



République algérienne démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

المركز الجامعي لعين تموشنت

Centre Universitaire Belhadj Bouchaïb d'Ain-Temouchent

Institut de Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude Pour l'obtention du diplôme de master en génie mécanique

Option : Construction Mécanique

Thème :

**CONTROLE ET SUIVI D'ANALYSE
VIBRATOIRE DES MACHINE
TOURNANTES**

Présenté par :

MATARI FATIMA

BOUMAZZA CHAIMAA

Encadré par :

Mr ASSEM HACEN

Président : Dr BELOUFA MOUHAMED AMINE

Examineur : Dr AMIRAT MOUHAMED

Co- Encadré par : SAIMI AHMED

Année universitaire 2020-2021



Formulaire de déclaration sur l'honneur Relatif à l'engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

(Annexe de l'arrêté n°933 du 28 juillet 2016 fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat)

Je soussigne, l'étudiant (e),

..... Boumazza Chaimaa

Détenteur d'une carte d'étudiant N° 1048-T-15 délivrée le 20/15/2016

Inscrit à l'institut de Technologie au niveau du département Génie mécanique

Et chargé de préparer un mémoire de fin d'étude en Master 2.

Intitulé : contrôle et suivi d'analyse
vibratoire des machines tournantes.

.....
Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requise dans l'élaboration du projet de recherche suscité.

À ain temouchent, le 28/06/2020

Signature de l'étudiant :



Formulaire de déclaration sur l'honneur Relatif à l'engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

(Annexe de l'arrêté n°933 du 28 juillet 2016 fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat)

Je soussigne, l'étudiant (e),

Matoou Fatima

Détenteur d'une carte d'étudiant N° *10021T-15* délivrée le *20/15/2016*

Inscrit à l'institut de Technologie au niveau du département *Génie mécanique*

Et chargé de préparer un mémoire de fin d'étude en Master 2.

Intitulé : *control et suivi d'acides*

Utilisation des recherches Bioactives

.....
Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requise dans l'élaboration du projet de recherche suscitée.

À *Enschede*, le *28-06-2016*

Signature de l'étudiant :

mat

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce d'Allah, et grâce au concours de plusieurs personnes à qui je voudrais témoigner toute ma gratitude.

Je voudrais dans un premier temps remercier, mon directeur de mémoire M^r ASSEM, professeur à centre universitaire Belhadj BouchaÏbe d'Ain Témouchent, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter ma réflexion.

Avec toute ma reconnaissance, ma joie et ma fierté, en vous disant merci pour l'encouragement.

Que les membres du jury trouvent ici l'expression de notre reconnaissance pour avoir accepté d'évaluer notre travail.

Je remercie également toute l'équipe pédagogique et administrative du centre universitaire Belhadj BouchaÏbe d'Ain Témouchent, qui m'a fourni les outils nécessaires à la réussite de mes études universitaires.

DEDICACE

Chaleureusement je dédie ce modeste travail :

*À mes très chers parents, source de vie, d'amour et
d'affection,*

*À mon Père, pour m'avoir appris honnêteté, la fierté, la
patience, le sens du devoir.*

*À ma Mère, pour l'exemple quotidien de générosité
islamique de dévouement et soins.*

*À mes chers frères et leurs enfants, source de joie et de
bonheur.*

À toute ma famille, source d'espoir et de motivation.

*À tous mes amis, en particulier mes camarades de
classe.*

*Aux âmes des martyrs de l'épidémie de Corona, que
Dieu leur fasse miséricorde.*

Matari Fatima



DEDICACE

*Je remercie Dieu tout puissant qui m'a permis
d'arriver à ce but.*

Chaleureusement je dédie ce modeste travail :

*À mon Père, pour m'avoir appris honnêteté, la fierté,
la patience, le sens du devoir.*

*À ma Mère, pour l'exemple quotidien de générosité
islamique de dévouement et soins.*

*À mes chers frères (AMINA, SAADIA, MALEK,
MOUHAMMED ET HICHEM)*

À toute ma famille, source d'espoir et de motivation.

À tous mes amis de département Génie mécanique

*Aux âmes des martyrs de l'épidémie de Corona, que
Dieu leur fasse miséricorde.*

Boumazza Chaimaa



semaire

Résumé

- ❖ Liste de figure
- ❖ Liste des tableaux
- ❖ Liste des symboles

INTRODUCTION GENERALEI

Chapitre I: Généralité des machines tournantes et la maintenance

<i>Introduction</i>	1
<i>I.Machine tournante</i>	1
I.1. Définition des machines tournantes	1
I.1.1.un rotor	2
• I.1.2. La structure	3
➤ I.1.3. Les liaisons	3
➤ I.1.3.1. Guidage hydraulique fluides	3
➤ I.1.3.2. Guidage magnétiques	3
➤ I.1.3.3.Guidage à roulements	4
I.2.Classification des machines tournantes	4
• I.2.1.vital	4
• I.2.2.importante	4
• I.2.3.seconde	4
<i>II.Maintenance</i>	4
II.1.Définition de maintenance	4
II.2.But de maintenance	5
• II.2.1. Objectifs financiers	5
• II.2.2. Objectifs opérationnels	5
II.3.Méthodes de maintenance	6
• II.3.1.Organisation de différents types de maintenance	6
➤ II.3.1.1.La maintenance préventive	6
➤ II.3.1.2.maintenance corrective	8
II.4.Les niveaux de maintenance	9
II.5.Les techniques des surveillances	10
II.5.1.La thermographie	10
• II.5.1.1.Mesure de température thermographie infrarouge	11

• II.5.1.2.Camera infrarouge	11
II.5.2. L'analyse d'huiles	12
II.5.3.L'analyse acoustique.....	13
II.5.4.la contrôle ultrasonore.....	13
II.5.5.Analyse vibratoire.....	14
<i>Conclusion</i>	15

Chapitre.II : Analyse vibratoire des machines tournantes

<i>Introduction</i>	16
I. Analyse vibratoire	16
I.1. Objectifs d'analyse vibratoire	16
I.2. Définition de vibration	16
I.3. Naissance d'une vibration	17
I.4.Importance des vibrations	17
I.5.Différentes formes de vibration	18
• I.5.1.Vibrations harmoniques	18
• I.5.2.Vibration périodiques	19
• I.5.3.Vibrations apériodique	19
I.6. Paramètres vibratoires	20
• I.6.1.Variable : $X(t)$	20
• I.6.2. Période : T	20
• I.6.3. La pulsation : ω	20
• I.6.4. Résonance	20
• I.6.5. La phase : φ	20
• I.6.6. Fréquence : f	20
• I.6.7.Amplitude : X	20
I.7. Grandeurs de mesure	21
• I.7.1. Un déplacement : $X(t)$	21
• I.7.2. Vitesse : $V(t)$	22
• I.7.3. Accélération	22
II. Mesuré des vibrations	23
II.1.Pourquoi mesurer les vibrations ?	23
II.2.Matériel de mesure	23

II.3.Chaine de mesure.....	24
II.4.Les capteurs de vibration	24
II.4.1. Type de capteur.....	25
• II.4.1.1.Capteur de déplacement.....	25
• II. 4.1.2.Capteur de vitesse.....	26
• II. 4.1.3.Capteur d'accélération.....	26
II.5. Position de mesure des vibrations.....	26
II.6.Le signal des vibrations.....	27
III. Les activités d'analyse	28
• III.2.1. Surveillance et détection.....	28
• III.2.2. Diagnostic.....	29
IV. Méthode d'analyse.....	30
• IV.1. Niveau globale	30
• IV.2.Analyse temporelle.....	30
• IV.3. Analyse fréquentiel.....	31
VII. Traitement du signale.....	32
<i>Conclusion.</i>	33

Chapitre III: Les principaux défauts des machines tournantes.

<i>Introduction.</i>	34
<i>I.Les principaux défauts des machines tournantes</i>	34
I.1.Défaut liés à l'arbre.....	34
I.1.1.Déséquilibre (défaut de balourd)	34
• I.1.1.1.Type de balourd.....	35
A. Déséquilibre statique	35
B. déséquilibre couple.....	36
C. déséquilibre dynamique.....	36
• I.1.1.2.Spectrale de balourd.....	36
A. mesure de balourd.....	37
B. signature vibratoire.....	37
➤ I.1.1.2.1. balourd statique.....	38
➤ I.1.1.2.2. balourd dynamique.....	38
I.1.2. Défaut désalignement.....	38

• I.1.2.1.Type désalignement	39
A. Désalignement parallèle.....	39
B. Désalignement angulaire.....	39
• I.1.2.2.Spectral de désalignement.....	39
I.2.Défauts d'engrenages	41
I.2.1.Type de défaut d'engrenages.....	42
• I.2.1.1.Défaut uniformes.....	42
• I.2.1.2.Défaut localisé.....	43
I.2.2. Analyse spectrale d'engrenages.....	44
• I.2.2.1.Signal d'engrènement.....	44
• I.2.2.2.Les signaux vibratoires délivrés par un engrenage.....	45
I.2.3. Vibration d'engrenages.....	46
I.2.4. Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture)	47
I.3.Défaut de roulement.....	48
I.3.1. Signatures vibratoires des principaux défauts des roulements.....	48
I.4.Défaut de transmission de courroies.....	49
I.4.1.Spectral de transmission de courroie.....	50
I.5.Accouplement.....	51
II. Equilibrage.....	52
II.1 Déséquilibre d'un rotor.....	52
II.2. d'équilibrage d'un rotor.....	52
• II.2.1.But de l'équilibrage.....	53
• II.2.2. Correction du déséquilibre.....	54
• II.2.3.Balourds correcteurs.....	54
II.3. Technique utilisées pour l'équilibrage.....	54
• II.3.1.Equilibrage sur machine.....	54
• II.3.2.Equilibrage sur site.....	55
II. 4.Qualité d'équilibrage.....	56
• II.4.1. Degré de qualité d'équilibrage.....	56
• II.4.2.Déséquilibre résiduel acceptable	56
Conclusion.	58

Chapitre. IV: Etude expérimentale du compresseur centrifuge BCL603

<i>I. Généralité des compresseur.....</i>	59
I.1. définition des compresseurs.....	59
I.2 Classification les compresseurs.....	59
<i>II. Etude de cas.....</i>	60
II.1. Problématique.....	60
II.2. Présentation compresseur centrifuge BCL 603	60
• II.2.1.Définition.....	60
• II.2.2.Avantage de compresseur centrifuge.....	61
• II.2.3.Inconvénients de compresseur centrifuge.....	61
• II.2.4.Compresseur centrifuge BCL 603.....	61
II.3.Présentation de la station de Boosting.....	62
II.4 Contrôle des compresseurs centrifuges.....	62
• II.4.1 La maintenance appliquée au compresseur BCL 603.....	62
• II.4.2.Circuits de sécurité Sur le compresseur.....	63
II.5. Analyse et détection des défauts.....	63
• II .5.1.Représentation spectacle.....	64
• II.5.2. Analyse de résultat.....	67
II.6. Début des travaux.....	68
II.7.Équilibrage.....	70
II.8. Résultat d'équilibrage.....	76
III. Simulation d'un rotor mono-disque sous l'influence d'un balourd.....	79
Conclusion.....	90
CONCLUSION GENERALE.....	92
Annexe	
BIBLIOGRAPHIE	

liste des figures

Chapitre 1

❖ Figure. I.1 : Exemple de machine tournante turbines	1
❖ Figure. I.2 : composant de la machine tournante.....	2
❖ Figure. I.3 : Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS 5002C.....	2
❖ Figure. I.4 : Stator d'un machine asynchrone	3
❖ Figure. I.5 : Action de la maintenance.....	5
❖ Figure. I.6: Organisation de différents types de maintenance.....	6
❖ Figure. I.7 : Intervention à intervalles.....	7
❖ Figure. I.8: Maintenance préventive conditionnelle.....	8
❖ Figure. I.9 : Les différents niveaux de maintenance.....	9
❖ Figure. I.10: Technique d'analyse.....	10
❖ Figure. I.11: Principe de la thermographie active.....	11
❖ Figure. I.12: Principe camera infrarouge.....	12
❖ Figure. I.13: L'analyse des huiles.....	13
❖ Figure. I.14: Les ultrasons.....	14
❖ Figure. I.15: Mesureur d'épaisseur.....	14
❖ Figure. I.16: Appareil de contrôle par US.....	14
❖ Figure. I.17: l'analyse des vibrations.....	15

Chapitre 2

❖ Figure. II.1 : Naissance d'une vibration.....	17
❖ Figure. II.2 : Importance des vibrations.....	18
❖ Figure. II.3 : vibration harmonique.....	18
❖ Figure. II.4 : vibration périodique.....	19
❖ Figure. II.5 : vibration aperiodique.....	21
❖ Figure. II.6: La présentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale)	21
❖ Figure. II.7 : Vibration quelconque.....	22
❖ Figure. II.8: Grandeurs de mesure.....	22
❖ Figure. II.9: Représentation du mouvement d'un système simple.....	23
❖ Figure. II.10: Matériel de mesure.....	23
❖ Figure. II.11 : chaîne de mesure.....	24
❖ Figure. II.12 : capteur vibration.....	25
❖ Figure. II.13 : Capteur de déplacement.....	25
❖ Figure. II.14: Principe du capteur inductif à courants de Foucault.....	25
❖ Figure. II.15: Schéma de principe d'un vélocimètre.	26
❖ Figure. II.16: Capteur de vitesse vélocimètre.....	26
❖ Figure. II.17: Capteur d'accélération (accéléromètre)	26

❖ Figure. II.18 : Principe de fonctionnement d'un accéléromètre.....	26
❖ Figure. II.19: position de mesure.....	27
❖ Figure. II.20: vibrations absolues de paliers et relative d'arbre.....	27
❖ Figure. II.21: Type de signale.....	28
❖ Figure II.22: Méthodes de surveillances.....	29
❖ Figure. II.23 : Exemple de diagnostic.....	30
❖ Figure. II.24: Spectre temporelle.....	31
❖ Figure II.25: Spectre fréquentielle.....	31
❖ Figure. II.26: Transformation les signaux temporels aux signaux Fréquentielle.....	32
❖ Figure. II.27 : Transformation signale harmonique temporelle au fréquentielle.....	32



Chapitre 3

❖ Figure.III.1: Effet de balourd.....	35
❖ Figure. III.2 : Balourd statique.....	35
❖ Figure. III.3: Balourd couple.....	36
❖ Figure. III. 4 : Balourd dynamique.....	36
❖ Figure. III.5: Points de mesure pour un défaut de balourd.....	37
❖ Figure. III.6 : Points de mesure pour un défaut de balourd sur rotor en porte-à-faux.....	37
❖ Figure. III.7 : signal vibratoire généré par un balourd.....	37
❖ Figure III. 8: Spectre théorique d'un défaut de balourd.....	38
❖ Figure. III. 9 : Les types désalignement.....	39
❖ Figure. III.10 : Signal temporel d'un défaut d'alignement.....	40
❖ Figure. III. 11 : Image vibratoire d'un d'alignement radial.....	40
❖ Figure. III. 12 : Image vibratoires d'un défaut d'alignement.....	40
❖ Figure. III. 13 : Spectre défaut d'alignement angulaire.....	40
❖ Figure. III.14: Différents types d'engrenages.....	41
❖ Figure.III.15: Défaut d'usure.....	42
❖ Figure. III.16 : Défaut de piqures.....	42
❖ Figure. III.17 : Défaut de fissuration.....	43
❖ Figure. III. 18: Défauts d'écaillage.....	43
❖ Figure. III.19: Le choc entre les dents des deux roues.....	44
❖ Figure. III.20 : Image vibratoire d'un engrenage.....	44
❖ Figure. III.21 : Spectre théorique d'un engrenage.....	45
❖ Figure.III.22 : Spectre de même engrenage avec un défaut abimé.....	46
❖ Figure. III.23 : Représentation fréquentielle d'une denture correcte.....	46
❖ Figure.III.24: Représentation fréquentielle d'un ensemble des dentures détériorées.....	46
❖ Figure.III. 25: Représentation fréquentielle d'une seule dent détériorée.....	47
❖ Figure.III.26 : Jeu dans la denture.....	47
❖ Figure. III.27 : Image théorique et spectre réel d'un engrènement en fond de denture sur un réducteur.....	48
❖ Figure. III.28 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieur.....	48
❖ Figure.III.29 : Image vibratoires d'un défaut de type écaillage sur bague intérieur.....	49

❖ Figure. III.30 : image théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant.....	49
❖ Figure.III.31 : Transmission par courroie.....	50
❖ Figure.III.32 : Direction de mesure favorisée pour transmission par poulies courroies.....	50
❖ Figure.III.33 : Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courroie.....	51
❖ Figure. III.34 : Spectre réel d'un défaut de transmission par courroies.....	51
❖ Figure III.35. Accouplement.....	52
❖ Figure. III.36. Rotor déséquilibré.....	52
❖ Figure.III.37 : Machine à équilibrer moderne pour une utilisation universelle.....	53
❖ Figure. III.38 : rotor équilibré.....	53
❖ Figure.III.39 : Correction d'un balourd.	54
❖ Figure. III.40: Equilibrage sur machine.....	55
❖ Figure III.41 : Equilibrage sur site d'un ventilateur.....	56
❖ Figure. III.42: Limite précision d'équilibrage (excentricité)	57
❖ Figure. III.43: Degrés de qualité d'équilibrage pour divers groupes des rotors rigides représentatifs.....	57

Chapitre 4

❖ Figure. IV.1 : Le compresseur à double vis (étude)	59
❖ Figure. IV .2 : Classification les compresseurs.....	60
❖ Figure. IV.3 : Compresseur multicellulaire.....	61
❖ Figure. IV. 4 : Codification du compresseur BCL 603.....	62
❖ Figure. IV.5 : Représentation spectral de premier point du compresseur (Respectivement : horizontal, vertical)	65
❖ Figure. IV.6 : Représentation spectral de deuxième point du compresseur (Respectivement : horizontal, vertical)	66
❖ Figure. IV.7: Représentation spectral de troisième point du compresseur (Respectivement : horizontal, vertical).....	67
❖ Figure. IV.8: Image du rotor après le démontage	69
❖ Figure. IV.9 : Boue sur la roue	69
❖ Figure. IV.10 : Boue humide à l'intérieur de la roue	69
❖ Figure. IV.11: Boue sur l'arbre	70
❖ Figure. IV.12: Dépôt de boues l'intérieur de la roue	70
❖ Figure. IV.13: Dépôt de boue sèche	70
❖ Figure. IV.14: Dépôt de boue sèche à l'intérieur des aubes	70
❖ Figure. IV.15: Image du bout (Feco3)	71
❖ Figure IV.16: Contrôle de la flèche du rotor	72
❖ Figure. IV.17: Position du rotor sur la machine	76
❖ Figure. IV.18 : Les différent organes de rotor l'accolement	77
❖ Figure. IV.19 : Le rotor sur l'équilibreuse après de sablage	78
❖ Figure IV.20 : Modèle de référence - rotor BP de turbine à gaz MS 5002B	80
❖ Figure. IV.21 : Maillage du rotor d'un système tournant en 2D	86
❖ Figure IV.22 : Rotor d'un système tournant en 3D	86

❖ Figure IV.23 : Diagramme de Campbell des six premiers modes avec la position des vitesses critique	86
❖ Figure. IV.24 : Diagramme de Campbell des six premiers modes avec la position des vitesses critiques	87
❖ Figure IV.25: Réponse au balourd au Nœud 13	87
❖ Figure. IV.26 : Réponse au balourd dans le nœud 13 (au niveau de disque).	89
❖ Figure .IV.27 : Réponse au balourd au Nœud 11	89
❖ Figure. IV.28: Réponse au balourd au Nœud 9	89
❖ Figure. IV.29: Réponse au balourd au Nœud 7	90
❖ Figure. IV.30: Réponse au balourd des 5 Nœuds	90

liste des tableaux

❖ Tableau III.1: fréquence caractéristique d'un défaut d'alignement.	41
❖ Tableaux. IV.1: Les lancers de l'équilibrage.....	79

liste des symboles

ω	Pulsation
f	Fréquence
φ	Phase
t	Temps
X	Amplitude
T	Période
(t)	Déplacement par rapport au temps
(t)	Vitesse par rapport au temps
(t)	Accélération par rapport au temps
X_{eff}	Valeur efficace
$1x$	1 Foix la fréquence
$2x$	2 Foix la fréquence
$3x 3$	Foix la fréquence
RPM	Round per minute (tour par minute)
F_{rot}	Fréquence de rotor
F_e	Fréquence d'engrenage
B	Balourd
M	Masse
R	Rayon
F	Force de déséquilibre
G	Critère de qualité
E	Excentricité

V	Vitesse
P	Poids
P.H	Point horizontale
P.A	Point axiale
P.V	Point verticale
Tol	Tolérance
Pol	Polaire
PL	Plan

Résumé :

Malgré l'accélération technologique surtout dans le Domaine industriel, les machines tournantes conservent toujours leurs places et leur poids dans les installations.

En conséquence, cela pourrait entraîner des dommages critiques et un manque de productivité. Et pour cela il faut développer et améliorer la fonctionnalité et la capacité de prévision des défauts avant qu'ils ne se produisent.

Ce qui nous fait aborder dans cette note le thème de la surveillance, du suivi et de l'analyse spectrale des vibrations des machines tournantes.

Grâce à notre étude, nous avons suivi le cours de maintenance préventive et corrective du compresseur centrifuge BCL603 utilisé pour augmenter la pression dans le champ de Hassi R'mel, nous avons analysé les mesures de vibration qui étaient dans le compresseur centrifuge. Ces analyses nous permettent de trouver le déséquilibre. Créé avec un bloc de sédiments sur le rotor et pour l'éliminer, nous avons effectué le processus d'équilibrage du rotor sur la machine d'équilibrage.

Mots clés:

Machine tournante, analyse vibratoire, diagnostic de défauts, analyse spectral

Abstract

Despite the acceleration of technology especially in the industrial field, rotating machines still hold their position and their weight in the facilities.

As a result, this could lead to critical damage and a lack of productivity. And for that it is necessary to develop and improve the functionality and the ability to predict faults before they occur.

This brings us to the topic of surveillance, monitoring and spectral analysis of the vibrations of rotating machines in this note.

Thanks to our study, we followed the course of preventive and corrective maintenance of the BCL603 centrifugal compressor used to increase the pressure in the HassiR'mel field, we analyzed the vibration measurements that were in the centrifugal compressor. These analyzes allow us to find the imbalance. Created with a block of sediment on the rotor and to eliminate it, we carried out the process of balancing the rotor on the balancing machine.

Keywords:

Rotating machine, vibration analysis, defects diagnosis. Spectral analysis

ملخص:

بالرغم من التسارع التكنولوجي الحاصل في المجال الصناعي تبقى الآلات الدوارة دوماً ركيزة المنشآت الصناعية. مما أدى ذلك إلى احتمالية وقوعها في أضرار حرجة و نقص المردودية. لذا وجب تحسين فعاليتها وتطوير قدرتها على التنبؤ بالعطب قبل وقوعه.

مما يجعلنا نتطرق في هذه مذكرة إلى موضوع مراقبة ومتابعة اهتزازات الآلات الدوارة.

ومن خلال دراستنا، تابعنا مسار الصيانة الوقائية والتصحيحية لضغط الطرد المركزي من نوع BCL603. تستخدم لزيادة الضغط في حقل حاسي الرمل، قمنا بتحليل القياسات الاهتزاز الذي كان في الضاغط الطرد المركزي. هذه التحليل أمكنتنا على إيجاد الخلل في عدم التوازن. الذي نشى بتكتل ترسبات على الدوار و للقضاء عليه قمنا بعملية موازنة الدوار على آلة الموازنة.

الكلمات المفتاحية:

التحليل الاهتزازي، الآلات الدوارة، تشخيص الاعطاب، الصيانة، تحليل الطيفي

Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE

Sous la pression de la concurrence mondiale, les installations de production ont vu leurs performances croître régulièrement. Les machines sont de plus en plus sollicitées, vitesse de rotation, durées de fonctionnement et efficacité augmentent. Il s'ensuit une augmentation des dégâts et des pannes qui entraînent des arrêts non programmés. Les coûts d'arrêt de production sont dans ces cas nettement supérieurs aux coûts de réparation et de remise en état (perte de temps, perte de l'argent). Ainsi la prévention des dégâts des machines a pour chaque entreprise une grande signification économique. La surveillance des machines tournantes est un problème crucial en termes de sécurité. En effet un défaut non détecté à temps peut s'aggraver et se propager. Il en résulte des vibrations excessives qui provoquent des pertes matérielles et même humaines. La maintenance optimale pour cette surveillance est la maintenance préventive conditionnelle, c'est une technique qui permettra une meilleure appréciation de la « santé » des machines et des systèmes, il est basé sur diverses méthodes telles que l'analyse des vibrations, l'analyse thermique et l'huile, mais l'analyse des vibrations reste toujours devenue le pilier d'une stratégie de maintenance préventive conditionnelle. En de son avantage à détecter divers défauts tel que le manque de balourd, l'alignement, les engrenages, le jeu, la transmission de la courroie...etc. L'efficacité de l'analyse vibratoire repose en grande partie sur la compétence des hommes qui s'appuient sur l'expérience technique et le retour d'expérience.

L'approche conditionnelle qui se base sur l'inspection plus complète avant une décision de réparation et cela fait en étape suivante :

- **Détection de défaut**
- **Surveillance : Mesures comparatives, Evolution d'indicateurs, Notion de « signature »**
- **Diagnostic : Analyse approfondie de la forme du signal et de la fréquence des défauts.**

L'analyse des vibrations a une caractéristique exceptionnelle dans la détection des défauts sans démonter la machine et a la capacité de traduire le comportement de tout ce qui bouge ou tourne et c'est en prenant des signaux de vibration par des capteurs de vibration. Et transformé en tension électrique. Et sa comparaison avec les analyses et



INTRODUCTION GENERALE

indicateurs précédents en appliquant les techniques est plus précise que transformation FFT

En fin de compte, c'est devenu une discipline scientifique avec diverses études et techniques. Dans notre étude, nous nous sommes concentrés sur le thème de la surveillance et de l'analyse des vibrations des machines.

Dans ce clipper, nous avons divisé son contenu en quatre chapitres :

- **Chapitre un :** nous avons fourni une vue d'ensemble des machines tournantes et de la maintenance variée, car nous connaissons les différents outils de maintenance préventive tels que les analyses d'huiles, les vibrations, analyse thermique.....etc.
- **Le deuxième chapitre :** présente les concepts de base des vibrations et leurs différents types, ainsi que la technique d'analyse des vibrations et les méthodes utilisées pour mesurer les vibrations.
- **Le troisième chapitre :** dans ce chapitre, nous avons pris connaissance des différents défauts que nous pouvons trouver au niveau des machines tournantes et des différentes analyses spectrales de ces défauts. Nous connaissons également l'équilibre et les différentes méthodes d'équilibre.
- **Le quatrième chapitre :** nous avons fait une étude expérimentale sur la centrifuge BCL603 à compresseur par l'analyse spectral et basé sur l'application des techniques du diagnostic vibratoire, détectez ensuite le dysfonctionnement et localisez le but de cette étude est d'éviter les conséquences des vibrations, vous devez donc les découvrir au plus vite.

CHAPITRE I :

Les machines tournante et la maintenance

Introduction :

Les machines tournantes jouent un rôle stratégique surtout dans la procédure de fabrication mécanique .dans les machines tournantes ou on utilise plusieurs types soit électrique ou bien hydraulique, comme **turbine, pompe, moteurs, compresseur, alternateur, ventilateur, réacteurs d'avions et centrifugeuses nucléaires.....etc.**

Toute ces machines contiennent plusieurs types d'organes nécessitant des consignes d'utilisation strictes surtout pour les organes **roulement, engrenage...**qui sont en générales les conséquences de pannes catastrophiques des machines industrielles qui doivent êtres gardées en bonnes états en utilisant les techniques de la maintenance industrielle.

Dans ce chapitre, nous introduisons une approche de la maintenance, nous donnons les différents types de maintenance et présenté les analyse des machines tournantes.

I. Machine tournante :

I.1. Définition des machines tournantes :

Une machine est généralement constituée par un ensemble des pièces mécanique, hydrauliques ou électriques concourant à exercer une ou plusieurs fonctions données et, en particulier, l'application d'une force modulée ou non, destinée à vaincre une résistance ou à assurer un mouvement avec ou ans transmission de force.

Les machines tournantes absorbent de l'énergie qu'elles transforment par rotation en une autre énergie qui peut être de même nature ou non.par exemple un moteur électrique absorbe de l'énergie électrique qu'il transforme en énergie mécanique. Suite à une transformation de la translation de la rotation en translation, par exemple, elle pourrait entrainer en translation un ascenseur, une scie, un tapis etc. un alternateur est une machine tournante qui transforme de l'énergie mécanique, thermique, éolienne, nucléaire ou hydraulique en énergie électrique.



Figure I.1 : Exemple de machine tournante (Turbines).

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer :

- Un Rotor mobile avec disques.
- Une Structure fixe ou store portant des supports de guidages du rotor en rotation
- des liaisons mécaniques. [1]

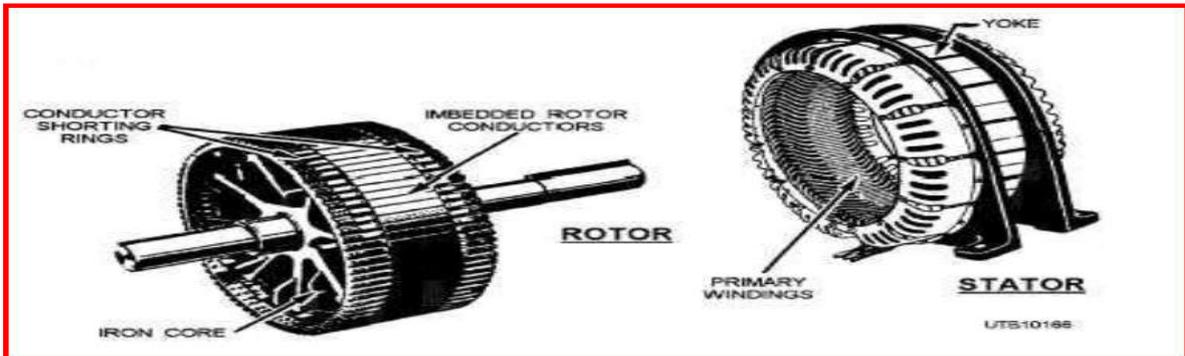


Figure I.2 : composant de la machine tournante.

I.1.1.un rotor :

Les arbres ou les rotors sont définis comme étant tout élément tournant autour d'une axe fixe. Ils constituent les pièces maîtresses des machines tournantes dont le domaine d'applications industrielles est très vaste (**machines-outils, turbines, véhicules, turbocompresseurs, nucléaire, l'industrie pétrolière, etc.**). Selon le type de fonctionnement on peut citer la transmission de puissance ou la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique. [2]

Le rotor est généralement fabriqué en matériaux (acier ou en matériaux composites s'il joue le rôle uniquement d'un arbre de transmission dans une température ambiante ou en mélange de deux ou plus de matériaux métalliques et céramiques s'il tourne dans un environnement de température élevée.



Figure I.3 : Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS 5002C.

I.1.2. La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivant :

- **Les coussinets** : sont de faibles dimensions au droit des tourillons des rotors. des bagues peuvent être substituées aux coussinets (**roulements**).
- **Les paliers** : qui relient les coussinets (**bagues**) au stator
- **Le stator ou enveloppe de la machine** : il contient les éléments essentiels, circuit magnétique dans les machines électriques, ailette pour les turbomachines.....etc.

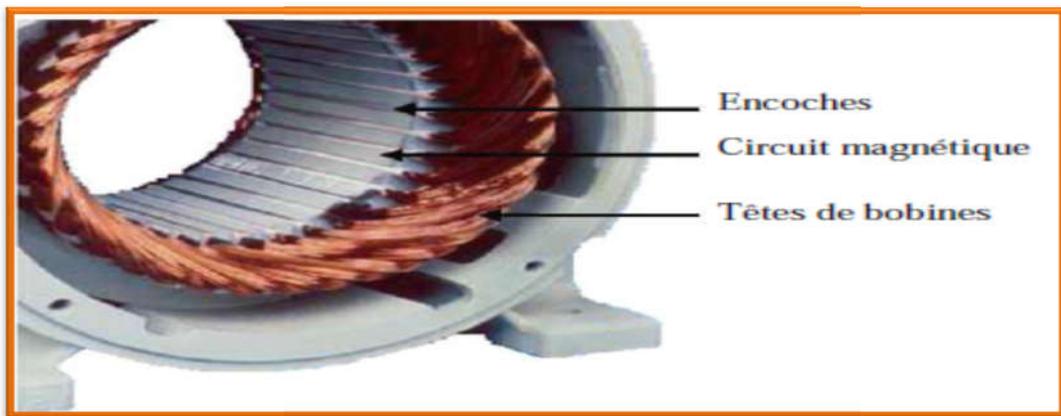


Figure I.4: stator d'une machine asynchrone.

