

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA1

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

THESE DE DOCTORAT

en Génie Mécanique

CONTRIBUTION AU DIAGNOSTIC ET AU SUIVI VIBRATOIRE DE L'ETAT
D'ENDOMMAGEMENT DES ORGANES DES MACHINES.
CAS DES ENGRENAGES ET DES ROULEMENTS A BILLES

Présenté Par

MAGRAOUI Rabah

Devant le jury composé de :

AIAD Abdelkrim	Professeur, USD de Blida1	Président
M. BOUNAZEF	Professeur, UDL de Sidi Bel Abbes	Examineur
E. H. AILEM	Professeur, UDB de Khemis Miliana	Examineur
A. MAHIEDDINE	M.C.A., UDB de Khemis Miliana	Examineur
A. KIRAD	M.C.A. USD de Blida1	Examineur
M. TEMMAR	Professeur, USD de Blida1	Promoteur

Blida, Janvier 2018

Résumé

Grace à l'analyse vibratoire, on peut procéder à la surveillance, au diagnostic et au suivi de l'état d'endommagement des équipements.

La maintenance préventive s'avère être un outil incontournable pour les industriels. Sa politique permet en pratique d'exploiter les machines dans les meilleures conditions de travail.

Le diagnostic vibratoire a un rôle important. Les signaux vibratoires enregistrés sont le résultat d'un mélange de différentes sources correspondant aux composants de l'équipement.

L'interprétation spectrale de l'état d'endommagement d'un composant sélectionné est souvent délicate et parfois impossible ; surtout si on ne localise pas avec précision la source vibratoire du défaut mécanique.

Notre but consiste à présenter une méthodologie de travail dans le but de modéliser l'évolution de la dégradation des pièces mécaniques. A cet effet, des études théoriques et expérimentales seront menées et plus particulièrement sur le cas des engrenages et des roulements.

Mots clés : Maintenance préventive et corrective, analyse vibratoire, machines tournantes, endommagement des équipements.

Abstract

With the vibratory analysis, it is now possible to monitor, diagnose and monitor the state of equipment damage.

Preventive maintenance is proving to be an essential tool for industrialists. Its policy makes it possible in practice to operate the machines in the best working conditions.

Vibration diagnosis has an important role. The recorded vibration signals are the result of a mixture of different sources corresponding to the components of the equipment.

The spectral interpretation of the damage state of a selected component is often tricky and sometimes impossible; especially if we do not locate precisely the vibratory source of the mechanical defect.

Our goal is to present a working methodology in order to model the evolution of the degradation of mechanical parts. For this purpose, theoretical and experimental studies will be conducted and more particularly on the case of gears and bearings.

Keywords: preventive and corrective maintenance, vibration analysis, rotating machinery, damaged equipments.

ملخص

بفضلا لتحليل الاهتزازي، فمن الممكن مراقبة وتشخيص صور صدحالة تدهور المعدات. أثبتت الصيانة الوقائية أنها أداة أساسية للصناعيين. كما تتيجسها في الممارسة العملية تشغيل الآلات وفقاً لظروف العمل. التشخيص عن طريق الاهتزاز له دور هام. إشارات الاهتزاز المسجلة هي نتيجة لمزيج من مصادر مختلفة المقابلة لمكونات المعدات. وغالباً ما يكون التفسير الطيفي لحالة الضرر لعنصر محدد صعباً وأحياناً مستحيلاً؛ خاصة إذا المنحد بدقة مصدر الاهتزاز للخلل الميكانيكي

هدفنا هو تقديم منهجية عملنا لنموذج تطور تدهور الأجزاء الميكانيكية. ولهذا الغرض، ستجر بدراسات نظرية وتجريبية، وعلناً لأخص في حالة التروس والمدحرجات.

الكلمات الدالة: الصيانة الوقائية والتصحيحية، التحليل الاهتزازي، الآلات الدوارة، تدهور المعدات.

Remerciements

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Recherche de Structures du Département de Mécanique de l'Université Saad Dahlab de Blida 1.

Les tests, les essais et les expériences ont eu lieu sur plusieurs sites et sur plusieurs machines industrielles.

Selon la tradition, et à travers cette page de remerciements, je tiens à saluer toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la concrétisation de ce travail.

Je voudrais tout d'abord remercier les membres du jury pour leur précieux temps accordé à la lecture et à la critique de ce travail.

Je remercie le Professeur **Aiad Abdelkrim**, de l'Université Saad Dahlab de Blida 1, pour avoir accepté la présidence de mon jury de thèse.

J'ai été privilégié par l'acceptation de Monsieur **Bounazef Mokhtar**, Monsieur **El HadhAilem**, Monsieur **Mahieddine Ali** et Monsieur **Kirad Abdelkader**, respectivement Professeur à l'Université DjillaliLiabès de Sidi Bel Abbès, Professeur à l'Université DjillaliBounaama de Khemis Miliana, Maitres de Conférences A à l'Université DjillaliBounaama de Khemis Miliana et Maitres de Conférences A à l'Université Saad Dahlab de Blida 1, d'être membres de jury.

Je tiens à remercier, Professeur **Temmar Mustapha**, qui a dirigé ces travaux de thèse et m'a accordé sa confiance pour mener à bien ce travail.

Je tiens aussi à exprimer ma vive reconnaissance au Professeur **Ouali Mohammed**, pour son aide et ses précieux conseils.

D'autre part, et sans pouvoir les nommer, je tiens à exprimer ma reconnaissance aux industriels qui m'ont ouvert leurs portes et faciliter le travail.

Je remercie également mes collègues et amis doctorants, **MelziNesrine**, **Osmani El Hadi**, **Bouhedma Sofiane**, **Guellal Kamel**, **MelleINacim**, et tous les autres, pour le soutien et je leur souhaite que du succès.

Je voudrais aussi exprimer ma reconnaissance à tous les membres du département Génie Mécanique de l'université Saad Dahlab de Blida1.

Mes pensées vont également à tous les membres de ma famille. Leurs aides et leurs encouragements m'ont été plus que bénéfiques.

Sommaire

Introduction générale :	17
Etat de l'art :	21
Chapitre 1. Maintenance conditionnelle et techniques de diagnostic des machines tournantes	
1.1. Politiques de maintenance :.....	30
1.2. Principe de maintenance conditionnelle et stratégie de surveillance vibratoire.....	32
1.3. Défaillances probables des machines tournantes :.....	32
1.3.1. Défauts d'engrènement :.....	33
1.3.1. a. Défauts de lubrification :.....	33
1.3.1. b. L'usure :.....	34
1.3.1. c. Le grippage :.....	35
1.3.1. d. Les piqûres :.....	35
1.3.2. Autres défaillances :.....	37
1.3.2.a. Ecaillage :.....	37
1.3.2.b. Fissuration :.....	38
1.3.2.c. Rupture par fatigue :.....	39
1.3.2.d. Corrosion :.....	39
1.3.2.e. Surchauffe :.....	41
1.3.2.f. Erosion par cavitation :.....	41
1.3.2.g. Etincelage :.....	41
1.4. Défauts de roulements :.....	41
1.5. Défauts de déséquilibre des rotors :.....	45
1.5.1. Balourd d'origine mécanique :.....	46
1.5.2. Balourd d'origine thermique :.....	47
1.6. Défaut d'accouplement :.....	49
1.7. Défaut de courroies :.....	51
1.8. Autres défaillances :.....	51
1.9. Techniques de surveillance :.....	52

1.9.1. Notion de surveillance :.....	52
1.9.2. Sources d'informations :.....	53

Chapitre 2. Machines tournantes : Théorie et expérimentations

2.1. Introduction :.....	57
2.2. Chaîne de mesure de vibrations :.....	58
2.3. Méthodes d'analyses de vibrations-Diagnostic :.....	58
2.3.1. Méthode temporelle :.....	59
2.3.2. Analyse spectrale :.....	60
2.3.3. Analyse cepstrale :.....	63
2.3.4. Analyse d'enveloppe :.....	63
2.4. Méthode Fréquentielle :.....	63
2.5. Analyse modale théorique :.....	65
2.5.1. Vibrations du système libre non amorti :.....	66
2.5.2. Les vibrations libres amorties :.....	70
2.6. Dynamique de la structure ; Application réducteur Broyeur BK 02 (Engrenage à un seul étage) :.....	71
2.6.1. Système libre non amorti :.....	71
2.6.2. Système libre amorti :.....	73
2.6.3. Système forcé :.....	76
2.6.4. Détermination de la fréquence propre du système :.....	79
2.6.4.1. Calcul des moments d'inertie du pignon et de la roue et des rigidités :.....	79
2.7. Modélisation du signal vibratoire :.....	80
2.7.1. Manifestations des principaux défauts d'une machine tournantes :.....	80
2.7.2. Modélisation de l'excitation provoquée par les engrenages:.....	82
2.7.3. Modèle de l'excitation engendrée par les engrenages :.....	84
2.7.4. Applications :.....	85
2.8. Expérimentations :.....	87

