



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ- BOUIRA
FACULTE DES SCIENCES APPLIQUEE



Génie Mécanique

Construction mécanique

Détection des défaillances par analyse vibratoire

(Cas d'un broyeur au niveau de SC SEG-SOUR EL GHOZLANE)

Réalisé par :

HIDOUCHE Abdenour

Encadré par :

Dr MADANI Fateh

Année universitaire : 2025/2026

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail :

A ma chère mère, qui me donne toujours

L'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier

Pour moi,

A mon père, pour ses encouragements

Et son soutien, et surtout pour son amour

À mes frères et mes sœurs,

Et à tous mes amis sans exception,

À toute la famille,

À tous les enseignants.

Remerciements

En termes de rédaction de cette thèse, nous remercions à tout instant notre dieu qui a toujours éclairé notre vie par le savoir, et nous a guidé dans le bon chemin.

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer notre reconnaissance et nos sincères remerciements : à notre encadreur Dr. MADANI FATEH et Co promoteur Mr. HAMAD Nacer et NABI Younes pour avoir bien nous guider et nous conseiller durant notre préparation du mémoire.

Nous remercions aussi les ingénieurs de CSMI de Sour elgozlan. Nous tenons à remercier aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.

Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail

Sommaire

Introduction générale.....	1
CHAPITRE I : PRESENTATION DE L'ENTREPRISE.....	4
FICHE TECHNIQUE	4
HISTORIQUE	5
IGNE TECHNOLOGIQUE.....	6
I.2-Processus de fabrication de ciment.....	7
1-2 La chaine de fabrication	8
1-1 Le procédé de fabrication du ciment comporte les étapes	8
1.3- Matière première.....	8
2.1- Concassage de calcaire et de l'argile (secteur 120).....	8
2.2- Concassage des ajouts (secteur 160).....	8
2.3- le stockage	9
3-Broyage et stockage des matières crues (zone 200).....	9
3.1- atelier de broyage.....	9
3-2 Homogénéisation.....	10
4-La cuisson de la farine et le stockage de clinker (zone 300).....	10
5-Broyage et stockage du ciment (zone 400).....	12
6- Le stockage et expédition (zone 500).....	12
7-Conclusion	13
I.3. Présentation de Broyeur	14
I.3.1. Les caractéristiques principales du Broyeur.....	15
I.3.2. Caractéristique du moteur principale	15
I.4. Le réducteur.....	16
I.4.1. Fonctionnement de réducteur.....	17
I.4.2. Les caractéristiques du Réducteur.....	20
I.4.3. Fixation du réducteur	20
I.4.4. Lubrification.....	21
I.4.5. Conditions d'environnement	21
I.5. Conclusion	21
Chapitre II A propos de la maintenance.....	22
II.1Généralités sur la maintenance industrielle.....	22

2.1.1 Définition	22
2.1.2 Rôle stratégique de la maintenance industrielle.....	22
2.1.3 Types de maintenance industrielle	22
2.1.3.1 Maintenance corrective.....	23
2.1.3.2 Maintenance améliorative.....	23
2.1.3.3 Maintenance préventive.....	23
2.2 Technique de surveillance en maintenance conditionnelle	25
2.2.1 L'analyse d'huile	25
2.2.2 Thermographie infrarouge	25
II.2. Analyse vibratoire.....	25
2.1 Généralités sur l'analyse vibratoire	25
2.2 Introduction.....	25
2.3 Définition des vibrations selon la norme NFE 90-001.....	25
2.4 Types de vibration mécanique	26
2.4.1 Vibrations libres	26
2.4.2 Vibrations forcées	26
2.4.3 Vibrations amorties.....	26
2.5 Principe des vibrations des machines tournantes	26
2.5.1 Chaîne de mesure vibratoire	26
2.6 Méthode d'analyse vibratoire... ..	27
2.7 Indicateurs vibratoires.....	28
2.8 Diagnostic des défauts mécaniques	28
2.9 Grandeurs vibratoires mesurées.....	29
2.9.1 Accélération vibratoire.....	29
2.9.1 Déplacement vibratoire.....	30
2.9.2 Vitesse vibratoire	30
2.10 Les accéléromètres en analyse vibratoire	31
2.10.1 Principe de fonctionnement des accéléromètres.....	31
2.10.2 Accéléromètres piézoélectriques.....	31
2.10.3 Caractéristiques techniques des accéléromètres	32
2.10 Limites de l'analyse vibratoire.....	33
2.10.1 Avantages des accéléromètres en analyse vibratoire.....	33

2.10.2 Méthodes de montage des accéléromètres.....	33
2.11 Conclusion.....	33

Chapitre III

III Introduction.....	34
III.1 Défaut de balourd.....	34
III.1.1 Différents types de balourd.....	34
III.1.2 Mesure.....	36
III.1.3 Spectre typologique.....	37
III.2.1 Désalignement d'arbres accouplés	38
III.2 Défaut d'alignement	38
III.2.2 Typologie du délignage.....	39
III.2.3 Désalignement des paliers	40
III.2.4 Origines du délignage et ambiguïtés de diagnostic	40
III.3 Défauts desserrage.....	40
III.4 Les défauts des engrenages.....	41
III.4.1 Fréquence d'engrènement.....	42
III.4.2 Signatures vibratoires des défauts d'engrènement.....	43
III.5 Les paliers lisses hydrodynamiques.....	46
III.5.1 Instabilités de paliers	47
III.5.2 Fouetttement et tournoisement.....	48
III.5.3 Origine des instabilités	49
III.6 Conclusion	49

Chapitre VI

VI.1 Mesure avant la maintenance (01/12/2025).....	51
1- Analyse de Niveau globale.....	55
2- Résultats d'analyse.....	56
3- Analyse spectrale	57

Chapitre V

V.1 Les logiciels utilisés.....	58
V.1.1 Le logiciel SOLIDWORKS.....	58

V.1.2 Le logiciel ANSYS.....	58
V.1.3 Le logiciel ANSYS Workbench	58
V.2 Résultats et interprétation.....	58
V.2.1 Étude sur l'arbre d'attaque.....	58
V.2.2 Analyse modale.....	58
V.2.2.1 Cas stationnaire	69
V.2.2.2 Analyse et interprétation.....	69
V.2.2.3 Cas rotationnels : vitesse de rotation.....	73
V.2.2.4 Analyse et interprétation.....	74
V.2.2.4. Caractérisation dynamique et analyse des formes modales en régime rotationnel.....	76
V.2. 3 Analyse harmonique.....	80
V.2.4 Étude sur système planétaire.....	82
V.2.4.1 Structure statique.....	82
V.2.4.2 Interprétation des résultats de l'analyse statique (Système Planétaire).....	84
V.2.4.3 Diagramme de campbell.....	85
V. 3 Conclusion.....	86

Liste des figures :

CHAPITRE I

fig. 2.1- atelier concassage (secteur 120).....	8
fig. 2.2 : Atelier Concassage ajout	8
fig.3.1 - Atelier de broyage cru.....	9
Fig2.3:Hall de stockage des matières concassées (pré homogénéisation).....	9
Fig.4.1 - Atelier de cuisson de la farine	10
Fig. IV.2- four rotatif.....	10
Fig.5.1- Atelier broyage ciment	11
Fig.5.2-silo de stockage ciment	12
Fig.6.1- Expédition en vrac.....	12
fig.6.2 - Expédition en sac.....	12
Figure I. 4 : Broyeur à boulets	13
Figure I. 5 : La chaine de broyage	14
Figure I. 6 : Structure du réducteur.....	15
Figure I. 8 : Accouplement d'entrée	17
Figure I. 9 : Accouplement de sortie	17
Figure I. 10 : Fixation du réducteur (Fondation en béton découpée).....	19

CHAPITRE III

Figure 1.1.1 Les différents types de maintenance industrielle.....	22
Figure1 Ttpical ICP Accelerometer.....	33
Figure III.1 : Tolérances d'usinage sur un rotor.....	37
Figure III.2: balourd statique.....	38
Figure III.3 : Balourd de couple.....	38
Figure III.4 : balourd dynamique.....	39
Figure III.5 : Points de mesure pour un défaut de balourd.....	39
Figure 6 : Spectre théorique d'un défaut de balourd.....	40

Figure III.7 : Spectres superposés d'un défaut de balourd.....	40
Figure III.8 : Défauts d'alignement d'arbres.....	41
Figure III.9 : spectre théorique d'un défaut d'alignement Spectres superposés.....	42
Figure III.10 : spectres superposés d'un défaut d'alignement.	42
Figure III.11 : Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre	43
Figure III.12 : Différents types d'engrenage	44
Figure III.13 : Efforts sur les dents d'engrenage selon le type de denture.....	44
Figure III.14 : Fréquence d'engrènement	45
Figure III.15 : Spectre d'un engrenage sain	46
Figure III.16 : spectre théorique de L'usure générale de la denture.....	46
Figure III.17 : Spectre d'un engrenage présentant une dent détériorée	47
Figure III.18 : Spectre théorique d'un engrenage présentant un jeu insuffisant.....	47
Figure III.19 : Spectre théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	48
Figure III.20 : paliers lisses hydrodynamiques.....	48
Figure III.21.....	49
Figure III.22.....	50

CHAPITRE VI

Figure 3.8 Spectrale linéaire (basse fréquence (0-200) Hz) prise sur le palier N°2 du moteur en trois directions (H, V, A).....	52
Figure 3.9 Spectrale linéaire (basse fréquence (0-200) Hz) prise sur le palier N°2 en direction horizontale, illustre un désalignement sur lui.....	52
Figure 3.10 : Spectrale (linéaire et temporaire) prise sur le palier N°2, met en évidence le défaut électrique(2x50Hz) sur lui.....	53
Figure 3.11 : Spectrale linéaire prise sur le palier N°2, met en évidence le défaut électrique(jeu de barre rotorique) avec une bande latérales espacées du 2LF(2x50Hz).....	54
Figure 3.12 Spectrale linéaire prise sur le palier N°3, deréducteur SYMETRO en trois directions (H, V, A)..	55
Figure 3.14 : Spectrale linéaire (Moyenne fréquence (0-2000) Hz) prise sur le palier N°4 de la SYMETRO en deux directions (H, V).....	56
Figure 3.15 : Spectrale linéaire (Moyen fréquence (0-2000) Hz) prise sur le palier N°6 en direction verticale, démontre l'intensité de désalignement.....	56

Figure 3.16 :Spectrale linéaire et temporaire prise sur le palier N°5 démontre un défaut sur engrenage (dent casses ou fissurée).....	57
Figure 3.17 Courbe de tendance sur le paliers du moteur en trois directions (H, V, A), illustrant la stabilité du niveau vibratoire en accélération «g ».....	58
Figure 3.18 :Spectrale linéaire et temporaire prise sur le palier N°5 du broyeur BK2 démontre un défaut sur engrenage (dent casses ou fissurée).....	61
Figure 3.19 :Spectrale linéaire prise sur le palier N°5 du broyeur BK2 démontre un défaut sur engrenage (dent casses ou fissurée).....	61
Figure 3.20 :Spectrale temporaire prise sur le palier N°5 du broyeur BK1 démontre l'absence de défaut sur engrenage (aucune dent casses ou fissurée).....	62
Figure 3.21 :Spectrale linéaire en cascade (Bass fréquence (0-100) Hz) prise sur le palier N°5 du broyeur BK1 en directions horizontale, démontre l'absence de défaut sur engrenage (aucune dent casses ou fissurée).....	63
Figure 3.22 :Spectrale linéaire en cascade (Bass fréquence (0-100) Hz) prise sur le palier N°5 du broyeur BK2 en directions horizontale, démontre La présence de défaut sur engrenage (dent casses).....	63
 Chapitre V	
Figure V.1 : Dessin du réducteur MAAG (premier stage).....	65
Figure V.2 : Spectre des fréquences propres en mode stationnaire	67
Figure V.3 : Première forme propre du rotor ($f = 0$) illustrant un déplacement de corps rigide	68
Figure V.4 : Cinquième mode propre	69
Figure V.5 : Spectre des fréquences propres (cas rotationnel).....	70
Figure V.6 : Déplacement total en mode 1	72
Figure V.7 : Déplacement total en mode 6.....	72
Figure V.8 : Déplacement total en mode 8.....	73
Figure V.9 : Configuration du chargement harmonique sur l'extrémité du rotor.....	75
Figure V.10 : Représentation graphique de la réponse harmonique 5(Déformation et déplacement total)....	75
Figure V.11 : Cartographies de synthèse de l'analyse statique du système planétaire.....	77
Figure V.12 : Diagramme de Campbell et identification des vitesses critiques de l'arbre turbine (Plage 0 - 4000 rad/s).....	78

Liste des tableaux

CHAPITRE I

Tableau I.1: Nomenclature de la chaine de broyage.....	14
Tableau I. 2 : Nomenclature de la Structure du réducteur.....	15
Tableau I.3 Nomenclature de la vue de coupe d'un réducteur.....	16
Tableau I. 4 : Caractéristiques du Réducteur.....	18

CHAPITRE VI

Tableau 3.3 : Des niveaux vibratoires de la machine en vitesse et en accélération.....	51
---	----

Introduction générale

La maintenance des machines tournantes en condition opérationnelle constitue un enjeu majeur pour les industries de production continue. Elle vise à garantir la pérennité de la production, à réduire les arrêts imprévus et à prolonger la durée de vie des équipements. Parmi les techniques de surveillance les plus répandues figurent l'analyse de l'huile, le suivi des températures et l'analyse vibratoire.

L'analyse vibratoire se distingue comme la méthode la plus performante pour le diagnostic des défauts mécaniques. Elle permet non seulement de détecter l'apparition d'anomalies, mais aussi d'en suivre l'évolution dans le temps. Cette approche s'inscrit dans une logique de maintenance conditionnelle, plus économique que la maintenance systématique (ou fréquentielle), car elle évite les interventions inutiles et réduit les coûts d'exploitation.

Le principe de l'analyse vibratoire repose sur le fait que toute machine tournante — pompe, compresseur, turbine, etc. génère, en fonctionnement normal comme en présence de défauts, des signaux vibratoires complexes. Les défauts typiques détectables incluent le balourd, le désalignement, les défauts de roulements (pistes ou éléments roulants), ou encore l'écaillage des dentures d'engrenages. Chacun de ces défauts produit une signature vibratoire spécifique, exploitable pour un diagnostic précis.

Dans ce cadre, ce mémoire de fin d'études s'appuie sur un stage pratique réalisé au sein de la **SC S.E.G de Sour Elghozlan**.

. L'objectif est d'appliquer les principes de l'analyse vibratoire à des cas concrets, d'interpréter les résultats et de proposer des améliorations pour la stratégie de maintenance de l'entreprise.

Structure du mémoire

Chapitre 1 : Présentation générale de la société et de son parc machines

- Historique, activité, organisation de la maintenance.
- Description des machines tournantes critiques (broyeurs, ventilateurs, compresseurs, etc.).

- Problématiques actuelles de maintenance (taux de disponibilité, arrêts fréquents, coûts).

Chapitre 2 : La maintenance conditionnelle appliquée aux vibrations

- Principes généraux de la maintenance conditionnelle (vs maintenance systématique).
- Théorie de l'analyse vibratoire : accélération, vitesse, déplacement, fréquences naturelles.
- Matériels de mesure (accéléromètres, analyseurs FFT, logiciels de suivi).
- Mise en place d'une stratégie de surveillance vibratoire dans l'industrie.

Chapitre 3 : Analyse des défauts fréquents sur machines tournantes

- Balourd : causes, spectre vibratoire ($1 \times TR$), influence sur la phase.
- Désalignement angulaire et parallèle : signatures ($2 \times TR$, harmoniques).
- Défauts de roulements : fréquences caractéristiques (BPFI, BPFO, BSF, FTF).
- Défauts d'engrenages : modulation d'amplitude, fréquences de denture.

Chapitre 4 : Étude expérimentale – Campagne de mesures et interprétation

- Description des machines surveillées (type, vitesse, puissance).
- Méthodologie : points de mesure, réglages (fréquence d'échantillonnage, résolution spectrale).
- Présentation des résultats sous forme de spectres temporels et fréquentiels.
- Diagnostic des anomalies détectées (balourd sur un ventilateur, défaut de roulement sur un moteur, etc.).
- Recommandations opérationnelles : équilibrage, alignement, remplacement programmé.

Chapitre 5 : Modélisation par éléments finis sous ANSYS

- Objectif : valider par simulation les fréquences propres et les modes de vibration.
- Création des modèles géométriques simplifiés (arbre, roulement, boîtier).
- Analyse modale : comparaison avec les fréquences issues des mesures terrain.

- Analyse harmonique : réponse vibratoire sous excitation de balourd ou défaut de roulement.
- Intérêt pour la maintenance prédictive : anticiper les risques de résonance.

Chapitre.I

Présentation d'entreprise



الجزائر لإسمنتالصناعيالمجمع
**GROUPE INDUSTRIEL DES CEMENTS
D'ALGERIE (GICA)**



SOCIÉTÉ DES CEMENTS DE SOUR EL GHOZLANE

« S.C.S.E.G. »

PRESENTATION DE LA SOCIETE

▪ PRESENTATION DE LA SOCIETE :

La Société des Ciments de Sour El Ghazlane (SC.SEG) filiale du Groupe Industriel des Ciments d'Algérie « GICA» est une société par actions (SPA) d'un capital social de 1 900 000 000 DA en partenariat avec le Groupe Italien BUZZI UNICEM depuis février 2008 (65% GICA & 35% BUZZI UNICEM).

La cimenterie a été construite par F. L. Smidth Danemark, elle est implantée au niveau de la commune de Sour ElGhozlane au lieu dit Col de Beccouche à 900 m d'altitude, à une distance d'environ 25 km de l'autoroute est-ouest et à 120 KM de la capitale Alger ; Cette position géographique permet à la cimenterie de jouer un rôle économique important dans la région du centre.

Elle dispose d'une capacité de production d'un (01) million de tonnes /an de ciment composé aux ajouts de type «CEM II/A-M (P-L) 42.5N - NA 442».

Elle assure l'approvisionnement en ciment de plusieurs wilayas du pays.

▪ FICHE TECHNIQUE : [1]

- | | |
|----------------------------|--------------------------------|
| • Constructeur : | F.L Smidth du Danemark. |
| • Sous-traitant : | Génie Civil COLAS France. |
| • Montage mécanique : | MONTALEV France. |
| • Montage électrique : | FERRER-AURAN. |
| • Bureau Conseil : | C.B.R Belgique. |
| • Type du ciment : | Ciment portland composé. |
| • Capacité installée : | 1 000 000 tonnes de ciment/an. |
| • Processus de fabrication | Voie sèche. |

▪ HISTORIQUE : [1]

Evènements	Dates
Signature du contrat	26 Novembre 1979
Mise en vigueur du contrat	26 février 1980
Ouverture du chantier	26 aout 1980
Première production clinker	25 Septembre 1983
Première production ciment	20 Octobre 1983
Premier sac expédié	05 Novembre 1983
Réception provisoire	26 février 1984
Réception performances	26 Aout 1984
Réception définitive	26 Février 1986
Ouverture du capital (BUZZI UNICEM)	01 février 2008

▪ LIGNE TECHNOLOGIQUE [1]

Désignation	Capacité	
Concasseur calcaire/argile	1 000	Tonne/Heure
Concasseurs ajouts	2 × 100	Tonne/Heure
Broyeurs cru	2 × 140	Tonne/Heure
Four rotatif	3 000	Tonne/jour
Broyeurs Clinker	2 × 100	Tonne/Heure
Ensacheuses rotatives	5 × 100	Tonne/Heure
Manches Chargement Vrac	2 × 100	Tonne/Heure
Silos Homogénéisation	2 × 8 000	Tonne
Silos Clinker	3 × 15 000	Tonne
Silos ciment	4 × 8 000	Tonne

I.2-Processus de fabrication de ciment [1]

1-1 Le procédé de fabrication du ciment comporte les étapes suivantes

- 1- Extraction des matières premières
- 2- Le concassage
- 3- Broyage et stockage des matières crues
- 4- La cuisson de la farine et stockage du clinker
- 5- Broyage et stockage de ciment
- 6- Expédition

1-2 La chaine de fabrication [1]



1.3- Matière première [1]

Les matières premières principales (calcaire et argile) sont extraites des carrières situées à proximité de la cimenterie par abattage à l'explosif ou à la pelle mécanique ou encore par ripage au bulldozer afin de réduire les coûts de transport



Fig.:1.1-extraction de matière première

- **Carrière de calcaire** : C'est la matière première principale qui entre dans la production du cru à un taux moyen de 80%, la carrière de calcaire est située à proximité de l'atelier de concassage de l'usine.
- **Carrière de l'argile** : C'est la matière première secondaire qui est utilisée dans le cru à un taux moyen de 15%. -Le concassage de matière première (la zone 100)

2.1- Concassage de calcaire et de l'argile (secteur 120) [1]

La matière est amenée par des camions de 30 à 50 tonnes à la trémie d'alimentation de l'atelier de concassage. Au fond de la trémie la matière se dépose sur un grand tablier métallique (de 2,5m de largeur) qui alimente le concasseur de type EV200*300 avec un cylindre d'avancement, en effet c'est cette dernière qui achemine la matière vers le rotor à marteaux qui est entraîné par un moteur de grande puissance



fig. 2.1- atelier concassage (secteur 120)

2.2- Concassage des ajouts (secteur 160) [1]

L'atelier de concassage des ajouts est prévu pour le concassage de minerai de fer et gypse (c'est un concasseur à marteaux à deux rotors). Les deux concasseurs capables de concasser des blocs de 600 mm réduisent à 25 mm



fig. 2.2 : Atelier Concassage ajout

2.3- le stockage [1]

Les matières premières sont amenées au stocke qui fait stock a l'aide de la flèche mobile (réglable d'une méthode alternative sous forme a chevron). Et pour le dévidement de ces deux tas, de matière première il y a un pont gratteur d'une chaine a palette gratteuse qui fait tombe la matière en avalanche et la ramène vers la trémie, la capacité de chaque trémie est 250 m³. Le gypse est stocké tout seul dans un hall reprise des ajouts avec le calcaire pur à l'atelier 180 sous forme d'une pyramide d'un tas de 1750T.



Fig2.3:Hall de stockage des matières concassées (pré homogénéisation)

3-Broyage et stockage des matières crues (zone 200) [1]

3.1- atelier de broyage

Les matières sont extraites des trémies au moyen des extracteurs qui déversent sur des transporteurs a bandes peseuses.

Il y a deux lignes d'extraction par silo, chaque ligne alimente un broyeur au moyen de transporteur a bande a marche réversible pour le tarage d'équipements. Le broyage a cru à une capacité de 2*140 t/h.

Les broyeurs sont équipés d'une chambre de séchage qui diminue l'humidité de la matière.

Le broyeur mélange intimement les différent minéraux apportés par des matières (calcaire, argile, minerai de fer et sable), l'échange thermique et les réactions chimiques sont d'autant plus intenses que les surfaces de contact entre les grains de matière et les gaz sont importantes, c'est-à-dire que la matière est fine et l'unité de mesure devient la bleime. Apartir de broyeur la farine amenée par un élévateur de capacité max 420 T/h.



fig.3.1 - Atelier de broyage cru

Les gros granulés qui sont récupérés dans les séparateurs statiques sont réintroduits à l'entrée de broyeur ou ils subissent un écrasement sous l'effet de la rotation des galets, la récupération du produit fini (appelle farine) se fait à 90% environ dans les cyclones et à 10% dans les filtres à manches.

La farine dans les cyclones sont transportée par un aeroglissière et air lift jusqu'aux silos homogénéisation.

3-2 Homogénéisation

La farine amenée au silo d'homogénéisation se procède par l'air lift qui refoule la farine vers le haut de silo.

Chaque silo de capacité de la farine est homogénéisé et fluidifiée par une série de suppression en bas de chaque silo.

L'extraction de la farine de chaque silo se fait par un système de vibration pour faire tomber la matière sur des aeroglissières qui alimentant l'élévateur à godets qui est chargée d'alimenter les trémies d'alimentation du four.

4-La cuisson de la farine et le stockage de clinker (zone 300) [1]

La ligne de cuisson constitue l'atelier le plus important de l'usine vu leur installation et les frais qu'elle occasionné (combustible, entretien) La ligne comporte :

- Un préchauffage à cyclone (tour dipôle).
- Un four rotatif.
- Un refroidisseur.



Fig.4.1 - Atelier de cuisson de la farine

a- Préchauffage a cyclone

La farine est introduite par un élévateur a godets en tête de la tour et par force de gravite, elle circule acontre courant avec les gaz chauds axedent tires par un ventilateur du four le long de la tour effectuant grâce a 02 lignes de 04 étages de cyclones (préchauffage le cru a environ de 950°C) montées en série qui servent a déshydrater, chauffer, décarbonater partiellement la matière, et aussi ils récupèrent la poussière contenue dans les gaz.



Fig. IV.2- four rotatif

a- Le four rotatif

A l'extrémité avant du four on introduit la farine, la flamme de chauffe étant placée a l'autre extrémité en contact avec les gaz de plus en plus chauds, la matière subit un certain nombre de transformations qui permettent la formation du clinker sous forme des petites boulettes noires grâce à la pente de 3° du four et à sa vitesse de rotation au cours de cette étape de la cuisson, un ensemble de réactions physico-chimiques qui assurent progressivement le phénomène de clientélisation.

Le four rotatif est de type (unax) d'une capacité de 3000 t/j et la température à l'intérieur de four doit arriver jusqu'à 1450 °C

c- les refroidisseurs à grilles

Le clinker produit repartie sur des grilles fixes a la périphérie de l'extrémité du four afin d'assurer les trempe des nodules incandescents et de les ramener a une température d'environ 100 °C.

Après refroidissement le clinker ayant une granulométrie supérieure a 30 mm est concasse dans deux concasseurs a marteaux puis transfère vers les trois silos de capacité de 15000 T.

5-Broyage et stockage du ciment (zone 400) [1]

Atelier du broyage ciment

L'alimentation du broyage de ciment en clinker 80,01 % et le gypse 5,05 % et le tuf 14,83 % (actuellement la société utilisée calcaire) dans la place de tuf a partir de silos de stockage de ces Matières par un ensemble de doseur et transporteurs a bande.

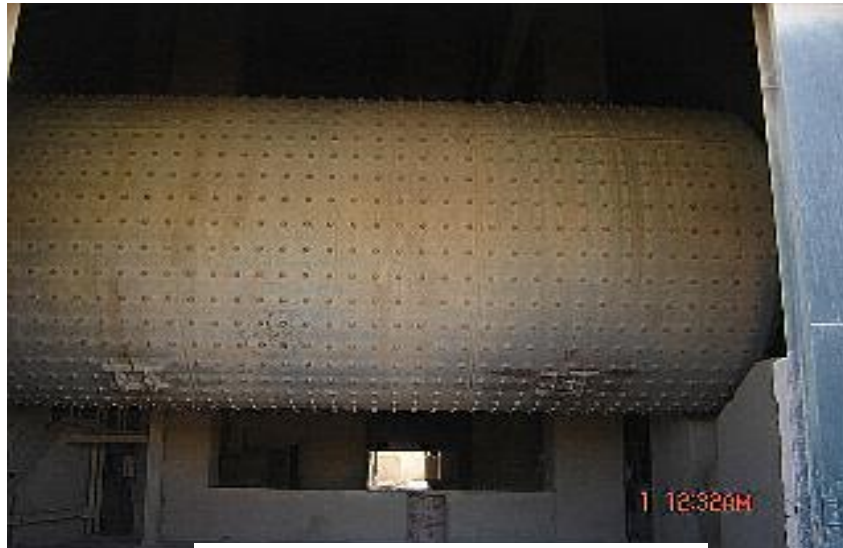


Fig.5.1-Atelier broyage ciment

Le broyeur ciment sont horizontal a boulets de type "unidan", constitue de deux chambres séparées par une cloison intermédiaire, de capacité nominale 02*100 t/h. le ciment sortant du broyeur est transporte par un élévateur a godets, qui ce produit dans un séparateur, le produit fini obtenu est récupère dans de la pompe (flux) par une pression 6 bars qui celle-ci le projette vers les silos de ciment de capacité (8000 t*4) par l'intermédiaire de pression d'air fournis par les compresseurs a vis .



Fig.5.2-silo de stockage ciment

6- Le stockage et expédition (zone 500) [1].

Il existe quatre silos pour le stockage du ciment l'extraction du ciment des silos se fait a l'aide d'un système de variateur, le ciment est améné par des transporteurs a vis soit a l'atelier d'ensachage (pour la vente en sac), soit a l'atelier de livraison de camions citernes (pour la vente en vrac).



Fig.6.1- Expédition en vrac



fig.6.2 - Expédition en sac

7-Conclusion

A partir de l'étude faite sur le processus de fabrication de ciment on constat que les étapes essentielles de l'opération soit comme suit :

- ✓ Concassage des matières premières.
- ✓ Broyage cru.
- ✓ Préchauffage.
- ✓ Cuisson.
- ✓ Broyage ciment.
- ✓ Expéditions.

I.3. Présentation de Broyeur [2]

L'importance du broyeur en cimenterie est considérable, à la fois au niveau des matières premières, où il joue un rôle majeur (avec la finesse du combustible) dans le processus de cuisson, et au niveau de la production. Il en va de même pour le clinker, où il exerce une influence majeure sur la qualité du ciment produit.

Pour la préparation de la matière première destinée à la production de ciment, celle-ci est introduite dans un tube rotatif contenant des boulets en acier (Figure I.4). La réduction de la taille des particules est due aux impacts entre les boulets et la matière. Deux phénomènes se produisent :

- Effet de cataracte : concassage de la matière
- Effet de cascade : attrition

Les fines particules sont évacuées du broyeur par la pression exercée par la matière entrante et par le flux gazeux qui emporte les particules les plus fines [4].

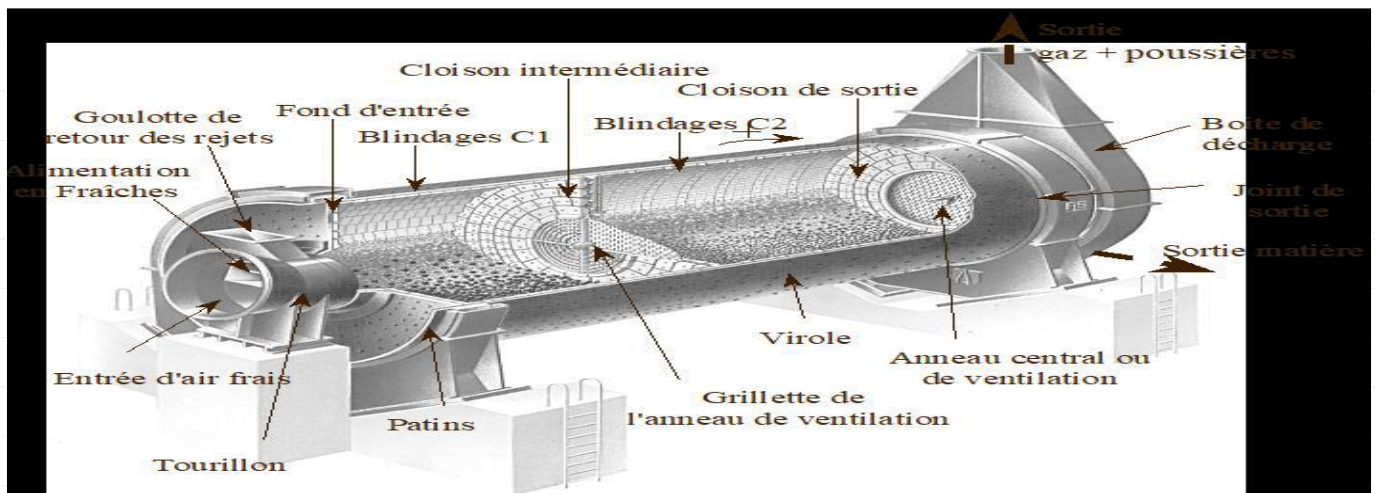


Figure I. 4 : Broyeur à boulets [2].