I.1.3. Les liaisons :

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage des rotors en rotation. Ces liaisons sont classées en trois catégories : **guidage hydraulique ou fluide, guidage à roulements et guidage magnétique**. [3]

•I.1.3.1. Guidage hydraulique fluides :

Ce sont les paliers lisses, en fait c'est l'huile de lubrification qui constitue la liaison entre le rotor et le coussinet. pendant le fonctionnement, des rotors montés sur paliers lisses, c'est à l'huile de lubrification (grande viscosité) d'apporter plus d'amortissement indispensable au fonctionnement tranquille des machines tournants.

•I.1.3.2. Guidage magnétiques :

Sont utilisés dans les machines-outils, les machines des satellites, celles de la médecine, les volants d'inertie embarqués pour la restitution d'énergie.

•I.1.3.3. Guidage à roulements :

La bague intérieure est montée sur le rotor et la bague extérieure dans le palier, la liaison s'organise par un épilâmes entre les billes et les bagues. [4]

I.2.Classification des machines tournantes :

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

I.2.1.Vitales :

Machines non doublées dont la panne entraine l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables.

I.2.2.Importante :

Machines doublées ou non dont la panne entraine une baisse sensible de la production. Les frais et délais le remise en état sont importantes, les pertes de production aussi.

I.2.3.Secondaire :

Machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

[5]

II .Maintenance :**II.1.Définition de maintenance :**

La maintenance est définie comme étant un ensemble d'action qui permettent de maintenir ou rétablir, un système dans un état spécifié pour assurer un service déterminé, être disponible. Ces actions regroupent toutes les actions techniques et toutes les actions d'administration, de direction et de supervision correspondantes. Les actions de la maintenance peuvent aussi inclure tous ceux qui servent à augmenter la durée de vie des équipements industriels, on peut définir ces actions selon le type d'intervention. [6]

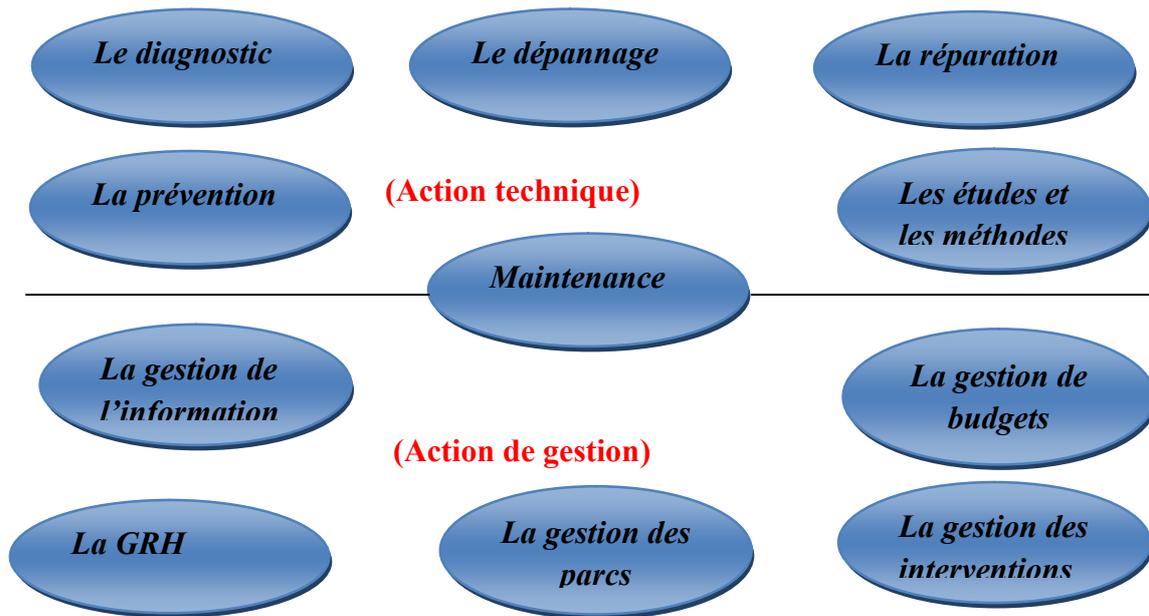


Figure. I.5: Action de la maintenance

II.2. But de maintenance :

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types :

II.2.1. Objectifs financiers :

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

II.2.2. Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possibles.
- Assurer la disponibilité maximale du 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. [5]

II.3.Méthodes de maintenance :

Il existe deux méthodes de maintenance :

- La maintenance préventive
- La maintenance corrective

II.3.1.Organisation de différents types de maintenance :

La maintenance industrielle peut être définie selon deux types d'interventions, intervention planifiée dans le cas de la maintenance préventive et intervention non planifiée dans le cas de la maintenance corrective. [7]

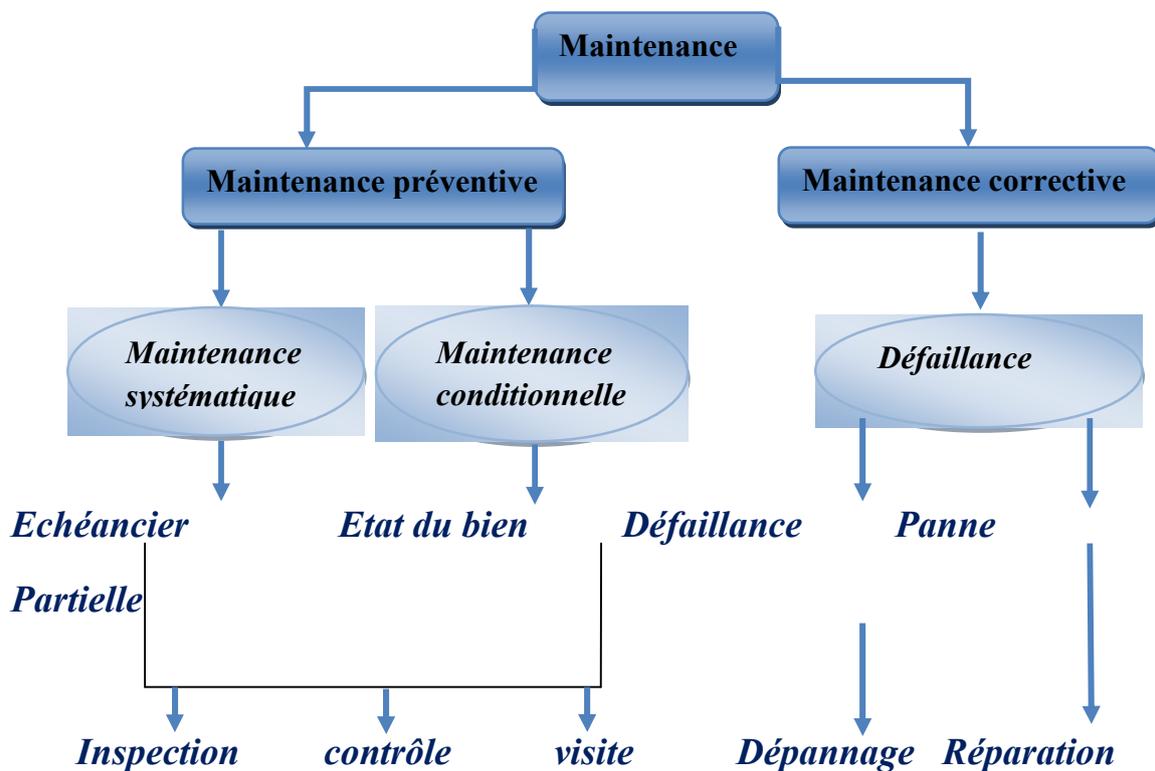


Figure .I.6 : Organisation de différents types de maintenance

II.3.1.1.La maintenance préventive :

« C’est une maintenance exécutée a des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destines à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d’un bien » [AFNOR ,2002].cette maintenance vise la prédiction de la date a laquelle une action de maintenance doit s’effectuer en se référant a un modèle de dégradation théorique des composants mécaniques de la machine. La maintenance prévisionnelle part des informations recueillies à partir de la surveillance de l’état du

matériel et de la conduite d'analyses périodiques dans le but de déterminer l'évolution de la dégradation du matériel et la période d'intervention. [8]

✚ Les différents types de maintenance préventive :

A. Maintenance préventive systématique :

Ce type de maintenance préventive se distingue par sa périodicité. Systématique, elle est réalisée par les techniciens à des intervalles de temps bien définis en amont. Elle permet ainsi de remplacer les composants et les pièces détachées régulièrement, ce qui améliore la productivité des machines. Celle-ci repose donc sur une inspection régulière des différents équipements permettant aux techniciens de collecter les informations nécessaires sur les différents composants de la chaîne de production et de prévenir efficacement les pannes. [9]

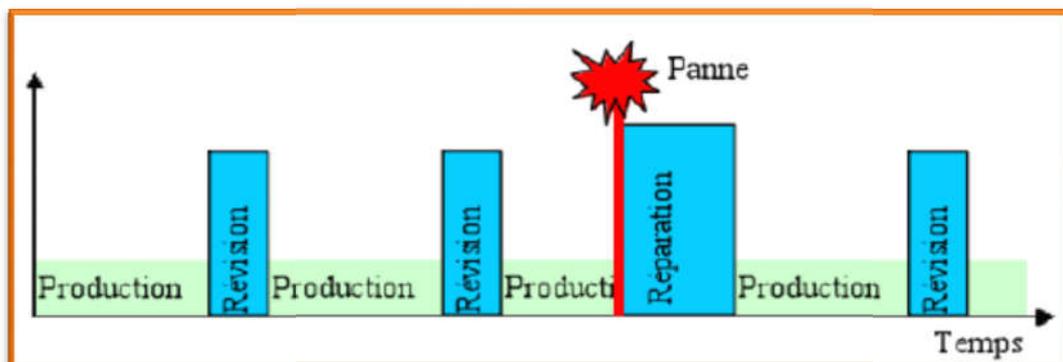


Figure .I.7 : Intervention à intervalles

B. Maintenance préventive conditionnelle :

D'après la définition afnor, il s'agit d'une forme de maintenance préventive basée sur une **surveillance de fonctionnement** du bien et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement et intégrant les actions qui en découlent. la maintenance conditionnelle permet d'assurer le suivi continu du matériel en service et la décision d'intervention est prise lorsqu'il y a une évidence expérimentale de défaut imminent ou d'un seuil de dégradation prédéterminé. Cela concerne certains types de défaut, de pannes arrivant progressivement ou par dérive. L'étude des dérives dans le cadre des interventions de maintenance préventive permet de déceler les seuils d'alerte, tant dans les technologies relevant de la mécanique que celles de l'électronique. Au cours de la conception d'une installation, on définit des tolérances pour certains paramètres. La variation progressive d'un paramètre n'implique par la défaillance d'un organe. Mais lorsqu'un paramètre sort de la tolérance, le fonctionnement peut être complètement perturbé. Le suivi de l'évolution des paramètres permet de préciser la nature et la date des interventions. [10]

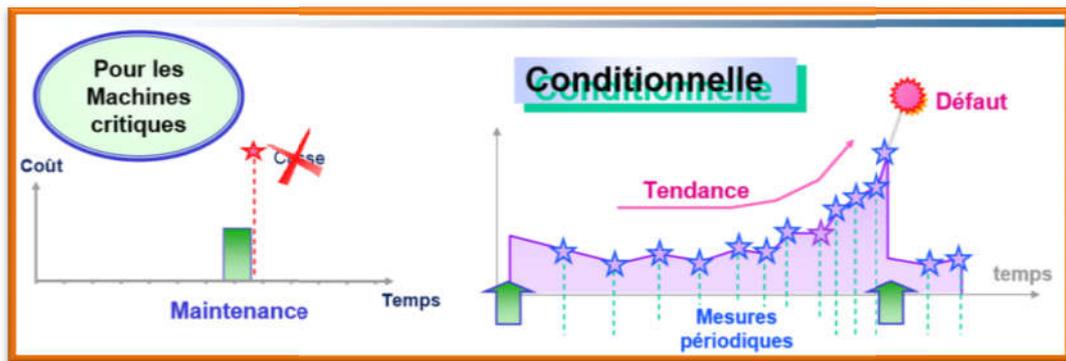


Figure .I.8: Maintenance préventive conditionnelle.

C. But de la maintenance préventive :

- Augmenter la durée de vie des matériels.
- Diminuer la probabilité des défaillances en service.
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne.
- Prévenir et aussi prévoir les interventions coûteuses de maintenance corrective.
- Permettre de décider la maintenance corrective dans bonnes condition.
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant, etc.
- Améliorer les conditions de travail du personnel de production.
- Diminuer le budget de maintenance.
- Supprimer les causes d'accidents graves.

II.3.1.2.maintenance corrective :

Représente l'ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien, ou la dégradation de sa fonction pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, au moins provisoirement ces activités comportent notamment la localisation de la défaillance et son diagnostic, le remise en état de marche avec ou sans modification. [11]

+ Les différents types de maintenance corrective :

A. Maintenance palliative :

Elle est basée sur l'action de dépannage qui permet de remettre provisoirement le matériel à un niveau de performance acceptable qui peut être inférieur au niveau optimal, l'intervention est donc à caractère provisoire. La norme AFNOR la décrit comme « **action maintenance corrective destinée à permettre à un bien d'accomplir provisoirement tout ou partie d'une fonction requise, appelée couramment dépannage** ».la

maintenance palliative est principalement constituée d'action à caractère provisoire qui doivent être suivies d'actions curative [AFNORE10]. [6]

B. Maintenance curative :

En dehors de certaines opérations périodiques comme le remplacement d'huile de graissage, on attend « la cause » de la machine pour la réparer. [12]

II.4. Les niveaux de maintenance :

Le degré du développement de la maintenance est en **5 niveaux**. Ces niveaux sont donnés par la norme à titre indicatif pour servir de guide et leur utilisation pratique n'est concevable qu'entre des parties qui sont convenues de leur définition précise selon le type de bien maintenir. [11]

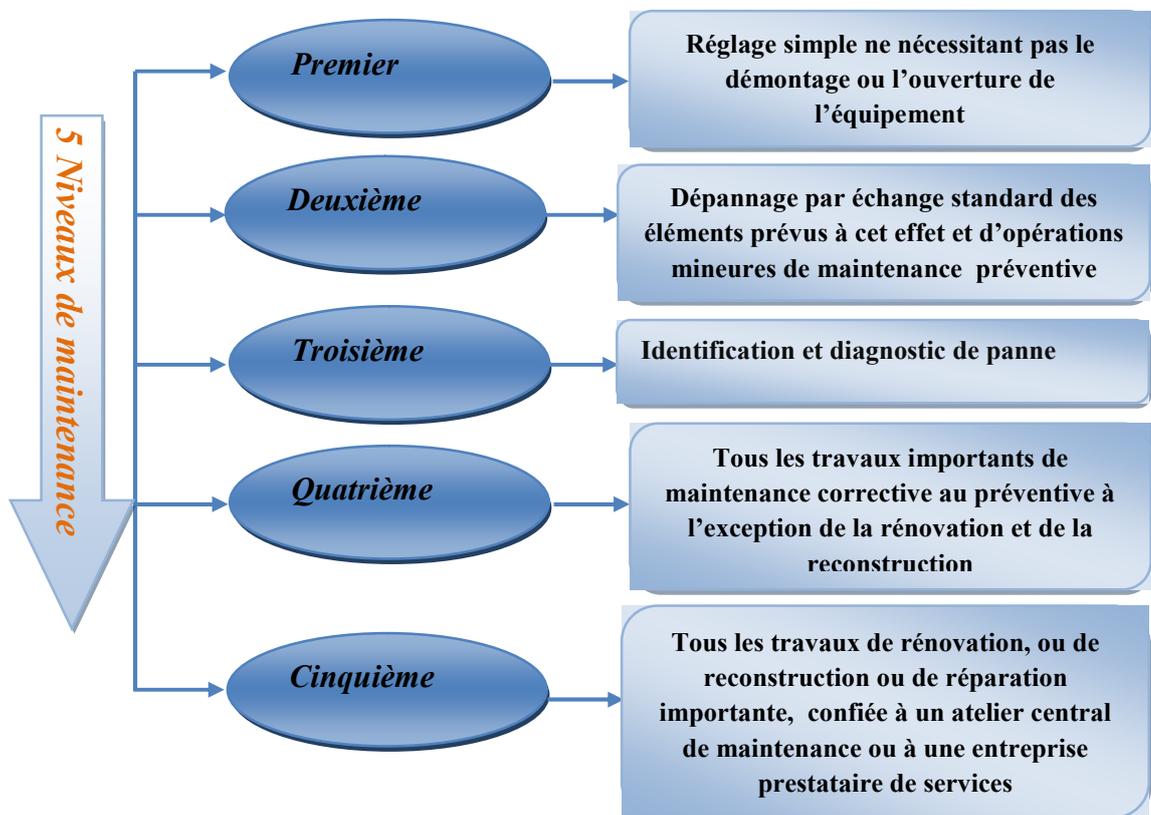


Figure. I. 9: Les différents niveaux de maintenance.

II.5. Les techniques des surveillances :

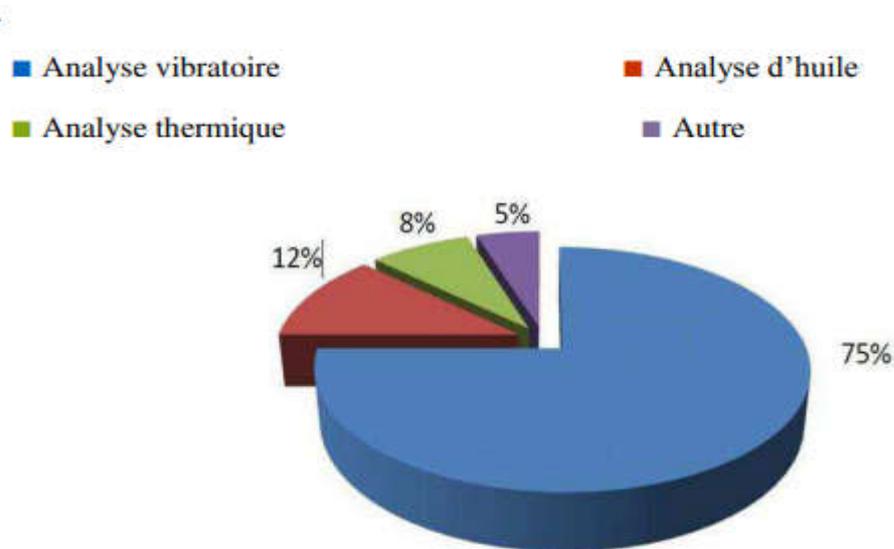


Figure. I.10 : Technique d'analyse.

II.5.1. La thermographie :

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 sous dimensionnés, cosses mal vissées, etc....**) ou mécaniques (**dégradation d'un palier**)
- La détection des fuites thermiques dans les fours, canalisation etc.... [12]

II.5.1.1. Mesure de température thermographie infrarouge :

La température se mesure à l'aide de thermomètres, par contact ou par rayonnement. La mesure par contact nécessite comme l'indique de définition, un contact entre l'élément dont on veut mesurer la température et l'appareil de mesure. La mesure au moyen de thermomètres à rayonnement ne nécessite aucun contact : ces appareils mesurent des rayonnements émis par tout corps dont la T° est supérieure à -273.15°C ou zéro K : ces rayonnements ont des longueurs d'onde qui se situent dans l'infrarouge et sont proportionnels à la température des corps. Un calculateur intégré au thermomètre convertit les rayonnements en température sur base d'un étalonnage référentiel spécifique réalisé en laboratoire. Le thermomètre à rayonnement se compose en fait d'un radiomètre et d'un calculateur : le radiomètre mesure la puissance de rayonnement émis et le calculateur la transcrit en températures. Pour les hautes températures, on parle de pyromètres. Si on associe à l'observation d'une même scène thermique un système radiométrique de captation spatiale à un calculateur qui à la fois convertit les rayonnements infrarouge en points lumineux et en températures, on obtient une caméra infrarouge. Cet permet de visualiser et de quantifier les températures d'une scène thermique : cette technique est appelée « **thermographie infrarouge** ». [13]

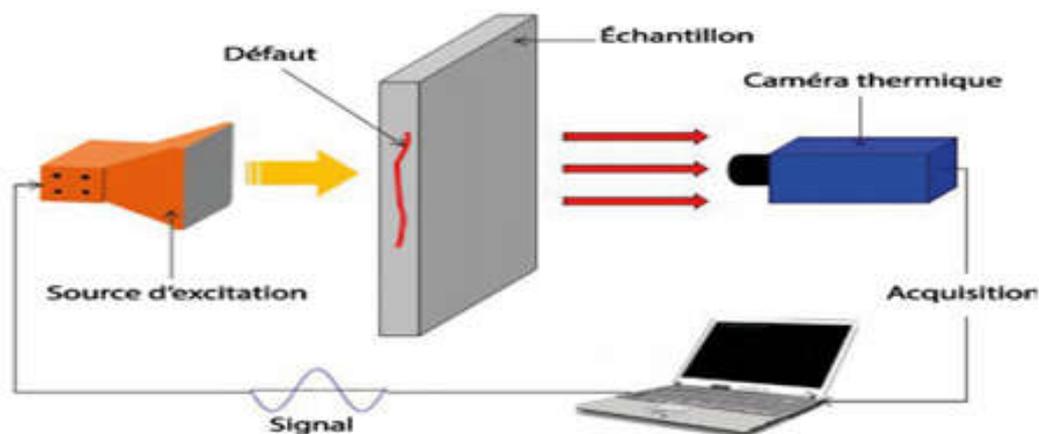


Figure .I.11 : Principe de la thermographie infrarouge active

II.5.1.2. Caméra infrarouge :

A. Principe :

La caméra infrarouge capte au travers d'un milieu transmetteur (ex : l'atmosphère) les rayonnements émis par une scène thermique. Le système radiométrique convertit la puissance de rayonnement en signaux numériques ou analogique : ceux-ci sont transcrits en température par le calculateur et transformée en points lumineux sur un écran. L'image ainsi obtenue s'appelle « thermogramme ».

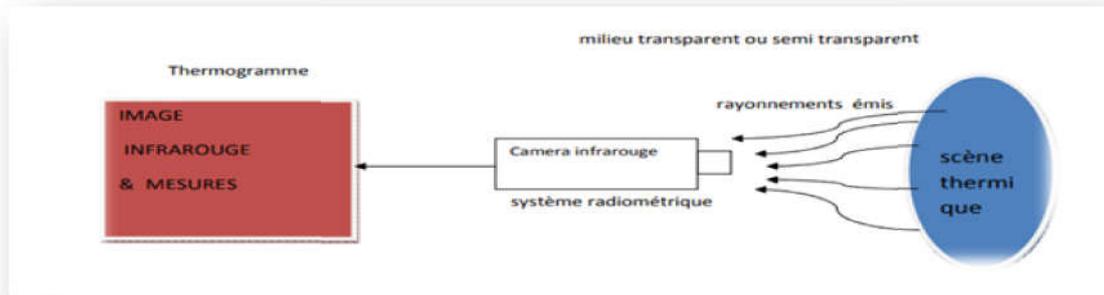


Figure. .I.12 : Principe caméra infrarouge

B. Fonctionnement :

Pour comprendre le fonctionnement, il est intéressant de savoir ce qui se passe lorsque la caméra passe en mode « **infrarouge** ». tous les capteurs CCD et tri-CCD ont une couche photosensible au rayonnement infrarouge. Toutes les caméras professionnelles et grandes public possèdent un filtre qui coupe l'infrarouge et restreint donc l'impact des rayonnements sur le capteur à la seule lumière visible. La grande innovation est d'avoir rendu ce filtre amovible, qui est alors remplacé par un autre filtre, qui lui, inversement, supprime en majeure partie la lumière visible arrivant au capteur. [14]

II.5.2. 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 détecter des anomalies telles que :

- La contamination par des articles 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. [12]



Figure .I.13:l'analyse des huiles

II.5.3.L'analyse acoustique :

Permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés à distance de l'équipement.

II.5.4.La contrôle ultrasonore :

Permet de détecter des défauts de faible amplitude à haute fréquence tel que l'initiation de la dégradation d'un roulement. L'analyse vibratoire, l'analyse d'huile, la thermographie infrarouge et l'analyse acoustique sont les principales méthodes de surveillance des machines tournantes. Toutes ne permettent pas de « détecter » les même types de défaut, ni de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine et la gravité. Avant de choisir une telle méthode d'analyse, il faut bien cerner la criticité de la machine, et définir le type de surveillance qu'elle nécessite. [15]



Figure I.14: Les ultrasons.



Figure I.15: Mesureur d'épaisseur.



Figure I.16: Appareil de contrôle par US.

II.5.5. Analyse vibratoire :

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoire dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par les structures de la machine et grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise. De plus, si l'on possède la « **signature** » vibratoire de la machine neuve on pourra, par comparaison, suivre l'évolution de son état ou détecter l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement. La mesure d'une vibration transmise par la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques sera fonction de multiples paramètres.

- Caractéristiques de fixation de la machine sur le sol qui oppose des réactions aux vibrations et modifie l'intensité.

- Position et fixation du capteur sur la machine.
- Caractéristiques du capteur.
- Pré-amplification et transmission du signal.
- Vitesse de rotation et puissance absorbée.
- Etat des liaisons de la chaîne cinématique (alignement, balourd, engrenages, roulements etc.). [16]



Figure .I. 17:l'analyse des vibrations

Conclusion :

La maintenance est très importantes dans le management de l'entreprise on rencontre soit la maintenance corrective ou bien préventive.il existe heureusement des outils des surveillances tel que l'analyse vibratoire, l'analyse d'huile, la thermographique infrarouge.... A condition bien sieur très importante pour éviter des arrêtes des productions imprévus et pertes économique qui en découlent.

CHAPITRE II :

Analyse vibratoire des machines tournante

Introduction :

Toute les machines tournantes vibrent ce qui réduit la durée de vie et dans le cas la surveillance des machines par l'analyse vibratoire est très importante pour l'état de la santé des machines et d'éviter des dégradations.

Dans ce chapitre, nous avons présenté des définitions et différent forme de vibrations avec le signal. Nous sommes basés sur quelques méthodes d'analyse vibratoires ainsi des capteurs de vibration.

I. L'analyse vibratoire :

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement utilisée adaptée aux composants mécanique et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes.

I. 1. Objectifs d'analyse vibratoire :

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs :

- 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. **[17]**

I.2. Définition de vibration :

La vibration est une 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.

[16] la vibration est en phénomène dynamique, c'est-à-dire en mouvement de va et vient autour d'une position moyen, dite position équilibre. La vibration d'un système peut être libre ou forcée.

I.3.Naissance d'une vibration :

Une vibration est créée si l'on déplace la masse (**la boule**) de sa position d'équilibre à une position maximale ou minimale. Si l'on considère que le mouvement n'est pas amorti, la boule vibrera indéfiniment entre ses deux positions Max et min.

- Equipons maintenant notre boule d'un système de marquage et faisons défiler à vitesse constante une bande de papier dans une direction perpendiculaire au mouvement.

Nous enregistrons ainsi le diagramme (**amplitude-temps**) : $X(t)$. [18]

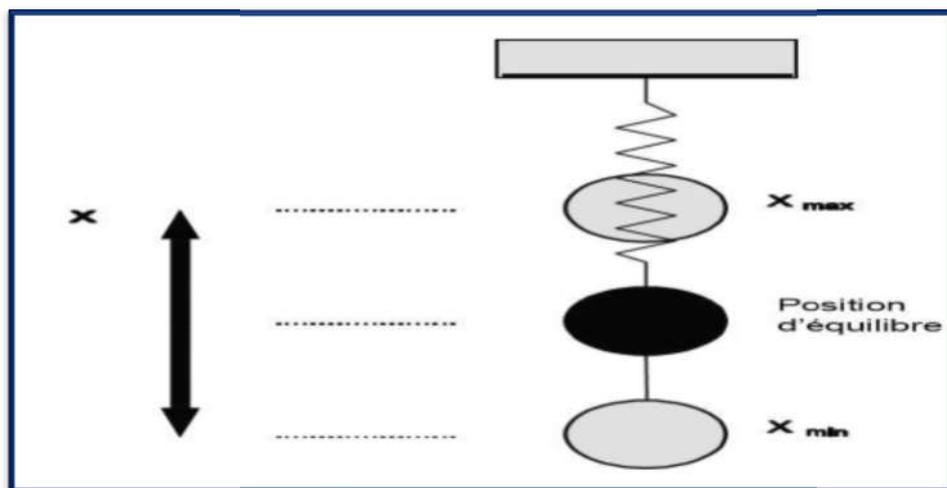


Figure. II.1:Naissance d'une vibration.