Chapitre 3. Expérimentation, modélisation et simulation numérique

3.1. Introduction :.....	95
3.2. Etudes expérimentales et simulations numériques :.....	95

3.2.1. Broyeur ciment BK 02 :.....	95
3.2. a. Caractéristiques techniques et choix des points de mesures de vibrations :..	96
3.2.1.b. Historique de la machine :.....	97
3.2.1.c. Analyse des résultats du 19 Novembre 2015 :.....	101
3.2.1.c. Modélisation et simulation numérique de l'engrenage du Broyeur BK 02	107
3.2.1.d. Résultats de la simulation :.....	110
3.2.1.e. Confrontation et validation des résultats expérimentaux et numérique....	112
3.2.2. Ventilateur aspirateur fumée cuisson :.....	116
3.2.2.a. Diagnostic vibratoire et analyse des résultats :.....	117
3.2.2.c. Modélisation et simulation numérique du rotor de l'aspirateur fumée cuisson :.....	119
3.2.3. Cas du laminoir finisseur :.....	124
3.24. Ventilateur atomiseur :.....	126
3.2.5. Ventilateur exhaure ciment :.....	131
3.2.6. Commande réducteur moulin :.....	134

Chapitre 4. Analyse vibratoire d'une machine tournante ; Modifications apportées

4.1. Analyse vibratoire d'une machine tournante ; cas d'une machine de filtrage de blé :.....	137
4.1.1. Introduction :.....	137
4.1.2. Description de la machine :	137
4.1.2.1. Corrections :	142
4.1.2.2. Conclusion sur le diagnostic :.....	143
4.2 Etude théorique et modélisation de la machine TARAR :	143
4.2.1 Calcul théorique ; Théorie et applications :.....	144
4.2.2. Calcul de résistance :	145
4.2.3 Analyse vibratoire du système :	153
4.2.3.aAnalyse modale :.....	
4.2.3.b. Modélisation du système et détermination des équations de mouvement	153
4.3. Conception et réalisation des modifications proposées :.....	158

4.4. Etude pratique d'une nouvelle machine après modification :.....	163
4.4.1. Description de la machine :.....	164
4.4.2. Diagnostic et analyse des résultats :.....	165
Conclusion Générale :.....	169
Liste des symboles :.....	173
Recherche bibliographique :.....	176
Annexe :.....	183

Liste des figures

Figure 1.1 : Phénomène de grippage.....	35
Figure 1.2. : Phénomène de grippage localisé.....	35
Figure 1.3 : Phénomène de grippage généralisé.....	36
Figure 1.4 : Phénomène d'écaillage.....	37
Figure 1.5 : Phénomène de fissuration.....	38
Figure 1.6 : Phénomène de rupture par fatigue	39
Figure 1.7 : Phénomène de corrosion	40
Figure 1.8 : Différents types de roulements pour différentes application.....	43
Figure 1.9 : Perte de matière sur les pales d'une turbine d'un Atomiseur/Céramique.....	46
Figure 1.10 : Déformation (flexion) après une période d'arrêt d'un rotor d'un concasseur.....	47
Figure 1.11 :	47
a) Usure et déformation d'une turbine remonte boules d'une usine de pattes	
b) Dépôt de matière sur les pales d'une turbine d'extraction déchets dans un Moulin..	
Figure 1.12 : Déformation du rotor portant la turbine d'un ventilateur de répartition de chaleur dans un séchoir d'une céramique.....	48
Figure 1.13 : Déformation (flexion) du rotor bobiné d'un moteur électrique.....	48
Figure 1.14 : Accouplement rigide.....	50
Figure 1.15 : Accouplement élastique.....	50
Figure 1.16 : Accouplement à cardan.....	50
Figure 1.17 : Embrayage à friction.....	51
Figure. 2.1: Eléments d'une machine tournante.....	57
Figure 2.2 : Signal temporel pris sur l'un des paliers d'un réducteur d'un broyeur ciment.....	61
Figure 2.3 : Signal fréquentiel (spectre) pris sur l'un des paliers d'un réducteur d'un broyeur ciment.....	61
Figure 2.4.a : Spectre fréquentiel pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal du 18 Avril 2016.....	64

<u>Figure 2.4.b</u> : Signal temporel pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal du 18 Avril 2016.....	64
<u>Figure 2.4.c</u> : Zoom du Signal temporel pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal du 18 Avril 2016.....	65
<u>Figure 2.5</u> : Engrenage à axe parallèle à un seul étage.....	72
<u>Figure 2.6</u> : Modèle équivalent à engrenage à un seul étage.....	73
<u>Figure 2.7</u> : Engrenage à axe parallèle à un seul étage – Système libre amorti.....	74
<u>Figure 2.8</u> : Angle de pression.....	78
<u>Figure 2-9</u> :Développantes de cercle conjuguées.....	82
<u>Figure 2.10</u> Sens du glissement sur une denture.....	83
<u>Figure 2.11</u> : Limites de la ligne de contact.....	84
<u>Figure 2.12</u> : Spectre de l'excitation engendrée par un engrenage.....	85
<u>Figure 2.13</u> : Spectre réel pris sur un palier d'un réducteur Moulin à un seul étage...	86
<u>Figure 2.14</u> : Spectre réel pris sur un palier d'un réducteur Moulin à un seul étage...	87
<u>Figure 2.15</u> :Photos du réducteur N°02 de la sortie du broyeur.....	88.
<u>Figure 2-16</u> : Photos indiquant l'engrènement entre le pignon d'attaque et la grande couronne, ainsi que l'accouplement reliant les deux arbres entrainant et entraîné du pignon d'attaque.....	88
<u>Figure 2.17</u> :Photos indiquant le cisaillement de l'arbre portant le pignon d'attaque réducteur N°2.....	89
<u>Figure 2.18</u> : Photo du ventilateur aspirateur fumée et photo du rotor portant la turbine du ventilateur aspirateur fumée.....	90
<u>Figure 2.19</u> : Photos de l'installation du laminoir finisseur.....	90
<u>Figure 2.20</u> : Photos du palier usé du laminoir finisseur.....	91
<u>Figure 2.21</u> : Photo du ventilateur atomiseur.....	91
<u>Figure 2.22</u> : Photo de la turbine de l'atomiseur indiquant l'usure flagrant sur ses pales.....	92
<u>Figure 2.23</u> : Détérioration du roulement et cassure de la bague intérieure.....	92
<u>Figure 2.24</u> : Usure d'une portée de roulement sur l'arbre de l'atomiseur.....	92
<u>Figure 2.25</u> : Photo de indiquant le montage des paliers et roulement de l'atomiseur.....	93
<u>Figure 2.26</u> : Ventilateur exhaure ciment.....	93
<u>Figure 2.27</u> : Turbine du ventilateur exhaure ciment.....	94

<u>Figure 2.28:</u> Palier usé de l'arbre portant la turbine du ventilateur exhaure ciment.....	94
<u>Figure 3.1 :</u> Schéma cinématique du broyeur ciment et points de mesures de vibrations.....	96
<u>Figure 3.2 :</u> Tendance vibratoire du BK 02 sur le palier N°09 dans le sens horizontal.....	99
<u>Figure 3.3 :</u> Tendance vibratoire du BK 02 sur le palier N°09 dans le sens vertical.....	100
<u>Figure 3.4 :</u> Tendance vibratoire du BK 02 sur le palier N°10 dans le sens horizontal...	100
<u>Figure 3.5 :</u> Tendance vibratoire du BK 02 sur le palier N°10 dans le sens vertical.....	100
<u>Figure 3.6 :</u> Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens radial vertical le 19 Novembre 2015.....	103
<u>Figure 3.7 :</u> Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens axial le 19 Novembre 2015...	103
<u>Figure 3.8 :</u> Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial vertical le 19 Novembre 2015.....	104
<u>Figure 3.9 :</u> Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical du 19 Novembre 2015.....	104
<u>Figure 3.10 :</u> Spectre pris sur le palier N°05 dans le sens radial horizontal le 19 Novembre 2015.....	104
<u>Figure 3.11 :</u> Spectre pris sur le palier N°06 dans le sens radial vertical le 19 Novembre 2015.....	105
<u>Figure 3.12 :</u> Spectre pris sur le palier N°07 dans le sens radial horizontal le 19 Novembre 2015.....	105
<u>Figure 3.13 :</u> Spectre pris sur le palier N°08 dans le sens radial vertical le 19 Novembre 2015.....	105
<u>Figure 3.14 :</u> Spectre pris sur le palier N°09 dans le sens radial horizontal le 19 Novembre 2015.....	106
<u>Figure 3.15 :</u> Spectre pris sur le palier N°09 dans le sens radial vertical le19 Novembre 2015.....	106
<u>Figure 3.16 :</u> Spectre pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal le 19 Novembre 2015.....	107
<u>Figure 3.17 :</u> Spectre pris sur le palier N°10 dans le sens radial vertical le 19 Novembre 2015.....	107
<u>Figure 3.18:</u> Modélisation de système engrenage par SolidWorks.....	107