I.3.1. Les caractéristiques principales du Broyeur

- Fournisseur : KAWASAKI HEAVY INDUSTRIES
- Débit : 240 t/h
- Puissance : 1040KW à 3520KW
- Longueur de la voile : 12,5m
- Diamètre : 5m
- Vitesse de broyeur : 14,50 tr/min
- Corps bruyants nécessaire : 265 t [2]

I.3.2. Caractéristique du moteur principale

- Puissance : 4000 KW 5500V
- Vitesse de moteur : 450 tr/min
- Puissance absorbée : 3520 KW [2].

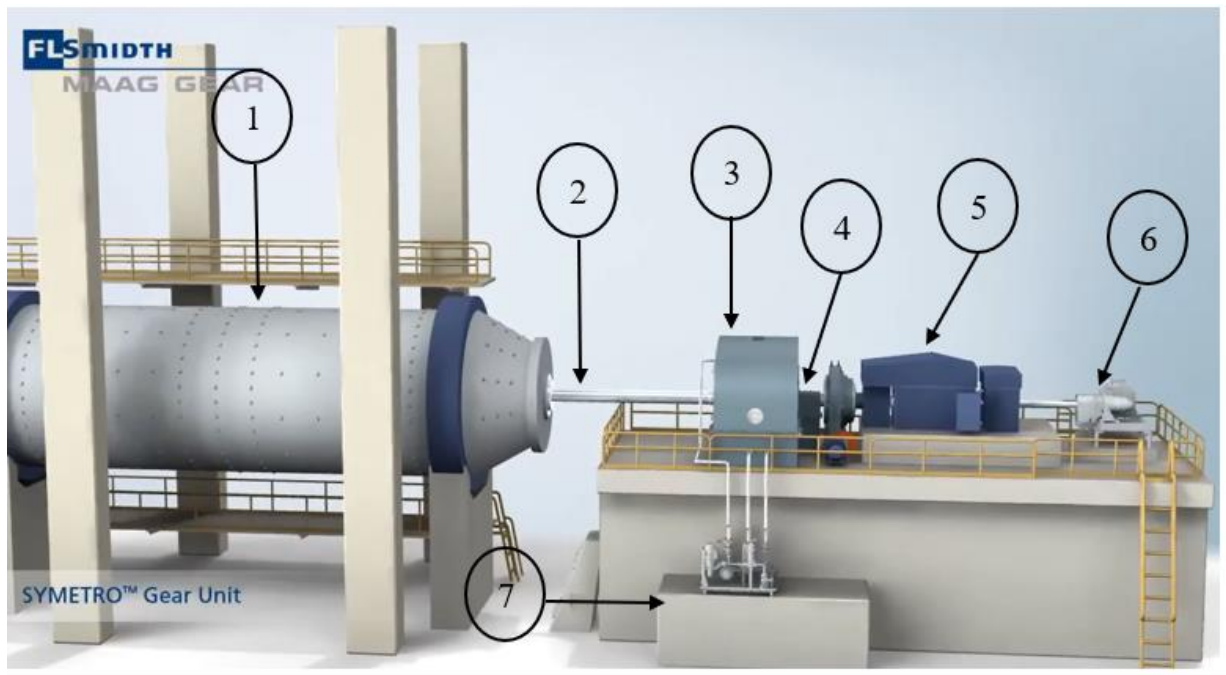


Figure I. 5 : La chaine de broyage [2].

Repère	Désignation
1	Broyeur a boulet
2	Accouplement a basse vitesse
3	Réducteur SYMTRO
4	Accouplement a basse vitesse
5	Moteur
6	Système de virage
7	Station hydraulique

Tableau I.1 : Nomenclature de la chaine de broyeur.

I.4. Le réducteur :

Le système de transmission de puissance du broyeur est assuré par un réducteur de type SYMETRO (série TSFP-1800 BC) conçu par F.L.Smidt. Ce réducteur est spécifiquement développé pour les entraînements de forte puissance à basse vitesse, offrant une répartition symétrique des charges sur les engrenages. On peut observer la structure du réducteur sur la (Figure I.6).

En fonction du moteur, le réducteur peut également assurer le positionnement axial de l'arbre du moteur.

Un système de lubrification externe permet la lubrification et le refroidissement du réducteur [3].

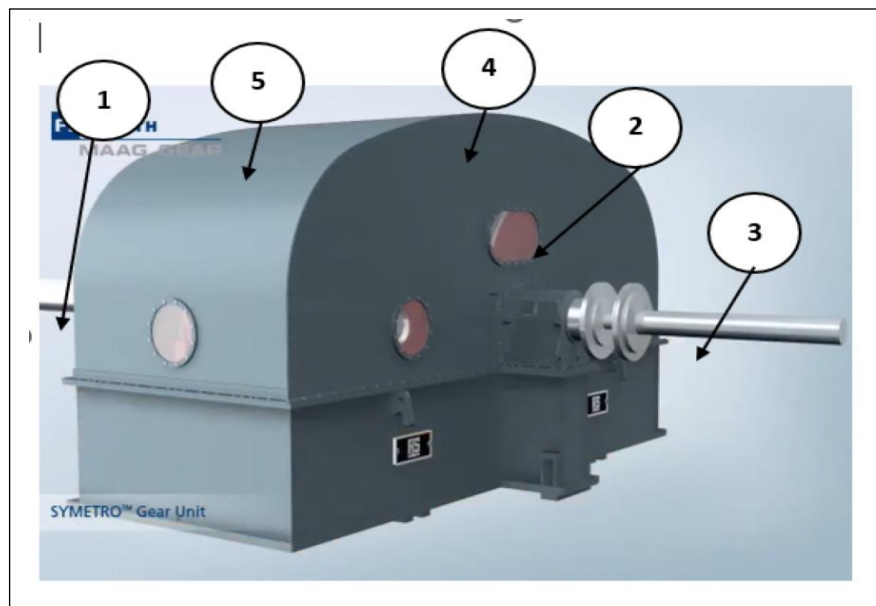


Figure I. 6 : Structure du réducteur [3].

Repère	Désignation
1	Arbre de sortie
2	Ouverture d'inspection
3	Arbre d'entrée
4	Premier étage
5	Deuxième étage

Tableau I. 2 : Nomenclature de la Structure

I.4.1. Fonctionnement de réducteur

Le réducteur se compose de deux étages d'engrenage vissé ensemble. Chaque étage comprend des pignon (Figure I.7 et Tableau I.3) [3].

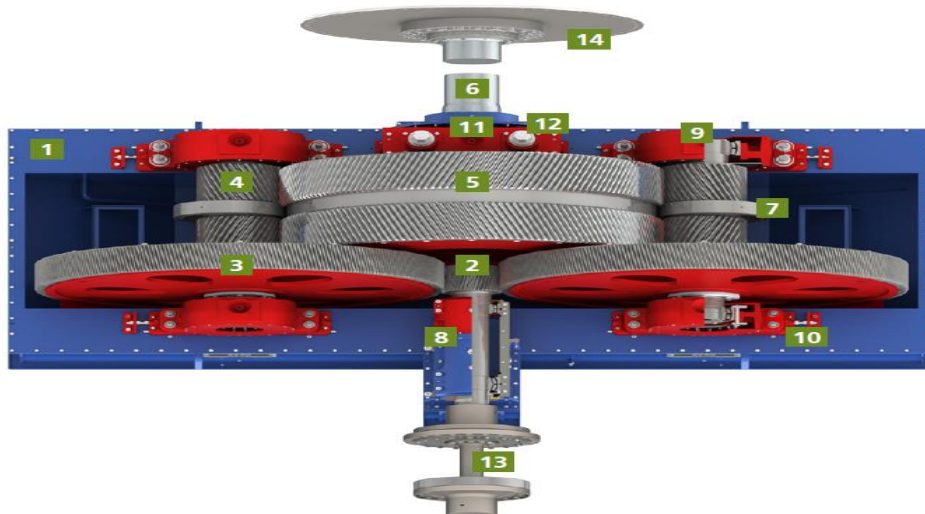


Figure I.7: Nomenclature des composante (www.FLSmidthMaagGear)

Répare	Désignation	Répare	Désignation
1	Coffret, cadre inférieur	8	Logement de roulements haute vitesse avec roulements à bille sphériques
02	Pignon haute vitesse (HS)	9	Logement de roulements intermédiaires avec roulements à bille sphériques
3	Roues intermédiaires	10	Boulons pour logements de roulements intermédiaires
4	Pignons intermédiaires	11	Palier d'équilibre (métal blanc)
5	Volant d'équilibrage / Basse vitesse (LS) avec accouplement à membranes	12	Rondelles Belleville
6	Arbre de sortie / Arbre d torsion	13	Accouplement à grande vitesse. (Accouplement à membranes)
7	Bagues de guidage	14	Accouplement de sortie, côté broyeur (accouplement à membranes)

Tableur I.3 : Nomenclature de la vue de coupe d'un réducteur

a) Premier étage

Le premier étage est composé d'un pigne hélicoïdale denté comprenant avec deux roulements cylindriques a doublé range. La transmission se fait via le pignon principal, ce premier étage sont des paliers a roulement. Il possède son propre carter, vissé au deuxième étage. Dans ce mécanisme, cette dernière étant connectée à la sortie du premier étage [3].

b) Deuxième étage

Ce niveau comprend un mécanisme de réduction hélicoïdale avec une couronne de guidage. La transmission se réalise via le pignon de sortie, entraîné par la deuxième pinge. Tous les paliers du deuxième étage sont des paliers a roulement . Le carter du deuxième étage est connecté à une fondation en béton et transmet les forces de réaction [3].

c) Accouplement d'entrée

Un accouplement flexible de type FLSmith MAAG Gear AG fixe a deux cote par Vireur (Auxiliary Drive) du réducteur SYMETRO (Figure I.8) doit être installé entre le moteur d'entraînement et le réducteur. Cet accouplement compense les déplacements des arbres dus aux forces mécaniques et à la dilatation thermique. Il est également doté d'une isolation électrique, empêchant ainsi le passage du courant du moteur au réducteur [3].



Figure I. 8 : Accouplement d'entrée [3].

Accouplement de sortie

Un accouplement denté flexible de type FLSmith MAAG Gear AG de la série ZCF (Figure I.9) doit être installé entre le réducteur et le broyeur. Cet accouplement compense les déplacements des arbres résultant des forces mécaniques et de la dilatation thermique [3].



Figure I. 9 : Accouplement de sortie [3]

I.4.2. Les caractéristiques du Réducteur

- Marque : SYMETRO
- Type : TSFP-1800 BC
- Année : 1976
- Puissance : 3515 kW.
- GV: 485 tr / min
- PV: 15 tr / min
- Rapport de réduction (n_1/n_2) : 495 / 15.37 tr/min.
- Système de lubrification : Unité de filtration et de refroidissement séparée avec huile Mobil Gear 630 (ou équivalent).

Désignation	
Vitesse d'entrée en t/min	500t/min
Vitesse de sortie en t/min	16 t/min
Nombre de dents du Pignon haute vitesse (HS)	44 dents
Nombre de dents de la Roues intermédiaires	310 dents
Nombre de dents du Pignons intermédiaires	42 dents
Nombre de dents de la Volant d'équilibrage	186 dents
Roulement de l'arbre du pignon d'attaque	23248c SKFet 23152c SKF
Roulement de l'arbre de premier étage	23160CKF /Quantité 2
Roulement de l'arbre de deuxième étage	231680C SKF /Quantité 2

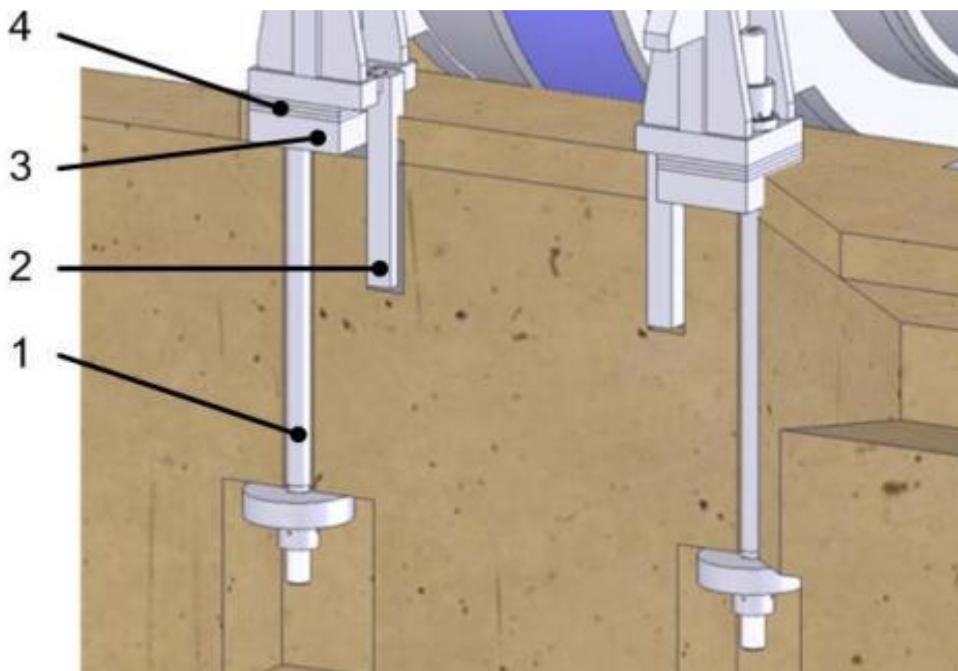
Tableau I. 4 : Caractéristiques du Réducteur.

I.4.3. Fixation du réducteur

Le réducteur est fixé sur la fondation à l'aide de vis d'ancrage (1). En outre des ancrages coulissants (2) noyés dans la masse avec des cales ajustées empêchent le réducteur de se déplacer latéralement (Figure I.10).

Des plaques de fondations (3) noyées dans la masse permettent un appui optimal et sans contrainte du réducteur (Figure I.10).

Des ensembles de cales (4) entre les plaques de fondations et les pieds du réducteur permettent d'obtenir un jeu suffisant pour des corrections ultérieures de la hauteur (Figure I.10) [3].



1. Vis d'ancrage

3. Plaque de fondation

2. Ancrage coulissant

4. Cales

Figure I. 10 : Fixation du réducteur (Fondation en béton découpée) [3].

I.4.4. Lubrification

Pour assurer l'alimentation en huile, le réducteur a besoin d'un système de lubrification externe comportant au moins une pompe à basse pression. La lubrification à basse pression refroidit et lubrifie les engrenements, l'accouplement denté, les paliers et tous les éléments du réducteur.

La lubrification à haute pression soulève le porte-satellites du deuxième étage hors des paliers et permet d'obtenir un mince film d'huile entre les paliers et le porte-satellites [3].

Pour assurer le bon fonctionnement du réducteur, la cimenterie a conclu un contrat avec deux bureaux de maintenance, l'un à Alger (Unité d'ingénierie de maintenance-Société de

maintenance industrielle et fours, UIM-SMIF) et l'autre à l'étranger, pour suivre la lubrification et effectuer l'analyse d'huile.

Pour le bureau de maintenance à Alger (UIM-SMIF), il effectue l'analyse d'huile toutes les 2000 heures de fonctionnement (pratiquement tous les 3 mois), et les corrections recommandées par ce dernier sont effectuées en temps voulu.

Pour le bureau de maintenance à l'étranger, leurs interventions sont programmées toutes les 12000 heures (pratiquement tous les 18 mois).

I.4.5. Conditions d'environnement

Le réducteur est conçu pour les conditions d'environnement suivantes :

- Température ambiante minimale = -20 °C
- Température ambiante maximale = 50 °C
- Humidité relative de l'air maximale = 87 % [3].

I.4.6. La politique de maintenance du réducteur

La maintenance appliquée à la cimenterie de Sour Elghozlan , notamment à la chaîne de broyage, comprend essentiellement des opérations de maintenance préventive conditionnelle (analyse vibratoire, analyse thermique, etc.) qui sont externalisées à l'unité d'ingénierie de maintenance de la société de maintenance industrielle et les fours (UIM-SMIF). Cette approche permet l'analyse des tendances de défaillance et donne aux agents de maintenance le temps nécessaire pour programmer leurs interventions dans les meilleures conditions.

La politique de maintenance appliquée au réducteur est la maintenance préventive conditionnelle, car ce dernier est considéré comme un équipement stratégique. La maintenance préventive conditionnelle est définie comme celle que l'on réalise uniquement lorsque l'état de l'équipement le nécessite. La détection des défaillances du réducteur repose sur l'analyse vibratoire, l'analyse d'huile, ainsi que sur les inspections visuelles et auditives effectuées par un inspecteur.

La cimenterie de Sour Elghozlan a conclu un contrat avec deux bureaux de maintenance : l'un à Alger (Unité d'Ingénierie de Maintenance-Société de Maintenance Industrielle et Fours, UIM-

SMIF) et l'autre en France (BCSA GEAR), qui a produit le réducteur. Le bureau de maintenance UIM-SMIF effectue une analyse vibratoire tous les 45 jours, tandis que les interventions du bureau de maintenance à l'étranger sont programmées toutes les 20 000 heures de fonctionnement. Ce dernier est le seul autorisé à ouvrir les réducteurs et à vérifier l'état des composants.

I.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons décrit le processus de fabrication du ciment tel qu'il est mis en œuvre à la cimenterie de Sour Elghozlan. Ce processus est divisé en cinq zones principales, et nous avons mis un accent particulier sur la zone Cru. Cette zone est la partie qui nous intéresse le plus.

Nous avons introduit le broyeur en mettant en avant ses caractéristiques, ainsi que celle du moteur, et nous avons également présenté le réducteur, en détaillant ses caractéristiques, son fonctionnement, sa fixation, sa lubrification, et les conditions environnementales.

Ce premier chapitre est ainsi un fondement pour la mise en œuvre de cette analyse sur le réducteur planétaire de la cimenterie, dont le développement sera abordé dans les chapitres suivants.

Chapitre.II

A propos de la maintenance

Chapitre : Maintenance industrielle et conditionnelle

2.1 Généralités sur la maintenance industrielle :

2.1.1 Définition :

Selon la norme NF EN 13306, la maintenance est « l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise » (AFNOR, 2017).

Aujourd'hui, la maintenance industrielle moderne évolue vers une approche proactive basée sur la surveillance de l'état des équipements et la maintenance prédictive, afin d'améliorer la fiabilité, la disponibilité et la performance des systèmes industriels (AFNOR, 2017 ; ISO, 2018 ; Mobley, 2002).

2.1.2 Rôle stratégique de la maintenance industrielle

La maintenance industrielle occupe une fonction stratégique dans la garantie du fonctionnement efficace, sûr et durable des systèmes de production. Elle vise à assurer le maintien des équipements dans des conditions optimales d'exploitation afin de maximiser leur performance opérationnelle. Par une politique de prévention des défaillances, elle contribue à la maîtrise des coûts en limitant l'apparition de pannes majeures et en réduisant le recours aux interventions correctives d'urgence.

Elle joue également un rôle fondamental en matière de sécurité, en diminuant les risques d'accidents liés aux dysfonctionnements techniques. En outre, la maintenance participe à la prolongation de la durée de vie des actifs industriels en améliorant leur fiabilité et leur durabilité. Elle permet par ailleurs de réduire les temps d'arrêt grâce à l'identification et au traitement anticipé des anomalies susceptibles d'interrompre la production. Enfin, elle garantit la conformité des équipements aux exigences réglementaires en vigueur, notamment en matière de sécurité et de protection de l'environnement.

Ainsi, la maintenance industrielle constitue un levier essentiel de continuité de productivité et de pérennité des organisations industrielles. [4].

2.1.3 Types de maintenance industrielle :

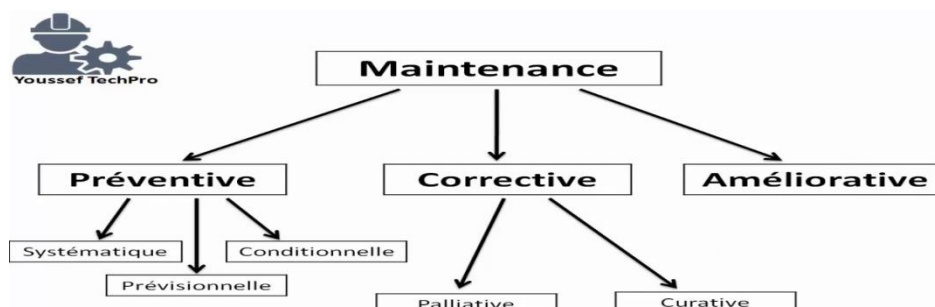


Figure 1.1.1 Les différents types de maintenance industrielle [4].

2.1.3.1 Maintenance améliorative

La maintenance améliorative regroupe l'ensemble des actions techniques, organisationnelles ou de modification, hors réparation, visant à améliorer la fiabilité, la maintenabilité ou la sécurité d'un équipement, sans en changer la fonction. Elle constitue une démarche d'amélioration continue des performances des installations. [<https://fr.organilog.com/23753-maintenance-ameliorative/>] [4].

2.1.3.2 Maintenance corrective

La maintenance corrective désigne l'ensemble des interventions réalisées consécutivement à la détection d'une défaillance affectant un équipement ou une ligne de production. Son objectif prioritaire est de rétablir, dans les plus brefs délais, les conditions nominales de fonctionnement afin de garantir la continuité opérationnelle et le respect des impératifs de performance industrielle.

Par nature, la maintenance corrective revêt un caractère majoritairement imprévu, sauf lorsqu'elle dans un dispositif d'intervention anticipé formalisé par un plan d'entretien préétabli. [<https://www.har-tech.com/les-principaux-types-de-maintenance-industrielle/>]

➤ On distingue deux types de maintenance corrective :

i. Maintenance palliative [<https://www.tribofilm.fr/les-differents-types-de-maintenance/>]

La maintenance palliative correspond à une action de dépannage provisoire. Elle consiste à rétablir temporairement le fonctionnement d'un équipement sans traiter de manière définitive l'origine de la défaillance.

Cette approche vise principalement à limiter l'interruption de la production en permettant une reprise d'activité en mode dit « dégradé », dans l'attente d'une intervention curative plus approfondie.

ii. Maintenance curative [<https://www.tribofilm.fr/les-differents-types-de-maintenance/>]

La maintenance curative consiste en une intervention technique approfondie destinée à supprimer durablement les causes racines de la défaillance ainsi que ses conséquences.

Contrairement à la maintenance palliative, elle s'inscrit dans une logique pérenne et structurelle, impliquant généralement le remplacement ou la remise en état complète du composant défectueux.

A l'issue de cette intervention, l'équipement retrouve son niveau de performance nominal et assure une production conforme aux standards requis [4].

2.1.3.3 Maintenance préventive :

[https://www.memoireonline.com/04/15/9070/m_Etude-et-elaboration-d-une-politique-de-maintenance-preventive-d-une-chaudiere-industrielle5.html]

La maintenance préventive est définie comme une maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits, dans le but de réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien (AFNOR, 2017). Elle s'inscrit dans une démarche proactive visant à anticiper les anomalies et à maintenir les équipements dans un état de fonctionnement optimal.

Cette stratégie a pour objectif principal d'éviter l'apparition des défaillances en cours d'exploitation. Son efficacité doit être évaluée à travers une analyse technico-économique mettant en évidence les gains obtenus par rapport aux coûts engendrés par la défaillance évitée.

➤ Objectifs de la maintenance préventive

La maintenance préventive vise notamment à :

- Augmenter la durée de vie des équipements
- Réduire la probabilité de défaillance en service
- Diminuer les temps d'arrêt lors des opérations de révision ou en cas de panne
- Anticiper et limiter les interventions lourdes de maintenance corrective

- Permettre la planification des actions correctives dans des conditions maîtrisées ;
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiants et de consommables ;
- Améliorer les conditions de travail du personnel d'exploitation ;
- Optimiser et réduire le budget global de maintenance ;
- Contribuer à la suppression des causes d'accidents graves et à l'amélioration de la sécurité.

➤ Les formes de la maintenance préventive

i. Maintenance préventive systématique(<https://www.har-tech.com/les-principaux-types-de-maintenance-industrielle/>)

La maintenance préventive systématique consiste à réaliser des interventions sur les équipements selon un calendrier prédéfini, indépendamment de leur état réel de fonctionnement. Cette approche, fondée sur une planification temporelle fixe, permet de réduire le risque de défaillance soudaines et d'assurer une certaine régularité dans opérations d'entretien.

Toutefois, bien que cette méthode contribue à améliorer la fiabilité des installations, elle peut engendrer des coûts supplémentaires lorsque les interventions sont effectuées alors que l'équipement ne présente pas de besoin réel de maintenance.

iii. Maintenance prévisionnelle (maintenance) <https://www.ptc.com/fr/blogs/iiot/what-is-predictive-maintenance>

La maintenance prévisionnelle, également appelée maintenance prédictive, consiste une évolution avancée de la maintenance conditionnelle. Elle consiste à suivre en continu l'état de santé, le statut et les performances des équipements à l'aide de techniques d'analyse et de modèles de diagnostic.

Son objectif est d'anticiper les défaillances avant leur apparition afin de réduire les arrêts imprévus et les coûts de panne. Cette approche offre également la possibilité de planifier les interventions de maintenance en cohérence avec les contraintes du planning de production, améliorant ainsi la disponibilité et la performance globale des installations.

ii. Maintenance préventive conditionnelle(<https://www.har-tech.com/les-principaux-types-de-maintenance-industrielle/>)

La maintenance préventive conditionnelle repose sur la surveillance de l'état réel des équipements plutôt que sur un échéancier fixe. Elle est déclenchée en fonction d'indicateurs mesurés au moyen de capteurs et de systèmes de suivi, tels que la température, les vibrations ou d'autres paramètres de fonctionnement.

Cette approche permet d'optimiser les opérations de maintenance en ciblant uniquement les équipements présentant des signes de dégradation, réduisant ainsi les interventions inutiles et les coûts associés.

Avantages de la maintenance préventive conditionnelle :

L'adoption de cette stratégie présente plusieurs bénéfices majeurs pour les entreprises industrielles :

1. Réduction des temps d'arrêt imprévus : la surveillance continue des équipements permet d'identifier et de corriger les problèmes naissants avant qu'ils ne se transforment en défaillances critique, limitant ainsi les interruptions non planifiées.
2. Prolongation de la durée de vie des équipements : en n'intervenant que lorsque cela est nécessaire, on réduit le risque d'usure prématurée liée à des interventions de maintenance inutiles, assurant une exploitation plus durable des machines.
3. Optimisation des coûts d'exploitation : la maintenance conditionnelle permet de diminuer les coûts liés à la main d'œuvre et au remplacement de composants en évitant des interventions superflues [4].

4. Amélioration de la gestion des ressources : la planification des interventions basée sur des données fiables permet d'optimiser l'allocation des ressources humaines et matérielles, garantissant une meilleure efficacité opérationnelle

Limites et défis de la maintenance préventive conditionnelle :

Malgré ses avantages indéniables, la mise en œuvre de la maintenance conditionnelle comporte certains défis :

1. Coûts initiaux élevés : l'installation de capteurs, de systèmes de collecte et d'analyse des données représente un investissement d'un parc d'équipement étendu.
2. Gestion des données : l'analyse des volumes importants de données générés par les capteurs nécessite des systèmes informatiques performants et des compétences techniques spécialisées.
3. Formation du personnel : le personnel technique doit être correctement formé pour interpréter les données et prendre les décisions adéquates, afin assurer l'efficacité de la maintenance conditionnelle.

En somme, bien que la maintenance préventive conditionnelle requière des investissements et des compétences spécifiques, elle constitue une approche stratégique pour améliorer la fiabilité des équipements, réduire les coûts et optimiser la productivité industrielle.

- Remarque : La maintenance conditionnelle est donc une stratégie fondée sur l'expérience et sur l'exploitation d'informations recueillies en temps réel, nécessitant l'application de méthodes d'analyse appropriées pour interpréter ces données et évaluer l'état des équipements [4].

2.2 Technique de surveillance en maintenance conditionnelle :

2.2.1 L'analyse d'huile :

L'analyse d'huile désigne l'ensemble des méthodes physico-chimiques visant à caractériser l'état d'un lubrifiant en service et à identifier les particules d'usures qu'il contient, afin d'évaluer indirectement l'état de santé des mécanismes lubrifiés. En permettant la détection précoce des usures anormales, des contaminations et de dégradation du lubrifiant, cette technique de maintenance conditionnelle autorise une anticipation des défaillances et une optimisation des intervalles de maintenance [4].

2.2.2 Thermographie infrarouge :

La thermographie infrarouge est une technique relevant de la maintenance préventive conditionnelle, qui permet de mesurer à distance et sans contact la température des équipements. Elle exploite le rayonnement émis dans le domaine spectral de l'infrarouge, capté au moyen d'une caméra thermique. En synthèse, la thermographie infrarouge constitue une méthode de mesure des températures par imagerie thermique [4].

II.2 Analyse vibratoire :

L'analyse vibratoire constitue l'une des techniques les plus pertinentes pour la surveillance des machines tournantes. Elle repose sur la mesure et le traitement des signaux vibratoires émis par les organes mécaniques en fonctionnement. Ces signatures dynamiques contiennent des informations caractéristiques permettant d'identifier précocement des défauts tels que le balourd, le désalignement ou la dégradation des roulements [4].

2.1 Généralités sur l'analyse vibratoire

2.2 Introduction

Les machines tournantes occupent une place essentielle dans les systèmes industriels, notamment dans les applications liées à la transmission de puissance. Leur bon fonctionnement est indispensable pour assurer la continuité de la production ainsi que la fiabilité des installations. Dans ce contexte, la surveillance des vibrations constitue un outil fondamental dans les programmes de maintenance conditionnelle et de diagnostic des machines.

En effet, des niveaux de vibration élevés peuvent être révélateurs de dysfonctionnements ou de défauts mécaniques. Ces anomalies peuvent entraîner des arrêts imprévus des équipements, des pertes de production importantes ainsi que des risques pour la sécurité du personnel. Dans les machines tournantes, les vibrations sont généralement générées par différentes forces dynamiques liées soit aux conditions de fonctionnement, soit à l'apparition de défauts tels que le déséquilibre, le désalignement ou les défauts de roulements.

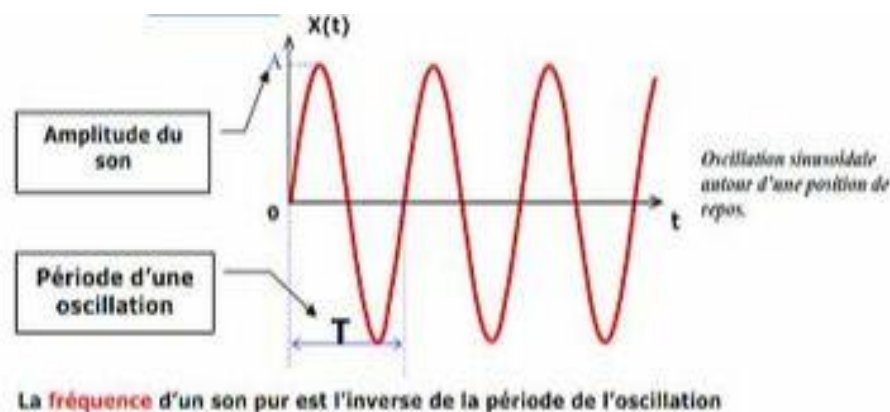
Afin de détecter et d'identifier ces anomalies, différentes méthodes d'analyse des signaux vibratoires ont été développées. L'analyse et le traitement de ces signaux permettent d'extraire des caractéristiques représentatives du comportement dynamique de la machine, facilitant ainsi le diagnostic de son état de fonctionnement [5].

2.3 Définition des vibrations selon la norme NFE 90-001

« Une vibration est une variation avec le temps d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique lorsque la grandeur est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. »

Les phénomènes vibratoires peuvent être périodique ou apériodique, et présentent généralement des comportements dynamiques plus ou moins complexes selon la nature du système étudié et les conditions de fonctionnement.

Un signal vibratoire est principalement caractérisé par trois paramètres fondamentaux : l'amplitude, la fréquence et la période. **L'amplitude** traduit l'intensité du mouvement vibratoire, tandis que **la fréquence** correspond au nombre d'oscillations effectuées par unité de temps. **la période** représente la durée nécessaire pour réaliser une oscillation complète [5].



2.4 Types de vibration mécanique :

Les vibrations mécaniques peuvent être classées en plusieurs catégories selon l'origine de l'excitation et les conditions de fonctionnement du système [5].

2.4.1 Vibrations libres:

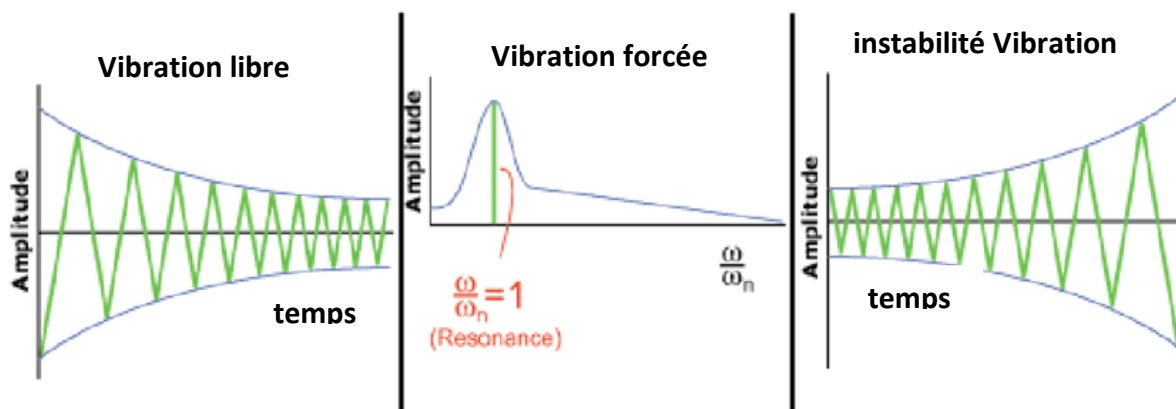
Produisent lorsqu'un système est perturbé puis laissé libre d'osciller sans excitation extérieure continue. Dans ce cas, le mouvement vibratoire dépend uniquement des propriétés du système telles que la masse et la rigidité [5].

2.4.2 Vibrations forcées :

Quant à elles, apparaissent lorsqu'un système est soumis à une excitation extérieure continue, par exemple une force périodique générée par la rotation d'un rotor déséquilibré. Dans les machines tournantes industrielles, la plupart des vibrations observées sont des vibrations forcées [5].

2.4.3 Vibrations amorties:

Correspondent aux vibrations dont l'amplitude diminue progressivement au cours du temps en raison de la dissipation d'énergie dans le système, généralement sous forme de frottements ou de pertes internes dans les matériaux [5].



2.5 Principe des vibrations des machines tournantes :

Les machines tournantes représentent une catégorie essentielle d'équipements industriels utilisés dans de nombreux procédés, notamment les ventilateurs, pompes, moteurs et compresseur. Leur fonctionnement implique des pièces en rotation, soumis à des forces dynamiques et à des déséquilibres potentiels qui génèrent des vibrations. Les phénomènes vibratoires résultent de la réponse dynamique du système mécanique à ces excitations, qui peuvent être d'origine mécanique (désalignement, jeu, défaut de roulement) ou liée à l'interaction fluide-structure (résonance, turbulence) .

L'analyse des vibrations repose sur la décomposition des mouvements mécaniques en composantes fréquentielles. La fréquence est une grandeur fondamentale associée à la rotation et aux phénomènes dynamiques : par exemple, un balourd génère une vibration à la fréquence de rotation, tandis que des défauts de roulement se manifestent par des signatures spectrales distinctes liées aux fréquences caractéristiques des éléments roulants [5].

2.5.1 Chaîne de mesure vibratoire :

La chaîne de mesure vibratoire comprend l'ensemble des éléments nécessaires à l'acquisition d'un signal représentatif de l'état dynamique de la machine :

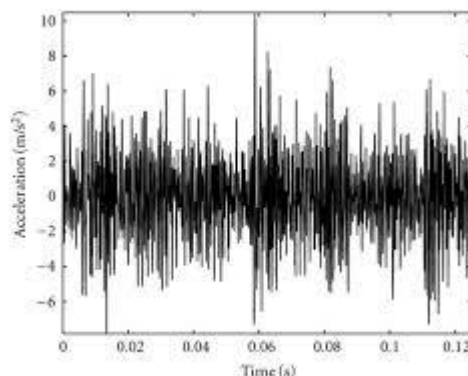
- Accéléromètres : capteurs piézoélectriques qui convertissent l'accélération mécanique en un signal électrique proportionnel.
Le choix et le positionnement des capteurs influencent directement la qualité des données
- Conditionnement du signal : amplification et filtrage nécessaires pour adapter le signal brut aux plages acceptables par le système d'acquisition.
- Acquisition et enregistrement : l'utilisation d'un système d'acquisition numérique (DAQ) permet de capturer ses signaux vibratoires avec une fréquence d'échantillonnage adéquate, conforme au théorème de Nyquist afin d'éviter l'aliasing.

La fixation correcte de l'accéléromètre (visée, orientation, proximité des points critiques comme les roulement) est essentielle pour obtenir des mesures fiables [6].

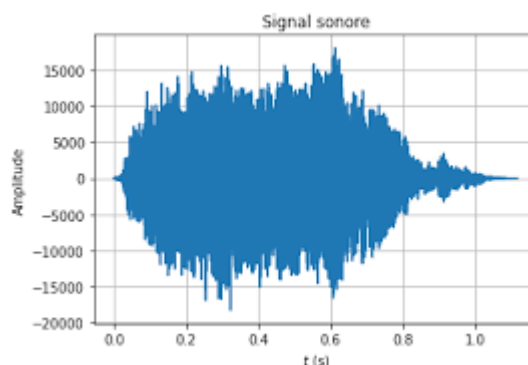
2.6 Méthode d'analyse vibratoire :

L'analyse des signaux vibratoire peut s'effectuer dans deux domaines complémentaires :

- Analyse temporelle : consiste à examiner le signal brut en fonction du temps. Des indicateurs simples comme les valeurs efficaces (RMS), les valeurs crêtes et les formes d'onde permettent une première évaluation des niveaux de vibration (Moblet,2002) [6].



- Analyse fréquentielle : l'application d'une transformée de Fourier rapide (FFT-Fast Fourier Transform) permet de convertir le signal temporel en un spectre de fréquences. Ce spectre met en évidence les composantes fréquentielles dominantes associées à des phénomènes physiques particuliers (battements d'axe, défaut de roulement, désalignement) [6].



Le domaine fréquentiel est particulièrement utile pour isoler des signatures spécifiques des défauts, facilitant ainsi le diagnostic.

2.7 Indicateurs vibratoires:

Les grandeurs généralement utilisées pour caractériser l'état vibratoire d'une machine sont :

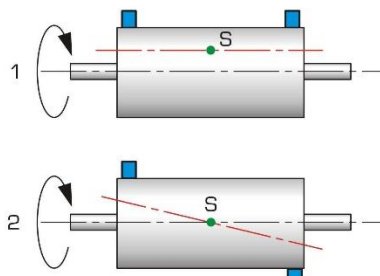
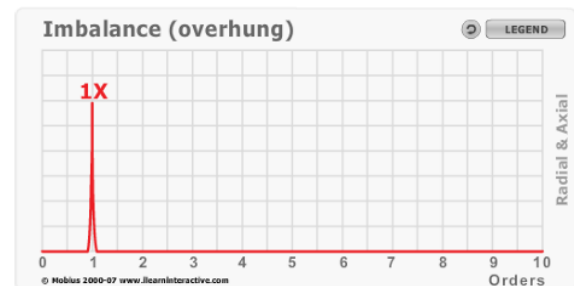
- Valeur RMS (Root Mean Square) : indique l'énergie globale du signal.
- Valeur crête (Peak/Peak-to-Peak) : quantifie les amplitudes maximales.
- Facteur de crête (Crest Factor) : rapport entre la crête et la valeur RMS, indicateur de perturbations aigues.
- Vitesse et déplacement vibratoires : souvent dérivés mathématiquement à partir de l'accélération.

Chaque indicateur apporte des informations complémentaires sur la santé mécanique des organes tournants [6].

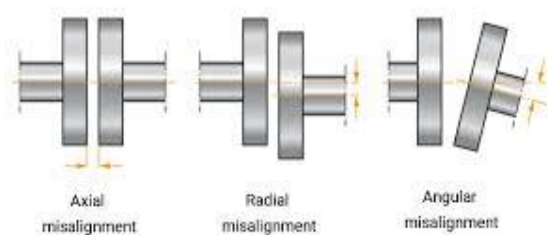
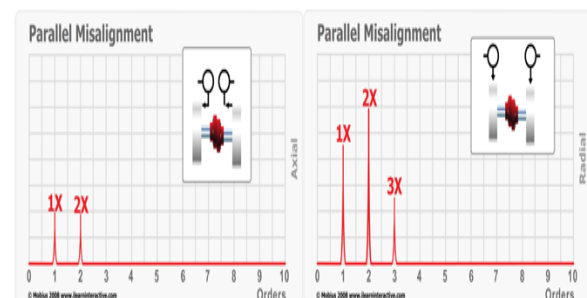
2.8 Diagnostic des défauts mécaniques :

L'interprétation des signaux vibratoires vise à relier des composantes fréquentielles à des défauts mécaniques spécifiques :

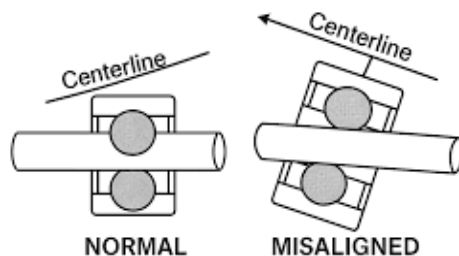
- Balourd : génère une composante à la fréquence de rotation fondamentale.



- Désalignement : provoque des harmoniques multiples de la fréquence de rotation.



- **Défauts de roulements** : apparaissent aux fréquences caractéristiques propres aux éléments roulants (BPFO, BPFI, BSF), calculées à partir de la géométrie du roulement et de la vitesse de rotation.



- **Jeu mécanique et résonance** : se manifestent souvent par des phénomènes de modulation et amplification du spectre.

L'identification de ces signatures est essentielle pour planifier les opérations de maintenance conditionnelle de manière performante [5].

2.9 Grandeurs vibratoires mesurées

L'analyse vibratoire repose sur la mesure de différentes grandeurs physique permettant de caractériser le comportement dynamique des machines tournantes. Les trois grandeurs fondamentales utilisées sont l'accélération, la vitesse et le déplacement vibratoire. Ces grandeurs sont liées entre elles par des relations mathématiques d'intégration et de dérivation.

Le choix de la grandeur à analyser dépend principalement de la nature du défaut à détecter ainsi que de la gamme de fréquence étudiée [5].

2.11.1 Accélération vibratoire

L'accélération est la grandeur la plus directement mesurée en analyse vibratoire, notamment à l'aide des accéléromètres. Elle est généralement exprimée en m/s^2 ou en g.

Cette grandeur est particulièrement adaptée à l'analyse des phénomènes vibratoire de haute fréquence. Elle permet notamment de détecter :

- Les défauts de roulement (impacts, écaillage, défauts localisées)
- Les phénomènes de chocs
- Les défauts précoces difficilement détectables par d'autres grandeurs

En raison d sa sensibilité élevée aux variations rapides, l'accélération est largement utilisée pour le diagnostic avancé et la détection précoce des défaillances [6].

Vitesse vibratoire:

La vitesse vibratoire est obtenue par intégration du signal d'accélération. Elle est généralement exprimée en mm/s et constitue l'une des grandeurs les plus utilisées en maintenance industrielle.

Elle est particulièrement efficace pour l'analyse des vibrations dans une gamme de fréquences intermédiaires et permet de détecter :

- Les déséquilibres (balourd)
- Les désalignements
- Les défauts généraux de fonctionnement

La vitesse vibratoire est souvent utilisée comme indicateur global de l'état de la machine, notamment à travers la valeur efficace (RMS), largement employée dans les normes de surveillance vibratoire.

2.11.2 Déplacement vibratoire:

Le déplacement vibratoire est obtenu par double intégration du signal d'accélération. Il est généralement exprimé en micromètres (μm).

Cette grandeur est adaptée à l'analyse des basses fréquences et des mouvements de grande amplitude. Elle permet notamment de détecter :

- Les défauts de désalignement importants.
- Les phénomènes des déséquilibres sévères
- Les problèmes de jeux mécaniques

Le déplacement est particulièrement utilisé dans le cas des machines tournantes de grande taille ou faible vitesse, où les amplitudes vibratoires sont plus significatives [5].

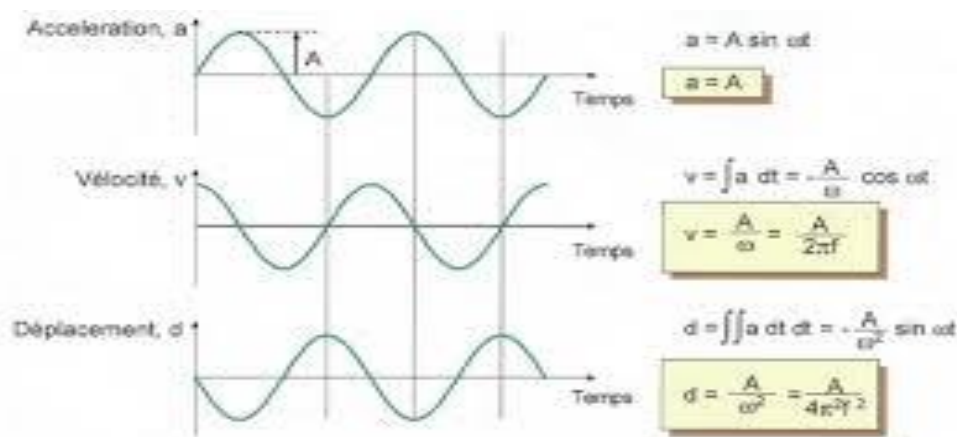


Figure 2f : conversion de l'accélération en vitesse, déplacement par intégrations

2.12 Les accéléromètres en analyse vibratoire

2.12.1 Principe de fonctionnement des accéléromètres:

L'accéléromètre est un capteur destiné à mesurer l'accélération vibratoire d'un système mécanique. Il repose sur le principe fondamental de la dynamique, exprimé par la deuxième loi de Newton :

$$\mathbf{F} = \mathbf{m} * \mathbf{a}$$

Où F représente la force appliquée, m la masse et a l'accélération.

Dans un accéléromètre, une masse interne, appelée masse sismique, est soumise aux accélérations du support sur lequel le capteur est fixé. Les variations de mouvement de cette masse génèrent une force proportionnelle à l'accélération, laquelle est convertie en un signal électrique exploitable.

Ainsi, l'accéléromètre permet de transformer une grandeur mécanique (accélération) en une grandeur électrique mesurable, facilitant l'analyse vibratoire des machines tournantes [6].

2.12.2 Accéléromètres piézoélectriques:

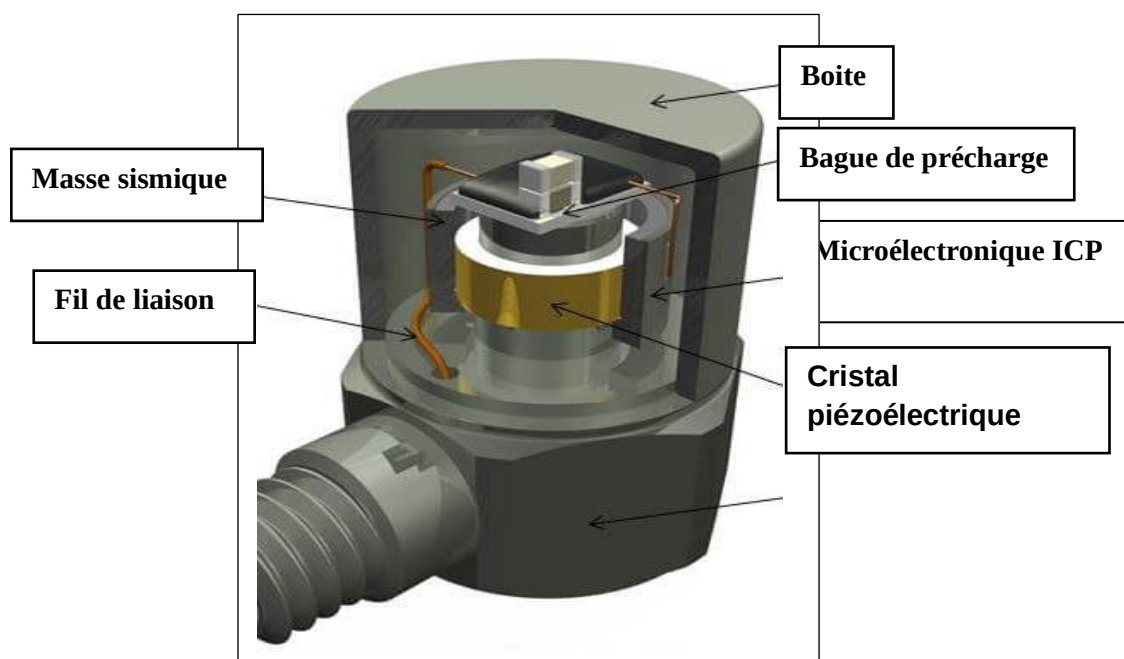
Les accéléromètres les plus utilisés en analyse vibratoire industrielle sont de type piézoélectrique. Leur fonctionnement repose sur la propriété de certains matériaux, tels que le quartz ou les céramiques piézoélectriques, de générer une charge électrique lorsqu'ils sont soumis à une contrainte mécanique.

Dans ce type de capteur, la masse sismique exerce une force sur un élément piézoélectrique proportionnellement à l'accélération subie. Cette contrainte entraîne la production d'une charge électrique proportionnelle à l'effort appliqué, et donc à l'accélération vibratoire.

Les accéléromètres piézoélectriques présentent plusieurs avantages :

- Large bande passante en fréquence
- Grande sensibilité
- Bonne stabilité dans le temps
- Capacité à mesurer des vibrations de faible amplitude

Ces caractéristiques les rendent particulièrement adaptés à la surveillance des machines tournantes et au diagnostic des défauts mécaniques [6]



2.12.3 Caractéristiques techniques des accéléromètres

Le choix d'un accéléromètre dépend de plusieurs paramètres techniques essentiels :

- **Sensibilité** : exprimée en mV/g, elle représente la capacité du capteur à convertir une accélération en signal électrique. Une sensibilité élevée permet de détecter des vibrations de faible amplitude.
- **Bande passante (plage de fréquence)** : intervalle de fréquence dans lequel le capteur fournit des mesures fiables. Elle doit être adaptée aux phénomènes vibratoires étudiés.
- **Plage dynamique** : domaine d'amplitude mesurable sans saturation de capteur.
- **Masse de capteur** : une masse trop importante peut influencer le comportement dynamique de la structure mesurée.
- **Température de fonctionnement** : certains environnements industriels nécessitent des capteurs résistants à des conditions thermiques sévères.

le choix approprié de ces paramètres est crucial pour garantir la fiabilité des mesures vibratoires. [6].

2.12.4 Méthodes de montage des accéléromètres

La qualité des mesures vibratoires dépend fortement des conditions de montage du capteur. Plusieurs méthodes de fixation sont utilisées :

- Montage par vis (fixation rigide) : méthode la plus fiable, assurant une excellente transmission des vibrations, particulièrement pour les hautes fréquences.
- Montage magnétique : solution rapide et pratique, mais moins précise, surtout pour les fréquences élevées.
- Montage adhésif : utilisé lorsque le perçage n'est pas possible, avec une précision intermédiaire.

Le positionnement du capteur est également déterminant. Il doit être placé au plus près des zones critiques telles que les paliers ou les roulements, et orienté selon les directions principales de vibration (axiale, radiale ou tangentielle).

Une mauvaise installation peut entraîner des erreurs significatives dans l'interprétation des données [6].

Figure Accéléromètre ICP typique

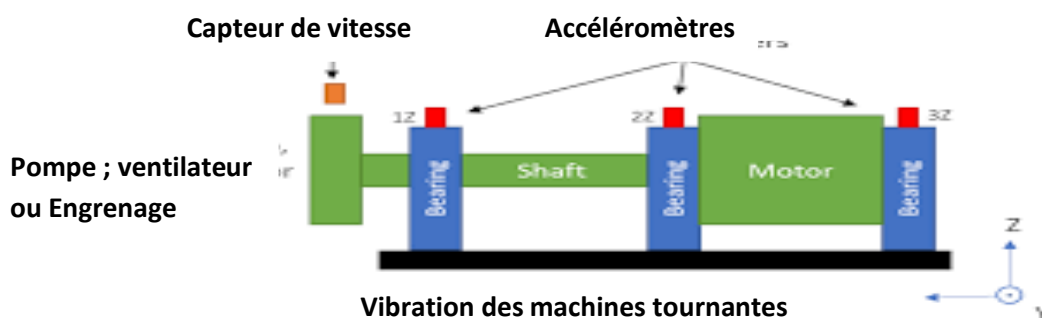


Fig : Positionnement des accéléromètres sur une machine

2.12.5 Avantages des accéléromètres en analyse vibratoire

L'utilisation des accéléromètres présente plusieurs avantages majeurs dans le cadre de la maintenance conditionnelle :

- Détection précoce des défauts mécaniques
- Mesure sur une large gamme de fréquences
- Possibilité de dériver la vitesse et le déplacement par intégration du signal
- Adaptabilité à différents types de machines tournantes

Grâce à ces atouts, les accéléromètres constituent un outil incontournable pour le diagnostic vibratoire et l'optimisation des stratégies de maintenance prédictive [6].

2.13 Limites de l'analyse vibratoire

Malgré ses nombreux avantages, l'analyse vibratoire présente certaines limites qui doivent être prises en compte afin d'éviter des interprétations erronées.

Tout d'abord, les mesures vibratoires sont sensibles au bruit et aux perturbations externes. Les signaux peuvent être influencés par l'environnement industriel, ce qui peut masquer certaines signatures caractéristiques des défauts.

Ensuite, la qualité des résultats dépend fortement de l'installation des capteurs. Un mauvais positionnement, une fixation inadéquate ou une orientation incorrecte de l'accéléromètre peuvent entraîner des erreurs significatives dans les mesures.

Par ailleurs, l'analyse vibratoire présente des difficultés dans le cas des machines tournantes à faible vitesse. Les niveaux vibratoires étant généralement faibles, les défauts sont plus difficiles à détecter et nécessitent des techniques d'analyse spécifiques.

De plus, l'interprétation des signaux vibratoires peut s'avérer complexe. Elle nécessite une expertise approfondie ainsi qu'une bonne connaissance du fonctionnement des machines et des phénomènes dynamiques associés. Des erreurs d'interprétation peuvent conduire à des diagnostics incorrects.

Enfin, certains défauts mécaniques ne génèrent pas de signatures vibratoires suffisamment distinctes, ce qui limite l'efficacité de cette méthode dans certains cas particuliers.

Ainsi, bien que l'analyse vibratoire constitue un outil puissant de diagnostic, elle doit être utilisée en complément d'autres techniques de maintenance conditionnelle pour garantir une évaluation fiable de l'état des équipements [5].

2.14 Conclusion

L'analyse vibratoire constitue une technique essentielle dans le domaine de la maintenance conditionnelle des machines tournantes. Elle permet de surveiller en continu l'état dynamique des équipements et de détecter précocement les défauts mécaniques susceptibles d'affecter leur fonctionnement.

A travers l'étude des grandeurs vibratoires, des méthodes d'analyse et des signatures caractéristiques des défauts, il est possible d'établir un diagnostic fiable et d'anticiper les défaillances. Cette approche contribue à améliorer la disponibilité des installations, à réduire les coûts de maintenance et à optimiser la sécurité des systèmes industriels.

Cependant, l'efficacité de l'analyse vibratoire dépend de la qualité des mesures, du choix des capteurs ainsi que de l'expertise dans l'interprétation des résultats. Elle doit donc être intégrée dans une stratégie globale de maintenance conditionnelle, en complément d'autres techniques de surveillance.

Dans ce contexte, le chapitre suivant sera consacré à l'étude expérimentale et à l'application pratique de l'analyse vibratoire sur une machine tournante, afin de mettre en œuvre les concepts théoriques présentés et d'évaluer leur pertinence dans un cas réel.

Chapitre.III

L'ANALYSE DES DEFAUTS

III Introduction :

L'identification d'anomalies à un stade précoce, le suivi de leurs évolutions et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement, l'on connaît les symptômes

vibratoires associés à chaque défaut susceptible de l'affecter, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts [7].

III.1 Défaut de balourd :

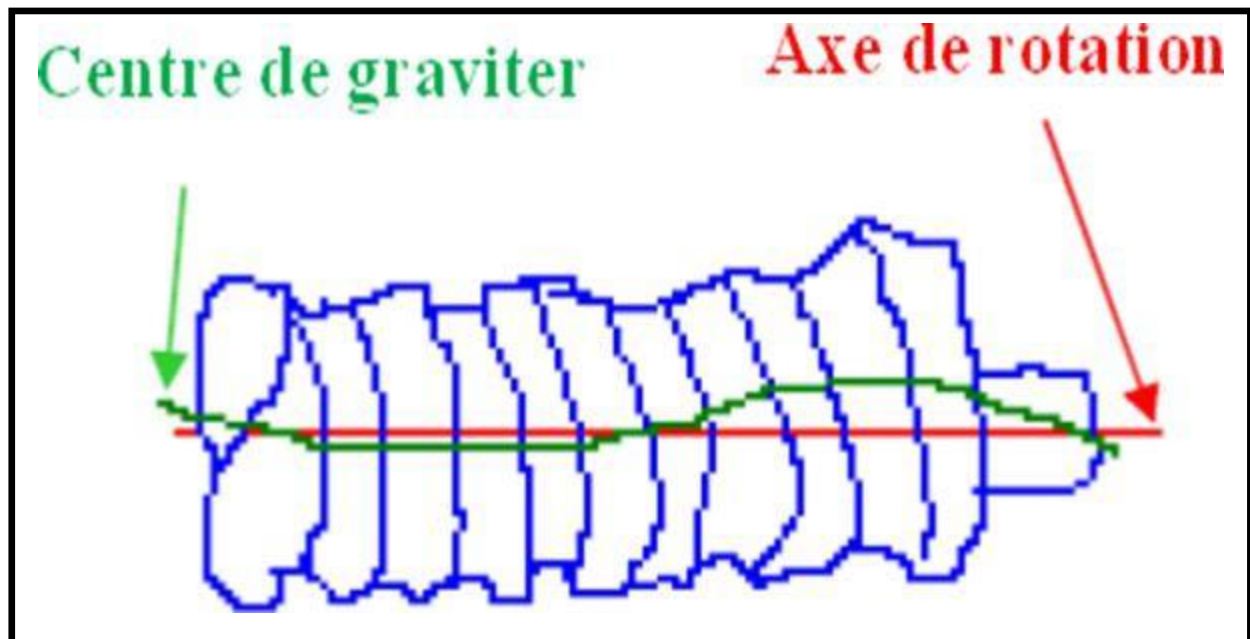


Figure III.1 : Tolérances d'usinage sur un rotor. [7]

Le balourd est le résultat d'un ensemble de forces engendrées par les écarts existant entre les centres de gravité des différents éléments constituant le rotor et son axe de rotation. Cette force centrifuge, issue de ces défauts de « non-concentricité » ou d'ajustage, est proportionnelle à la masse de matière qui crée ce déséquilibre et au carré de la vitesse.

Ce balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, ou sont la conséquence :

- D'une altération mécanique : Perte d'ailette, érosion ou encrassement.
- D'une altération thermique : Déformation suite à des dilatations différentes, des matériaux constituant le rotor ou à des différences de température localisées ... [7]

III.1.1 Différents types de balourd :

De même que l'analyse des déphasages entre composantes vibratoires d'ordre 1 de la fréquence de rotation selon deux directions radiales orthogonales d'un même palier permet de distinguer effort tournant et effort directionnel, l'analyse des déphasages entre ces mêmes composantes pour deux paliers consécutifs permettra de distinguer un balourd statique ne nécessitant qu'un équilibrage monoplan d'un balourd dynamique nécessitant un équilibrage multiplan.[7]

Balourd statique :

Les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, l'effort centrifuge dû au déséquilibre.

Il n'y aura donc aucun déphasage entre les mesures prises au même point sur les deux paliers.

- L'axe d'inertie est parallèle à l'axe de rotation,
- Même phase sur chaque roulement.
- Principalement des vibrations radiales.[7]

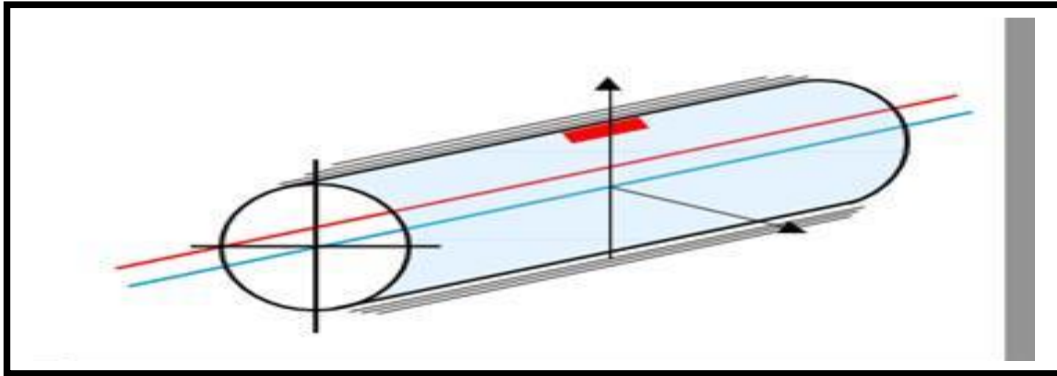


Figure III.2: balourd statique. [7].

Balourd de couple

- L'axe d'inertie n'est plus colinéaire à l'axe de rotation, les deux axes formant un angle.
- Vibrations radiales et horizontales à la fois.
- Souvent un balourd (déséquilibre) statique et dynamique à la fois.

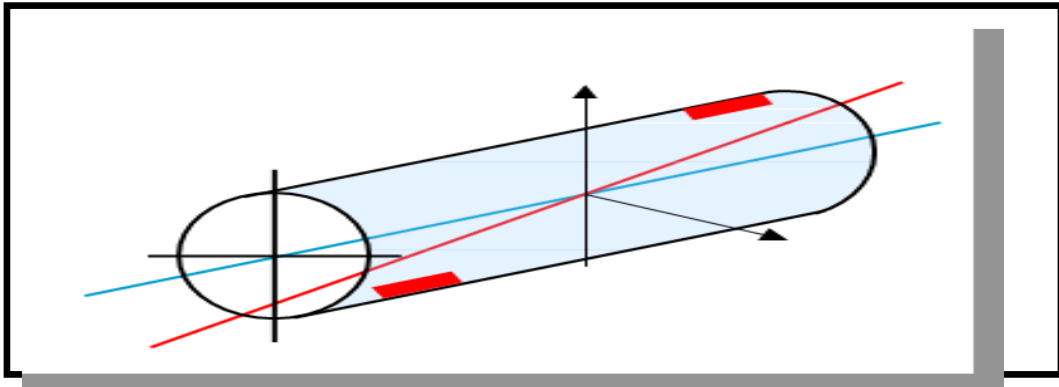


Figure III.3 : Balourd de couple [7].

Balourd dynamique :

Les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts centrifuges de façon alternée. Le

déphasage (voisin de 180°) entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dynamique.

- C'est une combinaison des deux premiers, il correspond au cas réel le plus fréquent.
- Déphasage de 180° autour du roulement.
- Principalement des vibrations radiales. [7].

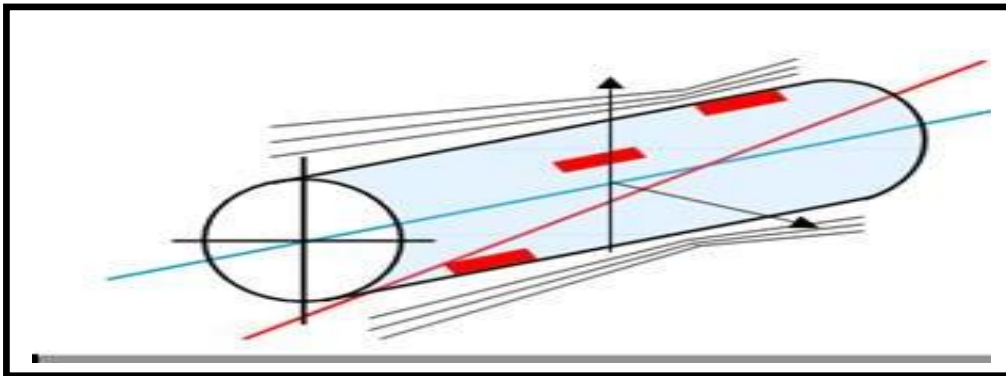


Figure III.4 : balourd dynamique [7].

III.1.2 Mesure :

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale), excepté pour les rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également une vibration dans la direction axiale [7].

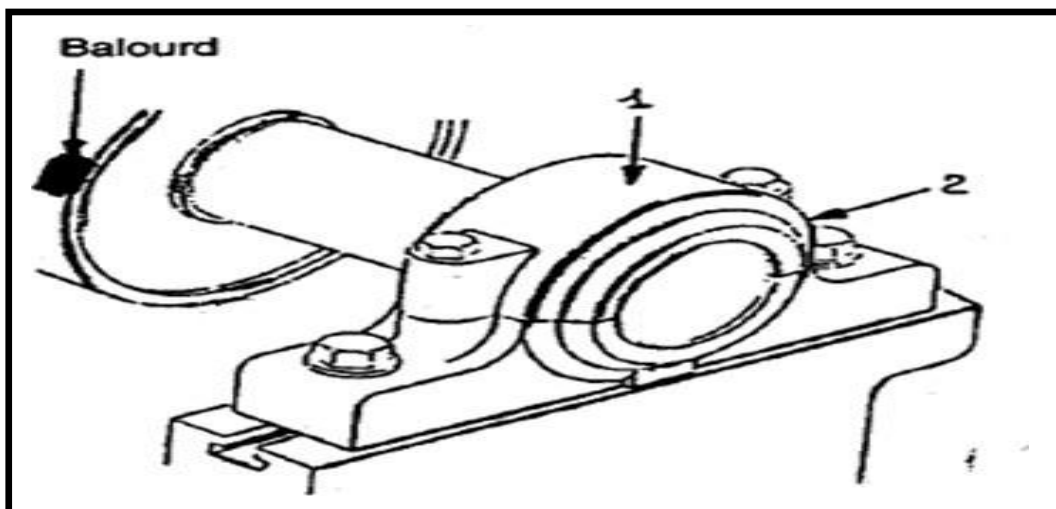


Figure III.5 : Points de mesure pour un défaut de balourd. [7].

Si on mesure l'amplitude du signal vibratoire délivré par un capteur placé sur le palier supportant un rotor déséquilibré, 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 ν de rotation du rotor.

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 ν de rotation du rotor [7].

III.1.3 Spectre typologique :

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_0 . Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de f_0 [7].

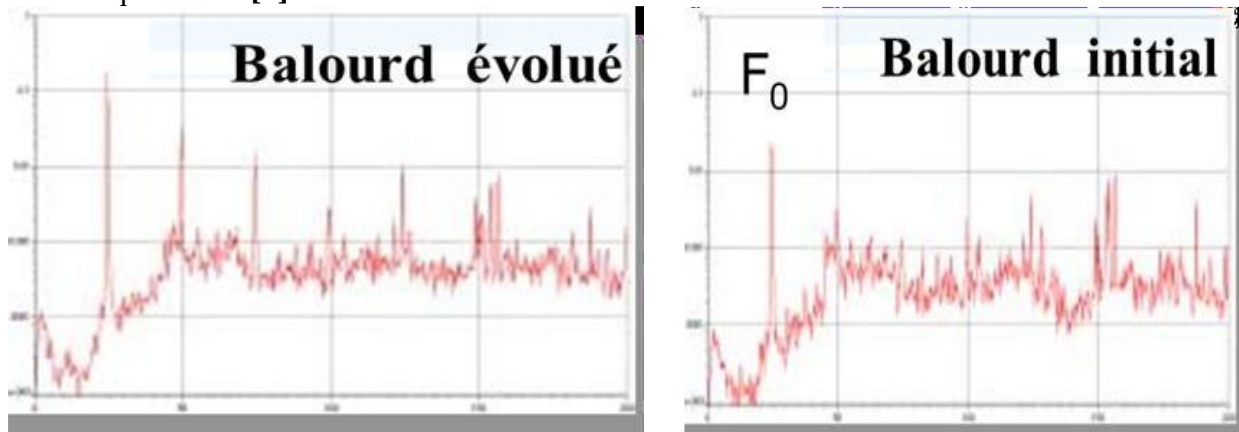


Figure 6 : Spectre théorique d'un défaut de balourd.[8]

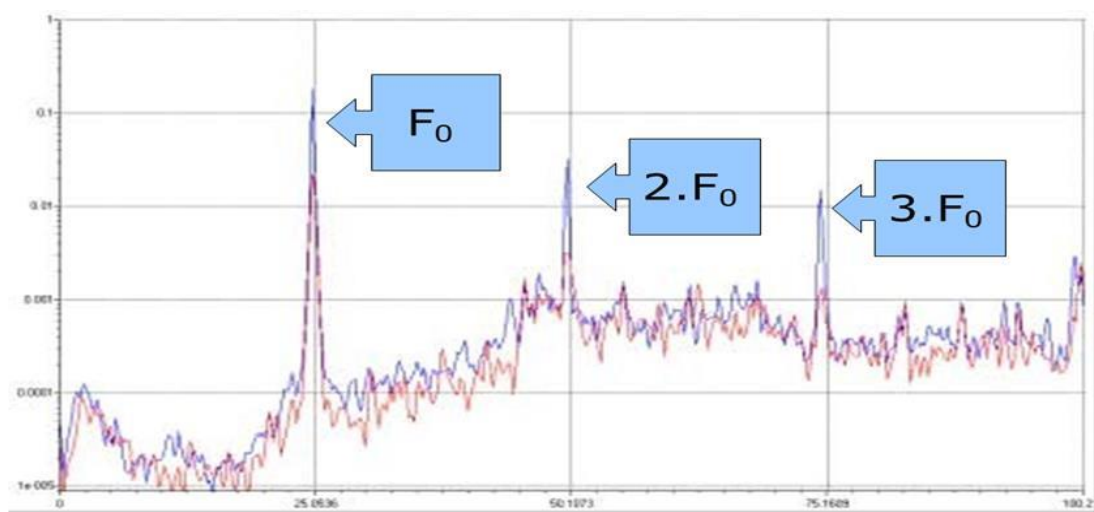


Figure III.7 : Spectres superposés d'un défaut de balourd.[8]

D'autres phénomènes sont susceptibles de générer de l'énergie à la fréquence de rotation F_0 sans pour autant être liés à un déséquilibre de masse.

- Jeux de paliers trop importants.
- Chocs périodiques à la rotation (problème de fixation).
- Défaut rotorique sur un moteur asynchrone (barres, anneau).
- Déformation d'un rotor (effet thermique).
- Résonance de structure.

III.2 Défaut d'alignement :

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.[8]

Lorsque la machine fonctionne et que les arbres tournent, les signes suivants peuvent indiquer les défauts d'alignement :

- Une oscillation des arbres.
- Des vibrations excessives.
- Une température des paliers est élevée.
- Des bruits inhabituels.

III.2.1 Désalignement d'arbres accouplés :

Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial (défaut de concentricité) ou la combinaison des deux (figure. III.8).[8].

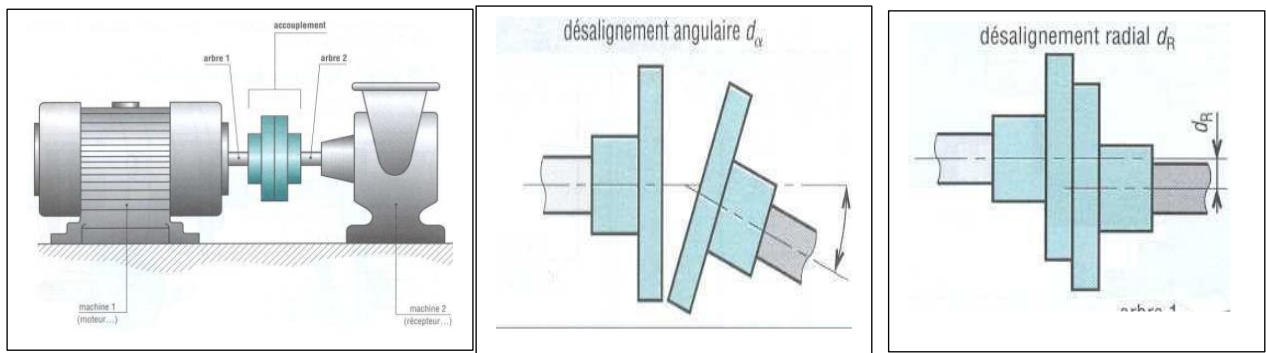


Figure III.8 : Défauts d'alignement d'arbres.[8]

Délignage parallèle : Défaut de concentricité des deux arbres.

Délignage angulaire : Défaut de parallélisme des deux arbres.

Délignage angulaire et parallèle : Combinaison des deux précédents.

III.2.2 Typologie du délignage :

Il se manifeste par une énergie vibratoire localisée à $2.F_0$, $3.F_0$ ou $4.F_0$ dans toutes les directions de mesurages.

L'évolution du défaut de lignage entraîne l'augmentation des raies caractéristiques.

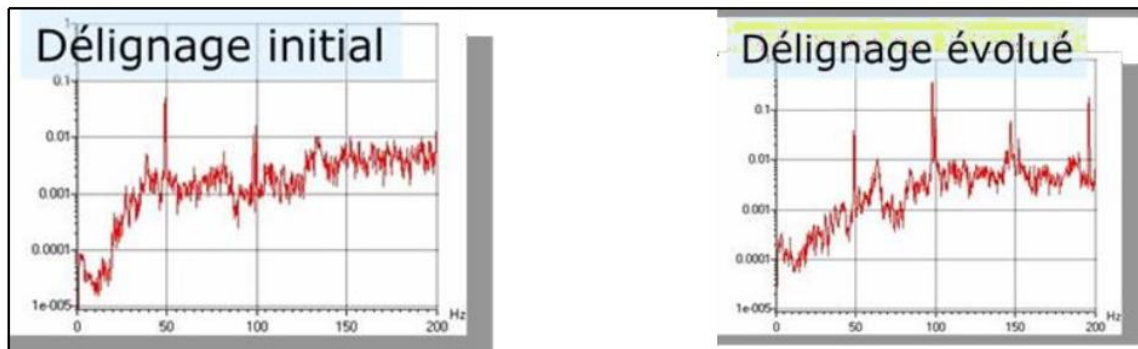


Figure III.9 : spectre théorique d'un défaut d'alignement. [8]

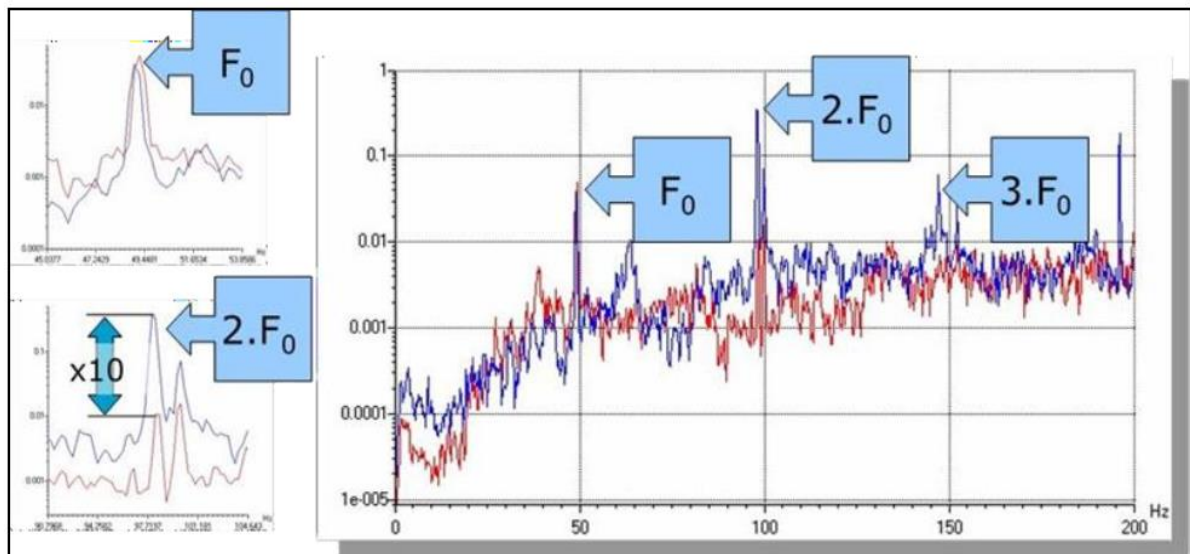


Figure III.10 : spectres superposés d'un défaut d'alignement. [8]

III.2.3 Désalignement des paliers :

Les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques [figure III.11]. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor.[10].

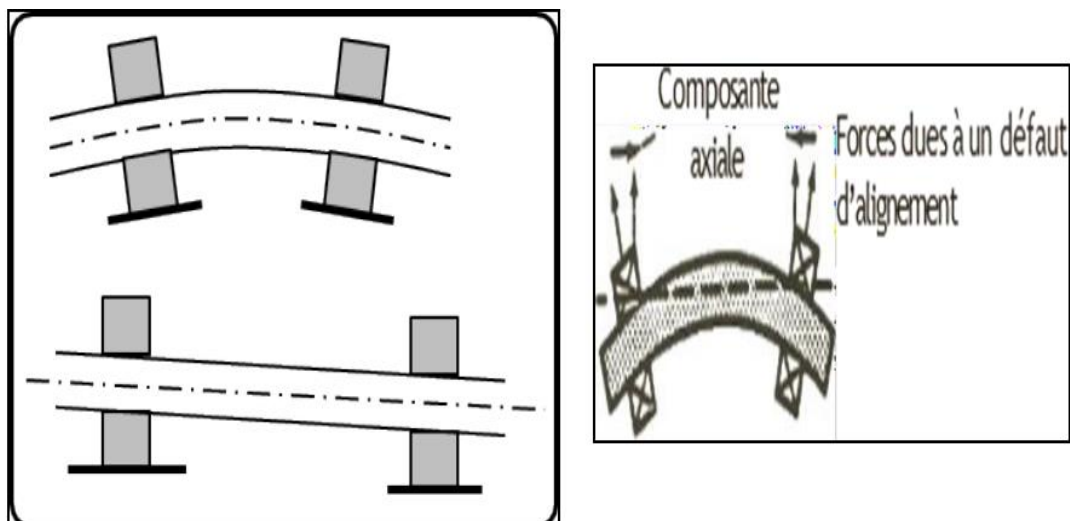


Figure III.11 : Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre. [8]

III.2.4 Origines du délignage et ambiguïtés de diagnostic :

Le défaut de lignage peut n'apparaître qu'en fonctionnement, sous l'effet de la charge.

Les causes peuvent être :

- Déformation du stator.
- Efforts dissymétriques sur le rotor.
- Calage du rotor (machine à paliers lisses).
- Déformation de la structure porteuse.
- Blocage d'accouplement.

III.3 Défauts desserrage :

L'image vibratoire induite par un desserrage ou par une fissuration d'ancrage ou de bâti est également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence peut également correspondre à l'ordre 1 de la fréquence de rotation. Toutefois, un desserrage ou une fissuration d'ancrage ou de bâti se traduisent par une diminution de raideurs également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence peut également correspondre à l'ordre 1 de la fréquence de rotation. Toutefois, un desserrage ou une fissuration d'ancrage ou de bâti se traduisent par une diminution de raideurs modales avec, pour conséquence dynamique, une diminution significative de fréquence de certains modes propres, fréquences qui peuvent alors coïncider avec un des premiers ordres de la fréquence de rotation dont l'amplitude sera alors prépondérante. Cependant, dans certains cas de desserrage associé à un défaut de balourd ou de désalignement, le mouvement originel de type sinusoïdal du décollement du palier ou du bâti sera brusquement stoppé en fin de course du desserrage créant que l'on appelle une troncature du signal. Son image spectrale sera constituée d'un peigne de raies.

dont le pas correspondra toujours à la fréquence de rotation et dont l'amplitude et l'étendue spectrale dépendront de l'importance de la troncature.

Le déphasage relatif pour deux composantes radiales orthogonales sera voisin de zéro ou de 180° , selon la position des capteurs par rapport au plan de desserrage ou de fissuration. [9].

III.4 Les défauts des engrenages :

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages [figure III.12] :

- **Les engrenages à axes parallèles :** Ce type est nommé aussi cylindrique dont Les deux arbres sont parallèles. Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents suivant la génératrice. On trouve les dentures droites, les dentures hélicoïdales, etc....

- **Les engrenages à axes concourants** : Ce type est nommé aussi conique dont les arbres sont tels que leurs axes de rotation se coupent. Selon la géométrie des dents, on distingue les sous catégories des : Dentures droites, hélicoïdales, spirales.
- **Les engrenages à axes quelconques** : Ces engrenages sont nommés aussi gauches dont les axes des arbres n'ont pas un point commun et occupe une position relative quelconque. Dans cette catégorie se retrouvent par exemple les dentures hypoïdes. [9]

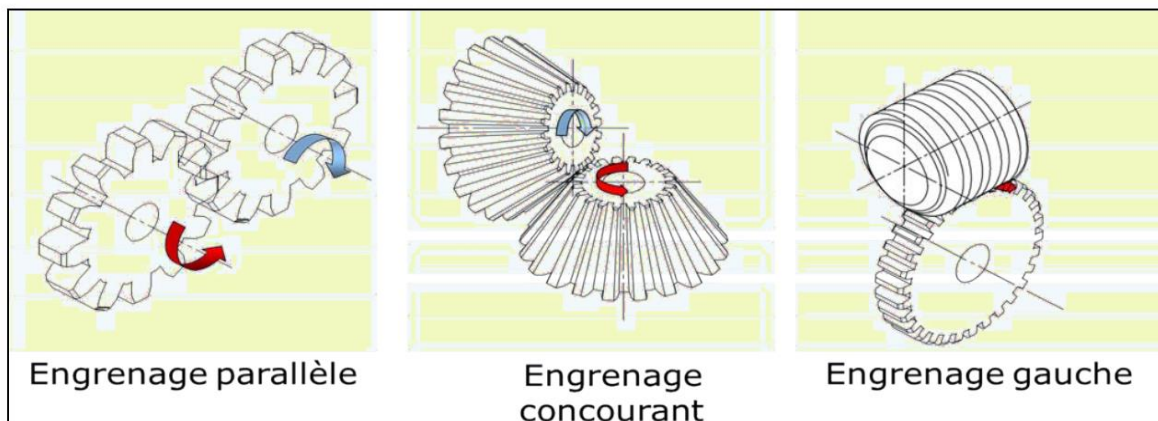


Figure III.12 : Différents types d'engrenage. [9]

Les dentures d'engrenage peuvent être droites, hélicoïdales ou à chevrons [figure] III.13]. Les efforts, en conséquence, sont :

- Uniquement radiaux sur les engrenages parallèles, à denture droite ou à chevrons,
- Mixtes (radiaux et axiaux) sur les engrenages à denture hélicoïdales, les engrenages coniques et les engrenages à roue et vis sans fin [9].

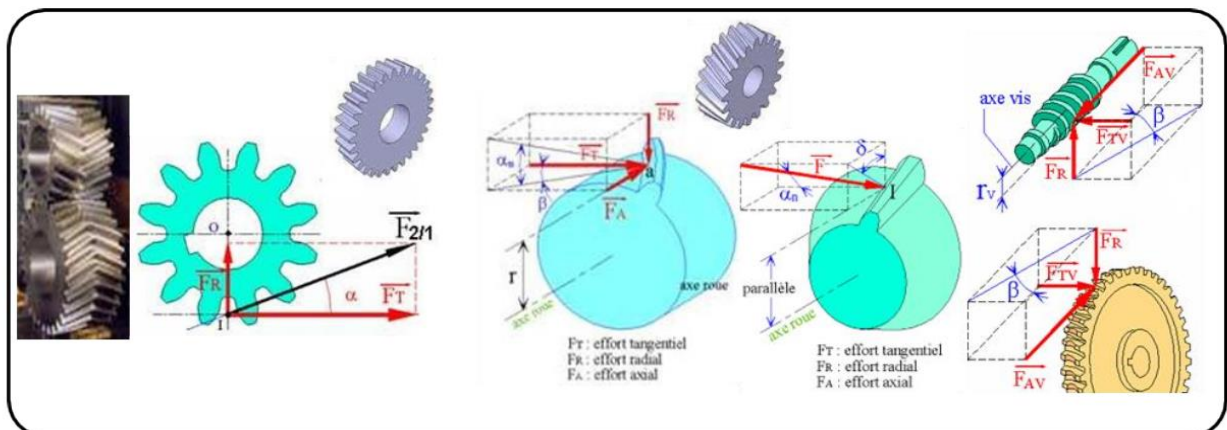


Figure III.13 : Efforts sur les dents d'engrenage selon le type de denture [9]

III.4.1 Fréquence d'engrènement :

Observons un engrenage, composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant N_1 et N_2 dents et tournant aux fréquences F_1 et F_2 . Chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engagement des dents selon une fréquence d'engrènement F_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son.

- F_e : Fréquence d'engrènement.
- F_1 et F_2 : fréquences de rotations des roues 1 et 2.
- N_1 et N_2 : Nombre des dents des roues 1 et 2

$$F_e = N_1 \cdot F_1 = N_2 \cdot F_2$$

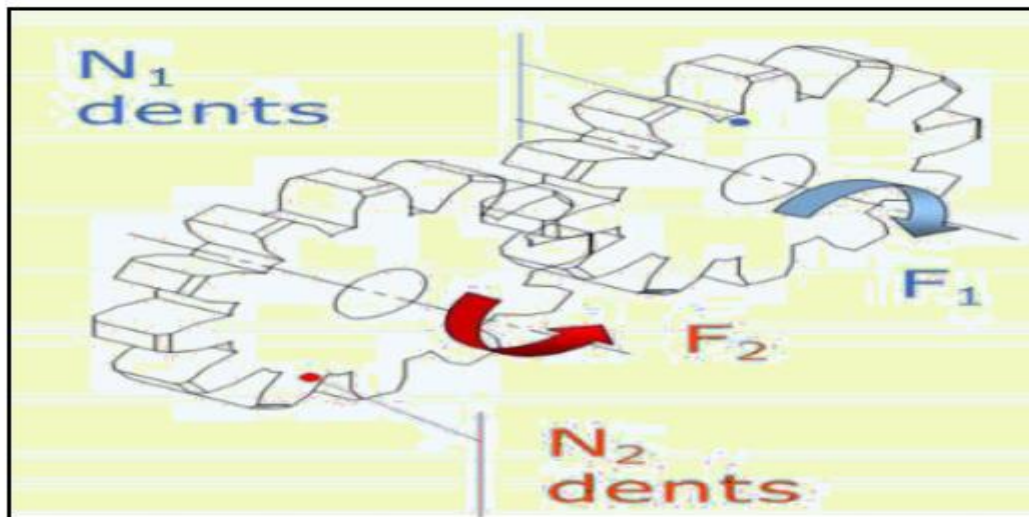


Figure III.14 : Fréquence d'engrènement. [8]

Le rapport des vitesses des deux arbres est lié au nombre de dents de chacun des pignons en contact :

$$N_1 \cdot F_1 = N_2 \cdot F_2 \quad \Rightarrow \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{N_1}{N_2}$$

III.4.2 Signatures vibratoires des défauts d'engrènement

➤ En l'absence de défaut :

Si la denture est correcte, le spectre [figure III.15], est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement ou à ses harmoniques.[8]

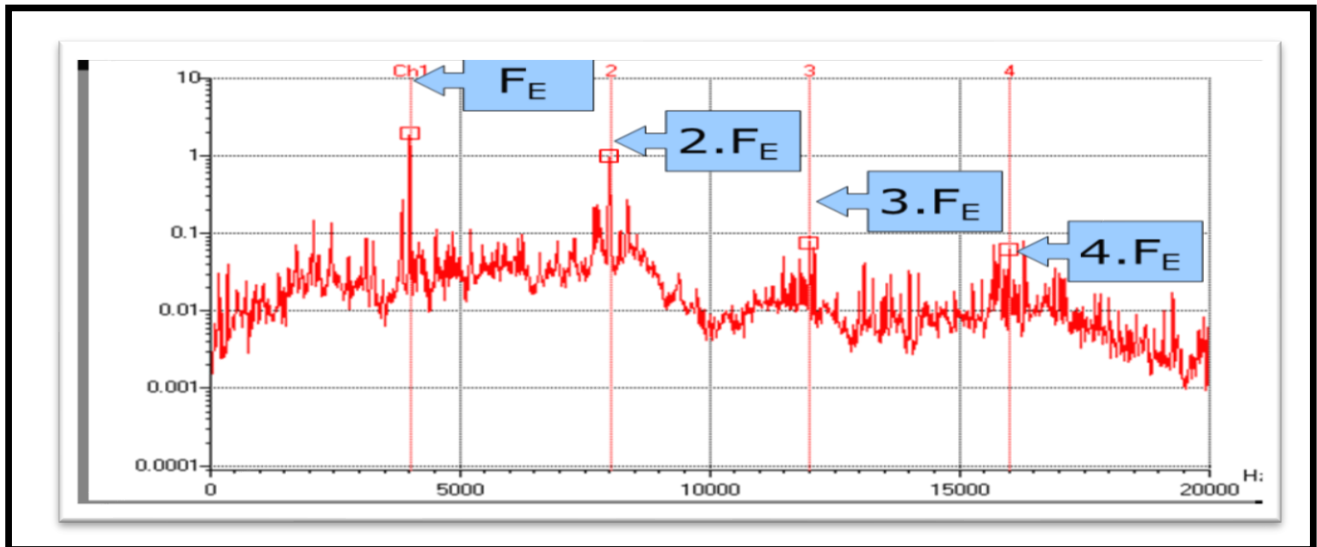


Figure III.15 : Spectre d'un engrenage sain. [10]

➤ Usure généralisée de la denture :

L'usure générale de la denture se traduit par un matage du profil des dents. On obtient un choc périodique à la fréquence d'engrènement, qui génère un peigne de raies d'amplitudes décroissantes.

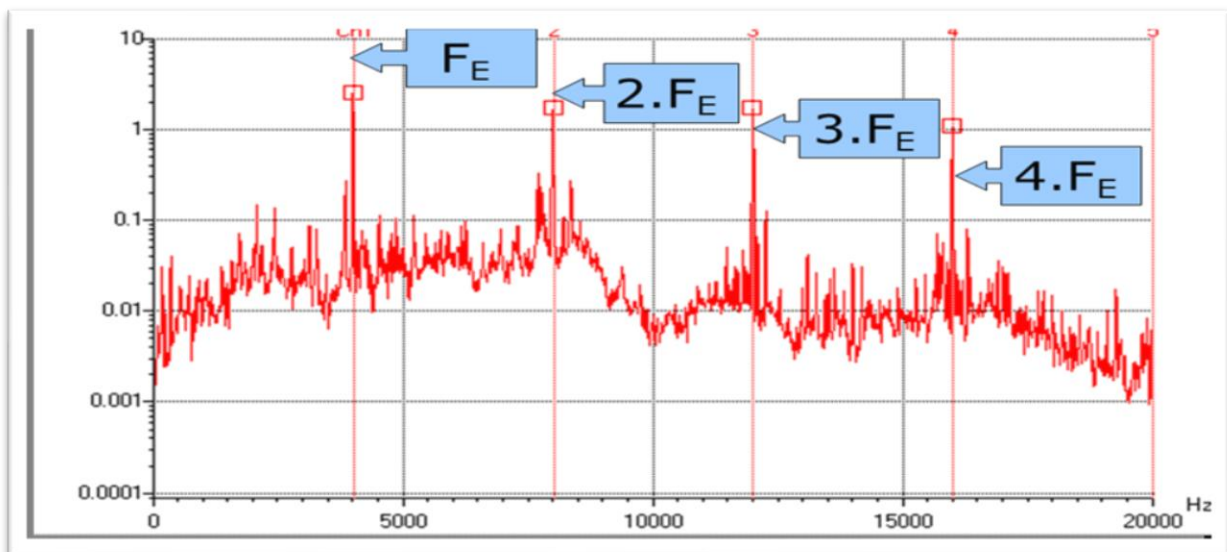


Figure III.16 : spectre théorique de L'usure générale de la denture [10].

➤ Détérioration d'une dent :

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur à chaque tour du 7pignon. Le spectre correspondant (figure III.17) montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré s'étalant jusqu'aux hautes fréquences.[8]

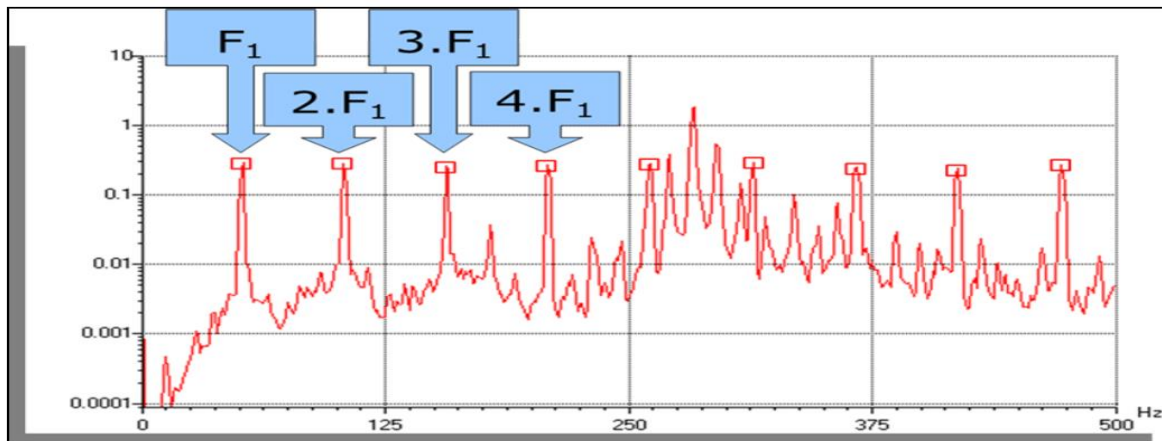


Figure III.17 : Spectre d'un engrenage présentant une dent détériorée.[10]

➤ 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 menante 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 [figure III.18].

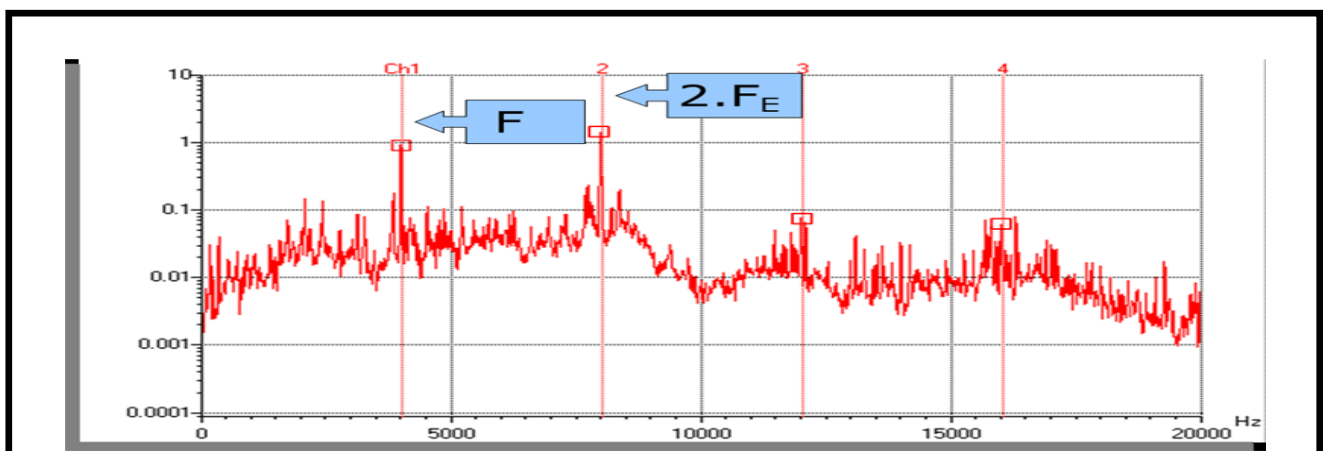


Figure III.18 : Spectre théorique d'un engrenage présentant un jeu insuffisant.[10]

➤ Jeu de fond de denture trop grand :

On obtient alors un spectre de choc dur périodique, à la fréquence d'engrènement (présence de nombreuses harmoniques de niveau du même ordre de grandeur) (figure III.19).[10]

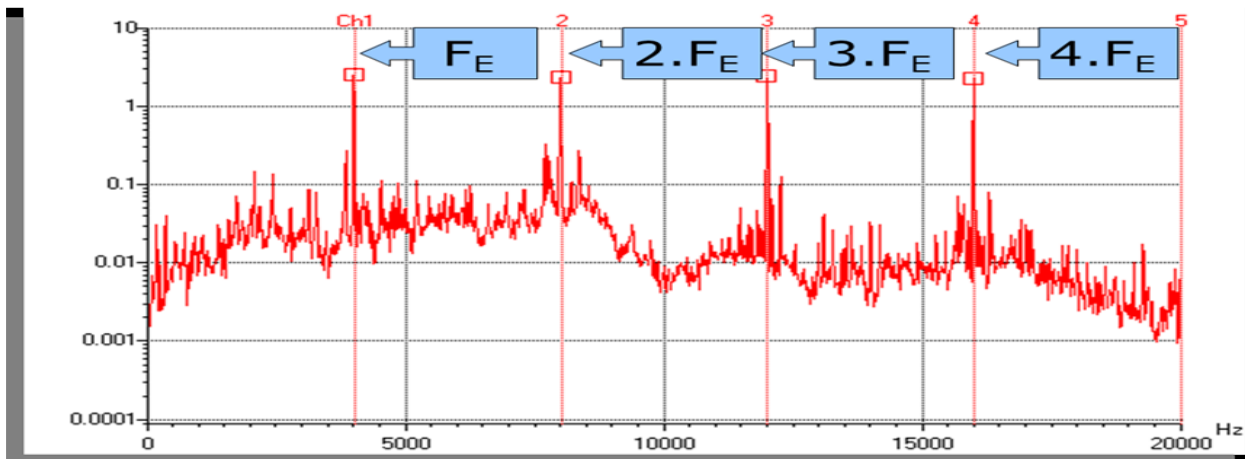


Figure III.19 : Spectre théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.[10]

Ce jeu trop grand peut être :

- Une conséquence de l'usure de la surface de denture, le spectre est alors une "suite logique" de celui (nombre et niveau des harmoniques élevées).
- Dû au montage, le spectre apparaît dès l'origine.

III.5 Les paliers lisses hydrodynamiques :

Dans un tel palier, l'arbre est en équilibre sur le film d'huile entretenu par la rotation.

La position d'équilibre est définie par l'angle de calage qui est l'angle formé par la droite des centres et la direction de la charge de l'arbre dans le palier.

L'angle de calage dépend de la technologie du palier et a une forte incidence sur la stabilité de la machine

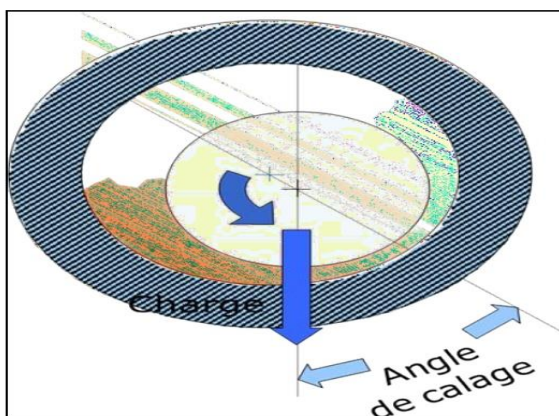


Figure III.20 : paliers lisses hydrodynamiques.[9]

III.5.1 Instabilités de paliers

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

- Charge appliquée au rotor
- Vitesse de rotation
- Viscosité de l'huile

L'instabilité se manifeste par une vibration auto-entretenu qui entraîne une précession du rotor, avec une période différente de la période de rotation, dont la fréquence est :

III.5.2 Fouettement et tournoiment :

➤ Le tournoiment d'huile (Oil Whirl) :

Instabilité dont la fréquence varie avec la fréquence de rotation du rotor.

$$0.23F_0 < F_{\text{instabilité}} < 0.63F_0$$

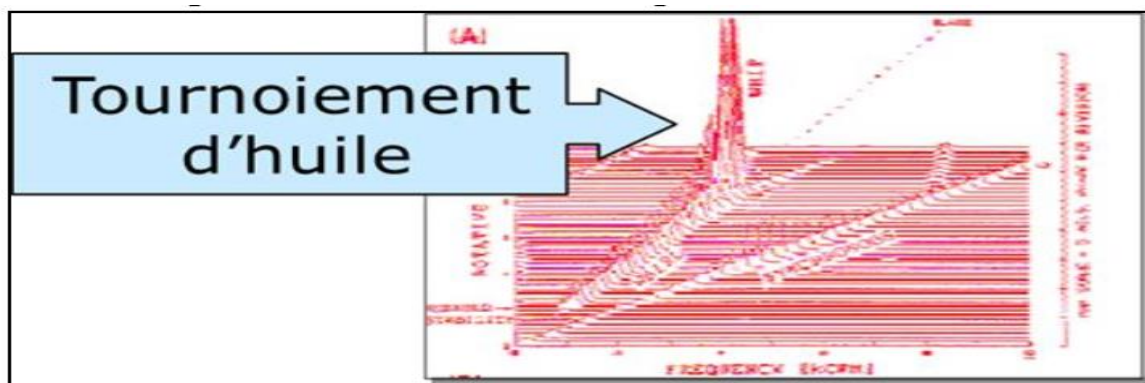


Figure III.21 [9]

➤ Le fouettement d'huile (Oil Whip) :

Instabilité dont la fréquence coïncide avec la vitesse critique correspondant à la première pulsation propre du rotor (rotor en état flexible).

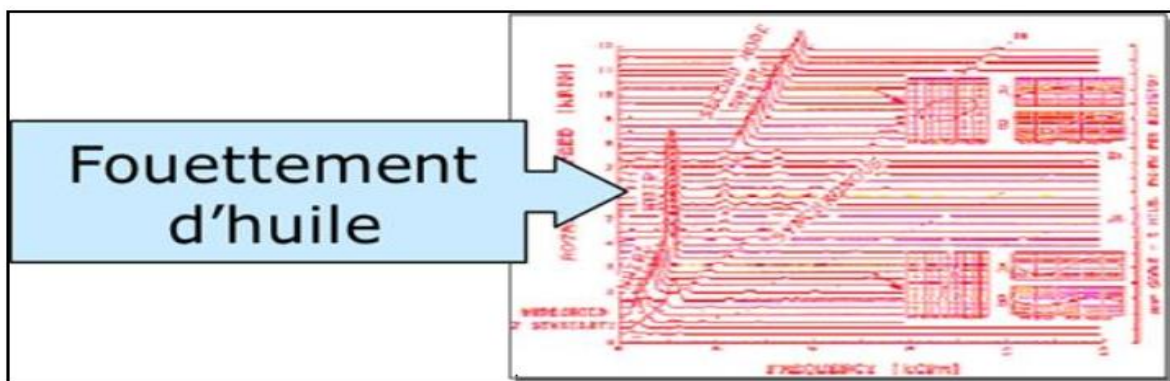


Figure III.22 [9]

III.5.3 Origine des instabilités :

Les instabilités de paliers peuvent apparaître au cours des phases transitoires des machines tournant à vitesse élevée (turbines)

Elles peuvent être observées sur des acquisitions spectrales en cascade.

III.6 Conclusion :

Dans ce chapitre en conclure : Pour l'identification d'anomalies à un stade précoce, le suivi de leurs évolutions et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si préalablement, l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible de l'affecter, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts.

Connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible de l'affecter, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts.

Chapitre.IV

Les résultats expérimentaux

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

VI.1 Mesure avant la maintenance (01/12/2025)

1 Analyse de Niveau globale : Les résultats obtenus par notre mesure effectuée sont données dans le tableau suivant :

Tableau 3.3 : Des niveaux vibratoires de la machine en vitesse et en accélération. [11]

Sev.	Point	Date	Mes-1 (mm/s) RMS	Mes (mm/s) RMS	Diagnostic	Mes-1 (mm/s) RMS	Mes (g) RMS	Diagnos
Moteur	P1-H	01 DEC 2025	1,897 mm/s	1.242 mm/s	BON	0,231 g	0.208 g	BON
	P1-V	01 DEC 2025	0,936 mm/s	1.109 mm/s	BON	0,191 g	0.302 g	BON
	P2-H	01 DEC 2025	1,527 mm/s	1.046 mm/s	BON	0,196 g	0.195 g	BON
	P2-V	01 DEC 2025	1,700 mm/s	1.686 mm/s	BON	0,194 g	0.174 g	BON
	P2-A	01 DEC 2025	4,063 mm/s	3.519 mm/s	ALARME	0,579 g	0.307 g	BON
Réducteur (SYMETRO)	P3-H	01 DEC 2025	0,743 mm/s	0.711 mm/s	BON	0,212 g	0.195 g	BON
	P3-V	01 DEC 2025	0,669 mm/s	0.591 mm/s	BON	0,245 g	0.264 g	BON
	P3-A	01 DEC 2025	0,647 mm/s	0.591 mm/s	BON	0,140 g	0.103 g	BON
	P4-H	01 DEC 2025	0,589 mm/s	0.548 mm/s	BON	0,078 g	0.068 g	BON
	P4-V	01 DEC 2025	0,321 mm/s	0.303 mm/s	BON	//	0.129 g	BON
	P5-H	01 DEC 2025	0,422 mm/s	0.503 mm/s	BON	0,065 g	0.163 g	BON
	P5-V	01 DEC 2025	0,293 mm/s	0.3245 mm/s	BON	0,128 g	0.214 g	BON
	P6-H	01 DEC 2025	0,600 mm/s	0.507 mm/s	BON	0,180 g	0.108 g	BON
	P6-V	01 DEC 2025	0,307 mm/s	0.249 mm/s	BON	0,091 g	0.094 g	BON
	P7-H	01 DEC 2025	0,543 mm/s	0.628 mm/s	BON	0,197 g	0.239 g	BON
	P7-V	01 DEC 2025	0,281 mm/s	0.256 mm/s	BON	0,097 g	0.105 g	BON

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

II- Résultats d'analyse

NB :1- Mes : (c'est la mesure de prélèvement le 01/12/2025).

2- Mes-1 : (c'est la mesure de prélèvement le 12/01/2025)

D'après les résultats mentionnés sur le tableau (**Tableau 3.3**)ci-dessus et en comparaison avec la norme **ISO 10816-3**, nous constatons ce qui suit :

Le niveau vibratoire en vitesse « **mm/s** » et en accélération « **G** » relevés sur les paliers du BROYEUR BK2, enregistrées sur tous les paliers de la cinématique du broyeur CIMENT révèle que les niveaux de vitesse (mm/s) et d'accélération (g) sont acceptables sur le moteur et sur le réducteur SYMETRO, mai à part le palier N°2 dans la direction axiale il est au seuil d'alarme faisant référence aux normes vibratoires des machines tournantes (**ISO 10816-3**). [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

3- Analyse spectrale :

Les résultats obtenus par notre mesure effectuée sont donnés par les spectres suivants.

- Sur le palier N°2 :

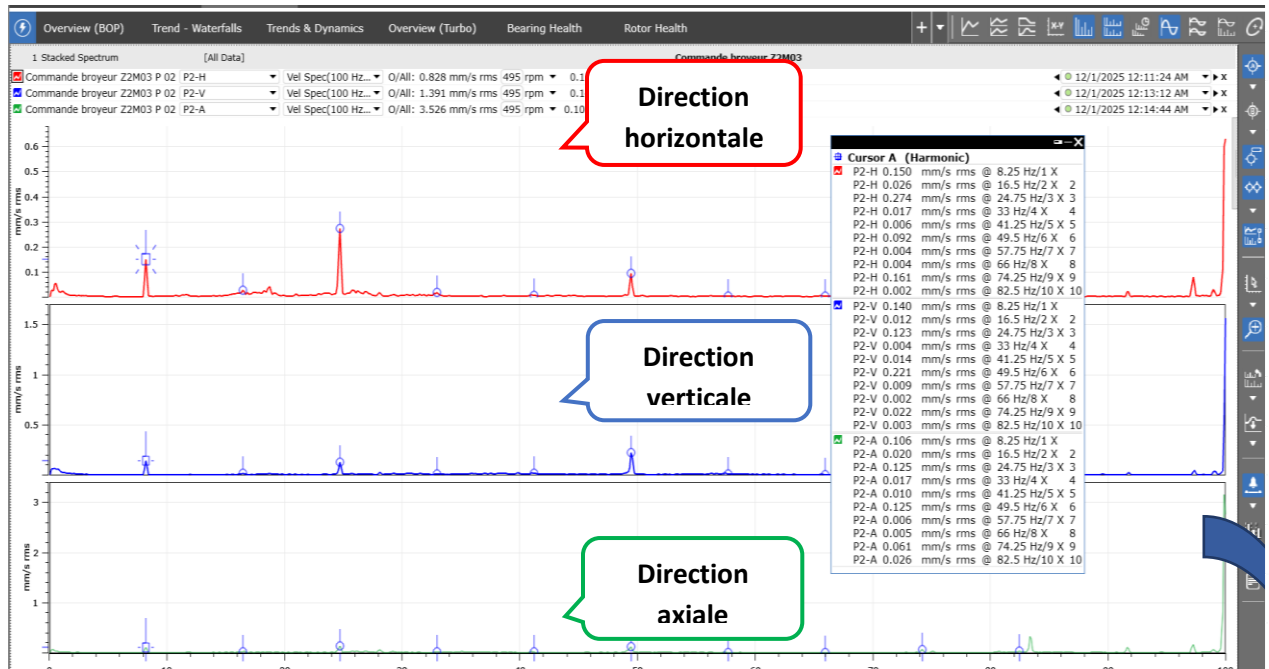


Figure 3.8 Spectrale linéaire (basse fréquence (0-200) Hz) prise sur le palier N°2 du moteur en trois directions (H, V, A). [11]

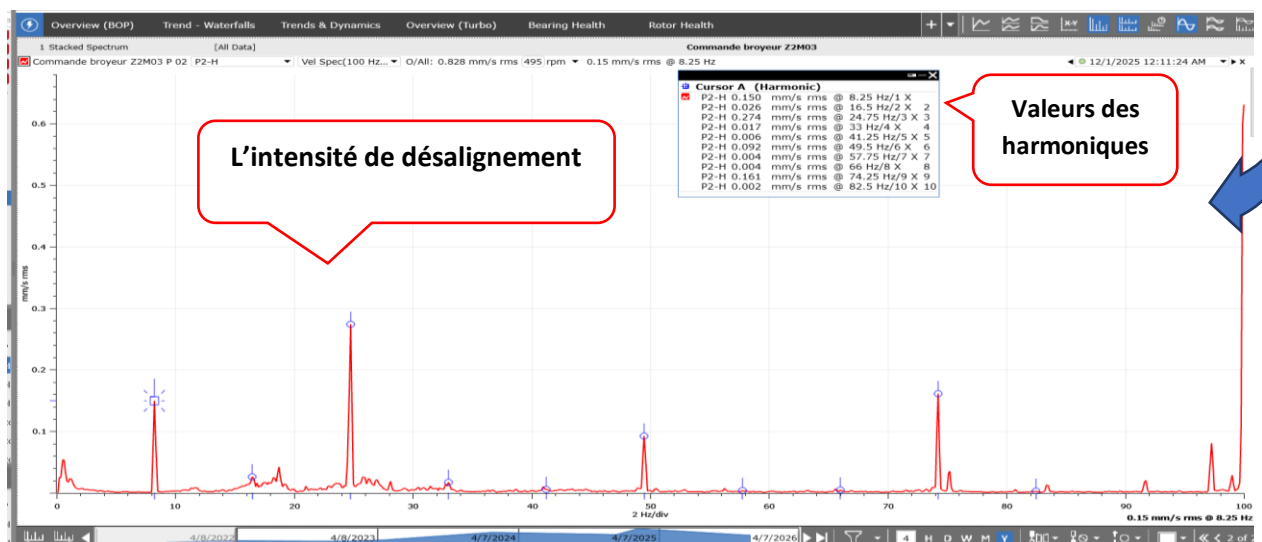


Figure 3.9 Spectrale linéaire (basse fréquence (0-200) Hz) prise sur le palier N°2 en direction horizontale, illustre un désalignement sur lui [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

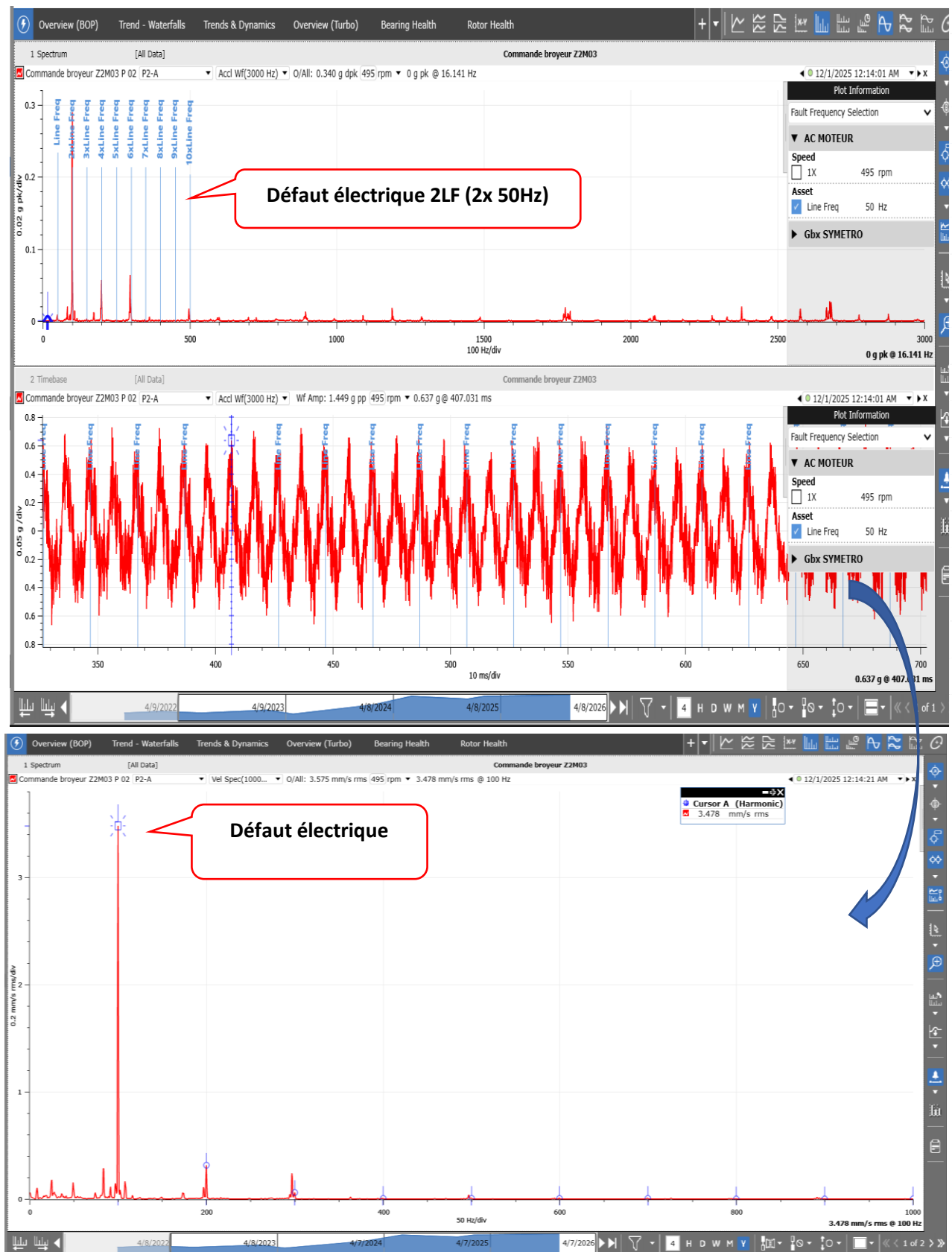


Figure 3.10 : Spectrale (linéaire et temporaire) prise sur le palier N°2, met en évidence le défaut électrique (2x50Hz) sur lui. [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

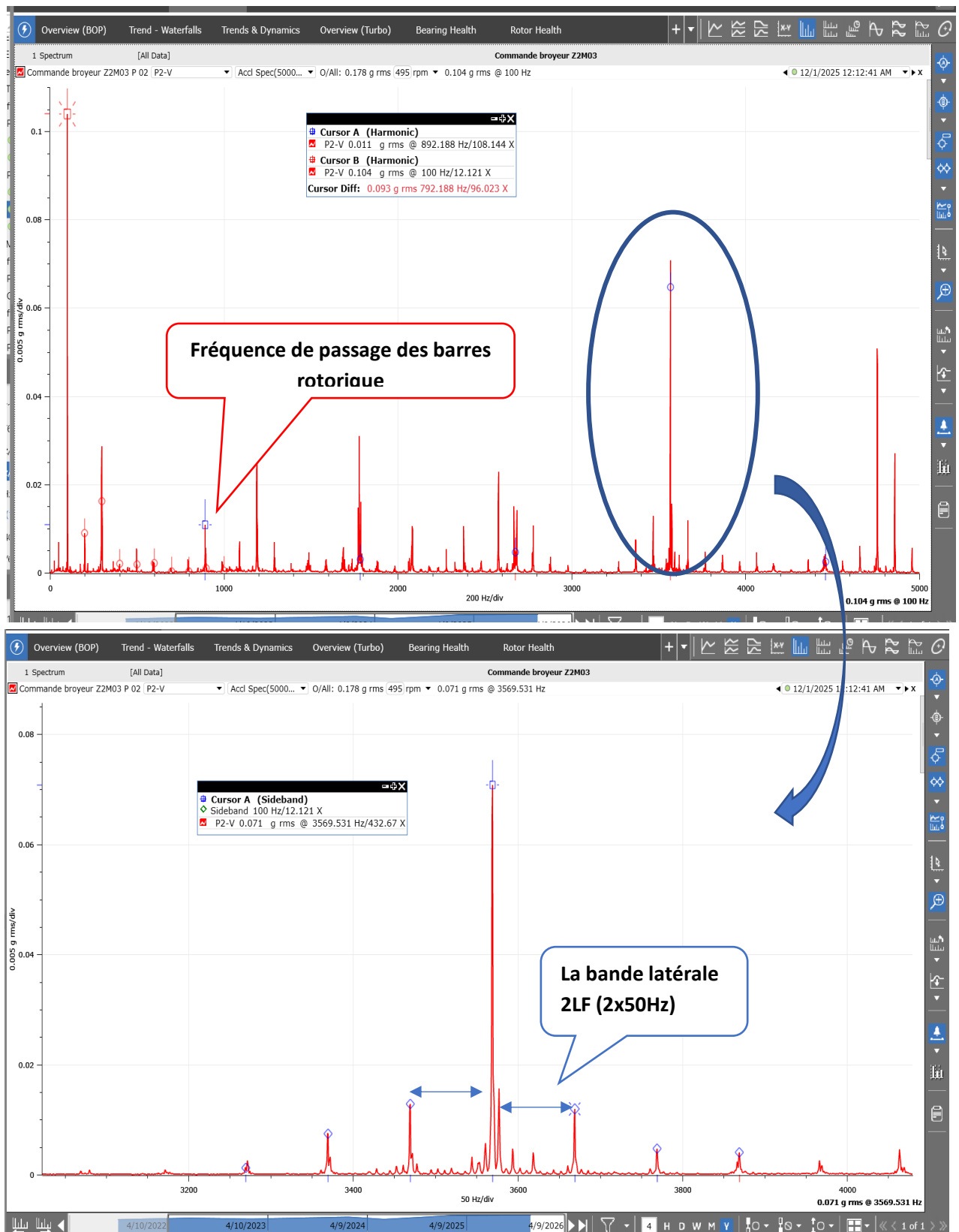


Figure 3.11 : Spectrale linéaire prise sur le palier N°2, met en évidence le défaut électrique(jeu de barre rotorique) avec une bande latérales espacées du 2LF(2x50Hz). [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

• Sur le palier N°3 :

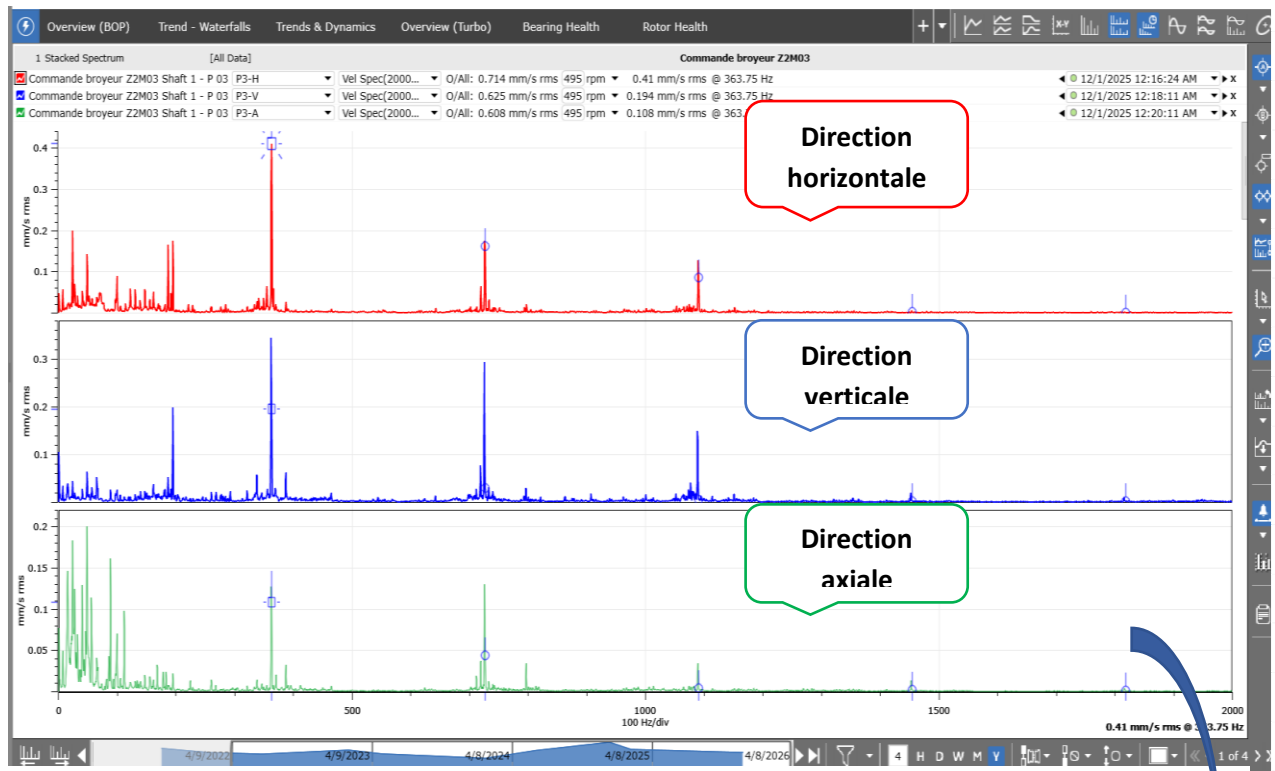


Figure 3.12 Spectrale linéaire prise sur le palier N°3, deréducteur SYMETRO en trois directions (H, V, A). [11]

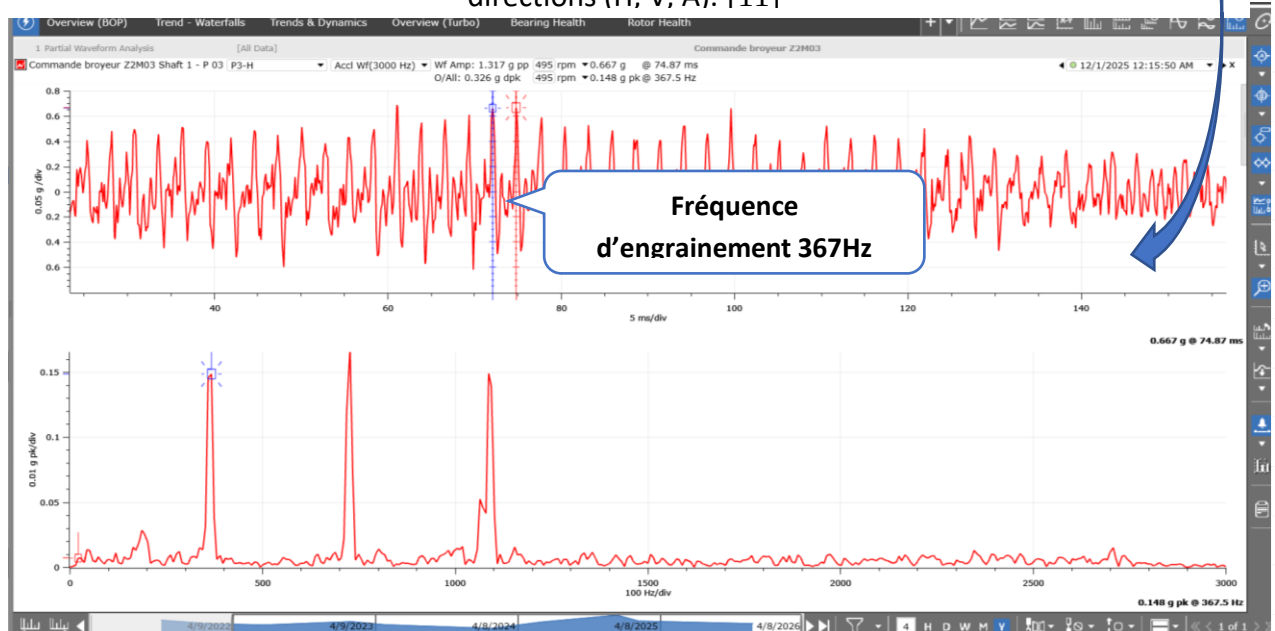


Figure 3.13 Spectrale temporelles prise sur le palier N°3 dans la direction Horizontale, illustre la fréquence d'engrènement sur lui. [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

• Sur le palier N°4 :

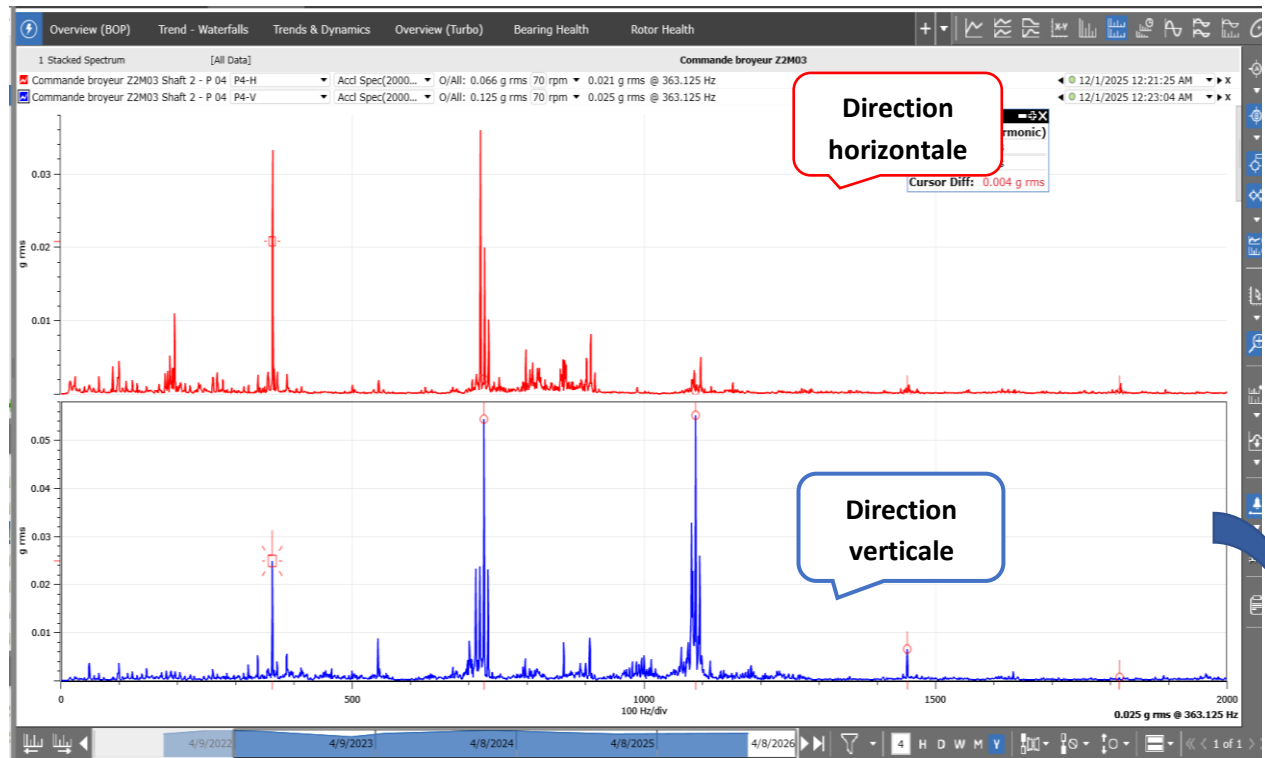


Figure 3.14 : Spectrale linéaire (Moyenne fréquence (0-2000) Hz) prise sur le palier N°4 de la SYMETRO en deux directions (H, V). [11]

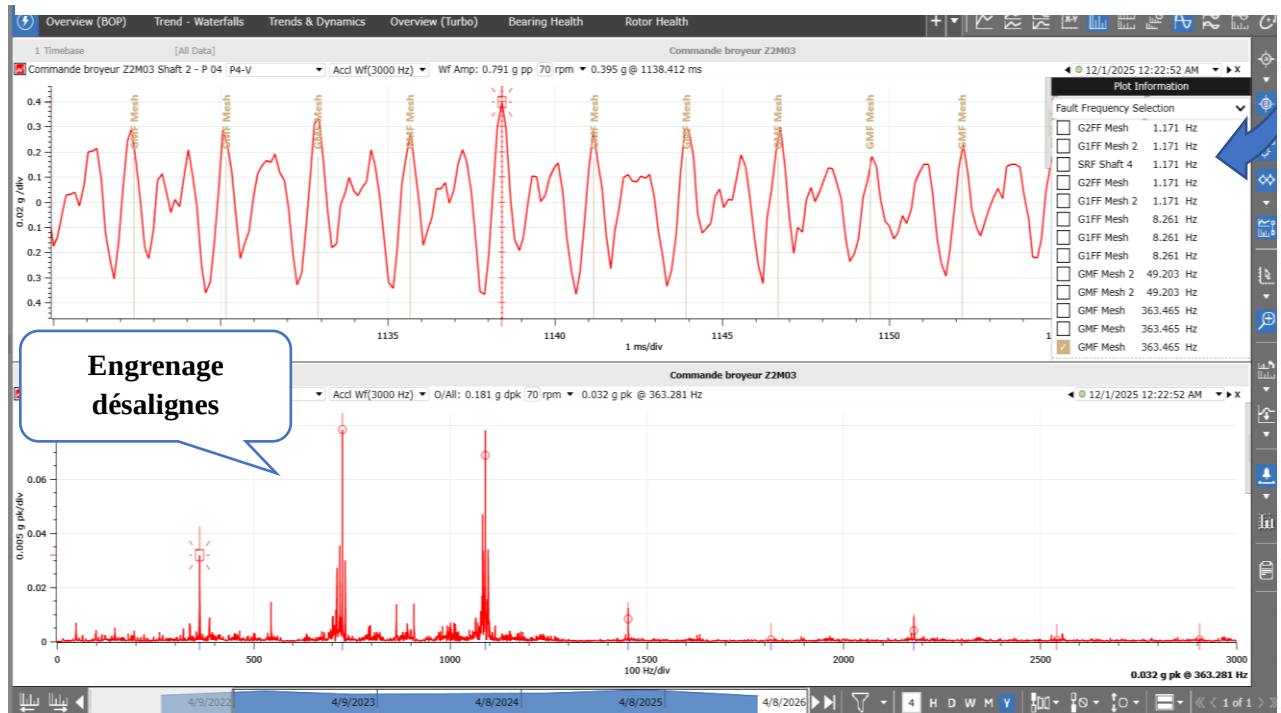


Figure 3.15 : Spectrale linéaire (Moyen fréquence (0-2000) Hz) prise sur le palier N°6 en direction verticale, démontre l'intensité de désalignement [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

• Sur le palier N°5

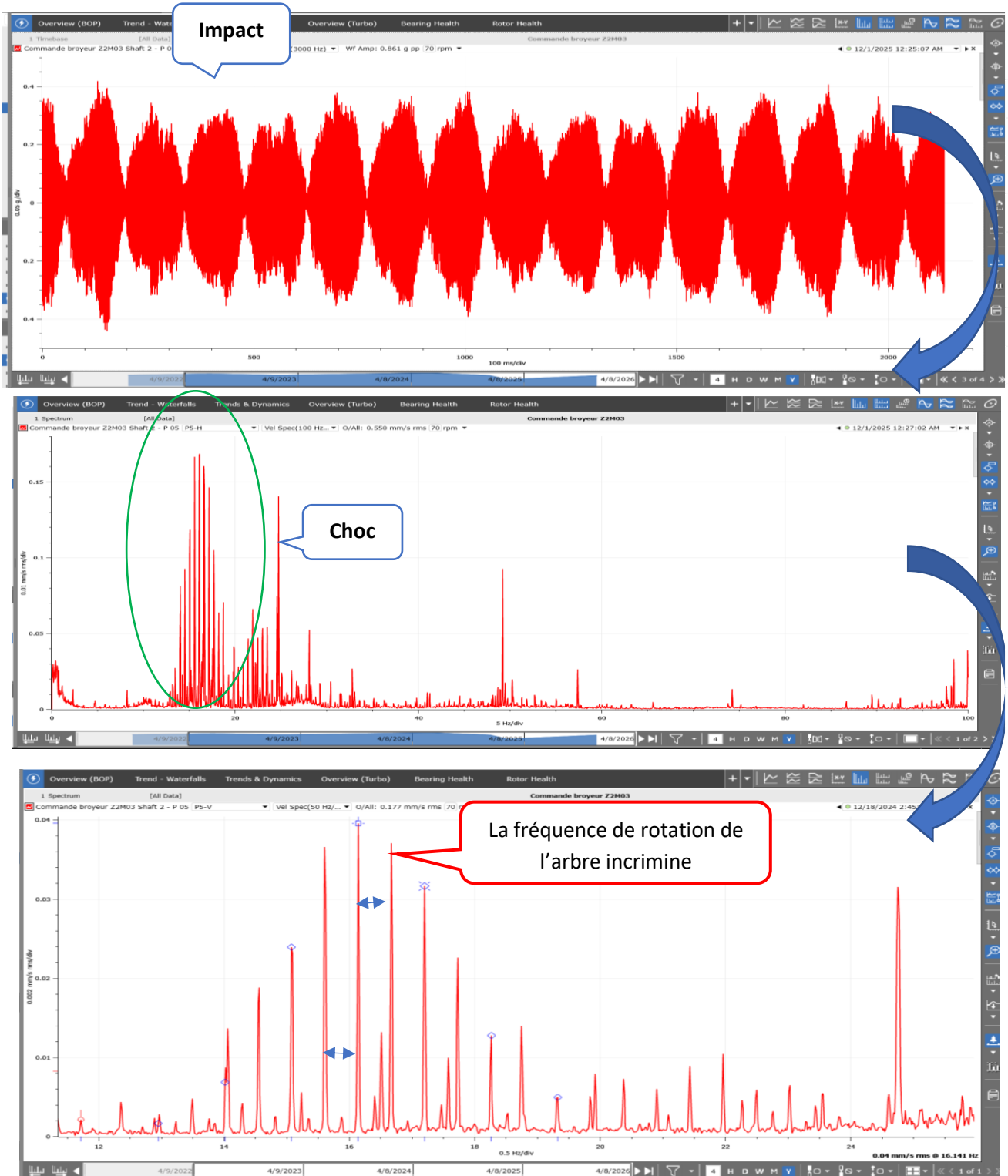


Figure 3.16 : Spectrale linéaire et temporelle prise sur le palier N°5 démontre un défaut sur engrenage (dent casses ou fissurée). [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

Suivi le comportement vibratoire et les niveaux vibratoires en vitesse et en accélération par la mesure de prélèvement réalisée le 12/02/2025.

- Sur le moteur

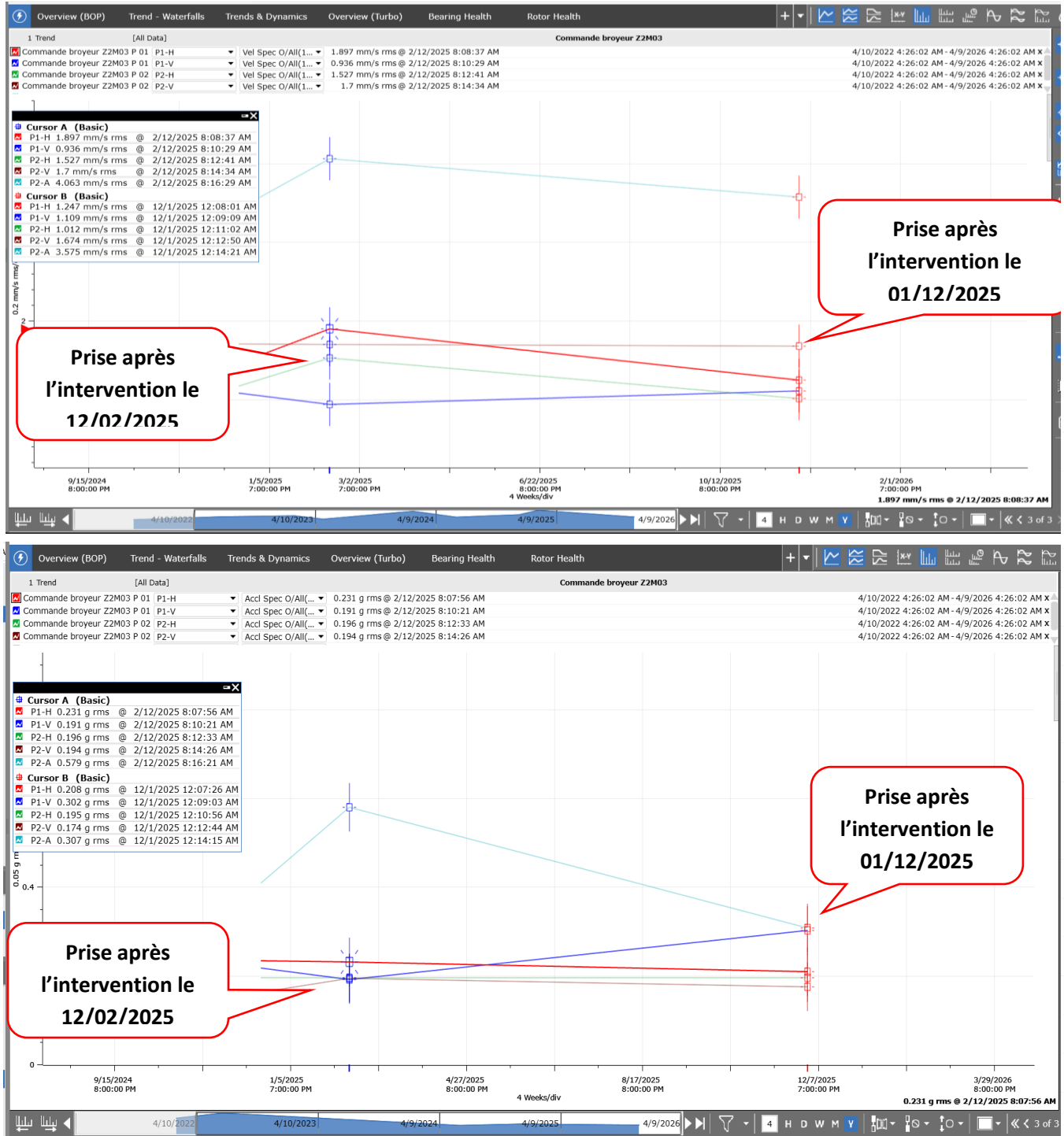


Figure 3.17 Courbe de tendance sur le paliers du moteur en trois directions (H, V, A), illustrant la stabilité du niveau vibratoire en accélération «g». [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

Surl'engrenage SYMETRO

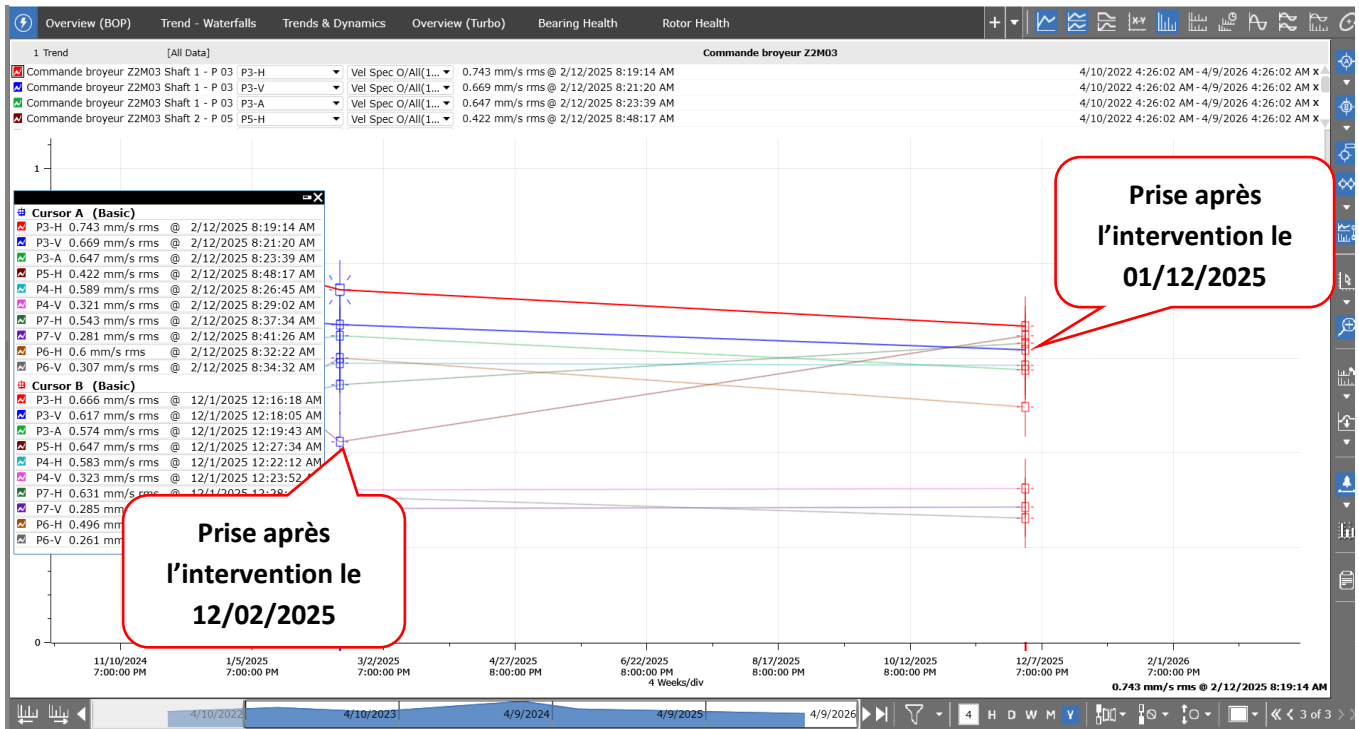
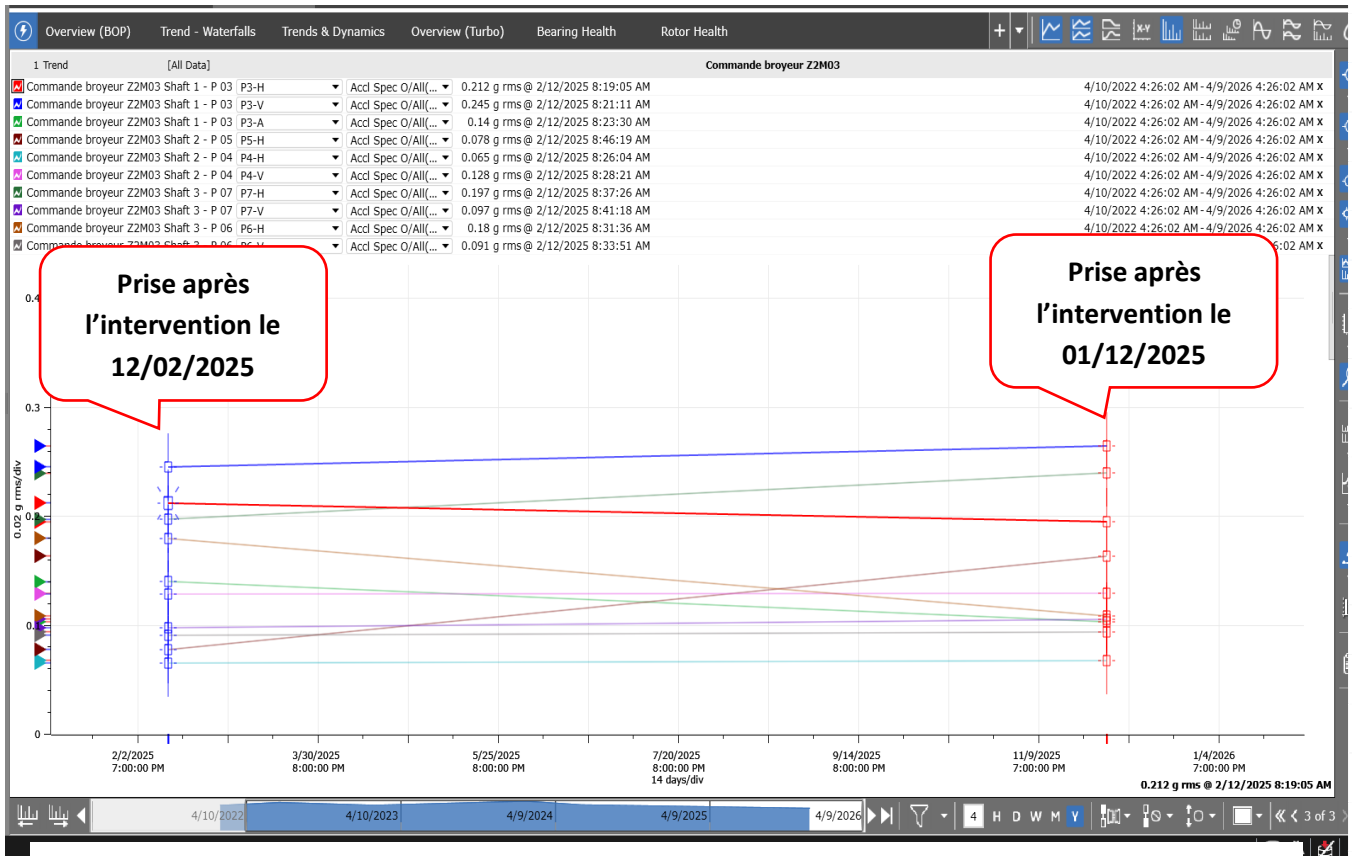


Figure 3.36 Courbe de tendance sur les paliers du réducteur SYMETRO en trois directions (H, V, A), illustrant la stabilité du niveau vibratoire en accélération « g ».

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

Résultats d'analyse :

Le diagnostic vibratoire des spectres mesurés sur tous les paliers de la cinématique du

BOROYEUR CIMENT BK2 (Moteur et réducteur), nous a permis de constater des niveaux vibratoires en vitesse «mm/s» et en accélération «g»**tolérable** sur tous les paliers, mais à part le palier N°2 il est au seuil d'alarme.

Cette quantité vibratoire est due des défauts sur le palier N°2 et sur le palier N°5 malgré tous la quantité vibratoire sur le palier N°5 est admissible.

L'analyse spectrale nous a permis de détecter la présence des anomalies suivantes :

- Un désalignement enregistré sur le palier rotor N°02 dans la direction horizontale d'une valeur de « **0.26mm/s** » admissible.
- Un défaut électromagnétique, le défaut qui est sous forme d'un pic à la fréquence 100 Hz (2x50 Hz) (double de la fréquence de ligne). A cause un jeu ou un désalignement sur le moteur. Admissible
- Un défaut électromagnétique, il s'agit d'un déséquilibre du champ magnétique qui s'est manifesté sous forme d'un choc à la fréquence de passage des barres rotorique (893.15 Hz) modulé à 100 Hz (2x50 Hz) (double de la fréquence de ligne) **A suivre**.
- Un désalignement (engrenage désalignée) sur les deux paliers N°4 et N°6 observé dans la direction verticale. **A suivre**
- Un choc **important** à la fréquence de sortie du SYMETRO (rotation du broyeur) sur tous les paliers du réducteur, en particulier les deux paliers de sortie N°05 & N°07, ce choc traduit la présence d'un jeu à la sortie du réducteur. (Usure (dent cassée ou fissure) sur les dents de la roue d'équilibrage / Basse vitesse). A suivre [11]

a. Mesures à entreprendre

Nous vous recommandons toujours de procéder aux actions suivantes :

- Vérifie l'alignement entre le moteur le réducteur.
- Inspecte les dents de la roue d'équilibrage important.
- Concernant le problème du 2x50Hz (100Hz) inspecte le moteur (rotor et stator) et leur alimentation.
- Faire le PMC du moteur. (Inspecte les charbons, connexions de collecteur et alimentation). Voir le rapport inspection par thermographie infrarouge.

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

- Suivi évolution de la fréquence de passage des barres rotorique. [11]

NB : Un fréquence de passage des barres rotorique de forte amplitude indique une forte perturbation de champ magnétique

- ✓ Barres rotorique cassées ou fissures
- ✓ Problème de joint des barres rotorique.

Comparaissant entre le palier N°5 du broyeur ciment BK2 et palier N°5 du broyeur ciment BK1

(Consternant le problème de l'usure (dent cassée ou fissure).

Sur le palier N°5 du broyeur BK2

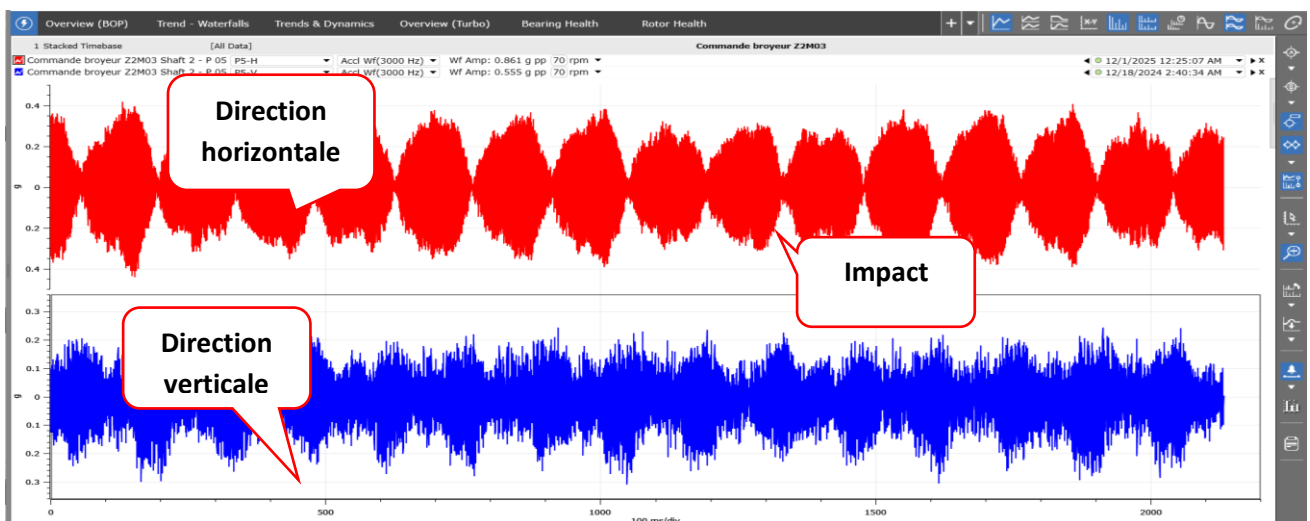


Figure 3.18 : Spectrale linéaire et temporaire prise sur le palier N°5 du broyeur BK2 démontre un défaut sur engrenage (dent casses ou fissurée). [11]

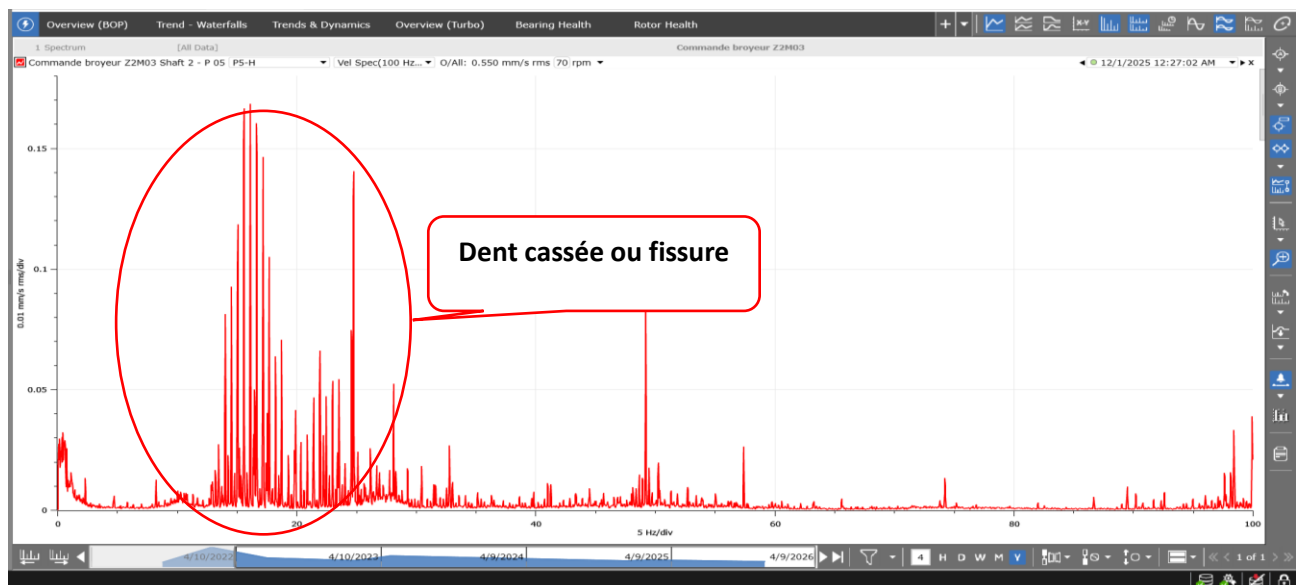


Figure 3.19 : Spectrale linéaire prise sur le palier N°5 du broyeur BK2 démontre un défaut sur engrenage (dent casses ou fissurée). [11]

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

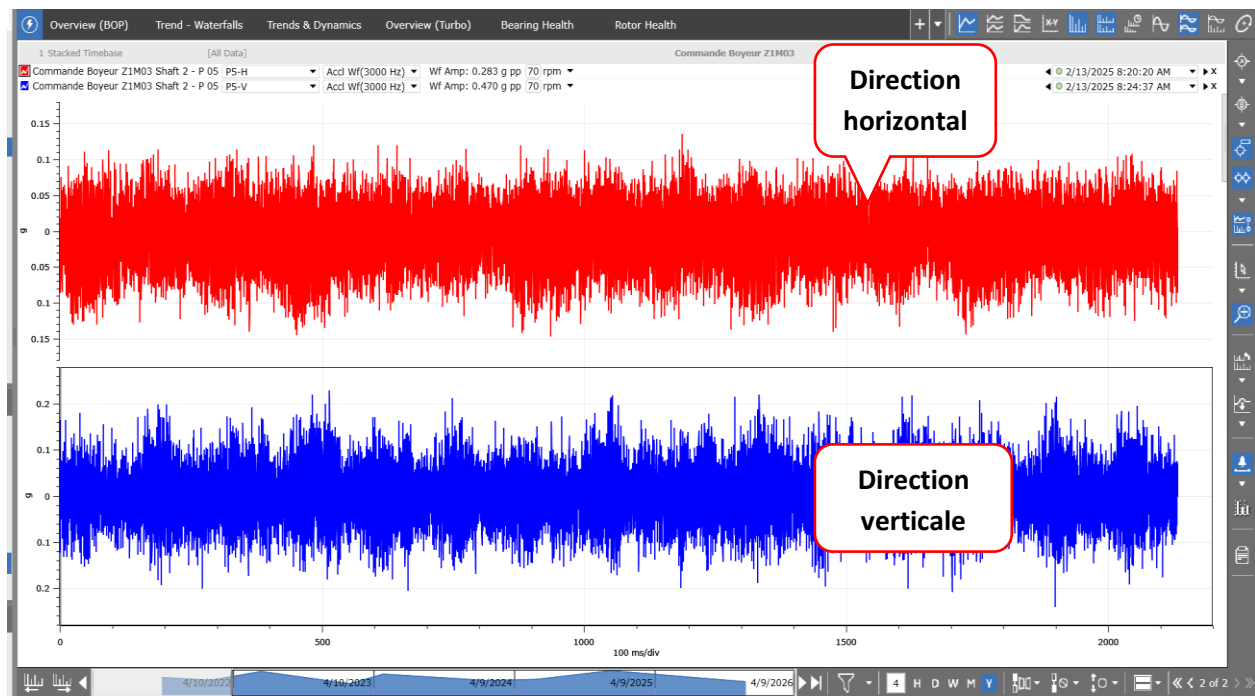


Figure 3.20 :Spectrale temporelle prise sur le palier N°5 du broyeur BK1 démontre l'absence de défaut sur engrenage (aucune dent cassée ou fissurée). [11]

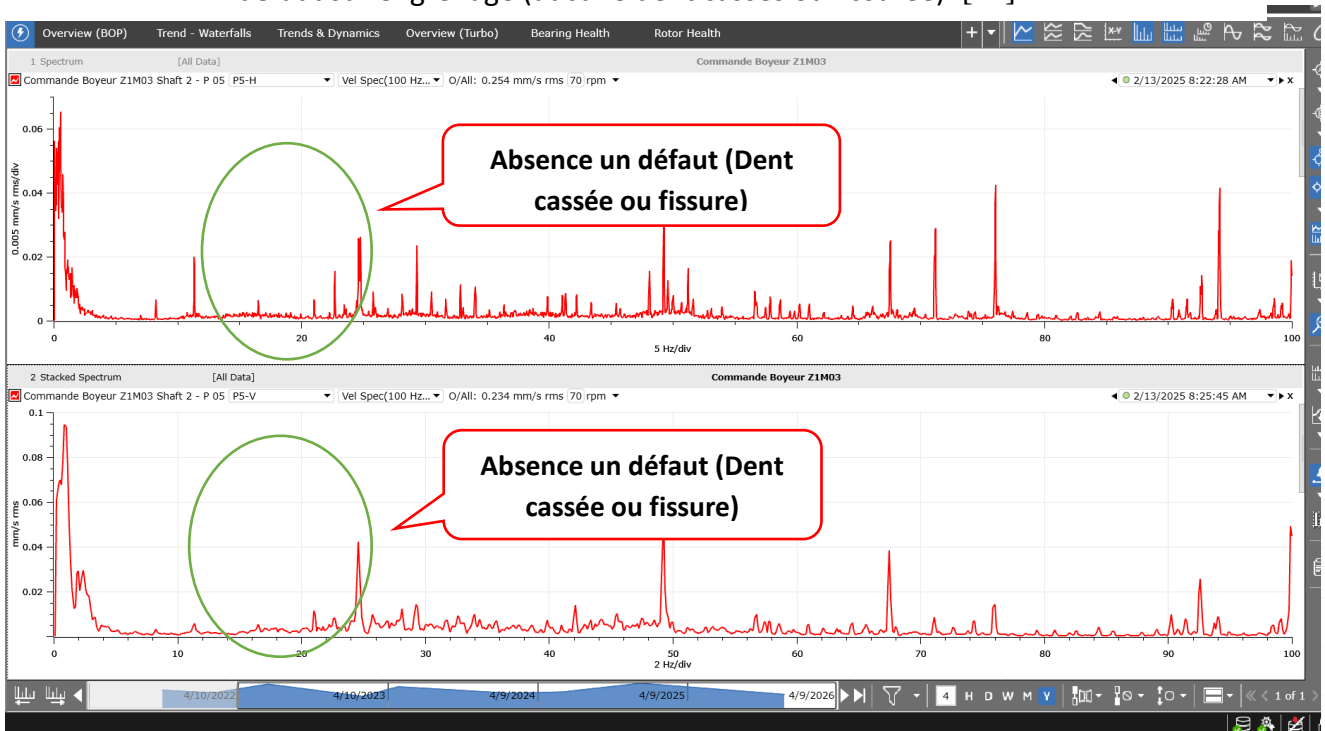


Figure 3.19 :Spectrale temporelle prise sur le palier N°5 du broyeur BK1 démontre l'absence de défaut sur engrenage (aucune dent cassée ou fissurée).

Chapitre IV Les résultats expérimentaux

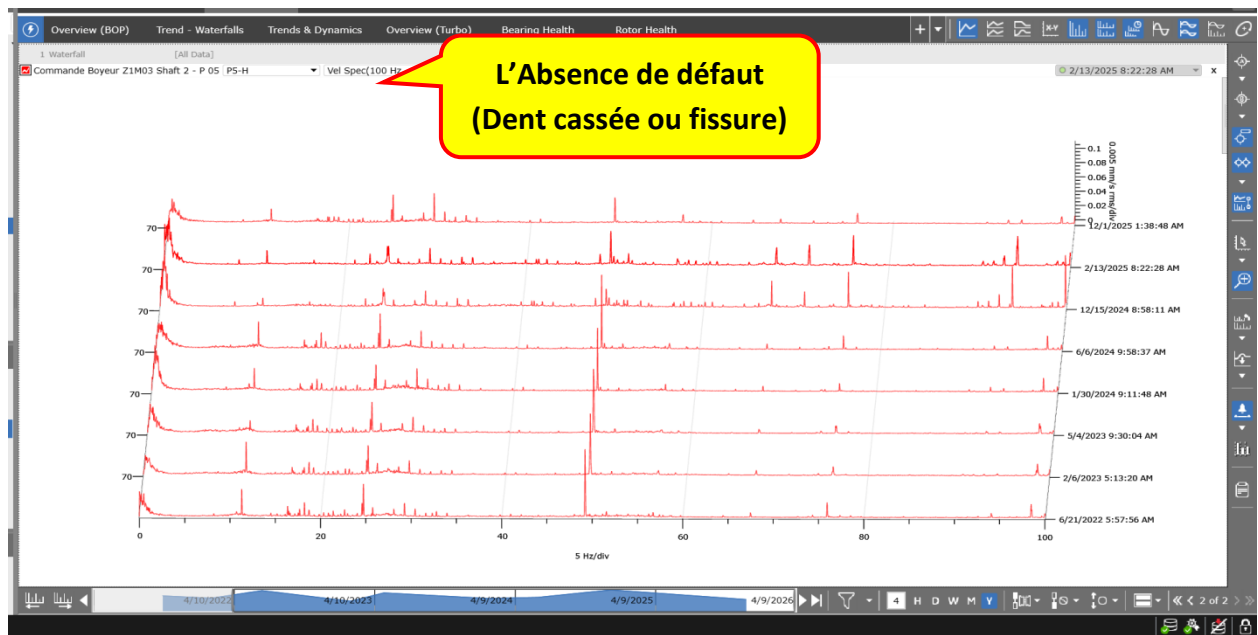


Figure 3.21 :Spectrale linéaire en cascade (Bass fréquence (0-100) Hz) prise sur le palier N°5 du broyeur BK1 en directions horizontale, démontre l'absence de défaut sur engrenage (aucune dent casses ou fissurée). [11]

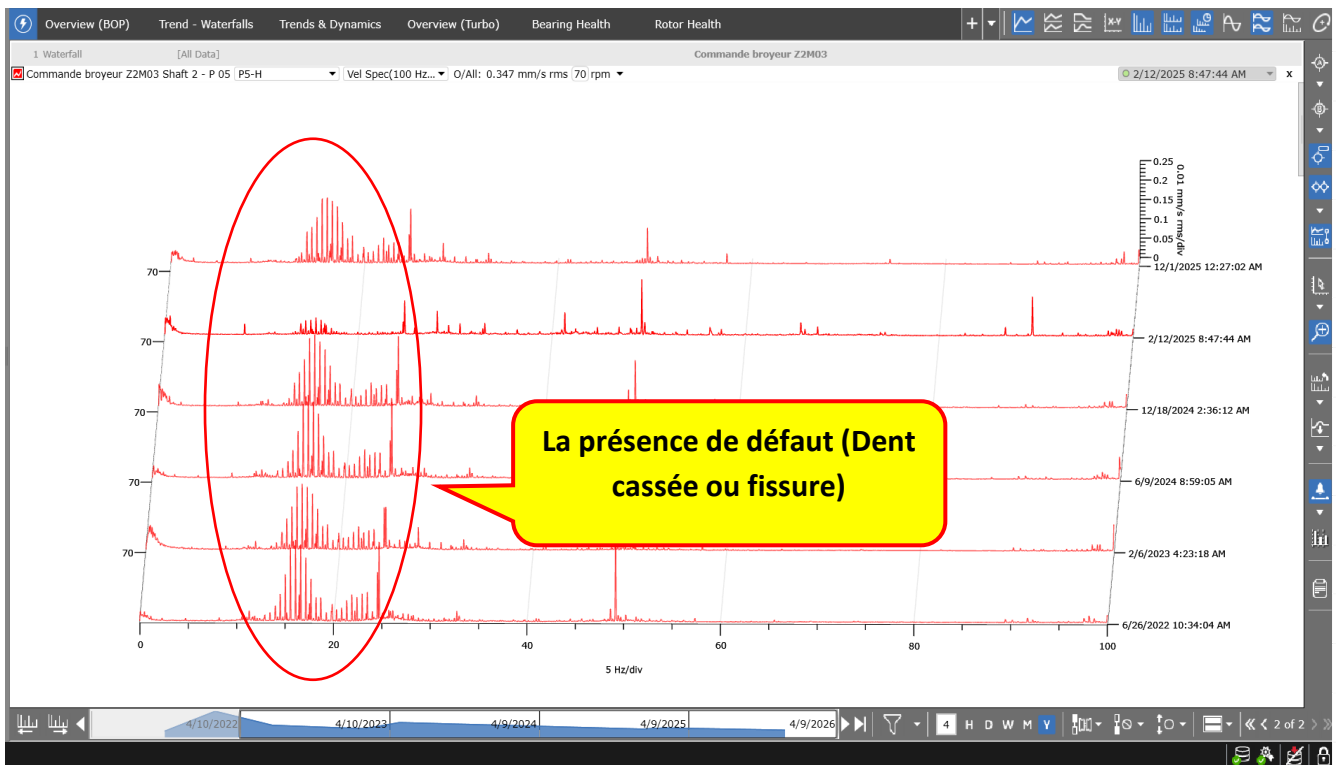


Figure 3.22 :Spectrale linéaire en cascade (Bass fréquence (0-100) Hz) prise sur le palier N°5 du broyeur BK2 en directions horizontale, démontre La présence de défaut sur engrenage (dent casses ou fissurée). [11]

Chapitre.V

Modélisation et simulation numérique sous ANSYS

La simulation numérique consiste à reproduire par le calcul le fonctionnement d'un système, préalablement décrit par un ensemble de **modèles**. Elle s'appuie sur des méthodes mathématiques et informatiques spécifiques. **ANSYS est un logiciel général** pour résoudre les problèmes industriels en construisant très efficacement des modèles de simulation. **La prise en compte simultanée de plusieurs composants** conduit à une coordination précise pour **de meilleures performances** du système et un degré d'efficacité plus élevé.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes étapes qui **nous ont** permis de réaliser l'étude numérique. Après les problèmes **que nous avons rencontrés** dans l'étude expérimentale **lors du premier stage** sur le réducteur MAAG, nous avons décidé de faire une simulation avec le logiciel ANSYS Workbench. Pour cela, il a fallu dessiner le système planétaire sur le logiciel SolidWorks afin d'avoir un prototype et après **le transférer** dans ANSYS.

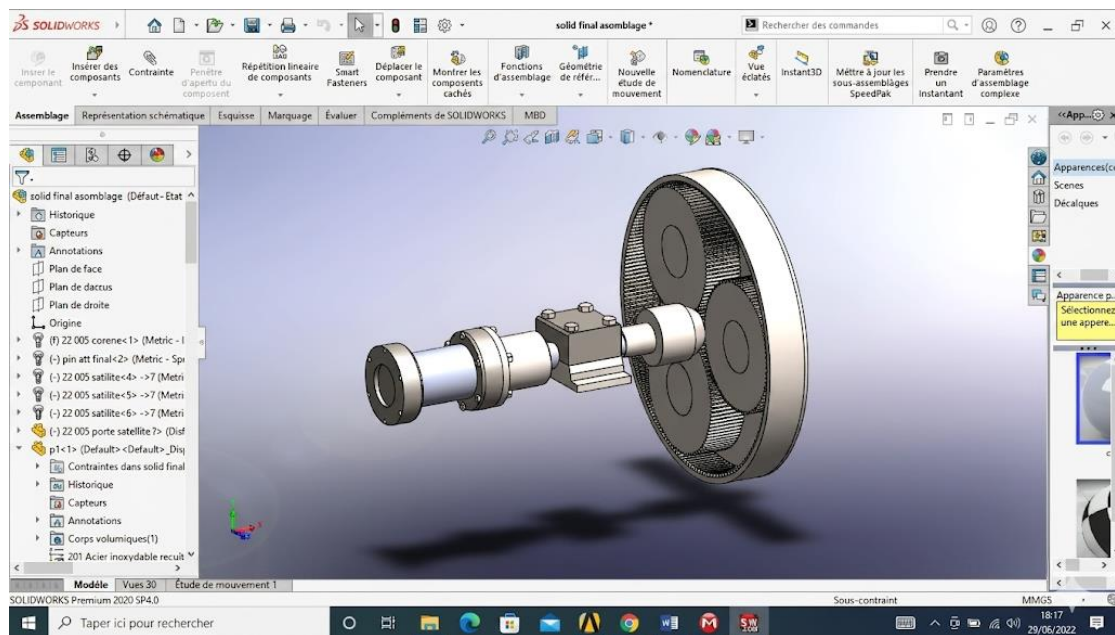


Figure V.1 : Dessin du réducteur MAAG (premier stage)

V.1 Les logiciels utilisés :

V.1.1 Le logiciel SOLIDWORKS :

SOLIDWORKS est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère trois types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces

fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

V.1.2 Le logiciel ANSYS

ANSYS est un logiciel de simulation numérique par éléments finis (FEM), leader sur son marché, utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement des résultats et l'optimisation.

V.1.3 Le logiciel ANSYS Workbench

ANSYS Workbench est la plateforme de simulation intégrée d'ANSYS, dans laquelle sont organisés et pilotés les calculs multiphysiques. Elle offre une interface graphique commune (GUI) permettant une gestion simplifiée des projets de simulation. Workbench intègre également des passerelles natives vers les principaux logiciels de CAO courants (tels que SolidWorks, CATIA, AutoCAD, etc.), facilitant ainsi l'importation directe des modèles géométriques sans perte de données. De plus, la plateforme dispose d'outils avancés de maillage (maillage automatique, contrôlé, raffiné par zones) permettant de discrétiser les géométries complexes en éléments finis adaptés à la physique étudiée.

V.2 Résultats et interprétation

V.2.1 Étude sur l'arbre d'attaque

V.2.2 Analyse modale

L'analyse modale est établie dans deux cas : stationnaire et rotationnel.

V.2.2.1 Cas stationnaire : vitesse de rotation = 0 tr/min

Dans le cas stationnaire, on a déterminé les fréquences propres du rotor. Celles-ci sont indiquées dans le tableau suivant :

N du mode	1	2	3	4	5	6	7	8
Fréquence (Hz)	0	0,26	26,57	26,62	180,44	253,53	255,85	332,78

Tableau V.1 : Fréquences naturelles du système rotorique.

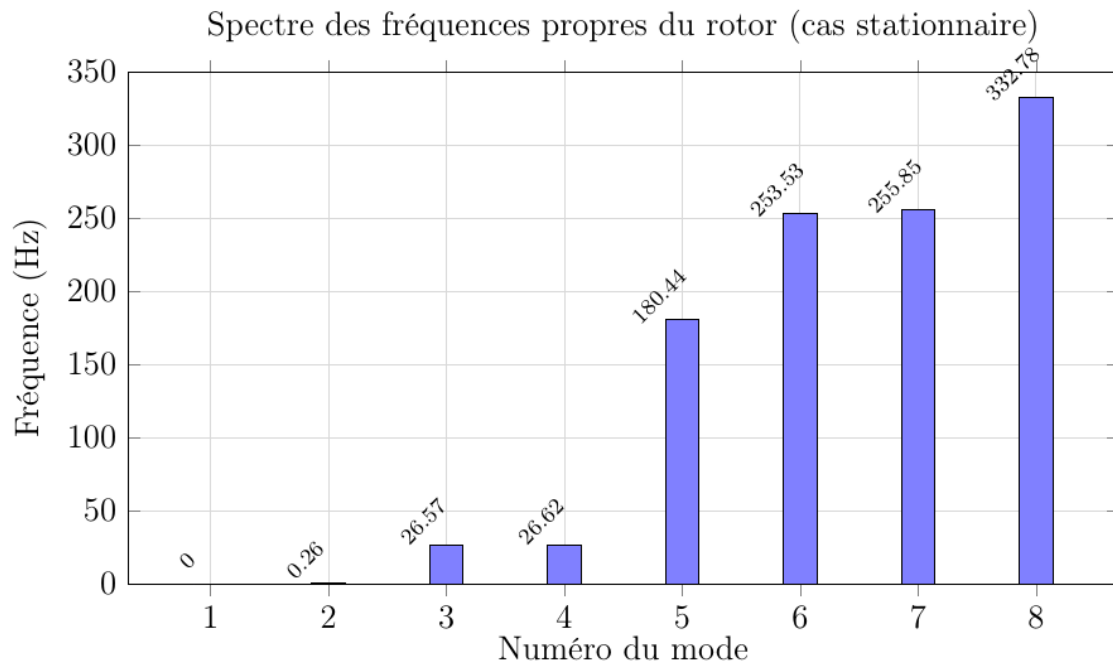


Figure V.2 : Spectre des fréquences propres en mode stationnaire

V.2.2.2 Analyse et interprétation :

1. Mode 1 ($f = 0$ Hz)

- **Type :** Mode rigide de translation
- **Explication :** Une fréquence nulle indique un mouvement de corps rigide sans déformation élastique. Le rotor peut se déplacer librement dans l'espace sans rencontrer de raideur.
- **Signification physique :** Correspond aux degrés de liberté non contraints du système.

2. Mode 2 ($f = 0,26$ Hz)

- **Type :** Mode rigide de rotation
- **Explication :** Fréquence très proche de zéro, presque nulle.
- **Signification physique :** Rotation libre du rotor autour de son axe ou mouvement de précession. Ces deux premiers modes sont appelés "modes de corps rigide".

3. Modes 3 et 4 ($f \approx 26,6$ Hz)

- **Valeurs :** 26,57 Hz et 26,62 Hz (très proches)
- **Type :** Modes de flexion dans deux plans perpendiculaires

- **Explication** : La faible différence (0,05 Hz) entre ces deux fréquences s'explique par une légère asymétrie géométrique du rotor ou des conditions aux limites.
- **Signification physique** : Le rotor commence à se déformer en flexion. Ces modes sont critiques si la vitesse de rotation du système approche 1600 tr/min ($26,6 \text{ Hz} \times 60$).

4. Mode 5 ($f = 180,44 \text{ Hz}$)

- **Type** : Mode combiné (flexion + torsion)
- **Explication** : Première apparition d'un couplage entre déformation en flexion et torsion.
- **Signification physique** : Le rotor subit à la fois une courbure et une rotation de ses sections droites. Correspond à une vitesse critique d'environ 10 826 tr/min.

5. Modes 6 et 7 ($f \approx 254,5 \text{ Hz}$)

- **Valeurs** : 253,53 Hz et 255,85 Hz (écart de 2,32 Hz)
- **Type** : Modes de torsion dominants
- **Explication** : Ces deux modes sont proches mais légèrement distincts à cause des effets gyroscopiques ou de l'anisotropie du système.
- **Signification physique** : Le rotor oscille en rotation autour de son axe. Correspond à une vitesse d'environ 15 250 tr/min.

6. Mode 8 ($f = 332,78 \text{ Hz}$)

- **Type** : Mode complexe d'ordre supérieur
- **Explication** : Combinaison de plusieurs formes modales (flexion, torsion, traction).
- **Signification physique** : Mode de vibration d'ordre élevé, difficile à exciter en conditions normales. Correspond à environ 19 967 tr/min.

Les contours des déplacements totaux du rotor, correspondant aux fréquences propres mentionnées dans le tableau précédent, sont illustrés dans les figures suivantes :

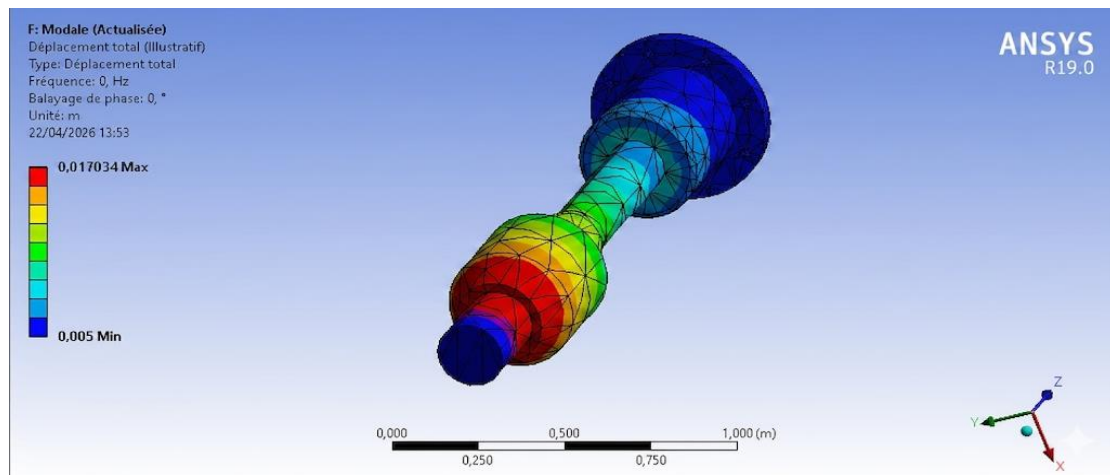


Figure V.3 : Première forme propre du rotor ($f = 0$) illustrant un déplacement de corps rigide.

- **Cohérence:** L'image confirme la valeur de **0 Hz** pour le Mode 1 que nous avons insérée dans le tableau.
- **Échelle:** On voit bien la distribution des déplacements (de **0,005 m** à **0,017 m**).
- **Maillage:** Le maillage tétraédrique est bien visible sur la géométrie du rotor, ce qui justifie la précision des fréquences calculées pour les modes supérieurs (3 à 10).

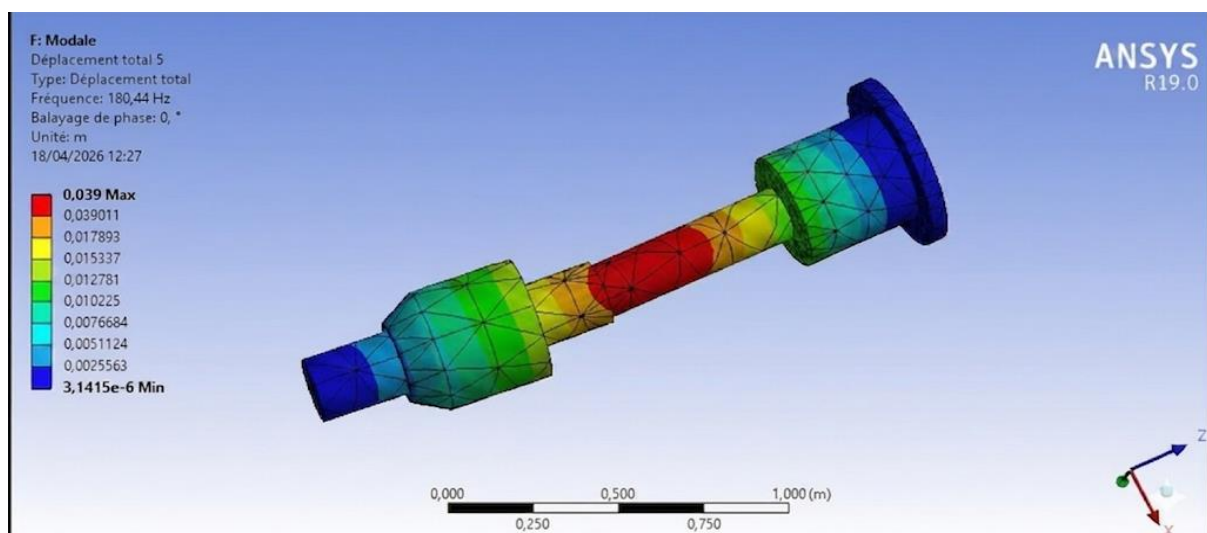


Figure V.4 : Cinquième mode propre ($f = 180,44 \text{ Hz}$) et distribution du déplacement total.

L'analyse du cinquième mode met en évidence une sollicitation prédominante de l'extrémité avant du rotor. Avec une fréquence naturelle de 180,44 Hz, ce mode caractérise un

comportement oscillatoire global de la structure sur ses supports, s'apparentant à un second mode de flexion. Le déplacement maximal de 0,113 m, localisé au niveau du porte-à-faux, traduit la flexibilité relative de l'arbre dans cette configuration spécifique. Cette valeur souligne l'importance de la rigidité de l'extrémité libre face aux excitations harmoniques dans cette plage fréquentielle.

V.2.2.3 Cas rotationnels : vitesse de rotation = 77,702 rad/s (742 tr/min)

Dans le cas rotationnel on a déterminé les fréquences propres d'arbre qui sont indiquées dans le tableau suivant :

N du mode	1	2	3	4	5	6	7	8
Fréquence (Hz)	28,45	75,12	248,67	251,23	328,44	330,78	542,15	825,67

Tableau V.2 : Fréquences propres du rotor (cas rotationnel).

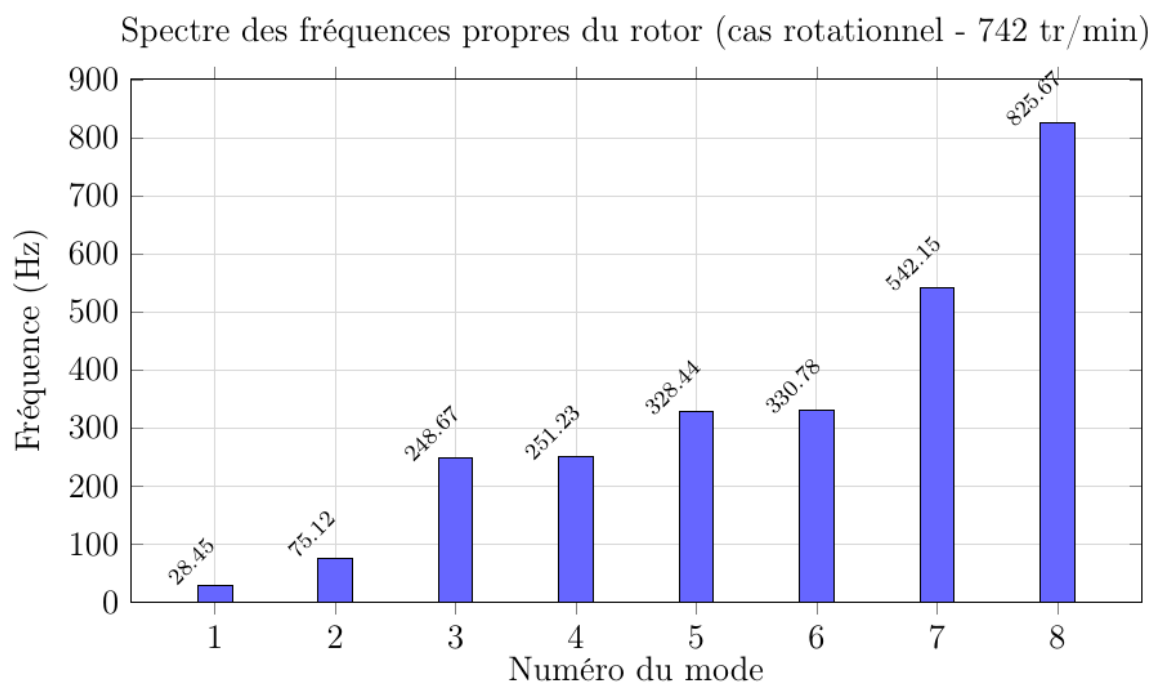


Figure V.5 : Spectre des fréquences propres (cas rotationnel).

V.2.2.4 Analyse et interprétation :

La rotation du rotor à 77,702 rad/s (742 tr/min) génère deux phénomènes physiques majeurs :

Phénomène	Effet	Conséquence
Effet gyroscopique	Rigidification du rotor	Augmentation des fréquences propres
Effet de centrifugation	Tension interne	Augmentation de la raideur

Ces deux effets expliquent l'augmentation significative de toutes les fréquences propres mesurées.

Modes 1 et 2 : Modes de corps rigide stabilisés

- À l'arrêt : fréquences quasi nulles (translation et rotation libres)
- En rotation : apparition de fréquences positives (28,45 Hz et 75,12 Hz)
- Explication : La rotation stabilise les mouvements rigides et leur donne une fréquence

Modes 3 et 4 : Modes de flexion (≈ 250 Hz)

- Très forte augmentation (+836% et +844%)
- Les deux modes sont presque identiques (écart de 2,56 Hz)
- Explication : La rotation crée une rigidification importante en flexion

Modes 5 et 6 : Modes combinés flexion-torsion (≈ 329 Hz)

- Augmentation modérée (+82% et +30%)
- L'écart entre les deux modes est faible (2,34 Hz)
- Explication : Ces modes sont moins sensibles à l'effet gyroscopique

Modes 7 et 8 : Modes de torsion et modes complexes (542 Hz et 826 Hz)

- Forte augmentation (+112% et +148%)
- Le mode 8 est le plus affecté par la rotation
- Explication : La centrifugation tend le rotor et augmente sa raideur en torsion

V.2.2.4. Caractérisation dynamique et analyse des formes modales en régime rotationnel ($\Omega=742$ tr/min)

L'analyse des formes modales permet de visualiser le comportement de l'arbre sous différentes fréquences propres. Les trois modes sélectionnés (1, 6 et 8) illustrent l'évolution de la rigidité dynamique du système :

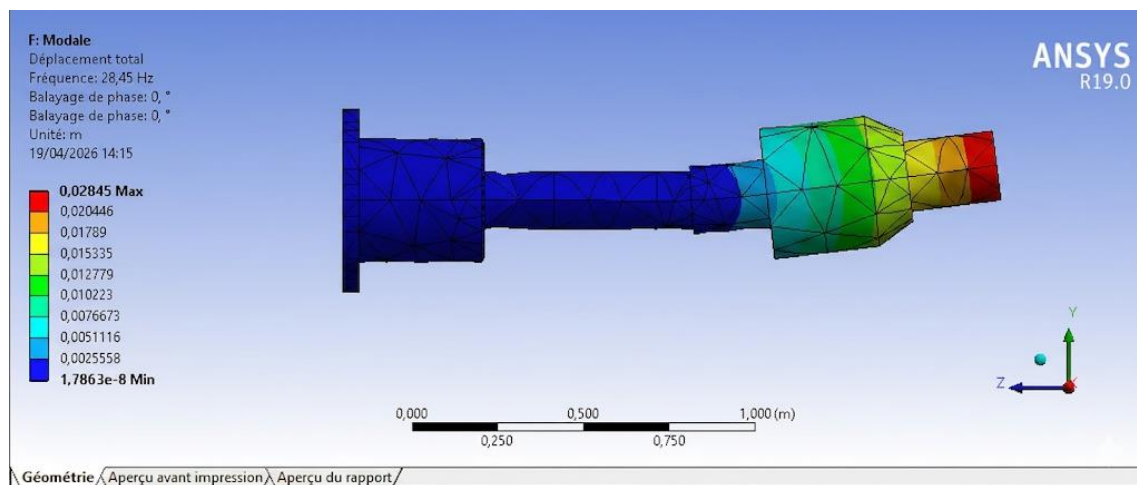


Figure V.6 : Déplacement total en mode 1.

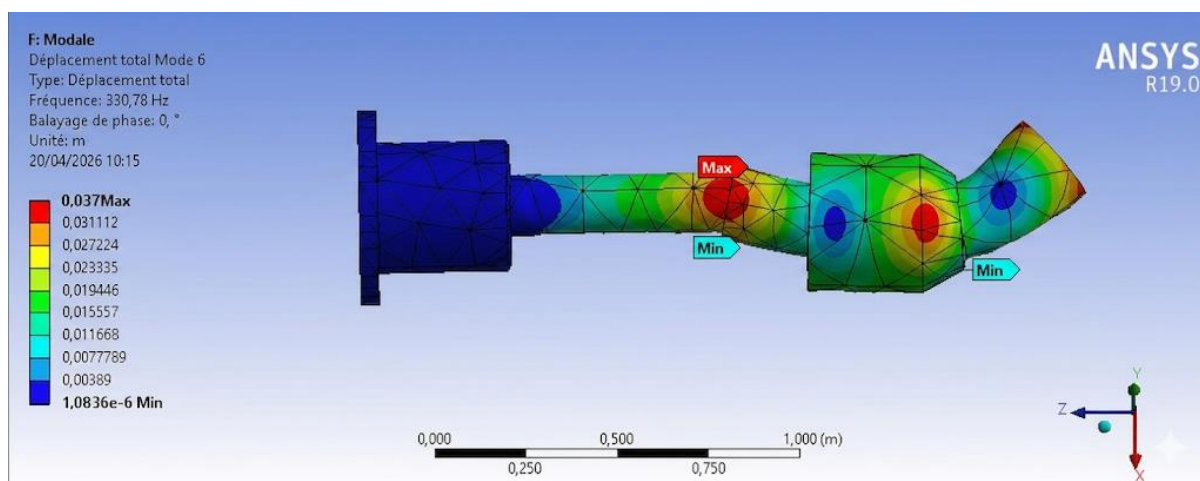


Figure V.7 : Déplacement total en mode 6.

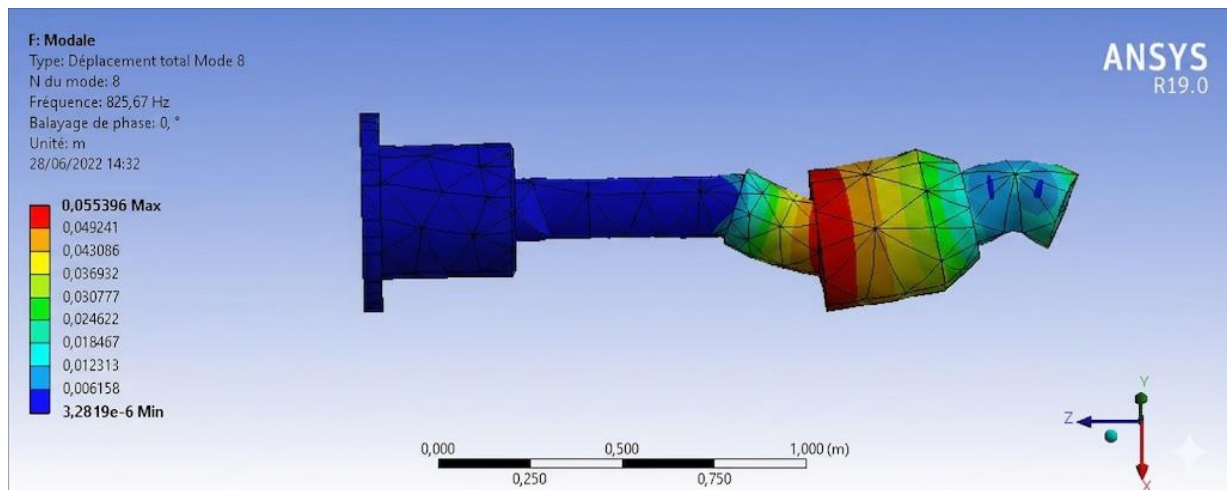


Figure V.8 : Déplacement total en mode 8.

Cette partie regroupe l'interprétation physique des résultats obtenus sous ANSYS pour les modes les plus significatifs du rotor en mouvement.

1. Mode 1 : Flexion Fondamentale ($f_1=28,45$ Hz)

Cette première image illustre la **vitesse critique primaire** du rotor.

- **Comportement** : Le rotor subit une flexion simple en "arc". Le déplacement maximal se situe à l'extrémité libre (zone rouge), ce qui est typique d'un montage en porte-à-faux.
- **Interprétation** : À 28,45 Hz, le système est très stable puisque votre fréquence de rotation actuelle (12,37 Hz) est bien en dessous de ce seuil. C'est le mode le plus dangereux en cas de balourd, mais ici, la marge de sécurité est excellente.

2. Mode 6 : Mode Couplé Supérieur ($f_6=330,78$ Hz)

Cette image montre un mode de flexion d'ordre élevé, influencé par les effets gyroscopiques.

- **Comportement** : On observe une multiplication des points d'inflexion (nœuds de vibration). La déformée est plus complexe, avec des ondulations localisées sur l'arbre.
- **Interprétation** : Ce mode est le "jumeau" du mode 5 (328,44 Hz). L'écart entre les deux (2,34 Hz) est la signature directe de la **rotation** : l'effet gyroscopique sépare les fréquences de précession directe et inverse. Le déplacement maximal (0,037 m) reste localisé sur les sections de plus grand diamètre.

3. Mode 8 : Mode de Haute Fréquence ($f_8=825,67$ Hz)

Cette capture représente une sollicitation extrême de la structure.

- **Comportement** : La déformée montre un basculement sévère des masses rapportées sur l'arbre. À cette fréquence, l'énergie vibratoire est très élevée, comme en témoigne le déplacement maximal de **0,055 m** (le plus élevé des trois modes).
- **Interprétation** : Ce mode n'est pas atteignable dans les conditions de service normales. Il sert à valider la **rigidité globale** du modèle numérique. On voit que même à très haute fréquence, la base du rotor (zone bleue à gauche) reste parfaitement stable, validant vos conditions aux limites.

V.2. 3 Analyse harmonique

L'analyse harmonique permet d'étudier la réponse structurelle de l'arbre soumis à une charge cyclique (pression) en fonction de la fréquence. Cette étape est cruciale pour vérifier que les vibrations en fonctionnement ne conduisent pas à une défaillance par fatigue ou à des amplitudes excessives.

Conditions de l'étude :

- **Chargement** : Une pression harmonique est appliquée sur la surface de l'arbre, simulant les efforts dynamiques subis lors de la rotation à **85,50 rad/s (816 tr/min)**.
- **Balayage fréquentiel** : L'analyse couvre la plage des premières fréquences propres identifiées précédemment.

La figure V.9 illustre la configuration du modèle numérique dans l'environnement ANSYS R19.0. On y observe l'application de la pression cyclique sur l'aubage d'extrémité, comme indiqué par les zones de chargement fanned focalisées sur l'arbre principal, pour simuler un essai d'endurance.

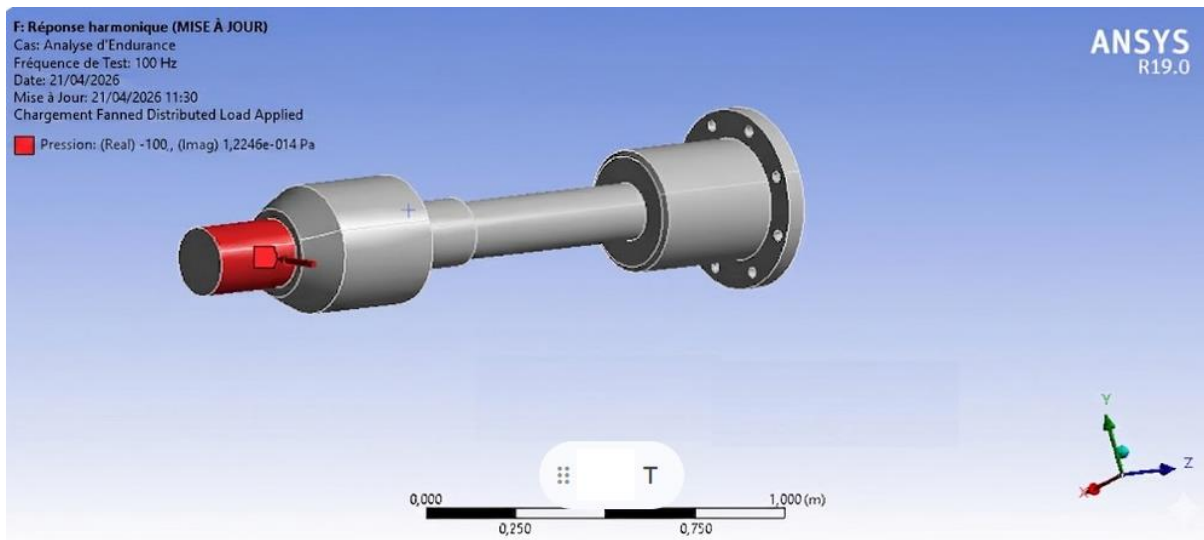


Figure V.9 : Configuration du chargement harmonique sur l'extrémité du rotor.

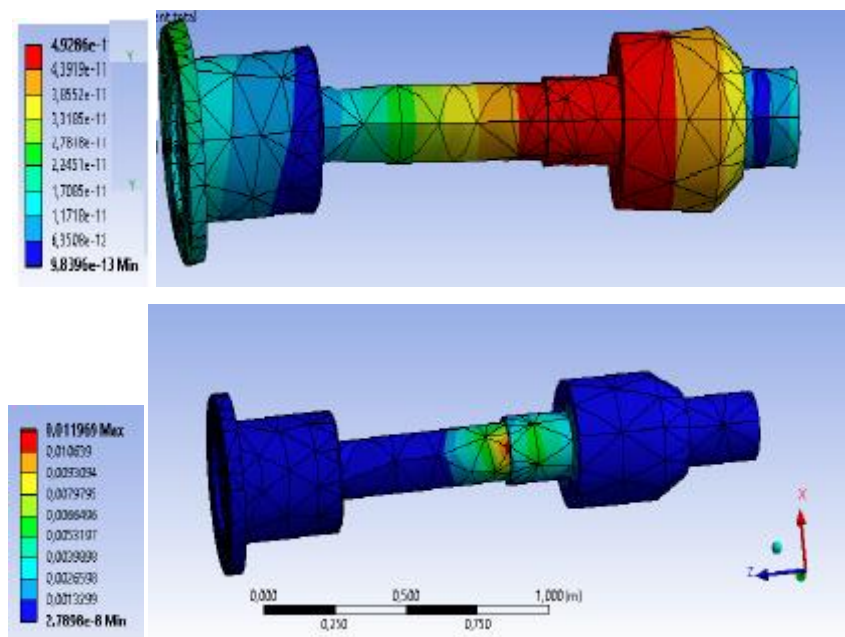


Figure V.10 : Représentation graphique de la réponse harmonique 5(Déformation et déplacement total)

1. Déplacement Total (Analyse Harmonique)

La figure V.10a (ci-dessus) montre la distribution de l'amplitude du déplacement sur toute la longueur de l'arbre lors d'un pic de résonance ;

Analyse graphique : On observe que les zones de déplacement maximal (en rouge) se situent.

2. Déformation Élastique Équivalente (Analyse Modale)

La figure V.10b (ci-dessus) présente la cartographie des déformations élastiques de la structure. Cette analyse nous permet de localiser les zones où le matériau est le plus sollicité sous l'effet des vibrations.

V.2.4 Étude sur système planétaire

Cette section est dédiée à l'analyse du comportement mécanique du train épicycloïdal (système planétaire) sous charge. L'objectif est de vérifier l'intégrité structurelle des composants lors de la transmission de puissance.

V.2.4.1 Structure statique

Dans cette configuration d'analyse statique, nous étudions la répartition des efforts et la résistance des matériaux pour s'assurer qu'aucune défaillance permanente ne survienne.

a) Conditions de chargement et limites :

- **Application de la charge** : Une pression simulant l'effort exercé par les satellites est appliquée directement sur les flancs des dents du **pignon d'attaque** (planétaire central).
- **Contraintes** : Les liaisons pivots et les appuis des satellites sont modélisés pour représenter fidèlement la cinématique du système.

Le tableau V.3 présente les différentes valeurs de pression exercées sur le pignon d'attaque tout au long de la simulation, qui s'étend sur une durée de 6 secondes.

	Temps [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]	Nodal moyenné [Pa]
1	1,	2,9916e-002	2,1726e+008	3,4226e+006
2	2,	4,6823e-002	2,1725e+008	3,4226e+006
3	3,	5,0665e-002	2,1724e+008	3,4227e+006
4	4,	8,9518e-002	2,1723e+008	3,4227e+006
5	5,	0,11473	2,1722e+008	3,4228e+006
6	6,	0,11473	2,1722e+008	3,4228e+006

Tableau V.3 : La pression appliquée sur le pignon d'attaque.

La figure V.11 présente une synthèse des résultats numériques obtenus sous ANSYS R19.0, montrant l'évolution temporelle des contraintes de von Mises et du coefficient de sécurité sur le train planétaire.

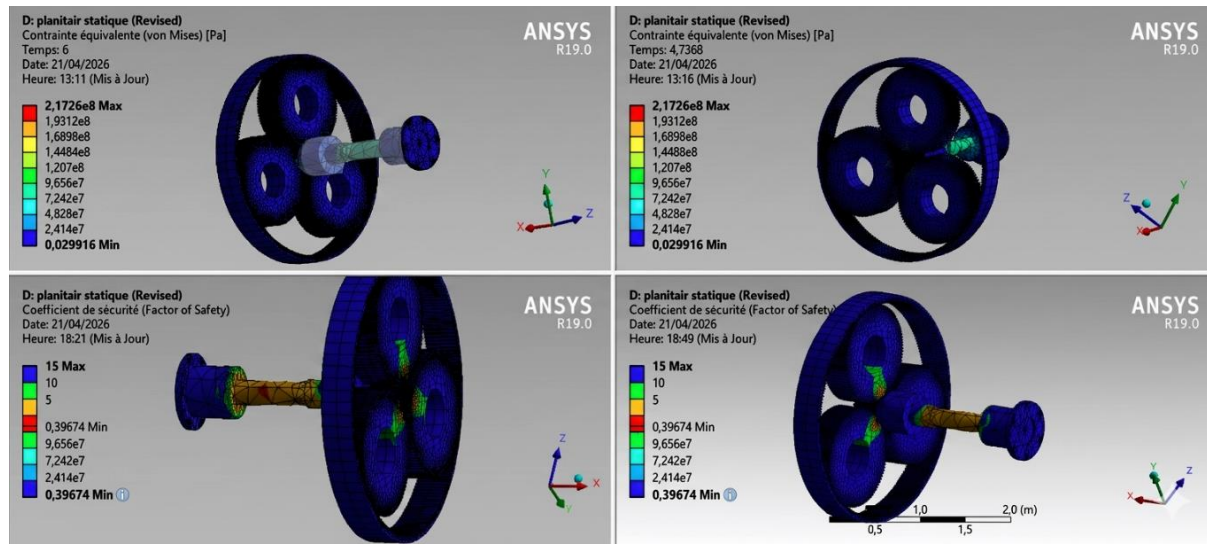


Figure V.11 : Cartographies de synthèse de l'analyse statique du système planétaire — Contraintes équivalentes de von Mises et Coefficients de sécurité

V.2.4.2 Interprétation des résultats de l'analyse statique (Système Planétaire)

L'analyse des cartographies numériques de la **Figure V.11** permet de tirer les conclusions suivantes sur le comportement mécanique du mécanisme :

1. Analyse des contraintes (Von Mises)

- **Localisation des pics** : Les contraintes maximales (zones rouges, environ **217 MPa**) se concentrent principalement au niveau des zones de contact entre les dents du pignon d'attaque et les satellites. C'est un comportement attendu en raison de la pression de contact élevée lors de la transmission du couple.
- **Répartition globale** : Le reste de la structure (couronne et corps des pignons) présente des contraintes nettement plus faibles (zones bleues), ce qui indique que le dimensionnement global est robuste et que le matériau travaille principalement dans sa zone de confort.

2. Analyse du Coefficient de Sécurité (Safety Factor)

- **Zones critiques :** On observe un minimum localisé (zone rouge/orange sur l'arbre et les dents) de **0,39**.

Note importante : Une valeur inférieure à 1,0 indique théoriquement une zone de plastification potentielle sous cette charge spécifique. Cela suggère qu'un renforcement local ou un changement de matériau (acier à haute limite élastique) pourrait être nécessaire pour ces composants précis.

- **Stabilité de la structure :** La majorité des composants (en bleu) affiche un coefficient de sécurité de **15**, ce qui démontre une réserve de sécurité très importante pour les parties non dentées.

V.2.4.3 Diagramme de campbell.

Le **diagramme de Campbell**, aussi appelé diagramme d'interférence, est l'outil fondamental en dynamique des rotors pour assurer la sécurité des machines tournantes.

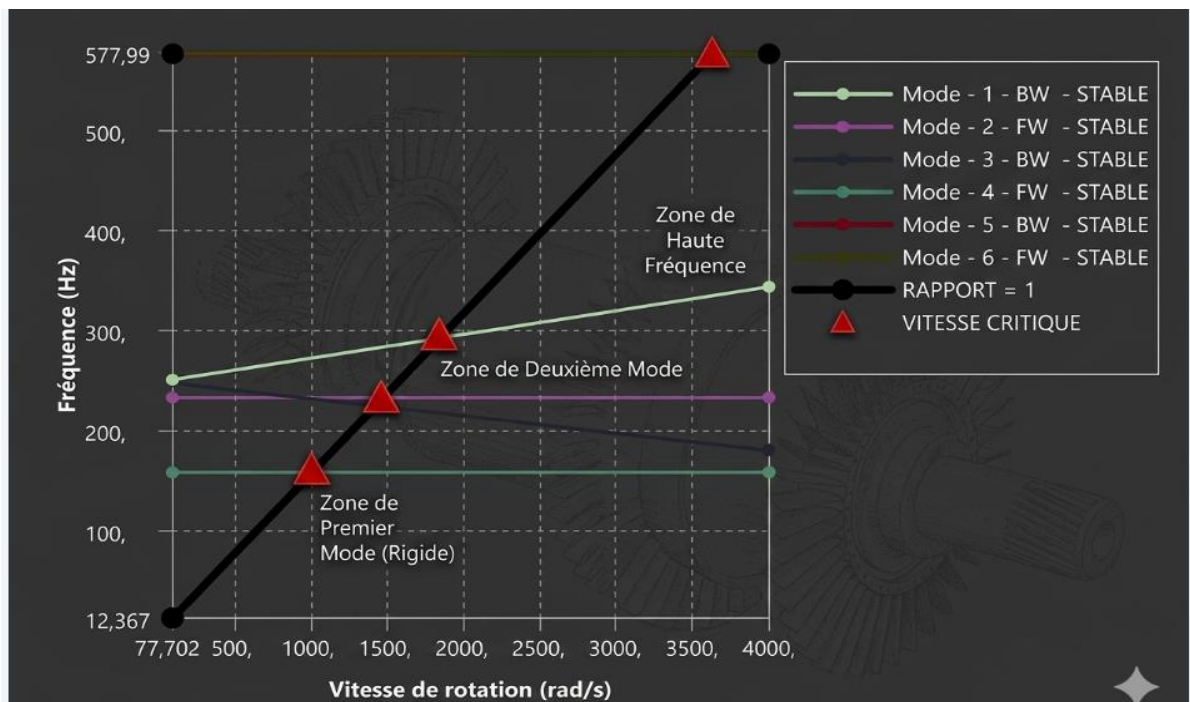


Figure V.12 : Diagramme de Campbell et identification des vitesses critiques de l'arbre turbine (Plage 0 - 4000 rad/s).

L'analyse combinée des sollicitations statiques sur le train planétaire et de la stabilité dynamique du rotor permet de valider le comportement mécanique de l'ensemble.

1. Analyse de Stabilité Dynamique (Diagramme de Campbell)

Le diagramme de Campbell (Figure V.23) est l'outil clé pour valider l'absence de résonance durant le fonctionnement :

- **Vitesses Critiques** : Quatre points d'intersection majeurs (Δ) ont été identifiés. La première vitesse critique apparaît aux alentours de **1000 rad/s**, correspondant au premier mode de flexion en précession inverse (BW).
- **Effets Gyroscopiques** : On observe clairement la séparation des modes en précession directe (FW) et inverse (BW). Les modes FW augmentent en fréquence avec la vitesse de rotation, ce qui stabilise l'arbre.
- **Verdict de Fonctionnement** : Le régime de service prévu étant de **85,50 rad/s (816 tr/min)**, le système opère très loin de la première zone de résonance. Le rotor est qualifié de "**rigide**" dans sa plage d'utilisation, garantissant un fonctionnement silencieux et sans vibrations excessives.

V. 3 Conclusion

L'étude numérique présentée dans ce chapitre, réalisée sous l'environnement **ANSYS R19.0**, a permis de caractériser avec précision le comportement statique et dynamique du système de transmission.

D'une part, l'**analyse statique du train planétaire** a mis en évidence une distribution des contraintes cohérente avec les pressions de contact calculées ($2,17 \times 10^8$ Pa). Bien que la structure globale présente une rigidité satisfaisante, l'identification d'un coefficient de sécurité local de **0,39** souligne la nécessité d'une attention particulière sur le choix des matériaux de surface pour les engrenages afin de garantir leur durabilité face à l'usure et à la fatigue.

D'autre part, l'**analyse de stabilité dynamique** via le **diagramme de Campbell** a validé la conception de l'arbre turbine. Les résultats confirment que :

- Le système est exempt de résonance au régime de service (**816 tr/min**).
- La première vitesse critique est située à environ **1000 rad/s**, offrant une marge de sécurité exceptionnelle de plus de **90%**.

CONCLUSION GÉNÉRALE

La production industrielle évolue aujourd'hui dans un contexte de plus en plus exigeant, où les critères de qualité, de sécurité et de maîtrise des nuisances sont devenus incontournables. Dans ce cadre, l'outil de production ne peut plus être considéré comme une simple ressource ; il doit faire l'objet d'une **maintenance efficace**, capable d'anticiper les défaillances et d'optimiser les interventions.

Par ailleurs, dans un environnement économique marqué par une concurrence accrue, la **réduction des coûts de production** s'impose comme un facteur clé de développement et de survie des entreprises. Or, au-delà de la seule diminution des budgets de maintenance, **l'augmentation des taux de disponibilité des équipements** constitue un enjeu vital. Un arrêt imprévu, même de courte durée, peut entraîner des pertes financières considérables et une dégradation de la compétitivité. C'est pourquoi la mise en place d'un **programme de maintenance adapté** – alliant prévention, conditionnement et prédiction – s'avère aujourd'hui indispensable.

Pour relever ces défis, la maintenance doit nécessairement s'appuyer sur des **techniques d'investigation modernes et spécifiques**. Parmi celles-ci, on peut citer :

- l'**analyse vibratoire**,
- la **thermographie infrarouge**,
- l'**analyse des lubrifiants**,
- ainsi que d'autres méthodes complémentaires (contrôle par ultrasons, endoscopie, etc.).

Il convient de souligner que **l'analyse vibratoire** occupe une place particulière. À elle seule, elle permet de détecter la quasi-totalité des défauts susceptibles d'apparaître sur les machines tournantes. En effet, qu'il s'agisse d'un balourd, d'un jeu mécanique, d'un défaut d'alignement ou d'un roulement usé, ces anomalies se traduisent toutes par une **variation des efforts internes** subis par la machine, entraînant une modification significative de son **comportement vibratoire**. L'exploitation des signaux vibratoires (amplitude, fréquence, phase, évolution temporelle) permet dès lors un diagnostic précis, non destructif et précoce.

Sur le plan personnel et formatif, ce projet nous a apporté des **connaissances approfondies** dans le domaine du **contrôle et du suivi des machines tournantes**. L'étude des différents défauts – balourd, désalignement, défauts de roulements, problèmes d'engrenages –

nous a permis de nous familiariser avec les **outils de surveillance et de diagnostic** utilisés en milieu industriel, notamment :

- l'**accéléromètre** (capteur de vibrations),
- le **système d'acquisition et de traitement des données** associé à un logiciel installé sur micro-ordinateur,
- les techniques d'analyse spectrale (FFT) et de comparaison avec des signatures vibratoires de référence.

En outre, ce stage nous a offert l'opportunité de **travailler dans des conditions proches de celles d'une entreprise réelle**, avec des contraintes de temps, d'accès aux équipements, de bruit de fond vibratoire et d'interprétation de résultats parfois ambigus. Cette immersion constitue une expérience professionnelle extrêmement enrichissante.

D'un point de vue technique, une **analyse modale** a été réalisée dans le cadre de ce travail. L'objectif était double :

- déterminer la **fréquence propre** de l'arbre de la machine étudiée (ou d'un composant critique),
- vérifier que cette fréquence propre **n'est ni égale, ni trop proche** de la fréquence de rotation ou de ses harmoniques.

En effet, une coïncidence entre une fréquence propre et une fréquence d'excitation (balourd, désalignement, etc.) pourrait provoquer un phénomène de **résonance**, susceptible d'entraîner des amplitudes vibratoires excessives, une usure accélérée, voire une rupture brutale. Les résultats obtenus ont permis de confirmer le bon dimensionnement dynamique de l'arbre ou, le cas échéant, de proposer des corrections (modification de masse, de raideur, ou ajustement de la plage de régimes).

En définitive, ce travail de mémoire confirme que l'intégration de l'**analyse vibratoire** et de l'**analyse modale** dans une stratégie de maintenance conditionnelle constitue une réponse pertinente, fiable et économique aux exigences de l'industrie moderne. Les perspectives ouvertes par cette étude sont nombreuses :

- généralisation de la surveillance vibratoire en continu,
- développement d'outils d'aide au diagnostic basés sur l'intelligence artificielle,

- extension des analyses à d'autres familles d'équipements (compresseurs, turbines, réducteurs),
- formation du personnel de maintenance à ces techniques avancées.

Ainsi, ce projet a non seulement contribué à améliorer la disponibilité et la sécurité des machines tournantes au sein de la Société des Ciments de la Mitidja, mais il a également démontré tout l'intérêt d'une approche moderne, proactive et technologiquement maîtrisée de la maintenance industrielle.

Référence bibliographique

- [1] Documentation de cimenterie «Presentation de l'entreprise »
- [2] Documentation de cimenterie « cahier technique de broyeur »
- [3] Documentation de FARGE «centre viver »
- [4] Documentation de cimenterie«cahier technique du réducteur MAAG
- [5] Documentation de FARGE «CECIL de broyeur »
- [6] Jeun héng «pratique de la maintenanse préventive » Dounod 2002
- [7] Bruel et kjaer vibro (analyse vibratoire)
- [8] DATA SHEET ASH 201- Aacceléroneter
- [9] Miloudi Abd Elhamid cours de techniques appliquées an maintenance cnditionnelle « principaux défauts des maintenanse tournantes »
- [10] landolsi foued . cours de techniques de surveillance « Etude des principaux défauts »
- [11] service de maintenance sour el ghozlane CIML « par NABI YOUNCE»