➤ I.4.Importance des vibrations :

L'organigramme suivant indique l'importance des vibrations pour relever l'état de fonctionnement de la machine. [19]

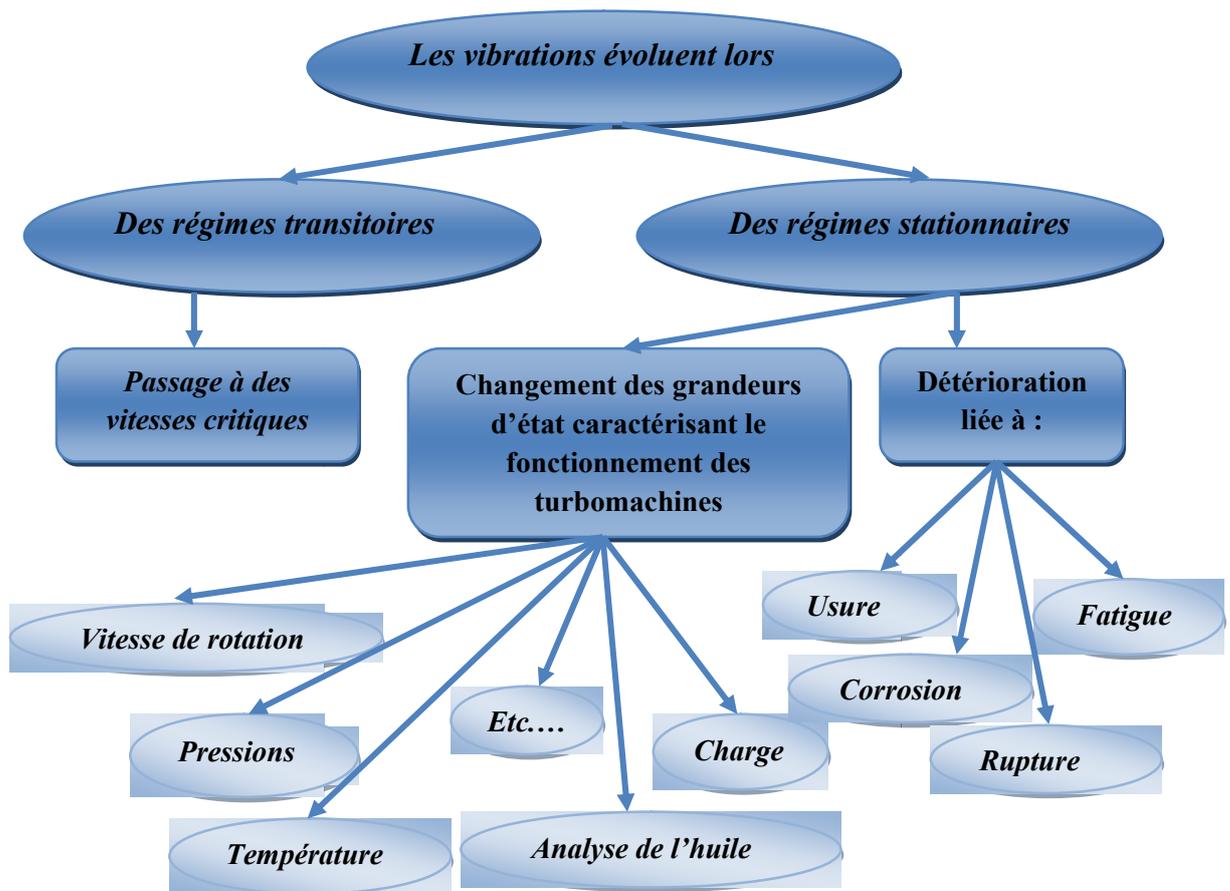


Figure .II. 2:Importance des vibrations

I.5.Différentes formes de vibration :

I.5.1.vibrations harmonique :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude temps est représenté par une sinusoïde. Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle qui est générée par le balourd d'un rotor en mouvement. [4]

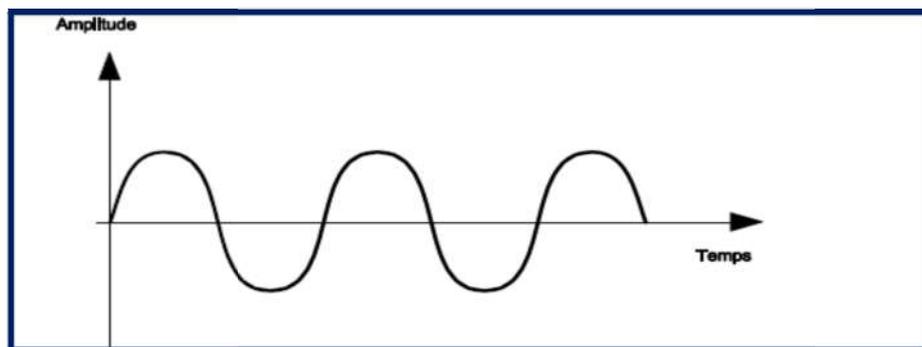


Figure. II.3:vibration harmonique

I.5.2.vibration périodiques :

Une vibration périodique 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. [20]

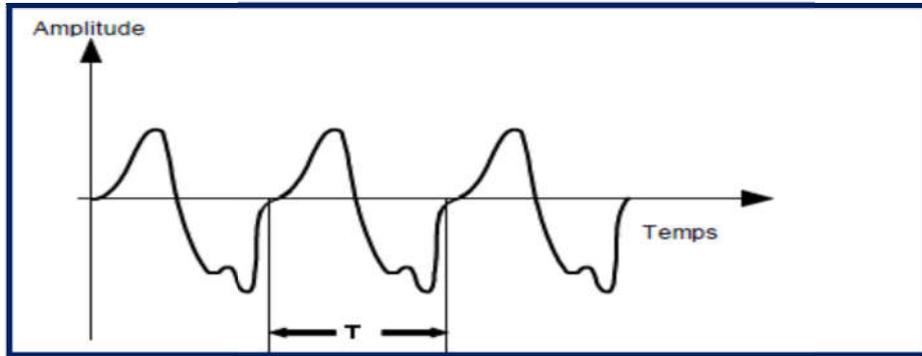


Figure. II. 4:vibration périodique

I.5.3.vibration apériodique :

Une vibration apériodique 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. [18]

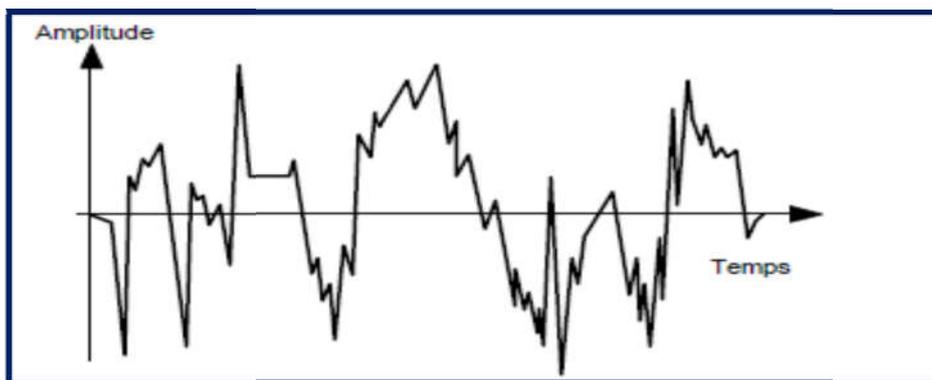


Figure. II. 5:vibration apériodique

En fonction série fourrier on peut décomposer signaux périodique et les signaux apériodique à sous signaux harmonique pour résoudre l'équation de mouvement.

I.6.paramètre vibratoires :

I.6.1.variable $x(t)$:

C'est la valeur instantanée de la grandeur considérée.

I.6.2. période T :

C'est l'intervalle de temps au bout duquel la variable $X(t)$ reprend la même valeur dans la même direction (**unité : seconde s**).

I.6.3.la pulsation ω :

Encore appelée vitesse angulaire, sa formule est :

$$\omega = 2\pi f \dots \dots \dots \text{[II.1]}$$

L'unité de pulsation est : le radian/seconde [**rad/s**] [18]

I.6.4.Résonance :

On dit qu'il ya une résonance lorsque la fréquence propre d'un système (palier, capteur, etc....) entre en concordance avec la fréquence d'une force d'excitation et l'amplitude augmente considérablement. [19]

I.6.5. la phase φ :

La phase est représentative du temps qui s'écoule entre une référence que l'on se donne et l'instant que l'on considère. Elle est exprimée en unités d'angle, sachant que :

La notion de phase n'a de signification que pour une vibration harmonique. [18]

I.6.6.Fréquence f :

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'exprimer en hertz (**Hz**). La fréquence est l'inverse de la période.

Elle égale à : $F = \frac{1}{T} \dots \dots \dots \text{[II.2]}$

I.6.7.Amplitude x :

C'est la plus grande valeur que la variable $X(t)$ puisse prendre.

On appel amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre, on peut définir :

- L'amplitude maximale par rapport point d'équilibre appelée amplitude crête (**AC**) ou niveau crête.
- L'amplitude double aussi appelée l'amplitude crête à crête (**ACC**) on niveau crête-crête

- L'amplitude efficace (**A eff**) aussi appelée **RMS (root mean square, en anglais)** au niveau efficace. Dans le cas d'une vibration de type sinusoïdale. [21]

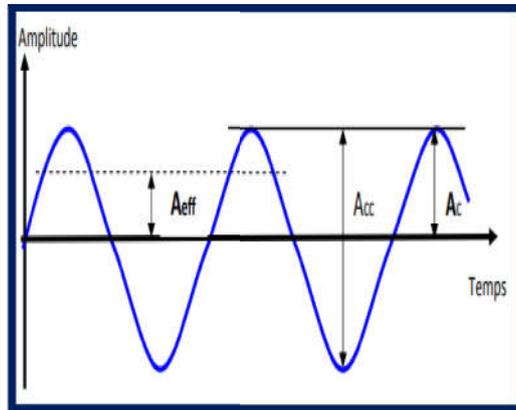


Figure. II. 6: La présentation des différentes amplitudes (vibration

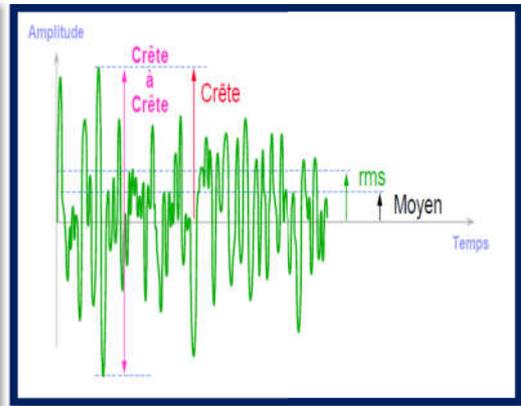


Figure. II .7 : Vibration quelconque

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt} \dots\dots\dots[\text{II. 3}]$$

$$A_{eff} = \frac{A_c \sqrt{2}}{2} = 0,707 A_c \dots\dots\dots [\text{II.4}]$$

I.7. Grandeurs de mesure :

Une vibration mécanique peut être selon les trois grandeurs suivantes :

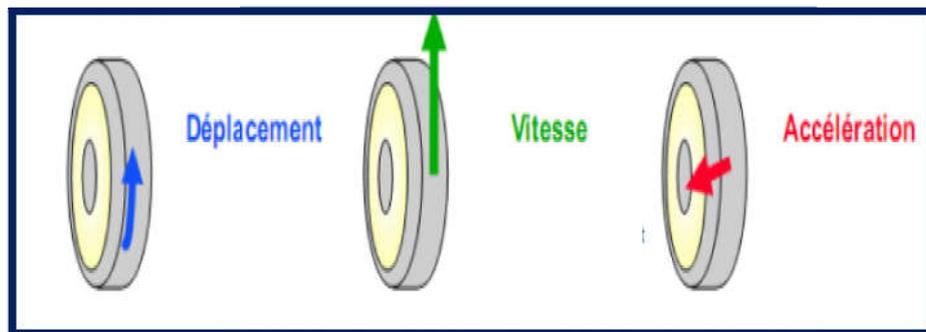


Figure .II . 8:grandeurs de mesure

I.7.1. Un déplacement X(t) :

On peut écrire l'équation de la variation du déplacement en fonction du temps, de la manière suivante :

$$x(t) = A \sin \omega t \dots\dots\dots[\text{II.5}]$$

I.7.2.vitesse V(t) :

La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps. Mathématiquement, la vitesse notée V est la dérivée du déplacement par rapport au temps.

Elle s'écrit :

$$V(t) = \frac{d(x)}{dt} = A\omega \cdot \cos\omega t \dots \dots \dots \text{[II. 6]}$$

I.7.3.Accélération y(t) :

L'accélération est une variation de vitesse par unité de temps. Mathématiquement, l'accélération notée y est la dérivée de la vitesse par rapport au temps. Elle s'écrit :

$$y(t) = \frac{d(V)}{dt} = -\omega^2 A \sin\omega t \dots \dots \dots \text{[II. 7]}$$

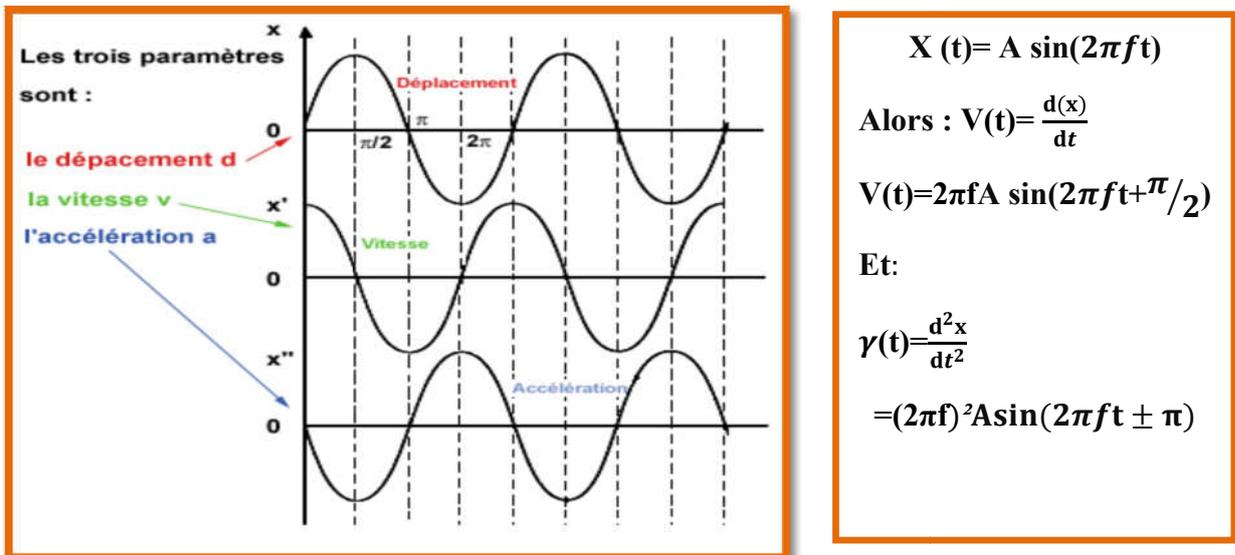


Figure .II. 9: Représentation du mouvement d'un système

II. Mesure des vibrations :

II.1. pourquoi mesurer les vibrations ?

- Pour vérifier que les fréquences et les amplitudes n'excèdent pas les limites des matériaux
- Pour éviter d'exciter les fréquences de résonance des composants de la structure.
- Pour être capable d'amortir ou isoler la ou les sources de vibration.
- Pour faciliter la maintenance conditionnelle des machines.
- Pour construire ou vérifier les modèles informatiques des structures. [22]

II.2. Matériel de mesure :

- ✓ La première de mesure des vibrations est l'homme.
- ✓ Cette méthode a ses limites dues à la précision de mesure de nos sens.



Figure II.10 : Matériel de mesure

C'est pourquoi on préférera utiliser un capteur, le but de ce capteur est de transformer la vibration en un signal exploitable que l'on va pouvoir traiter. [17]

II. 3. Chaîne de mesure :

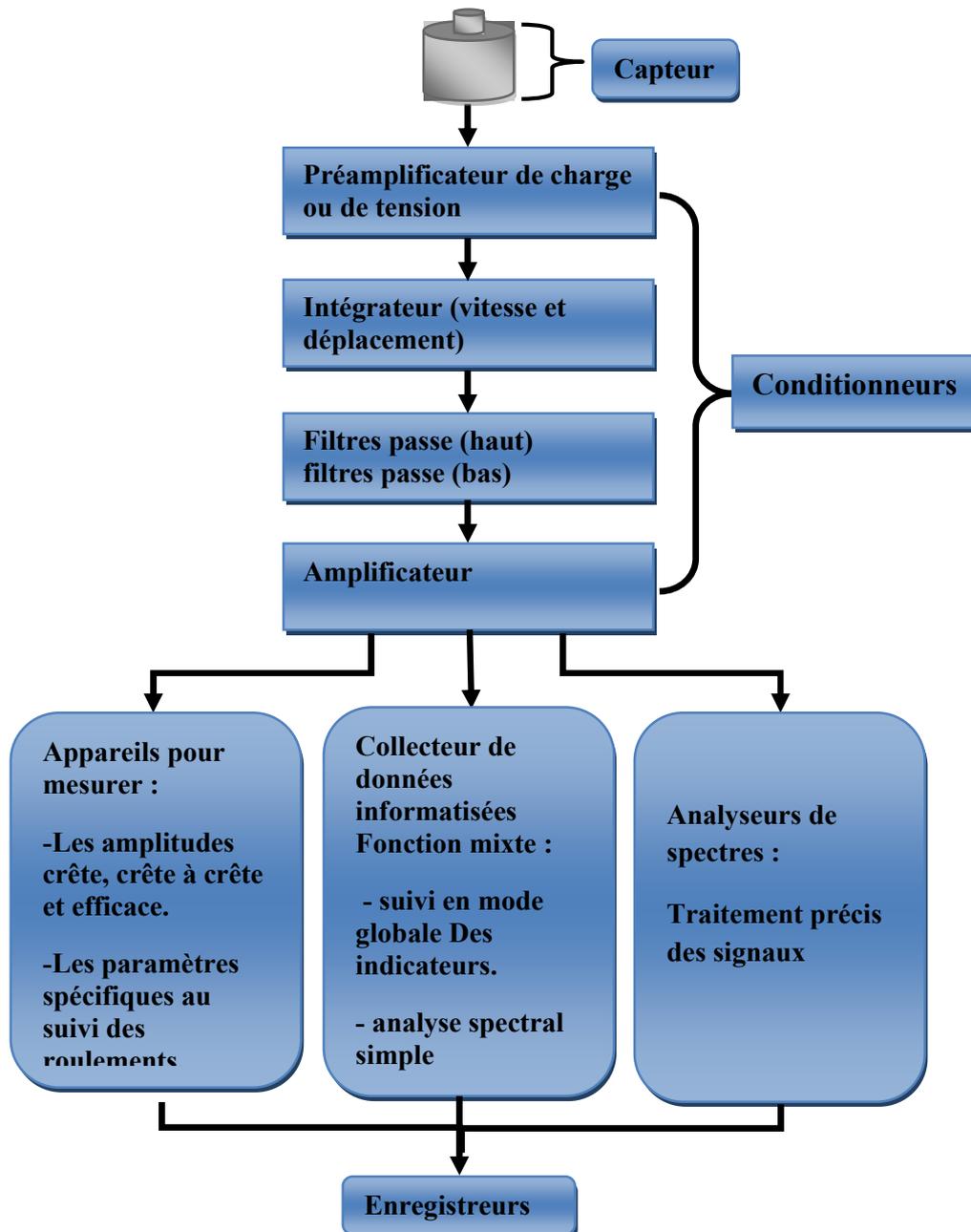


Figure II.11: Chaîne de mesure. [18]

II. 4. Les capteurs de vibration :

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

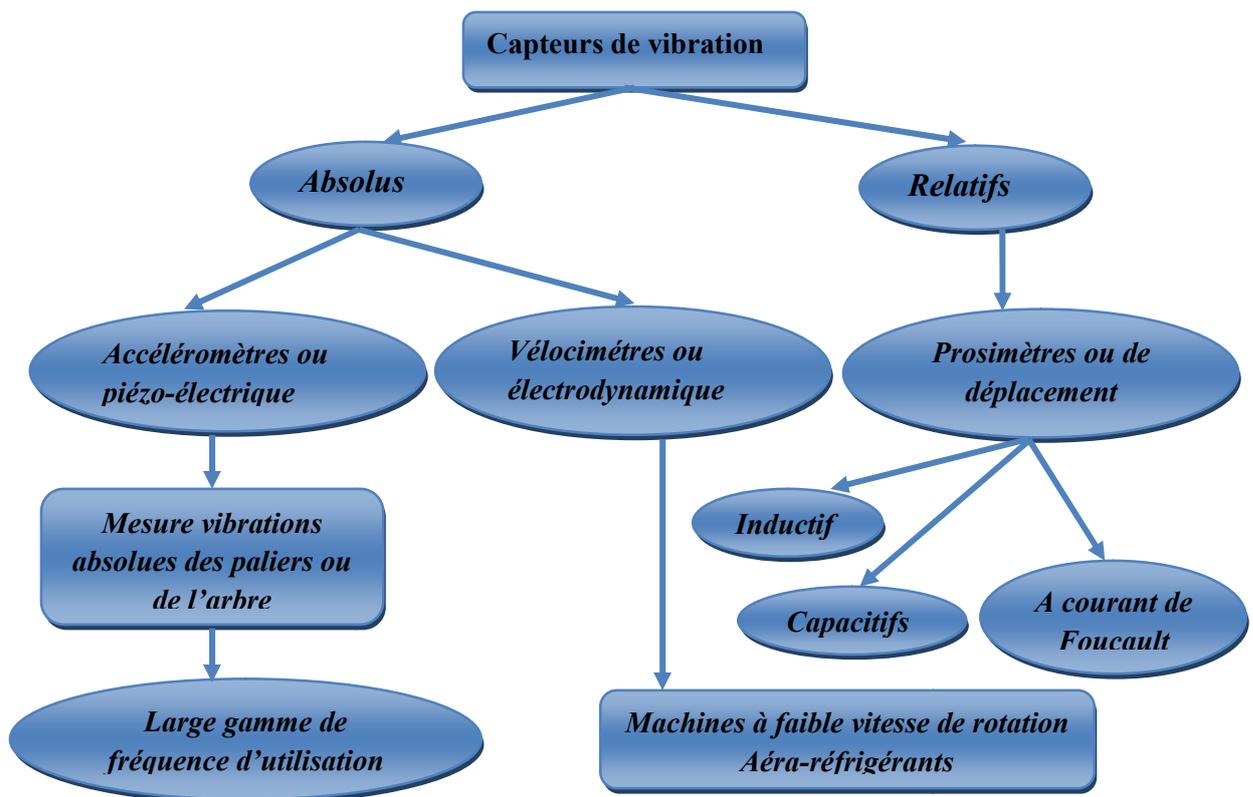


Figure II.12: Capteur vibration. [19]

II. 4.1.type de capteur :

II.4.1.1.capteur de déplacement :

Aujourd’hui, le proximètre est le plus utilisé pour la surveillance des machines et le capteur inductif à courants de Foucault. Ce capteur, représenté en figure II. 14 est relié à un émetteur-démodulateur-conditionneur.

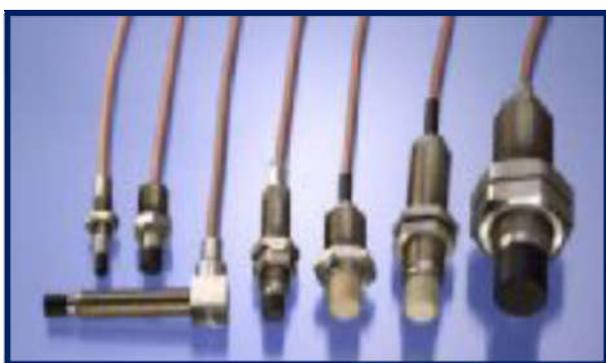


Figure II.13 : Capteur de déplacement

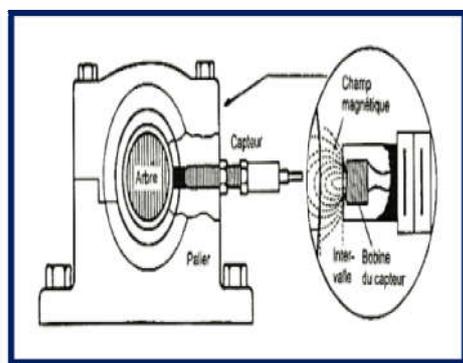


Figure II.14: Principe du capteur inductif à courants de Foucault

II. 4.1.2. capteur de vitesse :

Les capteurs de vitesse ou vélocimétries 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 II.15: Schéma de principe d'un vélocimètre

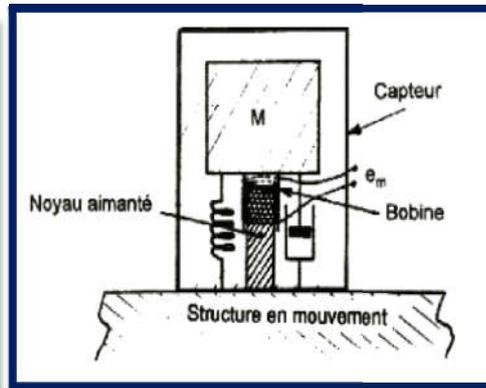


Figure II.16: Capteur de vitesse vélocimètre

II. 4.1.3. Capteur d'accélération :

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibrations absolues les plus utilisée pour la surveillance des machines tournantes. Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézoélectrique de générer une charge électrique proportionnelle à la contrainte de compression ou cisaillement subie. [3]



Figure II.17: Capteur d'accélération (accéléromètre).

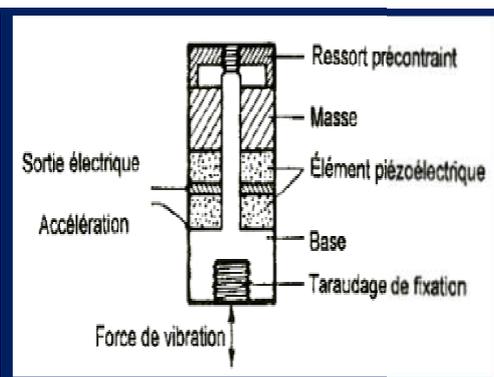


Figure II.18: Principe de fonctionnement d'un accéléromètre.

II.5 Position de mesure :

La plupart des vibrations de machines sont issues des parties tournantes ou oscillantes. Elles peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique...etc. elles sont

CHAPITRE II Analyse vibratoire des machines tournante

transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des fixations. [1]

La transmission de ces vibrations dépendra de plusieurs paramètres auxquels il faudra adapter le mode de mesurage.

- ✚ **Palier à roulements** : la transmission des vibrations aux paliers est bonne. Aussi suffira-t-il de mesurer les vibrations absolues de paliers à l'aide d'une vélocimétrie ou d'un accéléromètre.
- ✚ **Palier lisses** : la transmission des vibrations aux paliers est mauvaise. Aussi devra-t-on mesurer de préférence la vibration relative d'arbre. Cette technique est plus délicate car l'implantation des capteurs ainsi que la préparation de leur piste de mesure doivent être prévue par le constructeur de la machine. Si ces conditions ne sont pas remplies, on préfère alors la mesure des vibrations absolues de paliers. [16]

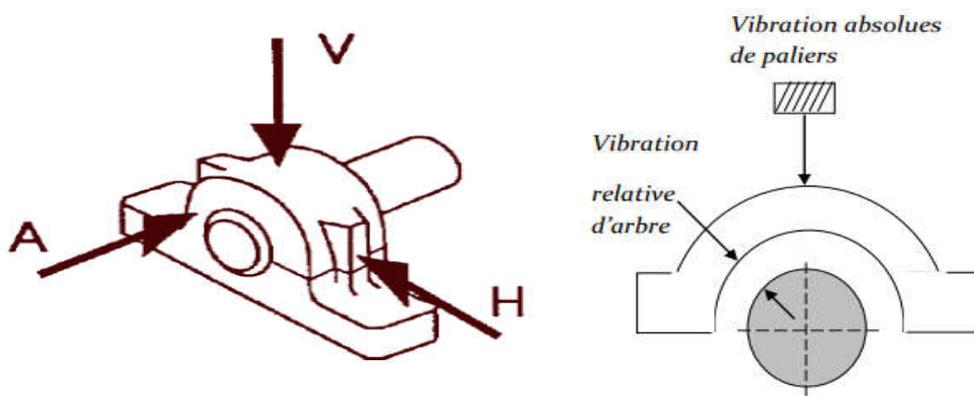


Figure II.19: Position de mesure

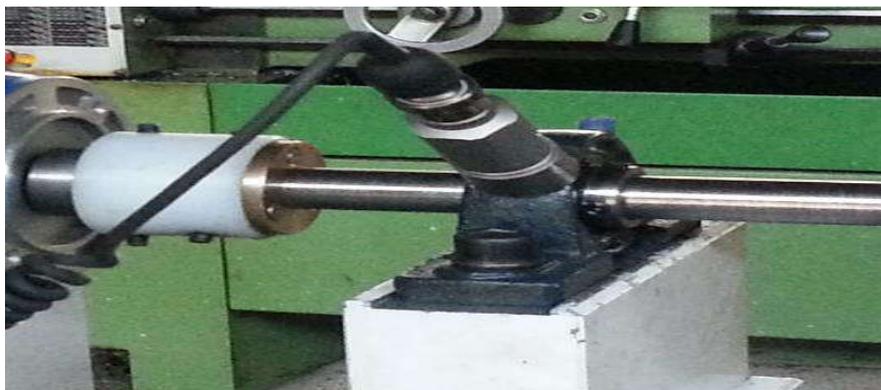


Figure II.20: Position de l'accéléromètre

II.6. Le signal des vibrations:

Un signal est la représentation physique de l'information, qu'il convoie de sa source à son destinataire. La description mathématique des signaux est l'objectif de la théorie du signal.

Elle offre les moyens d'analyser, de concevoir et de caractériser des systèmes de traitement de l'information. . [19]

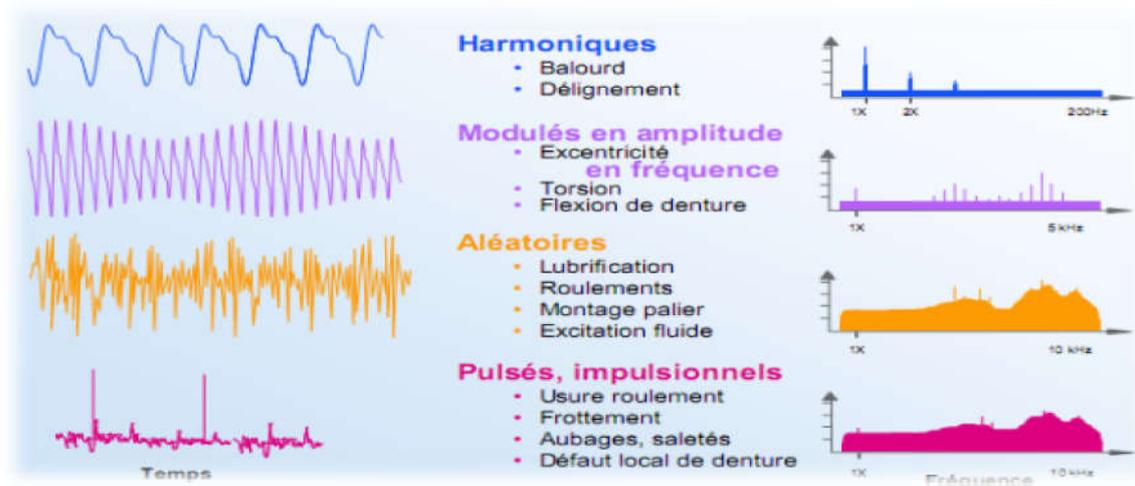


Figure II.21 : Type de signale.

III. Les activités d'analyse :

III.1. Surveillance et détection :

L'avantage majeur de l'analyse vibratoire est qu'elle peut détecter et identifier l'évolution du défaut avant qu'il soit sérieux et cause un arrêt non planifié. Ce qui être accompli par la surveillance régulière de la machine vibratoire. Donc, la surveillance vise' augmentation de la rentabilité par la réduction des temps d'arrêt, l'empêchement des défauts secondaires et l'augmentation de la durée de vie des équipements.

Elle permet de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses Vibrations. L'alerte sur un dysfonctionnement probable est généralement signalée par le technicien dès qu'il y a une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la signature d'un défaut. En principe, la signature est définie à la suite d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée.

En cas détection du défaut, une analyse supplémentaire est nécessaire pour identifier et estimer le problème ; il s'agit du diagnostic. [8]

On distingue alors deux types de surveillance :

- **Surveillance permanente « ON-LINE » :**

Par acquisition automatique, son rôle est d'assurer la sécurité de machine dangereuse, mais aussi de prévenir les avaries vitales pour la production.

- *Surveillance périodique «OFF-LINE» :*

Par collecte de données, le but est de prévoir les pannes et d'éviter les opérations de maintenance inutile. Un seul appareil permet de surveiller de nombreuses machines, on utilise alors un collecteur de données. [1]



Figure II.22: Méthodes de surveillances.

III.2. Diagnostic :

Le diagnostic est la détermination de la nature et la localisation du défaut ; cette connaissance servira pour décider le danger émanant du défaut et l'action nécessaire à prendre (**maintenance corrective**).

Le diagnostic des défauts repose largement sur la maintenance prédictive. L'idée de base du diagnostic des défauts est de s'assurer de la présence du défaut dans le système (**détection**), puis identifier le défaut, et ensuite prendre une décision pour la maintenance du système (**accommodation**). Le diagnostic est effectué quand la surveillance a détecté une anomalie dans le signal vibratoire.

Le diagnostic des défauts est le contrôle du système qui supervise le comportement de tout le système et fournit suffisamment d'informations sur les organes qui ne fonctionnent pas normalement.

Le diagnostic des défauts est composé de trois tâches :

- ✚ **La détection de défaut** : pour indiquer si le défaut existe ou non dans le système.
- ✚ **L'isolation du défaut** : pour déterminer la localité et le type de défaut.
- ✚ **L'identification du défaut** : pour estimer sa taille et sa nature de défaut.

La détection de défaut et son isolation sont les étapes les plus importantes du diagnostic de défaut. En général, le diagnostic de défaut peut être vu considéré comme détection de défaut et isolation. [8]

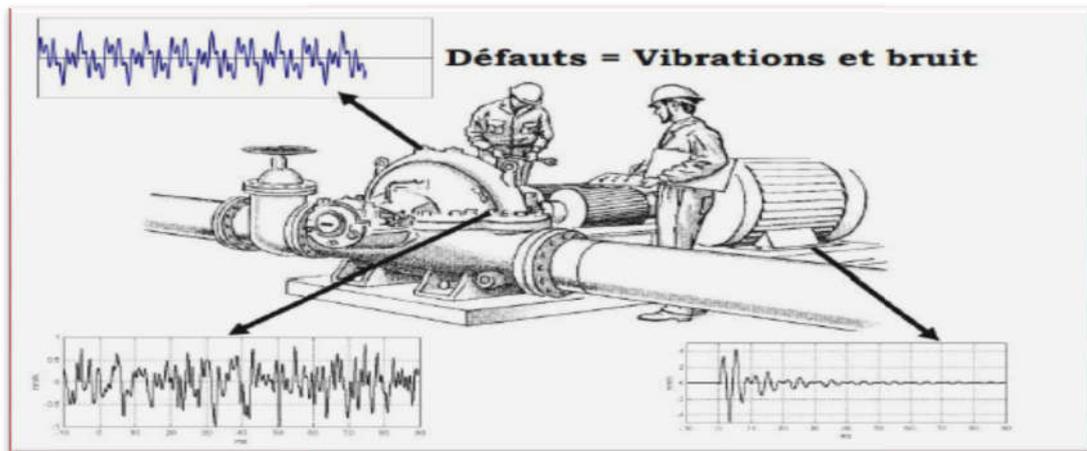


Figure II.23: Exemple de Diagnostic

IV. Méthode d'analyse :

IV.1. Niveau globale :

La méthode du niveau global, consiste à apprécier le niveau vibratoire de la machine en mesurant la valeur efficace de ces vibrations et de la comparer aux seuils de jugement préconisés par les normes. Selon la norme AFNOR-E90-30, l'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine.