<u>Figure 3.19</u> : Maillage et conditions aux limites.....	109
<u>Figure 3.20</u> : Premier mode de vibrations du système engrenages.....	113
<u>Figure 3.21</u> : Deuxième mode de vibrations du système engrenages.....	113
<u>Figure 3.22</u> : Troisième mode de vibrations du système engrenages.....	114
<u>Figure 3.23</u> : Quatrième mode de vibrations du système engrenages.....	114
<u>Figure 3.24</u> : Cinquième mode de vibrations du système engrenages.....	115
<u>Figure 3.25</u> : Sixième mode de vibrations du système engrenages.....	115
<u>Figure 3.26</u> : Chaîne cinématique de l'aspirateur fumée.....	116
<u>Figure 3.27</u> : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical de l'aspirateur.....	117
<u>Figure 3.28</u> : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal de l'aspirateur.....	118
<u>Figure 3.29</u> : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical de l'aspirateur.....	118
<u>Figure 3.30</u> : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical de l'aspirateur.....	118
<u>Figure 3.31</u> : Modélisation du système rotor par SolidWorks.....	119
<u>Figure 3.32</u> : Maillage par éléments finis et conditions aux limites.....	120
<u>Figure 3.33</u> : Premier mode de vibrations du système rotor.....	122
<u>Figure 3.34</u> : Deuxième mode de vibrations du système rotor.....	122
<u>Figure 3.35</u> : Quatrième mode de vibrations du système rotor.....	123
<u>Figure 3.36</u> : Cinquième mode de vibrations du système rotor.....	123
<u>Figure 3.37</u> : Sixième mode de vibrations du système rotor.....	123
<u>Figure 3.38</u> : Chaîne cinématique du laminoir finisseur.....	124
<u>Figure 3.39</u> : Spectre pris sur le palier N°03 du cylindre grand vitesse (GV) dans la direction radiale horizontale.....	125
<u>Figure 3.40</u> : Spectre pris sur le palier N°07 du cylindre Petite vitesse (PV) dans la direction radiale horizontale.....	126
<u>Figure 3.41</u> : Chaîne cinématique de l'Atomiseur et points de mesures de vibrations...	127
<u>Figure 3.42</u> : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal du 07 Novembre 2009.....	128
<u>Figure 3.43</u> : Spectre sur le palier N°04 dans le sens radial verticale du 17/12/2012	129
<u>Figure 3.44</u> : Chaîne cinématique et points de mesures de vibrations.....	131
<u>Figure 3.45</u> : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens axial.....	132
<u>Figure 3.46</u> : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial... horizontal.....	133

<u>Figure 3.47</u> : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal.....	133
<u>Figure 3.48</u> : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal.....	133
<u>Figure 3.49</u> : Chaîne cinématique de la commande Moulin.....	134
<u>Figure 3.50</u> : Spectre pris le : 21 Juin 2014 sur le palier N°05 dans le sens radial oblique.....	135
<u>Figure 3.51</u> : Spectre pris le : 21 Juin 2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique.....	136
<u>Figure 4.1</u> : Système d'évacuation des déchets.....	138
<u>Figure 4.2</u> : Schéma cinématique et points de mesures de vibrations de la machine de filtrage de blé.....	138
<u>Figure 4.3</u> : Spectre pris sur le palier N°02 dans le sens radial horizontal.....	140
<u>Figure 4.4</u> : Spectre pris sur le palier N°02 dans le sens radial vertical.....	140
<u>Figure 4.5</u> : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal.....	141
<u>Figure 4.6</u> : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical.....	141
<u>Figure 4.7</u> : Modèle du Tarar.....	144
<u>Figure 4.8</u> : Dessin de l'arbre.....	145
<u>Figure 4.9</u> : Dessin du nouvel arbre.....	158
<u>Figure 4.10</u> : Dessin d'une section du nouvel arbre.....	159
<u>Figure 4.11</u> : Alignement entre le moteur et l'arbre de transmission.....	159
<u>Figure 4.14</u> : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial vertical.....	166
<u>Figure 4.15</u> : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical.....	166
<u>Figure 4.16</u> : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal.....	167
<u>Figure 4.17</u> : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal.....	167

Liste des tableaux

<u>Tableau 1.1</u> : Distribution des défaillances et localisation de ces défaillances dans les boites de vitesses.....	33
<u>Tableau 1.2</u> : Détériorations causées par la fatigue.....	45
<u>Tableau 1.3</u> : Détériorations indépendantes de la fatigue.....	45
<u>Tableau 2.1</u> : reconnaissance des principales anomalies.....	82
<u>Tableau 3.1</u> : Caractéristiques techniques de l'engrenage.....	97
<u>Tableau 3.2</u> : Vitesses vibratoires prises sur toute la chaîne cinématique de la machine.....	99
<u>Tableau 3.3</u> : Niveaux du Kurtosis pris sur toute la chaîne cinématique de la machine.....	99
<u>Tableau 3.4</u> : Amplitudes de vibrations à travers les composantes fréquentielles du peigne de raies du spectre de vibrations sur le réducteur N°02 de la commande Broyeur du 19 Novembre 2015.....	103
<u>Tableau 3.5</u> : Caractéristiques des matériaux.....	108
<u>Tableau 3.6</u> : Liste des fréquences propres.....	111
<u>Tableau 3-7</u> : Caractéristiques des matériaux.....	119
<u>Tableau 3.8</u> : Liste des fréquences propres.....	121
<u>Tableau 3.9</u> : Participation massique X_{mass} , Y_{mass} , X_{mass} dans les trois directions.....	122
<u>Tableau 3.10</u> : Données pour calculer le décrétement logarithmique.....	130
<u>Tableau 3.11</u> : Calculs des amplitudes efficaces.....	130
<u>Tableau 3.12</u> : Résultats théoriques et expérimentaux du ventilateur atomiseur.	131
<u>Tableau 4.1</u> : Principaux organes de la machine de filtrage de blé.....	138
<u>Tableau 4.2</u> : Liste des interventions.....	143
<u>Tableau 4.3</u> : Résistance à la torsion.....	146
<u>Tableau 4.4</u> : Vérification du diamètre de l'arbre de transmission N°05.....	146

<u>Tableau 4.5</u> : Calcul du diamètre de l'arbre d.....	147
<u>Tableau 4.6</u> : Condition de résistance à la torsion.....	147
<u>Tableau 4.7</u> : Résistance à la flexion et diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant.....	149
<u>Tableau 4.8.1</u> : Condition de résistance et vérification.....	150
<u>Tableau 4.8.2</u> : Calcul de la flèche.....	151
<u>Tableau 4.9</u> : Valeur numérique de la Flèche maximale Y_{max}	152
<u>Tableau 4.10</u> : Système d'équations de mouvement.....	154
<u>Tableau 4.11</u> : Matrice de rigidité.....	155
<u>Tableau 4.12</u> : Applications numériques.....	156
<u>Tableau 4.13</u> : Données pour la matrice d'inertie.....	157
<u>Tableau 4.15</u> : Vérification de la condition de résistance à la torsion pour la machine modifiée.....	159
<u>Tableau 4.16</u> : Vérification de la condition de résistance à la flexion de la machine modifiée.....	160
<u>Tableau 4.17</u> : Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant....	161
<u>Tableau 4.18</u> : Vérification de la condition de la résistance à la flexion.....	162
<u>Tableau 4.19</u> : Nomenclature des principaux organes du Tarar après modifications.....	164
<u>Tableau 4.20</u> : Mesures de vibrations sur toute la chaîne cinématique de la machine.....	167

Introduction générale

La disponibilité des machines tournantes est plus qu'importante dans le domaine industriel. Elle exige des opérations de maintenance organisées et basées sur des faits observés, des mesures pour des diagnostics, et en particulier sur le mode vibratoire. Une des solutions de la gestion de ces machines tournantes nécessite parfois des modifications dans leur conception ou de leurs organes.

Ces dernières années, une technologie de mesure des vibrations entièrement nouvelle s'est développée pour assurer la surveillance des machines modernes hautement actives et qui tournent à grande vitesse. L'utilisation d'accéléromètre piézoélectrique pour convertir les mouvements vibratoires en signaux électriques permet de réaliser habilement la mesure et l'analyse de vibrations grâce à l'emploi des possibilités étendues de l'électronique. Ainsi l'apparition des collecteurs de données informatisées ont donné un essor considérable à la surveillance périodique des machines tournantes, et ce pour détecter et suivre l'évolution des défauts mécaniques et électriques les plus couramment rencontrés dans l'industrie, à savoir :

- Les défauts dans les roulements,
- Les défauts des engrenages,
- Les défauts des accouplements,
- Les défauts d'équilibrage,
- Etc....

Lors de notre travail, on se propose d'aborder le comportement dynamique des machines tournantes. Le travail présente des aspects théoriques, numériques et expérimentaux. Vu la disponibilité de diverses machines tournantes au sein de l'industrie Algérienne, les expériences sont faites sur site et elles concernent plusieurs équipements stratégiques comme les ventilateurs industriels, les commandes Broyeurs Ciment, les atomiseurs, la commande moulin dans une céramique ainsi que les Tarares dans des semouleries.

