(III. 15)}$$

- On définira donc en plus la fréquence de résonance :

$$f_r = f_n \sqrt{1 - 2\varepsilon^2} \quad \text{(III. 16)}$$

Cela correspond en plus la fréquence de résonance le module  $X/F$  (déplacement/force) passe par un maximum.

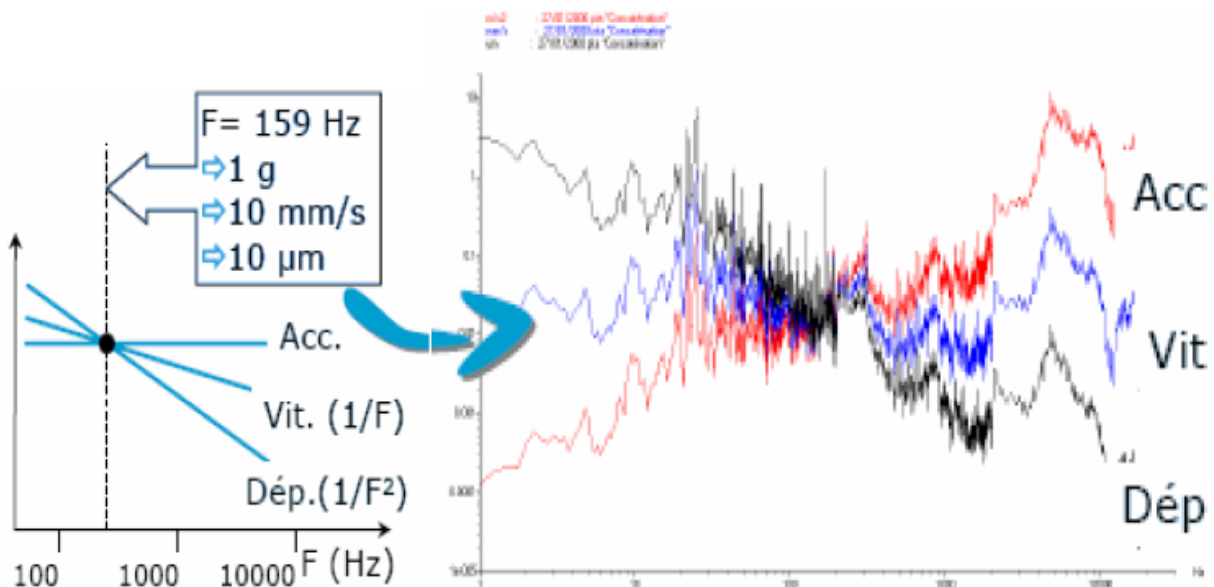
### III.2.6. Choix des grandeurs physique à mesurer [6]

Les relations (entre déplacement, vitesse et accélération) mettent en lumière l'importance du choix de la grandeur physique à mesurer pour la surveillance d'une machine tournante. Cette grandeur est appelée paramètre ou indicateur de surveillance.

- Puisque le déplacement est inversement proportionnel au carré de la fréquence, la mesure en mode déplacement aura pour effet d'atténuer toutes les composantes moyennes et hautes fréquences et d'amplifier les composantes basses fréquences, son utilisation est réservée donc aux très basses fréquences :  $F \leq 100$  Hz.

- La vitesse est inversement proportionnelle à la fréquence : Plus la fréquence augmente, plus la vitesse diminue : Son utilisation est réservée aux basses fréquences :  $F \leq 1000$  Hz.

- L'accélération, représentative des forces dynamiques, ne dépend pas de la fréquence : C'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur un large domaine de fréquences.  $0 \leq F \leq 20000$  Hz.



**Figure III.8.** Choix des grandeurs physiques à mesurer en fonction de la nature des défauts recherchés.

Pour rechercher un défaut, on mesure l'amplitude vibratoire en mode déplacement, vitesse ou accélération, selon que, la fréquence de la composante vibratoire prépondérante induite se situe en : basse, moyenne ou haute fréquence.

Types de défauts		Déplacement ( $\mu\text{m c/c}$ )	Vitesse ( $\text{mm/s eff}$ )	Accélération ( $\text{g eff}$ )	chocs
<b>Basses fréquences</b>					
- Balourd - Désalignement - Usure d'accouplement - Desserrage - ...		/	/	—	—
<b>Moyennes fréquences</b>					
- Engrènement défectueux - ....		—	/	/	/
<b>Hautes fréquences</b>					
Roulements	- Usure régulière	—	—	/	—
	- Mauvais graissage	—	—	/	—
	- début d'écaillage	—	—	—	/
	- Marquage important	—	—	/	/
	- Très dégradé	—	/	/	—

**Tableau III.1.** Suivi du niveau vibratoire des indicateurs.

Le suivi simultané des 3 niveaux globaux : déplacement, vitesse et accélération est un bon indicateur de l'origine du phénomène, malheureusement, il ne permet pas d'établir un diagnostic précis, mais seulement d'orienter les recherches.

### III.3. Différents techniques pour la détection des défauts dans les machines tournantes

La notion de dépistage a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de suivre son évolution. Cette démarche repose sur le choix préalable d'un indicateur ou d'un ensemble d'indicateurs dont on va surveiller la variation dans le temps.

Cependant, le dépistage d'une anomalie à un stade précoce n'est pas suffisant, car le technicien en maintenance conditionnelle désire généralement connaître la nature de cette anomalie et sa gravité pour pouvoir prendre une décision sur le remède à mettre en place. La réponse à ces nouvelles exigences est du ressort du diagnostic dont les fondements sont quelque peu différents de ceux du dépistage. Le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible d'en préciser la gravité. Cette démarche s'appuie sur une analyse systématique du signal vibratoire, tant dans sa forme spectrale que temporelle, pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée. [18]

### III.3.1. Outils servant au dépistage [18]

Les outils servants au dépistage sont des indicateurs plus ou moins élaborés dont l'évolution dans le temps est représentative d'une anomalie et de son aggravation. À chaque indicateur est associé un seuil à partir duquel on déclenche une procédure préétablie d'intervention. On distingue les indicateurs en mode global temporel et les différents indicateurs en mode global fréquentiel.

#### III. 3.1.1. Suivi des indicateurs « Large Bande »

Ce type de mesure utilise notamment la valeur RMS et s'effectue sur une large plage de fréquences de 10 à 1000 Hz. Il permet d'évaluer l'état global d'un matériel sans pouvoir en déterminer la cause. L'inconvénient majeur de cette technique est que les grandes amplitudes ont une influence prépondérante sur le résultat global d'où un effet dit de « masque ». [18]

- **Effet de masque [1]**

C'est l'écueil principal de la surveillance par indicateurs « Large Bande » qui limite considérablement le domaine d'utilisation et la fiabilité de ce mode de surveillance. En effet, si la puissance d'un signal est une grandeur physique additive, sa valeur efficace qui en dérive ne l'est pas. Cela signifie que, si  $A$  représente la valeur efficace du signal vibratoire en absence de défaut et  $D$  la valeur efficace du signal induite par un défaut, la puissance du signal après apparition de ce défaut devient égale à :

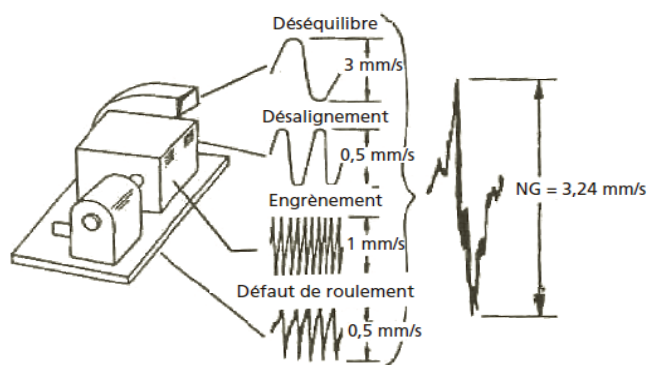
$$A_d^2 = A^2 + D^2 \quad (\text{III. 17})$$

Et sa valeur efficace :

$$A_d = \sqrt{A^2 + D^2} = A\sqrt{1 + D^2/A^2} \quad (\text{III. 18})$$

Cette dernière montre clairement que la valeur efficace de l'amplitude de signal augmentera de manière significative si :  $D^2/A^2 > 1$ , c'est-à-dire si la puissance du signal induit par défaut est significative devant la puissance du signal induit par le fonctionnement de la machine considérée en bon état.

➤ **Exemple : moto-soufflante [14]**



**NG niveau global initial**

$$NG = \sqrt{3^2 + 0.5^2 + 1^2 + 0.5^2} = 3.24$$

**Figure III.9.** Exemple d'effet de masque.

Une variation de 30% sur le déséquilibre (gravité moyenne) donnera :

$$\sqrt{3,9^2 + 0,5^2 + 1^2 + 0,5^2} = 4,08 \text{ mm/s} \text{Variation de 26\%}$$

Une variation de 300% sur le roulement du palier (gravité extrême) donnera :

$$\sqrt{3^2 + 0,5^2 + 1^2 + 1,5^2} = 3,58 \text{ mm/s} \text{Variation de 9\%}$$

#### ▪ Observation

On constate que la gravité est éludée par la signification des deux variations obtenues des deux défauts de gravité différentes.

### III. 3.1.2. Indicateurs en mode global

La méthode du niveau global, consiste à apprécier le niveau vibratoire de la machine en mesurant la valeur efficace de ces vibrations et de la comparer aux seuils de jugement préconisés par les normes. Selon la norme ISO 2372 (annexe I), l'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine.

#### ▪ Remarque

La mesure du niveau global permet de suivre de manière fiable une machine. Elle ne permet pas d'établir un diagnostic. En effet sous une valeur en déplacement, vitesse ou accélération, tous les phénomènes mécaniques sont confondus (Balourd, lignage, engrènement, roulement).

Donc la mesure du niveau global permet d'émettre un avis sur la situation du phénomène en fréquence (d'origine basse ou haute fréquence). [15]

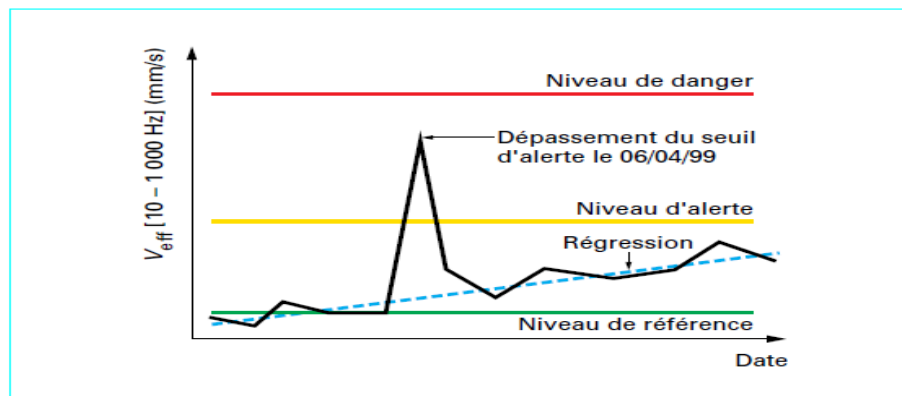


Figure.III.10. Exemple d'utilisation d'un niveau global. [17]

### III. 3.1.3. Suivi des indicateurs « bande étroite » dite par « bande de fréquence »

Pour minimiser l'effet de masque, certains appareils permettent de déterminer la valeur RMS, ou d'autres indicateurs de même nature, dans des bandes de fréquences plus ou moins larges. Sous réserve de connaître les seuils d'intervention correspondants, cela peut permettre de dissocier certains défauts importants et de fiabiliser une interprétation. [18]

**Exemple**

Reprenons l'exemple de la moto-soufflante (figure III. 9). Nous pouvons définir [14] :

- un indicateur mesuré sur une plage basses fréquences et donc sensible aux défauts dont les manifestations vibratoires prépondérantes se situent aux tous premiers ordres de la fréquence de rotation (déséquilibre, désalignement...);
- un indicateur mesuré sur une plage moyenne fréquences, sensible aux défauts dont les manifestations vibratoires prépondérantes se situent à des ordres de la fréquence de rotation beaucoup plus élevés (défauts d'engrènement, passage des pales du ventilateur...);
- un indicateur mesuré en hautes fréquences sensible aux défauts de type chocs comme l'écaillage d'un roulement.

On voit bien qu'avec le découpage en trois bandes de fréquences, on a nettement diminué l'effet de masque, même s'il y a encore risque de confusion entre balourd et désalignement en basses fréquences et engrènement/passage des pales en moyennes fréquences.

**III. 3.1.4. Suivi des indicateurs de type impulsionnel [14]**

Les défauts, induisant des forces impulsionnelles, engendraient des vibrations de même type. La plupart des défauts affectant notamment les roulements (écaillage, indentation, manque de graisse, jeux internes trop importants...) sont de cette nature. Comme ils 'agit généralement de chocs périodiques ou aléatoires de très courte durée, l'étendue spectrale peut atteindre plusieurs centaines de kilohertz. Cependant, l'énergie vibratoire induite, au lieu d'être uniformément répartie comme celle de la force excitatrice, se trouve au contraire concentrée dans des bandes fréquentielles étroites centrées autour des fréquences propres des différents organes constituant la machine. Comme ces fréquences se situent en hautes fréquences, l'accélération sera la grandeur physique à privilégier pour représenter les réponses de ces modes. Afin d'isoler ces phénomènes vibratoires (généralement induits par des défauts de roulements, mais aussi par des écaillages de dents sur engrenages, des jeux de paliers ou de clavettes, des défauts de serrage...) de l'ensemble des autres phénomènes plus ou moins sinusoïdaux générés par le fonctionnement d'une machine, on pourra aussi utiliser des indicateurs de surveillance larges bandes plus sensibles à la forme du signal qu'à son énergie tels que le facteur de crête et le Kurtosis (annexe II).

**III. 3.1.5. Suivi par courbe de tendance**

Les mesures de tendance sont faites et enregistrées à intervalles réguliers de temps et elles sont comparés à des niveaux d'alerte et d'alarme. Lorsque les niveaux d'alerte et d'alarme sont dépassés, une intervention est planifiée ou, au besoin, une analyse vibratoire plus approfondie est réalisée pour déterminer la cause du problème. [19]



En effet, les processus d'évolution d'un défaut et les phases de dégradation d'une machine sont complexes. Ils ne peuvent pas être représentés et analysés par l'évolution d'un seul indicateur mais par celle d'un ensemble d'indicateurs.

Un déséquilibre en s'aggravant risque induire des desserrages. Ces derniers à leurs tours peuvent induire un désalignement qui va entraîner une dégradation rapide de l'accouplement et induire des contraintes au niveau des roulements. La dégradation de l'accouplement se traduit par des fluctuations de vitesse instantanée qui induiront à leurs tours des dégradations au niveau de la denture des engrenages... [1]

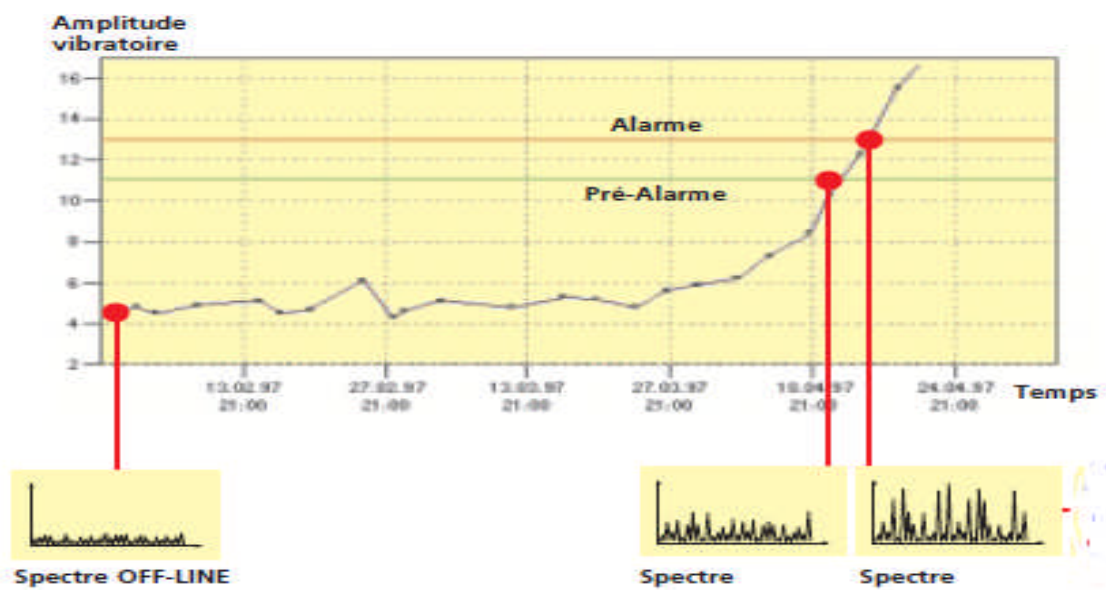
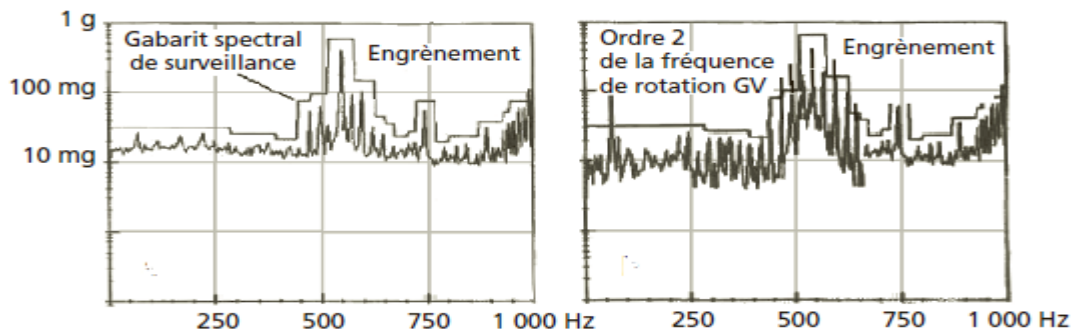


Figure III.11. Histogramme d'évolution ou courbe de tendance. [19]

### III. 3.1.6. Suivi par comparaison des spectres à des gabarits prédéfini

Cette technique de dépistage consiste à comparer le spectre vibratoire issu de chaque mesure avec le spectre de référence de la machine surveillée, obtenu dans des conditions identiques, à un moment où l'état de l'installation à pu être considéré comme satisfaisant. Bien souvent, ce spectre de référence ou signature est remplacé par un gabarit ou un masque de référence fixant les limites acceptables dans la dérive des fréquences (dues généralement à une légère variation de la vitesse de rotation) et dans l'accroissement des amplitudes.

Tout changement significatif du nouveau spectre se traduit par un débordement du gabarit, qui déclenche l'alarme comme nous le montre la figure (III.12) [14].



**Figure III.12.** Exemple de surveillance par suivi d'évolution spectrale avec déclenchement d'alarme par dépassement de gabarit.

### III.3.2. Outils servant au diagnostic

Le diagnostic a pour objectif d'identifier les causes et d'analyser pour chacune d'elle le niveau ou la gravité de l'endommagement. L'analyse spectrale, ainsi que les outils d'analyse qui lui sont associés, est le moyen le plus efficace pour diagnostiquer le comportement d'un matériel de production. Ces outils sont principalement, le spectre RC (résolution constante) ou FFT (fast Fourier transform), le zoom, le cepstre, ainsi que l'analyse d'enveloppe.

#### III. 3.2.1. Le cepstre

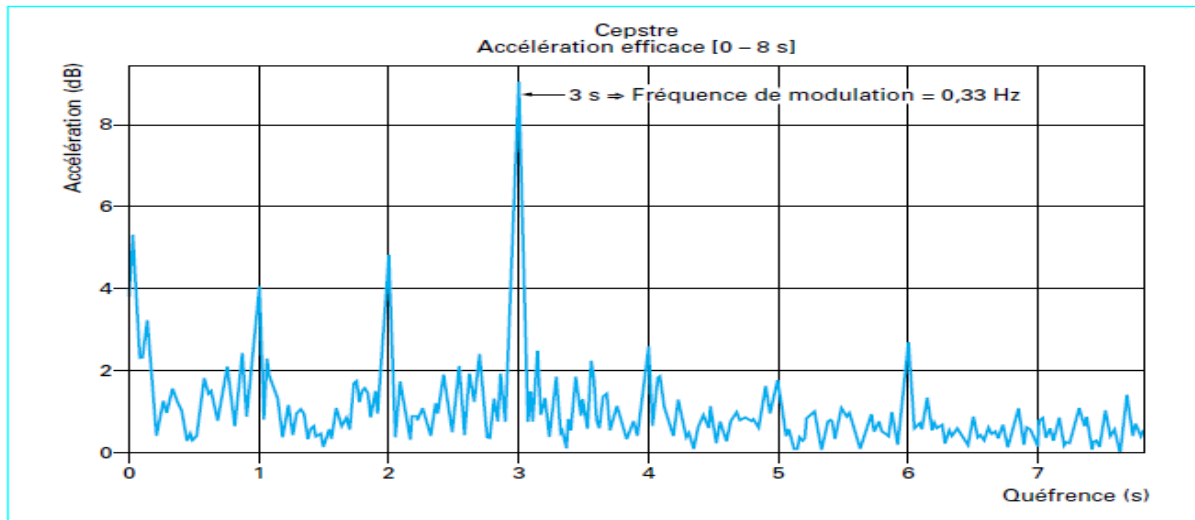
Le cepstre est une fonction du traitement du signal qui consiste à partir du domaine temporelle, à passer dans le domaine des fréquences, et à revenir dans le domaine temporel.

Par définition, le cepstre est la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre de puissance, et il a pour effet déconvoluer la réponse impulsionnelle (de la structure à examiner) des forces d'excitation. Le cepstre peut être utilisé avec succès pour la surveillance de l'apparition et de l'évolution d'un certain nombre de défauts induisant :

- des chocs périodiques (desserrages, jeux, écaillages de roulements, défauts de dentures...);
- une modulation en amplitude ou en fréquence de composantes cinématiques (fréquence de rotation, d'engrènement, d'accouplement, de passage d'ailettes, d'encoches...) traduisant l'existence d'excentricité ou de fluctuation périodiques de couple ou de vitesse de rotation instantanée (jeux d'accouplement, usure de clavette, écaillage de denture, rupture de barres de cage de moteur...).

$$C(\tau) = F^{-1}[\log(S^2(f))] = F^{-1}[2 \log(S(f))] \quad (\text{III. 19})$$

La variable  $\tau$ , qui à la dimension d'un temps, est appelée fréquence. Une petite fréquence représente des espacements grands entre les fluctuations dans le spectre et une haute fréquence des espacements petits. [6]



**Figure III.13.** Utilisation d'un cepstre pour la surveillance d'un engrenage.[17]

### III. 3.2.2. Analyse d'enveloppe

Afin de concilier les concepts de temps et de fréquence, l'idée plus simple est d'analyser l'évolution temporelle d'un harmonique sur une fréquence donnée. La technique porte le nom d'analyse d'enveloppe, l'enveloppe étant par définition l'amplitude temporelle de l'harmonique, cette technique est appelée aussi démodulation d'amplitude, est très utilisée pour la détection des défauts qui se manifestant dans les hautes fréquences. La modulation d'amplitude d'une fréquence est la variation périodique du signal au cours du temps.

L'analyse d'enveloppe est relativement facile à maitre en œuvre, elle est beaucoup utilisée pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes (dont les signaux sont typiquement non stationnaires) ainsi qu'on contrôle non destructif (émission acoustique). Dans certains cas l'analyse d'enveloppe est suivie d'une analyse de Fourier (Spectre d'enveloppe) qui permet de relever les éventuelles structures périodiques de l'enveloppe. Cette dernière technique est tout à fait préconisée pour la détection et l'identification de chocs anormaux et répétitifs. [20]

Grace à la méthode d'enveloppe, cette modulation d'amplitude peut être extraite du signal original. En effet, l'enveloppe d'un signal modulé en amplitude par un autre signal périodique est une fonction périodique de période égale à celle du signal modulant. Il suffira alors d'interpréter le spectre fréquentiel (obtenu par la transformée de Fourier) de cette enveloppe afin d'en retirer la fréquence des impacts, propre au défaut. [21]

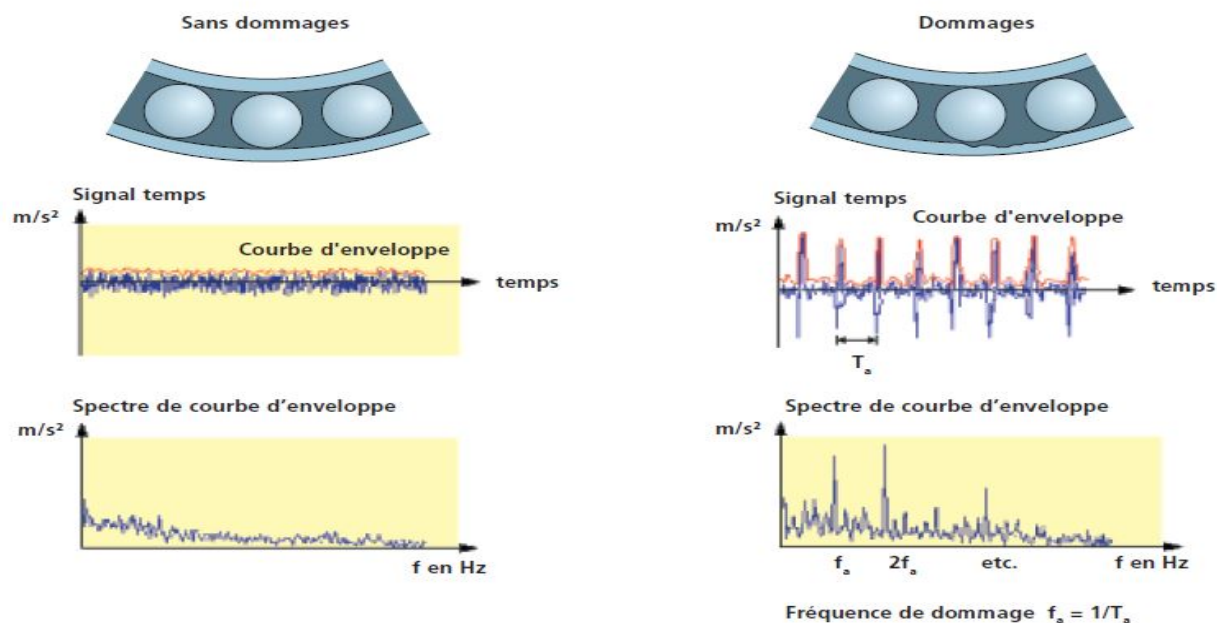


Figure III.14. Exemple de défaut de roulement. [19]

III. 3.2.3. Zoom [22]

La fonction zoom autorise une augmentation de la résolution d'analyse, grâce à une concentration des lignes spectrale dans une bande de fréquence restreinte autour d'une fréquence centrale sélectionnée afin d'obtenir des résolutions satisfaisantes.

Si le nombre de lignes fréquentielles d'analyse est  $N_f$  et  $B$  la largeur de la bande d'analyse  $[0 - f_{max}]$ , la résolution d'analyse  $\Delta f$  est égale à  $B/N_f$ , cette résolution peut être insuffisante pour séparer deux composants de fréquences voisines dans un spectre.

La résolution voulue est alors : 
$$\Delta f = \frac{B}{p \cdot N_f} \quad (III. 20)$$

$p$  : étant le facteur de zoom, varie le plus souvent de 2 à 512 (de forme  $2^n$ , selon les analyseurs), et dépend de la cinématique de la machine dont on veut faire le diagnostic.

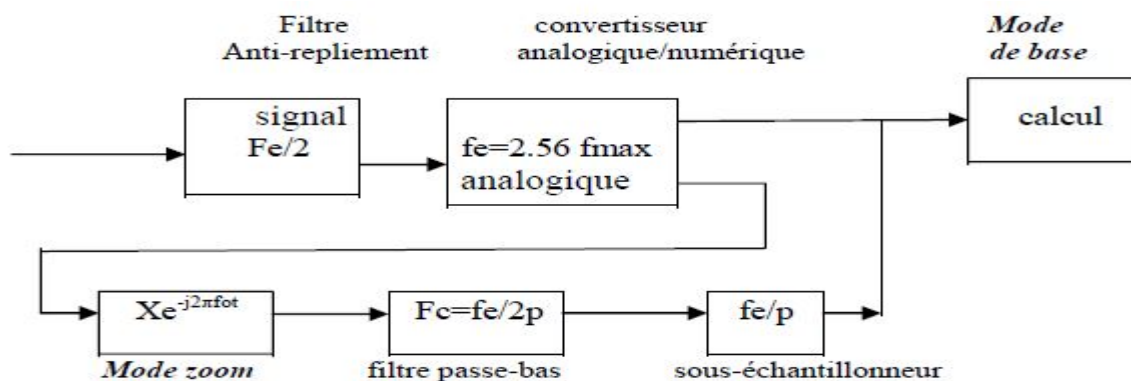


Figure.III.15. Schémas de principe d'une analyse en mode de base et en mode de zoom.

### III.3.2.4. Analyse spectrale (spectre RC ou FFT)

Le signal mesuré est considéré comme une combinaison des réponses des composantes constituant le système. La plus part des fréquences caractéristiques sont proportionnelles à la fréquence de rotation des arbres. Un signal quelconque  $s(t)$  peut être décomposé en signaux sinusoïdaux élémentaires. L'analyse spectrale consiste à identifier la fréquence et l'amplitude de ces sinus, et elle est obtenue à partir d'une transformée de Fourier du signal temporel. On obtient un spectre sous forme d'un graphique montrant l'amplitude à chaque fréquence appelée spectrogramme. [6]

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot e^{-2\pi f t} dt \quad (\text{III. 21})$$

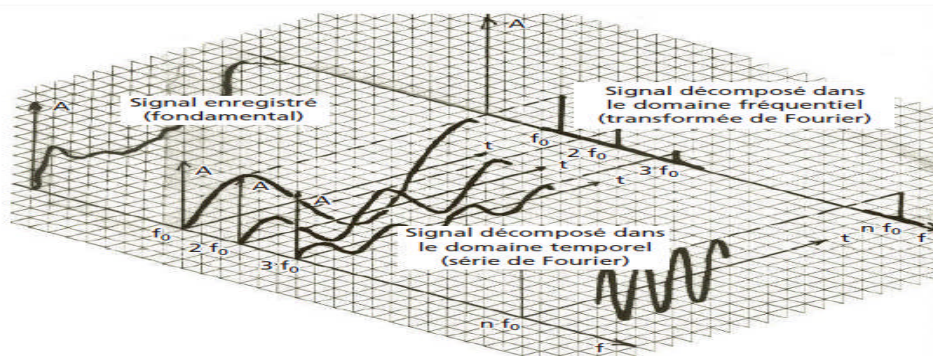
Numériquement, la transformée de Fourier discrète correspondante s'exprime :

$$S(k) = \sum s(j) \omega_N^{(j-1)(k-1)} \quad \text{Avec } \omega_N = e^{(-2\pi i)/N} \quad (\text{III. 22})$$

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

#### ➤ La transformation de Fourier rapide FFT :

La transformation de Fourier rapide FFT est un algorithme permettant de réduire en particulier le nombre de multiplications, pour calculer la TFD (transformation de Fourier discret). Il existe différents algorithmes de FFT. Le plus connu et le plus utilisé est celui de Cooley – Tukey. Le nombre de multiplication complexes est  $(N/2)\log(N)$ . Le temps de calcul d'un TFD par FFT peut être réduit d'un facteur supérieur à 100. [16]



**Figure III.16.** Différentes représentations d'un signal brut par décomposition dans les domaines temporel et fréquentiel. [14]

Comme on le voit dans un spectre, toutes les composantes du signal vibratoire sont représentées sous forme de « Pics » et l'on peut suivre individuellement une variation d'amplitude sans qu'il y ait, comme dans la mesure globale, d'effet de masque qui risque d'estomper la mise en évidence d'un défaut en, développement. [16]

- **Exemple**

Si  $S(t)$  peut désigner l'accélération, la vitesse ou le déplacement est une fonction périodique du temps  $t$ , on peut donc écrire :  $S(t) = \sum_{n=0}^N s_n \sin(\omega_n t + \varphi)$  (III. 23)

Représentation graphique (figure III. 18. a) de la fonction :

$$S(t) = 10 \sin(2\pi t) + 5 \sin(6\pi t) + 3 \sin(11\pi t)$$

Un simple examen visuel du graphe de la figure (III. 17. a) ne permet pas de distinguer les trois phénomènes qui composent le mouvement total. On a besoin d'un outil mathématique supplémentaire.

La transformée de Fourier, lorsqu'elle s'applique à une fonction du temps (comme l'accélération, la vitesse ou le déplacement), donne pour résultat une autre fonction dont la variable est la fréquence.

La représentation graphique de cette nouvelle fonction s'appelle « **spectre** ». Le spectre permet d'identifier rapidement tous les termes d'ordre  $n$  de la fonction du temps.

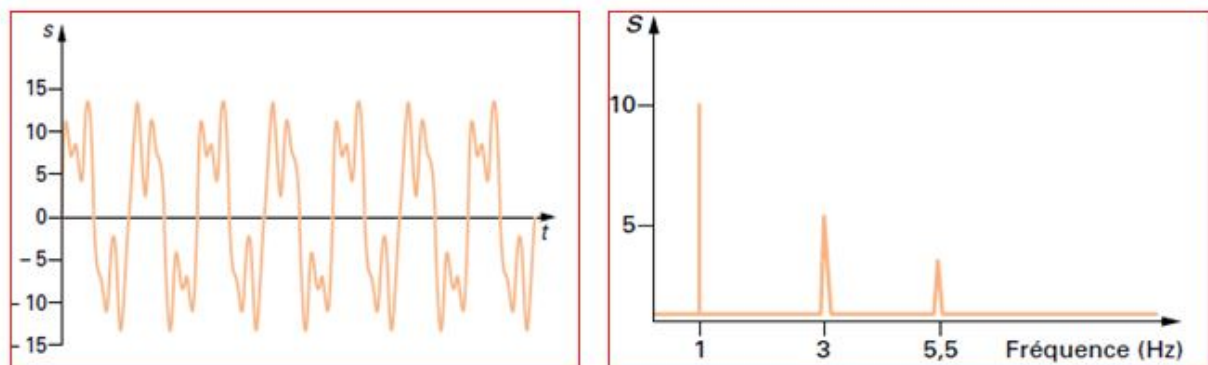
Fonction du temps :  $S(t) = 10 \sin(2\pi t) + 5 \sin(6\pi t) + 3 \sin(11\pi t)$

On applique la transformation de Fourier d'où :

Fonction de la fréquence :

$$S(1) = 10, \quad S(3) = 5, \quad S(5,5) = 3 \quad (\text{III. 24})$$

Le spectre (figure III. 17. b) désigne sans équivoque les trois événements. Un d'amplitude 10 et de fréquence 1 Hz (1 fois par seconde), un autre d'amplitude 5 et fréquence 3 Hz (3 fois par seconde) et, enfin, un dernier d'amplitude 3 et de fréquence 5,5 Hz (5,5 fois par seconde). [8]



a. Représentation de la fonction  $S(t)$ .

b. Représentation de la transformée de  $S(t)$ .

**Figure III.17.** Représentation graphique de la fonction  $S(t)$  et de sa transformée de Fourier.

**III.4. Conclusion**

Ce chapitre a été consacré à une présentation de l'organisation du signal en général ainsi que des définitions de certaines grandeurs caractéristiques des signaux vibratoires qui joueront le rôle d'indicateurs qui feront l'objet de suivi de la tendance ou de surveillance par rapport à certains seuils (Alarme).

Un rappel de certains éléments d'analyse des signaux a été abordé, tel que la transformée de Fourier, outil classique d'analyse spectral qui a prouvé son efficacité pour les signaux à caractère périodique (cas des machines tournantes).



**Chapitre IV :**  
**Origines des vibrations dans les**  
**machines tournantes**



## IV.1. Introduction

Toutes les machines tournantes produisent des vibrations qui sont fonction de la dynamique de ces machines, comme l'alignement et l'équilibre des parties rotatives [7]. La mesure de l'amplitude des vibrations à certaines fréquences peut révéler de précieuses informations sur la précision de l'alignement et l'équilibre d'un rotor, comportement des roulements et engrenages et autres structures.

## IV.2. Origine des vibrations

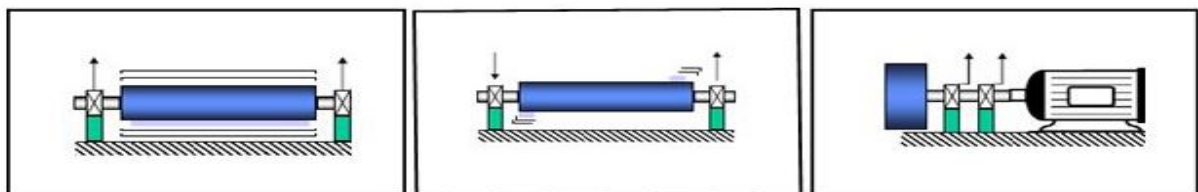
Il n'y a pas de bon diagnostic sans une bonne connaissance des défauts. C'est pourquoi, une démarche essentielle de l'action de surveillance, est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur les machines (annexe III) et de déterminer la manière dont ils se manifestent, autrement dit, de déterminer leurs signatures vibratoires. L'expérience acquise sur les problèmes vibratoires des machines tournantes a conduit à classifier les défauts rencontrés en différentes origines :

### IV.2.1. Origine mécanique

#### IV.2.1.1. Balourd (défaut d'équilibrage) [7]

Les normes internationales (ISO) définissent un balourd comme étant : « La condition, existant lors des vibrations du rotor, force ou mouvement distribué sur les surfaces étant comme résultat des forces centrifuges », ou bien c'est la distribution irrégulière de la masse sur l'arbre en rotation

La figure ci-dessous nous donne les différents types de balourds



a) Balourd statique

b) Balourd dynamique

c) Déséquilibre typique

Figure IV.1. Types de balourds.

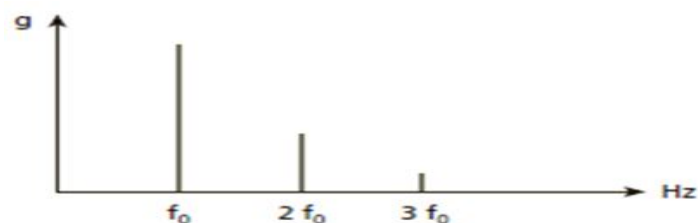


Figure IV.2. Spectre typologique d'un balourd. [14]

Avec :  $f_0$  la fréquence de rotation.

- **Manifestation :** [17]

- augmentation du niveau global choisi en basses fréquences :

- soit  $D_{cc}$  [10 - 1000 Hz] ;

- soit  $V_{eff}$  [10- 1000 Hz].

- nette augmentation de l'amplitude de la fréquence fondamentale (fréquence de rotation,  $f_r$ ) :

$$f_r = N/60 \quad \text{Avec } N \text{ est la vitesse de rotation en (tr/min).}$$

- **Origine**

Elle peut être :

- mécanique : dégradation des pales ou aubages.);

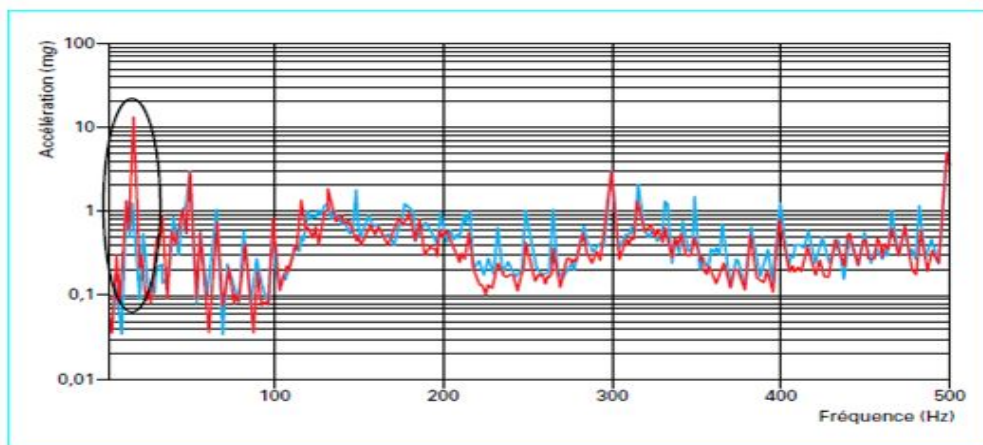
- thermique : modification de la géométrie des parties tournantes en fonction de la température.

Dans la plupart des cas, on peut y remédier par un nettoyage ou, si nécessaire, un équilibrage.

- **Exemple :** mise en évidence d'un défaut de balourd (figure IV. 3).

- Spectre bleu (machine en bon état de fonctionnement) : amplitude de la fréquence fondamentale 1,323 mg pour 16,25 Hz ;

- Spectre rouge (machine en fonctionnement dégradé : défaut d'équilibrage) : amplitude de la fréquence fondamentale 14,199 mg pour 16,25 Hz.



**Figure IV.3.** Mise en évidence d'un défaut de balourd. [17].

#### IV.2.1.2. Délignage

L'arbre moteur et l'arbre récepteur ne sont pas parfaitement alignés. [17]

L'objectif de l'alignement de deux machines est de faire en sorte que les axes des deux lignes d'arbres soient parallèle est confondue, Il existe deux types de défaut désalignements (figures ci – dessous) :

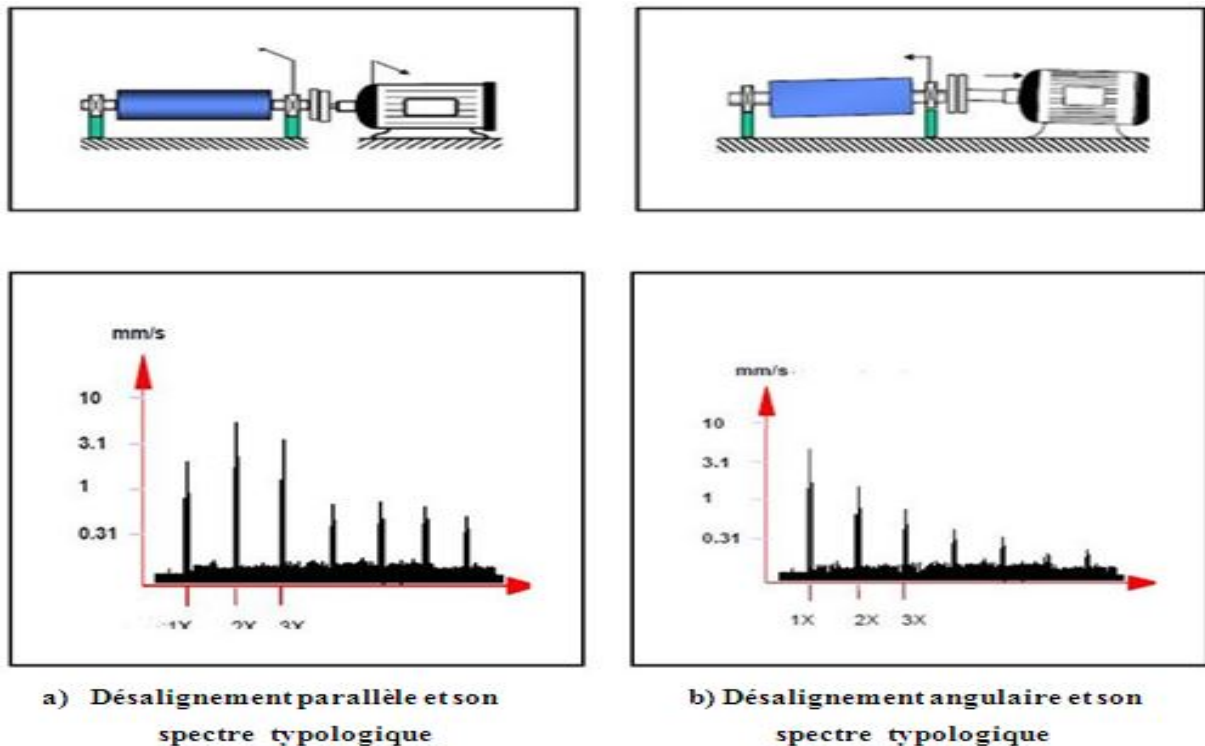


Figure IV.4. Types de défauts d'alignements.

▪ **Manifestations** [17]

- Augmentation du niveau global choisi en basses fréquences :
  - soit  $D_{cc}$  [10-1 000 Hz] ;
  - soit  $V_{eff}$  [10-1 000 Hz].
- Augmentation des proches harmoniques de fr. Le plus souvent l'harmonique de rang 2 tend à s'élever au-delà de la fréquence fondamentale.

Parfois le phénomène se transmet aux 3ème et 4ème harmoniques.

▪ **Origine**

Elle peut être :

- Mécanique : desserrage des pieds de fixation d'une des machines ;
- Thermique : excroissance thermique des pieds en fonctionnement ;

Dans la plupart des cas, on peut y remédier facilement par un lignage. Ce genre de prestation est maintenant réalisé à l'aide de matériels utilisant la technologie du laser. Pour la plupart des applications, un lignage effectué par du personnel qualifié et expérimenté n'immobilise la machine que quelques heures.

- **Exemple:** mise en évidence d'un défaut de délignage (figure IV. 5).

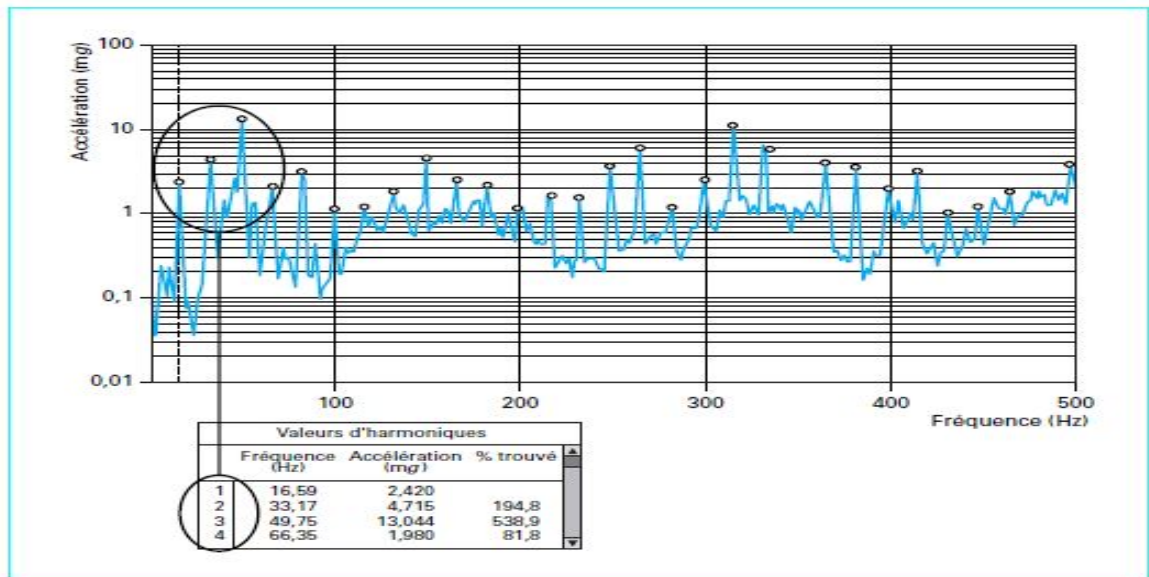


Figure IV.5. Mise en évidence d'un défaut de délignage.

IV.2.1.3. Frottement, desserrage, fissuration, jeux [17]

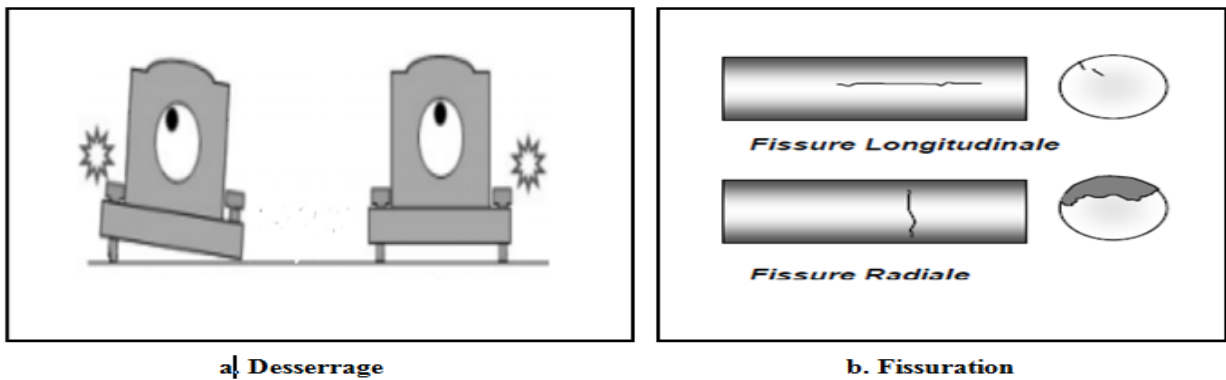


Figure IV.6. Défauts de desserrage et fissuration.

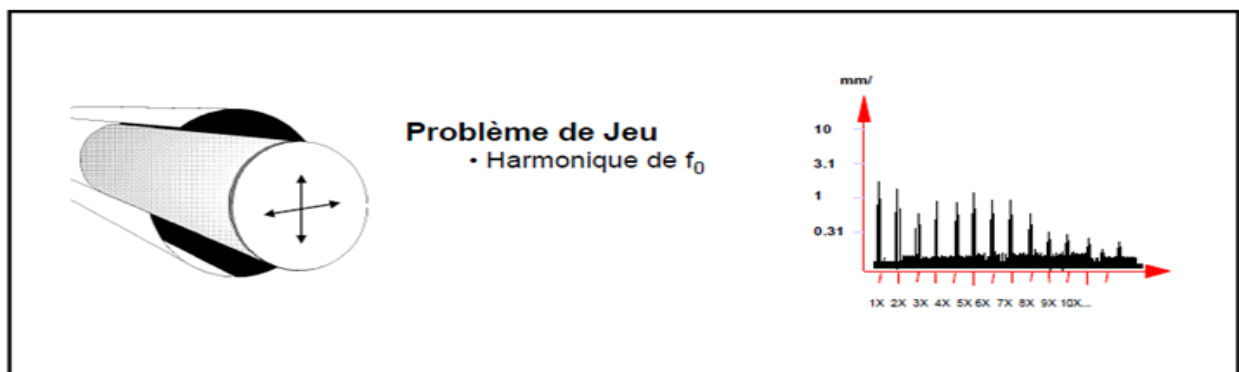


Figure IV.7. Problème de jeu.

- **Manifestations**

Ce défaut peut présenter plusieurs images caractéristiques. Il fait ressortir la fréquence fondamentale  $f_r$  et ses harmoniques. Contrairement au défaut d'alignement, les harmoniques peuvent ressortir sur une gamme très étendue de fréquences et pas seulement jusqu'au 4<sup>ème</sup> ordre. Il peut aussi parfois faire apparaître la fréquence  $1/2 \times f_r$  et ses harmoniques à un niveau toutefois moindre que les harmoniques de la fréquence fondamentale.

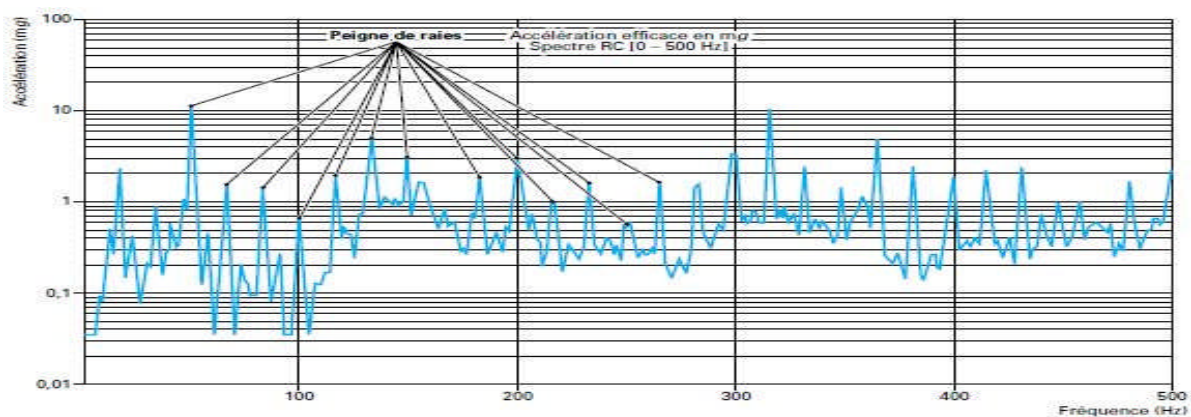
- **Origines**

Elles peuvent être très diverses ainsi que les remèdes ; s'il s'agit d'un défaut de serrage, il est très facile d'y remédier. Une fissure sur un arbre de turbine demandera une intervention beaucoup plus lourde.

- **Exemple**

Mise en évidence d'un défaut de jeu ou de fissuration (Figure IV. 8).

Ce genre de défaut est, en général, directionnel (desserrage selon un axe, fissuration beaucoup plus apparente dans la direction de la charge que dans les autres directions...).



**Figure IV.8.** Exemple de spectres RC [0 – 500 Hz].

Ce spectre présente les images caractéristiques de défauts tels que jeux importants ou fissuration.

#### IV.2.1.4. Palier lisse

Les paliers lisses (coussinet) servent de support pour l'arbre, ils assurent aussi son positionnement. Parmi les paliers fluides on trouve les paliers lisses hydrodynamiques.

Dans lesquels l'arbre est en équilibre sur le film d'huile entretenu par la rotation. La position d'équilibre est définie par l'angle de calage qui est l'angle formé par la droite des centres et la direction de la charge de l'arbre dans le palier.[7]

Cet angle dépend de la technologie du palier et à une forte incidence sur la stabilité de la (Figure IV. 9) :

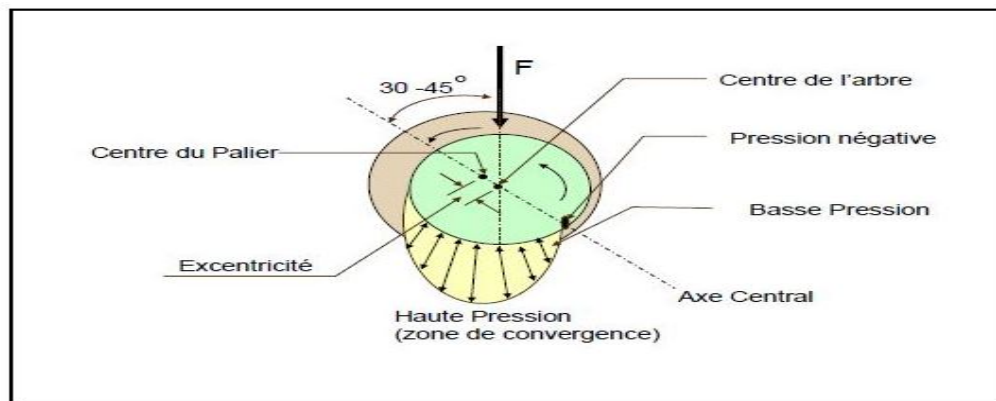


Figure IV.9. Palier lisse hydrodynamique.

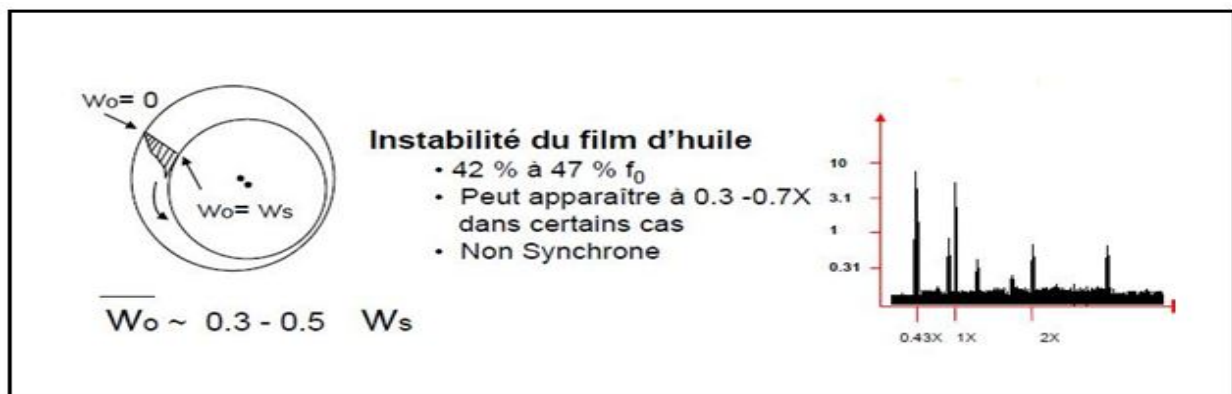


Figure IV.10. Instabilité du film d'huile.

Des installations de l'arbre dans le palier peuvent apparaître sous l'effet de variations de certains paramètres tel que :

- La charge appliquée au rotor ;
- La vitesse de rotation ;
- La viscosité de l'huile.

L'instabilité se manifeste par une variation dont la fréquence est comprise entre  $0,3f_r$  et  $0,7f_r$  selon la technologie du palier.

#### IV.2.1.5. Défauts de courroies [17]

- **Manifestation**

- Pour une mesure effectuée sur le palier de la roue 1 (figure IV.11) :

Pics visibles à  $f_{c1}$  et  $2 f_{c1}$  sur un spectre RC ;

- Pour une mesure effectuée sur le palier de la roue 2 (figure IV. 11) :

Pics visibles à  $f_{c2}$  et  $2 f_{c2}$  sur un spectre RC\*

- **Origine**

Ce peut être la conséquence d'un mauvais moulage, d'une usure...etc. En changeant la courroie, ou bien d'un défaut d'alignement entre les deux poulies...

- **Exemple :** Fréquence caractéristique d'un défaut de courroie

Ce défaut est directionnel. Sa direction privilégiée est celle de la tension des courroies. Ainsi, sur la figure ci-dessous, le signal correspondant au défaut de courroies, s'il existe, sera plus fort dans la direction horizontale que dans la direction verticale. Inversement, pour une surveillance effectuée selon deux directions obliques, il y a de fortes chances pour que les signaux enregistrés soient équivalents.

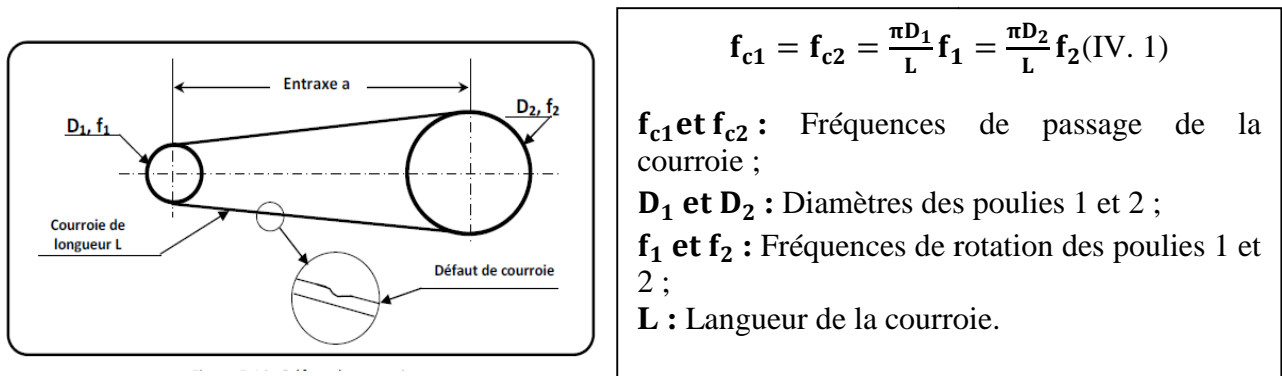


Figure IV.11. Fréquences caractéristiques d'un défaut de courroie [8].

#### IV.2.1.6. Défauts de denture d'engrenages



Figure IV.12. Défauts d'écaillage, grippage.

Dans le phénomène d'engrènement, il se produit un choc chaque fois qu'une dent menant est en contact avec une dent menée. Considérons un engrenage composé d'un pignon  $E_1$  possédant  $Z_1$  dents tournant à la vitesse  $f_1$  et d'une couronne  $E_2$  possédant  $Z_2$  dents et tournant à la vitesse  $f_2$ . La fréquence de rotation du pignon sera  $f_1$ , celle de la couronne sera  $f_2$ , et l'engrènement se fera

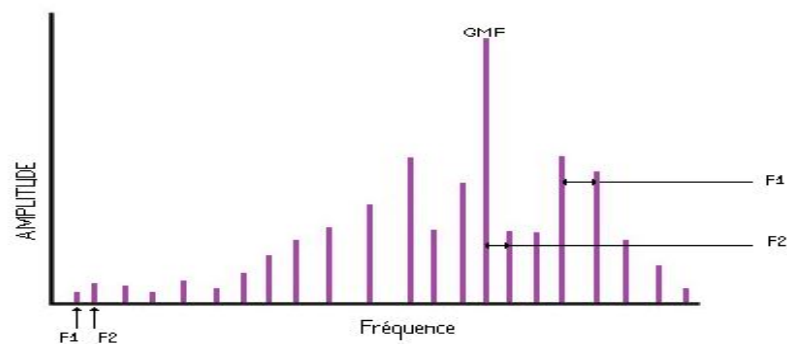


au rythme d'engagement des dents selon une fréquence  $f_{eng}$ , appelée fréquence d'engrènement, égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents.

$$\text{Soit : } f_{eng} = Z_1 f_1 = Z_2 f_2 \quad (\text{IV. 2})$$

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de raies dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement  $f_{eng}$  et à ses harmoniques. L'amplitude de la composante fondamentale dépend de la portée et croît avec le couple à transmettre [14].

Si l'un des deux mobiles présente une dent détériorée, il se produit un choc périodique dont la cadence de répétition correspond à la fréquence de rotation du mobile possédant la denture altérée.



**Figure IV.13.** Spectre classique d'un engrenage.

#### IV.2.1.7. Défaut de roulements

Les roulements sont des éléments très répandus et sollicités dans les machines tournantes et sont la cause principale de leurs défaillances, les défauts qu'ils peuvent présenter sont : l'écaillage, le grippage, la corrosion...etc. et qu'on pourra classer en deux types :

- Les défauts répartis qui se manifestent par un spectre vibratoire large bande affectant le niveau global des vibrations.
- Les défauts ponctuels qui génèrent des chocs à chaque passage en coïncidence d'un élément roulant avec le défaut.

Parmi les méthodes de surveillance de roulements les plus communément utilisées, on peut citer celles qui consistent à contrôler la température du palier, les vibrations ou le bruit émis.

La mesure du signal vibratoire se fait en mode accélération, et les descripteurs sensibles aux défauts de roulements sont : la valeur efficace, la valeur crête, le facteur de crête, et le Kurtosis.

Tout anomalie affectant un roulement nécessite une analyse plus approfondie de son état vibratoire et exige, en plus de la connaissance sur sa géométrie :

- Un accéléromètre permettant de faire des mesures jusqu'à 5KHz au moins ;
- Un analyseur permettant de faire la fonction « Zoom » ainsi que la démodulation d'amplitude ;



- Le suivi systématique de l'évolution de la vibration ainsi que l'observation de la tendance.

### a. Caractéristiques fréquentielles [1] [14] [22]

La connaissance de la cinématique du roulement se résume par quatre fréquences caractéristiques, pour chaque type de roulement (figure IV. 14) :

- Fréquence de passage des billes sur un défaut de bague externe (supposée fixe) :

$$F_{be} = \frac{1}{2} F_r N_b \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (\text{IV. 3})$$

- Fréquence de passage des billes sur un défaut de bague interne (solidaire de la bague tournante) :

$$F_{bi} = \frac{1}{2} F_r N_b \left[ 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (\text{IV. 4})$$

- Fréquence de passage d'un défaut de cage :

$$F_c = \frac{1}{2} F_r \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (\text{IV. 5})$$

- Fréquence de passage des billes sur un défaut des bagues interne ou externe :

$$F_e = \frac{1}{2} F_r \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (\text{IV. 6})$$

Avec :

- $N_b$  : le nombre d'éléments roulants (billes ou rouleaux) ;
- $D$  : le diamètre primitif (ou moyen) ;
- $d$  : le diamètre des éléments roulants ;
- $\alpha$  : angle de contact ;
- $F_r$  : la fréquence de rotation de l'arbre.

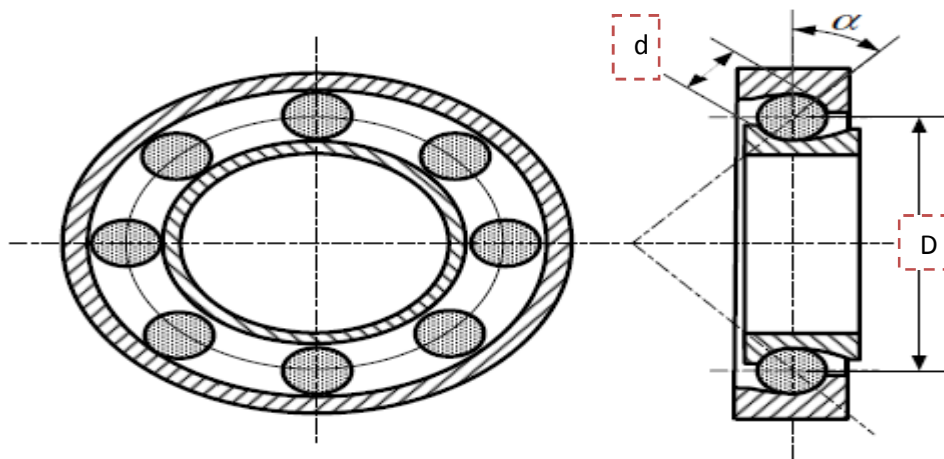


Figure IV.14. Schéma d'un roulement.

Le tableau (III.2) donne les fréquences caractéristiques de quelque type de roulements en fonction de la fréquence de rotation : [14] [22]

Référence des roulements	Fréquence de bague externe	Fréquence de bague interne	Fréquence de cage	Fréquence des éléments
6318 SKF	3.039 Fr	4.906 Fr	0.3867 Fr	4.427 Fr
6318 FAG	3.582 Fr	5.418 Fr	0.3979 Fr	4.696 Fr
7318 SKF	4.960 Fr	7.040 Fr	0.4133 Fr	4.248 Fr
22320 FAG	5.608 Fr	8.393 Fr	0.4005 Fr	4.712 Fr
<b>1207 SKF (Notre cas)</b>	<b>6.286 Fr</b>	<b>8.714 Fr</b>	<b>0.4200 Fr</b>	<b>2.970 Fr</b>

Tableaux IV.1. Exemple de fréquences caractéristiques de roulements.

**b. Quelques images vibratoires théoriques [22]**

Les figures (IV. 15, IV. 16, et IV. 17), représentant des images vibratoires théoriques d'un défaut affectant les éléments du roulement :

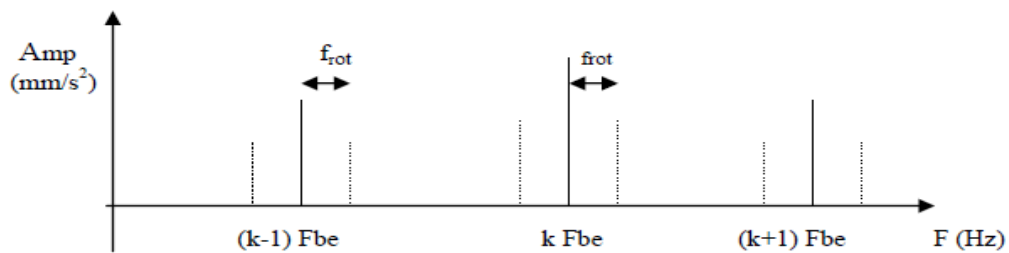


Figure IV.15. Image vibratoire théorique d'un écaillage affectant la bague externe.

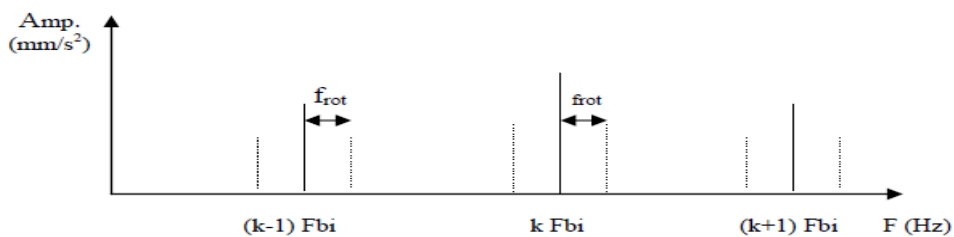


Figure IV.16. Image vibratoire théorique d'un écaillage affectant la bague interne.

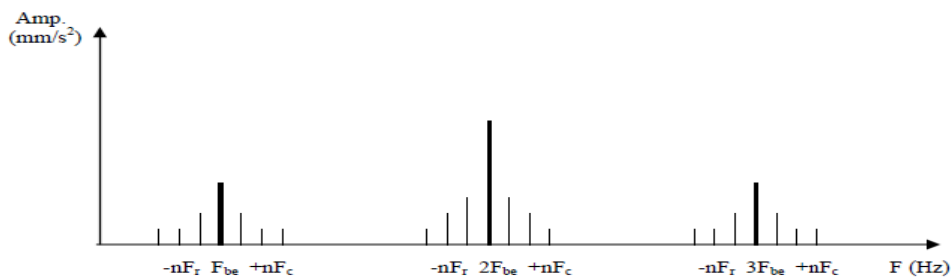


Figure IV.17. Image vibratoire théorique d'un défaut affectant un élément roulant.

Avec : Fr, fréquence de rotation,

$F_b$ , fréquence de passage d'un défaut de bille,

$F_c$ , fréquence de passage d'un défaut de cage.

### Remarque [22]

- L'amplitude de la vibration engendrée par un défaut sur la bague externe sera plus importante car le capteur est monté sur le palier solidaire de celle-ci.
- Un écaillage génère une vibration de type choc dont le spectre présente de nombreuses composantes harmoniques, et dont les harmoniques d'ordre  $n > 1$  sont généralement d'amplitude supérieure à la fondamentale.
- Un défaut d'alignement de la bague génère une vibration de type sinusoïdale dont le spectre présente peu de composantes harmoniques, la fondamentale est nettement prépondérante.

## IV.2.2. Origine hydraulique

### IV.2.2.1. Cavitation [14]

Il s'agit d'un défaut d'écoulement d'un fluide qui se produit quand la pression, à l'intérieur de la pompe, s'abaisse à un niveau égal à celle de la vapeur saturante du fluide véhiculé. Il y a formation de bulles de gaz qui, en implosant, excitent un grand nombre de modes de structure.

La cavitation est causée par un débit d'aspiration insuffisant et se manifeste par un bruit caractéristique identique à celui que provoquerait le passage de graviers dans le corps de la pompe. Ces phénomènes sont souvent intermittents et s'ils persistent, ils peuvent dégrader des éléments internes de la pompe et notamment éroder les aubes des impulseurs.

La cavitation induit des vibrations aléatoires à spectre étendu et dont l'énergie se concentre souvent autour de la fréquence de passage des aubes et de ses harmoniques et des fréquences des principaux modes de structure (figure IV.18).

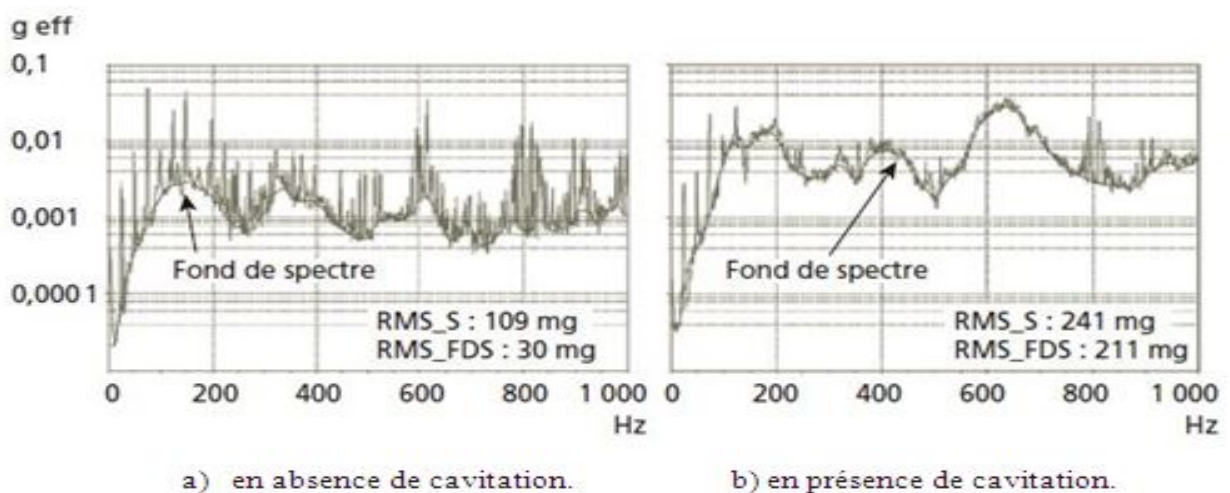


Figure IV.18. Spectre vibratoire d'un palier d'une pompe en absence et en présence de cavitation.

**NB :** on distingue la forte augmentation du niveau du fond de spectre en présence de cavitation dont l'amplitude efficace passe de 30 mg à 211 mg dans la bande [0-1 000 Hz].

#### IV.2.2.2. Défaut de passage d'aube ou de pale

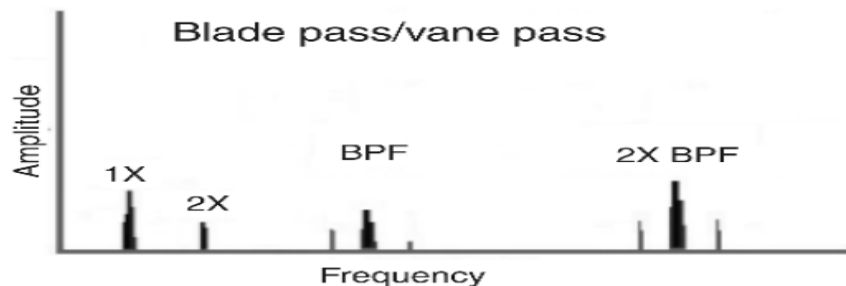
Ce sont les anomalies caractéristiques des pompes et des ventilateurs, Son origine due à l'encrassement des aubes qui peut aussi provoquer un balourd. Souvent elles ne sont pas destructives toutes seules, mais elles génèrent des bruits intenses et des vibrations peuvent être la source des défauts de roulement ou d'usure des composants de la machine.

Le passage des aubes devant le bec de la volute d'une pompe provoque un pic à la fréquence  $f$  aubes :

$$\text{Fréquence de défaut d'aube} = n \times fr \quad (IV.7)$$

Avec  $n$  : nombre d'aubes ou pales [17]

Ce défaut n'est pas directionnel, il se repère aussi bien en radial qu'en axial (figure IV.19)



**Figure IV.19.** Passage d'aube ou pale.

#### IV.2.3. Origine électrique [14]

Pour bien des machines électriques comme les alternateurs ou les moteurs synchrones, les fréquences significatives d'une anomalie électromagnétique, multiples de fréquence du courant d'alimentation, sont confondues avec la fréquence de rotation de la machine ou de ses harmoniques. Pour ces machines, le moyen le plus simple d'identifier une anomalie électromagnétique est de couper brutalement le courant d'alimentation (lorsque cela est possible) : si l'amplitude vibratoire chute brutalement pour les harmoniques de la fréquence du courant, c'est qu'il s'agit bien d'un défaut électromagnétique.

Dans un moteur asynchrone, la fréquence de rotation dépend :

- Du nombre de paire de pôles ( $p$ ),
- De la fréquence du courant d'alimentation ( $f_{crt}$ ),
- Du glissement ( $g$ ), lui-même fonction de la charge.

Ainsi, pour un moteur à deux pôles, alimenté en 50 Hz, la fréquence synchrone sera de 50 Hz et sera de 25 Hz pour un moteur à quatre pôles. Cependant, pour un moteur asynchrone, il est

indispensable que la fréquence de rotation soit inférieure à la fréquence d'alimentation pour créer un courant induit qui donnera le couple, et la différence de fréquences, proportionnelle au couple résistant (charge du moteur), correspond à la fréquence du glissement  $f_g$  :

$$f_g = f_{crt} - f_{rot} = g f_{crt} \tag{IV. 8}$$

Ce sont la recherche et l'étude de la fréquence de ce glissement qui permettent le diagnostic des défauts électromagnétiques affectant les moteurs asynchrones.

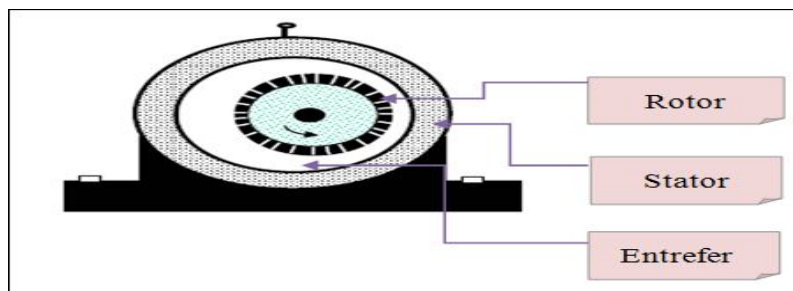
Ces défauts sont de deux types :

- Les défauts dus à des anomalies électromagnétiques sur stator ;
- Les défauts dus à des anomalies sur rotor.

### IV.2.3.1 Défauts électromagnétiques sur stator (défauts stationnaires)

Ces défauts stationnaires (statorique) ont deux origines :

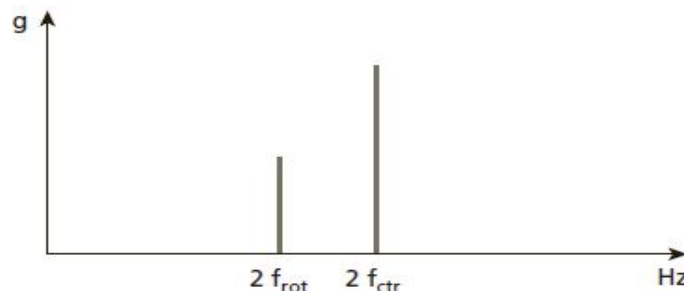
- **la variation d'entrefer** (figure IV. 20), elle –même provoquée par une déformation ou l'ovalisation du corps du stator...
- **la variation de courant**, elle – même provoquée par un défaut d'enroulement au niveau du stator, un déséquilibre de phase, des spires ou tôles statorique de mauvaise qualité, en court circuit ou desserrées, ou encore un défaut d'isolement...



**Figure IV.20.** Variation de l'entrefer statique dû à une dégradation du stator.

Ces défauts peuvent être observés de manières différentes :

- Aux basses fréquences, autour  $2xf_{crt}$ , figure (IV. 21).



**Figure IV.21.** Image vibratoire théorique d'un défaut dû à une anomalie électromagnétique affectent le stator.

- Aux moyennes fréquences, autour de la fréquence de passage des encoches ( $f_{enc}$ ) et des harmoniques (figures IV. 22 et IV. 23)

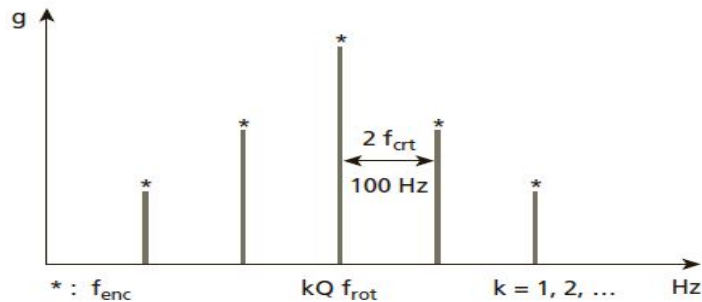


Figure IV.22. Image vibratoire théorique d'un stator en bonne état.

Les amplitudes des raies de modulation sont sensiblement au même niveau de chaque coté de la fréquence d'encoches ( $Q$ = nombres d'encoches).

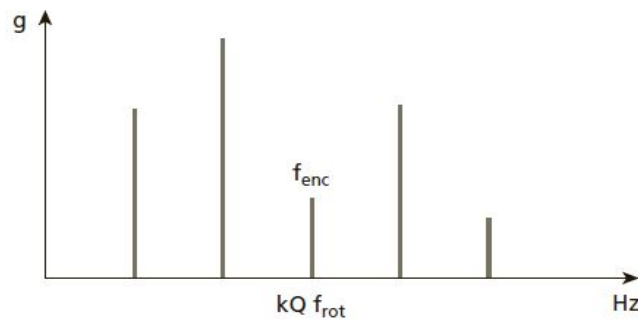


Figure IV.23. Image vibratoire théorique d'une exentricité statique d'entrefer.

La nette dissymetrie des niveaux d'amplitude des bandes latérales de modulation de pas 100 Hz réparties autour de fréquence d'encoches, indique une anomalie électromagnétique sur le stator.

#### IV.2.3.2 Défauts électromagnétiques rotoriques (défauts tournants)

Comme pour les défauts sur stator, ils sont deux origines :

- **L'exentricité dynamique** d'entrefer (figure IV. 24), provoquée par un désalignement, une déformation du rotor ou un jeu de palier important.

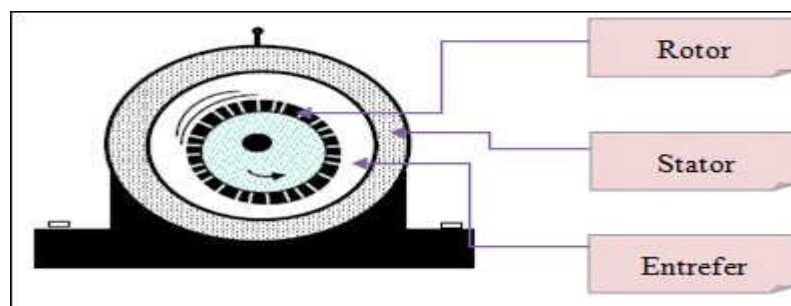


Figure IV.24. Exentricité dynamique de l'entrefer.

- **La variation du courant**, provoqué par des barres rotoriques cassées ou fissurées, par une anomalie de résistivité au niveau des liaisons barres-anneau, par des tôles ou des spires rotoriques en mauvais états ou en court-circuit.

Ces défauts peuvent être décelés autour de la fréquence de rotation et, à l’instar des défauts rotoriques, autour de la fréquence d’encoches ou de ses harmoniques.

**IV.2.3.3 Observations autour de la fréquence de rotation**

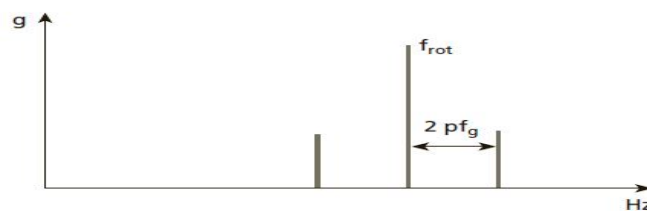
Le balourd résiduel du rotor (il en reste toujours un) tourne à la fréquence de rotation du rotor (frot). Toute anomalie rotorique (par exemple, barres cassées ou fissurées, mauvaise qualité de la mise en spires, défaut de liaison barres-anneaux) ou toute variation dynamique d’entrefer va induire une modulation de l’amplitude et /ou de la fréquence de rotation et de ses harmoniques.

L’image vibratoire d’un tel défaut se traduit par l’apparition de bandes latérales autour des premiers harmoniques, dont le pas correspond à  $(2pf_g)$ , soit  $2 pf_g$ , que l’on déduit de la relation suivante :  $f_g = (f_{crt}/P - f_{rot})$  (IV. 9)

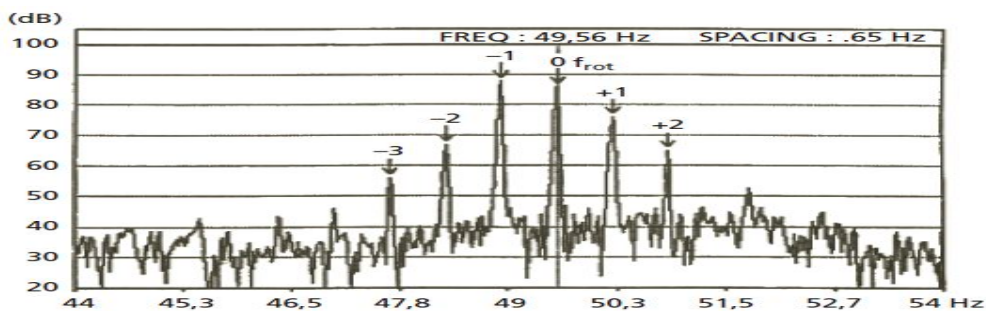
Avec :

- $f_{crt}$ , la fréquence du courant d’alimentation ;
- $f_{rot}$ , la fréquence de rotation du rotor ;
- $p$ , le nombre de paires de pôles du moteur.

Dans le cas d’un très faible glissement (moteur très peu chargé), un zoom très puissant sera nécessaire pour mettre en évidence cette modulation figures (IV. 25, et IV. 26).



**Figure IV.25.** Image vibratoire théorique d’un défaut rotorique modulant la fréquence de rotation.



**Figure IV.26.** Analyse en mode zoom autour de la fréquence de rotation d’un rotor de centrifugeuse.

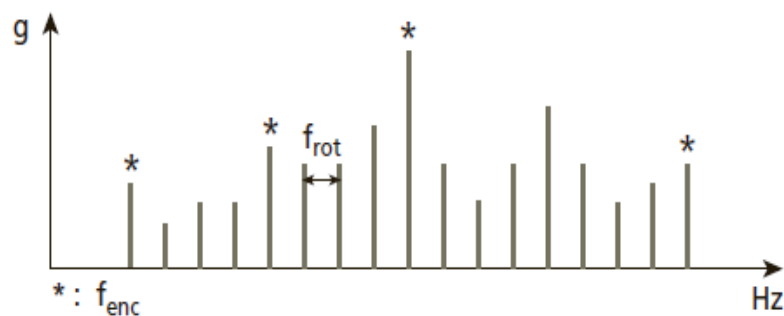


La modulation de la fréquence de rotation (49,58 Hz) par l'ordre 2 de la fréquence de glissement (0,64 Hz) traduit une fissuration d'un anneau de court-circuit.

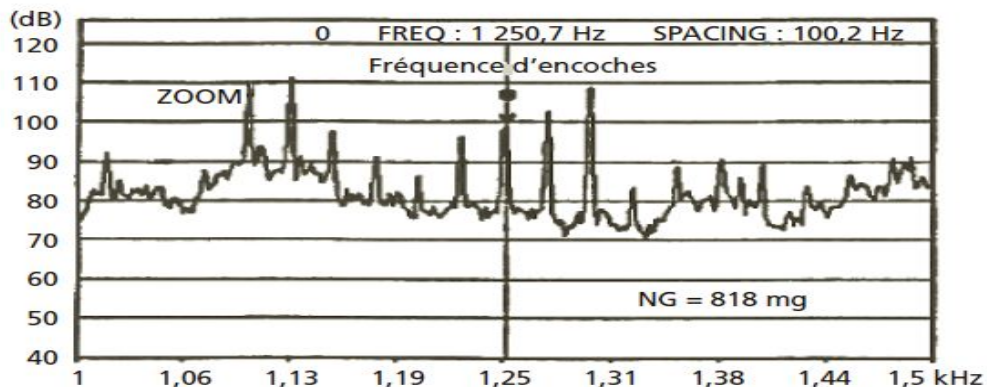
**IV.2.3.4 Observations autour de la fréquence d'encoches**

➤ **Défaut de type excentricité dynamique d'entrefer**

L'image vibratoire est caractérisée par de nombreuses bandes latérales situées de part et d'autre de la fréquence d'encoches ou de ses harmoniques, dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'arbre (figures IV. 27, et IV. 28)



**Figure IV.27.** Image vibratoire théorique d'une variation d'entrefer.



**Figure IV.28.** Analyse en mode zoom centrée sur la fréquence d'encoches, montrant une excentricité dynamique d'entrefer.

L'observation de la dissymétrie du niveau des bandes latérales de modulation d'amplitude de pas égal à la fréquence de rotation du moteur (24,98 Hz) met en évidence une excentricité dynamique d'entrefer.

Comme pour le dépistage d'une excentricité statique d'entrefer (figure IV. 21.), cette technique de dépistage d'une excentricité dynamique d'entrefer autour de la fréquence d'encoches peut être utilisée non seulement sur les moteurs asynchrones, mais aussi sur les moteurs synchrones, puisqu'elle ne sert pas du glissement comme moyen d'observation.



➤ Défaut de type barres cassées ou fissurées

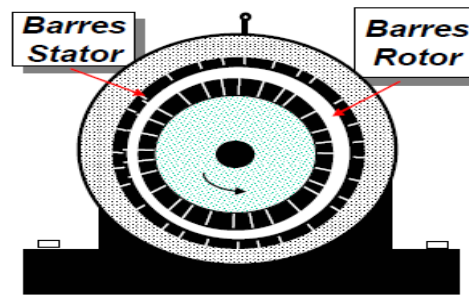


Figure IV.29. Barre de rotor et stator cassée.

Ce cas, plus difficile à diagnostiquer, se caractérise par l'évolution ou l'amplitude anormale de bande latérale autour de la fréquence d'encoches ou des ses harmoniques (figure IV. 30), dont le pas correspond à  $2P$  fois la fréquence de glissement, soit  $2Pfg$ . Le dépistage de ce défaut nécessite souvent un zoom puissant capable de faire ressortir la fréquence de glissement, qui peut être très faible en cas de moteur peu chargé.

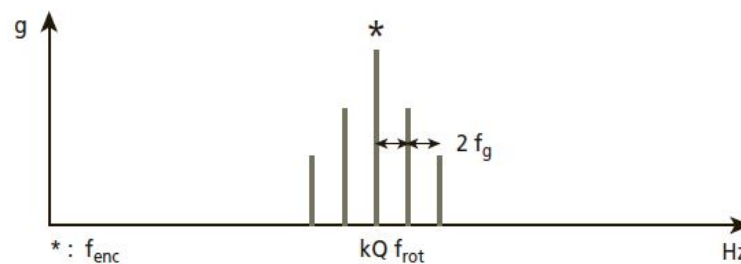


Figure IV.30. Image vibratoire théorique d'un défaut de type barre fissurée.

### IV.3. Recherche des images vibratoires

#### IV.3.1. points de mesure [17]

L'implantation de l'accéléromètre sur les machines est, elle aussi, très importante. Chaque campagne de mesures doit être effectuée en des points précis et toujours les mêmes. En effet, un phénomène mécanique peut donner des images vibratoires sensiblement différentes en fonction du point de mesure.

On essaiera toujours de rapprocher le plus possible 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.

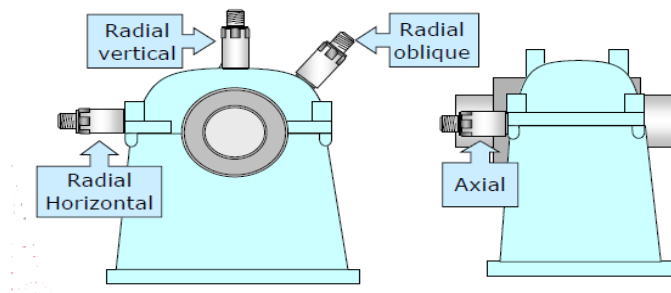


Figure IV.31. Points de mesure sur un palier.

**IV.3.2. Consigne pour la fixation des capteurs [12]**

- Les capteurs doivent être placés en liaison aussi directe que possible avec les paliers, en limitant au strict minimum le nombre de pièces assurant l'interface entre l'élément mobile et le capteur (figure IV. 32).

- L'emplacement des points de mesure doit être propre (pas de traces de graisse ou de peinture) et les surfaces de contact avec les capteurs lisses, planes et perpendiculaires à la direction de mesure (figure IV. 33).

- Lorsque le palier est difficilement accessible de façon directe, la prise de la mesure est effectuée par un capteur au point judicieusement choisi en fonction des raideurs (figure IV. 34).

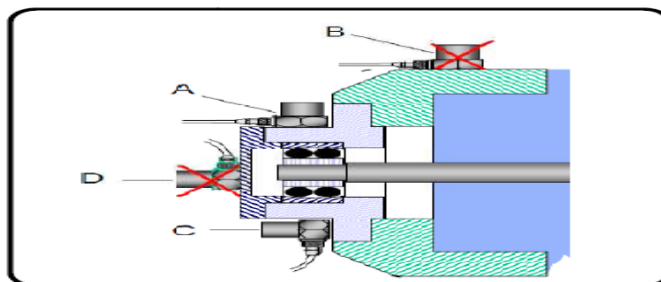


Figure IV.32. Choix de l'emplacement de capteur.

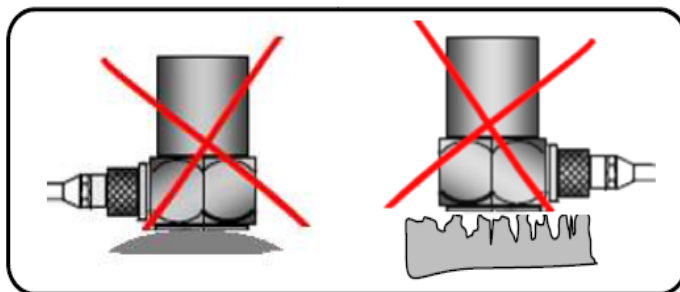


Figure IV.33. Les surfaces de contact avec les capteurs doivent être lisses et planes

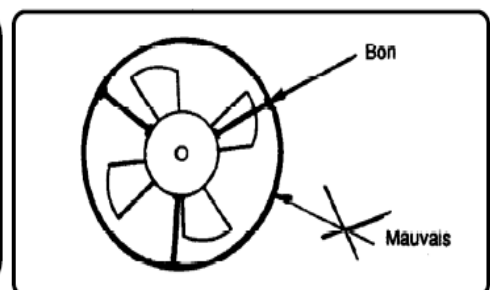
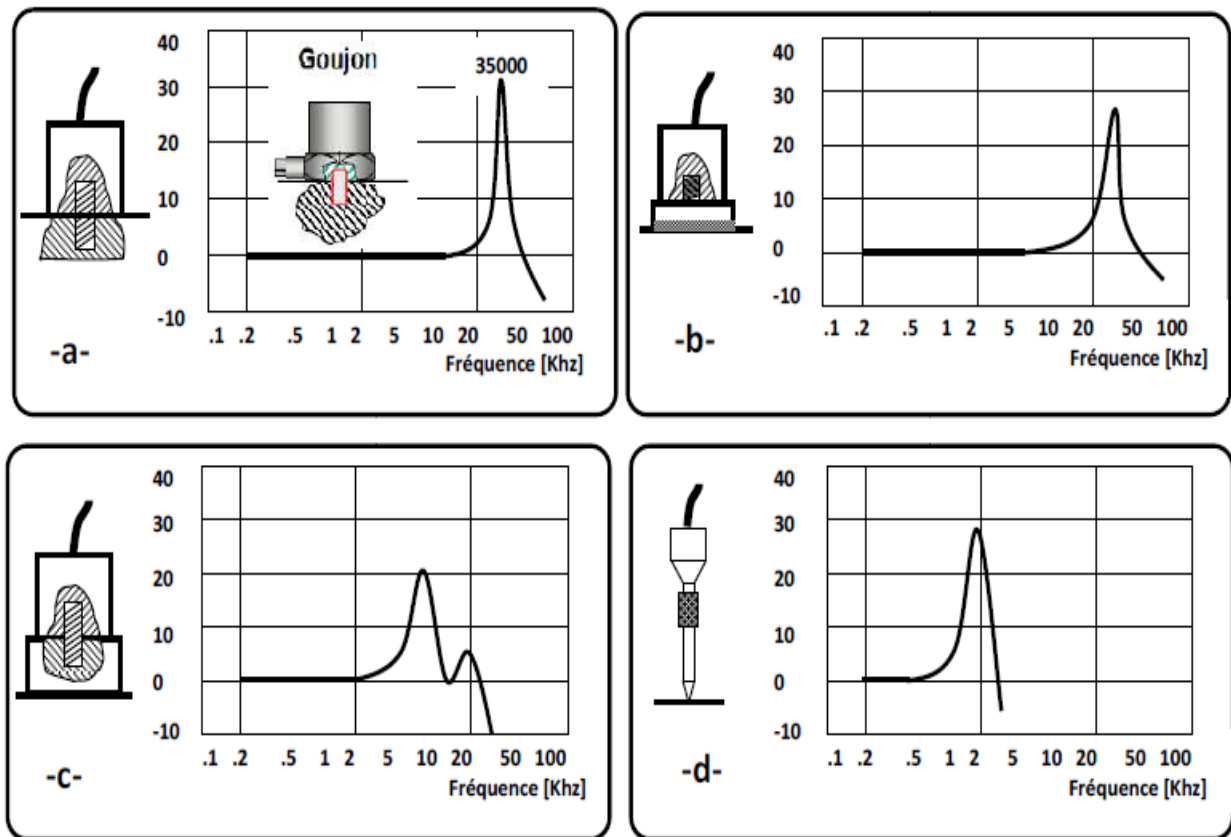


Figure IV.34. Emplacement du capteur sur un palier inaccessible.

IV.3.3. Mode de fixation [12]

Les accéléromètres possèdent une réponse linéaire sur une large gamme de fréquences, mais cette gamme de fréquences peut être considérablement diminuée selon leur mode de fixation (Figure IV. 35).

Pour que les mesures soient fiables, il faut qu'elles soient faites dans une gamme de fréquences nettement inférieures à la fréquence de résonance du capteur.



a) Fixation par goujon b) Fixation par embase collée c) Fixation par aimant d) Fixation par pointe de touche

Figure IV.35. Réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation.

#### IV.4. Conclusion

La mesure de vibration constitue un paramètre intéressant pour la maintenance des machines tournantes. Elle est basée sur la détection des différents défauts pouvant affecter la machine, et le suivi de l'évolution de ces derniers. Ces défauts peuvent être de différentes origines : mécanique, hydraulique, magnétique ou électrique...etc.

Un capteur de vibration dont l'accéléromètre, est utilisé pour la mesure. Ce dernier se fait sur les paliers car ils sont les points les plus sensibles aux vibrations dans la machine.

Il est intéressant d'effectuer la mesure selon toutes les détections afin de pouvoir rassembler le plus d'informations utiles pour le diagnostic.

**Chapitre V :**  
**Applications de l'analyse vibratoire**

## V.1. Introduction

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

Dans ce chapitre nous allons exposer les résultats des essais que nous avons effectués, pour cela nous avons fait une simulation en provoquant des avaries avec des roulements détériorés et des balourds.

Dans la première simulation nous avons montés des roulements neufs puis des roulements usagés ; dans le premier cas le spectre de vibration ne présente aucun indice de détérioration et dans le deuxième cas le montage a été réalisé avec des roulements usagés. Le spectre relevé présente des amplitudes de vibration qui dépassent les seuils tolérés.

La deuxième simulation consiste à détecter les défauts de balourds, pour cela nous avons réalisé un montage avec des balourds en différents endroits.

## V.2. Matériel utilisés

**A. Appareillage :** Dans ce travail, nous avons opté pour l'utilisation (annexe IV) :

- d'un vibromètre (**VB 8202**) pour mesurer le niveau global des amplitudes vibrations;
- d'un accéléromètre à embase à aimant (**KS 51**);
- d'un oscilloscope digital : **Tektronix TDS 1012** ;
- d'un ordinateur et le logiciel acquis de l'oscilloscope (**Open Choice Ver. 1. 10**).

**B. Le banc d'essai :**

La machine utilisée est la machine de la fatigue (annexe IV), constituée d'un moteur asynchrone monophasé avec un arbre sur deux paliers à roulements. Selon le classement ISO (annexe I) des machines tournantes, notre machine se situe dans le groupe **K**. Cette machine a fonctionné durant plus de quinze ans à des intervalles de temps un peu espacés et elle a servi aux manipulations des TP pour les étudiants.

- Dans notre étude nous avons travaillé avec des roulements coniques à rotules ayant deux ranges de billes. Annexe IV.

Ces roulements sont identifiés par le constructeur (SKF) par le code suivant : 1207 EK, et leurs fréquences caractéristiques sont données dans le tableau suivant :

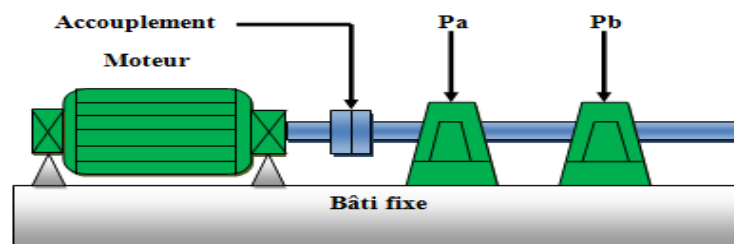
Élément	Fréquence en Élément hertz "Hz"
Cage	21
Bague extérieure	435,7
Bague intérieure	314,3
Bille	148,6

**Tableau V.1.** Les fréquences du roulement 1207EKEN Hz.

### V.3. Points de mesures

- On a pris deux points de mesure sur paliers (figure V. 1):

- Point Pa : palier gauche ;
- Point Pb : palier droits ;



**Figure V.1.** Banc d'essai.

**NB :** les mesures sont prises selon les deux directions radiales : **Vertical et Horizontale.**

### V.4. Méthodes utilisées pour le dépistage et le diagnostic

Les deux méthodes utilisées dans tout ce qui suit sont les suivantes :

**A. La méthode du niveau global :** C'est la méthode qu'on a choisie pour le dépistage. On mesure la vitesse efficace  $V_{eff}[10, 1 \text{ KHz}]$  des vibrations avec le vibromètre puis on les compare aux valeurs seuils données par la norme **ISO 2372** (Annexe D).

Une fois que les vibrations néfastes sont avérées, on passe au second niveau (le spectre RC) qui va nous permettre de localiser et de caractériser la vibration.

**B. La méthode du spectre RC :** C'est la méthode qu'on a choisie pour le diagnostic. On relève les spectres FFT de l'accélération des vibrations à l'aide d'un logiciel « Matlab » après avoir récupéré les données par l'oscilloscope digital et son logiciel PC (OpenChoice).

Nous avons pris :

- Les plages de fréquences :
  - Pour les roulements : [1, 2.5KHz]
  - Pour les balourds : [1, 1000Hz]
- L'échelle d'amplitude : 0.01g/DIV.

## V.5. Méthodologie

a. Mesure sur les deux paliers :

- Avec des roulements neufs : pour avoir les images des vibrations sur les paliers ;
- Avec des roulements détériorés ;

b. Mesure lors de présence d'un déséquilibre (balourd).

**NB :** Les mesures sont prises selon les deux directions **verticale et horizontale**.

## V.6. Présentation et interprétation des résultats obtenus

### V.6.1. Mesures sur les deux paliers avec des roulements neufs

#### A- Mesure de niveau global $V_{eff}$ [10, 1 KHz]

Les niveaux globaux de la vitesse  $V_{eff}$  [10, 1 KHz] sont mesurés à l'aide du vibromètre.

Ces résultats sont reportés sur les tableaux suivants :

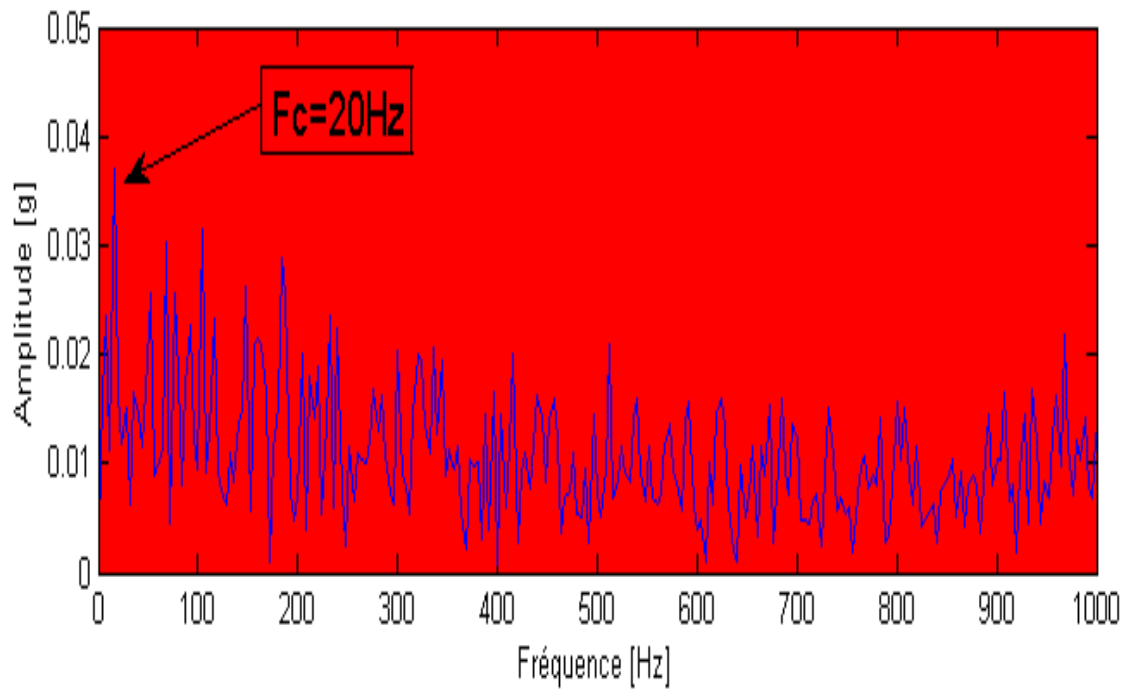
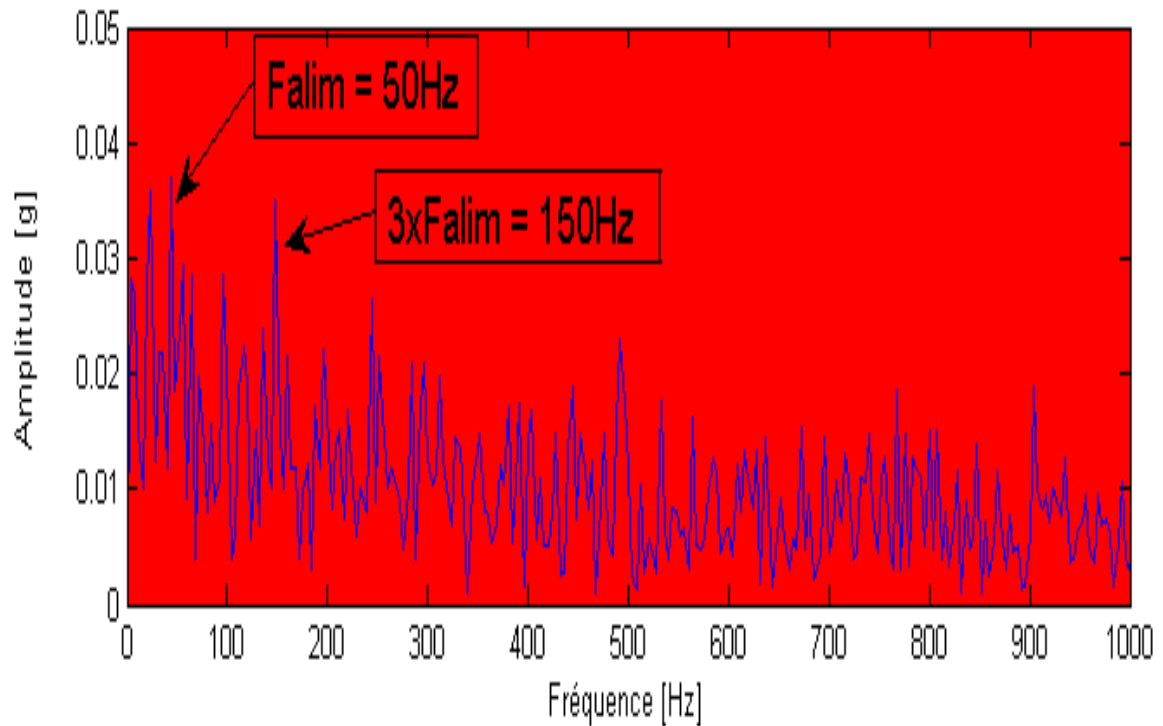
Paliers	Direction	Vitesse efficace mm/s	interprétation
A	H	4.6	Non toléré
	V	1.4	Permis
B	H	4.8	Non toléré
	V	1.5	Permis

**Tableau V.2.** Mesure de niveau global sur les deux Paliers.

#### ➤ Interprétation

En comparant les valeurs du niveau globale de la vitesse efficace des vibrations par rapport à la norme ISO 2372, on constate que les valeurs **4.6** et **4.8** mm/s se situent dans le domaine non tolérable dans le plan horizontal, donc cela veut dire que l'existence d'une ou plusieurs anomalies est possible. Un diagnostic plus poussé s'avère nécessaire pour les identifier. Les spectres FFT de ces vibrations ci-dessous sont obtenus à l'aide de l'oscilloscope digital.



**B- relevé des spectres dans le plan horizontal.****Figure V.2. Palier A en Horizontal.****Figure V.3. Palier B en Horizontal.**

### ▪ Interprétation

Le diagnostic par analyse des spectres RC nous montre en examinant les graphes des figures précédentes que :

- **Figure V.2 :** L'existence d'un pic important de fréquence ( $F_c = 21\text{Hz}$ ) ; ce qui correspond à un défaut de la cage du roulement du palier A ; cela revient au problème qu'on a rencontré lors du montage du roulement (les filets du manchon étaient abimés).
- **Figure V.3 :** Nous constatons l'existence d'une vibration dont l'amplitude est importante, sa fréquence est  $50\text{Hz}$  et  $2 \times 50\text{Hz}$ . Cela signifie probablement l'apparition d'un défaut tournant, qu'est dû à un problème électrique : spires du rotor en court-circuit ou un entrefer dynamique c'est-à-dire une excentricité..... [19].

### V.6.2. Mesure sur les deux paliers lors de présence d'un roulement détérioré

#### A- Mesure de niveau global $V_{eff}$ [10, 1 KHz]

Paliers	Direction	Vitesse efficace mm/s	interprétation
A	H	79.3	Non toléré
	V	85.6	Non toléré
B	H	3.8	permis
	V	10.6	Non toléré

**Tableau V.3.** Mesure de niveau global sur les deux Paliers.

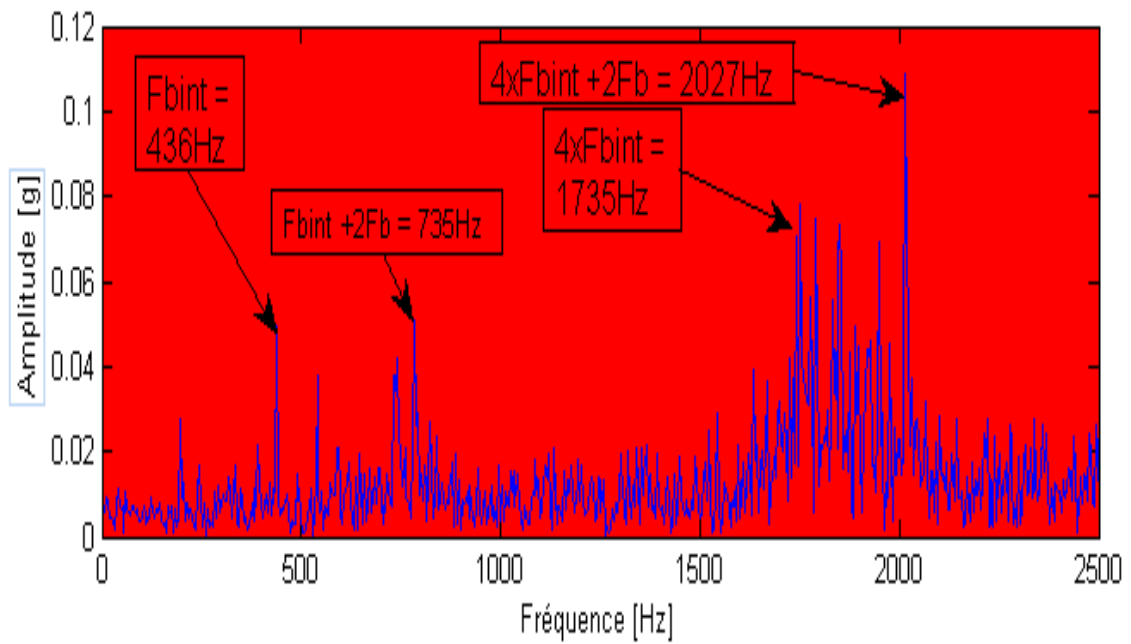
### ▪ Interprétation

- Les valeurs du niveau global  $V_{eff}$  [10, 1 KHz] des deux paliers de l'arbre sont dans le domaine non acceptable en les comparant au seuil de la norme ISO 2372.
- Les niveaux globaux enregistrés sur le palier gauche sont relativement plus grandes que ceux du palier droit.

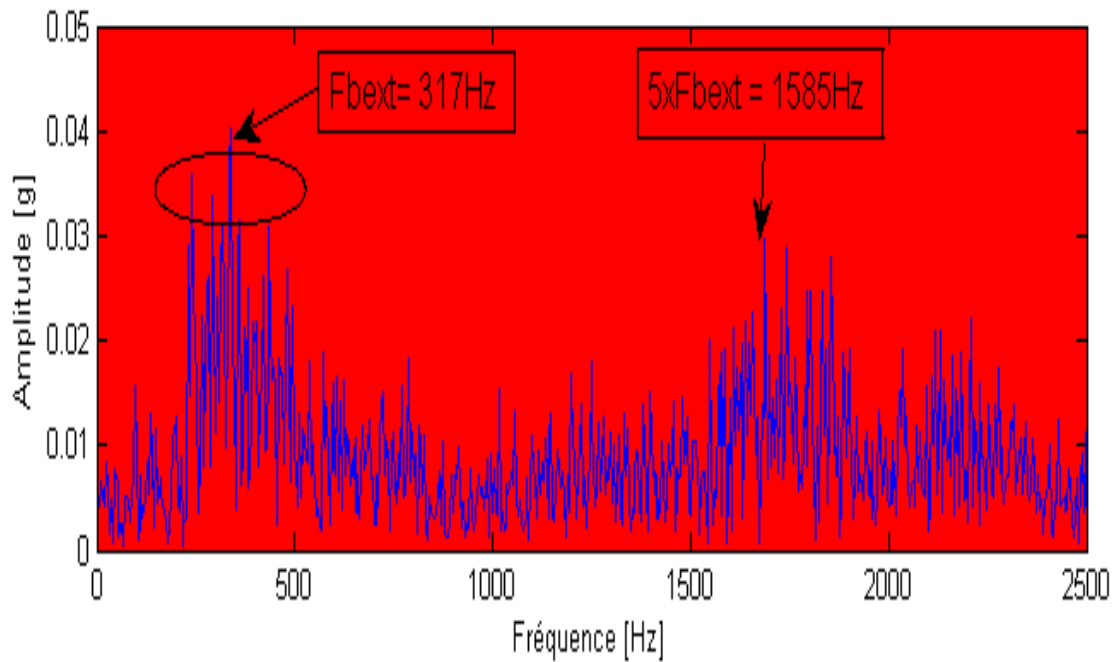
Donc cela veut dire que l'existence d'un ou plusieurs anomalies est certaine. Un diagnostic approfondi s'avère nécessaire et avec l'analyse des spectres FFT, présentés dans le paragraphe suivant.

**B- Relevé des spectres dans le plan horizontal et vertical**

- **Sur le palier A**



**Figure V.4.** Palier A en Horizontal.



**Figure V.5.** Palier A en Vertical.

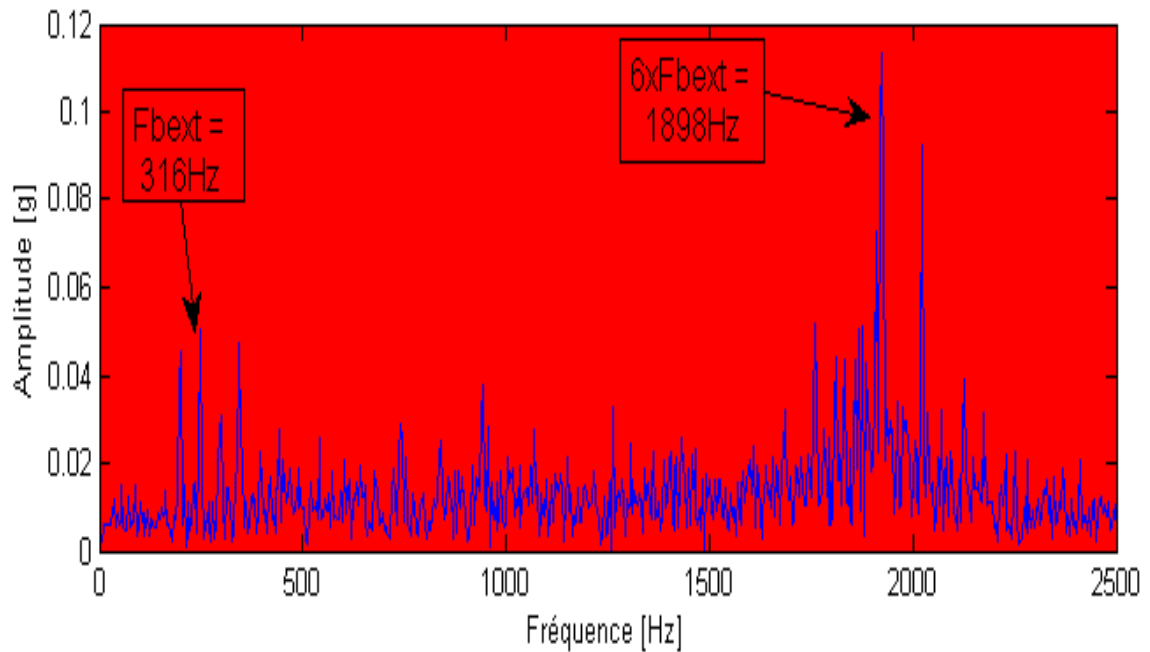


Figure V.6. Palier A en Vertical.

#### ▪ Interprétation

Le diagnostic par analyse des spectres RC nous montre en examinant les graphes des figures précédentes que:

- **Figure V.4 :** L'existence d'un pic important à la fréquence de la bague extérieure du roulement ( $F_c = 314.3\text{Hz}$ ); ce qui correspond à un défaut de la bague extérieure du roulement du palier B.
- **Figure V.5 :** L'existence d'un peigne de raies autour de quatre fois la fréquence de défaut de la bague interne autour de  $4x F_{bint} (= 1.75\text{KHz})$ ; qui correspond à un défaut de la bague intérieure du roulement du palier B.
- **Figure V.6 :** L'existence d'un peigne de raies autour de la fréquence de défaut de la bague externe ( $F_{bext} = 314.3\text{Hz}$ ) et un autre autour de  $4x F_{bext} (= 1.26\text{KHz})$ ; qui correspond à un défaut de la bague extérieure du roulement du palier B.

➤ Sur le palier B

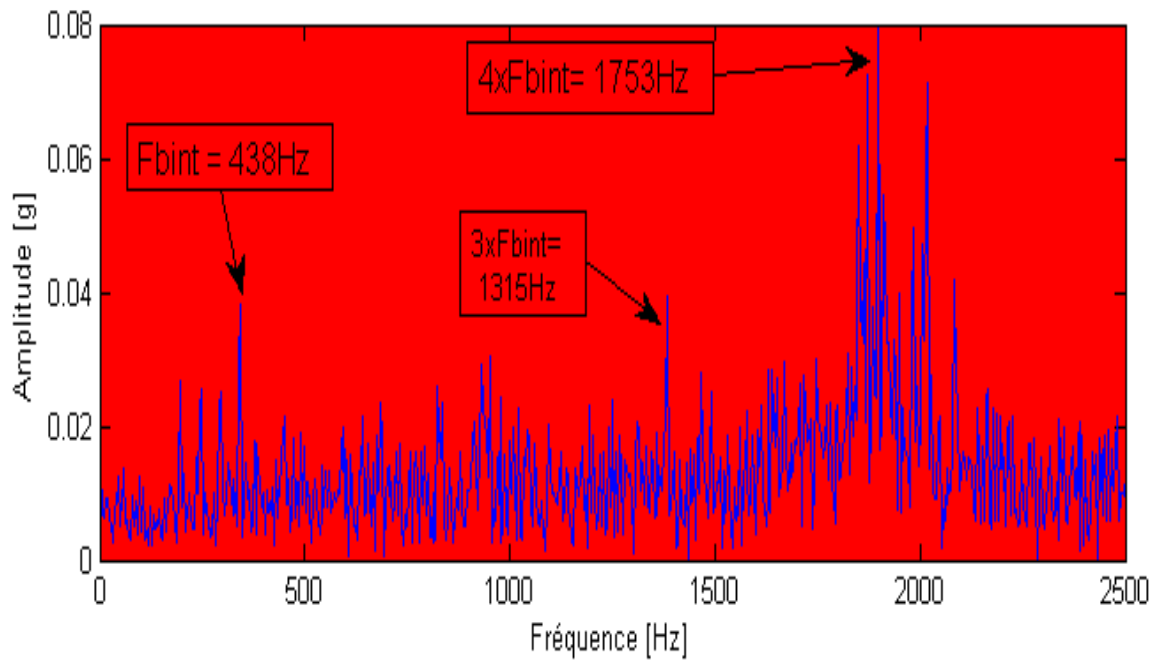


Figure V.7. Palier B en Vertical.

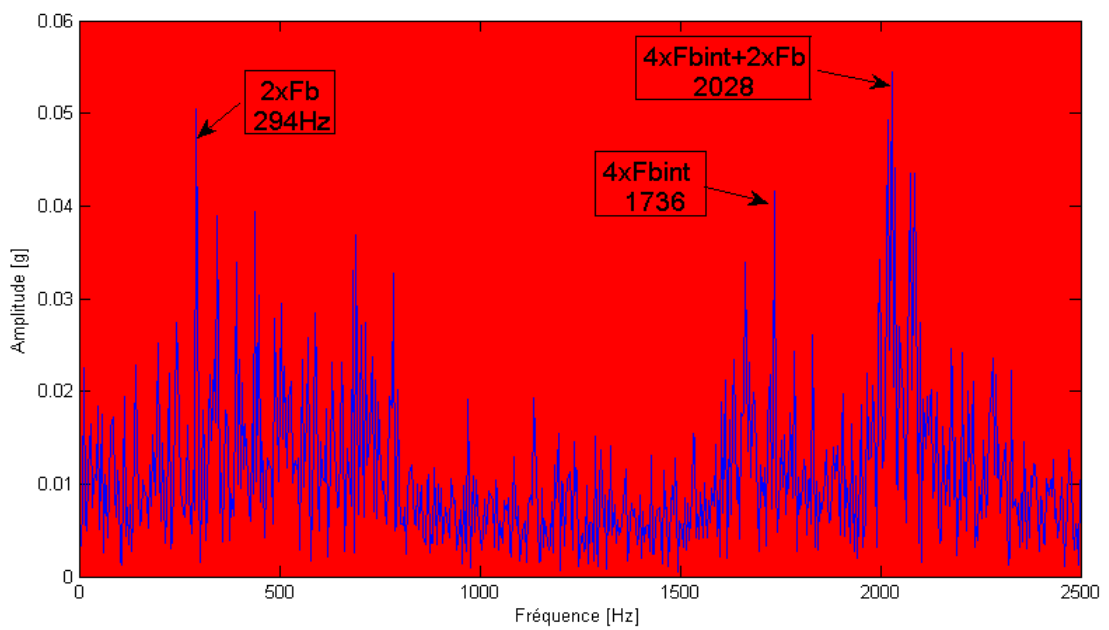


Figure V.8. Palier B en vertical.

### ▪ Interprétation

Le diagnostic par analyse des spectres RC nous montre en examinant les graphes des figures précédentes que :

- **Figure V.7 :** L'existence d'un peigne de raies autour de la fréquence de défaut de la bague interne ( $F_{bint} = 435.4\text{Hz}$ ) et un autre autour de  $4 \times F_{bint}$  ( $1.75\text{KHz}$ ) ; qui correspond à un défaut de la bague intérieure du roulement du palier A.

A chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation.

- **Figure V.8 :** L'existence d'un peigne de raies autour deux fois la fréquence de défaut des billes  $2 \times F_b$  ( $= 297\text{Hz}$ ) et un autre autour  $4 \times F_{bint}$  qui correspond à un défaut de la bague intérieure du roulement du palier A.

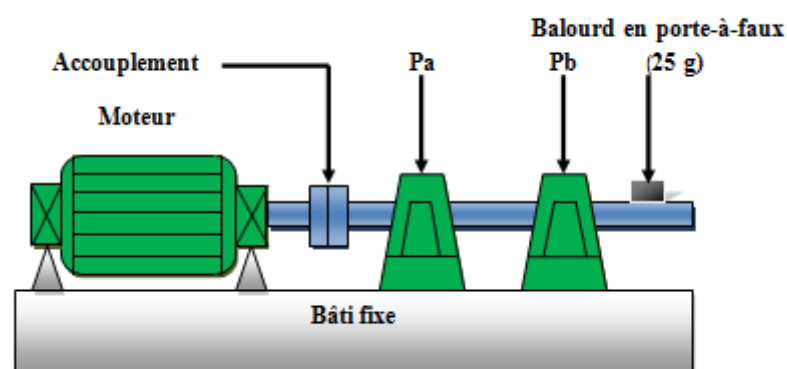
A chaque composante de ce peigne de défaut de bille, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de cage ( $F_c = 21\text{Hz}$ ).

On remarque aussi l'apparition d'un autre peigne qui est composée de  $4 \times F_{bint} + 2 \times F_b$  ( $= 2.05\text{KHz}$ ) ; alors l'existence de défaut des billes du roulement est confirmé.

### V.6.3. Mesure lors de présence d'un déséquilibre (balourd)

#### V.6.3.1. Balourd en porte à faux

Dans cet essai, nous allons identifier les conséquences sur les spectres de vibrations de la présence d'un balourd en porte à faux ; ce genre de défaut se retrouve principalement dans les turbomachines (compresseur, pompe, ventilateur... etc.).



**Figure V.9.** Présence d'un défaut de balourd en porte à faux.

A- Mesure de niveau global  $V_{eff}$  [10, 1 KHz]

Paliers	Direction	Vitesse efficace mm/s	interprétation
A	H	30	Non toléré
	V	21.2	Non toléré
B	H	45.7	Non toléré
	V	35.3	Non toléré

Tableau V.4. Mesure du niveau global en cas d'un déséquilibre (balourd en porte à faux).

- **Interprétation**

On constate que les valeurs du niveau global  $V_{eff}$ [1, 1 KHz] au palier extérieur proche du balourd, ont fortement augmenté dans les deux directions, ce qui explique l'effet centrifuge de ce défaut. Un diagnostic approfondi s'avère nécessaire et avec l'analyse des spectres FFT, présentés dans le paragraphe suivant.

## B- Relevé des spectres dans le plan horizontal et vertical

- **Sur le palier A**

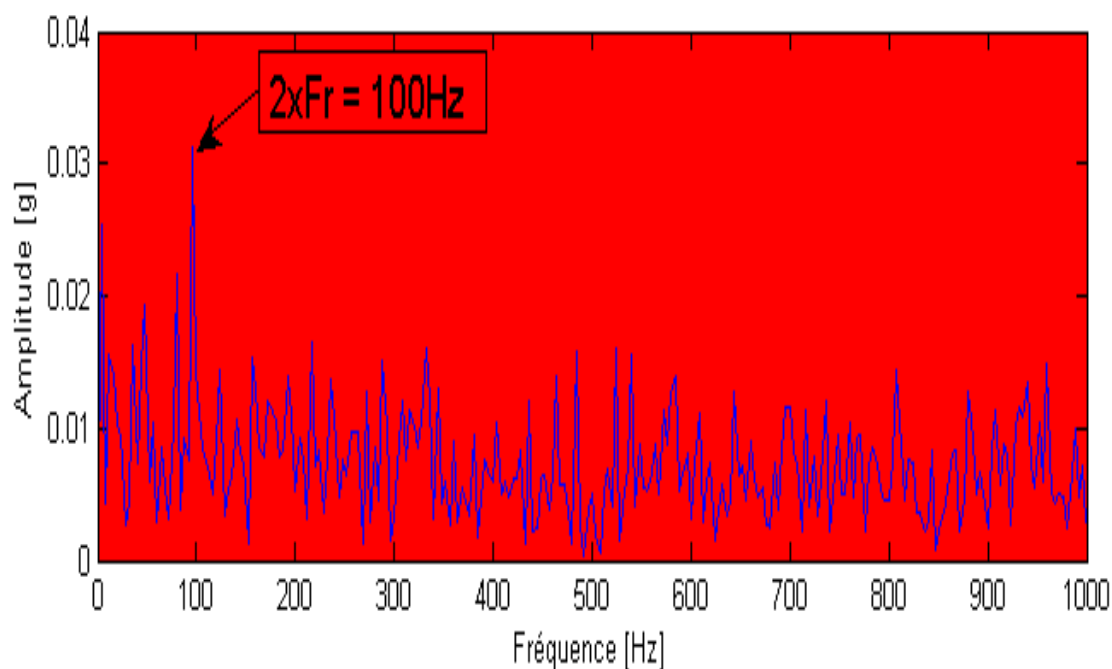


Figure V.10. Palier A en Horizontal.

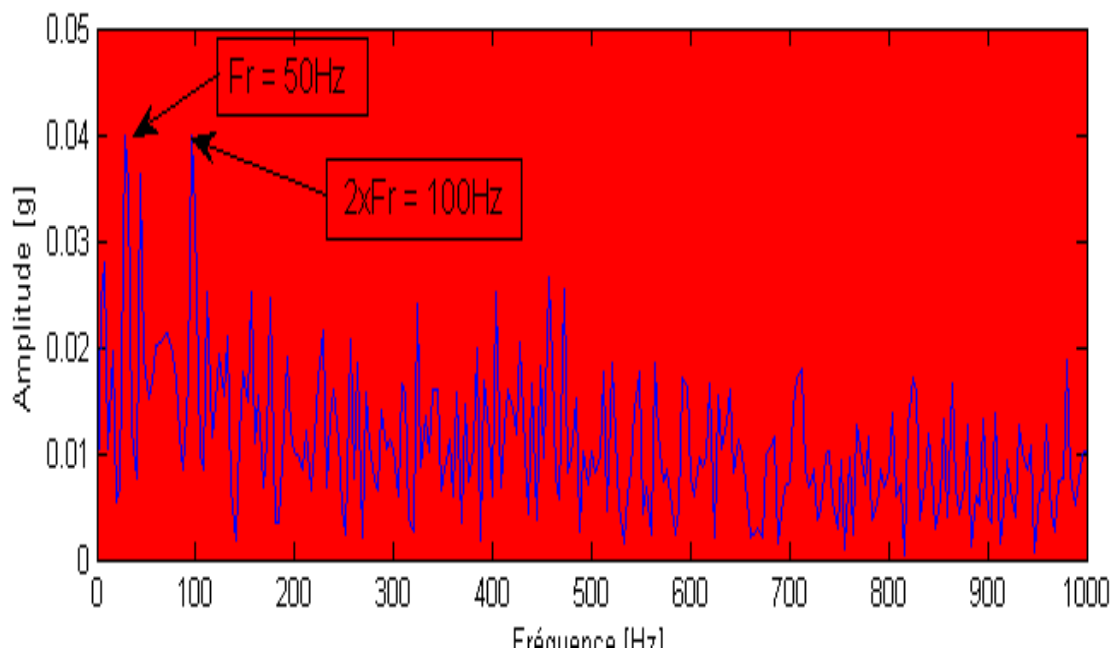


Figure V.11. Palier A en Vertical.

▪ **Interprétation**

Le diagnostic par analyse des spectres RC nous montre en examinant les graphes des figures précédentes que:

- **Figure V.10 et V.11** : Nous constatons que les fréquences qui présentent des pics importants à 50Hz et 2x50Hz, qui sont caractéristiques de la présence d'un défaut dû à un balourd.

▪ **Sur le palier B**

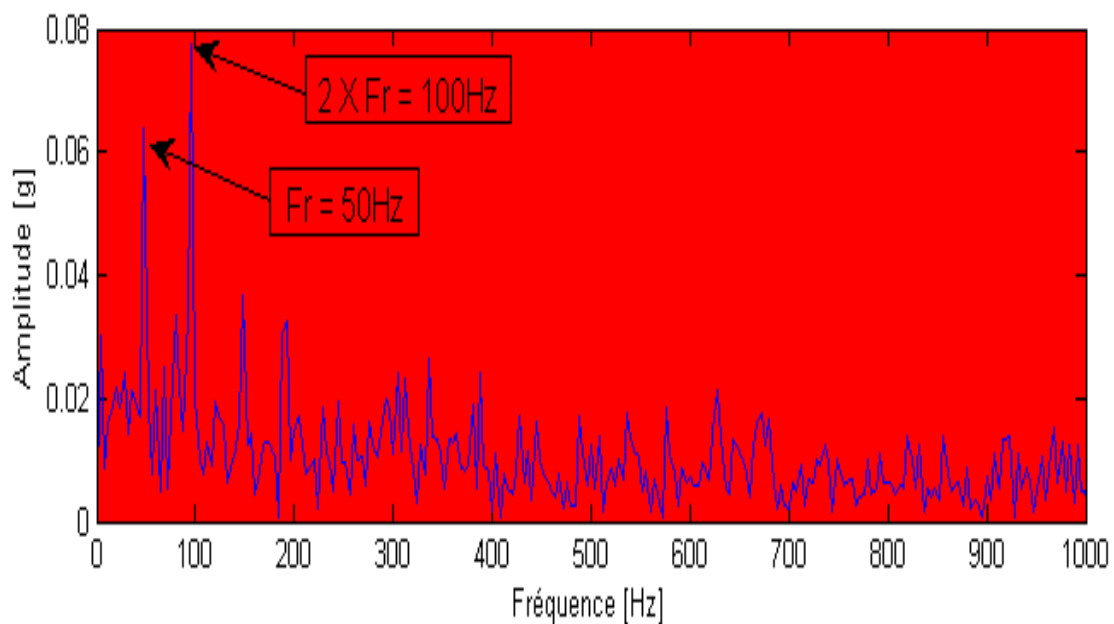


Figure V.12. Palier B en Horizontal.



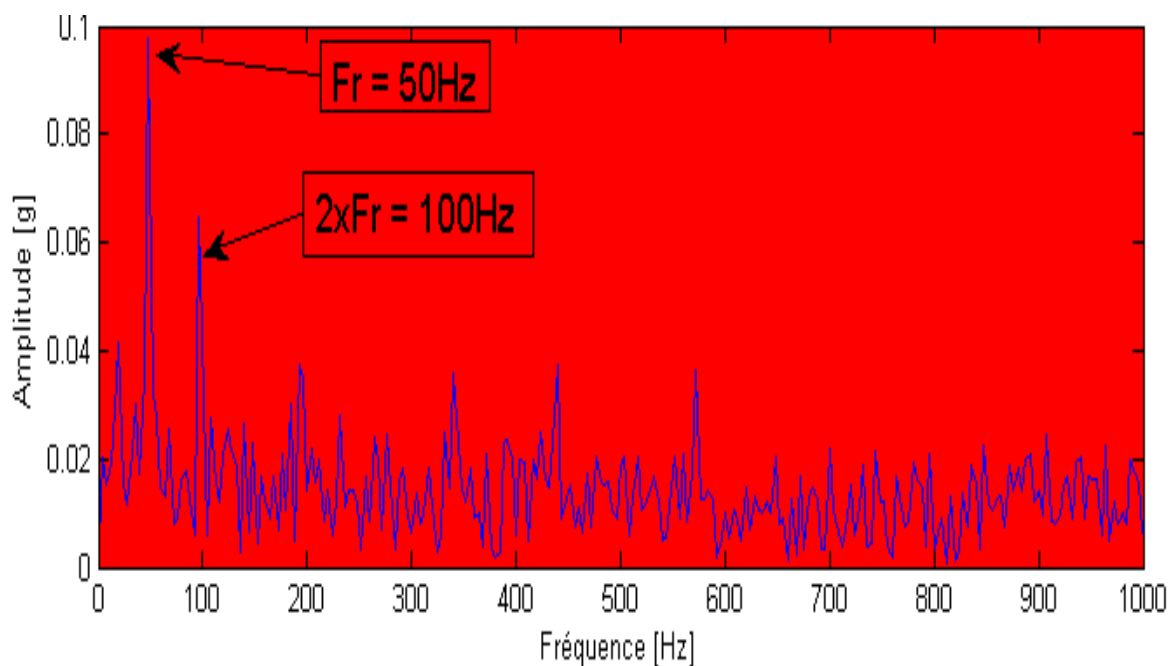


Figure V.13. Palier B en Vertical.

#### ➤ Interprétation

Le diagnostic par analyse des spectres RC nous montre en examinant les graphes des figures précédentes que :

- **Figure V.12 et V.13** : On remarque que les amplitudes sont plus importantes sur le palier **B** que sur le palier **A** ce qui confirme que le balourd est du côté de palier **B**.

#### V.6.3.2. Balourd entre paliers

Dans cet essai, nous allons identifier les conséquences sur les spectres de vibration de la présence d'un balourd entre palier ; ce cas de figure se retrouve dans la majorité de transmission de puissance entre un moteur et une machine réceptrice par exemple : accouplement, embrayage, machines possédant deux ou plusieurs paliers comme les turbines et compresseurs ....

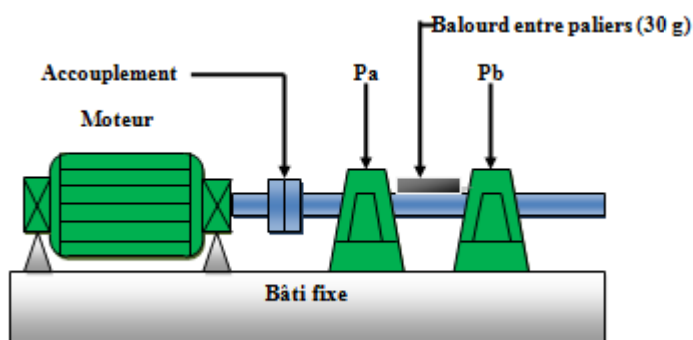


Figure V.14. Présence d'un défaut de balourd entre paliers.

A- Mesure de niveau global  $V_{eff}$  [10, 1 KHz]

Paliers	Direction	Vitesse efficace mm/s	interprétation
A	H	27	Non toléré
	V	10	Non toléré
B	H	29	Non toléré
	V	10	Non toléré

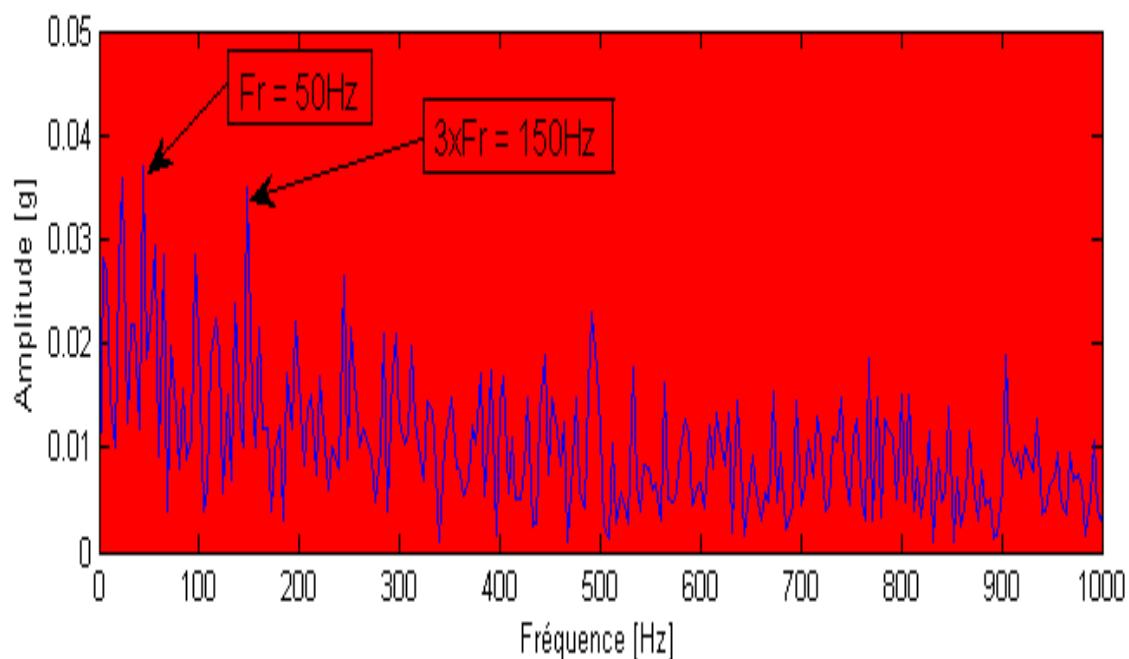
**Tableau V.5.** Mesure du niveau global en cas d'un déséquilibre (balourd entre paliers).

- **Interprétation**

Les valeurs du niveau global  $V_{eff}$  [1, 1 KHz] des deux paliers de l'arbre sont dans le domaine non acceptable en les comparant au seuil de la norme ISO 2372. On remarque que les valeurs enregistrées sur le palier gauche sont relativement égaux par-rapport à ceux du palier droit.

## B- Relevé des spectres dans le plan horizontal et vertical

- **Sur le palier A**



**Figure V.15.** Palier A en Horizontal.

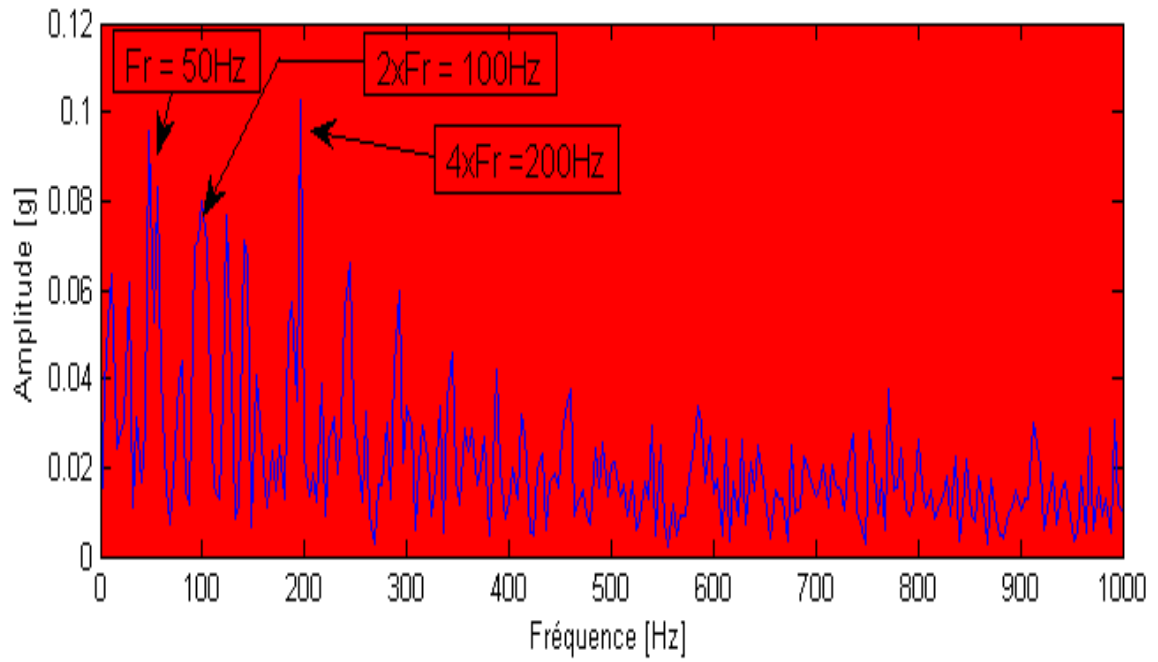


Figure V.16. Palier A en Vertical.

- Sur le palier B

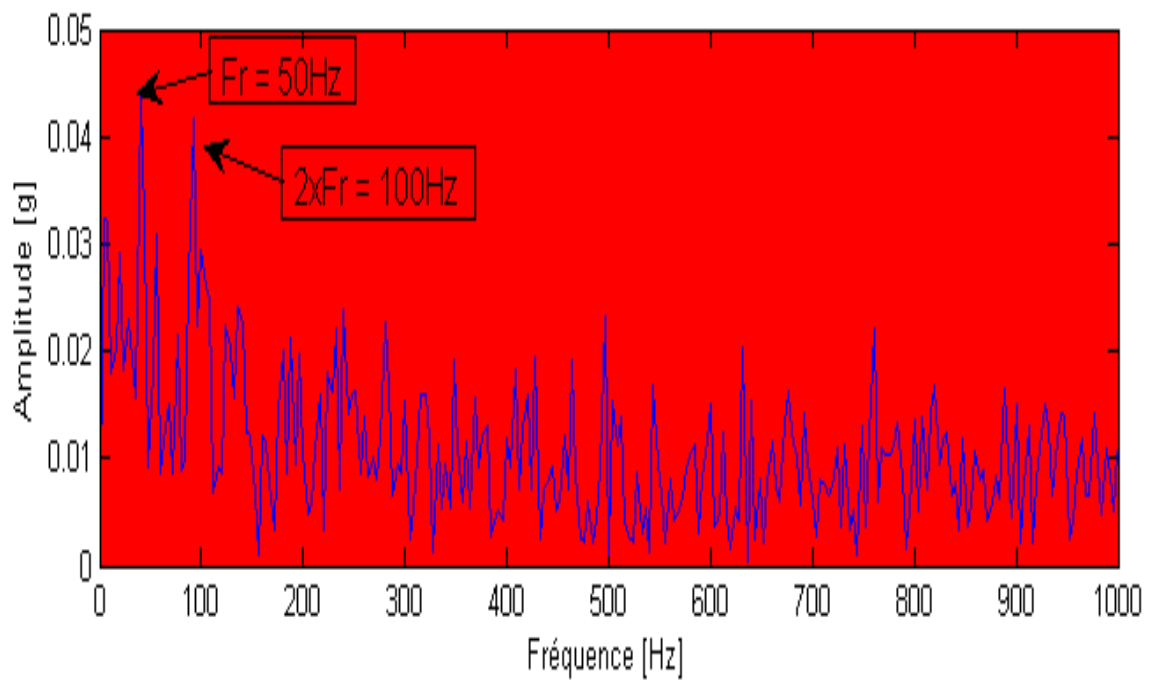


Figure V.17. Palier B en Horizontal.

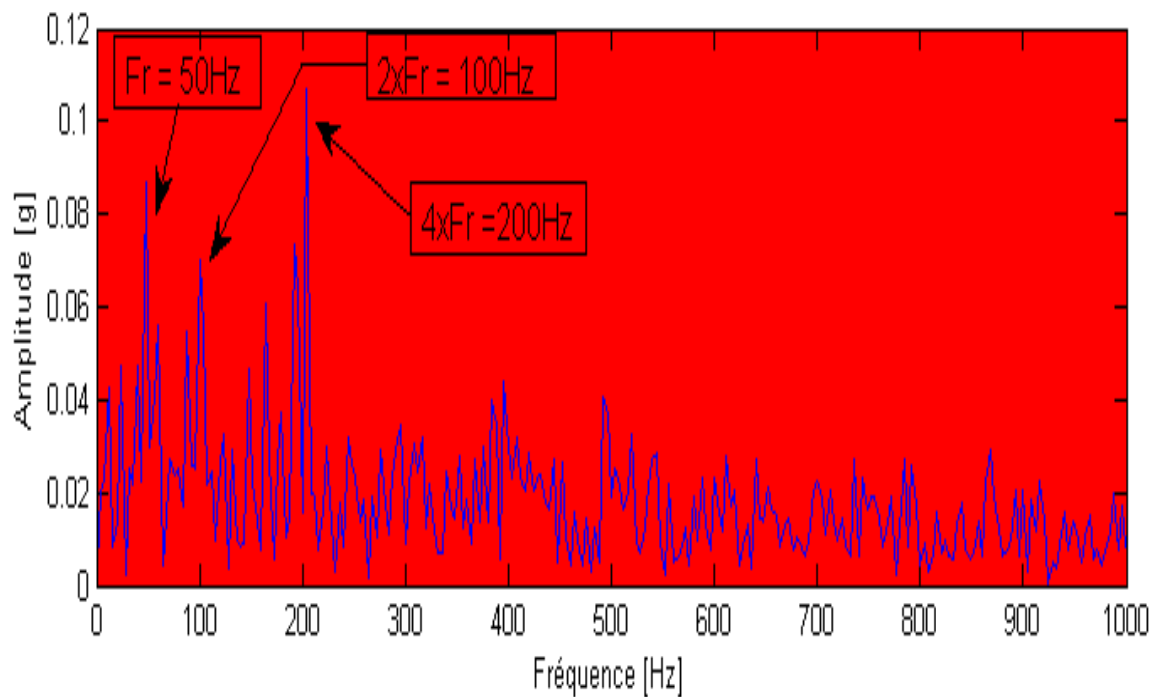


Figure V.18. Palier B en Vertical.

#### ▪ Interprétation

Le diagnostic par analyse des spectres RC nous montre en examinant les graphes des figures :

- **Figure V. (15, 16, 17 et 18) :** On note que les amplitudes sont du même ordre de grandeur ce qui confirme que si le balourd se trouve entre les deux paliers, ceux sont sollicités de même manière.

#### V.6.3.3. Les deux Balourds en même temps (entre paliers et en porte à faux)

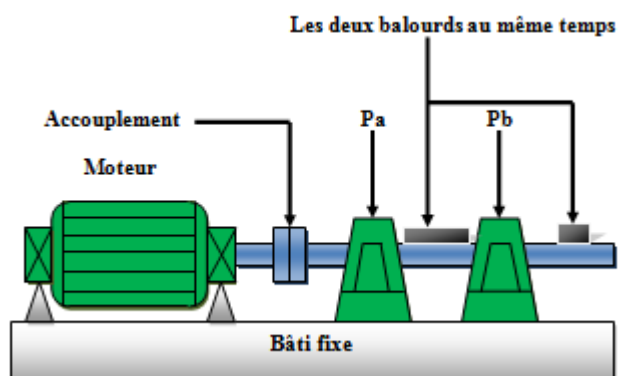


Figure V.19. Présence d'un défaut de balourd entre paliers et sur la porte à faux.

A- Mesure de niveau global  $V_{eff}$  [10, 1 KHz]

Paliers	Direction	Vitesse efficace mm/s	interprétation
A	H	46	Non toléré
	V	73.1	Non toléré
B	H	95.7	Non toléré
	V	120.2	Non toléré

**Tableau V.6.** Mesure du niveau global en cas d'un déséquilibre (balourd entre paliers et sur la porte à faux).

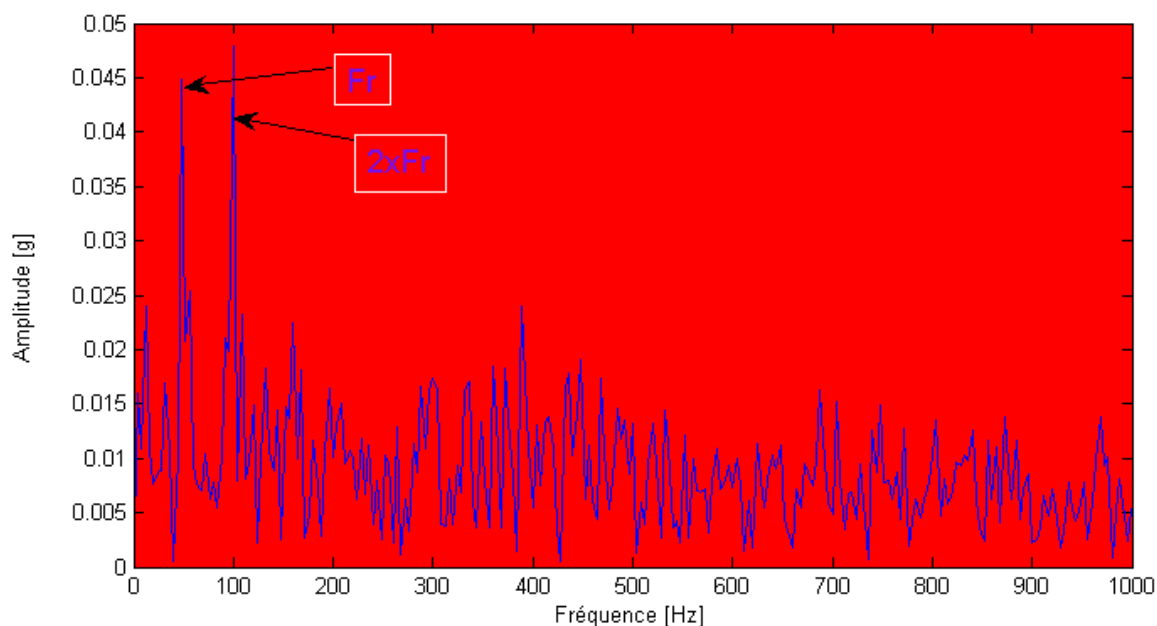
- **Interprétation**

Avec la présence des deux balourds en même temps, les valeurs du niveau global  $V_{eff}$  [1, 1 KHz] des deux paliers de l'arbre sont dans le domaine non acceptable en les comparant au seuil de la norme ISO 2372. On remarque que ces valeurs enregistrées sur le palier B sont relativement supérieur par-rapport à ceux du palier A, cela est dû à la proximité du balourd extérieur du palier B.

## B- Relevé des spectres dans le plan horizontal et vertical

- **Sur le palier A**

J



**Figure V.20.** Palier A en Horizontal.

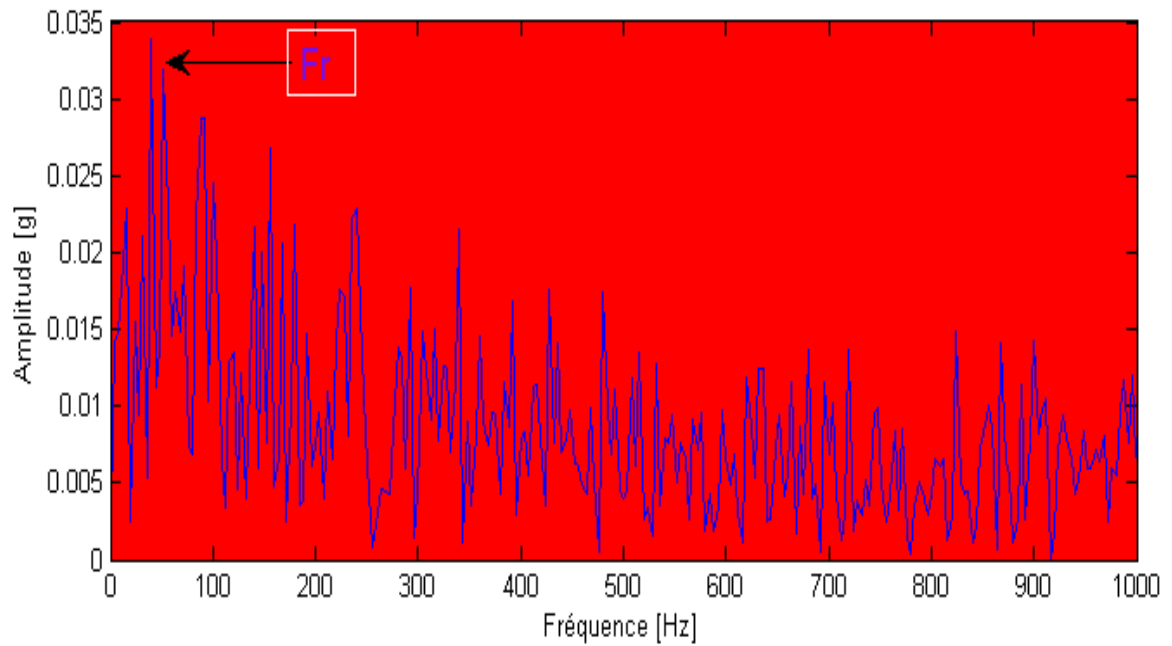


Figure V.21. Palier A en Verticale.

- Sur le palier B

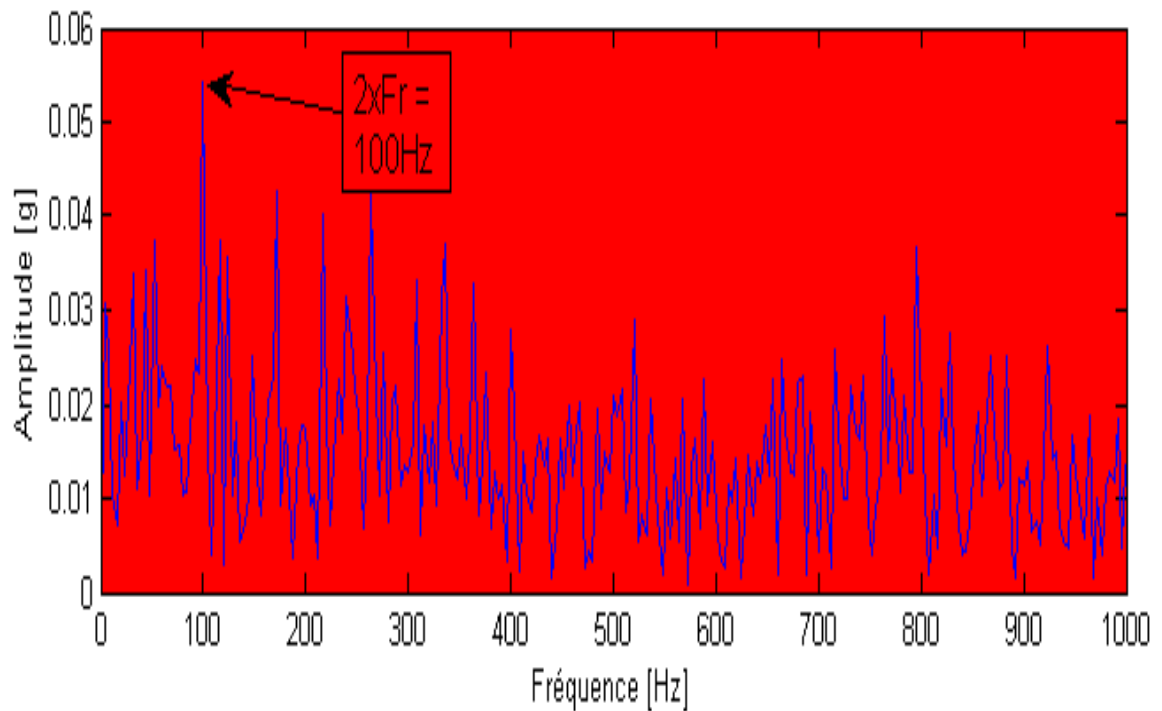


Figure V.22. Palier B en Horizontal.

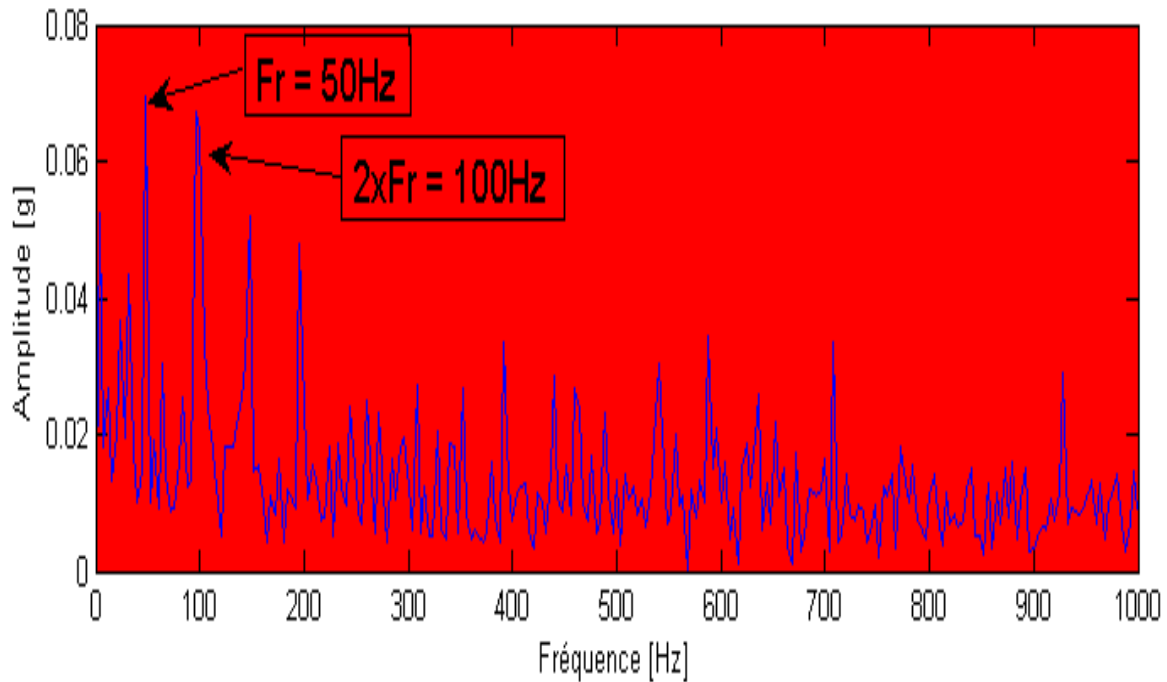


Figure V.23. Palier B en Verticale.

#### ➤ Interprétation

Le diagnostic par analyse des spectres RC nous montre en examinant les graphes des figures :

- **Figure V. (20, 21, 22 et 23) :** L'existence du balourd est ressentie une fois par tour. Ce qui est mis en évidence par la présence d'un pic à la fréquence de rotation.

### V.7. Application au niveau du hall de technologie

Nous avons procédé à l'analyse vibratoire de deux tours. Nous avons pris une vitesse de rotation de 710 tr/min ce qui correspond à 12 Hz (seuil de sensibilité du vibromètre).

Les résultats obtenus avec le vibromètre pour les deux tours sont inférieure aux seuils limites (données par la norme ISO 7220). Ce qui confirme que les paliers des tours sont en bon état. La deuxième étape d'investigation n'est pas nécessaire.

Nous espérons qu'un diagnostic général de machines sera fait ce qui va permettre de faire un suivi pour tous les équipements qui sont dans l'atelier. Ceci permettra d'optimiser la disponibilité des machines et de prévoir surtout les pièces de rechange à remplacer.

## V.8. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons vu un cas pratique (machine de la fatigue), et nous avons effectué des essais selon deux étapes :

- La mesure du niveau global des vibrations  $V_{eff}$  à l'aide du vibromètre, qui est une méthode de dépistage pour voir la possibilité d'existence des anomalies soit sur le moteur, soit sur les paliers.
- Le relevé des spectres RC ou FFT, qui est une méthode pour le diagnostic approfondie. Elle nous a permis d'identifier quelques défauts :
  - Défauts électriques (Asymétrie du champ et début de défaut tournant) ;
  - Défauts de la bague interne et de la cage du roulement du palier extérieure ;
  - Défauts de la bague externe, bague interne, et de bille du roulement du palier intérieur.

Nous avons constaté l'effet radial d'un balourd dans les différents endroits (en porte-à-faux, entre paliers, les deux au même temps), cet effet est plus important dans le palier le plus proche d'un balourd.



## **Conclusion générale**

## Conclusion générale

A la lumière de tout ce que nous venons de présenter, la production industrielle évolue dans un contexte de plus en plus sévère, surtout en ce qui concerne la qualité, la sécurité et les nuisances. Par conséquent, l'outil de production doit faire l'objet d'une maintenance efficace. De plus, dans le contexte concurrentiel économique actuel, la réduction des coûts de production est devenue la clé du développement et de la survie de l'entreprise. Hormis, la réduction des coûts de maintenance, l'augmentation des taux de disponibilité des équipements constitue un enjeu vital pour toute entreprise. C'est pourquoi la mise en place d'un programme de maintenance adéquat, permettant de répondre à un tel défi, s'avère nécessaire.

Pour faire face à ces nouveaux enjeux, la maintenance doit faire appel à des techniques d'investigation modernes très spécifiques telles que l'analyse vibratoire, la thermographie infrarouge, l'analyse des lubrifiants,...

Il faut dire que l'analyse vibratoire permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement ou un roulement usé ... se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machines et conduisent à une modification de son comportement vibratoire.

Un banc d'essai a été monté pour caractériser le comportement des roulements en fonctionnement. Plusieurs conditions de fonctionnements ont été testées. Il s'est avéré que pour mieux appréhender le comportement des roulements, seules les hautes fréquences sont à considérer contrairement aux balourds. D'autre part, il a été montré que le suivi de chaque roulement nécessite au moins un accéléromètre par palier à surveiller et de faire le bon choix de l'emplacement des points de mesure. Notons le coût de revient important de la maintenance conditionnelle ce qui nécessite d'identifier les machines vitales dans le processus de production.

Ce projet nous a apporté beaucoup de connaissances sur le contrôle et le suivi des machines tournantes; la connaissance de certains défauts susceptibles d'apparaître sur une machine tournante nous a permis de nous familiariser avec les outils de surveillance et de diagnostic tels que le vibromètre, l'oscilloscope digital avec ses fonctions mathématiques et le traitement de données avec son logiciel installé sur micro-ordinateur,... Ça nous a aussi permis de travailler dans des conditions similaires à celle d'une entreprise.

On espère que ce travail servira de base pour les futures promotions et un diagnostic complet de toutes les machines qui se trouvent au niveau du hall sera établi. Cela permettra de faire un suivi et d'avoir un historique pour les machines.

Ces données serviront à améliorer le programme de maintenance existant et prévoir les pièces de rechange.

## **Références bibliographiques**

### Références bibliographiques

- [1] Alain Boulenger, et Christian Pachaud, « Analyse Vibratoire en maintenance », 3<sup>ème</sup> édition, Dunod, Paris, 2007.
- [2] Hég Jean, « Pratique de la maintenance préventive ». Edition Dunod 2002.
- [3] F. Champavier, « Analyse Vibratoire des machines Tournantes », la maintenance Edition METRAVIB, janvier 1990.
- [4] Ch. Abdelali, et A Elamarty.PFE : « Maintenance des Machines Tournantes par Analyse Vibratoire ». Université sidi Mohamed Ben Abdellah de FFS. (Maroc), 2007.
- [5] Gilles DUCHEMIN, « Maintenance des machines et des moteurs », Technique de l'ingénieur BM 4 188, Edition 2006.
- [6] Belhour Samira, Thèse de doctorat, « Contribution à l'Optimisation de la Maintenance Prédictive par l'Utilisation Du Logiciel OMNITREND (Système EN LINE), Cas CIMENTERIE HAMA BOUZIANE », Université de Montouri (Constantine), 01/07/2008.
- [7] Girdhar P, et ses associâtes, « Pratical Machinerie Vibration analyse and predictive maintenance », First published 2004.
- [8] AUGÉIX David, «Analyse Vibratoire Des Machines Tournantes », Technique de l'ingénieur, BM5145, 2001.
- [9] Dumas J ; et Bennevault B, « Débuter la mesure de vibration »,01 dB –Stell MVI technologies group, Version Février 2001.
- [10] Kaplan. H, « Practical applications of infrared thermal sensing and imaging equipment »Second edition, Bellingham: SPIE Optical Engineering Press, 1999.
- [11] Lavodrama S, et Abdelhadi L, PFE : « Contrôle des machines tournantes », Université Sidi Mohamed Ben Abdallah de FES (Maroc) ,2006.
- [12] Landolsi Foued, « Surveillance des machines par analyse vibratoire »; Cours de techniques de surveillance, 2003

- [13] Nabti Mohamed Tahar, Thème Magister « Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques » Université farhat abbas Setif, 2011.
- [14] A. Boulenger, C. Pachaud, « Surveillance des machines par analyse vibratoire » Aide mémoire. Dunod, Paris, 3 éditions, 2009.
- [15] Z. Sari-Hassoun, A. Hadjoui, A. Hamidou, S. Bouzidi, « La maintenance prédictive pour les machines tournantes », Symposium International : Qualité et Maintenance au Service de l'Enterprise, Université de Tlemcen 2004.
- [16] F. Cottet, « Traitement des signaux et acquisitions des données », 2ème Edition Dunod, juillet 2005.
- [17] D. Augeix, « Analyse vibratoire des machines tournantes », Technique d'ingénierie, traité Génie Mécanique, BM 5145, EDITION 2000.
- [18] Fabien BOGARD, « développement d'une approche numérique visant a optimisé le suivi vibratoire des constituants d'une machine tournante », Université de Reims Champagne Ardenne, 2000.
- [19] M. Luft, « Comprendre la vibration de moteur par analyse FFT », Nr. De Cde. VIB 9.619F. Edition PRUFTECHNIK AG. Mars 1988.
- [20] Mc Fadden P.D « detecting fatigue cracks In gears using amplitude and phase demodulation of meshing vibration », ASME J on vibrations acoustic, stress vol 108, 1986.
- [21] Milisen X; et Lenaerts V, « Comparaison des différentes méthodes de détection de défaut dans les roulements », Revue scientifique des ISILF n°20,2006.
- [22] Noureddine CHIKH, «Analyse spectrale des vibrations ; Application à la maintenance des équipements mécanique » Mémoire de Magister, Université M'hamed BOUGARA Boumerdes, 2005.

# **Annexes**

## Annexe I

- Définition des alarmes

### 1. Les seuils d'alarme en basse et moyenne fréquence

Selon les normes ISO 2372 et AFNOR E90-30, en définit les seuils des vitesses efficaces selon les types de machines sont donnés dans le tableau ci-dessous (tableau 1) : Mesures dans la plage de fréquence de 10 à 1000 Hz : [2]

**Groupe K** : petites machines jusqu'à 15 KW,

**Groupe M** : machines moyenne entre 15 et 75 KW. Jusqu'à 300 KW sur fondation spéciale,

**Groupe G** : machines lourdes sur fondation rigide et lourdes dont la fréquence naturelle dépasse la vitesse de la machine,

**Groupe T** : machines lourdes fonctionnant à des vitesses supérieures à la fréquence naturelle de leurs fondations (cas des turbomachines).

133	45	Non toléré	Non toléré	Non toléré	Non toléré
129	28				
125	18	Non toléré	Non toléré	Non toléré	Non toléré
121	11,2				
117	7,1	Non toléré	Non toléré	Non toléré	Non toléré
113	4,5				
109	2,8	8 db Juste tolérable	Juste tolérable	Juste tolérable	Juste tolérable
105	1,8				
101	1,12	Permis	Permis	Permis	Permis
97	0,71				
93	0,45	Bon	Bon	Bon	Bon
89	0,28				
85	0,18	Bon	Bon	Bon	Bon
		<b>Groupe K</b>	<b>Groupe M</b>	<b>Groupe G</b>	<b>Groupe T</b>

**Tableau 1.** Seuils d'alarmes en basse et en moyenne fréquence.



## 2. Les seuils d'alarme en haute fréquence

En haute fréquence, l'unité appropriée est l'accélération et la norme ISO n'est pas adaptée à cette unité. Le tableau ci-dessous (tableau 2) définit les seuils d'alarme en fonction de la vitesse de rotation et de diamètre de l'arbre (ou de type de roulement) : [2]

Vitesse Réf. Roulement/diamètre d'arbre	300 RPM		1000 RPM		2000 RPM		4000 RPM	
	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme
XXX05/Ø 25	<b>0.06</b>	<b>0.21</b>	<b>0.35</b>	<b>1.1</b>	<b>0.77</b>	<b>2.5</b>	<b>2.1</b>	<b>6.6</b>
XXX20/Ø 100	<b>0.17</b>	<b>0.5</b>	<b>0.9</b>	<b>2.8</b>	<b>2.1</b>	<b>6.4</b>	<b>5.6</b>	<b>17.0</b>
XXX40/Ø 200	<b>0.3</b>	<b>0.9</b>	<b>1.6</b>	<b>5.0</b>	<b>3.4</b>	<b>10.0</b>		
XXX80/Ø 400	<b>0.45</b>	<b>1.4</b>	<b>2.4</b>	<b>7.6</b>				

**Tableau 2.** Seuils d'alarme en accélération pour les paramètres haute fréquence.

Et le tableau 3 est une proposition de niveaux :

Description	Unité	Type	Alerte	Alarme
Haute fréquence	HFD	Crête de pic	0.6	0.4
Temporel pic à pic	Accélération	Pic-Pic	2	2
Facteur de crête	N/A	N/A	6	8

**Tableau3.** Seuils d'alarmes pour les paramètres hautes fréquences.

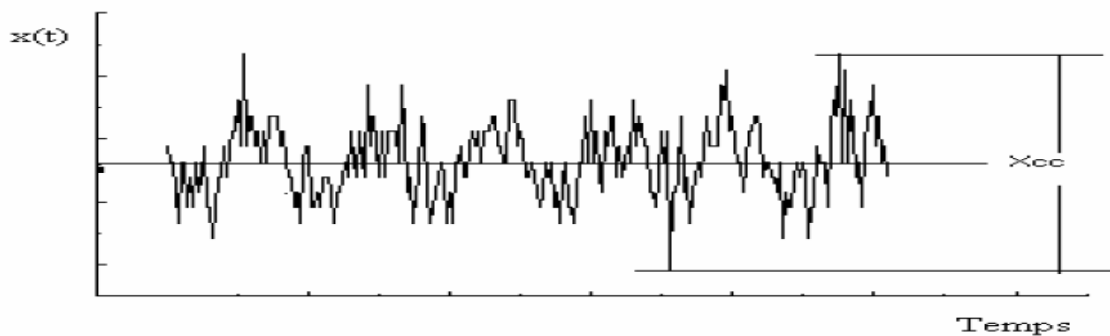
## Annexe II

### 1. Facteur de crête [22]

Le facteur de crête ( $F_c$ ) est défini par le rapport de la valeur crête ( $X_c$ ) sur la valeur efficace ( $X_{eff}$ ) :

$$F_c = \frac{X_c}{X_{eff}}$$

Cet indicateur est un outil qui permet de mettre en évidence les roulements en phase de dégradation. Lorsque le facteur de crête est faible, il convient de s'assurer que la valeur efficace (ou la valeur crête) de l'amplitude ne pas en progression, ce qui signifie que l'état de roulement est en dégradation.



**Figure. Ann II.** Vibration complexe quelconque.

### 2. Kurtosis (distribution de l'amplitude) [22]

C'est un paramètre qui tend à quantifier l'aplatissement de la courbe de densité de probabilité de signale, il est défini par :

$$K = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - x_m) p(x) dx}{\sigma^4}$$

Avec  $X$  = amplitude instantané du signal ;

$X_m$  = valeur moyenne ;

$P(x)$  = probabilité d'apparition de  $x$  ;

$\sigma$  = l'écart type.

Ce paramètre est très important pour la surveillance des roulements (Vibrations de type impulsionnel). Un roulement en bon état engendre un signal vibratoire dont la distribution de l'amplitude est gaussienne, avec un Kurtosis voisin de 3.

## Annexe III

## Reconnaissance des principales anomalies [2]

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 x Fr	Radiale	Uniquement sur paliers lisses Hydrodynamiques à grande vitesse
Balourd	1,2,3, xFr	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de Rotation
Défaut de fixation	1,2,3,4 xFr	Radiale	
Défaut d'alignement	2xFr	Axiale et radiale	Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Excitation électrique	1,2,3,4 x50 Hz	Axiale et radiale	Disparaît dès la coupure de l'alimentation
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique de rotor	Radiale	Apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite
Courroie en mauvais état	1,2,3,4 x Fp	Radiale	
Engrenages endommagés	Fréquence d'engrènement F : $F_e = N \text{ dent} \times Fr \text{ d'arbre}$	Radiale + axiale	Bande latérale autour de la fréquence d'engrènement
Faux rond pignon	$F \pm Fr \text{ pignon}$	Radiale + axiale	Bandes latérale autours la fréquence d'engrènements dus aux faux-ronds
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Radiale et axiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Radiale et axiale	Ondes de chocs aux caillages aide possible par «détection d'enveloppe »

Avec

Fr : Fréquence de rotation ;

Fp : Fréquence de passage de la courroie ;

Fe : Fréquence d'engrènement.

## Annexe IV

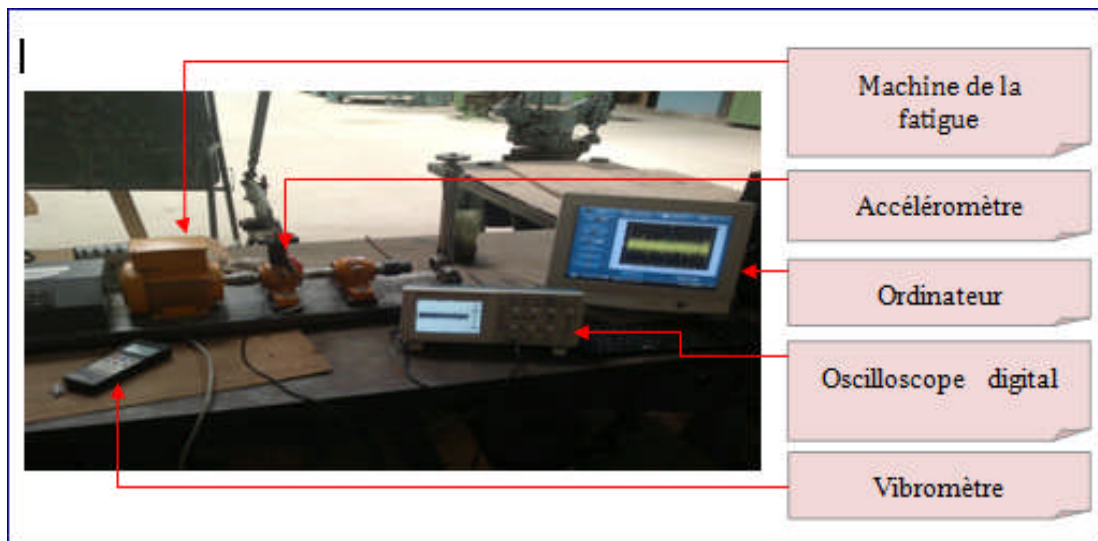


Figure. Ann IV. Machine de la fatigue et appareillage.

### 1. Caractéristiques du moteur

Moteur Asynchrone à Rotor Court Circuit (LEROY –SOMER)	
Type	LS 74 N° 506037
Année	1985
Puissance	0.37 kW (0.5 ch)
Fréquence d'alimentation	50 Hz
Vitesse de rotation	3000 tr/min
Facture de Puissance	0.77
Courant	3.3 A
Tension	220 V
Capacité	160 $\mu$ F
Temperature ambiante	40 °C
Nombre de Phase	1
IS	E
IP	55

### 2. Caractéristiques des roulements des deux paliers

Paramètres	Fréquences (Hz)	Visualisation	Image
D = 72 mm d = 36mm B = 17 mm Db = 8 mm N= 30	Fbext = 314,3 Fbint = 435,7 Fb = 148,6 Fc = 21	Généralement en Haute Fréquence (HF)	

## Annexe V



Figure Ann V. Vibromètre 8202.

## 1. Traitement et caractéristiques du vibromètre VB 8202

FEATURE	
*Professional vibration meter supply with vibration sensor, full set.	*Seperate vibration probe, easy operation *RS 232 computer interface.
*Velocity range :200 mm/s.	*Optional data acquisition software for data record & datalogger
*Acceleration range: 200 m/s <sup>2</sup> .	
*RMS & peak measurement, peak function to hold the peak value.	*Super larger LCD display. *Microcomputer circuit, high performance.
*Wide frequency range.	*Auto shut off saves battery life.
*Data hold button to freeze the desired reading.	*Built-in low battery life.
*Memory function to record maximum and minimum reading with recall;	*Heavy duty & compact housing case. *Complete set with the hard carrying case

SPECIFICATIONS			
Display	61 mm x 34 mm supper large LCD display. 15 mm ( 0.6" ) digit size.	Data output	RS 232 serial output.
Measurement	Velocity, Acceleration, RMS value, Peak value, Data hold, Max. & Min. value.	Power supply	Alkaline or heavy duty type, DC 9V battery, 006P, MN1604 (PP3) or equivalent.
Range	Velocity : 200 mm/s : 0.5 to 199.9 mm/s	Power consumption	Approx. DC 6 mA.
	Acceleration : 200 m/s <sup>2</sup> : 0.5 to 199.9 m/s <sup>2</sup>	Weight	Meter : 230 g/0.50 LB Probe with sensing head : 165 g/0.36 LB
Frequency range	10 Hz to 1 KHz * Sensitivity relative during the the frequency range meet ISO 2954	Dimension	Meter : 180 x 72 x 32 mm ( 7.1 x 2.8 x 1.3 inch ). Vibration probe : Round 36 mm Dia. x 71 mm. Sensing head : 8.9 mm Dia x 42 mm length Cable length : 1.2 meter.
Accuracy	± ( 5 % + 2 d ), 160 Hz, 80 Hz @ 23 ± 5 °C	Accessories included	Instruction manual..... 1 PC. Cable with plugs..... 1 PC. Vibration probe..... 1 PC. Sensing head..... 1 PC. Magnetic base..... 1 PC. Carrying Case..... 1 PC.
Calibration point	Velocity : 50 mm/s ( 160 Hz ) Acceleration : 50 m/s <sup>2</sup> ( 160 Hz )	Optional accessories	* Software ( Windows version, data record & data acquisition ) ..... SW-U801-WIN * RS232 cable ..... UPCB-01
Circuit	Exclusive microcomputer circuit.		
Data hold	Freeze the desired reading.		
Peak measurement	To measure the peak value. * Peak value = 1.414 RMS value.		
Memory	Maximum & Minimum value.		
Power off	Auto shut off, saves battery life, or manual off by push button.		
Sampling time	Approx. 1 second.		
Operating temperature	0 °C to 50 °C ( 32 °F to 122 °F ).		
Operating humidity	Less than 80% RH.		