Le mesure du niveau global permet de suivre de manière faible une machine, elle ne permet pas d'établir un diagnostic. En effet sous une valeur en déplacement, vitesse ou accélération, tous les phénomènes mécanique sont confondus (balourd, lignage, engrenement, roulement).

Donc la mesure du niveau global permet d'émettre un avis sur la situation du phénomène en fréquence (d'origine basse ou haute fréquence). [19]

IV.2. Analyse temporelle :

L'analyse temporelle peut se faire soit à l'échelle du signal, c'est-à-dire en utilisant des indicateurs obtenus à partir d'une fenêtre glissante sur le signal, cela permet la détection et la localisation du défaut, soit à l'échelle d'un ensemble de signaux, les indicateurs ont une valeur scalaire calculée directement sur la totalité d'un signal. Cette analyse s'applique à des machines simples et consiste à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquence élevée. Cet outil est aisé à employer lorsque le signal est simple (vibration de type sinusoïdal du balourd d'un rotor par exemple), mais devient inexploitable dans le cas sollicitations multiples et de faible influence sur les défauts.

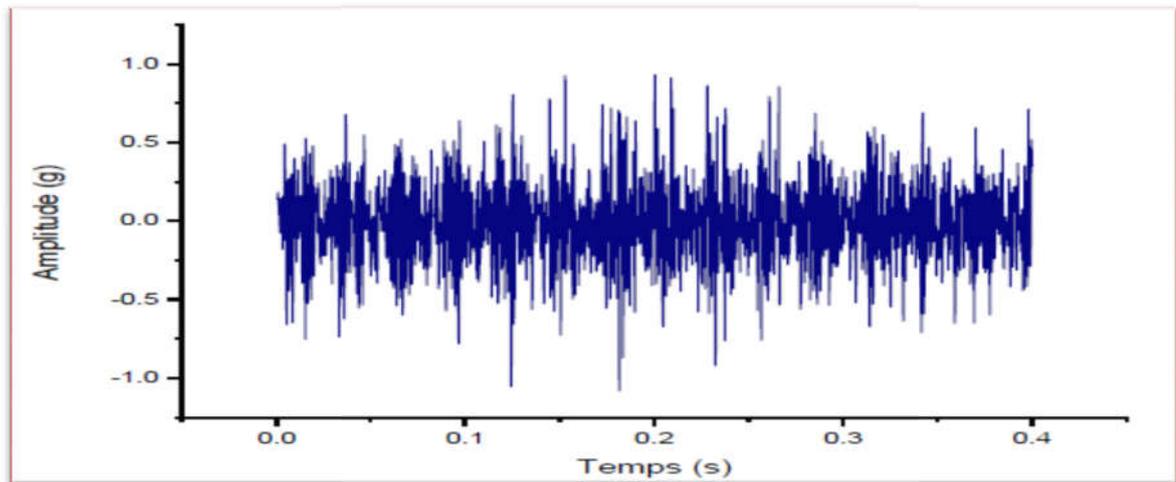


Figure .II .24: Spectre temporelle.

IV.3. Analyse fréquentiel :

Le second type représentation est la représentation du domaine de fréquence (fréquence, amplitude) appelé spectre ou représentation spectrale. Le signal complexe $F(t)$ qui est difficile à interpréter, est décomposé en une série de composants élémentaires définis par leurs fréquences et leurs amplitudes.

L'outil mathématique utilisé dans ce cas est la décomposition du signal à l'aide de la transformée de Fourier. Si cette décomposition est possible, sa représentation dans le domaine temporel est encore inutilisable. Il consiste à représentation dans un diagramme appelé spectre la fréquence et l'amplitude. Avec ce type de représentation, chaque composante sinusoïdale est définie par son amplitude et sa fréquence. La représentation spectrale devient plus nette et réalisable. Le spectre final contient toutes les fréquences sinusoïdales (**lignes discrètes**) formant le signal de vibration d'origine. A note que le spectre d'un choc périodique comporte un peigne de lignes à la fréquence de choc. [23]

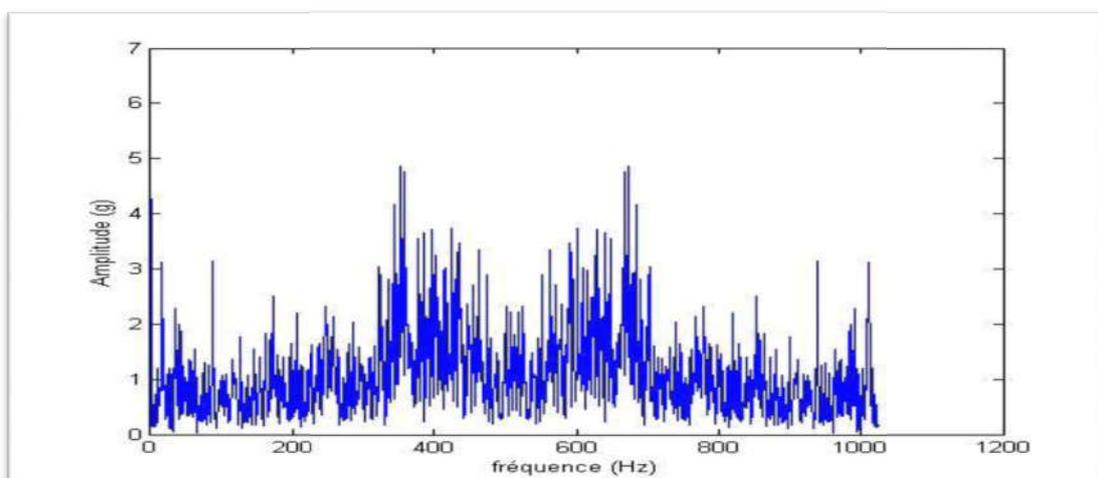


Figure .II.25: Spectre fréquentielle.

VII. Traitement du signal :

Le spectre d'un signal et le résultat du calcul d'une intégrale (**intégrale de Fourier**) permettant de passer d'une fonction temporelle à une fonction fréquentielle (spectral). Ce résultat est généralement obtenu grâce à l'algorithme **FFT (Faste Fourier transforme)** qui réduit considérablement temps de calcul. L'utilisation de cet outil mathématique nécessite d'effectuer sur le signal à analyser un certain nombre d'opération (numérisation, fenêtrage, périodisation qui entraînent quelques modification entre le spectre calculé et le spectre réel. ces derniers sont notamment atténués par les filtre anti-repliement et la correction des effets de fenêtrage. [24]

FFT est un moyen de transformation les signaux temporels aux signaux fréquentielle.

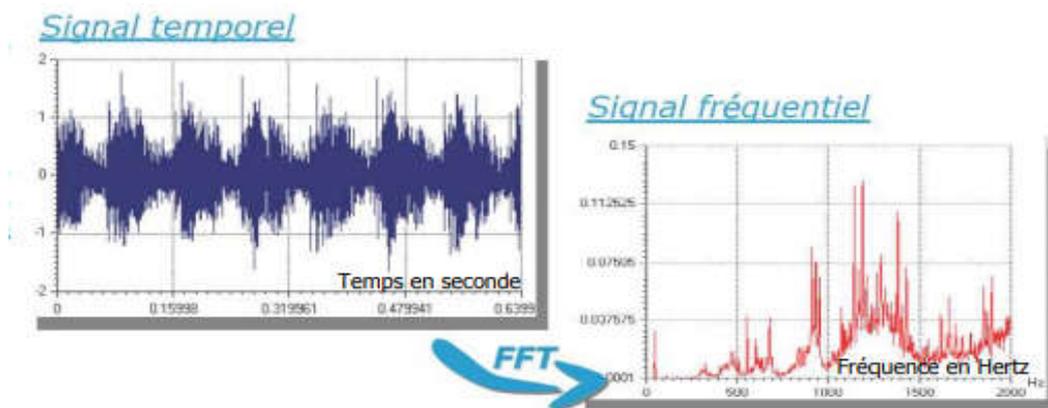


Figure .II .26: Transformation les signaux temporels aux signaux fréquentielle.

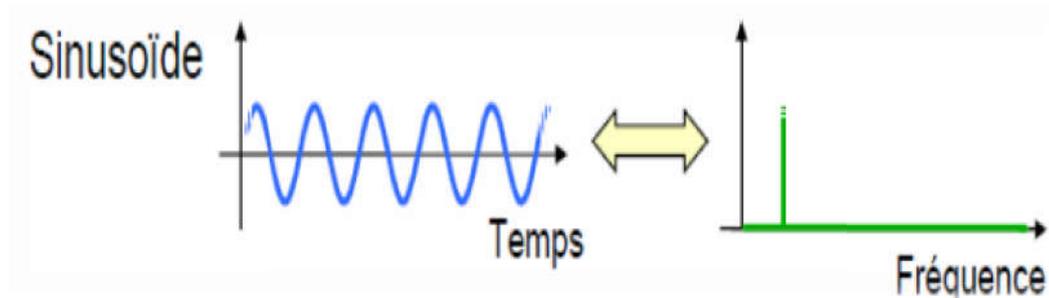


Figure .II .27 : Transformation signal harmonique temporelle au fréquentielle.

Conclusion :

Les vibrations et les bruit sont indicateurs objectif de l'état de santé des machines tournantes.

Déjà dans ce chapitre nous avons vu les vibrations et leur type alors il ya trois paramètres que l'on est amené à mesure on vibration (déplacement, vitesse, accélération).nous avons aussi vu les capteurs et les types et les différentes méthodes de surveillance et les activités d'analyse des vibrations.

Alors, l'installation des capteurs de vibration dans machines tournantes est nécessaire à tout moment pour permettre de suivre et détecté précocement les risque et la panne mais les problèmes est la position des capteurs sur le système tournant. L'analyse de vibration reste toujours une bonne méthode qui détecte le niveau de vibration.

CHAPITRE III :

Les principaux défauts des machines

Introduction :

Dans les machines tournantes, on rencontre souvent des pannes dues à des défauts de fonctionnement. Chaque défaut produit un ensemble particulier de composantes de vibration qu'on utilise pour identifier le type de panne. Alors il faut permettre la détection précoce de défaut et suivi de leur évolution dans le temps pour éviter la cause sur les machines et des arrêts programmés de production. Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible sans connaître les symptômes vibratoires associés à chaque défaut.

Alors, dans ce chapitre on a présenté aux différents défauts des machines tournantes et spectrales présentés aussi les équilibrages.

I. Les principaux défauts des machines tournantes :

On peut classer ces défauts de la manière suivante :

I.1. Défaut liés à l'arbre :

L'arbre est l'organe principal de la machine. C'est lui qui supporte et entraîne les organes mobiles en rotation, tels que les roues, les engrenages, etc. Le fonctionnement d'un arbre est caractérisé par un mouvement de rotation autour de son axe, est supporté par deux paliers à ses extrémités. Nous présentons deux types de défauts pour les arbres, le déséquilibre massique des rotors (**balourd**) et la dégradation du lignage (**désalignement**). [25]

I.1.1. Déséquilibre (défaut de balourd) :

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor, ce qui caractérise le balourd. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des efforts centrifuges qui le déforment. Ces efforts se traduisent par des vibrations liées à la fréquence de rotation f_r . [24]

Le balourd est un déséquilibre massique qui provient généralement du défaut d'usinage, d'assemblage et de l'échauffement. Dissymétrie du rotor lors du fonctionnement. D'une **altération mécanique** (perte ailette, érosion ou encrassement). d'une **altération thermique** (déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou à des différences de températures localisées,.....). [26]

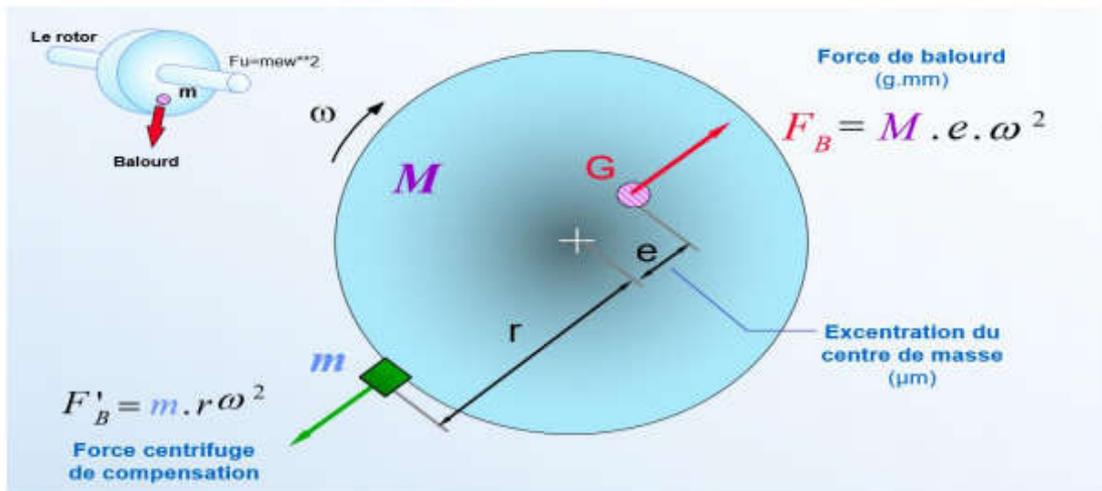


Figure .III.1: Effet de balourd.

Excentration (ou balourd spécifique)

g.mm/kg (ou μm)

Balourd : $B = e \cdot M = m \cdot r$ III.1

g.mm

I.1.1.1.Type de balourd :

A.Déséquilibre statique :

Etat de déséquilibre tel que l'axe central principal d'inertie est uniquement déplacé parallèlement à l'axe de l'arbre.

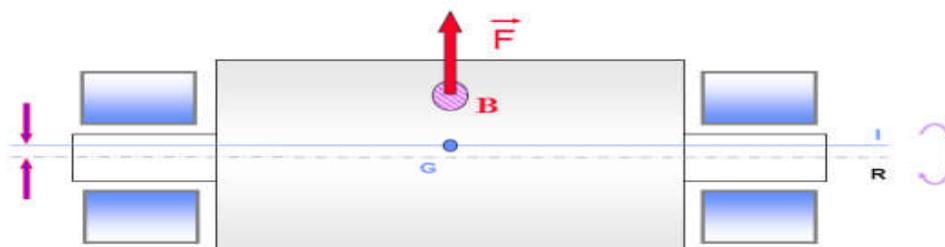


Figure. III.2 : Balourd statique

B. Déséquilibre couple :

Lorsque l'axe central principal d'inertie coupe l'axe de l'arbre au centre de masse, l'état de déséquilibre est caractérisé par un couple de balourds.

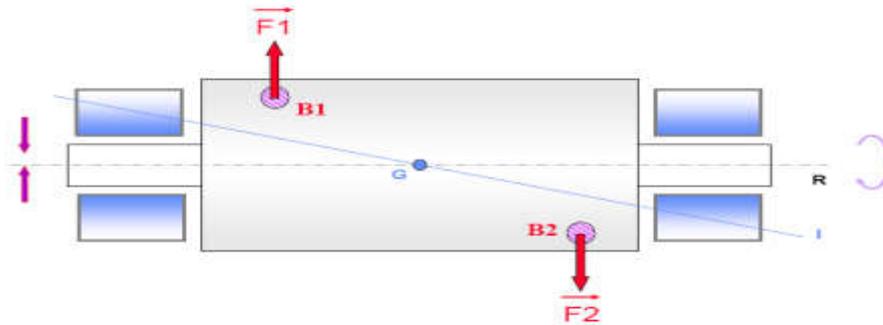


Figure. III.3 : Balourd couple

C. Déséquilibre dynamique :

Etat dans lequel l'axe central principal d'inertie se trouve dans n'importe quelle orientation par rapport à l'axe de l'arbre, il peut être parallèle à l'axe de l'arbre, ou encore couper celui-ci. [27]

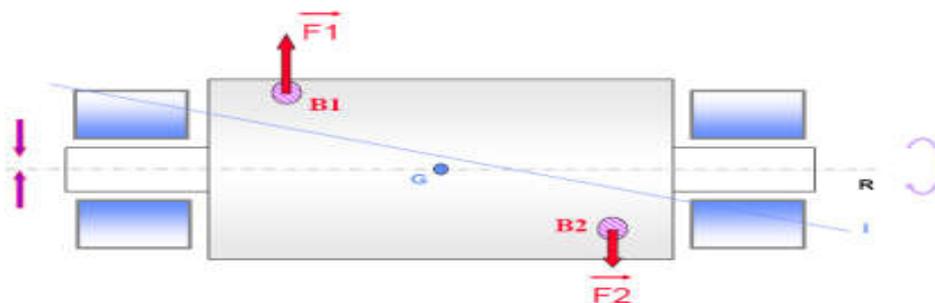


Figure.III .4 : Balourd dynamique

I.1.1.2.Spectrale de balourd :

Pour toute machines, il existe donc un déséquilibre résiduel (normal ou anormal) qui va se traduire, sur le spectre vibratoire, par la présence d'une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation. Dans ce cas, pour une classe d'équilibrage donné comparer l'amplitude de la vibration induite à des seuils fixés dans des normes ou à des spécialisations des conducteurs, permettra de statuer sur le caractère acceptable du déséquilibre et sur la nécessité de procéder ou non à un équilibre. [26]

A. Mesure de balourd :

Généralement, un défaut de balourd induit dans plans radial un spectre dont l'amplitude prépondérante par rapport à celle de la fréquence de rotation normale. Cette particularité se voit relativement mieux sur spectre issu d'une mesure prise **radialement** et plus souvent dans la **direction horizontale**, à l'exception des rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également, dans la **direction radial**, la prépondérance de la composante correspondant à la fréquence de rotation. Des nombreux défauts d'expriment par un compostent d'amplitude quelque peu élever à la fréquence de rotation et c'est l'analyse de phase qui permet de différencier :

- les défauts provenant d'un effort rotatif comme balourd.
- Les défauts provenant d'une contrainte directionnelle de palier ou d'une excentricité de poulie. [28]

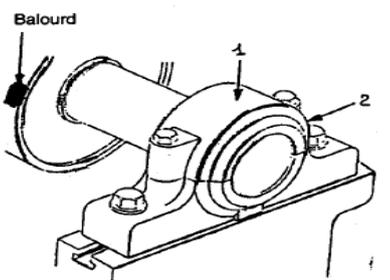


Figure.III .5: Points de mesure pour un défaut de balourd

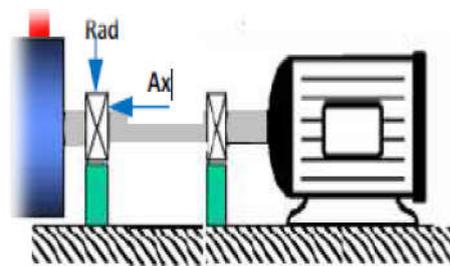


Figure. III.6 : Points de mesure pour un défaut de balourd sur rotor en porte-à-faux.

B. Signature vibratoire :

Si on mesure l'amplitude du signal vibratoire délivré par un capteur placé sur le palier supportant un rotor déséquilibré (**figure. III .7**).

On remarque que l'amplitude sera maximale lorsque la masse sera en haut du rotor et elle sera minimale lorsqu'elle sera en bas, et ainsi de suite, à chaque tour du rotor. Le signal vibratoire est périodique de période **1 tour**, donc de fréquence égale à la fréquence de rotation du rotor.

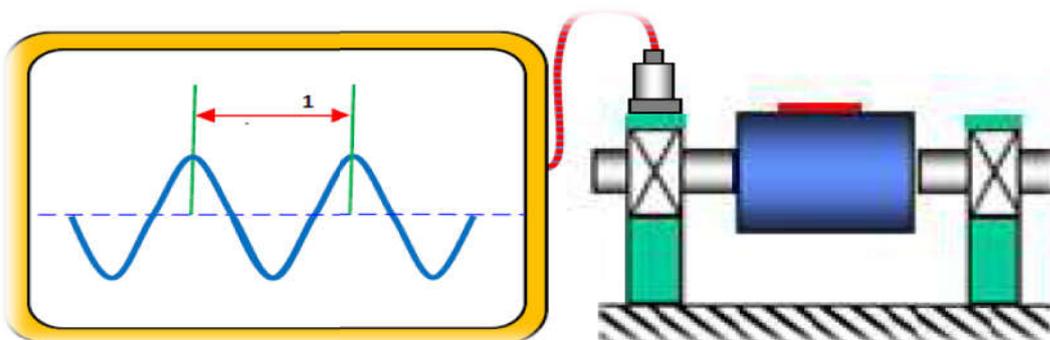


Figure. III.7 : Signal vibratoire généré par un balourd.

Le balourd va induire, dans un **plan radial**, une vibration dont le spectre présente une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation F_r . elle représente alors le pic le plus élevé suivi par des pics d'amplitudes plus faible sur les harmoniques de F_r (**figure.III. 8**). La bande de mesure est conçue de façon à prendre en compte de légères variations autour de la vitesse de rotation affichée par le constructeur. [12]

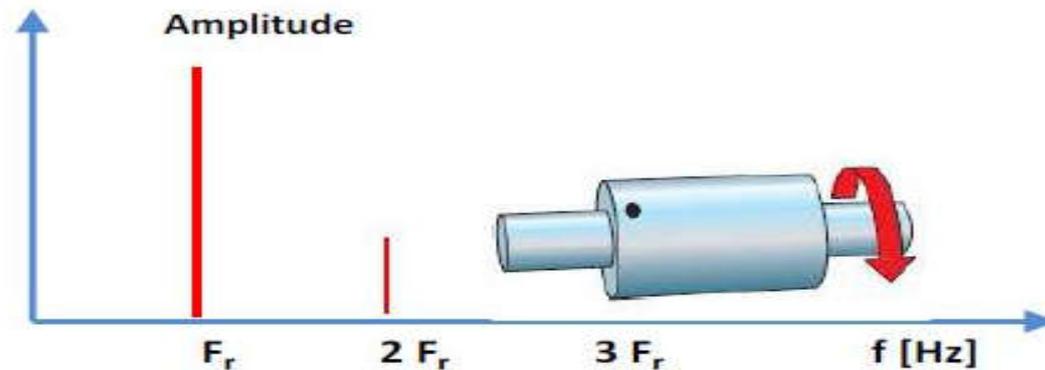


Figure. III .8: Spectre théorique d'un défaut de

A. Balourd statique :

Les deux paliers qui supportent le rotor vont subir en même temps l'effort centrifuge du déséquilibre et il n'y a aucun déphasage entre les mesures prises au même point sur les deux paliers.

B. Balourd dynamique :

Les deux paliers supportant le rotor subissent des efforts centrifuges de façon alternée, induisant un déphasage de l'ordre de 180 entre les deux mesures effectuées aux mêmes points sur deux paliers consécutifs. [28]

1.1.2. Défaut désalignement :

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe. [20]

Un désalignement peut également être la conséquence :

- D'un défaut de montage d'un palier.
- D'un mauvais calage des pattes de fixation.

D'une déformation du châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques) qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. [18]

I.1.2.1.Type désalignement :

A.Désalignement parallèle :

Il se produit quand les axes de rotation des deux machines ont le même angle d'orientation, mais ils sont séparés verticalement, chacun de l'autre. Le désalignement parallèle se caractérise par une vibration radiale élevée.

B.Désalignement angulaire :

Il se produit quand l'axe de rotation de deux machines a un angle différent. [16]

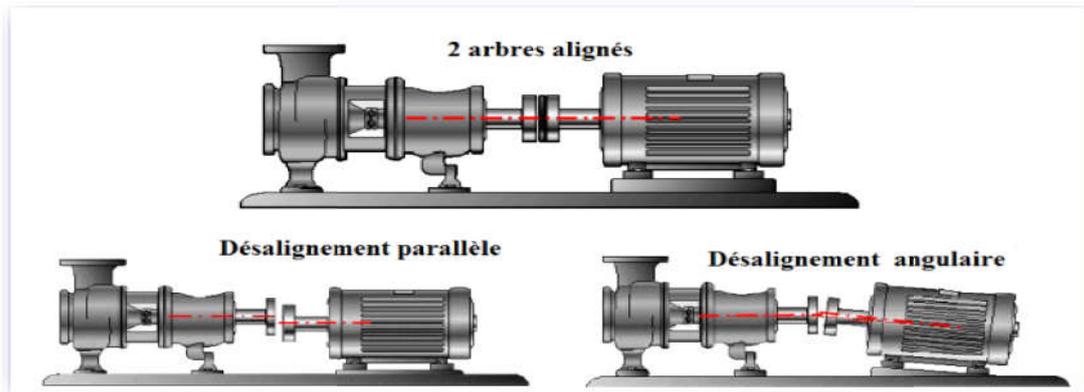


Figure. III. 9 : Les types désalignement.

I.1.2.2.Spectral de désalignement :

A. 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. [18]

B. Cas désalignement radial :

Le signal temporel d'un défaut de désalignement à l'allure de la **figure. III .10**

Un défaut d'alignement est révélé par un pic d'amplitude prépondérante à, 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 les **amplitudes supérieures** aux composantes d'ordre 1 (**figure. III .11**). Le même phénomène se manifeste dans la direction axiale. [12]

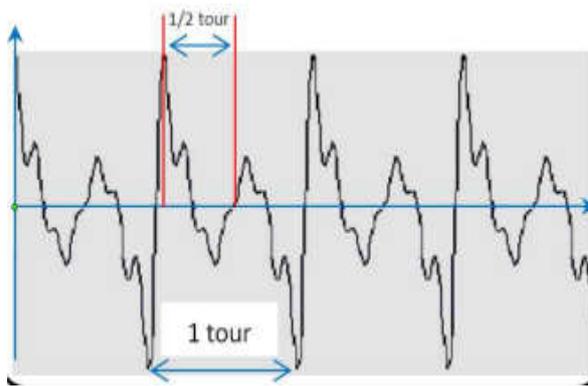


Figure. III.10 : Signal temporel d'un défaut d'alignement

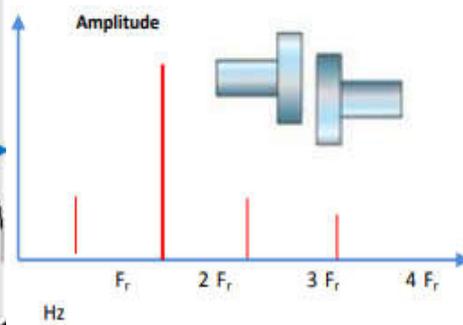


Figure. III .11: Image vibratoire d'un d'alignement radial

C. Cas désalignement angulaire :

Dans la direction axiale, de composantes dont les fréquences correspondent à d'ordres 1, 2 ou 3 de la fréquence de rotation et dont les amplitudes sont supérieures à celle des composantes radiales correspondantes, dans le cas d'un désalignement angulaire ou d'une déformation. [26]

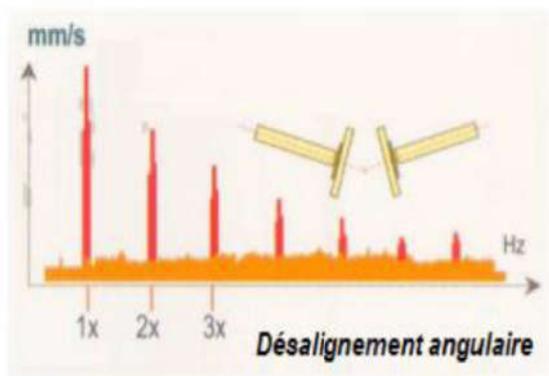


Figure .III.12: Image vibratoires d'un défaut d'alignement

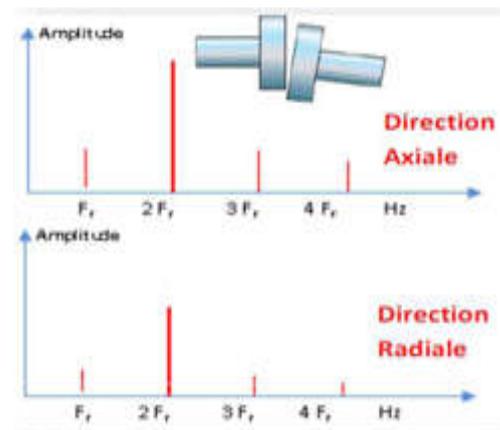


Figure.III .13: spectre défaut d'alignement angulaire.

D. Fréquence d'alignement :

Image observée	Défaut
<ul style="list-style-type: none"> Composantes d'ordre 2, 3 ou 4 supérieures au composant d'ordre 1 	Ensemble de défaut d'alignement.
<ul style="list-style-type: none"> Composantes d'ordre 2, 3 ou 4 supérieures à la composante d'ordre 1 dans la direction axial. 	Désalignement angulaire ou déformation.
<ul style="list-style-type: none"> Composante d'ordres 2, 3 ou 4 supérieures à la composante d'ordre 1 dans la direction radial. 	Défaut de concentricité.

Tableau. III.1: fréquence caractéristique d'un défaut d'alignement.

I.2. Défauts d'engrenages :

L'engrenage est un des mécanismes élémentaires plus utilisés pour transmettre du mouvement, et adapter les vitesses de rotation entre organes moteurs et récepteurs. Il est constitué de deux roues dentées mobiles autour l'axe de rotation, et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact. Les engrenages sont parmi les organes les plus sensibles de la chaîne cinématique et peuvent être soumis à un grand nombre d'avaries apparaissant lors du fonctionnement, et dont les causes sont multiples.

[29]



Figure.III. 14: Différents types d'engrenages

I.2.1.Type de défaut d'engrenages :

I.2.1.1.Défaut uniformes :

A. L'usure :

L'usure est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière du au glissement de deux surfaces, l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grand d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. [30]

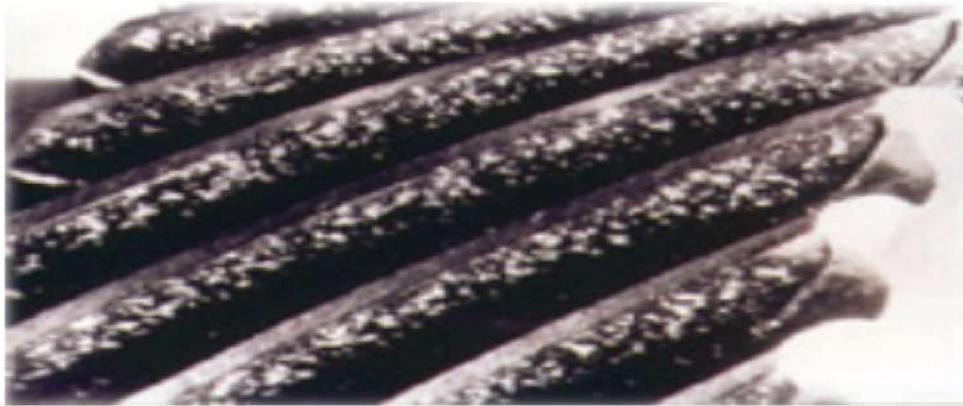


Figure. III.15:Défaut d'usure.

B. La pique :

Il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. La pique est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée. L'apparition des piques est associée aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur rugosité composite insuffisant pour éviter des contacts entre aspérités.

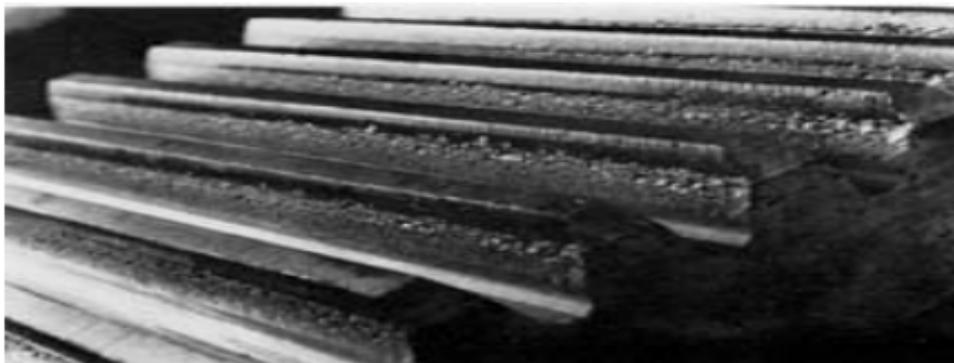


Figure. III.16 : Défaut de piques

I.2.1.2. Défaut localisés :

A. Fissuration :

Généralement par fatigue, elle progresse à chaque mise en charge, à partir d'un point initial situé presque toujours au pied de la dent, elle apparaît surtout sur des aciers fins, durcis par traitement thermique, qui sont très sensibles aux concentrations de contraintes, l'apparition de ces fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau, et est en général située du côté de la dent sollicitée en traction.