On modélisera des types de machines tournantes et l'analyse numérique sera faite par des logiciels de simulation.

Le diagnostic permet de discerner entre les états normaux et anormaux des machines. Il contribue à la définition des programmes de maintenance. Il peut faire éviter les catastrophes et augmenter la disponibilité des machines tournantes, grâce à la prévention des risques de panne et des interventions de maintenance planifiées. Il permet aussi de réduire les coûts de maintenance.

A partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leurs évolutions dans le but de planifier les interventions mécaniques.

Expérimentalement, on se propose d'étudier le comportement vibratoire de toute la chaîne cinématique des installations objets de nos essais. L'utilisation d'équipements adéquats permet un prélèvement de mesures vibratoires. On effectuera un choix et une programmation des points de mesures de vibrations à travers l'ensemble des paliers de la machine considérée grâce au logiciel d'analyse de vibrations XPR 300. Ce dernier comprend des outils d'expertises, comme le logiciel graphique Vib-graph pour les mesures de vibrations sur machines tournantes qui est doté de puissants outils pour l'analyse de tous types de signaux stationnaires ou transitoires (concaténation de spectres, cascades, Bode, Nyquist, orbite, position, filtrage, cepstre, spectre Ellipse...). L'analyse des résultats obtenus offrira la solution pour la surveillance périodique et le diagnostic des machines tournantes.

Aussi, on utilisera une interface avec analyseur bi-voies, le MOVIPACK. [1]. Cet appareil permet d'effectuer directement des mesures et diagnostics : contrôle du niveau global, analyse temporelle et spectrale. L'option bi-voies ouvre de nombreuses autres possibilités telles que l'analyse d'orbite pour les machines à paliers lisses, la fonction de transfert pour caractériser les résonances mécaniques. Les données mesurées peuvent être exploitées sur PC avec le logiciel vib-graph. Le MOVIPACK est un outil performant pour la collecte des données associées au logiciel de maintenance prédictive. Son module optionnel Analyse d'ordre mesure le comportement vibratoire d'une machine pendant ses

phases d'arrêt et de démarrage. Les forces mécaniques internes de la machine excitent alors la structure à des fréquences absentes en régime stationnaire.

Ce type d'analyse permet la mise en évidence de phénomènes difficiles à observer en fonctionnement stabilisé : résonance, vitesses critiques, instabilités de paliers,... L'option bi-voies donne également accès au tracé d'orbite pour un palier équipé de 2 capteurs à 90°. Le MOVIPACK est doté aussi d'un module d'équilibrage qui permet de corriger les défauts de balourd simples ou complexes sur site.

Les résultats de simulation obtenus montrent parfois que les caractéristiques propres, fréquences et modes propres, ne coïncident pas avec les fréquences de base générées par les défauts mécaniques des organes constructifs de l'installation étudiée. Dans d'autres cas, la conception de certains équipements coïncide avec leurs caractéristiques propres, ce qui engendre des déformations au niveau de certains organes composant ces machines.

Plan de travail :

Notre travail se divise en quatre chapitres :

Dans le chapitre I, une recherche bibliographique introduira les notions nécessaires sur la maintenance. On va présenter de manière générale le domaine d'application de la maintenance conditionnelle et son importance pour les machines tournantes. On énumérait les différents défauts mécaniques et électriques qui peuvent surgir lors de fonctionnement des machines tournantes. On citera un nombre important de ces défaillances, leurs natures, leurs naissances et leurs symptômes. Une attention particulière sera donnée aux défauts d'engrènement et de roulement.

Afin de mieux exploiter les machines tournantes et augmenter leur disponibilité, des généralités sur la maintenance prévisionnelle des machines tournantes et sur les différents outils d'aide à la décision seront présentées.

Le chapitre II sera concentré sur la technique de l'analyse vibratoire qui représente un espace d'utilisation très important par rapport aux autres

techniques. On abordera les méthodes d'analyses de vibrations et leurs applications dans le diagnostic vibratoire, non seulement les indicateurs scalaires comme le facteur crête et le kurtosis, mais aussi l'analyse spectrale, l'analyse d'enveloppe et l'analyse cepstrale. Le but est le dépistage des défauts mécaniques et électriques, en particuliers le défaut d'engrènement et le défaut de roulement. On présentera d'une manière pratique à l'aide des mesures de vibrations globale et spectrale, la différence entre des organes sains et des organes défectueux où l'énergie spectrale occupe un espace important dans l'image spectrale dans le cas où un défaut dépasse les seuils de danger. On présentera quelques images spectrales des défauts rencontrés le plus souvent sur les machines tournantes dans l'industrie, à savoir le défaut de balourd, le défaut d'alignement, le défaut de jeu sur les portées de roulement.

Dans le chapitre III, on abordera la théorie des machines tournantes et on procédera à l'étape des expérimentations. Plusieurs cas de machines industrielles seront traités.

Le chapitre IV sera dédié à l'analyse vibratoire d'une machine tournante et les modifications apportées. On traitera le cas d'une machine de filtrage de blé. Suite à l'expérimentation et à l'étude théorique, des modifications portant sur la conception de la machine seront proposées et étudiées. Ces modifications permettront de réduire d'une manière considérable les vibrations de la machine.

La dernière partie concernera les principaux résultats de notre étude.

Etat de l'Art

En pratique, la réparation d'une machine industrielle se fait après une constatation d'une panne. Avec l'expérience des industriels, l'entretien des machines s'est amélioré en se basant sur la durée de vie des organes des éléments constructifs de la machine avec un remplacement à intervalles réguliers de pièces grâce à une maintenance préventive. Ce remplacement de pièces ou d'organes est déterminé par le constructeur à base des statistiques relevées sur plusieurs cas vécus. Sur site, l'utilisation des machines diffère d'un milieu à un autre. On doit tenir compte de l'exploitation de la machine, l'entretien, l'humidité, la poussière, l'étanchéité, le graissage, la surcharge, etc,.... Dans certains cas, On ne peut pas se baser sur la durée de vie d'un organe, recommandée par le constructeur, du fait que la panne peut la précéder.

Actuellement, et avec la conception des logiciels et des méthodes de diagnostic des défauts de fonctionnement des machines, l'industriel est arrivé à exploiter sa machine avec une garantie de zéro (0) panne, en appliquant une maintenance se basant sur des indicateurs ou des grandeurs primordiales élaborés pour la surveillance des machines tournantes. Ces indicateurs doivent caractériser l'état ou les performances d'une machine tournante d'une façon à ce que leurs évolutions dans le temps doivent avoir une signification dès l'apparition d'un défaut, c'est la maintenance préventive conditionnelle ou prévisionnelle.

Durant ces dernières années, le domaine des machines tournantes a connu un développement rapide et remarquable dans un but d'établir un diagnostic efficace dans la détection précoce de défauts des machines tournantes. De nombreux centres de recherche, des bureaux d'études de l'industrie des transports et de la production d'électricité, ainsi que les centres nucléaires se sont intéressés à cette évolution. [2].

Pour assurer la pérennité de la production, une alimentation continue du marché et pour des raisons économiques, une chaîne de fabrication ne doit en aucun cas être à l'arrêt.

Les recherches actuelles ont contribué au développement de plusieurs méthodes et techniques permettant la détection et le diagnostic de défauts des machines tournantes dans le but d'assurer un suivi continu de ces machines ; prévenir les avaries graves et la casse, intervenir uniquement où c'est nécessaire et justifier et pratiquer la maintenance sur la base d'informations objectives. Cette forme moderne de maintenance fait appel à plusieurs techniques, dont la plus utilisée est l'analyse vibratoire. Celle-ci joue un rôle important dans le dépistage et le diagnostic des défauts.

Le diagnostic permet de discerner entre les états normaux et anormaux des machines. Il contribue à la définition des programmes de maintenance. Il permet d'éviter les catastrophes et augmente la disponibilité des machines tournantes, grâce à la prévention des risques de panne et des interventions de maintenance planifiées. Il permet aussi de réduire les coûts de maintenance.

Les machines tournantes vibrent pendant leur fonctionnement, qu'elles soient neuves ou en état de défaillance. Elles sont le siège de phénomènes vibratoires particuliers liés à des sources d'excitation variées dues à l'effet de rotation, au couplage vibrations/mouvements de rotation/écoulements tournants, à la symétrie périodique ou quasi-périodique des structures, et à l'amortissement interne et externe.

Le niveau de dégradation est donné ou quantifié par des indicateurs fournis par traitement du signal. Parmi les indicateurs de surveillance et de diagnostic, on cite les indicateurs statistiques, spectraux, énergétiques,

Notre travail va s'intéresser au calcul des indicateurs statistiques tels que le kurtosis, le facteur de crête, la valeur efficace et des indicateurs spectraux. A partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier les interventions mécaniques. L'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un bilan complet de la machine. Le contrôle des machines tournantes par l'analyse vibratoire est notamment utilisé pour la surveillance des composants fragiles ou stratégiques d'un système (roulements, engrenages, rotors,...).

Plusieurs travaux de recherches se sont intéressés à ce domaine. On peut résumer ces travaux de recherche de la manière suivante :

- La méthode de l'analyse vibratoire fréquemment utilisée pour la surveillance d'état des machines tournantes fut examinée par Stewart en 1976, par Smith en 1980 et par Taylor en 1995. [3].[4].[5]. Smith a déterminé les défauts de déséquilibre massique du rotor, les criques (les fissures) dans les arbres...etc. Il les a décrit d'une façon qualitative. Ces défauts peuvent être identifiés par leurs caractéristiques vibratoires et par les effets inclus et provoqués par la non linéarité. Stewart et Taylor ont également inclus des informations sur le processus réel d'analyse et de traitement de données pour chaque diagnostic.

En 1976, Downham décrit les développements récents dans le diagnostic de défaut de fonctionnement des machines tournantes par l'analyse de vibration. L'étude a été décrite sur la détection des défauts dans les paliers, les engrenages, les roulements et les ailettes des turbines. L'approche générale au diagnostic de défaut de système a été discutée par rapport aux machines tournantes. [6].

- En 1984, Thomas décrit une stratégie de surveillance typique de vibration pour des grands turbogénérateurs (plus de 500 MW). Il a considéré comme type de mesure, la fréquence mesurée. Il a également donné une présentation détaillée sur les avantages financiers. [7].

- En 1985, Mac Fadden propose aussi une technique pour le diagnostic d'une fissure dans les engrenages afin d'obtenir l'enveloppe d'un signal démodulé en amplitude. Cette technique a permis de mettre en évidence de la présence d'une fissure. [8].

- En 1988, Göttlich présente l'idée de la carte de surveillance à distance (off-line) de l'état de vibration de la machine. L'objectif était de faire connaître les informations qui indiquent l'efficacité maximum d'exécution de ce programme de diagnostic. La carte est construite relativement aux données de l'efficacité maximum réelle et l'efficacité dans la forme adimensionnelle. [9].

- En 1991, Cempel, a employé la méthode de distribution de Pareto pour les tests de diagnostic des machines. Il a prouvé que la méthode développée pour la surveillance conditionnelle des processus tribo-vibro-acoustiques pourrait être généralisée pour des procédés de vibration et employée dans la surveillance d'état vibratoire d'une machine. [10].
- En 1992, Su et Lin ont développé un modèle précédent proposé par Mac Fadden et Smith pour décrire les vibrations d'un roulement provoqué par un défaut simple, et ont donné un aperçu détaillé sur l'analyse des spectres de vibration.[11].[12].

Par la suite, le diagnostic de l'anisotropie et de l'asymétrie dans les machines tournantes a été traité par **Lee** et **Johen** 1994 [13]. Ils ont développé une méthode incorporant des fonctions directionnelles de réponse en fréquence. L'anisotropie et l'asymétrie peuvent causer un mouvement de balourd qui peut exprimer l'usure par fatigue. Cette anomalie influence les caractéristiques du système tel que l'équilibre et les vitesses critiques. [13].

- En 1995, Sekhar et Prabhu ont discuté l'effet du désalignement d'accouplement sur les vibrations des machines tournantes. Le désalignement de l'axe peut être une cause très importante de vibration, due aux forces de réactions produites par les accouplements des axes. [14].
- En 1996, Halliwell a montré la possibilité de mesurer les vibrations de torsion avec un vibromètre de torsion à laser éliminant aussi le besoin des pièces mécaniques encombrantes. L'utilisation du laser a beaucoup d'avantages significatifs dans des applications pratiques, où la mesure de vibration a posé des problèmes, c'est non seulement en raison des difficultés pratiques d'usure d'appareillage de mesure, par ce que des limites supplémentaires de la masse et de rigidité sont souvent ajoutés au système par des méthodes traditionnelles. [15].

- En 1996, Smalley et al ont présenté une méthode pour évaluer la sévérité de vibration en terme de probabilité des défauts par l'analyse des signaux de vibration et de son coût relatif en utilisant la méthode de la valeur nette. La question pour ne pas arrêter la machine pour l'entretien a été considérée et quelques directives ont été formulées, en comparant le coût d'entretien et le temps de panne aux coûts possibles qui seraient inconnus par des défauts. [16].

- En 1999, **Shiroshiet** al ont étudié les méthodologies de détection des défauts de roulement basées sur l'analyse de vibration pour l'identification du rapport entre les caractéristiques du signal et la taille du défaut. [17].

- Par la suite, Miloudi et Bezouene se sont intéressé à l'application de l'analyse spectrale pour la détermination de la périodicité des chocs générés par le défaut de roulement. Penga, Chua et Peter se sont basés sur la détection des défauts provoqués par le frottement entre le rotor et stator avec une présentation de la méthode de scalogramme (conventionnelle). De là, AssafGhanem a présenté le développement d'une méthodologie de couplage de modèles 1D poutre et 3D pour l'analyse dynamique avancée des machines tournantes. La méthode Arlequin est une méthode de raccord de modèles autorisant par l'intermédiaire d'une technique de superposition, de coupler des modèles numériques de nature différente. Cécile Capdessus'est intéressée aussi sur les vibrations d'un réducteur à engrenages. Elle montre comment l'analyse de cepstre peut être utilisée pour diagnostiquer de façon précoce l'apparition d'un défaut sur l'une des roues du réducteur et de déterminer laquelle. Un modèle des vibrations est utilisé pour mettre en évidence leurs caractéristiques cyclo-stationnaires et des résultats obtenus par l'application de la fonction de corrélation spectrale sont montrés et commentés dans l'optique d'une aide au diagnostic. [18]. [19]. [20]. [21].

- En 1992, JarirMahfoudh a présenté une étude théorique et expérimentale, permettant d'optimiser la méthode des coefficients d'influence. Un dispositif est développé pour rendre pratique les procédures d'équilibrage. Le comportement dynamique d'un rotor simple est étudié afin de présenter les phénomènes et les paramètres intervenant dans l'équilibrage. La méthode des coefficients d'influence et les procédures développées sont présentées. Un dispositif d'équilibrage quasi-automatique est développé et testé numériquement et expérimentalement. De là, Marc Blusseauen a étudié des turbomachines en fonctionnement soumises à des vibrations qui réduisent leur durée de vie. Il montre l'intérêt d'une disposition régulière des sondes par rapport à une disposition quelconque. Il développe de nouvelles méthodes, en distinguant les signaux selon leur contenu spectral. [22]. [23]. Pierre Fabryen a proposé une technique de séparation de sources basée sur des statistiques d'ordre deux, applicable aux signaux vibratoires de machines tournantes. De tels signaux sont modélisés comme la somme d'un nombre inconnu de sinusoïdes perturbées par des bruits aléatoires. [24].

Grâce au développement et la disponibilité de l'outil informatique et des méthodes de calcul, surtout au cours des dernières années, les logiciels industriels sont devenus des outils technologiques d'une extrême importance. Ils permettent de réaliser, entre autres, la modélisation et la simulation numérique, la conception et le fonctionnement des machines tournantes pour le développement, l'amélioration et l'optimisation de leurs performances industrielles. [25]. [26]. [27]. [28]. [29]. [30]. Ces outils de calcul, permettent la détermination des caractéristiques mécaniques en termes de déplacements, de déformations et de contraintes, fixant le facteur de sécurité de la résistance des matériaux de la structure du système et la prédiction des paramètres structuraux de la structure en termes de fréquences naturelles, de modes propres et d'amortissements modaux fixant les facteurs de la qualité dynamique de la structure.[31]. [32]. [33]. En se basant sur les, les techniques d'analyses numériques en général et la méthode des éléments finis (MEF) en particulier qui permet d'évaluer la comportement des systèmes dynamiques et la détermination des caractéristiques

modales de ces systèmes [34]. Ces techniques de modélisation et de traitement paramétriques modernes des structures dynamiques facilitent la détermination des causes des défaillances à l'avance. Elles permettent la découverte rapide des changements dans la conception et réduisent le poids et le coût du système en améliorant ses performances statiques et dynamiques avec son environnement tout en conservant des facteurs de sécurité et de qualité acceptables du produit fini avant même d'investir dans le prototypage et les tests expérimentaux. [35].

L'analyse dynamique libre et forcée des systèmes par éléments finis 3D permet la prédiction des paramètres modaux et des conditions de résonances de la structure. Ces paramètres structurels aident à fixer les performances dynamiques souhaitées pour des fins de stabilité et de fiabilité du système pendant la durée de service prévue [36].

La formation et la diffusion des fissures dans les lignes d'arbres en rotation est un problème qui préoccupe en même temps les concepteurs et les exploitants des machines tournantes en général. Le bon fonctionnement de ces systèmes est assuré fréquemment par une surveillance et une analyse vibratoire en temps réel. La procédure s'appuie sur des modèles numériques et des algorithmes robustes validés par des tests expérimentaux. Elle permet ainsi un suivi ponctuel rigoureux de l'état de santé mécanique des matériaux et des machines ainsi qu'un diagnostic précoce des principales défaillances de la structure. [37]. [38]. [39].

Ouali Mohamed, Chérif Khélifi, Magraoui Rabah et Mourad Dougdad se sont intéressés à l'analyse des différentes études effectuées sur la stabilité des lignes d'arbre en torsion et des machines tournantes. Ils ont développé une approche de modélisation dynamique de la chaîne d'entraînement électromécanique d'une éolienne rapide à trois masses en torsion. Ces mêmes auteurs procèdent à la modélisation et l'analyse dynamique d'un rotor éolien à axe horizontal de faible Puissance. [40]. [41]. [42] . [43]. Dans un de leurs articles, ils effectuèrent une rétrospective des principaux paramètres modaux, dans le but d'en discuter leurs sensibilités face à l'identification précoce d'une fissure transversale dans une poutre d'acier (arbre, tube, barre, etc.) et de rechercher d'éventuelles propriétés plus sensibles, le cas échéant. Les résultats préliminaires expérimentaux obtenus ont montré que les

paramètres utilisés présentent une faible sensibilité du fait qu'ils sont tributaires des erreurs de mesure et du taux de variation de la raideur globale de la structure. Ces mêmes auteurs se sont intéressés à la résolution et au mouvement d'un rotor avec une déformation sous des effets de défaut. [45]. Une méthode est proposée pour permettre une meilleure approche de ce problème. Cette méthode est basée sur la subdivision de la structure en sections de point de masse qui permettent de considérer le mouvement de rotation avec des déformations des rotors. La méthode est implémentée sur un logiciel de simulation d'ingénierie dédié à la dynamique des rotors et les résultats de calcul sont validés par rapport aux données expérimentales des simulations dans les rotors. Aussi, ils ont insisté sur le fait que pour la maintenance des machines rotatives et l'inspection industrielle, les phénomènes de craquage sont des événements imprévisibles, car l'apparition d'une fissure et sa croissance sont inévitables pendant la durée de vie du système. Les modèles actuels pour le comportement des fissures dans les arbres ou les tubes ont été développés en partie grâce à la méthode des éléments finis.[46]. Une nouvelle approche est proposée pour améliorer la précision de ces modèles. Par conséquent, une certaine modification des modèles a été effectuée afin de les corriger et de compléter l'évaluation des calculs de la flexibilité locale du tube. Ces modifications ont été testées. L'évaluation des modèles a montré un bon accord pour la rigidité.

Pour notre travail, on se concentrera sur les mesures de vibrations dans plusieurs secteurs industriels opérationnels, à savoir : les cimenteries, les briqueteries, les céramiques, ainsi que les semouleries et les stations de concassage.

Par l'application de la méthode d'analyse vibratoire, on aboutit à la détection des défauts non seulement le déséquilibre et de désalignement, mais aussi le défaut de roulement et le défaut d'engrènement dans les machines tournantes.

Les cas pratiques présentés permettent aussi, de proposer plusieurs indicateurs de détection utilisés comme mesures globales de vibrations : la valeur

crête, la valeur moyenne et RMS en terme de vitesse et accélération. Des indicateurs encore spécifiques aux défauts induisant des chocs relatifs aux roulements et aux engrenages sont également utilisés notamment le kurtosis.

Chapitre 1

Maintenance conditionnelle et techniques de diagnostic des machines tournantes

1.1. Politiques de maintenance :

Le service de maintenance a pour mission de gérer l'outil de production et de le rendre disponible pour permettre la fabrication envisagée en quantité et qualité.

Les spécialistes de la maintenance ont identifié sept (7) objectifs importants et qui ne sont pas tous compatibles ni acceptés par toutes les entreprises car elles n'ont pas toutes, et de loin, la même perception de ce que doit être la fonction maintenance. Les principaux objectifs sont :

- La réduction des coûts d'entretien,
- La durée maximale d'utilisation (longévité du matériel),
- Le taux de disponibilité le plus élevé possible,
- La réduction de la durée des pannes et de leur fréquence,
- Un fonctionnement efficace et fiable,
- La réduction des coûts de production (meilleur rendement),
- La qualité de la production (satisfaction des normes des tolérances, des spécifications.... Pour ne pas avoir de rebuts).

Jusqu'à ces dernières années, l'entretien des machines et le remplacement des pièces soumises à usure, pouvaient être envisagés uniquement de deux manières :

- L'attente de la casse (maintenance corrective),
 - Le remplacement à intervalles réguliers, déterminé par le constructeur à base des statistiques relevées sur plusieurs cas vécus. Mais sur le terrain, l'utilisation des machines diffère d'un milieu à un autre, tenant compte de l'exploitation de l'équipement, l'entretien, l'humidité, la poussière, l'étanchéité, le graissage, la surcharge,.....etc. Donc, on ne peut pas trop

compter sur la durée de vie de l'organe, recommandée par le constructeur, car la panne peut la précéder.

Aujourd'hui, et avec la conception des logiciels, l'être humain est arrivé à exploiter sa machine au maximum, et ce par l'installation d'un système de surveillance efficace et permanent des machines tournantes. La compétition économique conduit les entreprises à s'équiper avec du matériel de plus en plus sophistiqué, performant mais coûteux (introduction accrue de l'électronique, d'automates, de machines à grande vitesses, à cadence rapide....). Il convient d'utiliser les techniques de surveillance adéquates. On observe donc un intérêt croissant et la mise en place progressive d'une politique de maintenance prévisionnelle et prédictive, dite aussi maintenance conditionnelle, dont les objectifs sont de :

- Prédire les pannes,
- Déclencher l'intervention d'entretien à partir de symptômes constatés et selon l'état réel des équipements,
- Utiliser les équipements le plus longtemps possible sans intervention.

Ces objectifs peuvent être raisonnablement atteints par une formation spécifique du personnels et par la mise en place de moyens et procédures appropriés et approuvés tel que :

- La surveillance des équipements en service par la mise en place de capteurs et d'indicateurs de pression, température, corrosion, vibrations, état de surface, contrainte, analyse de lubrifiant.... Ce qui constitue la source d'information, relative à la technique de surveillance adoptée,
 - Le relevé des mesures, constitution d'historiques,
 - L'identification des tendances avec extrapolation pour prédire quand un ou plusieurs paramètres opératoires vont dépasser des limites acceptables et avec une bonne probabilité que l'équipement sera défaillant peu après (Pronostic).

1.2. Principe de maintenance conditionnelle et stratégie de surveillance vibratoire :

Le principe de la maintenance conditionnelle est basé sur la détection précoce d'un défaut mécanique ou électrique qui peut surgir lors du fonctionnement d'une machine tournante, et du suivi de son évolution dans le temps. La surveillance des machines tournantes dans le milieu industriel, s'appuie essentiellement sur l'extraction d'informations révélatrices des conditions de dégradation rencontrées. Dans ce contexte, plusieurs sources d'information ont été explorées et expérimentées dans le passé, avec plus ou moins d'efficacité comme l'analyse d'huile, la thermographie, l'émission acoustique, l'analyse des particules, l'analyse vibratoire avec une plus grande intensité et autres.

L'analyse vibratoire occupe une place prépondérante dans le dépistage et le diagnostic des défauts des machines tournantes. La surveillance par l'analyse vibratoire a considérablement évolué ces dernières années. Elle servait essentiellement à assurer la protection d'une machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes. Cette opération est assurée par le déclenchement d'une alarme ou par l'arrêt de la machine si l'amplitude de vibrations atteint des valeurs excessives. Cette surveillance doit permettre la détection précoce de défauts et le suivi de leurs évolutions dans le temps. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires. Ces interventions se font lors des arrêts techniques de fabrication ou en provoquant des arrêts programmés en fonction notamment des impératifs de production.

1.3. Défaillances probables des machines tournantes :

Une machine tournante n'est en fait qu'un jeu de mécanisme mobile entre eux, et d'organes combinés dans le but d'effectuer une tâche précise, transformer une énergie, transmettre un mouvement,....etc.

Une panne dans une machine tournante n'est que la résultante d'une avarie ou une suite d'avarie sur l'un ou plusieurs organes. Chaque machine à ses propres organes pour lesquels il faut déterminer les défaillances probables qui peuvent surgir. [47]

En pratique, Il existe plusieurs modes principaux de défaillances des engrenages Les engrenages sont parmi les organes les plus sensibles de la

chaîne cinématique d'une machine et peuvent être soumis à un grand nombre d'avaries qui apparaissent lors du fonctionnement et dont les causes sont multiples. Mis-à-part les défauts de fabrication et de montage, on distingue principalement deux catégories de défauts pouvant atteindre un jeu d'engrenage, les défauts généralisés et localisés. [47]. [48].

Le tableau suivant représente la distribution des défaillances et la localisation de ces défaillances dans les boîtes de vitesses.

Cause de défaillances	%	Localisation	%
Maintenance	24	Engrenage	60
Traitement Thermique	19	Paliers	19
Conception	12	Arbres	10
Assemblage	09	Carters	07
Corps étrangers	08	Fixations	03
Fabrication	08	Joints	01
Autres	20		

Tableau 1.1 : Distribution des défaillances et localisation de ces défaillances dans les boîtes de vitesses

1.3.1. Défauts d'engrènement :

Lors du fonctionnement des engrenages, on peut rencontrer des difficultés liées à plusieurs paramètres.[48].

1.3.1. a. Défauts de lubrification :

Lors du fonctionnement, le phénomène de lubrification peut nuire au bon fonctionnement de ce mécanisme.

Pour éviter tous les phénomènes de chaleur, il est recommandé d'utiliser lors de l'usinage, du montage et du fonctionnement des lubrifiants ou des agents de refroidissement.

Ils agissent :

- En diminuant le coefficient de frottement copeau-outil et outil-pièce, c'est l'effet lubrifiant,

- En refroidissant l'outil et la pièce pour évacuer la chaleur produite, c'est l'effet réfrigérant.

-

En pratique, le débit doit être abondant et fonction de la puissance absorbée.

1.3.1. b. L'usure :

L'usure est un ensemble complexe de phénomènes difficiles à interpréter, amenant une émission de débris avec perte de masse, de cote, de forme, et s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces. C'est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre.

Selon la valeur de la charge et de la vitesse de glissement en chaque point de contact des surfaces actives, l'usure se développe plus ou moins rapidement. Dans les transmissions fermées c'est-à-dire abondamment lubrifiées la présence d'abrasif dans le lubrifiant augmente la vitesse d'usure et provoque une usure irrégulière des surfaces conjuguées.

Parmi les types d'usure, on peut citer :

- Usure normale,
- Usure anormale.

L'usure normale, inversement proportionnelle à la dureté superficielle des surfaces actives, progresse lentement et généralement.

Elle est négligeable pour les surfaces dures et les dentures de petits modules.

L'usure anormale est une conséquence directe de l'usure normale. Elle se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif.

Ce type d'usure conduit à une usure irrégulière des surfaces actives donc à un mauvais fonctionnement du couple de roues dentées.

1.3.1. c. Le grippage :

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact.

La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.



Figure 1.1 : Phénomène de grippage

Deux types de grippage peuvent être cités. Il s'agit du grippage localisé et du grippage généralisé.



Figure 1.2. : Phénomène de grippage localisé

Le grippage localisé correspond à des arrachements ou des adhérences qui modifient soudain l'état d'une petite partie de la surface des dents.

Les causes de ce phénomène sont multiples:

- Imperfection d'usinage,
- Défaut d'alignement des dentures,

- Déformation en charge,
- Passage d'une particule étrangère dans la denture,
- Surcharge brutale,
- Défaut temporaire de lubrification,
- Etc,...

Le grippage généralisé est une avarie très brutale attribuée à une rupture du film lubrifiant par suite de températures de surface trop élevées. Il est reconnaissable au fait que le cisaillement des microsoudures amène des transferts de métal d'une denture sur l'autre, ou l'émission de débris.



Figure 1.3 : Phénomène de grippage généralisé

Aussi, il est une usure catastrophique qui détruit typiquement les dentures non traitées, de gros module, fonctionnant à des vitesses faibles.

Concernant le cas du grippage, on peut calculer sa tenue au grippage. Dans ce domaine, il n'existe pas encore de méthode de calcul sûre.

Les critères susceptibles de déterminer le degré de grippage des dents influant sur leur aptitude à transmettre la charge n'est pas encore établi.

Pourtant, le calcul basé sur la comparaison de la température instantanée de l'engrenage avec les valeurs admissibles établies expérimentalement permet d'obtenir des facteurs approximatifs contribuant à l'amélioration de l'engrenage.

1.3.1. d. Les piqûres :

Ce phénomène est caractérisé par l'apparition sur toute la surface active des dents de petits trous peu profonds en forme d'éventail dont la pointe est tournée vers le pied des dents motrices ou vers le sommet des dents menées.

La taille de ces trous est de 0.3 à 2 mm tandis que la profondeur est de l'ordre de 0.1 mm. C'est une avarie qui se produit surtout dans les engrenages en acier de construction relativement peu dur.

On peut y remédier en utilisant un lubrifiant à viscosité élevée.

1.3.2. Autres défaillances :

Pour les autres défaillances qui n'ont pas été citées, on trouve :

- Ecaillage,
- Fissuration,
- Rupture par fatigue,
- Corrosion,
- Erosion,
- Etincelage.

1.3.2.a. Ecaillage :

Contrairement aux piqûres, l'écaillage se manifeste par l'apparition de trous beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus. L'écaillage affecte les surfaces actives cémentées. La couche de cémentation confère à l'engrenage une dureté superficielle accrue et élimine ainsi le phénomène d'usure. L'écaillage résulte de l'action des forces de frottement sur les dents en acier très chargées.

La figure suivante illustre ce phénomène :



Figure 1.4 : Phénomène d'écaillage

Les particules de métal de la couche superficielle des dents de la roue menante se déplacent à partir du centre instantané de rotation et celles de la roue menée vers le centre instantané de rotation, Il se forme ainsi le long de la ligne d'action des rainures sur la roue menante et une crête sur la roue menée. L'écaillage conduit directement vers la rupture.

L'écaillage survient d'une façon quasi systématique en cas de portée défectueuse des dentures, il se localise alors dans des zones bien déterminées des dents, le plus souvent à leur extrémité.

1.3.2.b. Fissuration :

Ce défaut apparaît dans les dentures en aciers fins durcis par traitement thermique et qui sont sensibles aux concentrations de contraintes.

L'apparition des fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau et généralement elle se trouve du côté de la dent sollicitée à l'extension.

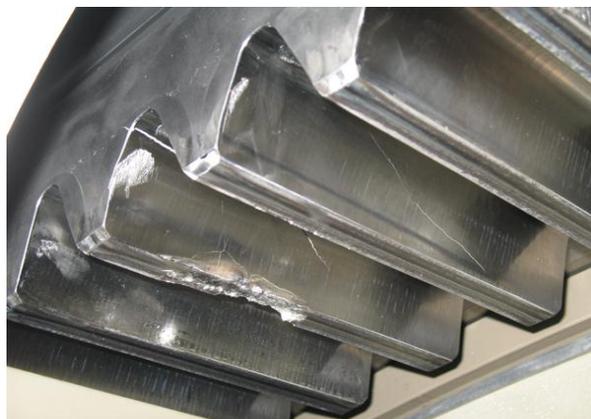


Figure 1.5 : Phénomène de fissuration

La fissuration progresse à chaque mise en charge de la dent.

Les fissurations sont de diverses sortes, généralement liées à des défauts de fabrication ; elles peuvent altérer l'état des surfaces, comme par exemple des fissures dues aux forgeages, des tapures de trempe, des criques de rectification, des criques d'origine thermique, des fissures de fatigue,...

1.3.2.c. Rupture par fatigue :

Lors de leur fonctionnement, les dentures sont exposées non seulement aux phénomènes d'usure qui dégradent leur surface, mais aussi à d'autres processus de mise hors service comme les ruptures par surcharge, par choc ou par fatigue.

Comme tous les phénomènes de fatigue, la rupture par fatigue est une dégradation progressive.

Contrairement aux autres formes d'usure, celle-ci concerne les engrenages bien lubrifiés.

Les endommagements peuvent rester longtemps cachés avant de se manifester brutalement, ou bien se révéler de façon spectaculaire et précoce. L'usure par fatigue est lente et habituellement masquée par l'abrasion ou l'adhésion.



Figure 1.6 : Phénomène de rupture par fatigue

1.3.2.d. Corrosion :

La figure suivante représente le phénomène de corrosion :

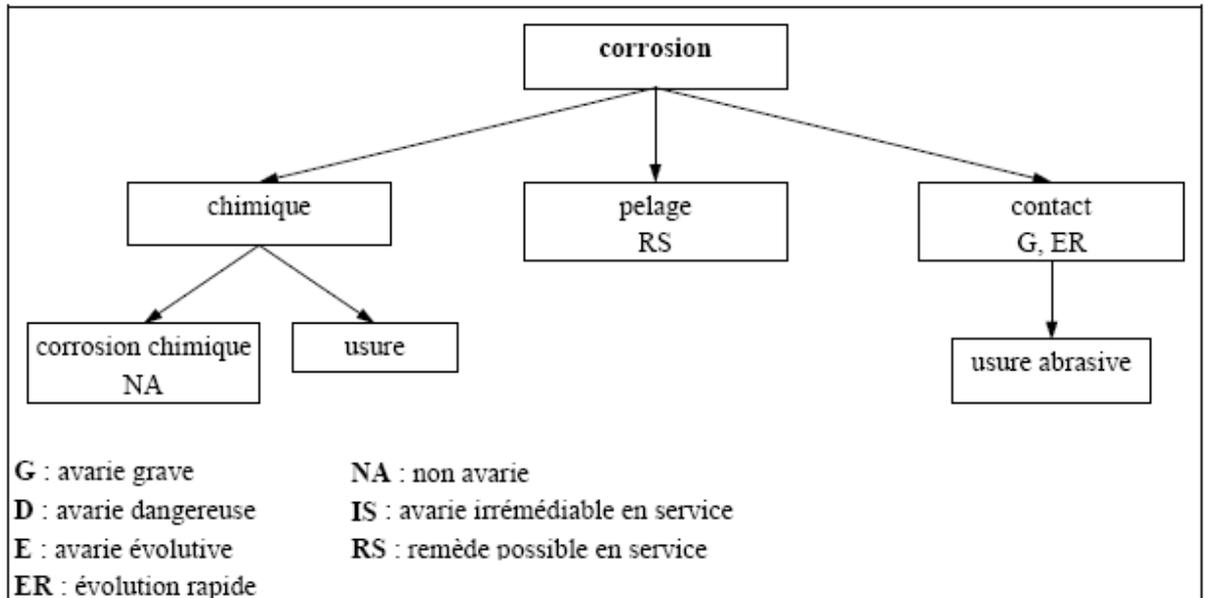


Figure 1.7 : Phénomène de corrosion

La corrosion chimique provoque :

- Des taches de couleur brune rouge,
- Des irrégularités de surface,
- Des piqûres souvent foisonnantes, plus ou moins bien réparties sur tout ou partie des zones exposées.

La corrosion de contact des quantités importantes d'oxydes abrasifs qui vont polluer les lubrifiants et provoquer, dans les cas graves, une usure destructrice.

Elle concerne :

- D'une part les dentures ordinaires soumises, pendant le transport ou l'arrêt, à des vibrations d'origine extérieure,
- D'autre part les accouplements à denture soumis, avec une protection insuffisante, à des vibrations de torsion ou à de petits mouvements dus au désalignement.

1.3.2.e. Surchauffe :

Elle résulte d'un échauffement anormal consécutif à une surcharge, une survitesse, un défaut de lubrification.

Les plages colorées que l'on constate ne doivent pas être confondues avec le résultat d'une oxydation ou d'une corrosion.

La chute des caractéristiques mécaniques favorise l'apparition du grippage et dans les cas les plus graves, elle peut conduire à un écrasement de la denture par fluage à chaud.

1.3.2.f. Erosion par cavitation :

L'érosion par cavitation peut se manifester au niveau des dentures lorsque celles-ci se meuvent perpendiculairement à leur surface. Un tel mouvement se produit lors de l'engrènement sous l'effet de vibrations. Il en résulte une alternance de surpressions et de dépressions au sein du lubrifiant.

Si ce dernier contient un produit susceptible de se vaporiser (eau, essence ...) et si les conditions s'y prêtent, alors des bulles se forment, puis implosent en provoquant des ondes de choc. Il constate alors l'apparition des micro-cratères caractéristiques de la cavitation.

1.3.2.g. Etincelage :

Il est caractérisé par la formation d'une multitude de petits cratères résultant du passage intempestif d'un courant électrique, cratères qu'il ne faut pas confondre avec des piqûres provoquées par la fatigue des couches superficielles.

Les traces sont ici en forme de cupules présentant, juste après leur formation, un rebord provenant de l'éjection du métal fondu. L'examen métallographique montre fréquemment des structures de trempe et de revenu.

Si ces cratères sont provoqués par des courants vagabonds, ils sont généralement répartis sur l'ensemble de la denture.

1.4. Défauts de roulements :

Les roulements sont, sans doute, les organes les plus sensibles dans l'entretien des machines tournantes. Lorsqu'on sait que d'après une étude menée par la société SKF, 27% des dégradations de roulements ont pour origine des maladroites de montage, on imagine l'intérêt que l'on peut avoir à les remplacer

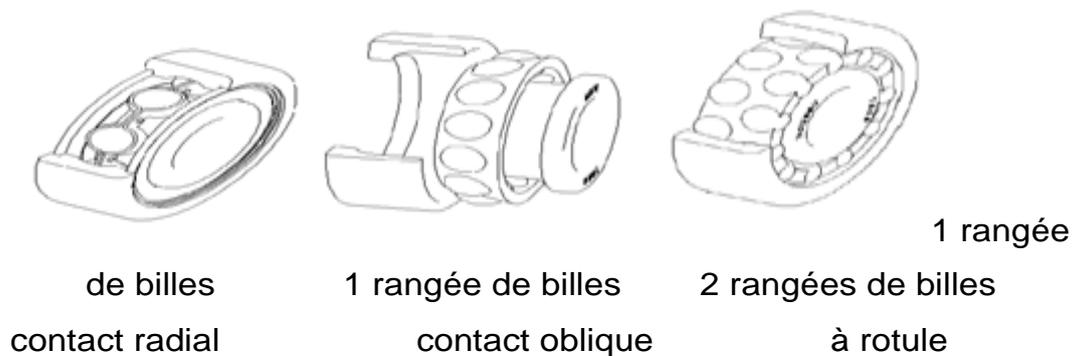
le moins souvent possible, donc à éviter les démontages systématiques en optant pour une stratégie de surveillance appropriée. [49].

Un roulement est composé des éléments suivants :

- Une bague intérieure et une bague extérieure comportant des chemins de roulements,
- Des éléments roulants, billes, rouleaux ou aiguilles, facilitant la rotation des deux bagues avec un frottement minimal,
- Une cage séparant les éléments roulants et permettant le guidage.

Chaque type de roulement présente des caractéristiques qui dépendent de sa conception et qui le rendent plus ou moins adapté à une application donnée. Par exemple, les roulements rigides à billes peuvent supporter des charges radiales modérées ainsi que des charges axiales. Ils ont un faible frottement et peuvent être produits avec une grande précision et dans des variantes silencieuses. Ils sont donc préférés pour les moteurs électriques de petites et moyennes dimensions. Les roulements à rotules à rotule sur rouleaux admettent de très fortes charges et peuvent s'aligner automatiquement. Ces propriétés les font utiliser par exemple dans l'industrie lourde où les charges sont élevées et peuvent entraîner des déformations et des défauts d'alignement. Dans de nombreux cas cependant, il faut tenir compte de plusieurs facteurs et subordonner la décision à une appréciation pondérée de ceux-ci. On ne peut donc énoncer de règles absolues pour le choix du type de roulement. [50].

Les principaux types de roulements sont illustrés dans la figure 1.8 :



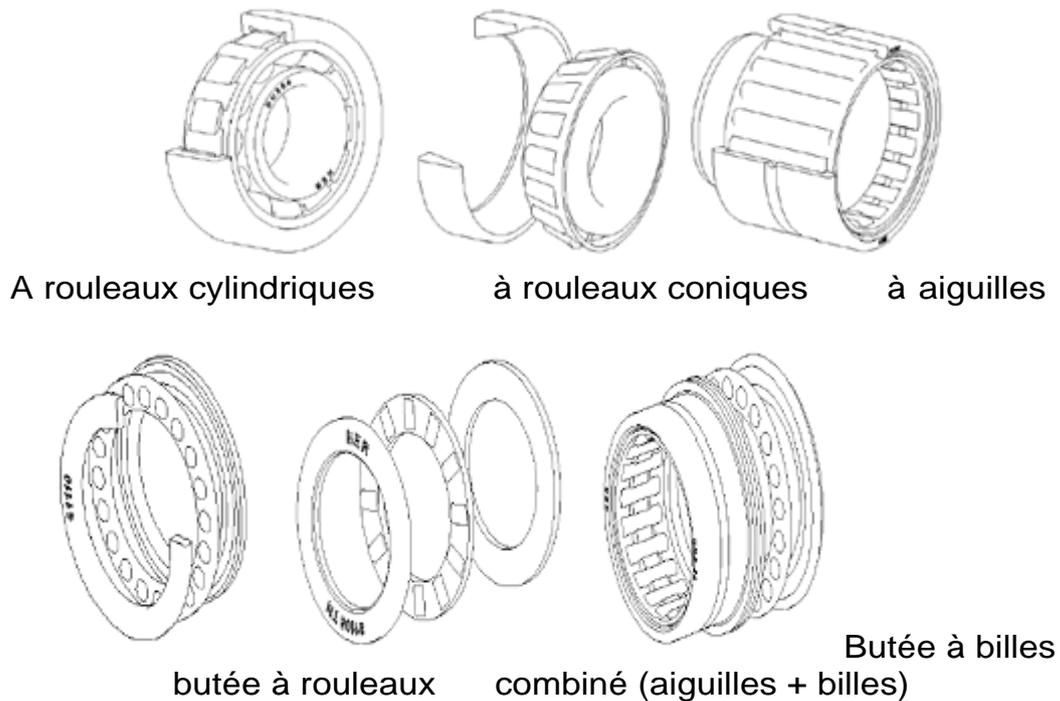


Figure 1.8 : Différents types de roulements pour différentes application

Selon leurs applications et la criticité des machines sur lesquelles ils sont montés, les roulements nécessitent plus ou moins une surveillance et un entretien préventif. Pour cela le suivi des niveaux de vibration et de température constitue la source d'information la plus utilisée. Un modèle théorique pour le calcul de la durée de vie des roulements est souvent fourni par les constructeurs. Cependant l'apport de nombreux facteurs, dévie les conditions normales de fonctionnement en provoquant des détériorations prématurées, et altère la durée de fonctionnement prédite. