

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Kasdi Merbah Ouargla

Faculté des Sciences appliquées

Département du génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

Présenté par :

Kious Mohammed Moncef

Bousbia Salah Ammar

Pour obtention du diplôme de MASTER

Domaine : Sciences et Technologiques

Filière : Electromécanique

Spécialité : Maintenance Industrielle

Intitulé du mémoire

Maintenance conditionnelle par analyse vibratoire dans une centrale Électrique à turbine à gaz

Présenté devant le jury composé de :

Bouhmane Nacer	M.C.A	Président	Ouargla
Guebailia Moussa	M.C.A	Examineur	Ouargla
Belakroum Rassim	M.C.A	Encadreur	Ouargla

Année Universitaire : 2019 / 2020

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu, le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Ensuite, notre encadreur Mr R. Belakroum pour les efforts qu'il a déployés, pour nous aider, conseiller, et corriger.

Aussi je tiens à remercier le Mr abdelghani azizi pour les orientations positives afin de réaliser ce travail

Nos vifs remerciements également vont aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail en acceptant de l'examiner.

Nous remercions aussi tout le corps enseignant et administratif qui a contribué à notre formation universitaire.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

*A mes très chers parents, que dieu les garde et
les protège pour leur soutien moral et financier,
pour leurs encouragements et les sacrifices qu'ils
ont endurés.*

A toute ma famille.

A mes frères et mes sœurs.

A mes amis et mes collègues

Kious mohammed moncef

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

*A mes très chers parents, que dieu les garde et
les protège pour leur soutien moral et financier,
pour leurs encouragements et les sacrifices qu'ils
ont endurés.*

A toute ma famille.

A mes frères et mes sœurs.

A mes amis et mes collègues

Bousbia Salah Ammar

Table des matières

Introduction générale :	12
Chapitre I : Généralités sur la maintenance	14
I.1 Introduction :	15
I.2 Définition de la Maintenance :	15
I.3 But de la maintenance :	15
I.3.1 Objectifs financiers :	15
I.3.2 Objectifs opérationnels :	15
I.4 Différents types de maintenances :	16
I.4.1 La maintenance corrective :	16
I.4.2 Maintenance préventive :	16
I.5 techniques de la maintenance conditionnelle :	18
I.5.1 Mesure des vibrations :	18
I.5.2 thermographie infrarouge :	19
I.5.3 L'analyse des mesures ultrasonores :	19
I.5.4 L'analyse d'huiles :	20
I.6 différentes étapes de diagnostic d'un système :	20
I.7 différents types de la maintenance conditionnelle :	21
I.7.1 maintenance conditionnelle off-line :	21
I.7.2 maintenance conditionnelle on-line :	21
I.8 Conclusion :	22
Chapitre II : Caractéristiques et techniques d'analyse des vibrations	23
II Introduction :	24
II.2 Techniques d'analyse :	24
II.3 L'analyse vibratoire :	25
II.3.1 Objectifs d'analyse vibratoire :	25
II.3.2 Champs d'application privilégiée :	25
II.4 Définition d'une vibration :	25
II.4.1 Caractéristiques d'une vibration :	25
II.4.2 trois grandeurs représentatives de l'amplitude :	27
II.4.3 Différentes formes de vibration :	28
II.5 capteurs de vibration :	31
II.5.1 prosimètres :	32

II.5.2 Véllocimétrie :	33
II.5.3 accéléromètres :	34
II.6 Chaîne de mesure vibratoire :	35
II.7 méthodes d'analyse des vibrations :	36
II.7.1 méthodes temporelles :	37
II.7.2 méthodes fréquentielles :	39
II.8 surveillance vibratoire :	40
II.9 Conclusion :	41
Chapitre III : Origines des vibrations dans les machines tournantes	42
III. Introduction :	43
III.2 Origine des vibrations :	43
III.2.1 Origine mécanique :	43
III.3 Recherche des images vibratoires :	54
III.3.1 Points de mesure :	54
III.3.2 Consigne pour la fixation des capteurs :	54
III.3.3 Mode de fixation :	56
III.4 Conclusion :	56
Chapitre IV :Description de la turbine à gaz MS9001E	58
IV.1 Généralités sur Turbine à Gaz :	59
IV.2 Présentation de la turbine à gaz MS9001E :	59
IV.3 Section principale d'une turbine à gaz :	60
IV.3.1 Section compresseur :	60
IV.3.2 Section Combustion :	61
IV.3.3 Section Turbine :	62
IV.4 Compartiment auxiliaire turbine à gaz MS9001E :	63
IV.4.1 Moteur de lancement :	63
IV.4.2 Convertisseur de couple :	64
IV.4.3 Système de virage :	65
IV.4.4 Réducteur des axillaires :	65
IV.5 Principe de fonctionnement :	66
Chapitre V : Application de l'analyse vibratoire sur turbine à gaz MS9001E	68
V.1 But de travail :	69
V.2 Matériel utilisé :	69
V.2.1 VIBXPERT EX :	69
V.2.2 Logiciel d'analyse de diagnostic vibratoire « VIBROEXPERT CM-400 » :	70

V.3 suivi de mesure de vibrations turbine à gaz MS9001E :.....	70
V.3.1 Méthodes utilisées pour le dépistage et le diagnostic :	71
V.3.2 Caractéristiques turbine à gaz MS9001E :	72
V.3.3 Les points de mesure :	72
V.3.4 Résultats du contrôle vibratoire :	76
V.4 Cas d'un défaut d'équilibrage : (palier 4 d'alternateur)	78
V.4.1 Représentation spectrale (fréquentielle) :	78
V.4.2 Les interventions recommandés :	79
V.4.3 Protocole d'équilibrage :	80
V.4.4 Résultats des mesures :	81
V.5 Conclusion :	81
Conclusion générale :	83
Bibliographie :	85
Annexes :	88

Listes des figures et tableaux

❖ Liste des figures

Figure I.1: Les différents types de maintenance.	16
Figure I.2: Maintenance préventive systématique.[15].	17
Figure I.3: Maintenance préventive conditionnelle.[15]	18
Figure I.4: Les différents indicateurs utilisés pour le diagnostic [15].	18
Figure I.5: Images thermographiques.[8]	19
Figure I.6 : les différentes étapes du diagnostic.[15]	21
Figure II.1 : Différentes méthodes d'analyse [1].	24
Figure II.2: différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un Signal sinusoïdal	27
Figure II.3: Représentation du mouvement d'un système masse.[5]	27
Figure II.4: vibration harmonique.	29
Figure.II.5: vibration périodique.	29
Figure.II.6 : Vibration aléatoire.....	30
Figure.II.7: Capteurs de vibration.[7].....	32
Figure II.8 : prosimètres et leur driver.[1]	32
Figure.II.9: Principe du capteur inductif à courants de Foucault [1]	33
Figure.II.10 : schéma de principe d'une vélocimétrie [1]	34
Figure.II.11: Schéma de principe d'un accéléromètre [1]	34
Figure.II.12: Chaîne de mesure.	36
Figure.II.13: Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête.....	38
Figure III.1:image vibratoire d'un défaut de balourd.	44
Figure III.2:Défauts d'alignement d'arbres.[10]	45
Figure III.3:Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial [10].....	46
Figure III.4: Images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire [10]	46
Figure III.5:Défaut de serrage [11].....	47
Figure III.6: Images vibratoires d'un phénomène de jeu [11].	47
Figure III.7:Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par corrois [12].....	48
Figure III.8:Différents types d'engrenage [10]	48
Figure III.9: Image vibratoire d'un engrenage sain [10]	49
Figure III.10:Image vibratoire théorique d'un engrenage.[10]	49
Figure III.11:Image vibratoire théorique d'une denture [10].....	50
Figure III.12: Caractéristique géométrique d'un roulement.[10].....	51
Figure III.13:Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure..	52
Figure III.14:Image vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure.[10].....	52
Figure III.15:Image vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant.[10].....	53
Figure III.16:Défaut de déversement.....	53
Figure III.17: De type déversement de bague [10].....	53
Figure III.18:Points de mesure sur un palier.....	54
Figure III.19:Choix de l'emplacement de capteur	55
Figure III.20:Les surfaces de contact avec les capteurs Doivent être lisses et planes	55
Figure III.21:Emplacement du capteur sur un Palier inaccessible.	55
Figure III.22:Réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation.....	56

Figure IV.1 : schéma technique du comportement d'un TAG.....	59
Figure IV.2:compresseur de turbine à gaz.....	60
Figure IV.3:Disposition du Système De Combustion.....	61
Figure IV.4:Schéma technique de la chambre de combustion.....	62
Figure IV.5:Section Turbine.....	63
Figure IV.6:Moteur de lancement.....	64
Figure IV.7:Coupleur Hydraulique.....	65
Figure IV.8:Convertisseur.....	65
Figure IV.9:Réducteur (1eme partie).....	66
Figure IV.10:Réducteur (2eme partie).....	66
Figure IV.11:schéma technique de passage de gaz dans la turbine.....	67
Figure V.1:Appareils de mesure de vibrations de VIBXPERT.....	69
Figure V.2:Plan des points de mesure de Vibration.....	73
Figure V.3:Schéma synoptique.....	73
Figure V.4:Palie 1.....	74
Figure V.5:Palie 4 (Alternateur I).....	74
Figure V.6:Palie 2&3 Turbine a gaz.....	74
Figure V.7:Palie 5(Alternateur II).....	75
Figure V.8:Palier 6 (excitatrice).....	75
Figure V.9:Palier 4 vertical avant équilibrage.....	79
Figure V.10 : Palier 4 axial avant équilibrage.....	79
Figure V.11:Palier 4 horizontal avant équilibrage.....	79
Figure V.12:Equilibrage du palier.....	80
Figure V.13:Plan d'équilibrage palier N°4 Alternateur.....	80

❖ Liste des tableaux

Tableau II.1:Nature de la vibration selon les variations. [5].....	31
Tableau II.2 : Nature des vibrations et facteur de crête.....	38
Tableau V.3: les propriétés de turbine à gaz 9001 E.....	72
Tableau V.4:Résultats du contrôle vibratoire Avant l'alignement.....	76
Tableau V.5:Vibrations prélevées sur MARK V.....	77
Tableau V.6 : Résultats du contrôle vibratoire Après l'alignement.....	77
Tableau V.7 : Vibrations prélevées sur MARK V.....	78
Tableau V.8:Résultats des mesures d'équilibrage.....	81

Introduction générale

Introduction générale :

Dans divers secteurs industriels, la disponibilité et le coût sont des facteurs clés pour assurer une continuité optimale de la production. Tout changement indésirable ou un arrêt inattendu provoque des pertes économiques considérables. Pour éviter ce genre de problèmes, les chaînes de production doivent être équipées de systèmes de diagnostic fiables permettant de détecter tout défaut ou changement dans l'état de fonctionnement avant la défaillance totale.

De tous les types de surveillance, l'analyse vibratoire est la méthode la plus largement utilisée pour une surveillance et un diagnostic fiable et pour détecter l'apparition et le développement de la plupart des défauts d'origines diverses. (Mécanique, électrique, hydraulique...etc.).

Ce travail de maintenance est d'une grande importance économique, car il permet une transition d'une maintenance systématique à une maintenance conditionnelle plus efficace.

Le principe de l'analyse vibratoire est que toutes les machines tournantes (moteurs Électrique, pompes, compresseurs, turbines ...) basée sur l'idée qu'en fonctionnement elles génèrent des vibrations, qui sont causées par des défauts : balourd, désalignement, défaut de palier, denture d'engrenage, ... qui génèrent des vibrations. Ceux-ci émettent des signaux vibrants très complexes. Pour analyser ces signaux, nous avons utilisé l'analyseur de signal VIBXPERT EX pour la saisie des données, l'analyse des vibrations et l'équilibrage de fonctionnement, Et à travers elle, nous pouvons d'identifier et de localiser le défaut.

Le but de notre travail est d'appliquer l'analyse vibratoire dans le diagnostic de ces défauts afin d'améliorer la maintenance préventive des équipements et de connaître l'évolution de ces défauts pour permettre de planifier les opérations de remplacement des composants défectueux, le stock de pièces détachées et outillages nécessaires, ainsi que le personnel spécialisé.

Chapitre un Généralité sur la maintenance industrielle :

Dans la première partie du chapitre, nous avons présenté une étude théorique sur la maintenance industrielle et leurs types.

Chapitre deux Caractéristiques et techniques d'analyse des vibrations :

Dans le deuxième chapitre on a proposé une vue complète sur les techniques et les moyens d'analyse vibratoire, pour cela on a approché les notions fondamentales de diagnostic vibratoire.

Chapitre trois Origines des vibrations dans les machines tournantes :

Dans le troisième chapitre nous avons présenté une étude des principaux défauts sur les machines tournantes

Chapitre quatre Description de la turbine à gaz MS9001E :

Dans le quatrième chapitre, nous avons donné un Description de la turbine à gaz MS9001E

Chapitre cinq Application de l'analyse vibratoire sur turbine à gaz MS9001E :

Dans le cinquième chapitre, nous avons montré des résultats expérimentaux basés sur l'application de techniques de diagnostic vibratoire, et présenté les résultats de l'analyse du signal et l'étude de l'efficacité de ces techniques pour le système défaillant.

Chapitre I : Généralités sur **la maintenance**

I.1 Introduction :

La maintenance des systèmes industriels est analysée loin de leur conception et de leur exploitation, tout pour des questions de sûreté de fonctionnement, que pour des questions de maintenabilité.

De nos jours une maintenance efficace demande un système de surveillance sophistiqué, permettant de prendre des décisions correctes au bon moment, en évitant les pannes et donc les arrêts de production non planifiés. C'est pour cette raison que l'industrie a besoin de méthodes et d'outils de plus en plus performants pour diagnostiquer et évaluer l'état de santé des machines. Et ce, afin d'optimiser la maintenance et donc le coût de production.

Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de maintenance, nous donnons les différents types de maintenance et présentons techniques de la maintenance conditionnelle

I.2 Définition de la Maintenance :

La norme AFNOR NF X 60 010 [AFNOR, 2002] définit la maintenance par l'expression suivante : « La maintenance constitue l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état qui lui permet d'accomplir la fonction requise ». La maintenance vise la conservation de l'état préalablement défini (le bon état) mais permet aussi la reconstitution et l'amélioration. L'entretien peut être vu comme une condition nécessaire mais insuffisante de la maintenance. Les objectifs de la maintenance se résument comme suit :

- Réduire le nombre d'arrêts sur casse
- Fiabiliser l'outil de production
- Augmenter son taux de disponibilité
- Dépanner rapidement les équipements.
- Améliorer la sécurité du travail, etc [15]

I.3 But de la maintenance :

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types

I.3.1 Objectifs financiers :

- Réduire au minimum les dépenses de maintenance.
- Assurer le service de maintenance dans les limites d'un budget.

I.3.2 Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possibles.
- Assurer la disponibilité maximale de l'équipement à un prix minimum.
- Augmenter la durée de vie des équipements.
- Entretien des installations avec le minimum d'économie et les remplacer à des périodes prédéterminées.
- Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment.[1]

I.4 Différents types de maintenances :

Sur la [Figure I.1] on distingue deux principaux types de la maintenance.

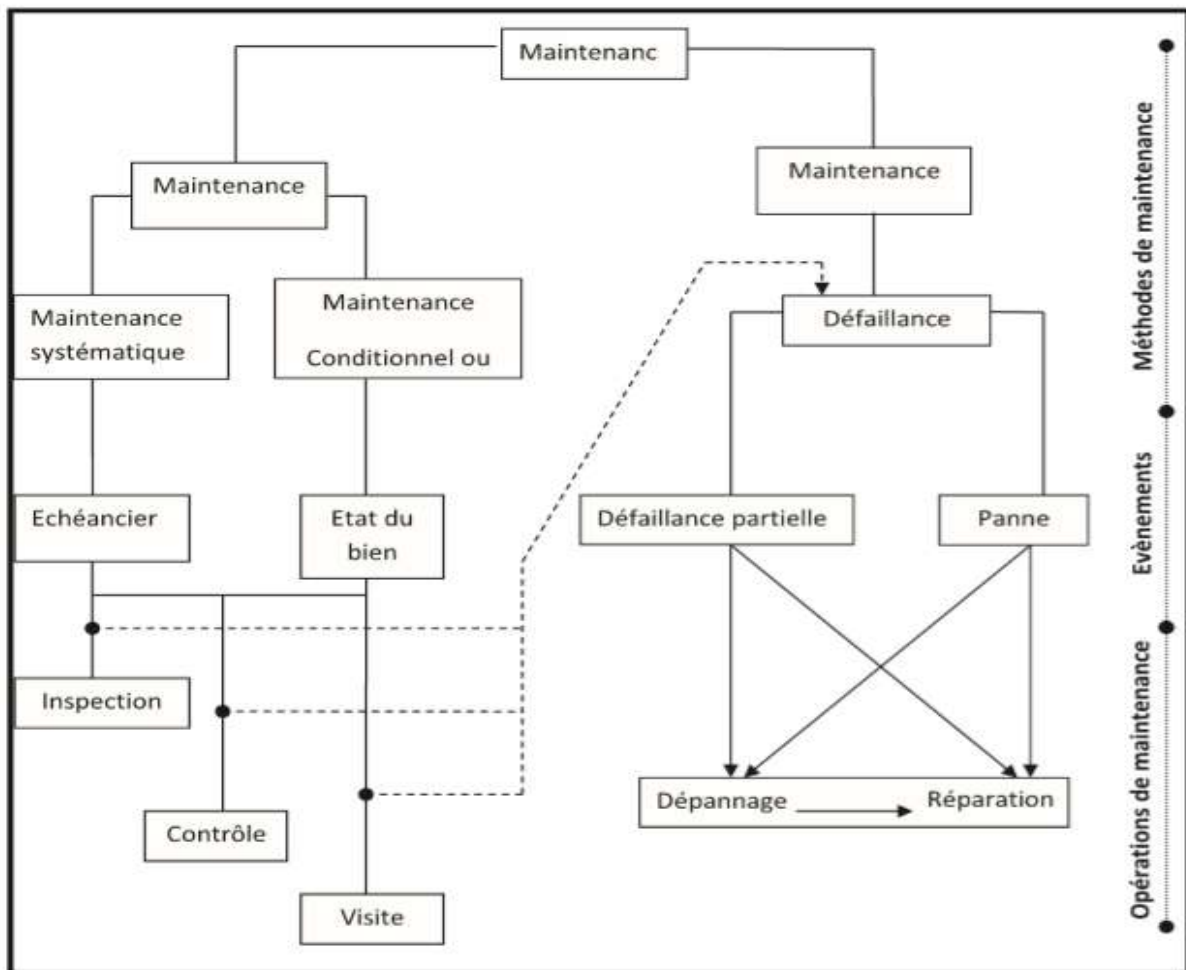


Figure 0.1: Les différents types de maintenance.

I.4.1 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.[5]

I.4.2 Maintenance préventive :

L'objectif de la maintenance préventive est de déterminer l'ensemble des actions à exercer sur le procédé afin de ne pas subir l'effet d'une défaillance. On peut à cet effet distinguer

deux approches possibles : la maintenance préventive systématique et la maintenance préventive conditionnelle.

I.4.2.1 Maintenance préventive systématique : [15]

Ce type de maintenance est effectué dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu. C'est une intervention de maintenance prévue, préparée et programmée avant la date probable d'apparition d'une défaillance. Elle est effectuée selon un échéancier établi suivant le temps ou le nombre d'unités d'usage. Ci-après nous présentons une figure qui illustre ce principe.

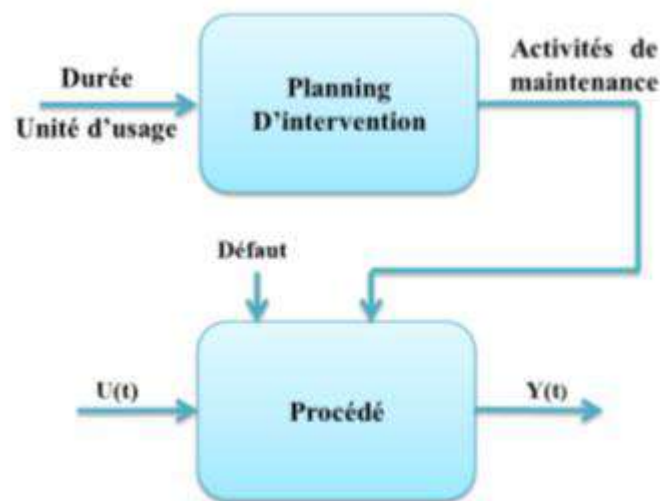


Figure 0.2: Maintenance préventive systématique. [15].

I.4.2.2 Maintenance préventive conditionnelle :

Ce type de maintenance est basé sur la surveillance en continu de l'évolution du système, afin de prévenir un dysfonctionnement avant qu'il n'arrive.

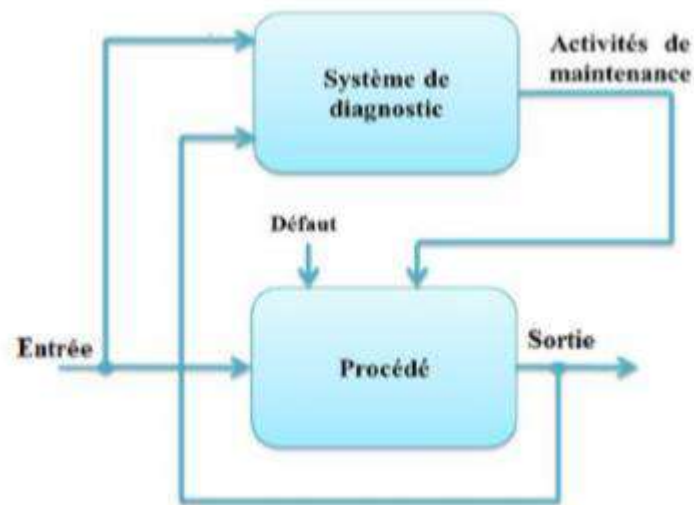


Figure 0.3: Maintenance préventive conditionnelle.[15]

On s'intéresse dans la suite à la maintenance conditionnelle, basée sur la surveillance en continu de l'évolution du système considéré.

I.5 techniques de la maintenance conditionnelle :

La maintenance conditionnelle se base sur l'analyse des grandeurs mesurées afin de détecter ou signaler une anomalie au niveau d'un système. La [Figure I.4] représente cette grandeur :

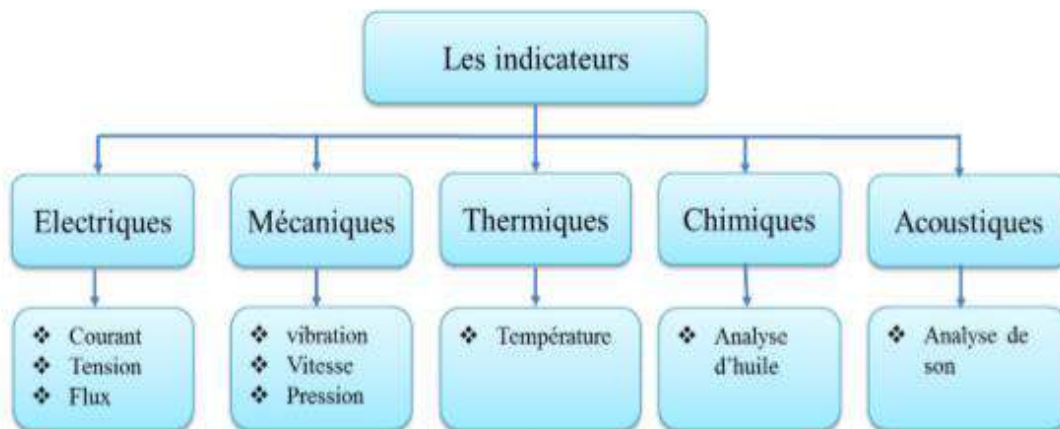


Figure 0.4: Les différents indicateurs utilisés pour le diagnostic [15].

I.5.1 Mesure des vibrations :

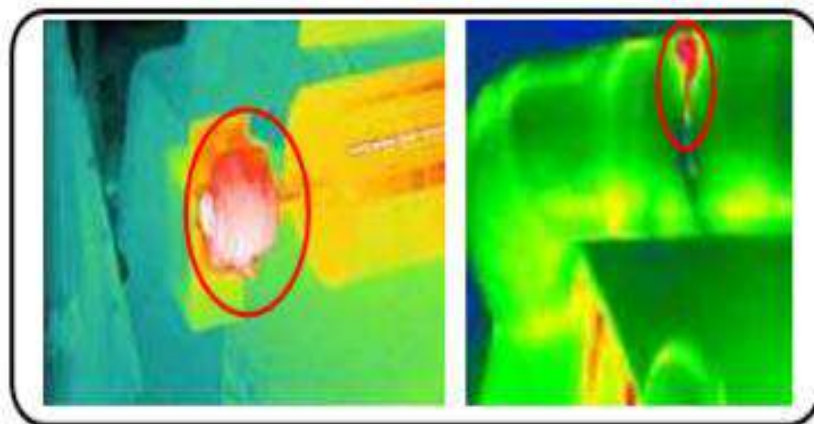
Toutes les machines, et particulièrement les machines tournantes, vibrent et l'image vibratoire de leurs vibrations à un profil très particulier lorsqu'elles sont en état de bon

fonctionnement. Dès que des phénomènes d'usure, de fatigue, de vieillissement, de désalignement, de balourd, etc. Apparaissent, l'allure de cette image change, ce qui permet, de quantifier l'intervention. La plupart des défauts mécaniques peuvent être détectés par cette technique. L'investissement à prévoir pour ce type de mesure va de 3 000 DT (off-line) à 100 000 DT (online).[8]

I.5.2 thermographie infrarouge :

La thermographie est une des techniques utilisées pour contrôler l'état des structures et des systèmes industriels. Elle mesure l'intensité des émissions de rayons infrarouges (c'est-à-dire de chaleur) par une caméra infrarouge, afin de déterminer les conditions opératoires de l'équipement. Grâce à la détection des anomalies thermiques certaines zones sont plus chaudes ou plus froides qu'elles ne devraient l'être, un inspecteur expérimenté peut localiser et identifier les incidents dès leur naissance. Le champ d'application de cette technique est très vaste et on peut citer :

- La détection des points chauds dans les équipements électriques (conducteurs surdimensionnés, cosses mal vissées, etc..) ou mécaniques (dégradation d'un palier) [figure I.5]
- La détection des fuites thermiques dans les fours, canalisations etc....



-a- Défaut sur un palier -b- Fuite sur une canalisation

Figure 0.5: Images thermographiques.[8]

La thermographie infrarouge est relativement coûteuse (8 000 DT à 70 000 DT environ pour l'ensemble caméra + logiciel de traitement d'images associé), mais c'est un outil très polyvalent.[8]

I.5.3 L'analyse des mesures ultrasonores :

Tout mouvement relatif entre pièces produit des ultrasons de friction. La mesure et l'enregistrement des signaux ultrasonores effectués à cadence régulière, et leur suivi dans le temps permettent de détecter beaucoup de problèmes de façon simple efficace et peu onéreuse.

La technique offre de multiples applications dans le contrôle d'équipements hydrauliques et pneumatiques (détection de fuites, contrôle d'étanchéité) et permet aussi de détecter les ultrasons émis par des défauts d'origine électrique (mauvais contacts, effets corona, effets d'arc, etc.).[8]

I.5.4 L'analyse d'huiles :

L'analyse d'huiles est d'une importance primordiale dans tout programme de maintenance des machines industrielles. La mise en œuvre de cette analyse est simple et presque tous les mécanismes lubrifiés sont susceptibles d'être sujets à ce diagnostic. L'huile est en contact permanent avec les pièces en mouvement. Elle fournit de nombreuses informations sur l'état de la machine. Lorsque l'équipement est mis à rude épreuve, la qualité du lubrifiant s'en ressent.

L'analyse d'huile permet de suivre dans le temps les caractéristiques physico-chimiques du lubrifiant. Cela permet d'apprécier son état de dégradation et donc son aptitude à remplir sa fonction dans la machine.

Les résultats de l'analyse permettent de déceler des anomalies telles que :

- La contamination par des particules internes de l'équipement
- La pollution par des agents extérieurs
- L'usure par abrasion

L'analyse d'huile fait partie des moyens mis en œuvre pour faire la maintenance préventive. Avec l'analyse vibratoire et la thermographie, elle permet d'éviter les pannes imprévues et les réparations coûteuses.[8]

I.6 différentes étapes de diagnostic d'un système :

Le diagnostic des systèmes industriel nécessite un certain nombre d'étapes résumées à la [figure I.6]:

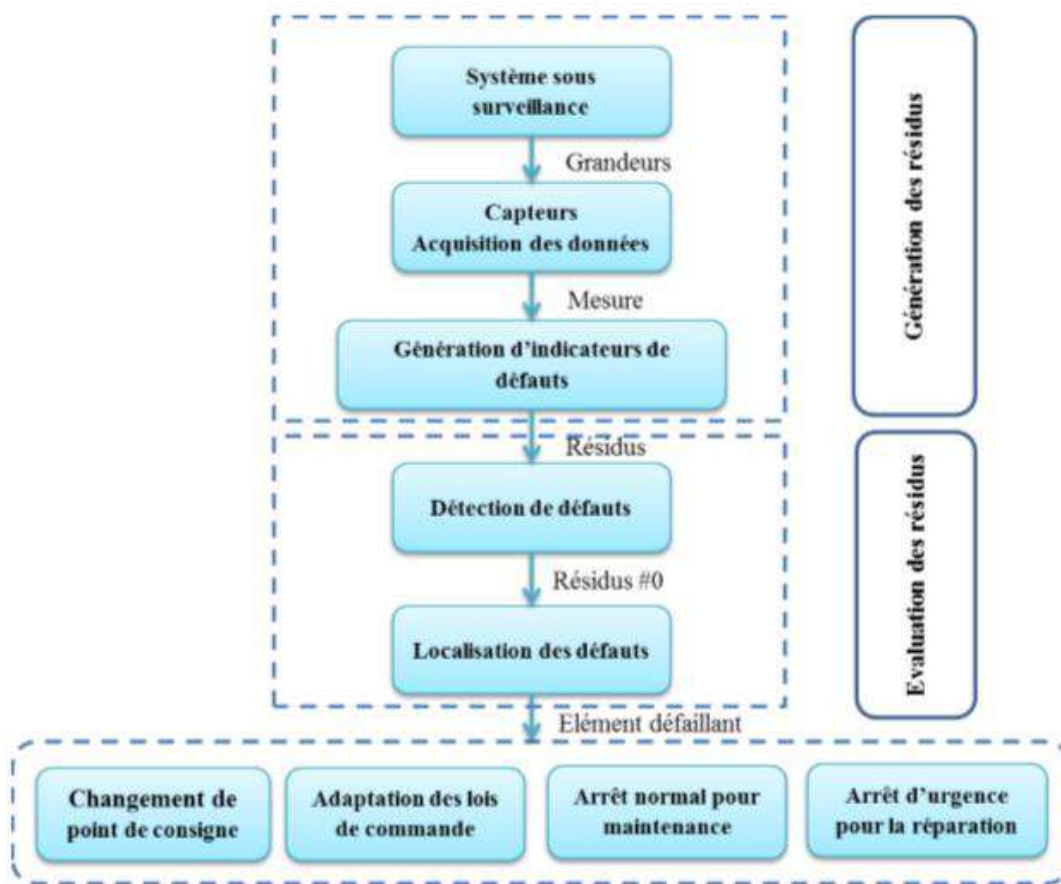


Figure 0.6 : les différentes étapes du diagnostic.[15]

I.7 différents types de la maintenance conditionnelle :

Il existe deux types de maintenance conditionnelle :

I.7.1 maintenance conditionnelle off-line :

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.7.2 maintenance conditionnelle on-line :

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 machine 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.8 Conclusion :

La maintenance est des processus les plus importantes dans le management de l'entreprise. A cet effet, l'organisation et la gestion d'une politique de maintenance stratégique assure la prospérité et le développement de l'entreprise

Chapitre II :
Caractéristiques et
techniques d'analyse des
vibrations

II 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.

L'analyse des vibrations des machines permet de poser un diagnostic sur leur état de fonctionnement et de mettre en œuvre des stratégies de maintenance prédictive, la mesure des vibrations est l'outil le plus efficace qui permet de détecter de façon précoce les défauts de machines, bien avant qu'un échauffement ou qu'un accroissement des particules d'usure ne soient rendus significatifs. En effet l'analyse des signaux vibratoires donne des informations sur les processus de dégradations internes.

II.2 Techniques d'analyse :

La surveillance d'un équipement de machine est assurée en relevant périodiquement un indicateur d'état de dégradation ou de performance, il existe différentes techniques d'analyse (figure II.1) tels que l'analyse vibratoire, l'émission acoustique, la thermographie, l'analyse des huiles et des lubrifiants, la variation de résistance dans un circuit électrique, etc...

Le choix de l'indicateur dépend du type de machine à étudier et du type de défaillance que l'on souhaite détecter. Pour les machines tournantes, un indicateur de type vibratoire permet de détecter la plupart des défauts, on établit une courbe d'évolution de l'indicateur au cours du temps. Sur cette courbe, on définit différents seuils correspondant à un niveau d'alerte, à une alarme, à un niveau de défaillance, ces niveaux sont établis soit par expérience soit en appliquant une norme pour les roulements, on utilise des abaques de sévérité vibratoire pour définir les différents seuils.[1]

La [Figure II.6] représente le Pourcentage D'utilisation de différentes méthodes dans le monde.

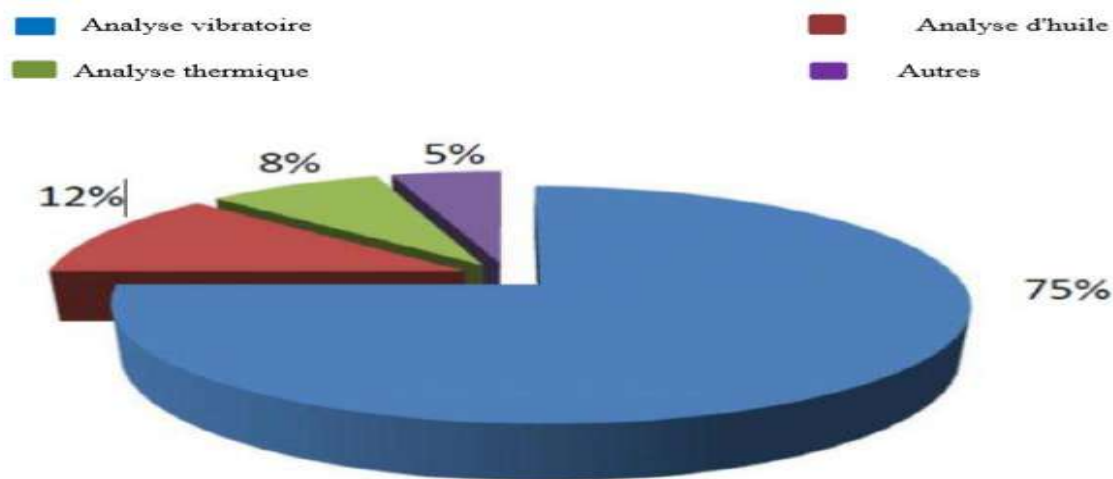


Figure II.1 : Différentes méthodes d'analyse [1].

II.3 L'analyse vibratoire :

Est la plus connue et la plus largement utilisée car adaptée aux des composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes.[2]

II.3.1 Objectifs d'analyse vibratoire :

- ✓ La détection des défauts.
- ✓ L'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet des paramètres calculés :

- ✓ Soit dans le domaine temporel.
- ✓ Soit dans le domaine fréquentiel.
- ✓ Soit dans les deux à la fois.[3]

a. Les avantages :

- ✓ Détection de défauts à un stade précoce.
- ✓ Possibilités de réaliser un diagnostic approfondi.
- ✓ Autorise une surveillance continue.
- ✓ Permet de surveiller.
- ✓ l'équipement à distance.

b. Les inconvénients :

- ✓ Spectres parfois difficiles interpréter.
- ✓ Dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses.

II.3.2 Champs d'application privilégiée :

Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc...) Et de sa structure.[4]

II.4 Définition d'une vibration :

On désigne par vibration la variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence

En fait, 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. Il existe de nombreux exemples, qu'ils soient artificiels ou naturels, pour lesquels on observe ce phénomène.

La balançoire et le shimmy dans les roues d'une voiture sont deux cas typiques parmi tant d'autres. Les vibrations ont des formes et des comportements très variables.

II.4.1 Caractéristiques d'une vibration :

Une vibration est caractérisée par trois paramètres : La fréquence, L'amplitude, La phase.

➤ a-La fréquence :

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné, lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz (Hz) une vibration qui se produira 50 fois par seconde aura donc une fréquence de 50 Hz.

1 Hertz = 1 cycle /seconde

Le période est donc par définition l'inverse de la fréquence **T= 1/50 de seconde**

- **L'amplitude :**

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 II. 2) pour caractériser son amplitude.

-**L'amplitude crête (Xc)**. Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.

$$s_{eff} = \frac{s_c}{\sqrt{2}} = \frac{s_{cc}}{2\sqrt{2}}$$

$$s_c = \sqrt{2} \cdot s_{eff} = \frac{s_{cc}}{2\sqrt{2}}$$

$$s_{cc} = 2\sqrt{2} \cdot s_{eff} = 2s_c$$

– **L'amplitude efficace (Xeff)** 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. La Figure II.2 représente les différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un Signal sinusoïdal.

$$s_{eff} = \sqrt{\frac{1}{2}(s_{1eff}^2 + s_{2eff}^2 + \dots \dots \dots + s_{neff}^2)}$$

Avec

$$s_{ieff} = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^T s_i^2(t) \cdot dt}$$

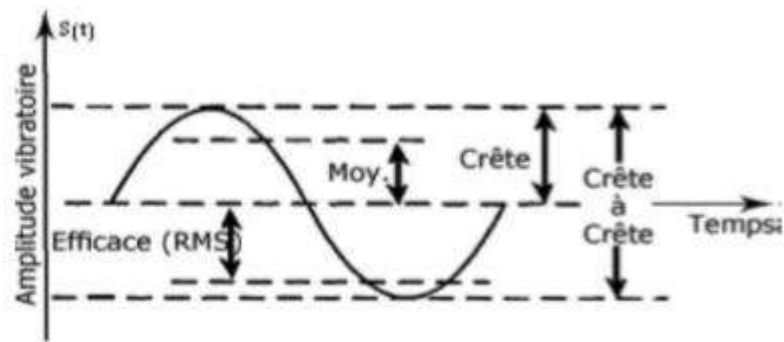


Figure 0.2: différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un Signal sinusoïdal

-Valeur moyenne :

- Signal périodique $s_{moy} = \frac{1}{T} \int_0^T S(t)$
- Signal transitoire $s_{moy} = \frac{1}{t_2-t_1} \int_{t_1}^{t_2} S(t) . dt$

II.4.2 trois grandeurs représentatives de l'amplitude :

Si nous reprenons l'exemple du système mécanique [figure II.3], on constate que le mouvement de la masselotte se traduit par :[5]

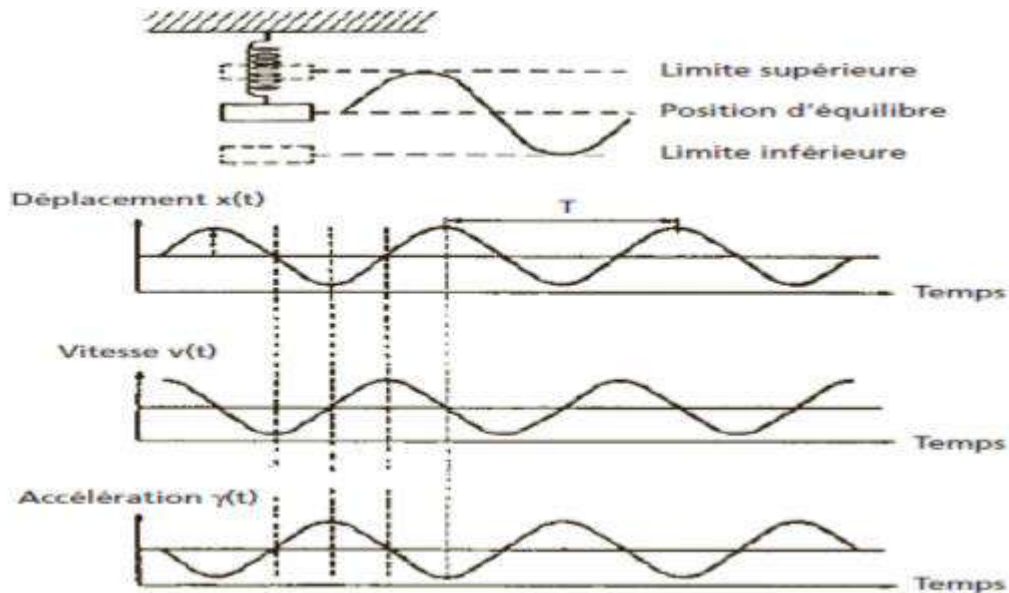


Figure 0.3: Représentation du mouvement d'un système masse.[5]

- 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.

- 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. Vecteur qui représente la dérivée de déplacement par rapport au temps.

$$V(t) = \frac{s(t)}{dt}$$

- 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.

Dérivée de la vitesse par rapport au temps. $A(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2v(t)}{dt^2}$

Les relations entre ces grandeurs dans le cas d'une vibration harmonique sont :

$$S(t) = s \cdot \sin(\omega t)$$

$$s' = v(t) = s \cdot \omega \sin(\omega t) = s\omega \sin(\omega t + \frac{\pi}{2})$$

$$s'' = a(t) = s\omega^2 \sin(\omega t) = s\omega^2 \sin(\omega t + \pi)$$

- Les grandeurs de déplacements pour détecter des phénomènes à basse-fréquence.
- Les grandeurs d'accélération pour détecter des phénomènes à haute-fréquence.
- Les grandeurs de vitesses pour détecter des phénomènes à large gamme.

II.4.3 Différentes formes de vibration :

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.[5]

-Harmoniques

- Périodiques.

- apériodiques

II.4.3.1 Vibrations harmoniques :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde comme désigne la [figure II.4].

Elle est décrite par l'équation :

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

Avec :

ω =Vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ($2\pi f$).

f =Fréquencré du mouvement.

φ =Phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps

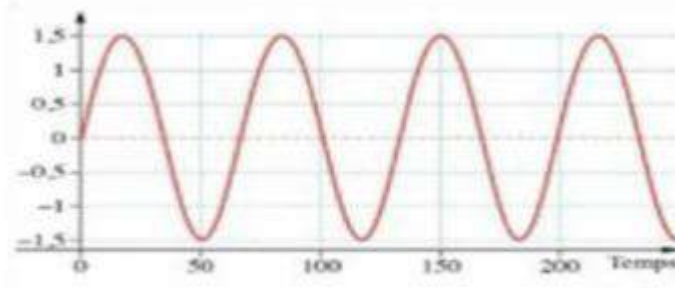


Figure 0.4: vibration harmonique.

Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le balourd d'un rotor en mouvement.

II.4.3.2 Vibration périodique :

Une vibration périodique [Figure.II.5] est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé période. Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines. La forme de cette vibration est composée de plusieurs vibrations harmoniques

Elle est décrite par l'équation.

$$x(t) = \sum_{i=1}^n [X_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i)]$$

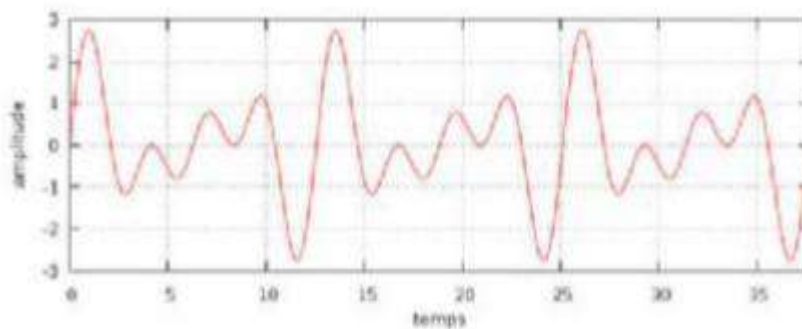


Figure.0.5: vibration périodique.

II.4.3.3 vibrations apériodiques :

a. Les vibrations aléatoires :

Une vibration aléatoire [Figure.II.6] est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps. C'est le cas des chocs que l'on enregistre sur un broyeur.[6]

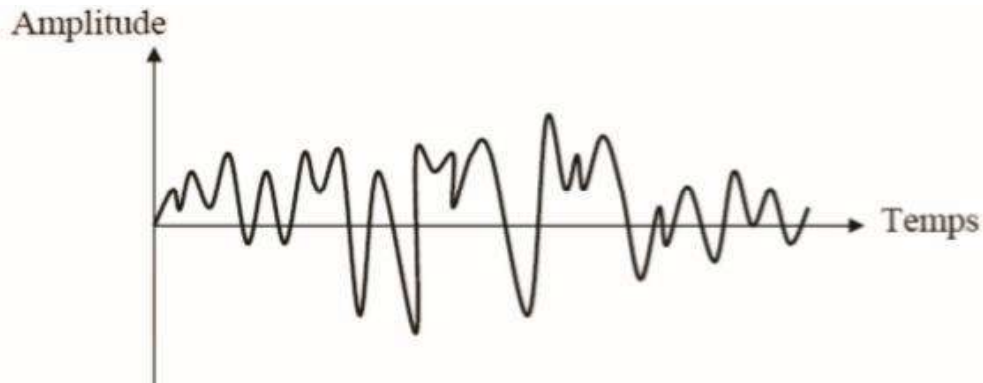


Figure.0.6 : Vibration aléatoire.

Elle est décrite par l'équation ci-dessous :

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} [X_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i)]$$

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 Tableau ci-dessous illustre la représentation temporelle des vibrations en fonction de leurs natures :[5]

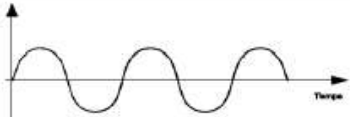
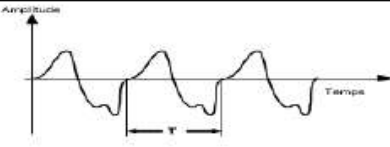
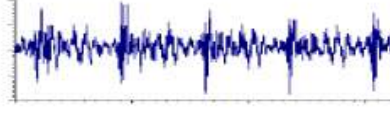

Nature des vibrations	Représentation temporelle des vibrations	Causes possible
A : Périodique de type sinusoïdal simple		balourd
B : Périodique de type sinusoïdal complexe		Engrènement
C : Périodique de type impulsif		Ecaillage des roulements
D : Aléatoire de type impulsif		Défauts de lubrification sur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

Tableau II.1: Nature de la vibration selon les variations. [5]

II.5 capteurs de vibration :

Les trois grandeurs que l'on est amené à mesurer en technique vibratoire - le déplacement, la vitesse et l'accélération - peuvent être appréhendées par des systèmes très différents les uns des autres. On distingue trois principes plus particulièrement utilisés :

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

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

Comme montré dans la [Figure.II.7] Les capteurs utilisant ces principes peuvent être actifs ou passifs. Les capteurs actifs ne nécessitent pas d'alimentation, alors que les capteurs passifs ne fonctionneraient pas sans source d'énergie auxiliaire.[7]

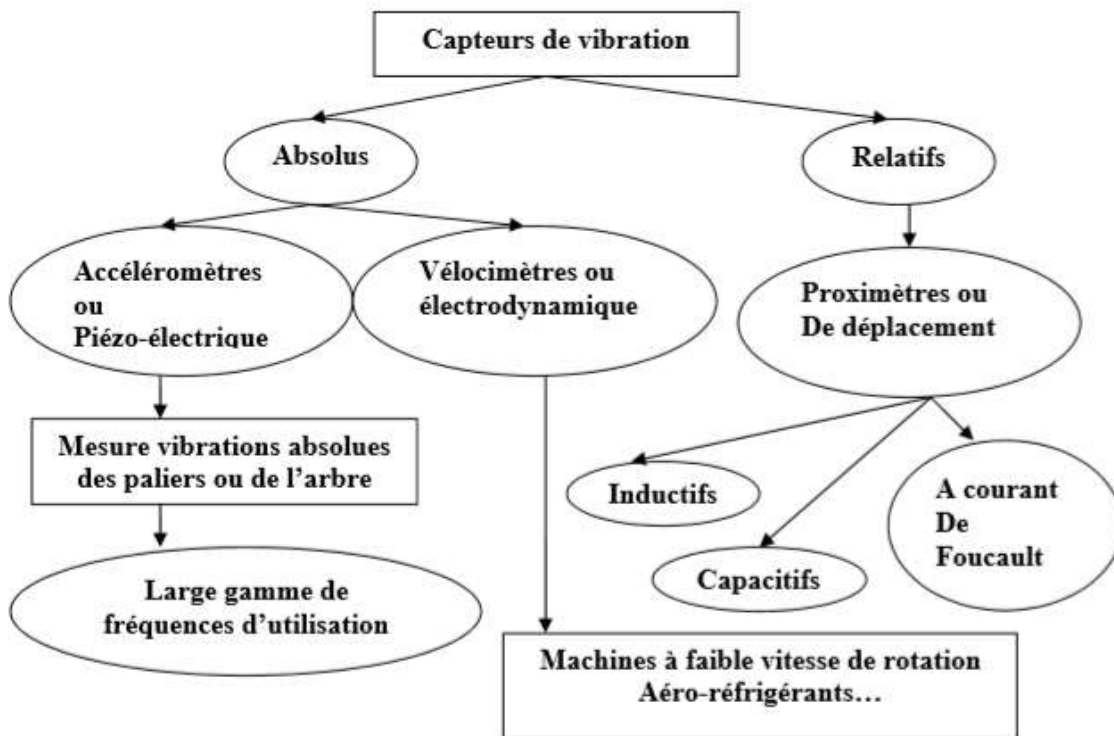


Figure.0.7: Capteurs de vibration.[7]

II.5.1 proximètres :

Le proximètre [figure II.8], ou sonde capteur de déplacement sans contact directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor, il est monte en permanence à l'intérieur du palier, les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence, ces mesures seront limitées aux basses fréquences (< 100 Hz).



Figure 0.8 : proximètres et leur driver.[1]

Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications ou la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avèrent essentielle.[1]

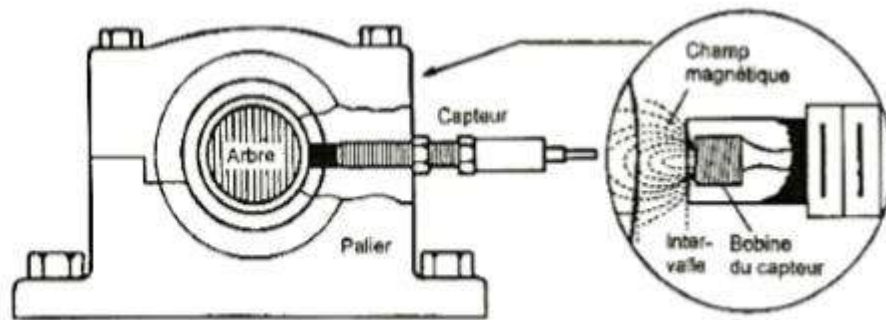


Figure.0.9: Principe du capteur inductif à courants de Foucault [1]

II.5.1.1 avantages et les inconvénients :

a. Avantages :

- Mesure directement les mouvements d'arbre
- Même capteur pour les butées axiales, les vibrations radiales et la vitesse
- Mesure directement le déplacement
- Pas de pièce mobile

b. Inconvénients :

- Sensible au matériau de l'arbre
- Installation
- Gamme de fréquence limitée. Pas de détection des défauts de roulements
- Restriction de températures.[1]

II.5.1.2 Problèmes et défauts détectés :

- Arbre
- Palier lisse
- Butée
- Généraux : balourd, désalignement, usure, etc.

II.5.2 Vélométrie :

Les capteurs de vitesse ou vélocimètres [Figure.II.10] sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Ce type de capteur présente l'avantage de ne nécessiter ni source d'alimentation ni préamplificateur.

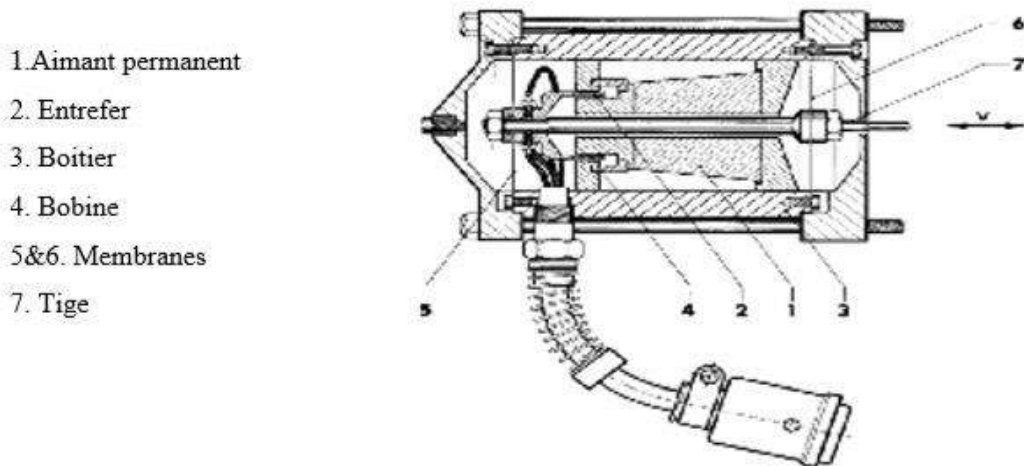


Figure.0.10 : schéma de principe d'une vélocimétrie [1]

II.5.3 accéléromètres :

Un accéléromètre piézoélectrique [figure II.11] est composé d'un disque en matériau piézoélectrique (quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte.

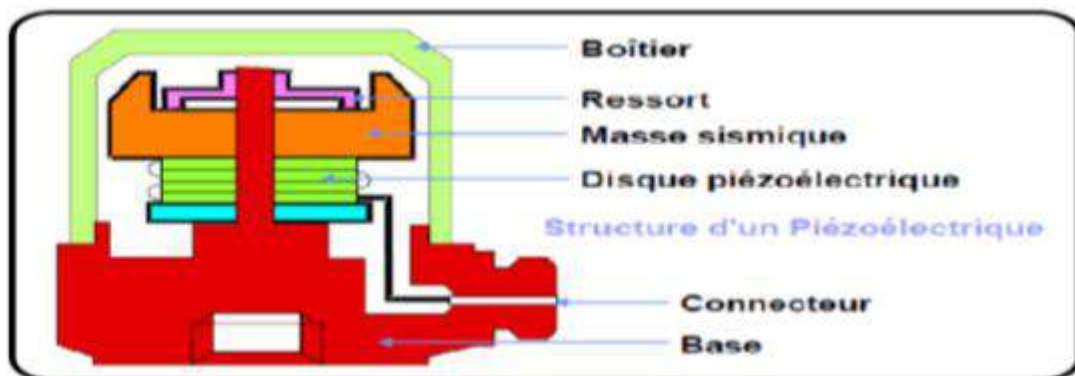


Figure.0.11: Schéma de principe d'un accéléromètre [1]

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibration absolue les plus utilisés pour la surveillance. Ils possèdent les propriétés suivantes :

- Utilisables sur de très grandes gammes fréquentielles.
- Excellente linéarité sur une très grande gamme dynamique (typiquement 140 dB).
- Le signal d'accélération peut être intégré électroniquement pour donner le déplacement et la vitesse
- Aucun élément mobile, donc extrêmement durable.[8]

II.5.3.1 avantages et les inconvénients :

a. Les avantages :

- Facile à installer
- Petit, léger
- Supporte les hautes températures
- Pas de pièce mobile

b. Les inconvénients :

- Nécessite une double intégration pour le déplacement
- Nécessite une source extérieure
- Fournit des informations limitées sur la dynamique d'arbre
- Médiocre pour les faibles vitesses

II.5.3.2 Problèmes et défauts détectés :

- Roulements
- Engrenages
- Machine à pâles
- Machine électrique
- Généraux : balourd, désalignement, usure, etc.

II.6 Chaîne de mesure vibratoire :

Il existe deux types de surveillance vibratoire, online donc les capteurs sont installés à demeure sur la machine et off line dans ce cas le mesure se fait manuellement avec le capteur

Une chaîne de mesure de vibrations [Figure.II.12] doit remplir la fonction suivante :

- Transformer les vibrations mécaniques en un signal électrique.
- Conditionner le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable.
- Intégrer le signal
- Limiter la plage de fréquence
- Amplifier de nouveau le signal obtenu
- Numériser le signal

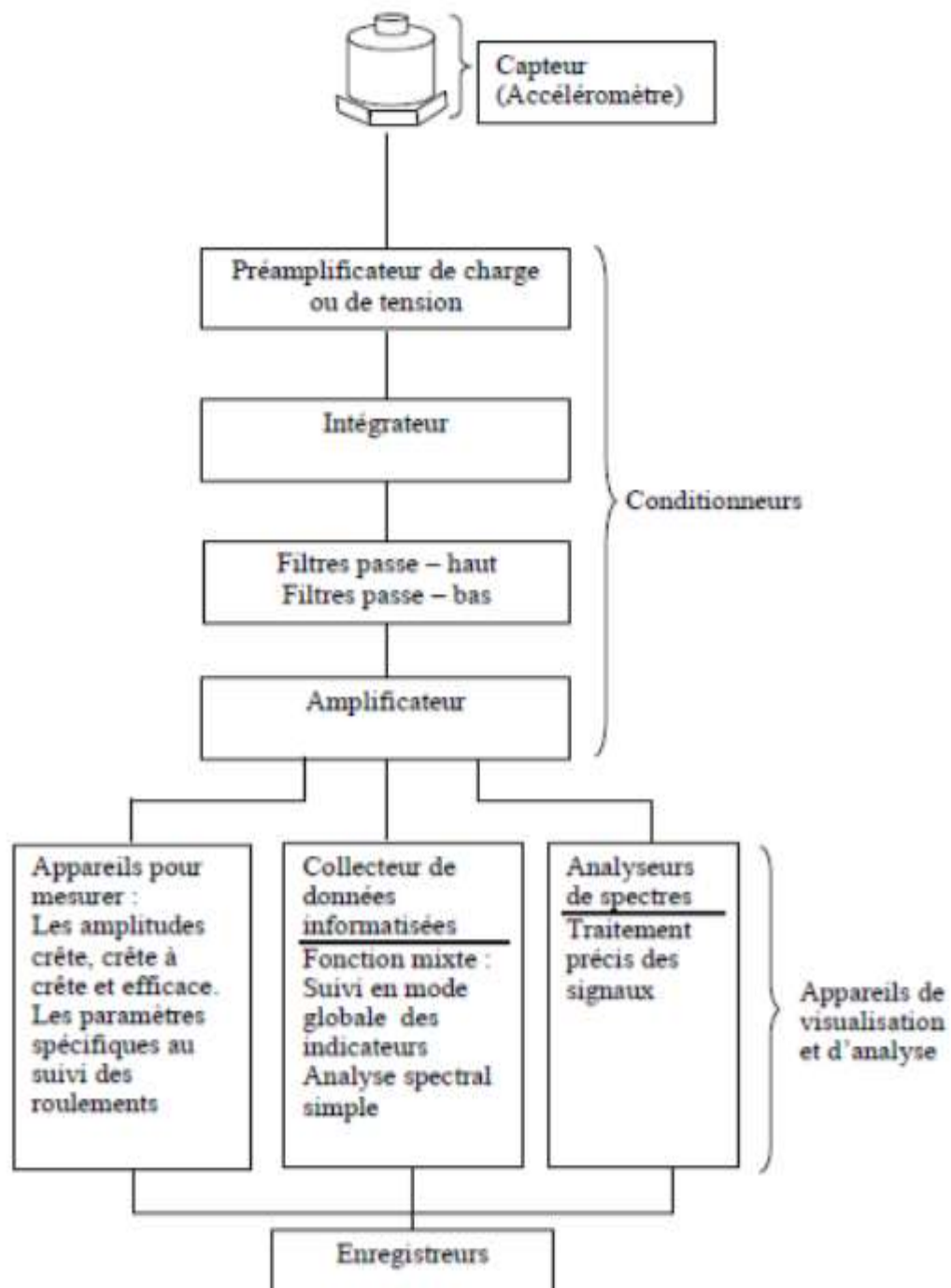


Figure.0.12: Chaîne de mesure.

II.7 méthodes d'analyse des vibrations :

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les roulements. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils. Elles sont généralement classées en deux grandes familles. [7]

II.7.1 méthodes temporelles :

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli, elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut.

➤ **La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square).**

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien et il s'écrit sous forme discrétisée :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}$$

Où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, (N_e) représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure même des machines.

➤ **Les indicateurs crêtes**

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer principalement :

-le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace :

$$f_{cteur\ crête} = \frac{\text{valeur crête}}{\text{valeur efficace}} = \frac{\sup |x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}}$$

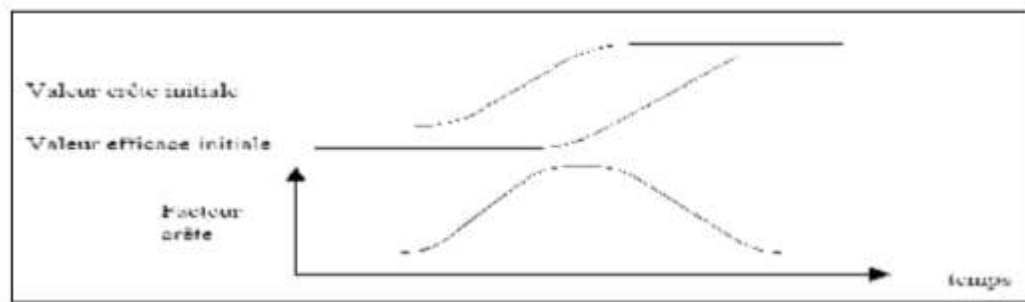


Figure.0.13: Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête

Nature des vibration	facteur de crête	causes possible
Périodique de type sinusoïdal	1.5	balourd
Ou complexe	à	désalignement
Ou de type (bruit de fond)	2.5	...
Aléatoire impulsionnel	3 à 4	roulements en bon état
Périodique impulsionnel	>4	roulement écaillé

Tableau II.2 : Nature des vibrations et facteur de crête

➤ **Le Kurtosis**

Le Kurtosis est le moment d'ordre 4 normé de la distribution statistique du signal. C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3 (Moment d'ordre 4 d'un signal gaussien égale à 3). L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$kurtosis = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2}$$

Où M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} est la valeur moyenne des amplitudes, N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. Le principale avantage du Kurtosis réside dans le fait qu'il ne tient pas compte de l'historique, et qu'il donne une valeur intrinsèque de l'état du roulement. Le Kurtosis doit

cependant être utilisé avec beaucoup de précaution, car il est très sensible aux chocs ce qui oblige un emploi du Kurtosis dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

II.7.2 méthodes fréquentielles :

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.[7]

➤ Le spectre (L'analyse en fréquence) [7].

L'analyse « en fréquence » est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier, qui permet le passage du

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt$$

Où $X(f)$ est la transformée de fourier , t est la variable temps . f est la variable fréquence .

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}}$$

Où $X(k\Delta f)$ est la transformée de fourier discrète rapide , t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel , n est le numéro de l'échantillon , k est le numéro de la ligne fréquentielle , Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles , N est le nombre d'échantillons prélevés.

Domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement permet sa localisation Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) sur des signaux numérisés :

➤ L'analyse d'enveloppe.

L'analyse d'enveloppe est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulement, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure.

➤ Le Cepstre

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant, à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires que les indicateurs issus de techniques traditionnelles mettraient difficilement en évidence. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les quéfrenes correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements.

II.8 surveillance vibratoire :

Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... Toutes ces machines, que l'on dit : tournantes, ont un point commun : elles comprennent des organes en rotation, suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, Constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournant à des vitesses de rotation différentes... Mais ce qui caractérise avant tout ces machines, c'est qu'elles sont composées D'organes fragiles (roulements et engrenages, notamment) soumis à des contraintes Mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de Défaillance sont donc multiples : l'écaillage d'un roulement, la rupture d'une dent d'un engrenage, le désalignement d'un des axes, etc., lorsque la machine joue un rôle vital dans la production (c'est le cas par exemple d'une presse dans le domaine de l'imprimerie, d'un broyeur de cimenterie ou encore d'une centrifugeuse dans un réacteur chimique...), ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et traquer tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard.

II.9 Conclusion :

L'utilisation de l'analyse des signaux vibratoires comme méthode de diagnostic remonte aux années 1960. Depuis, on y fait largement appel dans la plupart des installations industrielles, particulièrement dans la prévention des pannes mécaniques.

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).

Au stade de diagnostic, l'analyse vibratoire constitue une des meilleures méthodes en particulier pour l'étude des pannes mécaniques sur les machines tournantes.

Chapitre III : Origines des
vibrations dans les
machines tournantes

III. 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. 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.

III.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 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.[5]

III.2.1 Origine mécanique :

III.2.1.1 Défaut de Balourd :

C'est la cause de vibration la plus commune et la plus fréquente rencontrée. Ce phénomène se produit à la vitesse de rotation, et peut être causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor de la machine tournante.[9]

En pratique, il est impossible d'obtenir un centrage parfait de tous les éléments d'un rotor .il existe toujours un déséquilibre provenant :

-de défauts d'usinage

-de défauts d'assemblage : décalage d'une pale de turbine, dissymétrie d'un pôle de rotor d'alternateur.

-d'altérations mécaniques : perte d'un bout d'ailette. Érosion. Encrassement.

Ce déséquilibre appelé " balourd " [Figure III.1] va générer, au repos, une rotation du rotor due à la force de gravitation et à vitesse nominale, une vibration radiale due à la force centrifuge :

$$F_c = m_b \cdot w^2 \cdot f_b$$

Avec m_b masse théorique du balourd [kg]

f_b Rayon théorique du balourd [m]

W pulsation ou vitesse angulaire [rad/s]

La vibration radiale exprimée en mm/s ou um est sinusoïdale de fréquence égale à la fréquence de rotation $f_0=N/60$.

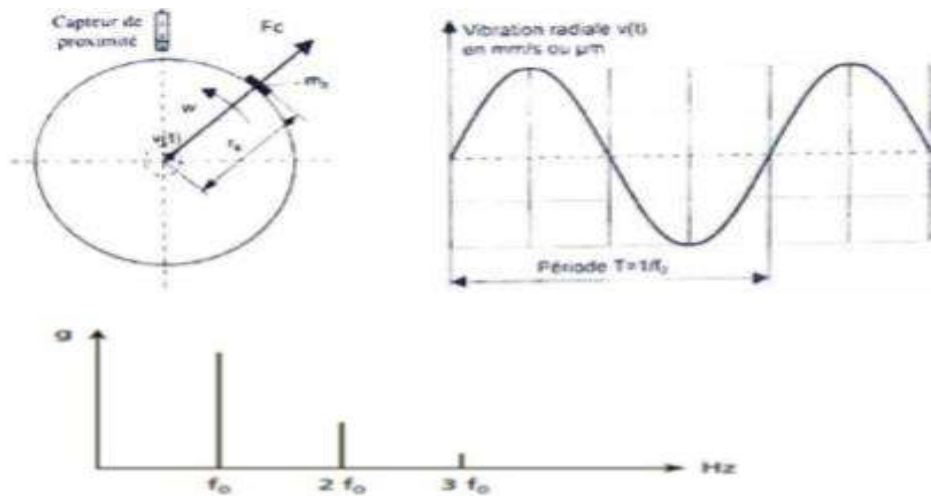


Figure 0.1: image vibratoire d'un défaut de balourd.

a. Balourd statique :

A vitesse nominale les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, l'effort centrifuge du au balourd. Il n'y a donc pas de déphasage entre les mesures aux mêmes angles sur les deux paliers.

Au repos le rotor aura tendance à se placer dans une position angulaire déterminée par la force de gravitation exercée sur le balourd.

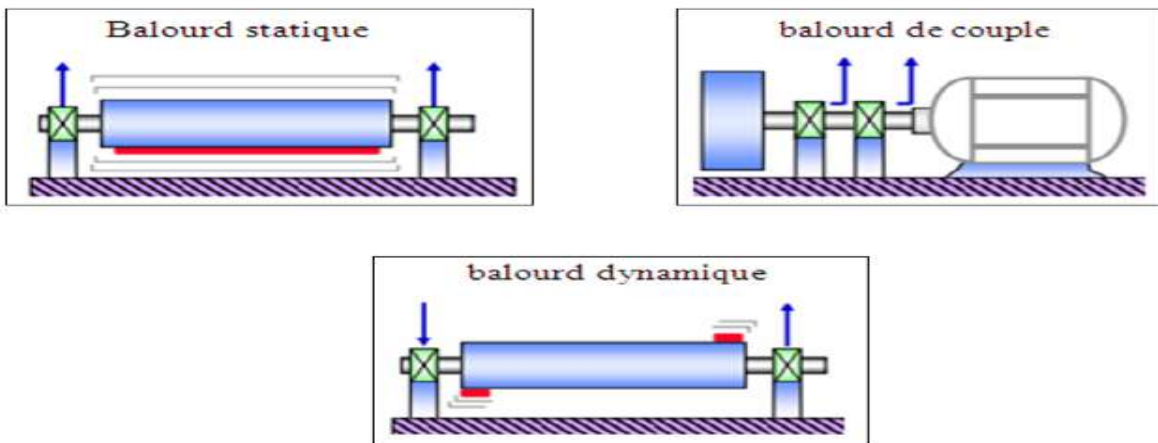
b. Balourd couple :

A vitesse nominale le rotor tangue et les deux paliers supportant le rotor subissent les efforts centrifuges de façon alternée dus au couple radial exercé par les deux balourds opposés. Le déphasage proche de 180° observés entre les mesures effectuées aux mêmes angles sur les deux paliers est révélateur d'un balourd couple.

Au repos la position angulaire du rotor peut être quelconque, du fait de l'équilibre statique.

c. Balourd dynamique :

C'est la combinaison d'un balourd statique et d'un balourd couple, la forme la plus courante de balourd.



III.2.1.2 Défaut d'alignement :

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des machines tournantes .il crée des efforts importants qui vont :

Entrainer la dégradation rapide du système d'accouplement, dans le cas de paliers à billes ou à rouleaux précipiter la dégradation des roulements, dans le cas de paliers lisses induire des instabilités du film d'huile et mettre en péril la machine.

Il crée des équipements. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe.

III.2.1.2.1 Désalignement d'arbres accouplés :

Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial (défaut de concentricité) ou la combinaison des deux. [FigureIII.2]

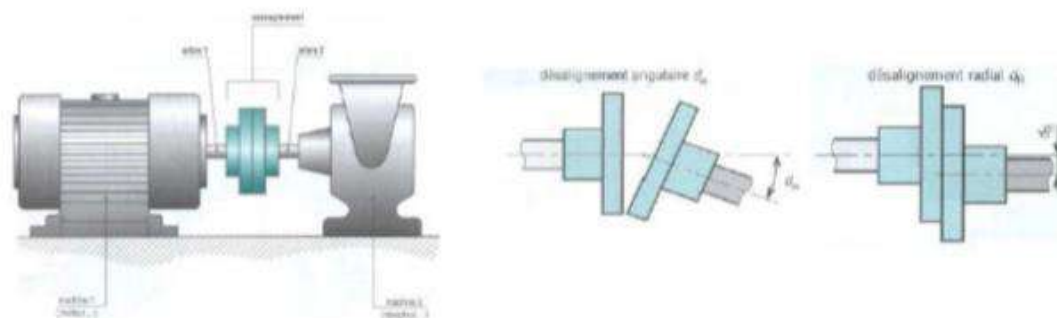


Figure 0.2: Défauts d'alignement d'arbres.[10]

a. Désalignement radial :

Un défaut d'alignement est révélé par un pic d'amplitude prépondérante généralement 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). Il apparait une vibration dans la direction radiale de composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation (rarement d'ordre 3, voire exceptionnellement d'ordre 4), avec des amplitudes supérieures aux composantes d'ordre 1. [FigureIII.3].

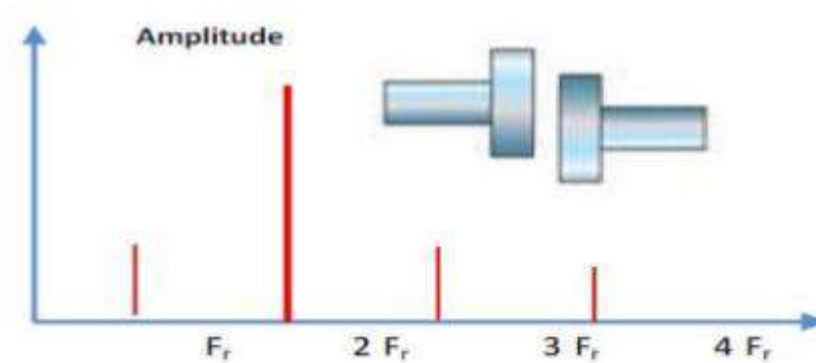


Figure 0.3: Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial [10]

b. Désalignement angulaire :

Il apparaît une vibration axiale de composante d'ordres 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales correspondantes. [FigureIII.4].

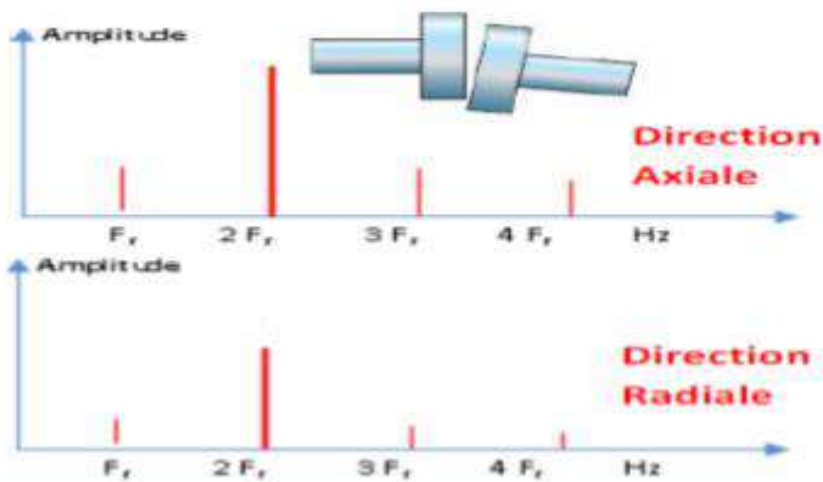


Figure 0.4: Images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire [10]

III.2.1.3. Défauts de serrage :

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesuré sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pics à des fréquences multiples de la fréquence de rotation.

Des défauts comme le balourd vont entraîner le bâti à se désolidariser de la structure. Cela entraîne un signal temporel échantillonné.

Le spectre fait apparaître des harmoniques de la fréquence de rotation, comme les autres défauts, mais également des sous harmoniques à $1/2$, $1/3$ de la fréquence de rotation. [FigureIII.5]

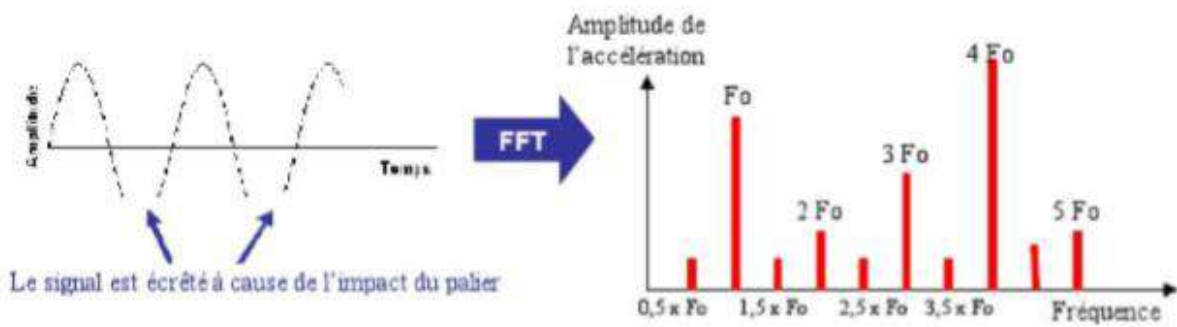


Figure 0.5: Déficit de serrage [11]

Le phénomène de jeu va avoir pratiquement la même signature vibratoire. La (figure III.6) montre la différence entre un spectre de la vitesse vibratoire d'un jeu de fondation (desserrage) et d'un jeu dans les roulements.

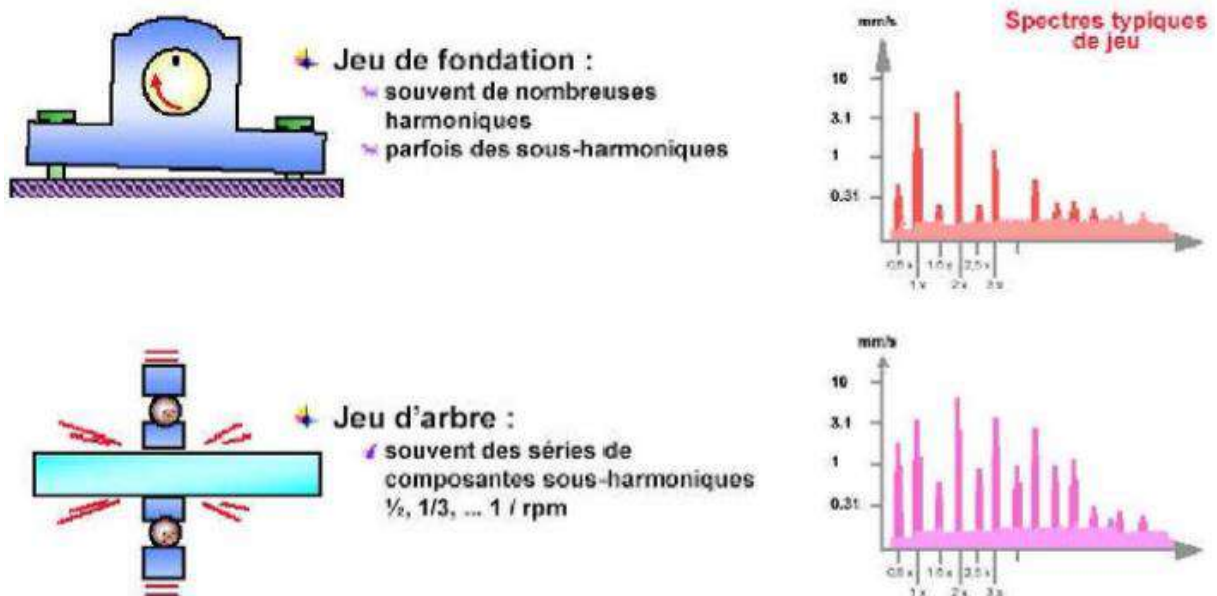


Figure 0.6: Images vibratoires d'un phénomène de jeu [11].

III.2.1.4 Défauts de transmission par courroies : [12]

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée d'une courroie : partie arrachée, défaut de jointure, la fréquence de passage F_c de ce défaut définie par :

$$F_c = \frac{\pi D_1}{L} f_1 = \frac{\pi D_2}{L} f_2$$

F_c : fréquence de passage de la courroie.

D_1 et D_2 : diamètres des poulies 1 et 2.

f_1 et f_2 : fréquences de rotation des poulies 1 et 2.

L : la longueur de la courroie.

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement dans la direction de l'effort de tension de la courroie.

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques. [FigureIII.7]

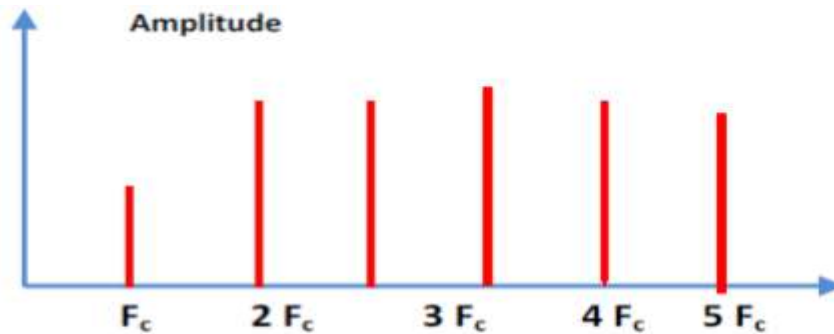


Figure 0.7: Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courrois [12]

III.2.1.5 Les défauts des engrenages :

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages. [Figure III.8]

- Les engrenages parallèles (les 2 arbres sont par parallèles).
- Les engrenages concourants (les 2 arbres sont tels que leurs prolongements se coupent).
- Les engrenages gauches (les 2 arbres occupent une position relative quelconque)



Figure 0.8: Différents types d'engrenage [10]

III.2.1.5.1 Fréquence d'engrènement :

Observons un engrenage, composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences F_1 et F_2 . Chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engrènement

des dents selon une fréquence d'engrènement F_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents.

$$F_e = F_1 \cdot Z_1 = F_2 \cdot Z_2$$

F_e : fréquence d'engrènement

F_1 et F_2 : fréquences de rotations des roues 1 et 2

Z_1 et Z_2 : Nombre des dents des roues 1 et 2.

Si la denture est correcte, le spectre [figure III.9], est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement ou à ses harmoniques.

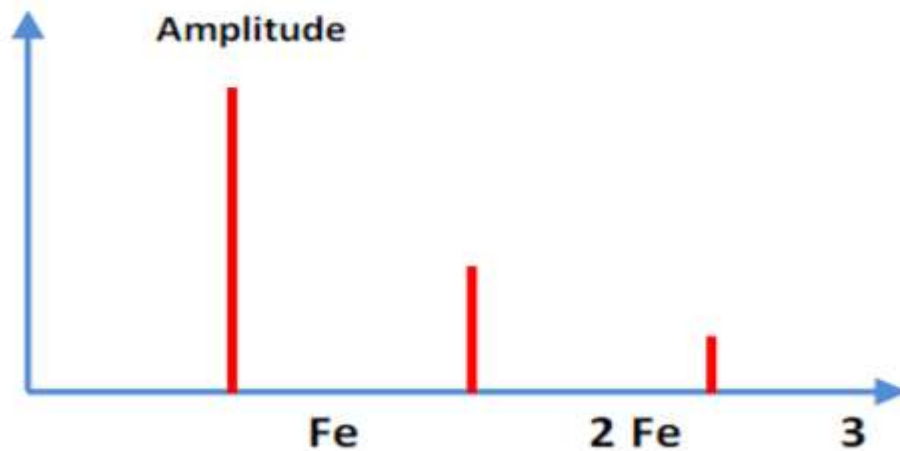


Figure 0.9: Image vibratoire d'un engrenage sain [10]

III.2.1.5.2 Signatures vibratoires des défauts d'engrènement :

a. Détérioration d'une dent :

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant [figure III.10] montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré s'étalant jusqu'aux hautes fréquences.

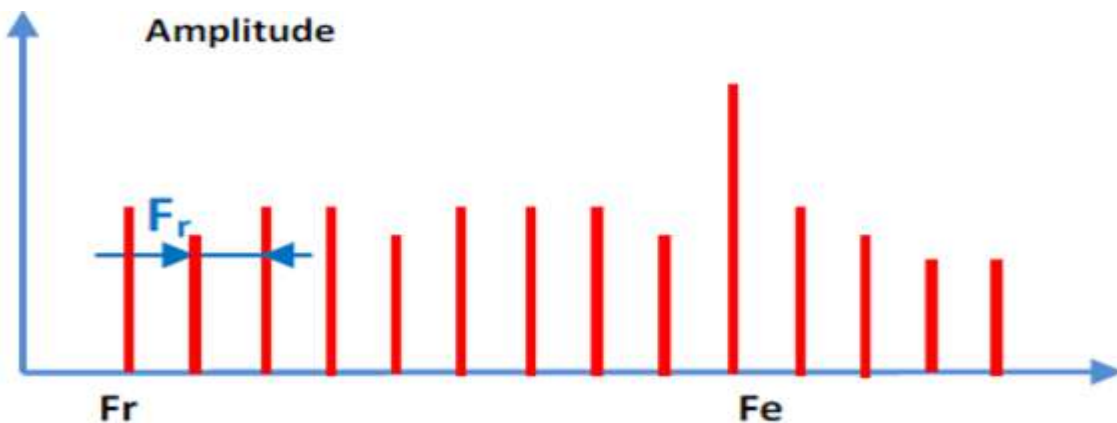


Figure 0.10: Image vibratoire théorique d'un engrenage. [10]

b. Détérioration de deux dents sur les deux roues.

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

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

F_e : fréquence d'engrènement.

PPCM : plus petit commun multiple de Z_1 et Z_2 .

La fréquence de coïncidence F_{co} est inférieure aux fréquences de rotation F_1 et F_2 .

c. Détérioration de l'ensemble de dentures :

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détériore, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée [figure III.11].

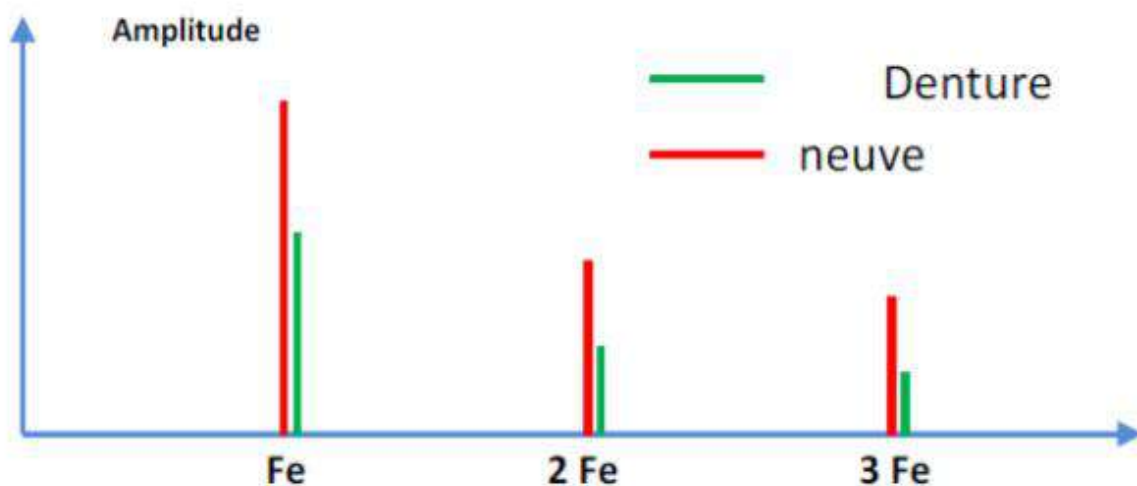


Figure 0.11: Image vibratoire théorique d'une denture [10].

III.2.1.6 Les défauts de roulement :

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), ...etc.

Pour chaque type de roulement et en fonction de ses cotes de fabrication [figure III.12], on peut considérer les fréquences caractéristiques données par les formules ci-dessous.

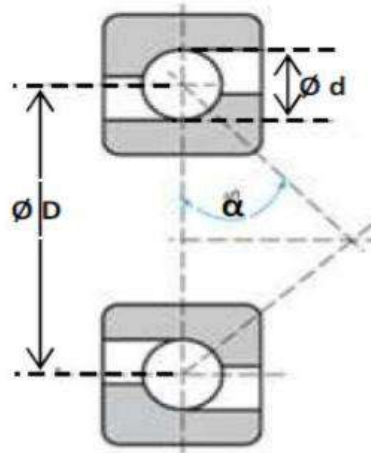


Figure 0.12: Caractéristique géométrique d'un roulement.[10]

- n : le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),
- D : le diamètre primitif,
- d : le diamètre des éléments roulants,
- α : angle de contact,
- F_r : la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe)

Ainsi, on a :

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure, est "F_{b ext}" donnée par l'équation suivante :

$$F_{b \text{ ext}} = 0.5 F_r n \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right]$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure, supposée montée sur l'arbre tournant, "F_{b int}" est donnée par l'équation suivante :

$$F_{b \text{ int}} = 0.5 F_r n \left[1 + \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right]$$

- La fréquence de passage d'un défaut de bille (ou de roulant) sur la bague externe ou sur la bague interne "F bille" est donnée par l'équation suivante :

$$F_{bille} = 0.5 F_r \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d \cos \alpha}{D} \right)^2 \right]$$

III.2.1.6.1 Signatures vibratoires des principaux défauts des roulements :

a. Défaut de type écaillage affectant la bague externe :

Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence du défaut. A chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante [figure III.13].

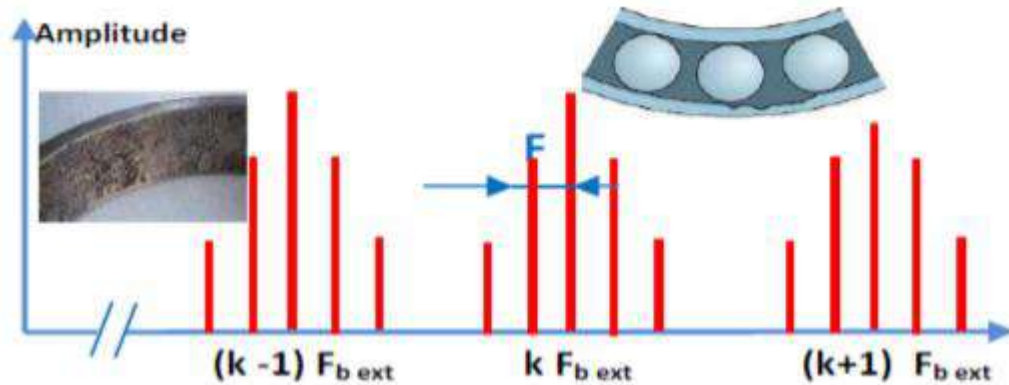


Figure 0.13: Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure

b. Défaut de type écaillage affectant la bague interne :

Un défaut de type écaillage affectant la bague interne de roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation [figure III.14].

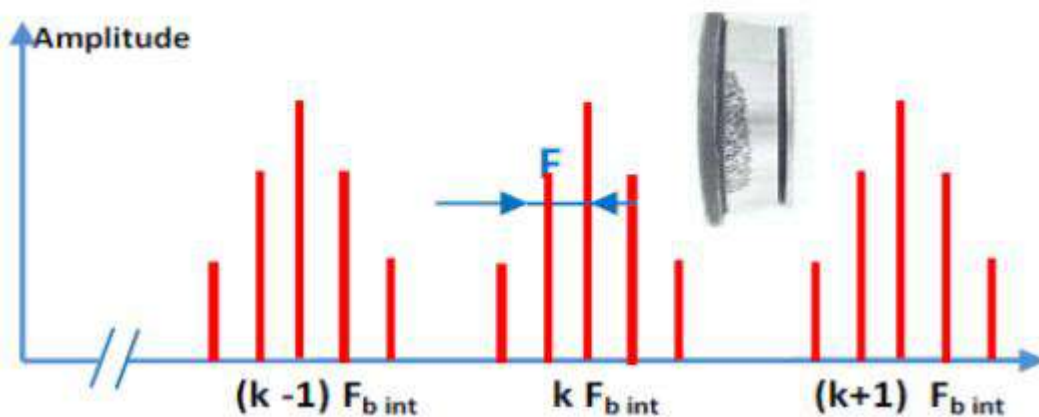


Figure 0.14: Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure.[10]

c. Défaut de type écaillage sur un élément roulant :

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de la cage [figure III.15].

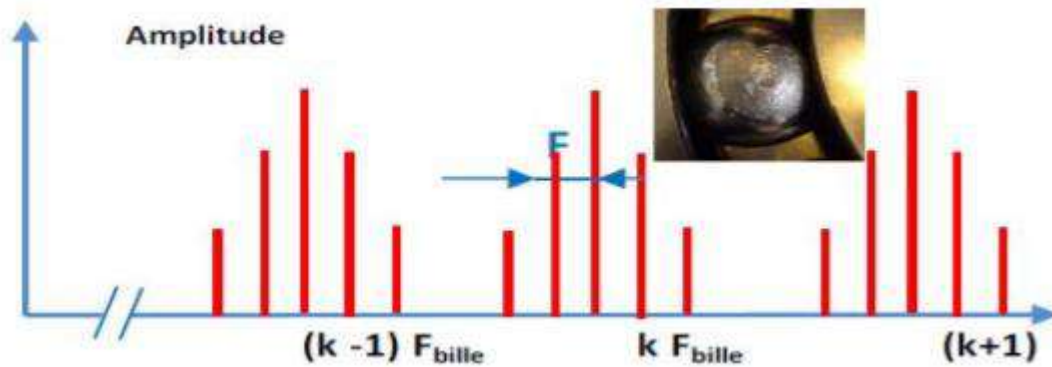


Figure 0.15: Image vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant. [10]

d. Défauts de type déversement de bague :

Le défaut de type déversement de bague extérieure [figure III.16] s'exprime par une composante fondamentale d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence du défaut de la bague déversée, et par des composantes d'ordre supérieur d'amplitude très faible [figure III.17].

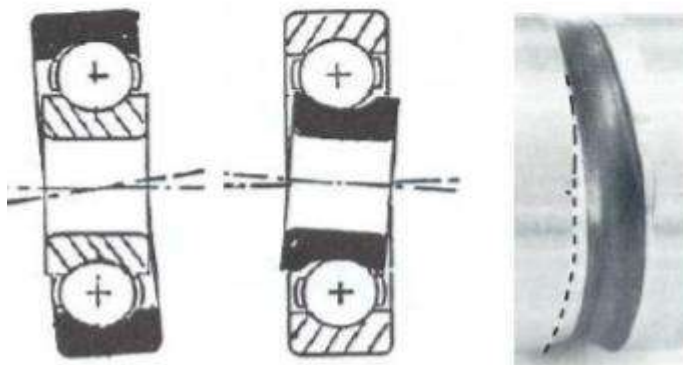


Figure 0.16: Défaut de déversement.

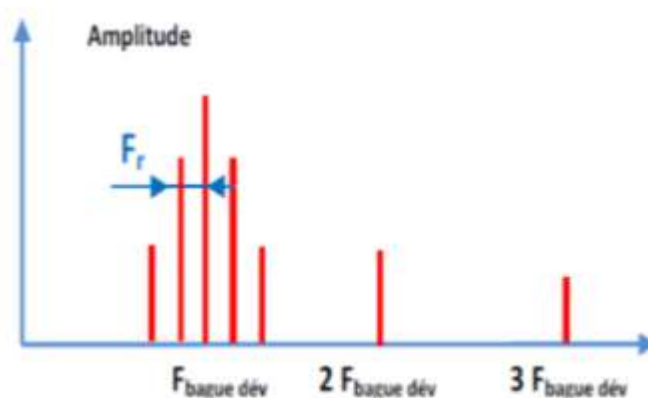


Figure 0.17: De type déversement de bague [10]

III.3 Recherche des images vibratoires :

III.3.1 Points de mesure :

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.

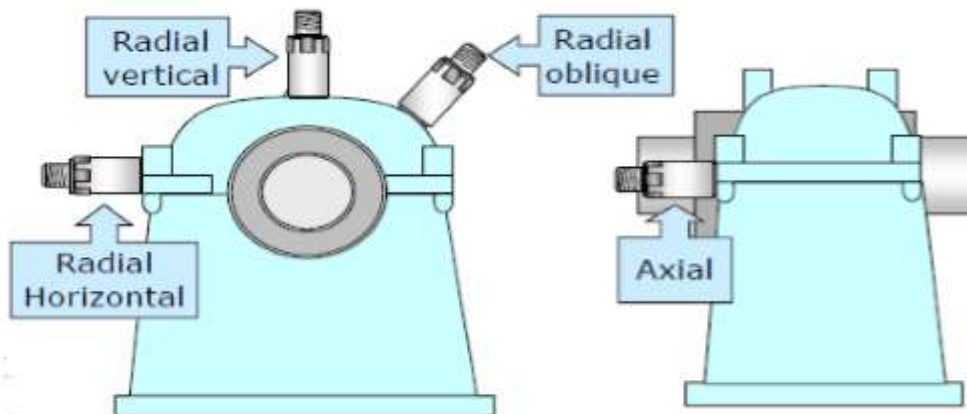


Figure 0.18: Points de mesure sur un palier.

III.3.2 Consigne pour la fixation des capteurs :

- 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 III. 19].

- 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 III. 20].

- 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 III. 21]

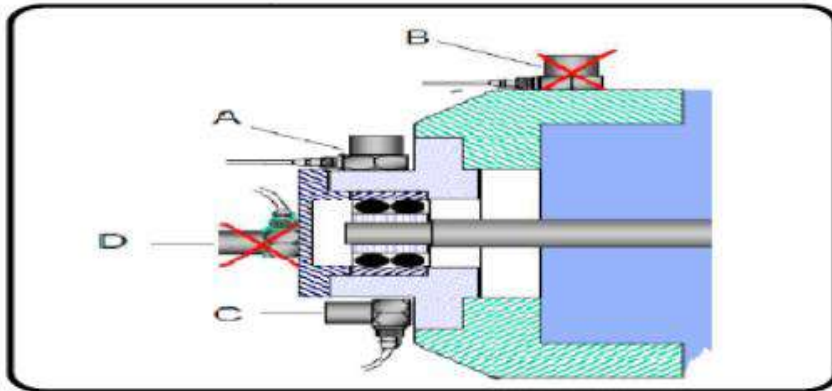


Figure 0.19: Choix de l'emplacement de capteur

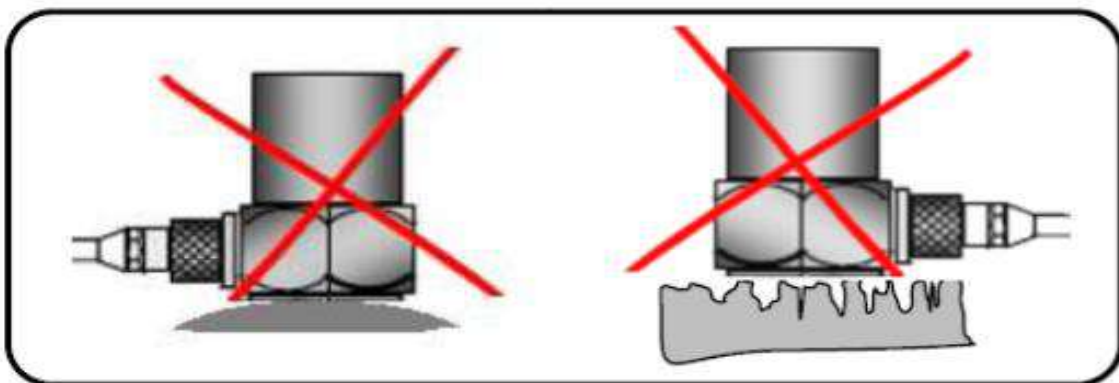


Figure 0.20: Les surfaces de contact avec les capteurs Doivent être lisses et planes

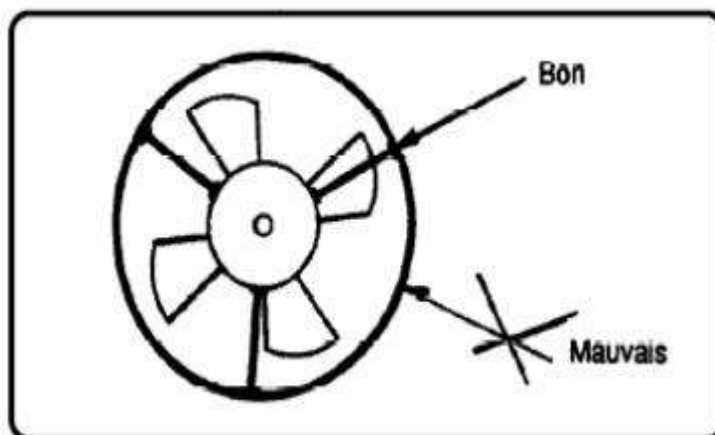
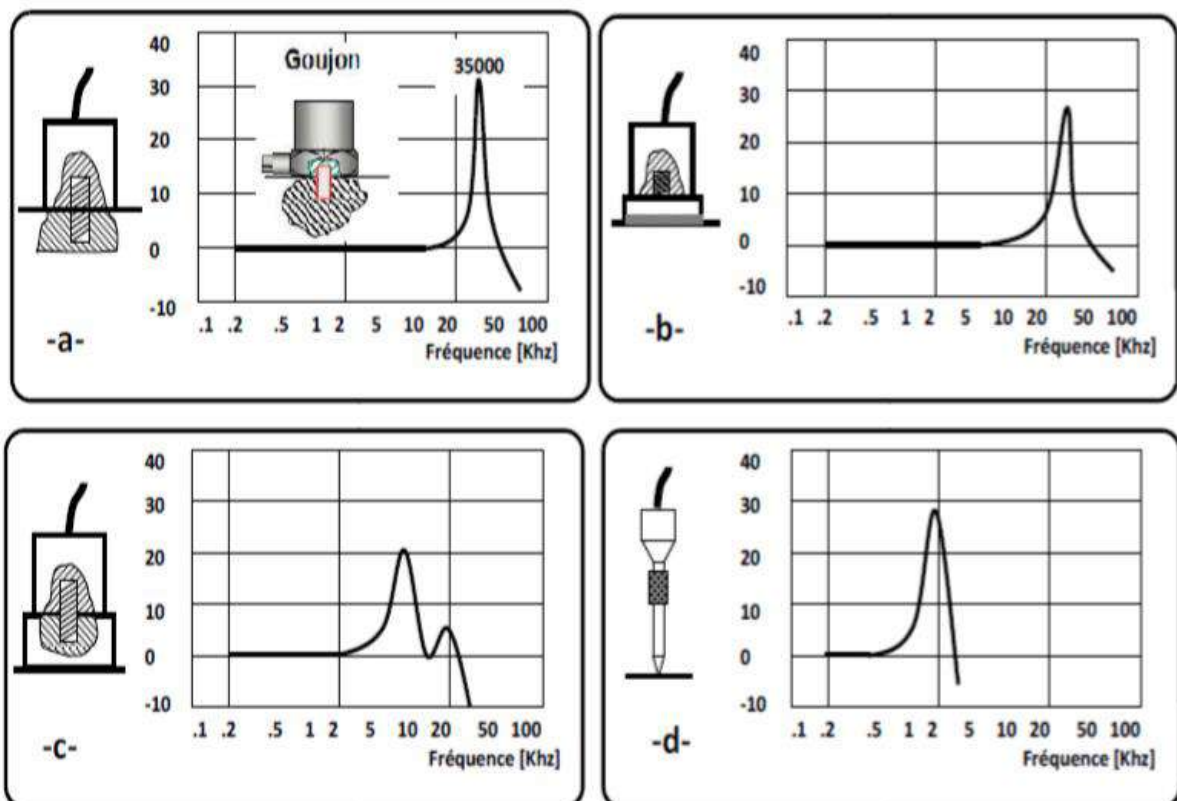


Figure 0.21: Emplacement du capteur sur un Palier inaccessible.

III.3.3 Mode de fixation :

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 III.22].

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 0.22: Réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation

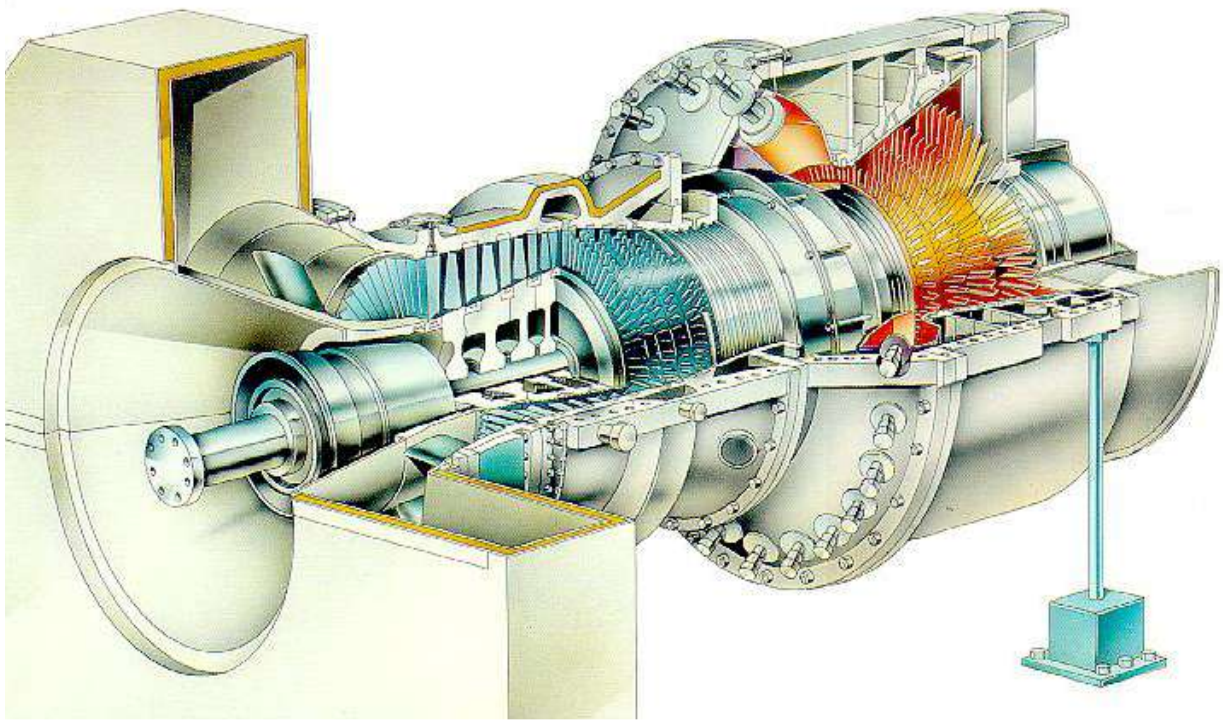
III.4 Conclusion :

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, ...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 IV :Description de la turbine à gaz MS9001E



IV.1 Généralités sur Turbine à Gaz :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Elle joue un rôle de : Production d'électricité, Production combine chaleur-force, Pompage et compression.

IV.2 Présentation de la turbine à gaz MS9001E :

Le turbo alternateur MS9001E est une machine primordiale dans le processus de Production d'électricité et Production combine chaleur-force, Pompage et compression.

La turbine à gaz MS9001E comporte :

- Un seul arbre
- Cycle simple prévu pour un fonctionnement continu et destiné à entraîner un alternateur
- La combustion d'un mélange air-combustible sert à produire la puissance nécessaire à entraîner l'arbre du compresseur, certains auxiliaires, et principalement l'alternateur
- Système de Commande MARK
- D'un Moteur de lancement avec un coupleur hydraulique liée a un système d'engrenage inverseur (clutch) ver le réducteur des auxiliaires.
- D'un compresseur axial à 17 étages, écoulement axiale, aube directrice a l'entrée variable.

Donc c'est une turbine à gaz à une seule ligne d'arbre et qui tourne à une vitesse nominale de 3000 rpm la figure IV.1 représente le schéma technique du comportement d'un TAG

CA : compresseur axial

CC : chambre de combustion

TAG : turbine haute pression

C : charge

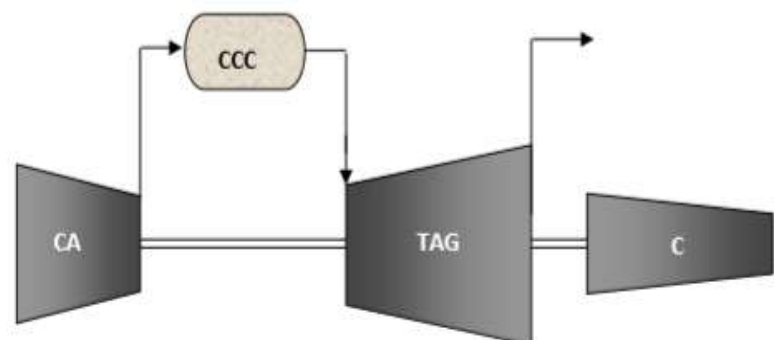


Figure 0.1 : schéma technique du comportement d'un TAG

IV.3 Section principale d'une turbine à gaz :

IV.3.1 Section compresseur :

La section compresseur axiale comprend le rotor et le corps du compresseur qui comportent dix-sept (17) étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Dans le compresseur [Figure IV.2], l'air est comprimé par une série d'aubes du rotor qui donnant la force nécessaire, pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les aubes du stator guident l'air, pour le faire pénétrer dans l'étage successif du rotor.



Figure 0.2: compresseur de turbine à gaz

Dans la section compresseur la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments principaux qui sont :

- Corps coté aspiration du compresseur.
- Corps partie avant du compresseur.
- Corps partie arrière du compresseur.
- Corps du compresseur coté refoulement

IV.3.2 Section Combustion :

Le système de combustion est du type "à flux inversé" et se compose de 14 chambres de combustion équipées des composants suivants :

Tubes de flamme, enveloppes intermédiaires (flow-sleeve), pièces de transition et tubes d'interconnexion, Bougies, détecteurs de flamme et injecteurs de combustible. Dans un système à flux inversé, l'air en sortie du compresseur passe autour des pièces de transition pour pénétrer ensuite dans l'espace annulaire entourant chacun des 14 tubes de flamme.

L'air comprimé qui entoure le tube de flamme, passe radialement à travers la cloison de celui-ci par des séries de petits trous, et vient heurter des bagues soudées sur la cloison interne du tube de flamme. Ces bagues ou anneaux sont utilisés pour diriger l'air le long de la paroi interne du tube de flamme et former ainsi un film qui protège la cloison interne du tube des gaz de combustion brûlants. Dans la [figure IV.3] Le combustible est introduit dans chaque chambre de combustion par un injecteur.[13]

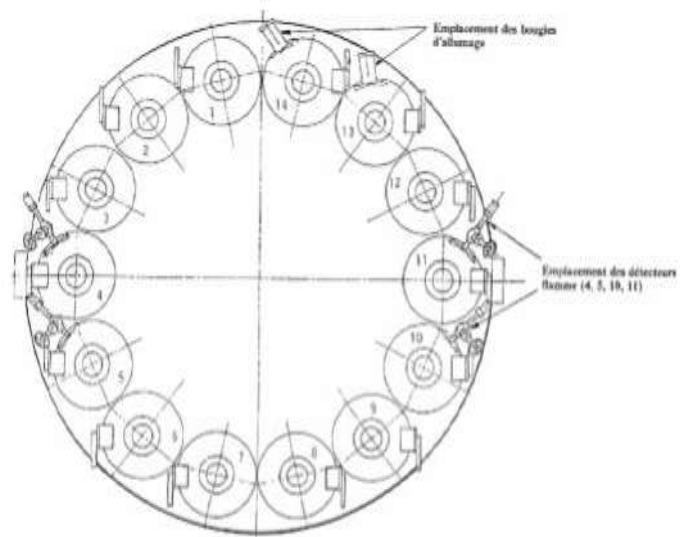


Figure 0.3:Disposition du Système De Combustion

❖ **Chambre de combustion :**

Il constitue une enveloppe dirigeant l'air sortie compresseur vers chacune des 14 chambres de combustion [Figure IV.4] inclinées. L'air, sortant du compresseur axial, est dirigé vers les 14 chambres de combustion. Il est fixé au corps d'échappement compresseur et au corps turbine.

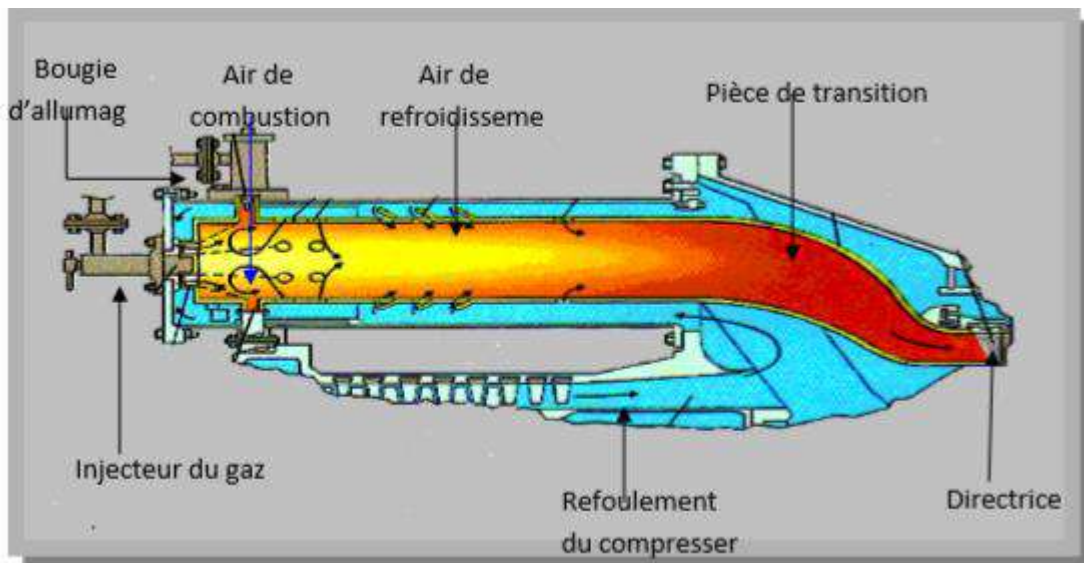


Figure 0.4: Schéma technique de la chambre de combustion

❖ Rôle de la chambre de combustion :

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz, les formes des chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes :

- La durée de vie la plus longue possible.
- Avoir un encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer une combustion la plus complète possible.
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées.
- Réduire les pertes de charges.

IV.3.3 Section Turbine :

C'est dans la zone des trois étages turbine [Figure IV.5] que l'énergie, sous forme de gaz sous pression produite par le compresseur et le système de combustion, est convertie en énergie mécanique.

Chaque étage turbine se compose d'une directrice et d'une roue avec son aube. La section turbine comprend le rotor, le corps, les directrices, les segments de protection, le cadre d'échappement et le diffuseur d'échappement. Le palier n° 3 est situé au centre du cadre d'échappement.[13]

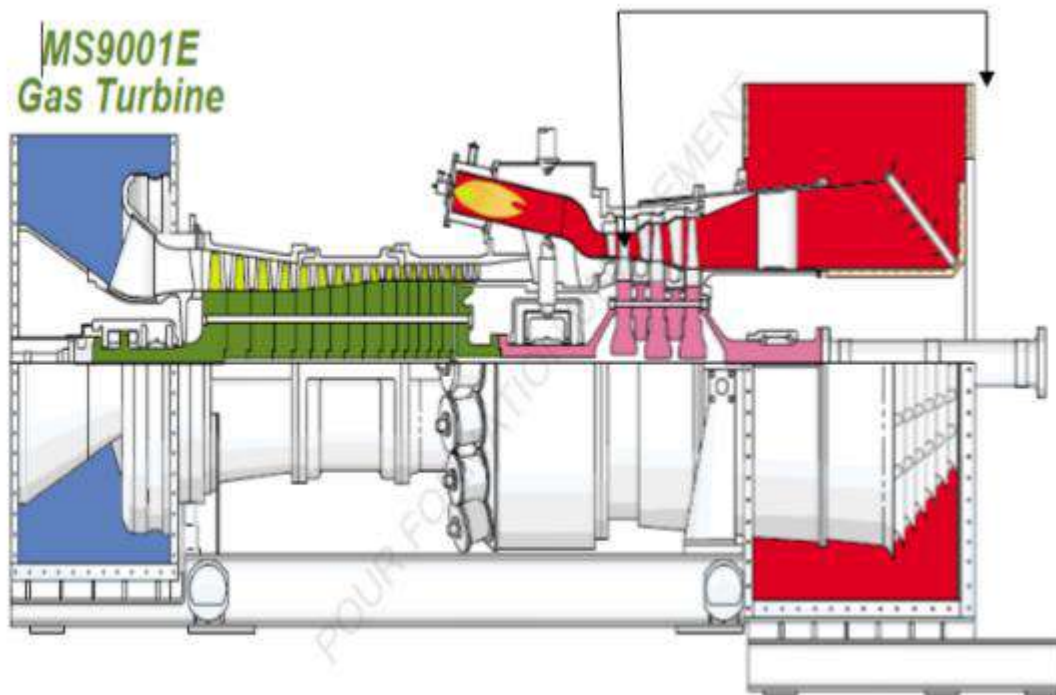


Figure 0.5: Section Turbine.

IV.4 Compartiment auxiliaire turbine à gaz MS9001E :

Le compartiment des auxiliaires turbine se compose de :[14]

- Un moteur de lancement.
- Un convertisseur de couple associé à un inverseur.
- Un embrayage.
- Un système de virage alimenté par un moteur à courant continue.
- Un réducteur des auxiliaires.

IV.4.1 Moteur de lancement :

Le système de lancement assure :

- Le décollage et le lancement de la ligne d'arbre jusqu'à la vitesse de sustentation.
- Le lancement de la ligne d'arbre pour le lavage du compresseur.

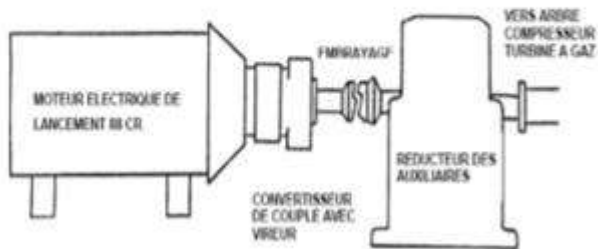


Figure 0.6: Moteur de lancement

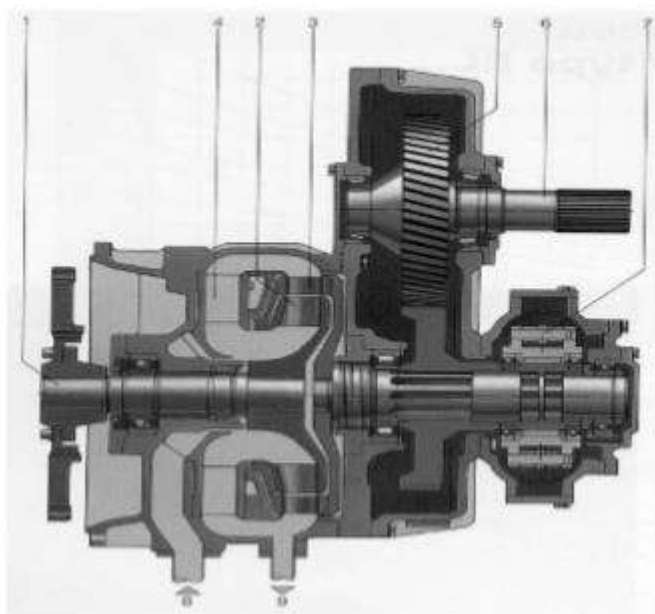
IV.4.2 Convertisseur de couple :

Lors du lancement de la ligne d'arbre, le convertisseur de couple lui transmet toute la puissance du moteur de lancement.

Pendant la phase d'allumage, et pour maintenir la vitesse stable, l'électrovanne est excitée pour drainer une partie de l'huile du convertisseur pour réduire l'accélération de la ligne d'arbre pendant cette phase.

Après l'allumage et la phase de réchauffage, l'électrovanne est mise au repos. La transmission de couple dépend de la charge, c'est-à-dire que le couple produit dans la roue de turbine à son point maximum à l'arrêt de l'arbre de sortie diminue au fur et à mesure que la vitesse augmente. Par conséquent, le convertisseur [figure IV.8] de couple s'adapte automatiquement aux couples résistants qui lui est appliqué.

1. Arbre d'entrée avec accouplement de connexion
2. Turbine de pompe
3. Roue de turbine
4. Roue de guidage fixe
5. Étage d'engrenages
6. Arbre de sortie
7. Dispositif de rotation hydrostatique



8. Alimentation en huile de service

9. Retour d'huile de service

Figure 0.7: Coupleur Hydraulique



Figure 0.8: Convertisseur

IV.4.3 Système de virage :

Le système de virage est utilisé pour faire tourner la ligne d'arbre après un arrêt afin d'éviter son fléchissement.

Pour assurer le refroidissement uniforme de la ligne d'arbre après un arrêt, il effectue 1/8 de tour toutes les trois minutes. L'embrayage reste fermé pendant toute la période de refroidissement.

IV.4.4 Réducteur des axillaires :

Associé avec lui les équipements suivants :

- Pompe attelée de graissage 4.8 bar, 1741 l/min.
- Pompe attelée HP.
- Pompe attelée Fuel.
- Pompe attelée d'eau de refroidissement.
- Compresseur attelée d'air d'atomisation

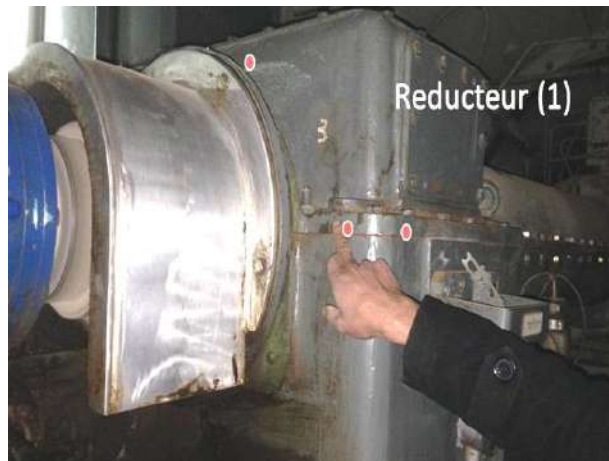


Figure 0.9: Réducteur (1eme partie)



Figure 0.10: Réducteur (2eme partie)

IV.5 Principe de fonctionnement :

Grâce à un système de lancement (démarrage), le rotor de la turbine est lancé à 20% de sa vitesse nominale. Sur la [figure IV.11] Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion où un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur (gaz chaud) à pression constante. Les gaz chauds ainsi produits viennent donc se détendre sur la roue haute pression puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère. Donc on produit un travail utile pour entraîner la charge, à partir du même rotor.[13]

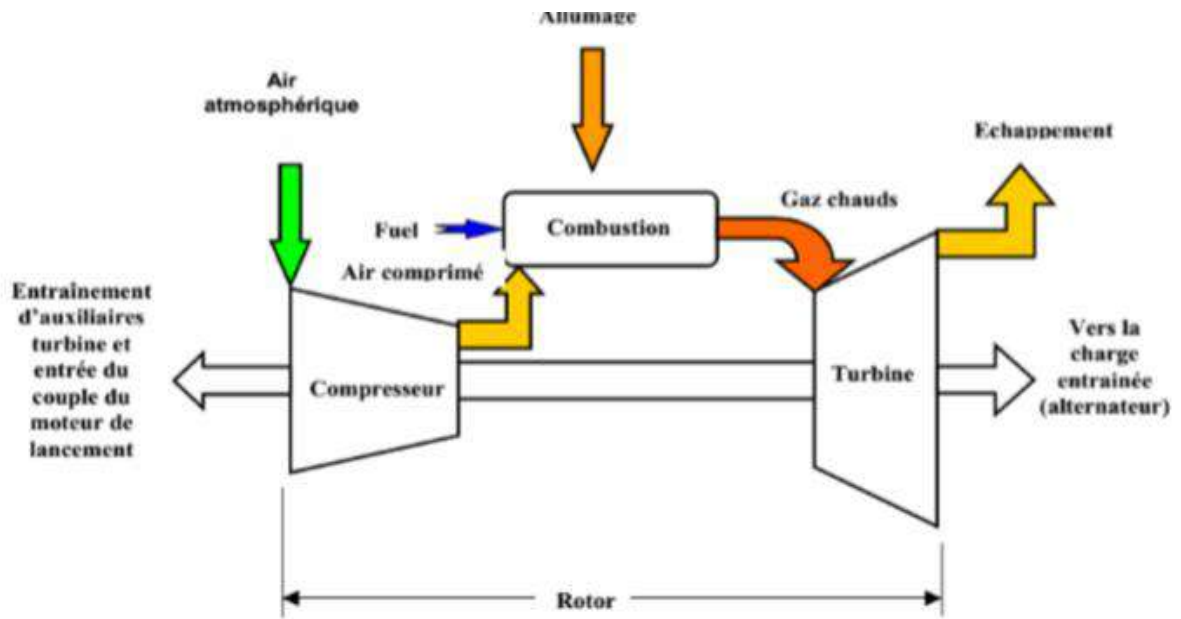


Figure 0.11:schéma technique de passage de gaz dans la turbine

Chapitre V : Application
de l'analyse vibratoire
sur turbine à gaz
MS9001E

V.1 But de travail :

Le but de notre travail est d'étudier les comportements vibrations des machines tournantes et diagnostiquer leurs états mécaniques. Dans notre pratique, nous disposons de méthode d'acquisition non permanente « off line » des indicateurs d'états les plus importants avec un collecteur de données portable ou un analyseur.

V.2 Matériel utilisé :

- Le service DIAGNOSTIC MACHINES de la centrale -électrique de HMO (Hassi Messaoud Ouest) utilise un Appareils de mesure de vibrations de marque VIBXPERT.
- 02 capteurs de vitesse disposés sur les paliers en direction radiale.
- 01 Cellule photo-électrique pour la mesure de la phase et de la vitesse de rotation disposée en direction horizontale.

V.2.1 VIBXPERT EX :

Doté d'une protection Ex, l'analyseur de signal VIBXPERT EX est utilisé pour la saisie des données, l'analyse des vibrations et l'équilibrage de fonctionnement.

Cet analyseur de signal Les mesures de routine convient également pour la surveillance de l'état et le dépannage des machines et installations dans plusieurs domaines d'activités : pétrochimie, les raffineries, les plateformes de forage

Cet appareil [Figure V.1] saisit convenablement les vibrations des machines, les valeurs caractéristiques sur l'état des roulements, les données d'inspection et de processus.

Il est totalement équipé des fonctions performantes d'analyse : les courbes hautes et de sortie, analyse ODS....

Cet analyseur de signal est idéal également pour les analyses détaillées sur les turbines, les compresseurs ou les turbomachines.



Figure 0.1:Appareils de mesure de vibrations de VIBXPERT

Caractéristique de l'appareil :

- Utilisation intuitive par joystick (pour gauchers ou droitiers)
- Saisie rapide des données avec „spectres de tendance“
- Solide boîtier en aluminium
- Compatible avec l'enregistreur VIBCODE
- Définition maximale pour une analyse détaillée des fréquences
- Interface aux systèmes de protection des machines pour d'autres analyses

V.2.2 Logiciel d'analyse de diagnostic vibratoire « VIBROEXPERT CM-400 » :

VIBROEXPERT CM-400 est un élément du système VIBROCAM 4000. Ce système est un logiciel tournant sur Plateforme WINDOWS conçu pour traiter les données de vibration recueillies sur les machines tournantes ou les structures. Il permet la comparaison des spectres ainsi qu'une meilleure visualisation des signaux dynamiques. Plusieurs analyseurs mono et multivoies sont supportés par VIBROEXPERT. Parmi les caractéristiques intéressantes du logiciel figurent l'archivage des fonctions multivoies (réponse en fréquence, cohérence, spectre croisé), le post-traitement des données (cepstre, profils de rouleaux et d'engrenages) et la possibilité d'écouter les signaux sur le haut-parleur du PC.

Caractéristique :

- Accepte les données de plusieurs analyseurs (mono et multi-voies) et collecteurs de données
- Fonctions de visualisation avancées incluant plusieurs types de curseurs, conversion des unités, Kurtosis et facteur de crête, représentation 3D et matricielle des spectres, profil.
- Calcul de plusieurs fonctions et grandeurs reliées au signal vibratoire (filtrage, démodulation, cepstre).
- Permet aussi d'archiver les fonctions multi-voies (réponse en fréquence, orbites, cohérence et autres).

Avantage :

- Flexible à l'utilisation.
- Un seul logiciel est requis pour traiter l'information de plusieurs instruments différents.
- Facilite, accélère et améliore l'interprétation des données de vibration
- Augmente les capacités d'analyse.
- Pratique pour les études de cas difficiles ou les applications en analyse structurelle.
- Compatible avec d'autres logiciels d'analyse ou d'animation structurelle

V.3 suivi de mesure de vibrations turbine à gaz MS9001E :

Le service diagnostic machines suivi de mesure de vibrations turbine à gaz MS9001E lors des essais de fonctionnement en charge après l'opération d'alignement de l'alternateur/turbine effectuée par GE

V.3.1 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 des vibrations avec le vibromètre puis on les compare aux valeurs seuils données par la norme ISO10816

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

b- La méthode du spectrale :

C'est la méthode qu'on a choisie pour le diagnostic.

V.3.2 Caractéristiques turbine à gaz MS9001E :

Marque	GENERALE ELECTRIQUE
- Fabricant	NUOVO PIGNONE
- Série du model	MS 9001E
- Cycle	Simple
- Rotation de l'arbre	sens inverse des aiguilles d'une montre
- Type de fonctionnement	Continu
- Vitesse de l'arbre	3000 tr/min
- Commande	MARK V
- Température à l'échappement	560°C
- Débit carburant	5.77 kg/s
- Système de démarrage	Moteur électrique
- Rendement thermique	≈ 33%
- Atténuation du bruit	silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales
Section du compresseur :	
- Nb des étages du compresseur axial	17
- Type du compresseur	flux axial industriel, variable ;
- Plan de joint	bride horizontale ;
- Type d'aubes directrices d'entrée	variable
- Pression à l'admission	1 bar
- Pression de refoulement	7 bars
Section de la turbine :	
- Nombre des étages de la turbine	03
- Plan de joint	bride horizontale ;
- Directrice du premier étage	fixe
- Directrice du deuxième étage	fixe
- Directrice du troisième étage	fixe
Section de combustion :	
- Type	14 multiples foyers, types à flux inverses
- Configuration des chambres	concentrique autour du compresseur
- Combustible	Gaz naturel
- Bougies d'allumage	02 , types à électrodes à ressort, auto rétractant;
- Détecteur de flamme	04 , type ultraviolet ;
Ensemble paliers :	
- Quantité	04
- Lubrification	sous pression ;

Tableau V.3: les propriétés de turbine à gaz 9001 E

V.3.3 Les points de mesure :

Sur la [Figure V.2] Localisation des points de mesure Pour chaque palier :

- Les mesures de vibrations sont réalisées au droit (?) des paliers de la machine
- Le capteur doit être placé de façon à assurer un trajet direct (rotor-structure) aux vibrations.
- Un accéléromètre placé aux trois directions (Axial, vertical et horizontale)

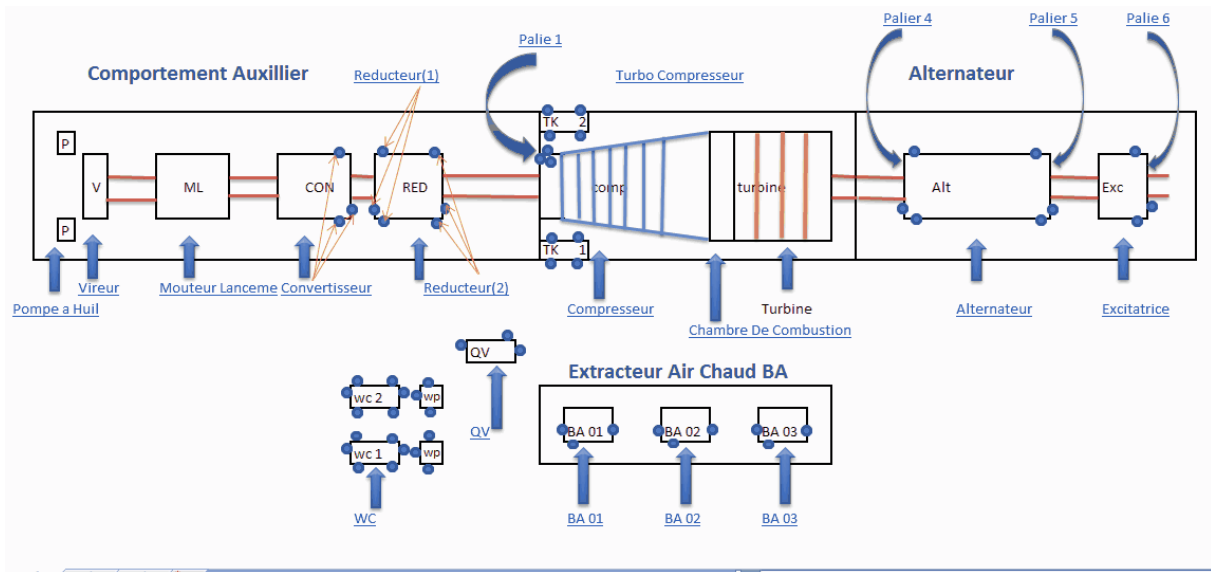


Figure 0.2: Plan des points de mesure de Vibration

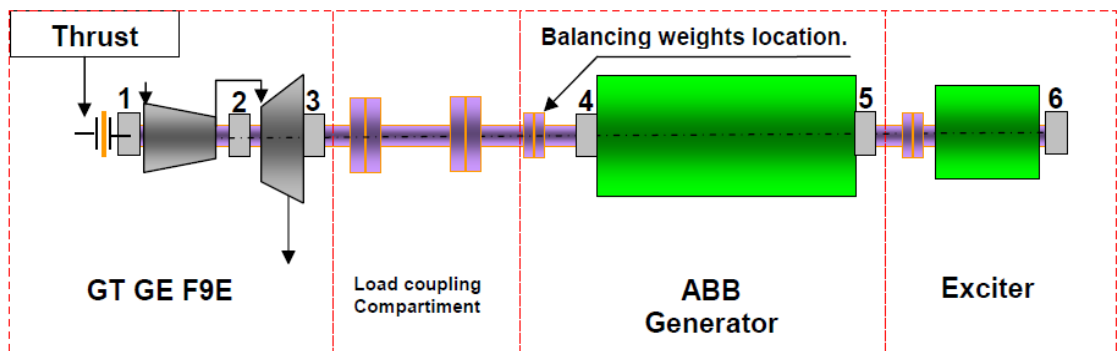


Figure 0.3: Schéma synoptique



Figure V.4:Palie 1



Figure 0.5:Palie 4 (Alternateur I)

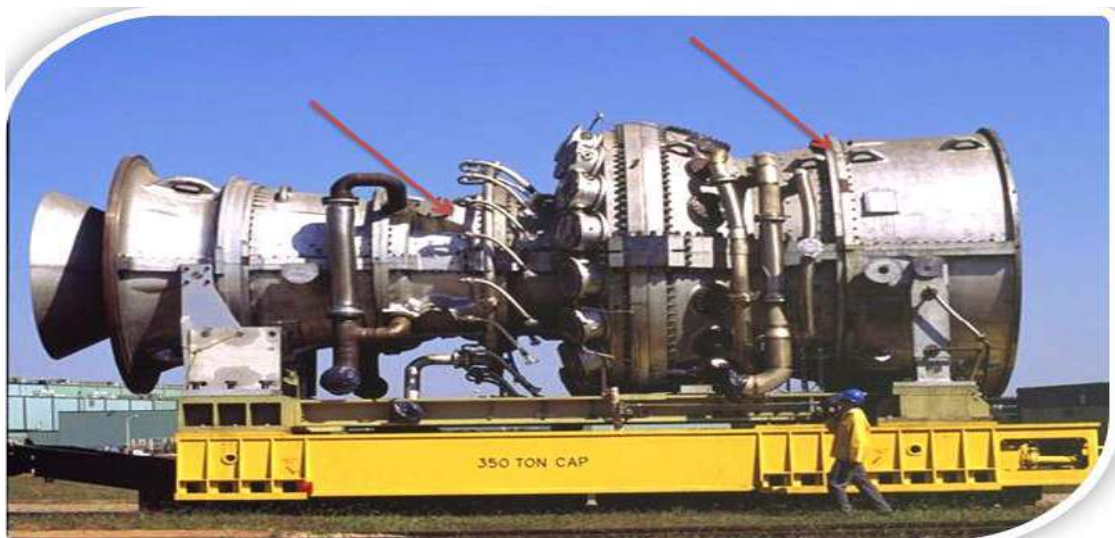


Figure 0.6:Palie 2&3 Turbine a gaz



Figure V.7:Palie 5(Alternateur II)

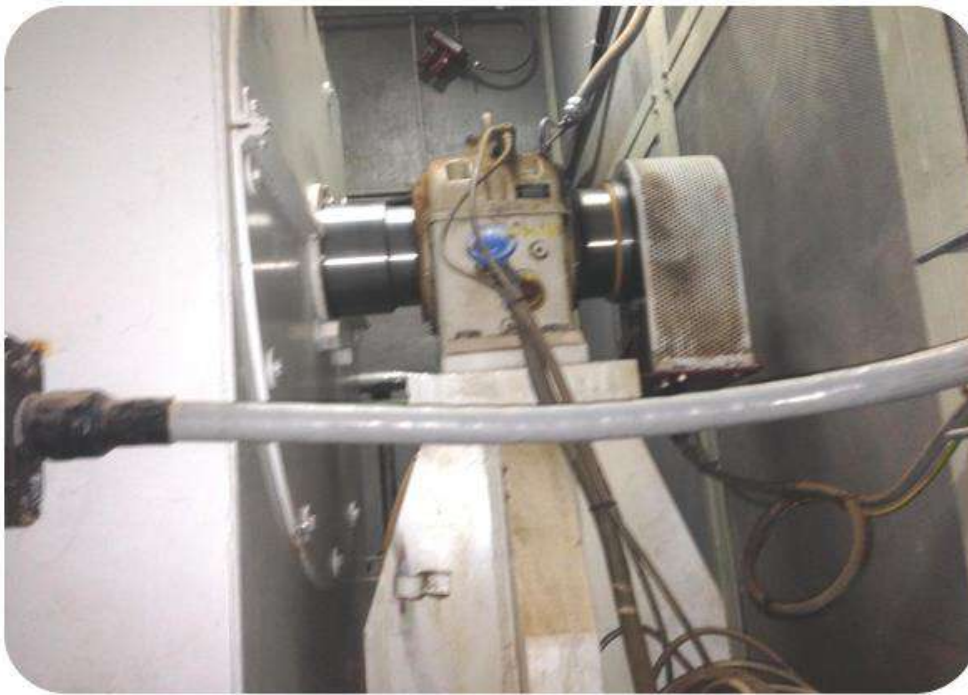


Figure 0.8:Palier 6 (excitatrice)

V.3.4 Résultats du contrôle vibratoire :

- ❖ **Avant l'alignement de l'alternateur** : Vibrations collectées par VibXpert (PRUFTECHNIK)

Palier et direction de mesure	(mm/s eff) 80 MW 11 MVAR à 10h00
Palier 4 Avant Alternateur AXIALE	20.58
Palier 4 Avant Alternateur H	5.76
Palier 4 Avant Alternateur V	6.31
Palier 5 Arrière Alternateur AXIALE	3.55
Palier 5 Arrière Alternateur H	2.53
Palier 5 Arrière Alternateur V	1.41
Palier 6 Excitatrice AXIALE	3.64
Palier 6 Excitatrice H	5.26
Palier 6 Excitatrice V	1.97

Tableau V.4: Résultats du contrôle vibratoire Avant l'alignement

Palier	Seuils limites (mm/s)	(mm/s) 80 MW 11 MVAR à 10h00
Palier 1 turb BB1	Alarme 16.8	1.6
Palier 1 turb BB2		1.8
Palier 3 turb BB4		4
Palier 3 turb BB5		3.9
Palier 4 avant Alternateur L39VG1A	Alarme 12.7	6.4
Palier 4 avant Alternateur L39VG1B		11.3

Chapitre V Application de l'analyse vibratoire sur turbine à gaz MS9001E

Palier 5 arrière Alternateur L39VG2A		3.8
Palier 5 arrière Alternateur L39VG2B		1.1
Palier 6 excitatrices L39VG3A		3.6
Palier 6 excitatrices L39VG3B		7

Tableau V.5: Vibrations prélevées sur MARK V

NB : Le groupe était limité en charge à cause du niveau vibratoire du palier 4 (palier avant alternateur)

❖ **Après l'alignement de l'alternateur :** Vibrations collectées par VibXpert (PRUFTECHNIK)

Palier et direction de mesure	(mm/s eff)	(mm/s eff)
	100 MW 17,9 MVAR à 08h30	129 MW 17 MVAR à 11h30
Palier 4 Avant Alternateur AXIALE	7.85	8,41
Palier 4 Avant Alternateur H	3.48	2,84
Palier 4 Avant Alternateur V	3.44	3,13
Palier 5 Arrière Alternateur AXIALE	2.24	3,15
Palier 5 Arrière Alternateur H	2.92	3,17
Palier 5 Arrière Alternateur V	1.44	2,2
Palier 6 Excitatrice AXIALE	4.66	5,68
Palier 6 Excitatrice H	5.80	6,5
Palier 6 Excitatrice V	0.89	1,36

Tableau V.6 : Résultats du contrôle vibratoire Après l'alignement

Palier	Seuils limites (mm/s)	(mm/s)	(mm/s)
		100 MW 17,9 MVAR à 08h00	129 MW 17 MVAR à 12h00
Palier 1 turb BB1	Alarme 16.8	1	1,1

Palier 1 turb BB2	Décl : 25.4	1.1	1,2
Palier 3 turb BB4		4.7	5.4
Palier 3 turb BB5		4.6	4.7
Palier 4 avant Alternateur L39VG1A	Alarme 12.7 Décl : 22.3	2	2,4
Palier 4 avant Alternateur L39VG1B		6.2	6,1
Palier 5 arrière Alternateur L39VG2A		2.9	2,9
Palier 5 arrière Alternateur L39VG2B		2.6	2,7
Palier 6 excitatrices L39VG3A		4	3,6
Palier 6 excitatrices L39VG3B		6.9	6,7

Tableau V.7 : Vibrations prélevées sur MARK V

Interprétation des résultats :

Compte tenu des résultats enregistrés, et conformément aux directives de la norme internationale ISO 10816-2, le comportement vibratoire de la turbine à gaz MS9001E après l'opération d'alignement est considérées comme acceptables pour un service de longue durée sans la moindre restriction et ce à la charge de 129 MW 17 MVAR.

Le niveau vibratoire du palier avant alternateur (palier 4) dans les trois directions s'est amélioré après l'opération de l'alignement.

Recommandation :

A surveiller les variations des vibrations du palier 6 lors de la montée en charge réactive.

V.4 Cas d'un défaut d'équilibrage : (palier 4 d'alternateur)

Suite à l'évolution des niveaux vibratoires sur l'alternateur du groupe à 17 :00, atteint des seuils d'ordre 18mm/s enregistrées au niveau du palier N°4 (Palier avant alternateur).

Le service diagnostique à fait une mesure de vibration sur le palier N°4 utilisons l'appareille de service (VIBERXPER) pour confirmer les valeurs déclaré, âpre la confirmation des valeurs,

V.4.1 Représentation spectrale (fréquentielle) :

Le graphe représente l'état vibratoire de la turbine à gaz au niveau de palier N°3 en direction (Axial, vertical et horizontale)

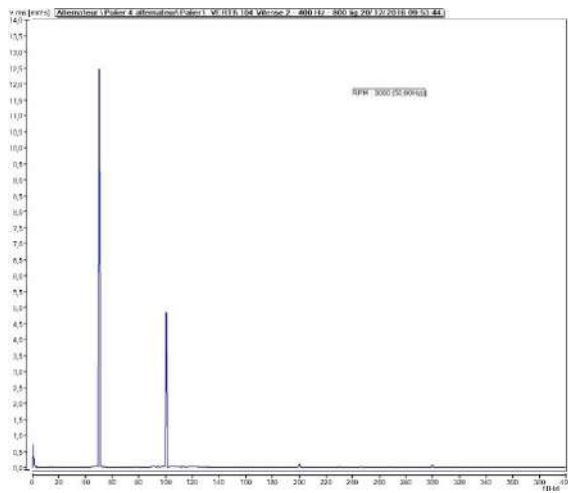


Figure 0.9: Palier 4 vertical avant équilibrage

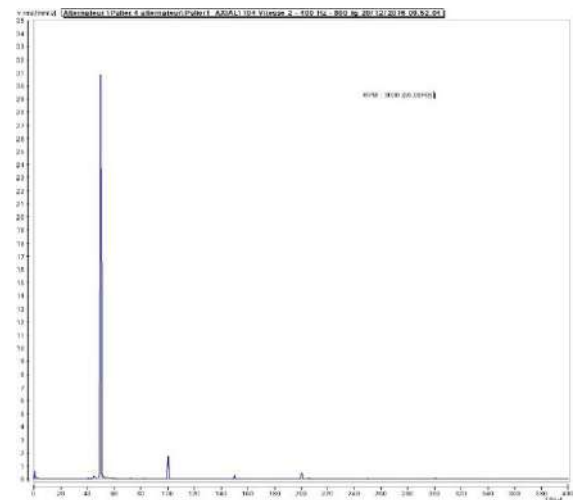


Figure 0.10 : Palier 4 axial avant équilibrage

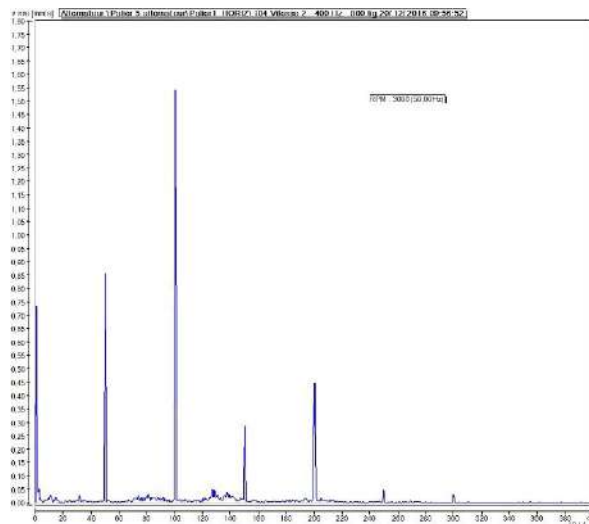


Figure 0.11: Palier 4 horizontal avant équilibrage

L'analyse spectrale a révélé l'existence d'une fréquence Prédominante à la fréquence de rotation 1F (50 Hz) dans la direction verticale sur le palier N°4 de l'alternateur et signaler une prédominance de la fréquence de rotation 1F (50 Hz) assez importante l'ordre de **17.98 mm/s eff**.

Là on à prendre une décision de faire une intervention d'équilibrage sur le groupe turboalternateur N°3.

V.4.2 Les interventions recommandés :

Pour la raison ci-dessus on fait appel aux interventions suivants :

Équilibrage du palier N3 : Le procédé le plus commun pour l'équilibrage d'un palier est d'ajouter un anneau d'équilibrage dessus à l'axe ou au cylindre d'accouplement. Sur la [figure V.12] L'anneau contient les trous percés pour ajouter des poids.



Figure 0.12: Equilibrage du palier

V.4.3 Protocole d'équilibrage :

Emplacement d'une masse d'essai (tarage) de **105 g** à la position **270°** et démarrage du groupe.



Figure 0.13: Plan d'équilibrage palier N°4 Alternateur

V.4.4 Résultats des mesures :

Les mesures de vibrations relevées sur le palier N°4 de l'alternateur avec l'instrumentation portable SPE/HMO sont énoncées comme suit 3.4 mm/s eff à 230° sur la position verticale qu'on le groupe est a vide, et âpre le couplage de groupe a une puissance de 80Mw les valeurs remesuré sont : 5.4mm/s eff à 244°

Date et heure	opération	Amplitude mm/s eff	Phase	Remarque
22/12/2016 à 17 :00	Mesure considéré comme lancée initiale	17.98	13°	Mesure fait en direction verticale sur palier 04
23/12/2016 à 11 :00	Installation masse d'essai	3.4	230°	Masse de 105g installée en position 270°
23/12/2016 à 11 :30	Mesure de vibration à une charge de 80mw	5.4	244°	

Tableau V.8:Résultats des mesures d'équilibrage

En effet, l'implantation d'un balourd correcteur, dans la position **270°** a permis d'améliorer considérablement le comportement vibratoire de la machine dans les trois directions au maximum de charge et a permis d'assurer une meilleure stabilité de son fonctionnement.

V.5 Conclusion :

L'analyse vibratoire est un moyen utilisé pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement.

Si l'augmentation de vibration de la machine permet de détecter un défaut, l'analyse des caractéristiques de vibration de la machine permet d'identifier la cause. On peut ensuite déduire avec précision du délai avant qu'il ne devienne critique.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Au vu de tout ce que nous venons de présenter, la production industrielle se développe à une vitesse sans précédent, notamment en termes de qualité, de sécurité et de productivité, et l'outil de production doit donc subir une maintenance efficace. De plus, avec la grande concurrence entre les entreprises, la réduction des coûts de production est devenue le plus important pour le développement de l'entreprise. Outre la réduction des coûts de maintenance, l'augmentation des taux de disponibilité des équipements est vitale pour toute entreprise. C'est la raison pour laquelle vous créez un programme de maintenance adapté, afin d'assurer une maintenance efficace, des techniques de surveillance efficaces doivent être utilisées, et La technique la plus largement utilisée est l'analyse vibratoire

Comme la médecine, l'analyse vibratoire permet une évaluation complète de la machine. La procédure consiste à détecter l'apparition du dysfonctionnement sans démonter l'appareil en prélevant le signal de vibration avec des capteurs de vibration. Les informations extraites du contenu de la vibration sont très essentielles pour déterminer les défauts des machines tournantes

Les travaux de ce mémoire ont porté sur la façon d'utiliser l'analyse des vibrations pour détecter les défauts dans une centrale électrique à turbine à gaz

Les résultats expérimentaux obtenus sont clairs et efficaces, nous permettant d'évaluer pleinement l'état de santé de la machine et de permettre à l'avenir d'améliorer les compétences pratiques, de gagner du temps et d'augmenter les bénéfices de l'entreprise.

L'application de l'analyse vibratoire nous permet de faire de bons diagnostics techniques, d'identifier rapidement les éléments défectueux et les causes de défaillance, et de réduire les temps d'arrêt des machines.

Bibliographie



Bibliographie :

- [1] BELKHIR ,T. & BEN SACI ,M , « La maintenance des équipements par l’analyse vibratoire »
Mémoire de Master specialité Maintenance Industrielle UNIVERSITE KASDI MARBAH
(2016, 6)
- [2] Chevalier R, « État de l’art de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes à EDF »,
RFM, (2001)
- [3] Omar DJEBILI ; « Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire
Des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes soumises à la fatigue
De contact de roulement ». Thèse de doctorat, Université De Reims Champagne **Ardenne (2013)**
- [4] Ilyes KHELF, « DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES PAR LES TECHNIQUES
DE L’INTELLIGENCE ARTIFICIELLE ». Thèse de Doctorat Spécialité Génie M’ mécanique,
UNIVERSITE BADJ MOKHTAR – ANNABA (2013/2014).
- [5] CHERIFI, F.& SMAILI, Y, « Application de l’analyse vibratoire à la maintenance préventive
Conditionnelle », Mémoire de Master spécialité Électrotechnique, Université A. MIRA de Bejaia
(2014).
- [6] BOUMAILA AHMED, « Diagnostic des défauts d’un ventilateur M14A par analyse vibratoire
Au niveau de l’unité SIDER TSS », Mémoire de Master spécialité CONSTRUCTION
MECANIQUE, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR –ANNABA-. (2017/2018).
- [7] Bensana Toufik, « Diagnostic des défaillances basé sur l’analyse vibratoire d’une turbine à
Vapeur. », Thèse de Doctorat Spécialité Génie Mécanique, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR –
ANNABA, (2008).

- [8] Landolsi Foued, « Cours De Techniques de Surveillance, Partie I Surveillance Des Machines Par Analyse Vibratoire ».
- [9] KADDOURI, I & SERAH, Y, « Détection des défauts d'une machine tournantes par l'analyse FFT », Mémoire de Master spécialité MAINTENANCE INDUSTRIELLE, UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA-, (2018 /2019)
- [10] CLAUDE PICHOT « Surveillance des machines par analyse des vibrations » version Dunod (2009).
- [11] Nejmiddin Boughattas , «Analyse vibratoire», Techni cal Report, 29 March 2019.
- [12] HACHEMI Mohammed, « Application de l'ODS à l'analyse des problèmes de vibration des Machines tournantes », Mémoire de Master spécialité Maintenance Industrielle, UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID, Juillet 2012.
- [13] BISKRI, Z & FEDALI, Z & HANIECHE, A, « Analyse comparative relative au choix entre Turbine à gaz et une turbine à vapeur utilisées dans les installations « GNL » », Mémoire de Master spécialité mécanique des chantiers pétroliers, UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA, 20/06/2018.
- [14] DRIS HICHEM, « Etude des Performances de la Turbine à Gaz MS6001-b à 40 MW Port II Annabe », Mémoire de Master spécialité ENERGITIQUE ET ENVIRONNEMENT, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR – ANNABA, 2013/2014.
- [15] AKBI BRAHIM & HAMZAOUI Med ESSAID, « Analyse vibratoire des défauts courants Dans le parc machine de la centrale thermique RAS-DJINET », Mémoire de Master spécialité MECATRONIQUE, Université M'Hamed Bougara Boumerdes, 2016/2017.

Annexes

Annexes :

1 le Guide de mesure vibratoire des machines tournantes :

Les normes les plus utilisées dans le cadre de la maintenance vibratoire des machines tournantes sont les suivantes :

- Iso 10816
- Iso 2372 AFNOR E90-300

Ces normes ont pour objectif d'établir des directives générales pour le mesurage et l'évaluation des vibrations mécaniques prises sur les parties non tournantes des machines (si rotor rigide) et ainsi caractériser leurs conditions de marche en ce qui concerne un fonctionnement sans incident et leur influence sur les machines adjacentes

Ces normes peuvent être utilisées pour des opérations de contrôle de routine, des essais de réception et pour indiquer les lignes directrices d'un diagnostic plus précis

NORME ISO 10816-2

Niveaux vibratoires admissibles Norme ISO 10816-2 Turbo alternateurs – Puissance supérieure à 50 MW			
Amplitude efficace de la Vitesse Vibratoire en mm/s eff dans la bande 10 Hz à au moins 500 Hz			
Vitesse de rotation 1500 – 1800 trs/min		Vitesse de rotation 3000 – 3600 trs/min	
8.5	D	11.8	D
	C		C
5.3	B	7.5	B
	A		A
2.8	A	3.8	A

Turbo alternateurs – Puissance supérieure à 50 MW
Vitesse normale de fonctionnement de 1500 – 1800 – 3000 – 3600 trs/mn.

NORME ISO 10816-4

Niveaux vibratoires admissibles Norme ISO 10816-4 Turbine à gaz	
Amplitude efficace de la Vitesse Vibratoire en mm/s eff dans la bande 10 Hz à au moins 6*Rotation	
Vitesse de rotation 3 000 à 20 000 trs/min	
14.7	D
9.3	C
4.5	B
	A

Ensemble de Turbines à gaz, à l'exception de turbines dérivées de celles utilisées en aéronautique

Zone A : Les vibrations des machines récemment mises en service doivent normalement se situer dans cette zone.

Zone B : Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme acceptables pour un service de longue durée sans la moindre restriction.

Zone C : Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme non satisfaisantes pour un service de longue durée en continu. En général, la machine peut fonctionner dans ces conditions pendant une durée limitée, jusqu'à ce que l'occasion se présente pour prendre les mesures correctives qui s'imposent.

Zone D : Les valeurs de vibrations constatées dans cette zone sont normalement considérées comme suffisamment importantes pour provoquer des détériorations de la machine.

Remarque :

- Ces valeurs se rapportent à des conditions de fonctionnement en régime permanent et à vitesse nominale.
- Points de mesure : directions radiales sur tous les paliers ainsi que la direction axiale pour les paliers de butée.

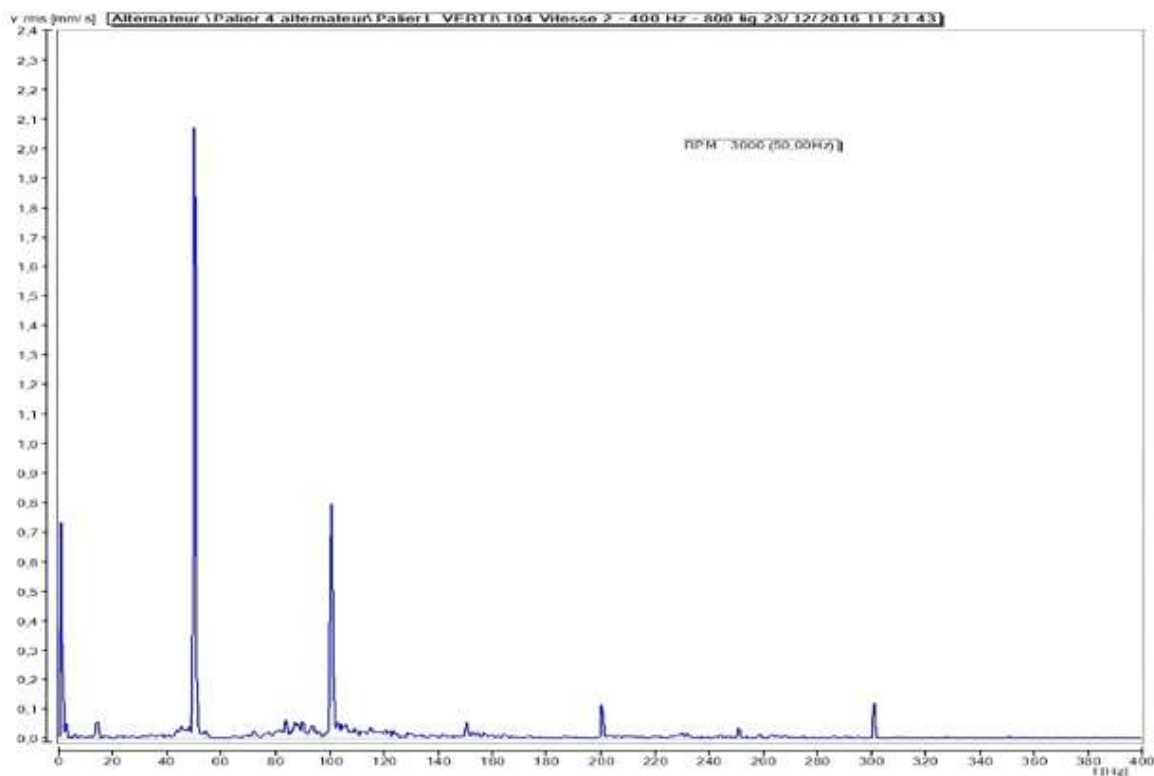


Figure 1 : Palier 4 vertical après équilibrage

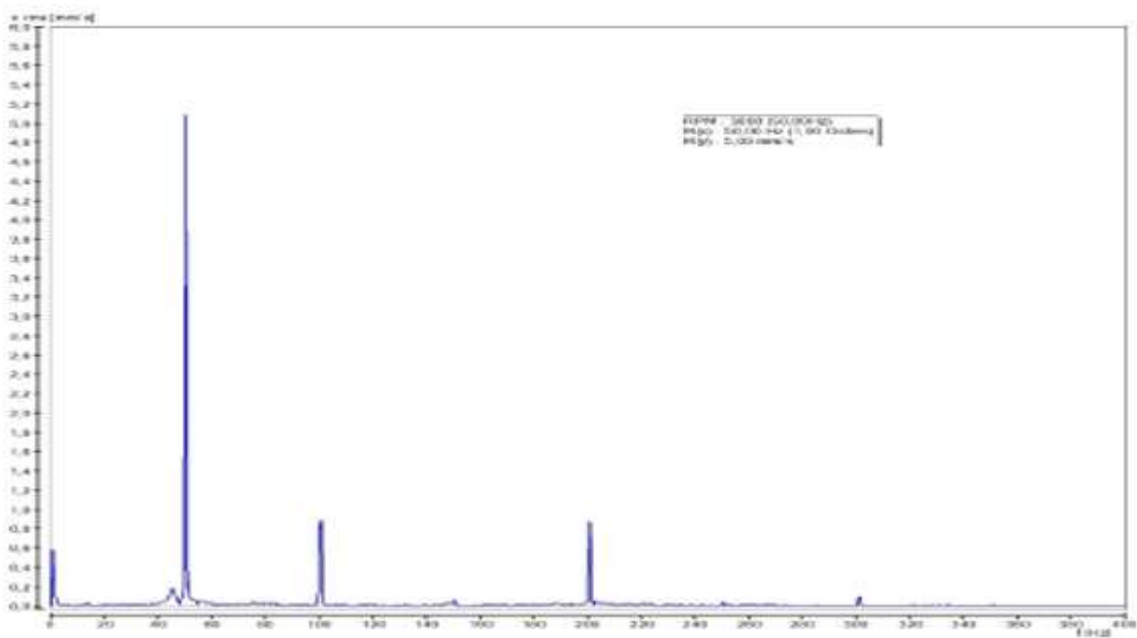


Figure 2 : axial après équilibrage

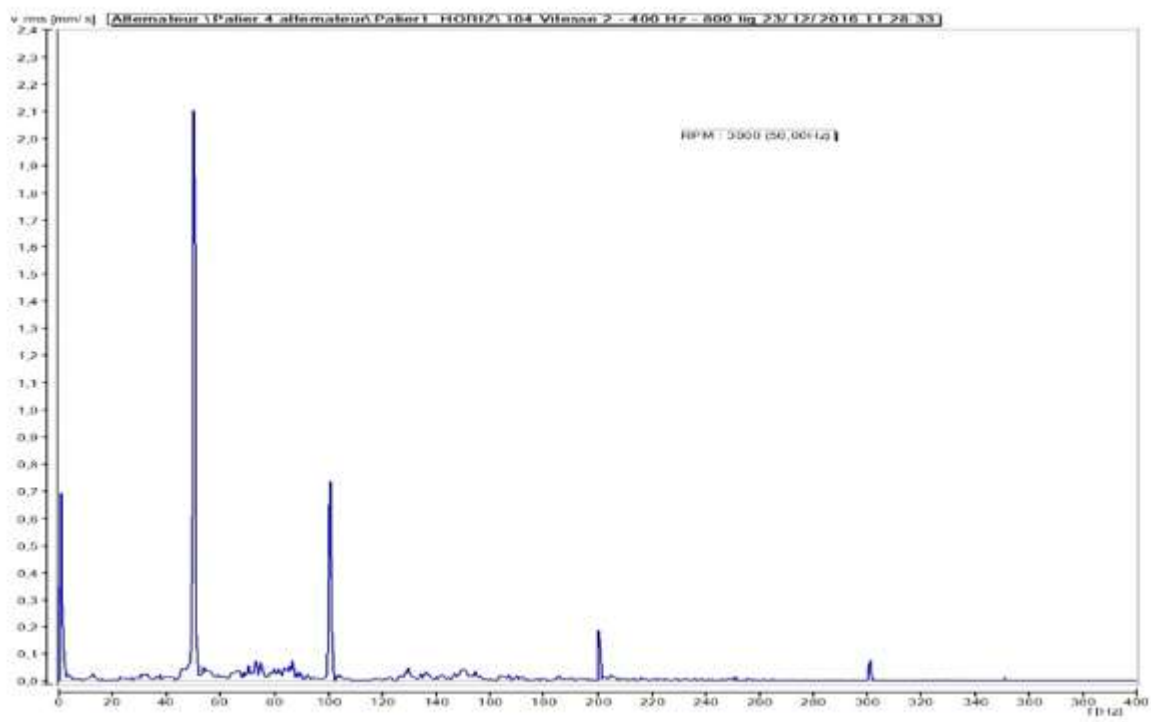


Figure 3 : Palier 4 horizontal après équilibrage

الملخص: إن هذه الدراسة متعلقة بالصيانة الوقائية الشرطية عن طريق التحليل الاهتزازي، هذا المجال الذي تزداد قيمته يوماً بعد يوم لما له من أهمية في صيانة الآلات الإنتاجية حيث يطرح منهجية تجريبية تساعد على إيجاد وتشخيص أعطاب الماكينات الدوارة، ومن ثم إيجاد سبب العطب واستخلاصه قبل أن تحدث أضرار حرجة

في هذا العمل المنجز نطرح منهجية تطبيقية للتحليل الاهتزازي في مجال الصيانة التنبؤية لبعض الظواهر من بينها (عدم الاتزان، المحاذاة غير الصحيحة) ; وهذا ما ساعدنا على تحديد العطب بدقة وبالنسبة للنتائج التي تحصلنا عليها فقد كانت واضحة وفعالة تمكننا من توضيح الحالة الصحية الكاملة للمعدات وتساعد في المستقبل على تطوير الكفاءات المهنية وكسب الوقت وتقليل تكاليف الإنتاج ، الكلمات المفاتيح : الصيانة الشرطية ، التحليل الاهتزازي التوربينات الغازية ، أعطاب المساند الصقيلة ، أطيف الأعطاب. المدار الحركي

Résumé : Cette étude est liée à la maintenance préventive conditionnelle au moyen de l'analyse vibratoire, ce domaine dont la valeur augmente de jour en jour en raison de son importance dans la maintenance des machines de production car elle propose une méthodologie expérimentale qui permet de trouver et diagnostiquer les défauts des machines tournantes, puis de trouver et d'extraire la cause des dommages. Avant que des dommages critiques ne surviennent.

Dans ce travail terminé, nous présentons une méthodologie appliquée pour l'analyse des vibrations dans le domaine de la maintenance prédictive de certains phénomènes, notamment (le balourd, désalignement) ; C'est ce qui nous a aidés à identifier les dommages avec précision.

Quant aux résultats obtenus, ils ont été clairs et efficaces, nous permettant de clarifier l'état de santé complet des équipements et d'aider à l'avenir à développer des compétences professionnelles, gagner du temps et réduire les coûts de production.

MOTS CLES

Maintenance conditionnelle, analyse vibratoire, turbine à gaz, défauts des paliers lisse, spectres des défauts, orbite cinétique.

Abstract: This study is related to conditional preventive maintenance by means of vibration analysis, this area whose value increases day by day because of its importance in the maintenance of production machinery, as it proposes an experimental methodology that helps to find and diagnose defects of rotating machines, and then find and extract the cause of the damage. Before critical damage occurs.

In this completed work we present an applied methodology for vibration analysis in the field of predictive maintenance of some phenomena including (unbalance, misalignment); This is what helped us to identify the damage accurately.

As for the results we obtained, they were clear and effective, enabling us to clarify the complete health status of the equipment and help in the future to develop professional competencies, gain time and reduce production costs.

KEY WORDS: Conditional maintenance, vibratory analysis, turbine à gaz, defects of the glossy landings, spectrum of defect, kinetic orbit.

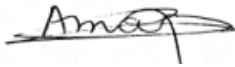
ENGAGEMENT DE NON-PLAGIAT

Je soussigné(e) : Bousbia Salah Ammar

Atteste sur l'honneur que le travail d'une mémoire de fin d'étude a été écrit de ma main, et que toutes les sources d'informations externes ont été citées. Je certifie également que je n'ai ni contrefait, ni falsifié, ni copié l'œuvre d'autrui (même sur Internet) afin de la faire passer pour mienne.

Fait à EL-Oued, le 20/09/2020

Signature du candidat



ENGAGEMENT DE NON-PLAGIAT

Je soussigné(e) : KIOUS MOHAMMED MONCEF

Atteste sur l'honneur que le travail d'une mémoire de fin d'étude a été écrit de ma main, et que toutes les sources d'informations externes ont été citées. Je certifie également que je n'ai ni contrefait, ni falsifié, ni copié l'œuvre d'autrui (même sur Internet) afin de la faire passer pour mienne.

Fait à Massi Messaoued | le 20/09/2020

Signature du candidat