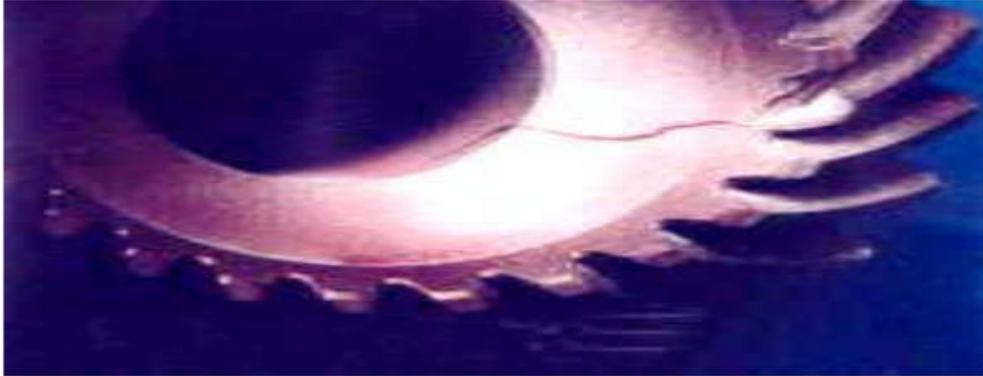


Figure. III .17: Défaut de fissuration.

B. L'écaillage :

Il se manifeste aussi sous forme de trous, mais ceux-ci sont beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux des piqures. L'écaillage se trouve dans les engrenages cimentés, qui sont les plus répandus à l'heure actuelle car ils permettent de passer des couples importants avec des dimensions faibles. [29]



Figure .III.18: Défauts d'écaillage.

I.2.2. Analyse spectrale d'engrenages :

I.2.2.1. Signal d'engrènement :

Les vibrations d'un engrenage (figure. III.21) sont produites principalement par le choc entre les dents des deux roues qui le composent.

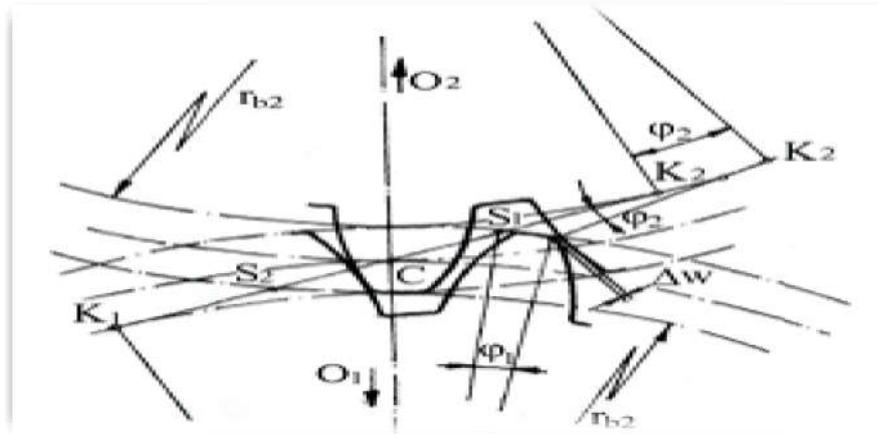


Figure. III 19: Le choc entre les dents des deux

La vibration, appelée signal d'engrènement, est périodique et sa fréquence est égale à la fréquence de rotation de l'une des roues, multipliée par le nombre de dents de cette roue. [31]

$$F_e = F_1 \cdot Z_1 = F_2 \cdot Z_2 \dots \dots \dots \text{III.2}$$

F_e : fréquence d'engrènement.

F_1 et F_2 : fréquence de rotations des roues 1 et 2.

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

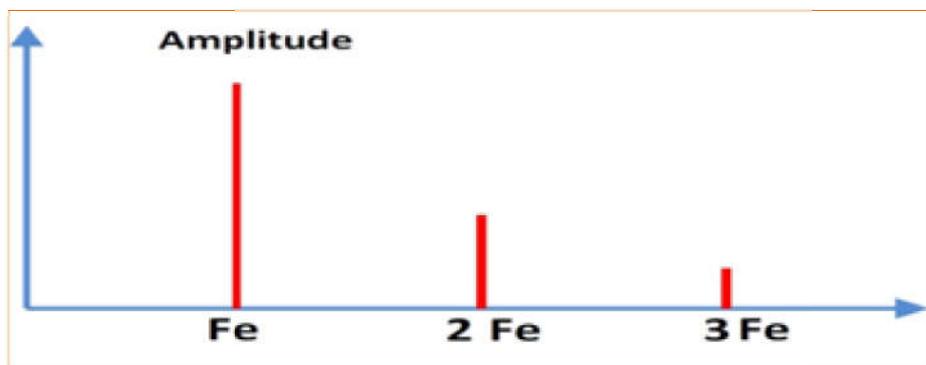


Figure. III .20 : Image vibratoire d'un engrenage.

I.2.2.2. Les signaux vibratoires délivrés par un engrenage :

A. Engrenage sans défauts :

Considérons un engrenage avec des dents parfaitement identiques sans défaut. Des excitations se produiront à chaque engrènement d'une paire de dents. Le signal vibratoire engendré par cet effort est recueilli au niveau du palier.

Le signal vibratoire d'un engrenage idéal est de type :

$$X(t) = \sum_{i=1}^N a_i \sin(2\pi Z f_R + \varnothing i) + e(t) \dots \dots \dots \text{ [III.3]}$$

e (t) : Bruit blanc

\varnothing : La phase initiale du mouvement.

f_R : La fréquence de rotation de l'arbre.

Z : Nombre de dents roues dentée.

i : Nombre des harmoniques.

Le spectre vibratoire est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement **f_e** et ses harmonique (**figure .III.21**).

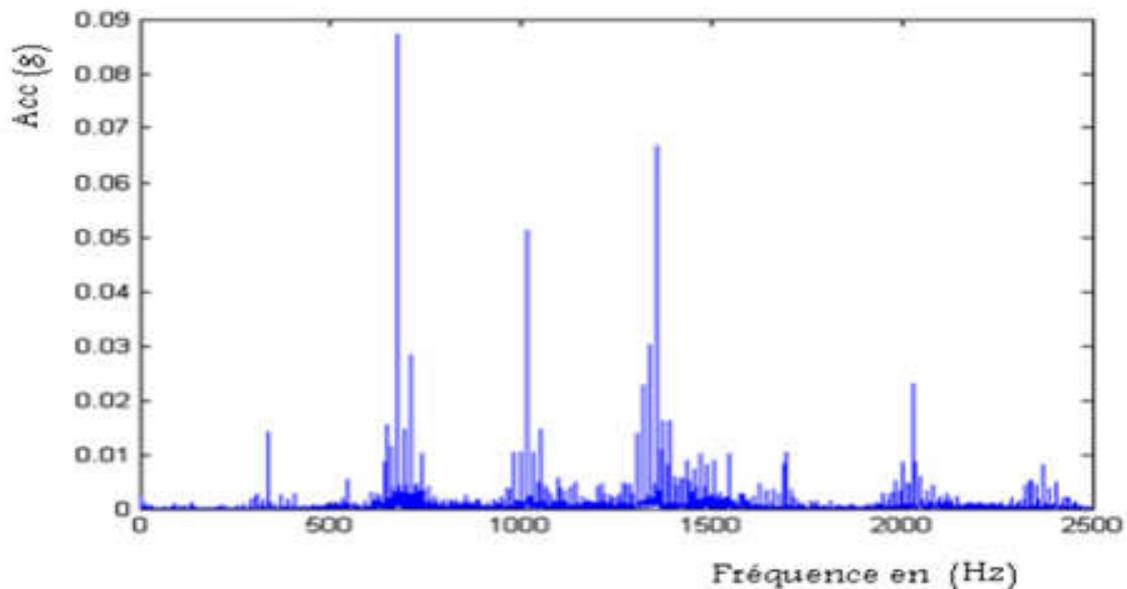


Figure. III.21 : Spectre théorique d'un engrenage sain.

B. Engrenage avec défauts :

Pour tenir compte de l'effet des certains défauts (Figure) ou de vibration de torsion, en supposant l'existence de modulations d'amplitude et de phase : [32]

$$X(t) = \sum_{i=1}^N a_i \sin(2\pi Z f_R t + \varphi_i(t)) + e(t) \dots\dots\dots [III.4]$$

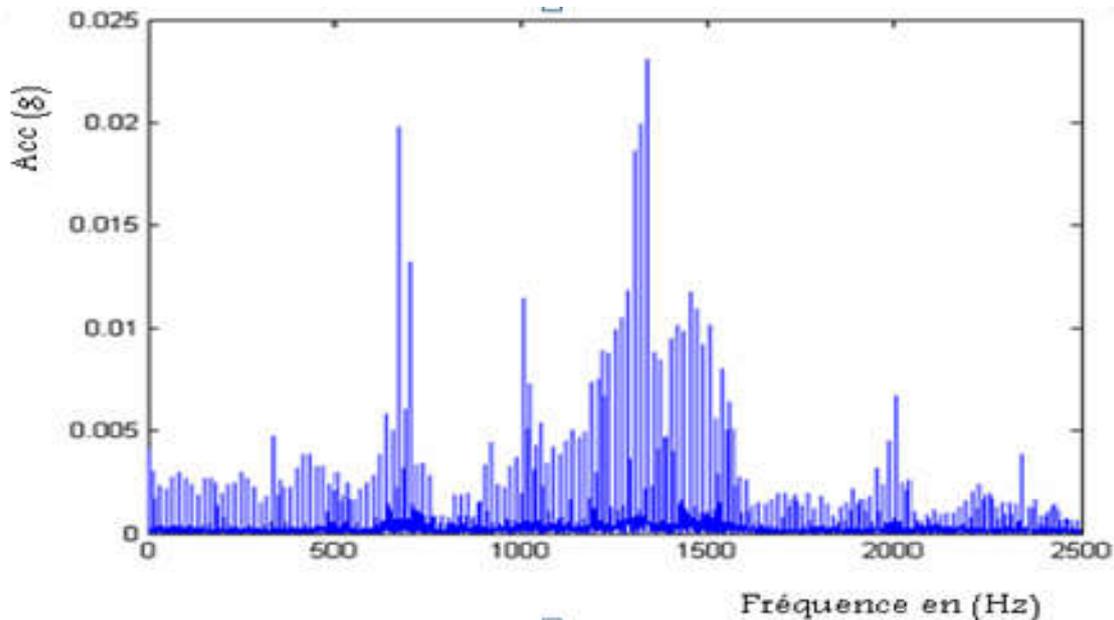


Figure. III .22: Spectre de même engrenage avec un défaut

I.2.3. Vibration d'engrenages :

Les vibrations induites par les engrenages ont une amplitude importante. Même en l'absence de défauts, les impulsions données à chaque engrènement provoquent des vibrations émergeant nettement du niveau global du bruit. Le défaut soit significatif, si l'amplitude de la fréquence (raie) d'engrènement augmente ou s'il y a une génération d'autres fréquences (harmonique et modulation de la fréquence d'engrènement).les figures représentent les allures spectrales des différents cas d'une denture d'engrenage.

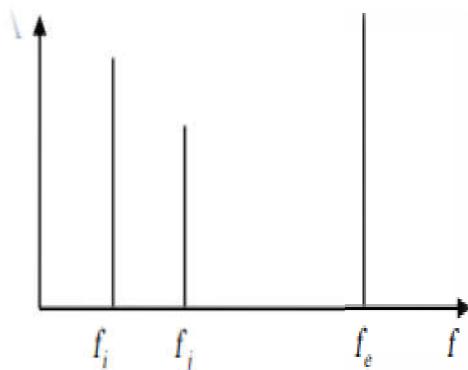


Figure.III.23 : Représentation fréquentielle d'une denture correcte

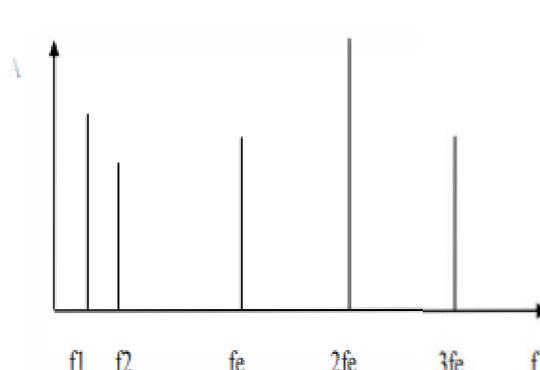


Figure.III.24 : Représentation fréquentielle d'un ensemble des dentures détériorées.

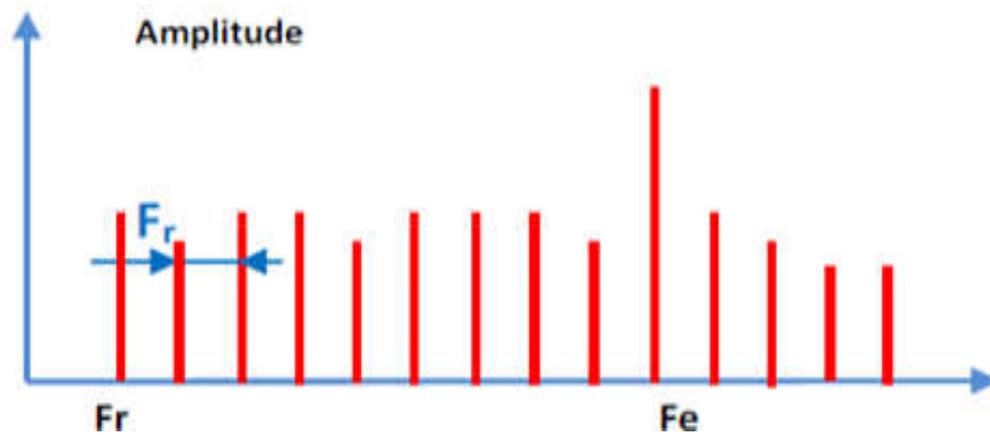


Figure. III .25: Représentation fréquentielle d'une seule dent détériorée.

I.2.4. Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture) :

Si l'entraxe des arbres portant les deux roues est insuffisant, il se produit un engrènement en fond de denture. La dent menant force à l'engagement et au déengagement ce qui provoque une usure des deux côtés de la denture. En analyse spectrale ce phénomène se traduit par l'apparition d'une raie d'amplitude prépondérante à deux fois la fréquence d'engrènement F_e et la disparition partielle, voire totale de l'amplitude à cette fréquence. [12]



Figure.III.26 : Jeu dans la denture.

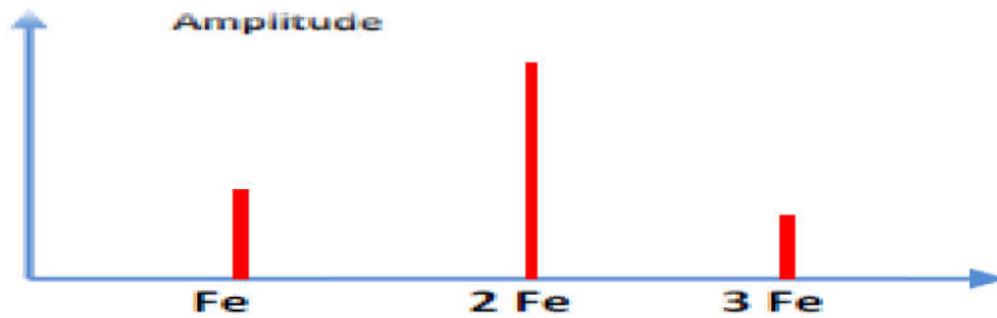


Figure .III.27: Image théorique et spectre réel d'un engrenement en fond de denture sur un réducteur.

I.3. Défaut de roulement :

Les roulements sont parmi les composantes les plus sollicitées 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.

I.3.1. 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. À 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.28**).

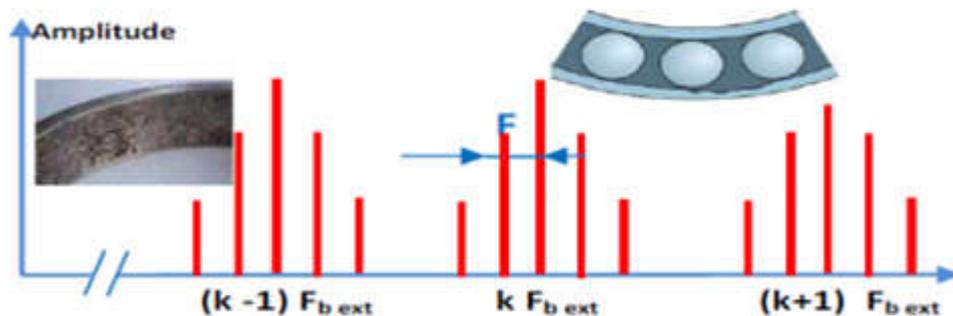


Figure .III.28 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure.

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.29)

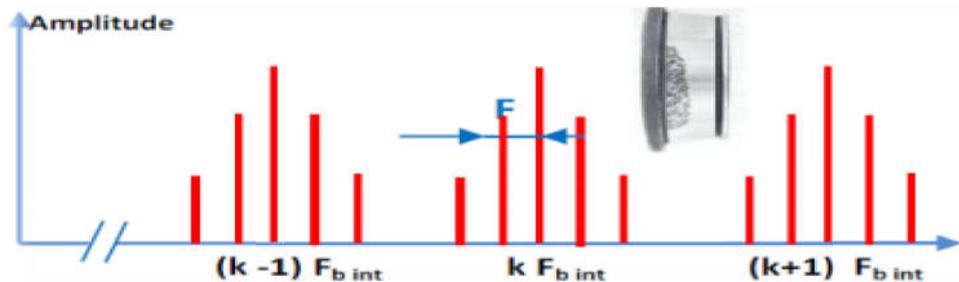


Figure.III.29 : Image vibratoire d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure

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.30). [3]

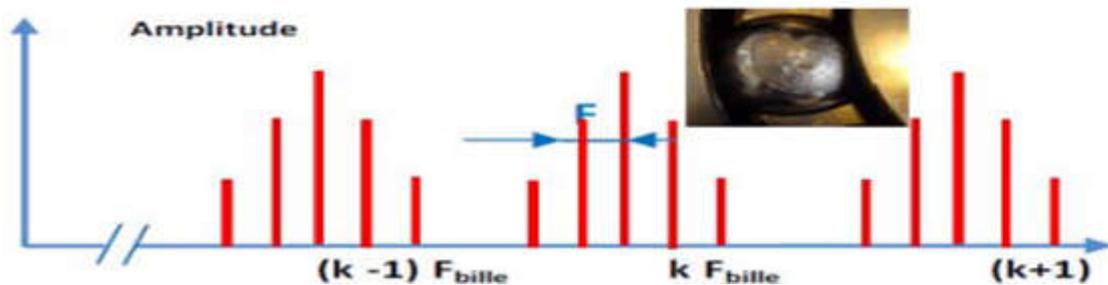


Figure .III.30 : Image théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant.

I.4. Défaut de transmission de courroies :

Les courroies sont des organes de transmission, au même titre que les engrenages ou les chaînes à rouleaux. Leur rôle est de transmettre la puissance d'un organe tournant à un autre, c'est-à-dire le produit d'un effort par une vitesse ou un couple. [33] c'est un défaut peu évident à alcaliser et seule l'expérience acquise permet une bonne analyse de ce type de défaut.

I.4.1. Spectral de transmission de courroie :

A. Prise de mesure :

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement dans la direction de l'effort de tension de la courroie, une mesure axial peut, éventuellement, détecter un défaut de désalignement des poulies. [12]

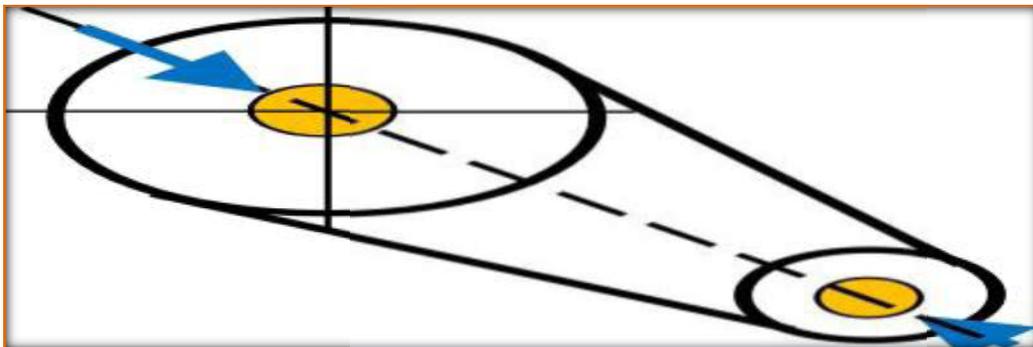


Figure. III 32: Direction de mesure favorisée pour transmission par poulies courroies.

B. Signature vibratoire :

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques La figure (III.33) montre le spectre réel mesuré sur une transmission par poulies courroie. On voit la présence d'un pic $2F_c$, $2F_c$, $3F_c$, $4 F_c$ (fréquence F_c est de 8,17HZ). [18]

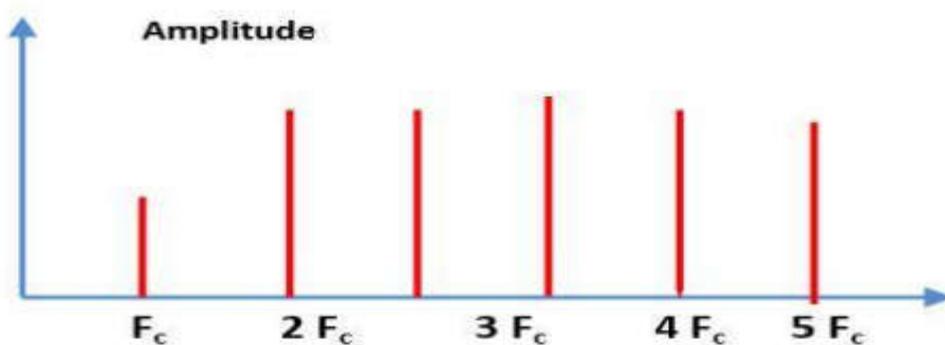


Figure .III.33: Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courroie.

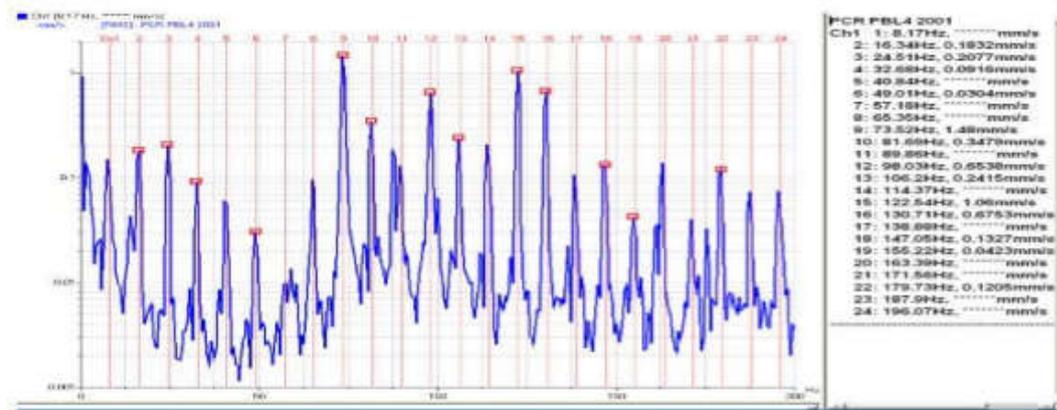


Figure .III 34: Spectre réel d'un défaut de transmission par courroies.

I.5. Accouplement :

Les accouplements sont des dispositifs de liaison utilisés pour raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors tout en transmettant le couple. Les accouplements permettent selon leurs types, des dilations axiales, de températures, et de jeux fonctionnels.

Quelques défauts susceptibles de les atteindre, sont listés comme suit :

- ✓ *Un mauvais centrage des plateaux ou un défaut de parallélisme (accouplement à plateaux).*
- ✓ *Instabilités des lames de lubrifiant centrifugée et défaut de dentures (accouplement à denture).*
- ✓ *Fléchissement des arbres du à un mauvais glissement des dentures (accouplement à denture). [1]*



Figure. III .35: Accouplement.

Ces deux défauts créent un balourd et donc des vibrations à la fréquence de rotation Fr . on peut aussi voir des glissements des plateaux en cours de fonctionnement. Leur effet sera une évolution brutale des vibrations à Fr . [24]

II. Equilibrage :

II.1. Déséquilibre d'un rotor :

La figure suivante vous montre un rotor « **déséquilibré** » par la présence d'une masse m localisée sur un côté du rotor. La force centrifuge F exercée par la "partie lourde" du rotor n'est pas compensée par une force équivalente de direction opposée.

Cette force centrifuge F non compensée tourne avec la masse m et tente d'entraîner le rotor le long de sa ligne d'action. La vibration ainsi causée est transmise aux paliers du rotor et tous les points des paliers la reçoivent une fois par tour. Ce phénomène explique pourquoi la composante de déséquilibre apparaît toujours dans le spectre de vibrations à la fréquence de rotation de l'arbre. [34]

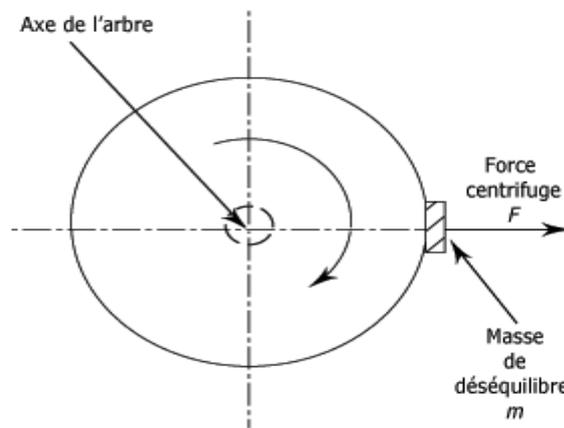


Figure. III. 36 : Rotor déséquilibré.

II.2. d'équilibrage d'un rotor :

Un solide est dit équilibré lors de sa rotation autour d'un axe fixe si son centre de masse est sur l'axe de rotation (l'axe de rotation est un axe principal d'inertie pour ce solide). L'équilibrage des machines tournantes est le procédé par lequel on tente d'améliorer la répartition de la masse d'un rotor de façon que le rotor tourne dans ses paliers sans créer de forces centrifuges non compensées. L'équilibrage des rotors contribue à prolonger la vie utile des équipements et doit améliorer le comportement des machines tournantes.

De façon générale, on réunit sous le terme d'équilibrage deux opérations partielles :

- La masse du Balourd.
- La compensation du Balourd. [35]



Figure. III .37 : Machine à équilibrer moderne pour une utilisation universelle

La figure suivante vous montre un rotor équilibré ou, pour toute particule de masse, située à une distance quelconque de l'axe de rotation, il existe une autre particule m^* , de masse égale à m , mais localisée dans une position diamétralement opposée à celle-ci. De même, toute force centrifuge F , générée par la rotation de m est aussitôt compensée par une force centrifuges opposée F^* , générée par la rotation de m^* . Sans force périodique agissant sur le rotor, il y a absence de mouvement vibratoire. [34]

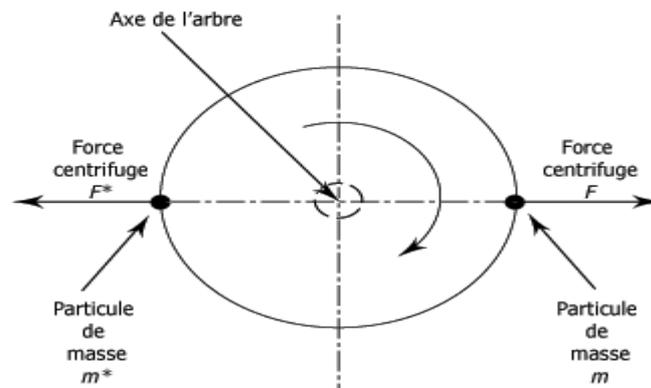


Figure .III .38: Rotor équilibré.

II.2.1. But de l'équilibrage :

Les vibrations produites par un rotor déséquilibré créent une surcharge sur les paliers et sur la structure de la machine en général. L'équilibrage du rotor s'avère nécessaire pour éviter une ou plusieurs des situations suivantes :

- Une diminution de la vie utile de la machine, de la durée de vie des roulements et de l'intégrité de la structure.
- Un accroissement de la fréquence des entretiens requis par la machine.
- Une détérioration de la qualité de vie au travail en ce qui a trait au bruit, à la sécurité et au confort (**vibrations transmises au corps par le plancher par exemple**).

II.2.2. Correction du déséquilibre :

La correction consistera en l'ajout d'une masse m à l'opposé de la masse créant le balourd (en p'), ou calculée et placée de manière à annuler l'effet dynamique de la masse créant le balourd. [36]

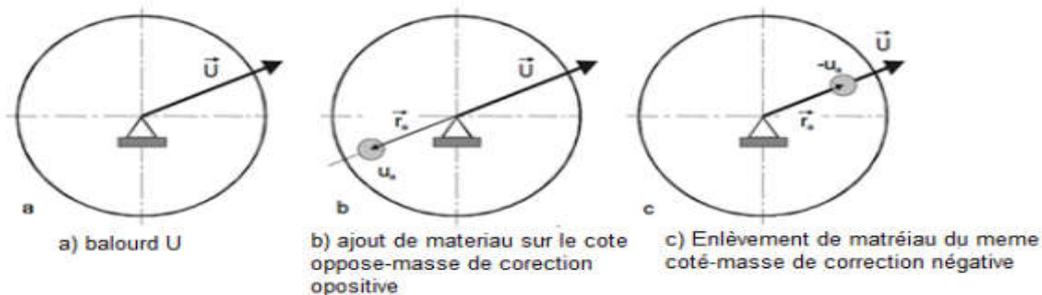


Figure. III.39 : Correction d'un balourd.

II.2.3. Balourds correcteurs :

Les balourds correcteurs sont apportés de différentes manières :

- ✚ **Par enlèvement de masse de la structure elle-même** : par meulage des flancs d'une roue ou par perçage sur une piste en périphérie ou, encore, par fraisage des vilebrequins.
- ✚ **Apport de masse sur la structure** : ajout de résine sur un matériau composite.
- ✚ **Déplacement circonférentiel de masse** : masses logées dans une rainure, dont les positions angulaires permettent d'ajuster amplitude et phase.
- ✚ **Déformation de la pièce pour déplacer la masse** : fraises de dentistes.
- ✚ **Implantation de rangées de vis** (12 vis à 30° sur les 360° de la périphérie) dont on ajuste les longueurs, donc les masses. [37]

II.3. Technique utilisées pour l'équilibrage :

II.3.1 Equilibrage sur machine :

Equilibrage sur machine l'équilibrage sur machine à équilibrer est pratique lorsque l'origine du balourd est la rupture ou tout au moins la détérioration d'une partie du rotor, il est évident qu'il faut d'abord le remettre en état avant de l'équilibrer, il faut donc le démonter. De plus si le balourd a créé des vibrations très importantes, il y a des risques que les roulements ou la structures aient été endommagés.



Figure. III.40 : Equilibrage sur machine

II.3.2. Equilibrage sur site :

Equilibrage sur site l'équilibrage d'un rotor tournant sur ses propres paliers, sans être démonté, est appelé équilibrage sur site. Il s'agit de la méthode d'équilibrage la plus pratiquée par le personnel de la maintenance. En effet ce type d'équilibrage offre de nombreux avantages par rapport à l'équilibrage en atelier :

- ✚ Le rotor est équilibré dans les conditions de fonctionnement normales (**charges, températures, vitesse.....**).
- ✚ Le démontage, le réassemblage et le réaligement ne sont pas nécessaires.
- ✚ Les temps d'arrêt sont considérablement réduits.

L'information nécessaire pour réaliser l'équilibrage provient des mesures de vibrations des paliers supportant le déséquilibre du rotor. Les valeurs obtenues servent au calcul de la masse de correction requise pour réduire le et déséquilibre et les vibrations qui en résultent. Les mesures sont effectuées au moyen d'un appareillage portatif incluant au minimum un analyseur r de vibration, un accéléromètre, une sonde photoélectrique et un programme d'équilibrage. [12]

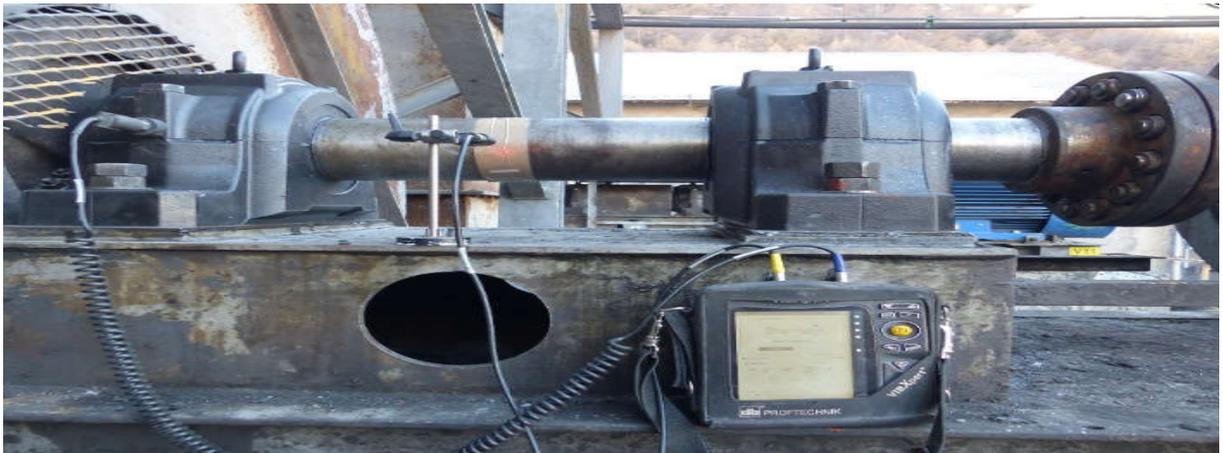


Figure .III.41 : Equilibrage sur site d'un ventilateur.

II.4. Qualité d'équilibrage :

A l'aide des instruments de mesure disponibles de nos jours, le déséquilibre peut être réduit à de très faibles valeurs. Toutefois, il n'est pas économiquement et même techniquement justifiable de vouloir exagérer les exigences de qualité d'équilibrage. C'est pourquoi il est nécessaire de déterminer jusqu'à quel point il y a lieu de réduire le déséquilibre.

La norme internationale Iso 1940, "Vibrations mécaniques - Exigences en matière de qualité dans l'équilibrage des rotors rigides", donne des recommandations pour la détermination d'un balourd résiduel admissible et pour la spécification de degrés de la qualité d'équilibrage des rotors en fonction de leur type, de leur masse et de la vitesse de fonctionnement. [38]

II.4.1. Degré de qualité d'équilibrage :

Fonction :

- du type de machine
- Vitesse de rotation

$$G = e \cdot w \dots\dots\dots [III.6]$$

G : vitesse vibratoire (mm /s)

II.4.2. Déséquilibre résiduel acceptable :

- m_r : Masse rotorique.
- w : Vitesse de rotation.
- G : Qualité d'équilibrage.
- r : Rayon des masses

$$m_r = \frac{M G}{r w} \dots\dots\dots [III.7]$$

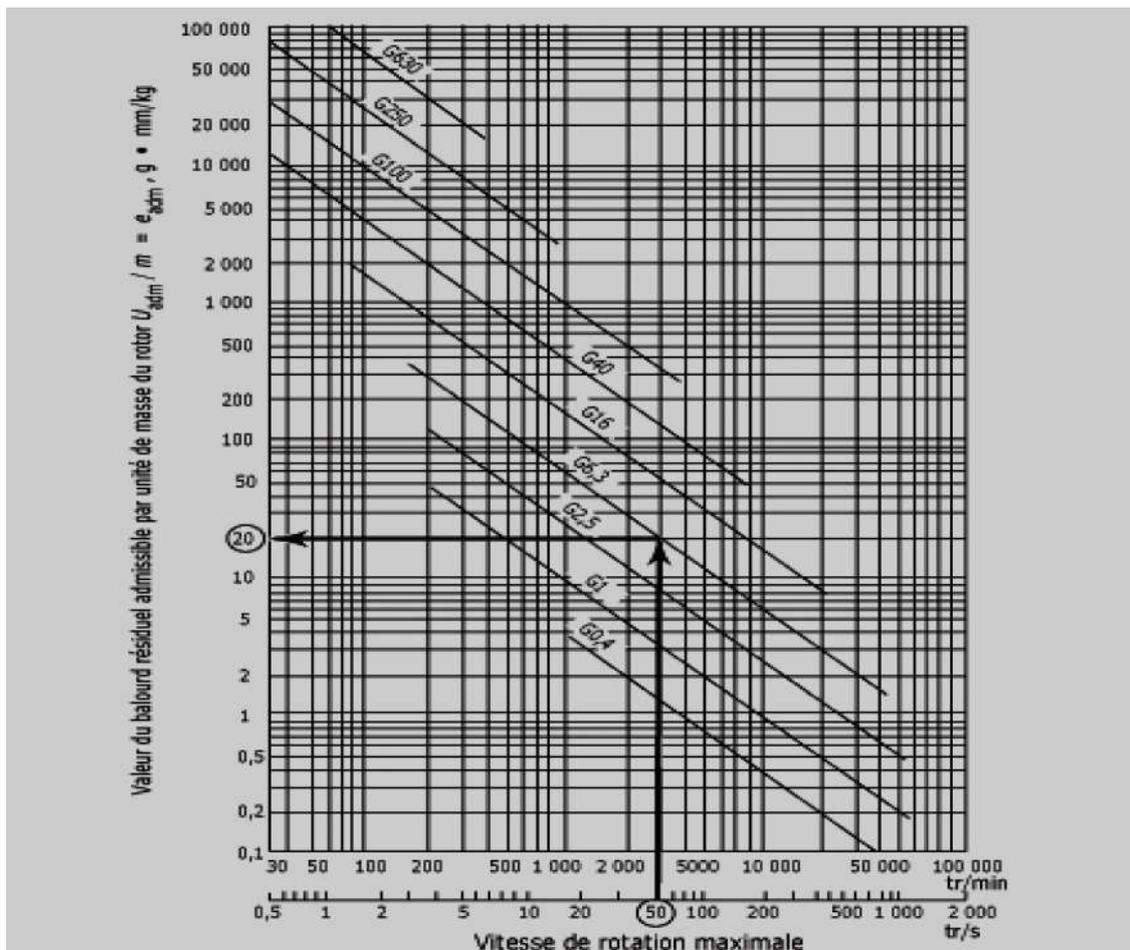


Figure .III.42 : Limite précision d'équilibrage (excentricité)

Degrés de qualité d'équilibrage	Exemples de rotor
630	Vilebrequins de gros moteurs quatre temps à rotation lente.
250	Vilebrequins de moteurs diésels à quatre cylindres, à rotation rapide.
100	Vilebrequins de moteurs diésels à six cylindres ou plus, à rotation rapide.
40	Roues de véhicules. Vilebrequins de moteurs de véhicules.
16	Arbres d'entraînement et rotors généraux, sans exigence particulière.
6,3	Rotors de ventilateurs et de soufflantes. Volants d'inertie. Organes de machines en général. Rotors de moteurs électriques ou de génératrices.
2,5	Rotors de turbines. Entraînements de machines-outils. Rotors de petits moteurs électriques.
1	Entraînements de magnétophones et de phonographes. Entraînements de meules.
0,4	Meules de précision. Gyroscopes

Figure. III .43 : Degrés de qualité d'équilibrage pour divers groupes des rotors rigides représentatifs. [38]

Conclusion :

A partir dans ce chapitre, nous avons consacré les principaux défauts qui peuvent affecter souvent les machines tournantes. Alors, on peut dire que les vibrations sont les indicateurs objectifs de l'état de santé des matériels. Ces indicateurs sont en étroite corrélation avec les désalignements, les défauts des roulements et engrenage, balourd et autre défaut.

En fin, l'analyse vibratoire reste très pertinente pour diagnostiquer la plupart des défauts mécaniques. Il n'y a pas de bon diagnostic sans une bonne connaissance des défauts.

CHAPITRE IV :

*Etude expérimentale de compresseur centrifuge
BCL603*

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

I. Généralité des compresseurs :

I.1. Définition des compresseurs :

Un compresseur est un organe mécanique destiné à augmenter par un procédé uniquement mécanique la pression d'un gaz. Pour exercer la même fonction sur un liquide, quasi incompressible, on utilise une pompe les fluides traversant les compresseurs peuvent être de nature diverse :

- ✚ Gaz pur.
- ✚ Mélange gazeux.
- ✚ Vapeur surchauffée ou saturée. [39]



Figure. IV .1 : Le compresseur à double vis.

I.2. Classification les compresseurs :

Les compresseurs peuvent être classés selon les caractéristiques suivantes :

- ✓ Le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique).
- ✓ Mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif).
- ✓ Les compresseurs d'air.
- ✓ Les compresseurs des gaz.

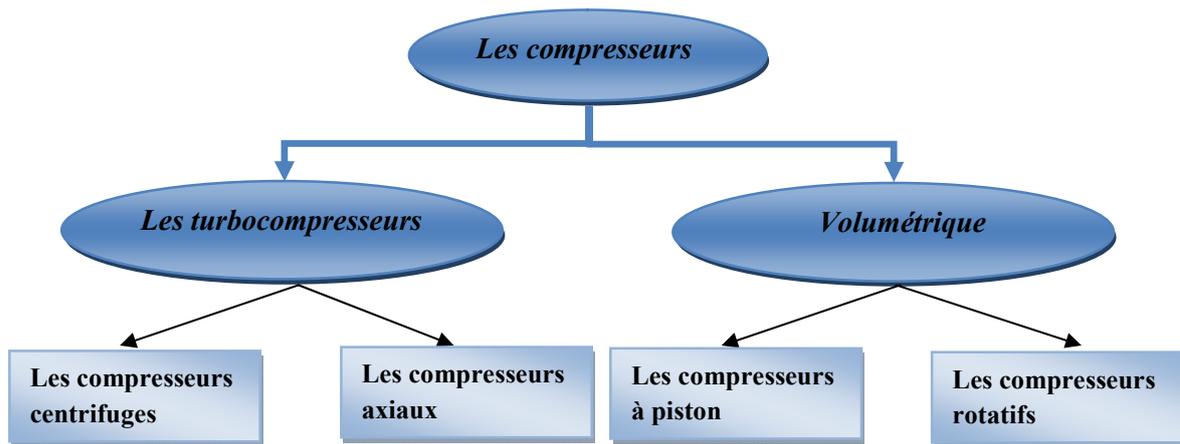


Figure .IV.2: Classification les compresseurs.

En général, il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et turbocompresseurs. Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique, dans les seconds, on augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue. [40]

II. Etude de cas :

II.1.Problématique :

Dans notre travail, nous appliquons une méthodologie de l'analyse fréquentielle en maintenance prédictive en utilisant les méthodes de suivi et diagnostic des défauts de compresseur par l'analyse spectral.

- **Son but est :**
 - Connaître les causes des vibrations sur la machine.
 - La procédure pour éliminer ces défauts de vibration.

II.2. Présentation compresseur centrifuge BCL 603:

II.2.1.Définition :

Le compresseur centrifuge est une turbomachine dans laquelle le gaz s'écoule principalement dans le sens radial. Les compresseurs centrifuges sont généralement des machines de fortes puissances allant de 1 à 20 MW.

Le compresseur comprend principalement un ensemble statorique (corps, extrémités supérieures, diaphragmes, étanchéité et paliers) et un ensemble rotatif (rotor constitué par : arbre, des roues et un tambour d'équilibrage).L'énergie nécessaire pour augmenter la pression latérale de la roue en secteurs servent de canaux découlement, et forment un aubage. Les

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans les roux, le reste dans le stator, c'est-à-dire dans les diffuseurs.

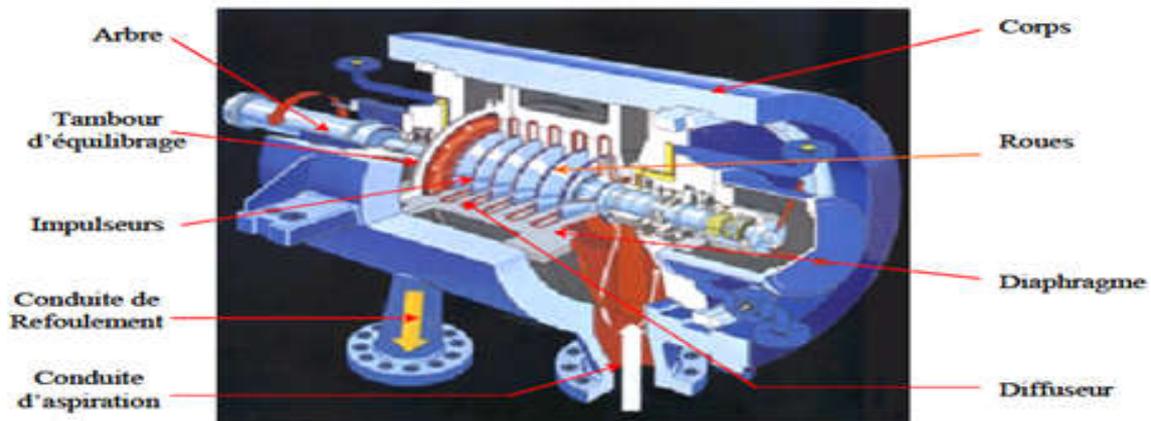


Figure .IV .3: Compresseur multicellulaire.

II.2.2. Avantage de compresseur :

- ✚ Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz.
- ✚ Relativement souple à exploiter.
- ✚ Excellente fiabilité.

II.2.3. Inconvénients de compresseur :

- ✚ Pas adaptés aux faibles débits.
- ✚ Pompage à faible débit rend l'exploitation délicate.
- ✚ Prix élevé. [41]

- *Il existe plusieurs types de compresseur centrifuge, Nous avons utilisé dans notre étude sur Hassi al-Ramel ce type :*

II.2.4. Compresseur centrifuge BCL 603 :

Les compresseurs centrifuges, sont codifiés par des lettres majuscules et des numéros. Les lettres majuscules indiquent les caractéristiques du corps.

Les lettres BCL : indiquent un compresseur centrifuge ayant à corps ouvert verticalement (corps du type en forme de "barrel"). Par un seul étage de compression. [42]

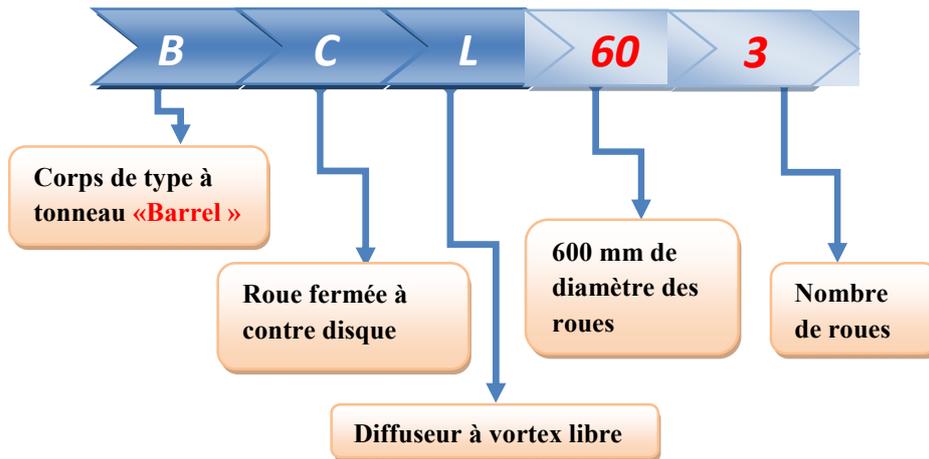


Figure. IV .4: Codification du compresseur BCL 60 3mémoire

Le type BCL utilisés pour les pressions de gaz élevées, leurs démontages pour les opérations d’entretien se font verticalement.

II.3. Présentation de la station de Boosting :

Le gaz brut est une énergie non renouvelable, pour cela il y a une baisse de pression au niveau de gisement de Hassi -R’ mel. Les unités de traitement de gaz (modules 0, 1et 4) sont conçues pour fonctionner à une pression minimale de 100 bars car le traitement du gaz se base sur plusieurs détentes, et pour récupérer le maximum de liquides (GPL et condensat). Tenant compte de ces deux paramètres, le Boostion est une nécessité incontournable. Pour cela la SONATRACH a créé cette unité de refoulement de gaz, qui fait augmenter la pression et garder le débit du gisement d’alimentation des modules de traitement. “Boosting” vient du verbe anglais ‘To boost’ qui signifie “Augmenter” donc la pression du gaz après le Boostion devient plus grand. Avant la création de la station de Boosting, les modules 0, 1 et 4 étaient alimentés par des puits indépendants avec une pression de gisement supérieure à 100 bars, mais l’usage abusif des puits, a fait diminuer la pression laissant son niveau atteindre la contrainte minimale, qui est un inconvénient majeur pour la production. Pour cela, après des études le choix prioritaire s’est établi pour la création d’une station de Boostiong car la production joue un grand rôle sur l’aspect économique du pays, alors pas question d’adopter la diminution de la production gazière.

L’augmentation de la pression du gaz se fait par le compresseur BCL 603 entraîné par une turbine à gaz très puissante.

II.4. Contrôle des compresseurs centrifuges :

II.4.1. La maintenance appliquée au compresseur BCL 603:

Généralement pour ce type de compresseur on s’appuie sur la maintenance préventive qui est utilisée en ses deux formes à s’avoir :

- **La maintenance préventive systématique.**
- **La maintenance préventive conditionnelle. [43]**

II.4.2. Circuits de sécurité Sur le compresseur :

Les conséquences d'une panne ou anomalie de fonctionnement peuvent être très importantes sur le plan financier et le délai nécessaire à la remise en service.

Pour éviter ces effets, les compresseurs sont équipés de plusieurs capteurs :

A. Capteur de déplacement axial :

Il mesure la distance axiale entre le bout d'arbre et le corps de la machine. Lorsque la valeur du déplacement axial change, cela signifie que la poussée axiale est modifiée. Dans ce dernier cas, la machine doit être arrêtée pour éviter des contacts entre les pièces internes. Deux capteurs sont généralement installés aux extrémités de la machine.

C. Capteur de déplacement radial :

Lorsque les paliers sont usés ou lorsque l'arbre se déforme en vibrant, il y a risque de contact entre le rotor et le stator. Des capteurs mesurant la distance entre l'arbre et le stator permettent d'éviter ces contacts. On place ainsi deux capteurs à proximité de chaque palier.

D. Capteur de Température des patins de butée et de palier :

Pour améliorer la sécurité des patins de paliers, on met des thermocouples. Les températures supérieures de 90 à 100°C mettent en évidence des frottements trop élevés qui provoquent une viscosité d'huile incorrecte, une surcharge et un blocage du palier. Les compresseurs sont équipés de plusieurs sécurités. [42]

II.5. Analyse et détection des défauts :

Grace à l'instrumentation installée sur les compresseurs centrifuges qui sont nécessaires pour le contrôle des performances et de la surveillance continue de fonctionnement. Et donner les informations les plus intéressantes que ce soit pour l'entretien ou pour l'état de fonctionnement, nous avons pu surveiller l'alarme au niveau de la salle de contrôle qui indique une augmentation des vibrations de la turbine accouplée au compresseur centrifuge le BCL 603 au niveau de la salle de contrôle.

Ensuite, le service de vibration a immédiatement reçu un appel d'urgence afin d'effectuer une mesure globale et de vérifier l'exactitude de l'alarme. L'équipe de la maintenance a tenté un démarrage ; les amplitudes vibratoires ont atteint le seuil de déclenchement.

Nous remarquons, que les vibrations sont excessives, et l'interprétation des spectres, montrent clairement un déséquilibre du rotor, provoquant des usures légère sur le palier coté refoulement. On est donc orientés vers l'analyse des phases pour distinguer un balourd statique du balourd dynamique, la procédure consiste à prendre des mesures de phase sur le 1^{er} palier ensuite sur le 2^{eme} et faire une comparaison des phases

Le rotor tourne à la vitesse de rotation de 3250 tr/mn

Palier aspiration :

Palier aspiration	Amplitude- μm -	Déphasage -degré-
Ox	87	90°
Oy	84	

Palier refoulement :

Palier aspiration	Amplitude- μm -	Déphasage -degré-
Ox	90	90°
Oy	93	

On remarque que lors des relevés d'amplitudes et de phases donnés lorsque le rotor atteint sa vitesse de fonctionnement les amplitudes sont autour de **88.5 μm** des deux paliers et le déphasage est de l'ordre de 90° pour les deux paliers donc on est en présence d'un balourd statique se qui conduit à faire un équilibrage entre le milieu de l'arbre et le palier de refoulement.

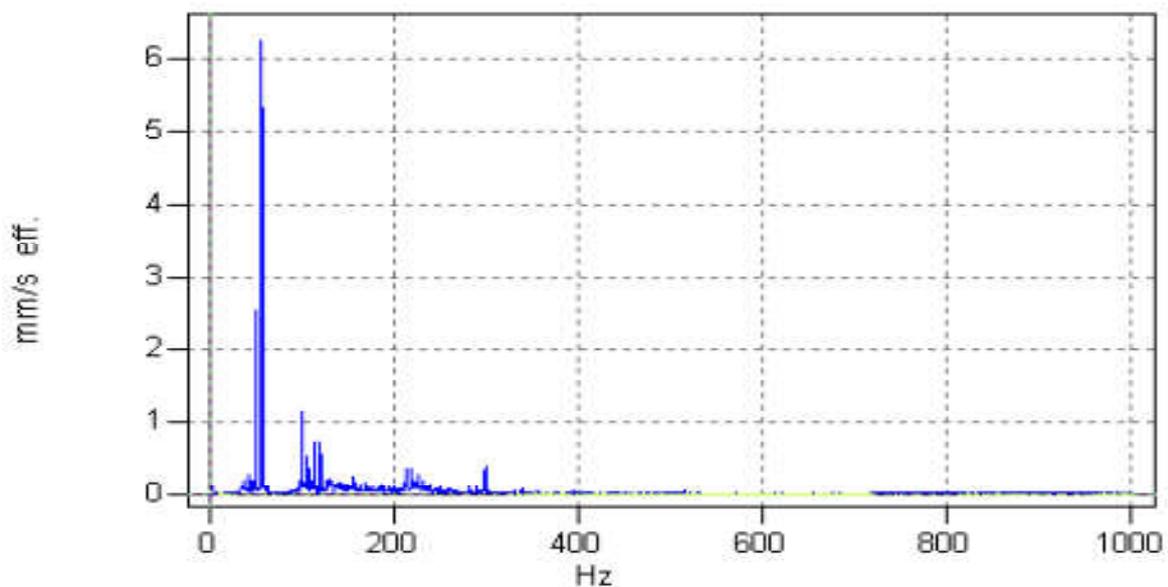
II .5.1.Représentation spectacle :

Les mesures vibratoires relevées au côté d'accouplement de compresseur avec la turbine.

Les graphes représenté les mesure spectral des vibratoire des trois point dans directions suivant : horizontal, vertical.

A. Les courbes de tendance du premier point du compresseur :

● P1H



● **P1v :**

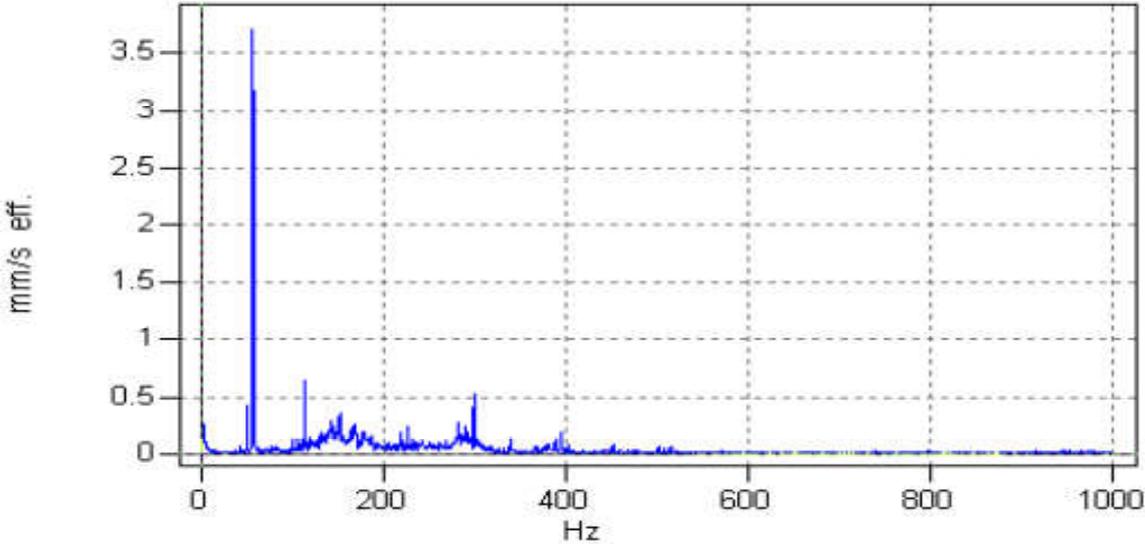
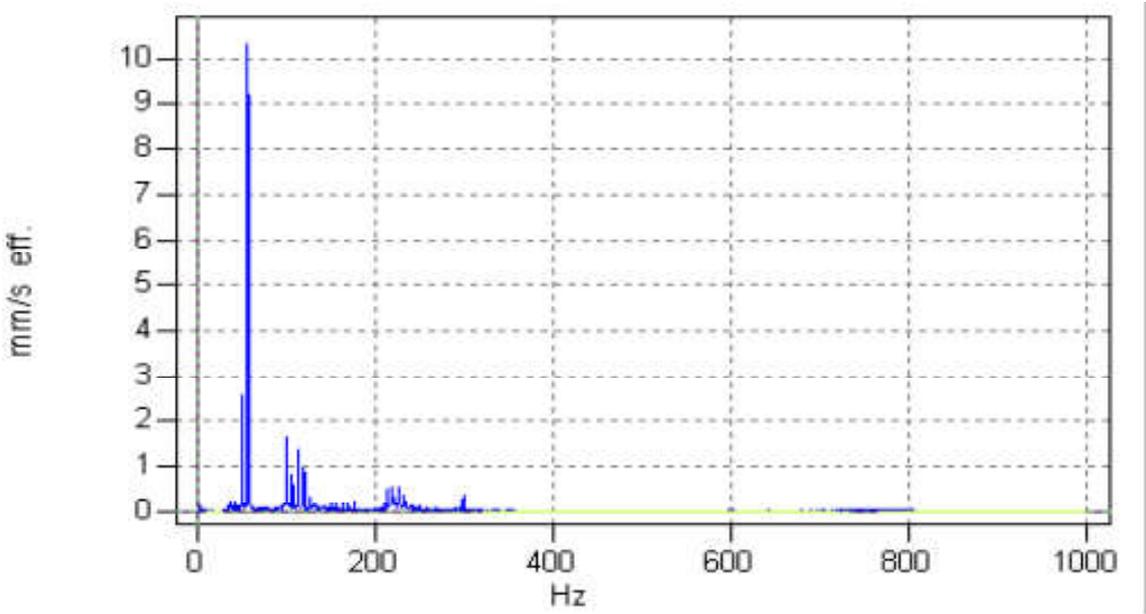


Figure .IV.5 : Représentation spectrale de premier point du compresseur (Respectivement : horizontal, vertical)

B. Les courbes de tendance du deuxième point du compresseur :

● **P2H :**



- **P2V :**

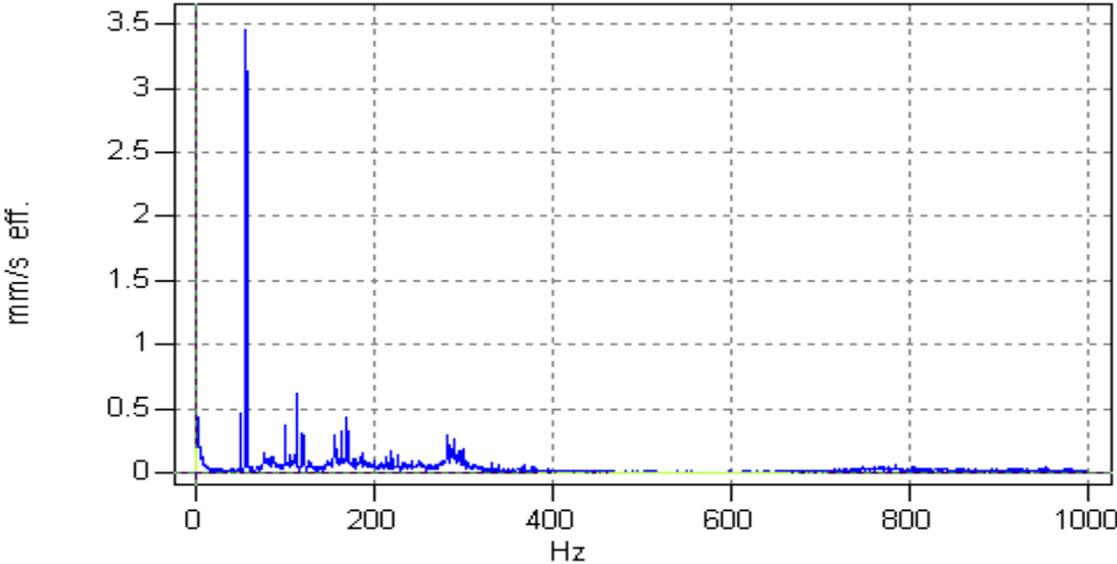
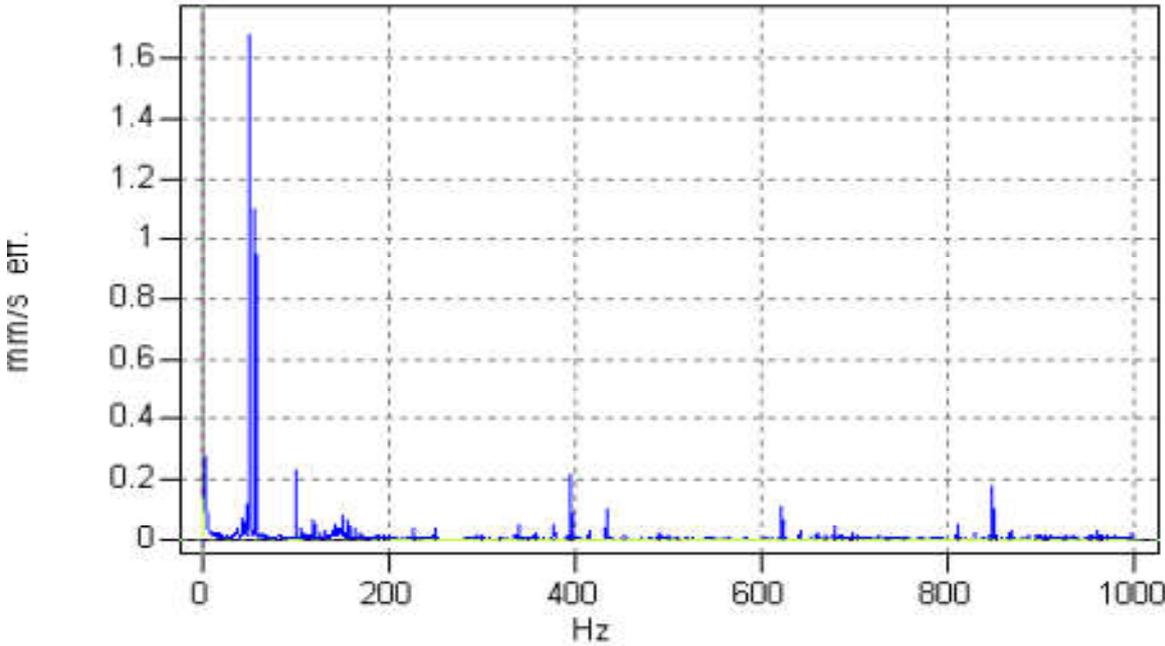


Figure .IV .6: Représentation spectral de deuxième point de compresseur (Respectivement : horizontal, vertical).

➤ *Les courbes de tendance de troisième point du compresseur :*

- **P3H :**



- **P3V :**

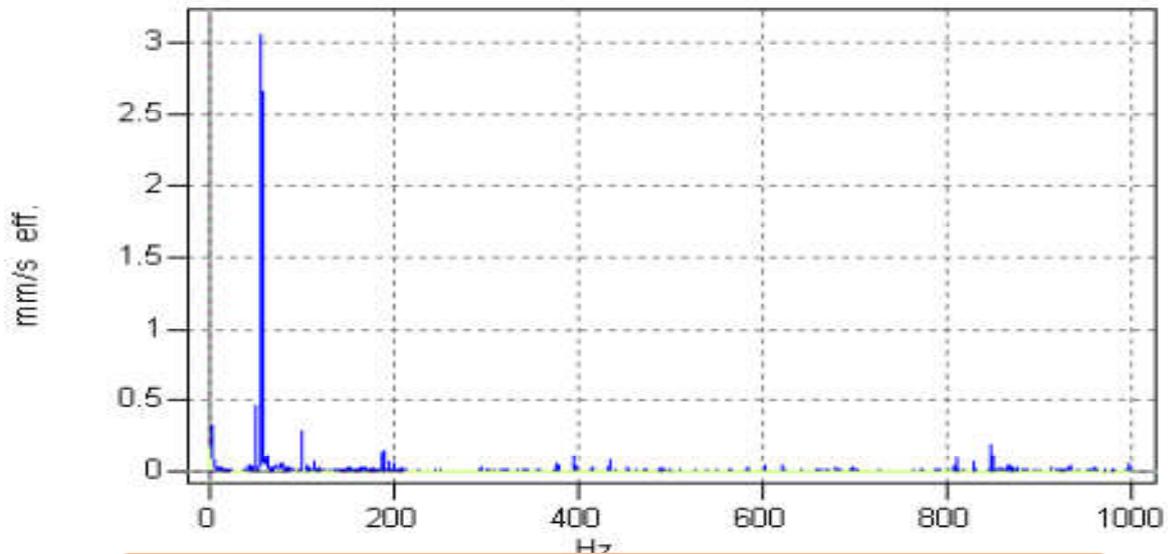


Figure .IV. 7: Représentation spectrale de troisième point de compresseur (Respectivement : horizontal, vertical).

Les spectres présentent un pic important à la fréquence de rotation à deux prix 65 Hz ($f \approx 65 \text{ Hz}$)

➤ **Interprétation :**

- Calcul la fréquence de rotor :

✓ Vitesse de rotation de service : 3890 tr/min

$$\omega = 2\pi f_0 \quad / \quad F_0 = \frac{\omega}{2\pi}$$

$$\text{On a aussi : } \omega = \frac{2\pi N}{60} \quad / \quad F_0 = \frac{N}{60}$$

AN:

$$F_{rot} = \frac{3890}{60}$$

$$F_{rot} = 64 \text{ HZ}$$

II.5.2. Analyse de résultat :

D'après les spectres, on remarque un pic important à la fréquence de rotation, ce qui signifie la présence d'un défaut de balourd ($F_{rot} \approx f$)

Alors on faire un cycle de révision sur le compresseur BCL 603 à pris la décision :

A. Révision partielle :

- Démontage des paliers des deux côtés, aspiration et refoulement ainsi que les paliers de butée.

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

- Vérification de l'usure des patins, en mesurant les jeux de diamètre et en les comparant aux cotes nominales.
- Démontage des boîtes d'étanchéités, contrôle de l'usure des bagues et les remplacer si nécessaire.
- Contrôle et nettoyage du système d'huile d'étanchéités et graissage.
- Etalonnage des instruments si nécessaire.
- Contrôle des systèmes d'alarmes et d déclenchement.

B. Révision générale :

La révision générale du compresseur consiste en l'ouverture complète du compresseur et de la réalisation des taches suivantes :

- Nettoyage complet du compresseurs, les accessoires, des conduites d'aspiration et refoulement.
- Relèvement de l'ensemble des jeux de labyrinthe sur deux demi-coquilles.
- Comparaison avec les tolérances données par le constructeur.
- Changement des labyrinthes si nécessaire.
- Changement des pièces d'usure des sous-ensembles paliers porteurs et la butée, ainsi que la boîte d'étanchéité de refoulement et d'aspiration.
- Changement des joints plats et toriques.
- Vérification de l'équerrage statique et dynamique du rotor. [43].

II.6. Début des travaux :

Le chef de service donne l'ordre suivant :

Démarrer la turbine **B** et l'arrêt immédiat de la turbine **A**, retrouve a cause de leur problème du compresseur.

1. Démontage :

Le démontage de la section rotor stator du compresseur suivi par un équilibrage dynamique du rotor.



Figure .IV .8: Image du rotor après le démontage.

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

Lors d'équilibrage effectué après l'enlèvement des boues/tartes qui recouvraient les roues de manière inhabituelle, on avait constaté un déséquilibre énorme de 494 g (52°) à l'aspiration et de 206 g (15°) au refoulement.

1^{ère} roue :



Fig .IV.9: Boue sur la roue.



Fig .IV.10: Boue humide à l'intérieur de la roue

2^{ème} roue :



Fig .IV.11: Boue sur l'arbre.



Fig. IV.12: Dépôt de boue à l'intérieure de la roue

3^{ème} roue :



Fig. IV.13: Dépôt de boue sèche.



Fig. IV.14: Dépôt de boue sèche à l'intérieur des aubes

Notre étude approfondie nous a révélé que la cause principale du déséquilibre de rotor à l'origine des pics de vibrations est due à la poussière (boue) accumulée au niveau des roues.

Dans le cadre de l'investigation sur l'anomalie, nous avons enlevé les boues/tartes et pris un échantillon de l'eau accumulée et les équipes compétentes du laboratoire au Japon ont analysé et diagnostiqué, et ses recherches ont révélé que le principe composant de boue qui recouvre les roues est le FeCO_3 .



Fig. IV. 15 : Image du bout (FeCO_3).

Après les efforts de les équipes de maintenance pour analyse et diagnostic des défauts. Nous sommes arrivés à la conclusion, que la cause qui a provoqué plusieurs arrêts en urgence du compresseur est due à un problème des vibrations réelles, générés par un déséquilibre du rotor causé principalement par un balourd, côté refoulement du compresseur.

II.7.Équilibrage :

Après avoir compris le problème de ce déséquilibre de rotor (balourd). Nous devons proposer une solution pour corriger ce problème par l'équilibrage. Le but théorique de l'équilibrage est de créer une distribution parfaite des masses d'un rotor autour de son axe de rotation. Cette action permettra d'éliminer toute force centrifuge.

En pratique, on essaie de trouver un compromis entre un niveau de vibration acceptable et le temps nécessaire à l'amélioration.

II.7.1. Les étapes d'équilibrage :

1. Vérification de la flèche :

Il faut contrôler la flèche du rotor. La flèche mesurée ne doit pas dépasser la flèche calculée.



Fig. IV.16 : Contrôle de la flèche du rotor.

✓ Calculé la flèche :

$$F_{calcul} = 6,35 \cdot \sqrt{6350 / RPM}$$

AN:

$$F_{calcul} = 6,35 \cdot \sqrt{6350 / 9200}$$

$$F_{calcul} = 0,0052 \text{ mm.}$$

Et

$$F_{mesure} = 0,004 \text{ mm.}$$

✓ Analyse des résultats :

On remarque la flèche calculé supérieur par report la flèche mesure ($F_{mesure} \leq F_{calcul}$). Alors la condition de la flèche est un vérifié.

2. Choix de la technique d'équilibrage :

La technique qui utilise dans cette machine est **équilibrage sur machine**.

3. Choix de la machine :

Le choix de la machine est suivant le poids du rotor :

Poids de rotors	Le choix de la machine
$P_{rot} = 10\text{kg}$	Ne peuvent pas équilibrer
$10\text{kg} < P_{rot} < 1000\text{kg}$	La H4B
$500\text{kg} < P_{rot} < 9000\text{kg}$	La H6V

On a: $P_{rot} = 1600\text{kg}$

Donc selon les données du tableau, il doit être choisi la **machine H6V**.

Car : $500\text{kg} < 1600\text{kg} < 9000\text{kg}$

4. Méthode utilisée :

La méthode dynamique.

5. Mesuré les paramètres suivants :

- Diamètres des deux paliers du rotor.
- Distance entre les deux paliers.
- Diamètre des impulseurs (plans de correction)
- Poids du rotor nu et équipé.

6. Type d'équilibrage :

Le type d'équilibrage ici est par enlèvement de matière qui est indiqué dans la machine par ce symbole ().

Remarque :

Il existe deux modes pour chaque type (enlèvement de matière ou bien ajouté de matière) :

a) **Composante** : on trouve sur le plan de correction des tétants ou on peut ajouter des masselottes réparties à la même distance de centre de ce plan (Rotor d'un moteur électrique).

b) **Polaire** : on peut faire la correction sur toute la surface du plan (rotor d'un compresseur centrifuge).

7. Calcul de la vitesse critique :

La vitesse critique pour la machine H6V est déterminée comme suit :

$$P \cdot N^2 = 1800 \cdot 10^6 \quad \longrightarrow \quad N = 1000 \cdot \sqrt{1800/p}$$

On a:

$$P = 1600 \text{ kg}$$

Vitesse de rotation défini par le constructeur du compresseur est $V = 9200 \text{ tr/min}$

AN:

$$N = 1000 \cdot \sqrt{1800/1600} \quad \longrightarrow \quad N = 1225 \text{ tr/min}$$

✓ **Analyse des résultats :**

Dans cette cas, il faut choisi une vitesse inférieure de (N) pour la vitesse d'équilibrage ne dépasse pas la valeur de la vitesse critique $V_{eq} < N$ (pour éviter le phénomène de résonance).

IL existe donc dans cette boîte de vitesse à Cinq rapports :(2080, 1450, 850, 480, 250 tr/m).

➤ Alors on choisi ici : $V = 850 \text{ tr/min}$

8. Calcul de tolérance "Tol":

● **L'excentricité :**

$$e = \frac{6350}{v}$$

AN:

$$e = \frac{6350}{9200} \quad \longrightarrow \quad e = 0,69 \text{ g.mm/kg}$$

La relation de la tolérance est comme suit :

$$\text{Tol} = e \cdot P$$

AN:

$$\text{Tol} = 0,69 \cdot 1600 \quad \longrightarrow \quad \text{Tol} = 1104 \text{ g.mm}$$

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

- Dans ce cas on a $V > 500$ tr/min il faut multiplier la tolérance et le rayon d'équilibrage par le coefficient d'influence.

Nombre de plan :

On a:

$$a = 545 \text{ mm} , \quad b = 1220 \text{ mm}, \quad c = 845 \text{ mm}.$$

$$L = 545 + 1220 + 845$$

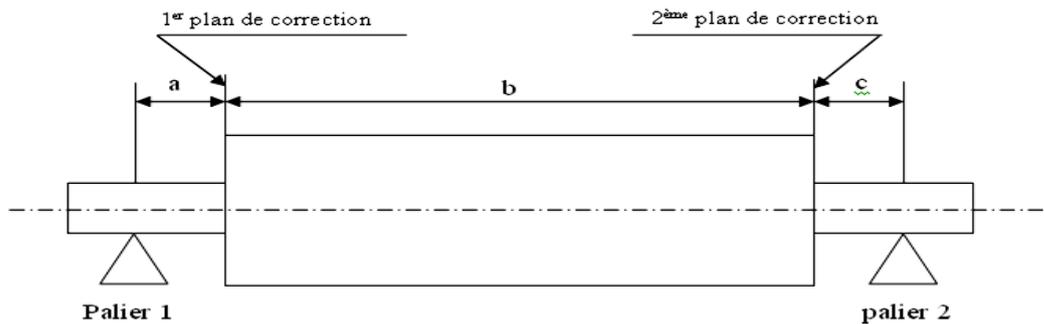
$$\text{➤ } L = 2610 \text{ mm}$$

$$\text{➤ } D = 600 \text{ mm}$$

$$\frac{L}{D} = 4.35 > 0.5$$

$$\text{➤ Si } N > 150 \text{ tr/min}$$

Alors il faut choisir 2 plans



a : la distance entre le milieu du palier 1 et la face du plan 1 de correction.

b : la distance entre les deux faces de correction.

c : la distance entre la face de 2eme plan de correction et le milieu du 2^{ème} palier (a, b, c) ils aident l'intégrateur de signaux à localiser l'endroit exact de correction sur les plans d'équilibrage. Entre les rayons des deux pans de correction (r_1, r_2)

PLAN ₁	PLAN ₂
Tol ₁ * 0.341	Tol ₂ * 0.308
r ₁ * 0.341	r ₂ * 0.308

Calcul de la tolérance et le rayon du 1^{er} plan :

$$\text{Tol}_1 = 0,341 * 1104$$



$$\text{Tol}_1 = 376,5 \text{ g .mm}$$

$$r_1 = 0,341 * 339,88$$



$$r_1 = 115,9 \text{ mm}$$

Calcul de la tolérance et le rayon du 2^{eme} plan :

$$\text{Tol}_2 = 1104 * 0,308$$



$$\text{Tol}_2 = 340,1 \text{ g mm}$$

$$r_2 = 339,8 * 0,308$$



$$r_2 = 104,7 \text{ mm}$$

9. Mètre le rotor sur machine :

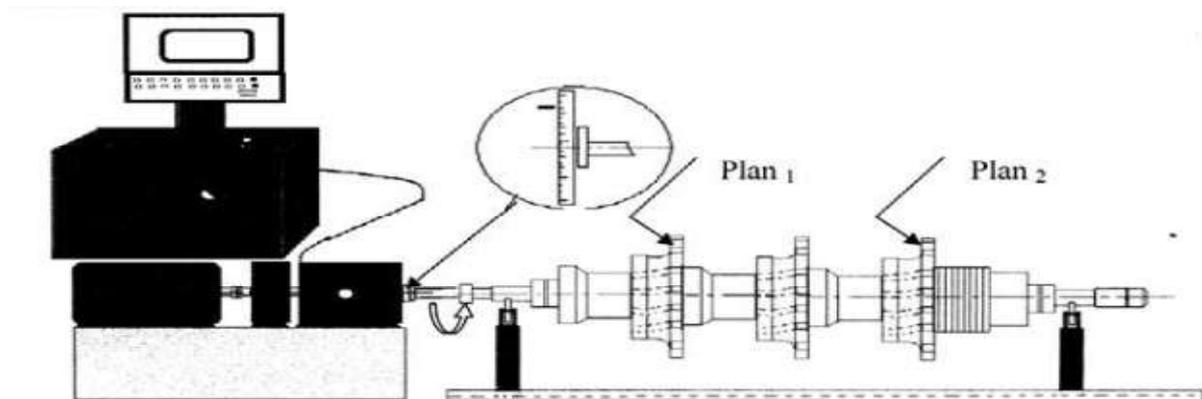


Fig. IV. 17 : La position du rotor sur la machine.

10. Choix de cardan :

Le cardan est utilisé ici pour relié le rotor avec la machine a équilibré H6V le choix de cardan se fait à partir du poids du rotor et son excentricité.

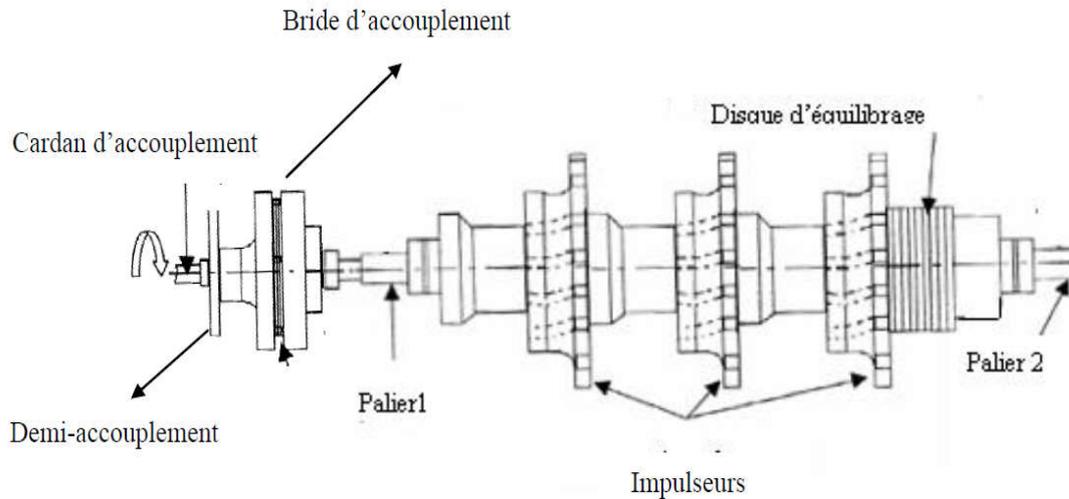


Fig. IV .18 : Les différent organes de rotor l'accolement.

II.8. Résultat d'équilibrage :

Les résultats ont été obtenus avant le sablage(NU) : (sans butée, et accouplement).

- **Sablage :**

le sablage est un technique industrielle de nettoyage de surfaces avant d'équilibrage que ce soit un rotor, une poulie, ou des roues, en utilisant un abrasif projeté à grande vitesse et haut pression à l'aide de pression, et le projective de sable (oxyde aluminium), il sert à colmater les fessure et enlevé la rouille.) [44]

- **Résultats obtenues :**

On a:

N réelle = 880tr/min

Plan1	Plan2
r1 : 115,9 mm	r2 : 104,7 mm
m1:  Pol	m2  Pol
Tol 1 : 376,59.mm,	Tol 2 :340,19.mm

➤ **Premier lance:** pour déséquilibre important et **rotor** est hors tolérance.

Lancer 1 :

Plan 1	Plan 2
$\overbrace{\quad}^{\quad}$ 206 g e 15 degré 63,5* Tol	$\overbrace{\quad}^{\quad}$ 494 g e 52 degré 152,1*Tol

Après le sablage (NU) :

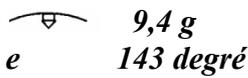
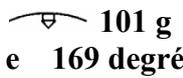
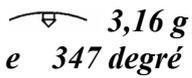
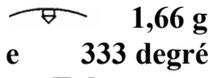
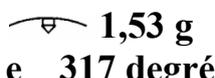
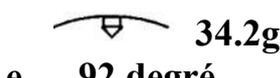
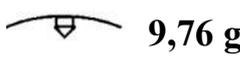
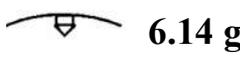
Pour éliminé la moindre chose qui peuvent augmenter le balourd il été fallu un sablage pour nettoyy le rotor.



Fig. IV.19 : Le rotor sur l'équilibreuse après le sablage.

Les lancers	Plan 1	Plan 2	Analyse résultat
Lancer 2 : Lancement après le nettoyage	$\overbrace{\quad}^{\quad}$ 23.5 g e 236 degré 9,4* Tol	$\overbrace{\quad}^{\quad}$ 14 7 g e 168 degré 45,9*Tol	Le rotor est toujours hors tolérance. début d'enlèvement de matière dans les deux plans de correction.
<p>dans le plan 1 il faut enlever a peu près 23,5 g dans l'angle 136 degré, même chose pour le deuxième plan.</p>			
Lancer 3	$\overbrace{\quad}^{\quad}$ 13,9 g e 342 degré	$\overbrace{\quad}^{\quad}$ 113 g e 170 degré 35,3*Tol	le rotor est toujours hors tolérance.

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

	4,3* Tol		
Lancer 4	 9,4 g e 143 degré 2,9* Tol	 101 g e 169 degré 31,5*Tol	le rotor est toujours hors tolérance.
Lancer 5	 3,16 g e 347 degré 1,5 * Tol	 2,6 8g e 355 degré 20*Tol	Après 5 lancers le rotor entre en tolérance de son équilibre.
Lancer 6	 1,66 g e 333 degré en Tol	 1,53 g e 317 degré en Tol	le rotor est équilibré mais sans accouplement et butée C'est pour ça qu'il faut l'équilibré une deuxième Foix avec son accouplement et butée.
<ul style="list-style-type: none"> • Equipé (monte manchon d'accouplement, la butée) : Lancé a nouveaux le rotor • On constat que le rotor même équilibré nu, quand nous ajoutons l'accouplement et la butée il se créa un autre déséquilibre • C'est-à-dire quand l'accouplement est déséquilibré il va influencer sur l'équilibre du rotor. 			
Lancer 7	 34.2g e 92 degré 3.4* Tol	 9,76 g e 233 degré 1,1*Tol	
Lancer 8	 5.2 g e 92 degré en Tol	 6.14 g e 247 degré en Tol	Après le 8 lancé le rotor est en tolérance c'est-à-dire équilibré.

Tableaux .IV .1 : Les lancers de l'équilibrage.

III. Simulation d'un rotor mono-disque sous l'influence d'un balourd :

III.1. Turbine a gaz MS.5002.B :

Turbine à gaz MS5002.

Pour décrire et remplir un dossier machine de la maintenance industrielle, on doit connaître surtout un petit historique de quelques problèmes ou pannes subit par ces machines.

ces systèmes tournants sont exposés a des grands défis et anomalies de fonctionnement qui peuvent êtres dues a une instabilité de fonctionnement, une dissymétrie des raideurs des paliers et surtout quand ils tournent muni d'un Balourd et nécessitent une maintenance et un suivit stricte et rigoureux .

Dans ce document, on présente une étude avec simulation Matlab du rotor basse pression avec disque.

Le comportement vibratoire de ce rotor est donné par des tracés qui seront interpréter et discutés.

Le comportement vibratoire du rotor de la Turbine sans l'influence des l'excitation extérieure sans Balourd et avec Balourd sera abordé dans cette étude.

III.2. Modélisation du banc d'essai :

Le modèle de référence est un rotor BP (basse pression) de turbine à gaz MS 5002B, dont les paramètres géométriques et physiques sont les suivants :

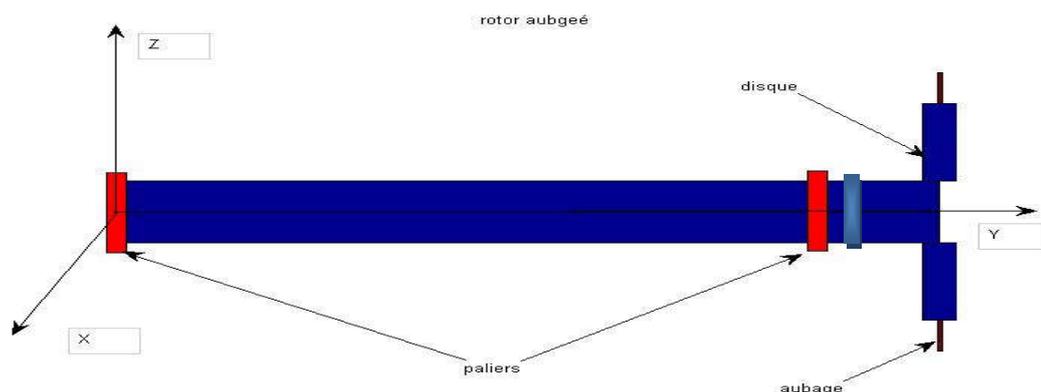


Figure. IV .20 : Modèle de référence - rotor BP de turbine à gaz MS 5002B

Disque:

Rayon intérieur	Rayon extérieur	Masse volumique	Épaisseur	Position de disque sur le rotor
$R_{d1}=0.2\text{m}$	$R_{d2}=0.7\text{m}$	$\rho_d=7800\text{kg/m}^3$	$h=0.064\text{m}$	$y=1.603\text{m}$

Arbre:

Rayon de section droit	Masse volumique	Longueur de rotor	Module de Young
$R_a=0.2\text{m}$	$\rho_a=7800\text{ kg/m}^3$	$L=1.364\text{m}$	$E_a. = 20\text{e}10\text{ N/m}^2$

Balourd:

Masse de balourd	Distance de balourd
$\mu=0.0001\text{ kg}$	$d=0.7$

III.3.Objectif :

Le comportement vibratoire du rotor de la turbine équilibrée (sans balourd) et non équilibrée avec balourd sera abordé dans cette étude.

L'étude est faite par une formulation de la méthode des éléments finis version hp-FEM :

$h=12, p=4$

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

Shafts

Shafts : physical and geometric properties

Number of shaft sections Begin entering properties

Shaft Section Properties

shaft section nombre 1 Generat Shaft Data

Outside Radius	<input type="text" value="0.2"/>	m
Inside Radius	<input type="text" value="0"/>	m
Length	<input type="text" value="1.364"/>	m
Number of mesh elements	<input type="text" value="10"/>	

Properties of the material used		
Density	<input type="text" value="7800"/>	Kg/m ³
Young's modulus	<input type="text" value="2e+11"/>	MPa
Poisson's ratio	<input type="text" value="0.3"/>	

Section cutting direction ▾

Cutting depth angle °

Model d'axe 01

Model d'axe 02

Shaft section 01 Length

Shaft section 02

Shaft section 01

Shaft section 03

Inside Radius

Outside Radius

Outside Radius

Outside Radius

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

Disc

Discs : physical and geometric properties

Number of discs Begin entering properties

Disc Properties

Disk number 1 Generat Disc Data

Properties of the material used		
Density	<input type="text" value="7800"/>	Kg/m ³
Young modulus	<input type="text" value="2e+11"/>	MPa
Poisson's ratio	<input type="text" value="0.3"/>	

Outside Radius m

Inside Radius m

Thiknesse m

Position of the disc from the left Section cutting direction

Number of the shaft where the disc is fixed Cutting depth angle °

Nodal position from the left

Model d'axe 01

Model d'axe 02

3D model showing Disk 01 and Disk 02 mounted on a shaft. The shaft is labeled 'Node' and has a diameter 'Rint'. The discs are labeled 'Disk 01' and 'Disk 02'. The distance between the centers of the discs is labeled 'yd'. The outer radius of the discs is labeled 'Rext'.

CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

ISO_Bearing

Isotropic Bearings Properties

Total number of Isotropic Bearings Begin entering properties

Generating Bearing's Data

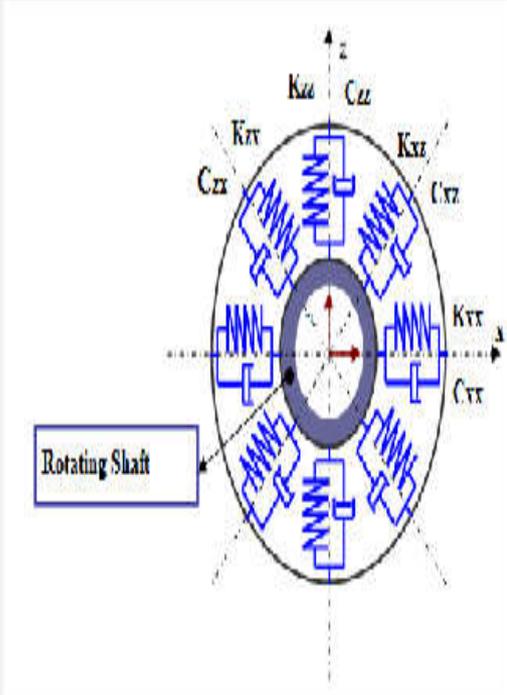
Bearing number 1 Generat Bearing's Data

Kxx	<input type="text" value="5e+10"/>	Cxx	<input type="text" value="700"/>
Kxz	<input type="text" value="0"/>	Cxz	<input type="text" value="0"/>
Kzx	<input type="text" value="0"/>	Czx	<input type="text" value="0"/>
Kzz	<input type="text" value="5e+10"/>	Czz	<input type="text" value="700"/>

Nodal Position from the left

Position from the left m

Inside radius m



CHAPITRE IV Etude expérimentale de compresseur centrifuge BCL603

UI Figure

Number of Unbalances Begin entering properties

Unbalance number 1 Generat Unbalance Data

Mass g

Radius m

Phase radian

Nodal position from the left

Position from the left m

Number of the shaft where the Unbalance is

The diagram illustrates a rotating unbalance mass m_b at a radius r_b from the center of rotation C . The shaft rotates with angular velocity Ω . The phase angle between the mass and the vertical dashed line is η_b . The unbalance vector u_b is shown along the horizontal axis, and the center of gravity C^{int} is indicated at the end of the horizontal axis.

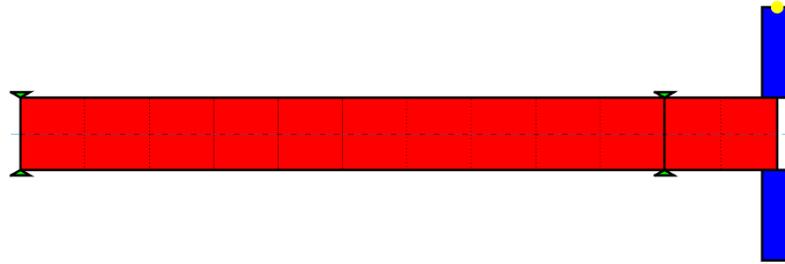


Figure .IV .21 : Maillage du rotor d'un système tournant en 2D.

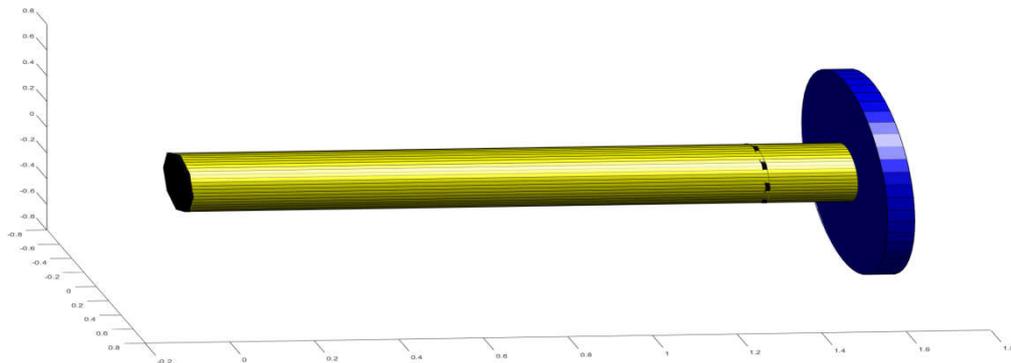


Figure. IV.22 : Rotor d'un système tournant en 3D.

III.4. Diagramme de Campbell :

III.4.1. Diagramme de Campbell d'un Rotor (sans Balourd) équilibré :

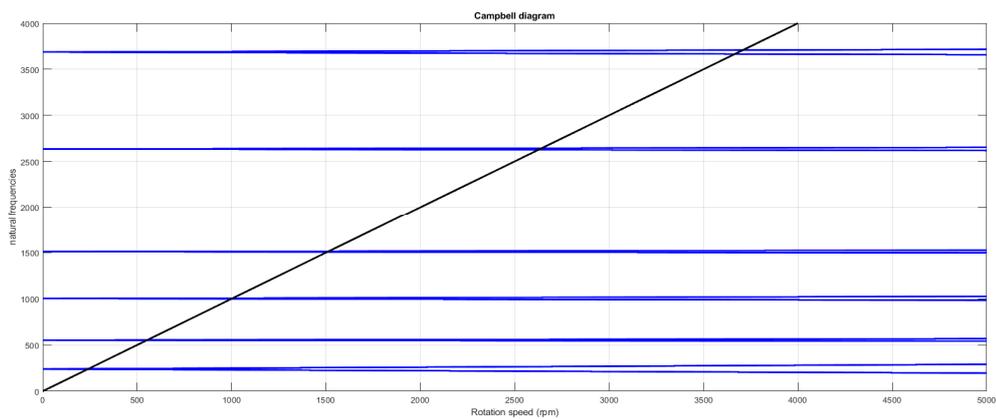


Figure. IV.23 : Diagramme de Campbell des six premiers modes avec la position des vitesses critiques

Fréquences= Ω

Les intersections de la droite $Y = \Omega$ avec la précession directe de chaque mode donnent les vitesses critiques de passage en montée ou en descente. Se sont les vitesses critiques propres du rotor (c.-à-d. sans la présence de l'excitation externe) sans Balourds).

III.4.1 Diagramme de Campbell d'un Rotor Non équilibré (Avec présence d'un Balourd) :

Les figures ci-dessous représentent :

B1) **en Premier le diagramme de Campbell d'un Rotor avec Balourd non équilibrée.

B2) ** en deuxième le diagramme des réponses aux excitations du Balourd en monté de vitesse de rotation

B3) ** l'intersection de la droite avec les branches de la précession directe donnent les vitesses critiques dues aux balourds

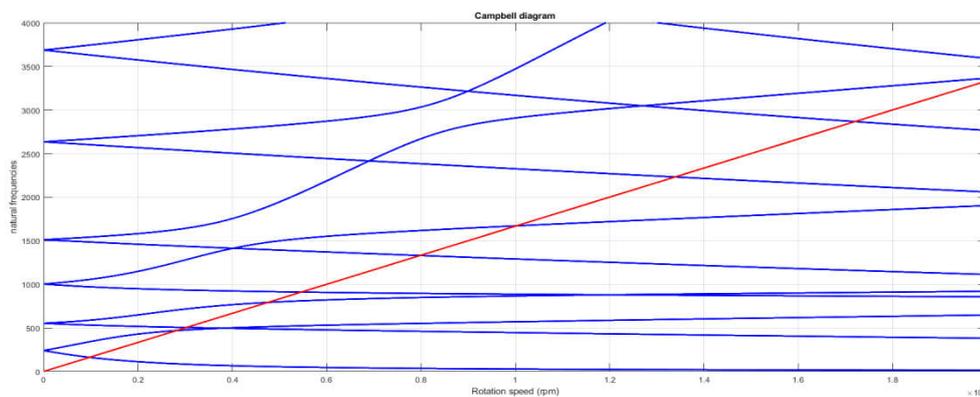


Figure. IV.24 : Diagramme de Campbell des six premiers modes avec
La position des vitesses critiques

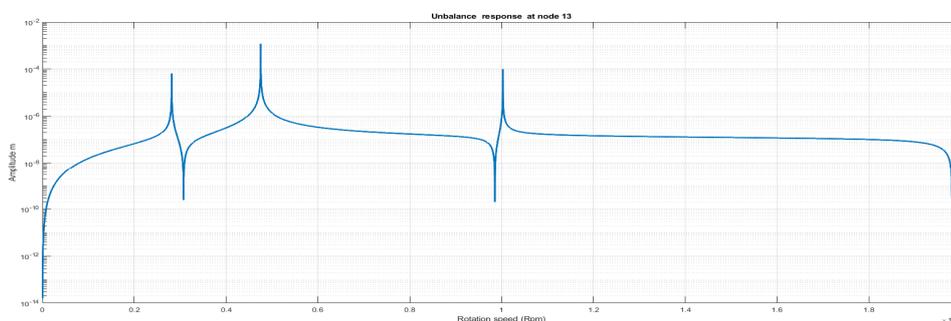


Figure. IV.25 : Réponse au balourd au Nœud 13

Fréquence = $\frac{\Omega}{60}$ Montre les vitesses critiques du balourd

Interprétation :

A. sur le diagramme de Campbell :

On constate que l'ouverture des branches directes et indirecte est dues a l'effet gyroscopique qui avec l'augmentation de la vitesse de rotation l'effet gyroscopique augmente et l'ouverture des branches augmentent aussi et les modes de vibration sont classés de la fréquence la plus faible vers la plus grande. (1^{er} Mode, 2eme Mode.....).

B. Le diagramme des réponses :

On constate sur ce diagramme que les réponses (grande amplitude) correspondraient aux excitations du balourd avec l'augmentation des amplitudes vibratoires pour chaque vitesse critique de chaque Mode. C'est un rotor non équilibrée

Unbalance Responce

Unbalance responce

Initial Speed Rpm

Final Speed Rpm

Speed Step Rpm

Time sec

Time Step sec

Node

Figure 1 axis

	min	max		Axis Scale	
Xlimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change Xlimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>
Ylimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change Ylimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>
Zlimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change zlimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>

Figure 2 axis

	min	max		Axis Scale	
Xlimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change Xlimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>
Ylimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change Ylimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>
Zlimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change zlimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>

Figure 3 axis

	min	max		Axis Scale	
Xlimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change Xlimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>
Ylimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change Ylimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>
Zlimits	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="button" value="Change zlimits"/>	<input type="button" value="Lin"/>	<input type="button" value="Log"/>

C. Réponse aux balourds rotors non équilibré :

C1. Nœud 13 du disque.

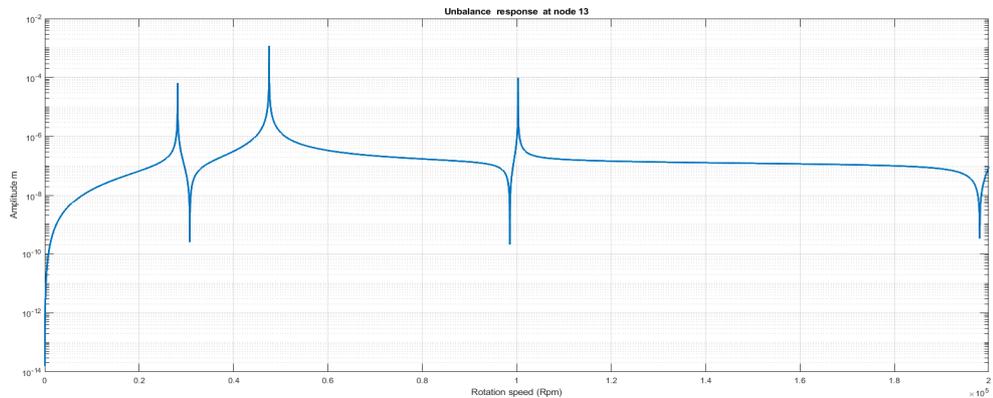


Figure. IV.26 : Réponse au balourd dans le nœud 13 (au niveau de disque)

C1. Nœud 11

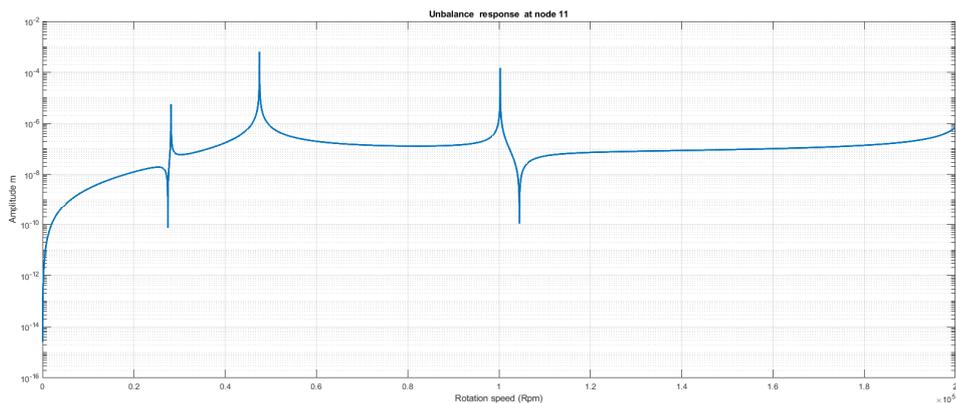


Figure. IV.27 : Réponse au balourd au Nœud 11

C3. Nœud 9.

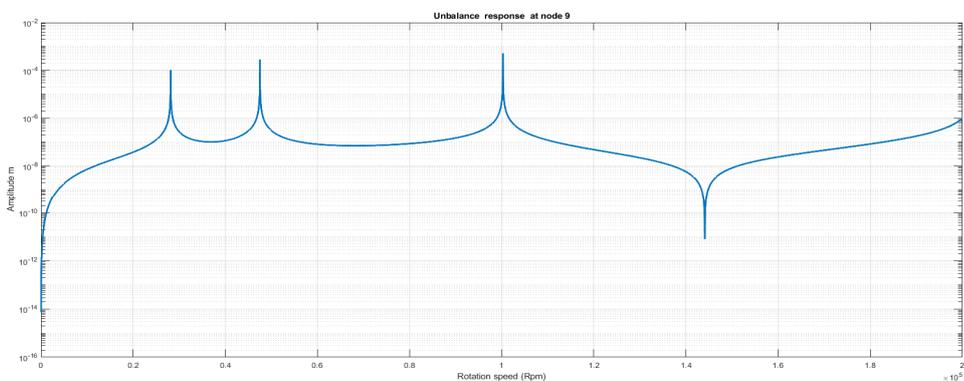


Figure. IV.28 : Réponse au balourd au Nœud 9.

C4. Nœud 7.

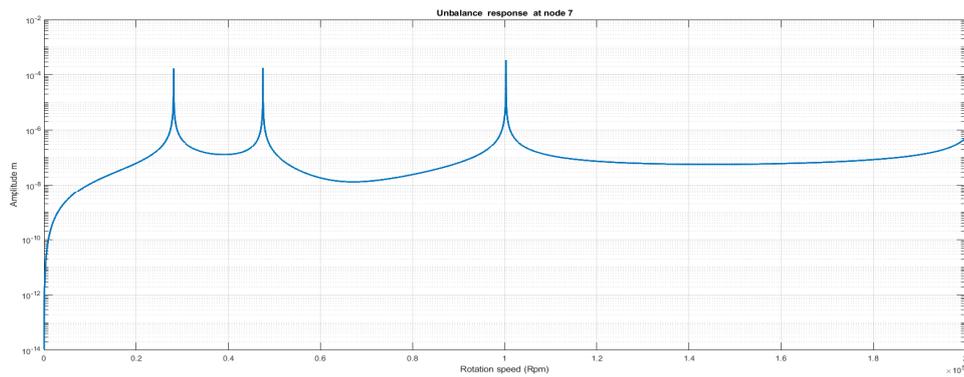


Figure. IV.29:Réponse au balourd au Nœud 7.

C5. Nœuds 5.

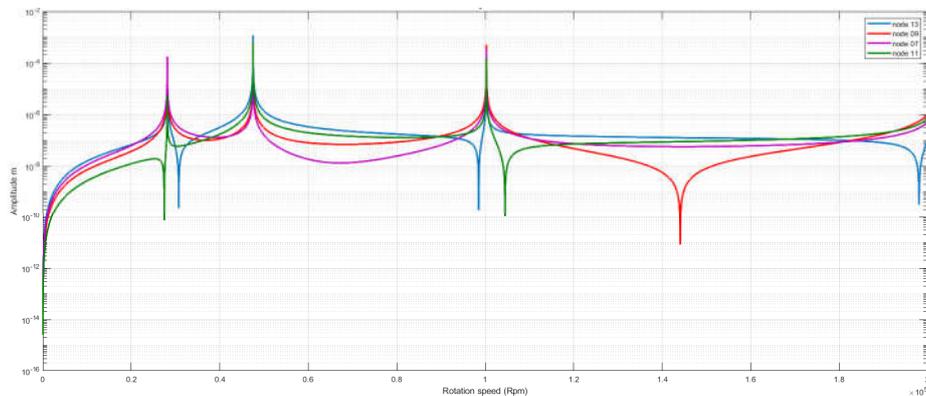


Figure. IV.30:Réponse au balourd des 5 Nœuds.

	Nœud 7	Nœud 9	Nœud 11	Nœud 13
Réponse 1^{er} Mode	10^{-3}	$6.04 \cdot 10^{-5}$	$4,06 \cdot 10^{-5}$	$4.05 \cdot 10^{-4}$
Réponse 2^{eme} Mode	$1.09 \cdot 10^{-3}$	10^{-3}	10^{-3}	$40.6 \cdot 10^{-4}$
Réponse 3^{eme} Mode	$2.08 \cdot 10^{-3}$	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}

On constate que les amplitudes sont classées du plus petit au plus grand comme suit aux divers types de nœuds :

Amplitude A et Nœud : N.

Réponse 1^{er} mode: AN11, AN9, AN13, AN7

Réponse 2^{eme} mode: AN11, AN9, AN7, AN13

Réponse 3^{eme} mode: AN11, AN13, AN9, AN7

Conclusion:

Dans ce document, on présente une étude avec simulation matlab du rotor basse pression avec disque.

Le comportement vibratoire de ce rotor est donné par des tracés qui seront interpréter et discutés.

A. Rotor avec balourd Non équilibrée :

On constate que le rotor avec BALOURD c'est-à-dire rotor non équilibré a un comportement excentrique qui peut provoquer des dégradations, et des usures (Nœuds 7 et 13 et paliers).

Cette excentricité est due aux forces excitatrices du BALOURD qui sont des forces cycliques et qui peuvent provoquer des pannes et des arrêts non programmé nocifs pour la production, la rentabilité et la fiabilité des machines. Ce comportement se voir clairement sur le diagramme de Campbell :

1°-Pour un rotor Non équilibré les précessions directes augmentent rapidement même pour de petites vitesses de rotations et varient non linéairement avec la vitesse.

2°-Ces variations non linéaires de la précession directes sont observées sur le mode 3, mode 4, mode5 et mode 6 Et donnent des renseignements sur les vitesses critiques avec des valeurs erronées et dangereuses pour le bon fonctionnement du rotor.

3°- Quand les vitesses critiques sont fausses alors le rotor peut tourner a des vitesse critiques dangereuses qui sont les vitesses de résonnances vibratoires ou la panne du système tournant est inévitable.

B. Rotor sans balourd -Rotor équilibrée :

Pour le rotor sans Balourd c'est-à-dire Rotor équilibré le comportement vibratoire se traduit par le diagramme de Campbell dont les précessions directes et indirectes varient linéairement avec la vitesse de rotation du rotor et donnent avec l'intersection de la droite y les vraies vitesses critiques que le Rotor doit éviter pour garder son bon fonctionnement et augmente sa durée de vie.

On constate aussi que l'effet gyroscopique pour ce rotor équilibré na pas d'influence sur les vibrations de tous les modes contrairement pour le Rotor non équilibré ou on voie bien l'effet gyroscopique qui agit sur le rotor en séparant les deux branches de la précession directes et indirectes entrainants des instabilité de fonctionnement du rotor et provoquant une dissymétrie dans les raideurs des paliers rendant le Rotor instable.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans cette ce mémoire l'étude est consacrée sur le maintien du bon fonctionnement des machines tournantes industrielles notamment notre recherche est focalisée sur le fonctionnement des compresseur centrifuges industrielle et éventuellement les anomalies et les pannes qui peuvent a ce type de machines.

Les dysfonctionnements qui peuvent êtres dues à un bruit, un sifflement, un désalignement d'arbre, ou à un serrage non contrôlé ou autres.... Peuvent être la cause principales des arrêts brusques et non planifiés des machines tournantes et qui sont avec une grande conséquence sur la production, pour contourner ce type de problème qui a une influence majeur sur la rentabilité on a jugé important d'appliquer la politique d'une maintenance préventive a cette machine pour pouvoir la préserver a niveau de production et de rentabilité maximal.

La maintenance préventive nécessite des rondes régulières et périodique pour palier a des anomalies de niveau un ou deux, et avec l'utilisation des capteurs électroniques et numériques pour la détection des anomalies et avaries se trouvant aux cœurs du système tournant, pour cela une étude sur les divers types de capteurs utilisés en industrie de la maintenance industrielle a été présenté, et une analyse des divers types de pannes pouvant altérées a ce types de machine tournante avec présentation des spectres de références de chaque pannes.

En générale ce type des machines tournantes peuvent avoir deux plans ou plus pour l'emplacement des capteurs électroniques voyants ou alarme détectant d'éventuelles Anomalies de fonctionnement, pour ce compresseur centrifuge qui est du type BCL 603 les trois plans sont définis de part et d'autres de l'accouplement du compresseur avec la turbine à l'aspiration et au refoulement, les graphe obtenus par ces capteurs montrent clairement qu'il s'agit d'un problème de déséquilibre du rotor. Et sont presque les même que les spectres de références dues à un balourd entre l'aspiration et refoulement par suite les problèmes de balourds nécessitent un nettoyage de l'arbre suivi d'un équilibrage. Apres démontage du compresseur et de l'arbre l'équipe du service de la maintenance a constaté un dépôt de boues due à la crasse prenant une partie de ce balourd et l'autre partie doit passer par un équilibrage, on a présenté pour cette intervention l'origine et du type de dépôt de boue sur l'arbre et on a fait un équilibrage a ce rotor qu'il puisse tourner et fonctionner avec un rendement maximal.

Les Annexes

I. Les différents types de capteurs :

I.1. Proximètres (la sonde de déplacement) :

Est un capteur mesure déplacement relatif entre l'arbre et le palier qui est du aux vibration. la bobine et le conditionneur intégrés forment ensemble un circuit électrique oscillant, le circuit oscillant crée un champ magnétique alternatif dans la bobine du capteur. D'après le principe d'induction, il se crée alors courants de Foucault dans un corps conducteur que l'on approche du capteur. Ces courants de Foucault agissent à leur tour sur la bobine par l'intermédiaire du champ magnétique et consomment ainsi de l'énergie électrique. Cette transformation d'énergie est d'autant plus importante que le corps métallique est proche de la bobine et que sa susceptibilité magnétique est élevée. [17]

- **Les problèmes et défaut détectés :** Arbre, palier lisse, butée
Généraux : balourd, désalignement, usure, etc.

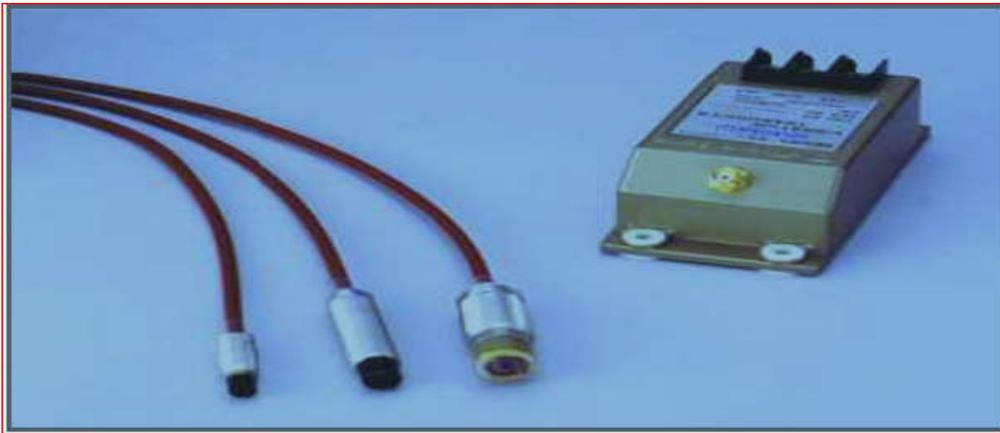


Figure.1: Proximètre et leur driver.

I. 2. les vélocimètre :

Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté. Le mouvement de la bobine, induit par la vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse du mouvement de la bobine. Les capteurs de vitesse ou vélocimètres sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. [45]

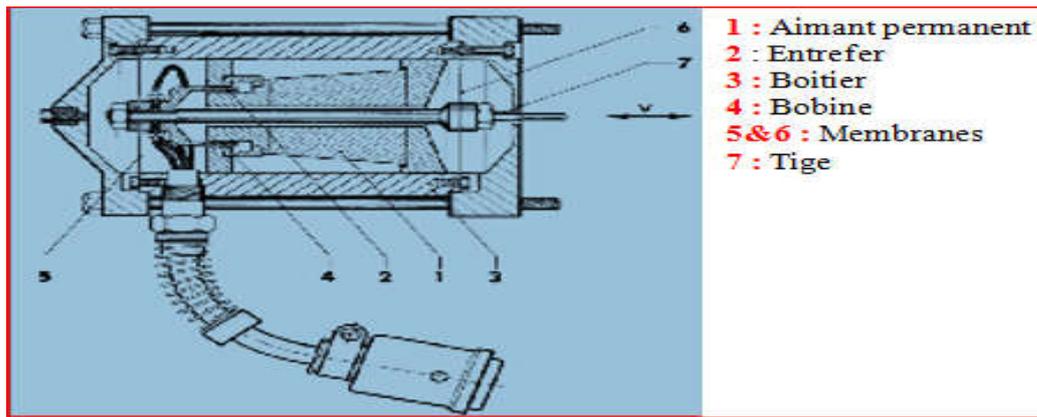


Figure I. 2 : schéma de principe d'une vélocimétrie

I.2.1. Mesure des vitesses vibratoires d'après le principe électrodynamique :

Une force électromotrice (f.e.m) d'indication e est alors générée, qui est le produit de la vitesse v de vibration, de l'induction magnétique B et de la longueur l de l'enroulement.

$$e = B \cdot l \cdot v \quad ; e = k \cdot v$$

Et pour B et l constantes ($B \cdot l = k$) la f.e.m d'indication est proportionnelle à la vitesse de vibration.

I. 2.2. Raiponce en fréquence : la caractéristique représente la tension de sortie d'un capteur électrodynamique en fonction de la fréquence à vitesse constante. [30]

➤ 3. Capteur d'accélération (accéléromètre) :

Dans la pratique, les capteurs d'accélération les plus répandus sont les capteurs piézoélectriques. Il en existe des exécutions très variées d'un point de vue tant mécanique qu'électrique. Le capteur d'accélération doit être choisi en fonction de son utilisation.

I .3.1. Mesure des accélérations vibratoires d'après le principe piézo - électrique :



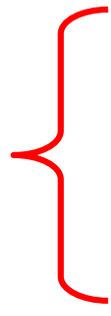
Figure .I .3: Accéléromètre piézoélectrique

Les Annexes

Les éléments actifs de ce type de actif de ce type de capteur sont des disques de cristal piézoélectrique présentant la propriété de transformer une oscillation mécanique (pression ou cisaillement) en charge électrique.

- Effet piézo-électrique :

$$Q = K_i.P \quad ; \quad P = \frac{F}{S} \quad ; \quad Q = K.a \quad ; \quad F = M.a \quad \text{avec} \quad K.a = k_i.M.a/s$$

- 
- Q : charge électrique générée par l'effet piézo-électrique [PC]
 - P : pression exercée sur la céramique [N/m^2]
 - F : force exercée sur la céramique [N]
 - S : surface de contact entre la masse sismique et la céramique [m^2]
 - M : masse sismique [Kg]
 - m : accélération du capteur [m/s^2].
 - k : constante [PC/N/ m^2].
 - K : facteur de transmission [PC/ m/s^2]

I .3.2.Plage de fréquence : La plage de fréquence utilisable linéairement est égal environ à un tiers de la fréquence de résonance de capteur.

I .3.3.Point de mesure : le point de mesure peut être quelconque. Aucun précaution particulière n'est requise tant que les fréquences à mesure restent basse (quelques centaines de Hz).les hautes fréquence ne pourront être appréhendées que si la fixation est très soignée. [30]

➤ **II .Appareil de mesure VIBROTEST60 :**

Le VIBROTEST60 est un appareil pratique de mesure de vibrations pour apprécier l'état des machines, faire le diagnostic des défauts et pour réaliser la maintenance conditionnelle. Le concept de fonctions modulaires du VIBROTEST60 permet de combiner plusieurs modes de mesure et ouvre ainsi de nombreux champs d'application. Il est possible à tout moment d'acquérir d'autres fonctions et de compléter peu à peu les possibilités de mesure.

VIBROTEST60 constitue, grâce à ces nombreuses possibilités, la solution universelle pour un diagnostic professionnel, aussi il très flexible et polyvalent. Il offre dès la version de base une solution économique. [24]

Les Annexes



Figure II.1 : Appareil de mesure de vibration «VIBROTEST60 60 »

Bibliographique

Bibliographique

[1] : Détection, étude et analyse de défauts d'une machine industrielle-Cas pratique-FAHSSI OMAR-LABCHEK ADNAN-2015/2016.

<http://di.univ-blida.dz:8080/xmlui/handle/123456789/3605>

[2] : Contribution à la dynamique des machines tournantes :application aux arbres moteurs-TOUAHRI Abdelghani-2015/2016.

<http://dspace.univmsila.dz:8080/xmlui/bitstream/handle/123456789/2494/306.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

[3] : Application de l'ODS à l'analyse des problèmes de vibration des machines tournantes- Mr. HACHEMI Mohammed-2012

<http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/9520/1/MS.Hyd.Hachemi.PDF.pdf>

[4] : détection des défauts d'une machine tournantes par l'analyse FFT-KADDOURI Ibrahim -SERAH Youcef-2018/2019

<http://dspace.univmsila.dz:8080/xmlui/bitstream/handle/123456789/16027/765.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

[5] : Etude des défauts du roulement par analyse spectrale et cepstrale-REDJIL KHAOULA-2017

<http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/03/REDJIL-KHAOULA.pdf>

[6] : DEVELOPPEMENT ET MISE EN ŒUVRE D'OUTILS DE SURVEILLANCE DES MACHINES TOURNTES PAR ANALYSE VIBRATOIRE EN REGIME VARIABLE-Mohamed lamine BOUHALAIS-2018/2019

<http://dspace.univ-guelma.dz:8080/xmlui/handle/123456789/4118>

[7] : LES METHODES DE MAINTENANCES

<http://pamelard.electro.pagesperso-orange.fr/fichier%20pdf/maintenance/chap1%20la%20maintenance%20.pdf>

[8] : RECHERCHE SIGNATURES ROBUSTES DES DEFAUTS DANS UNE MACHINE TOURNANTE A TRAVERS L4ANLYSE DE SIGNAUX VIBRATOIRES-Mr Mouloud AYAD-2015.

<http://dspace.univ-setif.dz:8888/jspui/handle/123456789/1744>

[9] : <https://www.picomto.com/5-types-de-maintenance-a-connaître-absolument/>

[10] : <https://www.dunod.com/sites/default/files/atoms/files/9782100763160/Feuilletage.pdf>

Bibliographique

[11] : ANALYSE DE LA FONCTION MAINTNANCE A L'UNITE TSS_SIDER ANNABA-**MAHFOUD BRAHIM-2016/2017**.

<http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/02/memoire-finale-MAHFOUD-BRAHIM.pdf>

[12] : <https://www.technologuepro.com/cours-genie-mecanique/cours-1-techniques-surveillance/>

[13] : le thermographique infrarouge en maintenance prédictive **cas du centre hospitalier Saint-joseph-Espérance**.

<http://e2mc.be/wp-content/uploads/2015/04/Thermographie.pdf>

[14] : Les caméras Infrarouges

http://www-iut.univ-lille1.fr/LP_VI/projets/rapport_Camera_Infrarouge_09.pdf

[15]: <file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/Th%C3%A8se%20YOUNES.pdf>

[16]: Analyse vibratoire des défauts courants dans le parc machine de la central thermique RAS-DJINET-**Mr.AKBI BRAHIM-HAMZAOUI ESSAID-2016/2017**

<http://dlibrary.univ-boumerdes.dz:8080/handle/123456789/4191>

[17]: ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

<http://www.silanus.fr/sin/formationSTI2D/ET22AB/ET22A/Ressources/hubertfaigner.pdf>

[18]: Surveillance vibratoire et interventions pratiques sur le compresseur « SPIROS» niveau de l'entreprise FIRROVIAL-Annaba-**LARBA WIEME-2018**.

<http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/10/Larba-wieme.pdf>

[19]: Diagnostic des défaillance basé sur l'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur-**Bensana Toufik-2008**

<http://biblio.univ-annaba.dz/wp-content/uploads/2014/06/PDF-Diagnostic.pdf>

[20]: Diagnostic des défauts d'un ventilateur M14A par analyse vibratoire au niveau de l'unité SIDER TSS-**BOUMAILA AHMED DHIA EDDINE-2017/2018**.

<http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/10/Boumaila-Ahmed-Dhia-Eddine.pdf>

[21]:

<http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2017/12/Benlemdek-Imen.pdf>

[22]: MESURE DE VIBRATION ET CHOC

Bibliographique

http://www.alliantech.com/pdf/technique/choisir_un_accelerometre_selon_l_application.pdf

[23] : Diagnostic des défauts mécanique du moteur asynchrone par l'analyse vibratoire-**MOKHETARI Yaakoub-2019.**

[24] : La détection des défauts et recherche les causes par l'évolution des paramètres de fonctionnement du compresseur centrifuge. Division des fluides < Arcelor mittal Algérie> - **SEBAI ISMAIL – 2015.**

[25] : Application des réseaux de neurones artificiels au diagnostic des défauts des machines tournantes- **MR.FENINECHE HOCINE.**

<http://dspace.univ-setif.dz:8888/jspui/bitstream/123456789/1816/1/m%c3%a9moire%20pdf.pdf>

[26] : INSTRUMENTATION A BASE DE DSP DEDIEE AUX MESURES, A' L'ANALYSE ET A' LA SERVEILLANCE DES VIBRATION DANS LES MACHINES-**SAADI Hadjer-2006.**

<http://repository.usthb.dz/bitstream/handle/123456789/2077/TH4705.pdf?sequence=3&isAllowed=y>

[27] : Contribution à l'étude vibratoire du comportement dynamique d'un mécanisme bielle-manivelle- **HAMMAS TOUHAMI-2017**

<http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/04/HAMMAS-TOUHAMI.pdf>

[28] : CONTRIBUTION AU DAIGNOSTIC INDUSTRIEL DE DEFAUTS DE ROULEMENT ET DE BALOURD PAR TECHNIQUES NEURONLES APLICATION A LA MACHINE ASYNCHRONE A' CAGE-**Saliou DIOUF-2007.**

<https://scanr.enseignementsup-recherche.gouv.fr/publication/these2007PA120024>

[29] : La maintenance des équipements par l'analyse vibratoire-**Tahar BELKHIR- Med Mohcen BEN SACI-2016.**

<https://bu.univ-ouargla.dz/master/pdf/BELKHIR-BEN-SACI.pdf?idmemoire=54460>

[30] : Sélection d'un outil du traitement du signal pour le diagnostic d'une machine tournante- **Mr. TEDJINI Mohsein-2015**

<http://www.univ-soukahras.dz/eprints/2015-1949-a12ca.pdf>

[31] : Analyse des vibrations d'une engrenage :cepstrum, corrélation, spectrum

<http://documents.irevues.inist.fr/bitstream/handle/2042/1773/nondispo.pdf?sequence=1>

[32] : ETUDE DE L'USURE DES ENGRENAGES PAR ANALYSE VIBRATOIRE-**Hanéne BENMOHAMED-2010.**

<http://biblio.univ-annaba.dz/wp-content/uploads/2014/05/Benmohmaed-hanene.pdf>

Bibliographique

[33] : 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-**Omar DJEBILI-2013**

<http://www.theses.fr/2013REIMS030.pdf>

[34] : phénomène de déséquilibre et équilibrage (1)

<https://www.maxicours.com/se/cours/phenomene-de-desequilibre-et-equilibrage-1/>

[35]: [file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/643%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/643%20(1).pdf)

[36] : [http://flanantebroc.free.fr/Help%20and%20Doc%20V IB/Documents/Equilibrage%20des%20machines%20tournantes%20V15.pdf](http://flanantebroc.free.fr/Help%20and%20Doc%20V%20IB/Documents/Equilibrage%20des%20machines%20tournantes%20V15.pdf)

[37] : [http://acversailles.free.fr/documentation/08~Documentation_Generale M Suire/Vibrations/Balourd/Equilibrage des rotors rigides et flexibles.pdf](http://acversailles.free.fr/documentation/08~Documentation_Generale_M_Suire/Vibrations/Balourd/Equilibrage_des_rotors_rigides_et_flexibles.pdf)

[38] : phénomène de déséquilibre et équilibrage (2)

<https://www.maxicours.com/se/cours/phenomene-de-desequilibre-et-equilibrage-2/>

[39] : ETUDE ET AMELIORATION D'UNE COMPRESSEUR-KHABBAR HOCINE-KHABBAR HOCINE

[40] : Etude technologique et énergétique d'un compresseur centrifuge BCL 606-3/A dans la station booster- Nord de Hassi- Remel 6- SONATRACH- Algérie –**BEKHTI Mohammed- BELLAHBIB Abdallah-2018.**

<http://dspace.univ-tlemcen.dz/handle/112/13096>

[41] : Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5382C de Hassi R'mel par intégration d'un système d'injection d'air-**MLELLOUCHE Mohamed Meskeddine-BATAT Seif EL Islam-2016/2017.**

[42] : EVALUTION DES PERFORMANCES DU TURBOMPRESSEUR K-901-CHAMP DE HASSI R'MEL- **Bouchakour rahmani tayyib-2013/2014.**

<http://dspace.univ-km.dz/xmlui/handle/123456789/581>

[43] : Etude et maintenance du compresseur centrifuge BCL-406 Problème d'encrassements-**Cherfi ABDERRAHIM-Amarache SALIM-2016/2017.**

<http://dlibrary.univ-boumerdes.dz:8080/jspui/handle/123456789/4210>

[44] : [http:// www.arenablast.com](http://www.arenablast.com)Arena constructeur le cabines de sablage

[45] : DAIGNOSTIC DES DEFAUTS D'UNE MACHINE TOURNNATE PAR L'ANALYSE VIBRATOIRE-**ELFAR Youssouf-2011/2012.**

[http://dspace.univmsila.dz:8080/xmlui/bitstream/handle/123456789/10518/2012.19.pdf?sequence=1&isAllowed=y.](http://dspace.univmsila.dz:8080/xmlui/bitstream/handle/123456789/10518/2012.19.pdf?sequence=1&isAllowed=y)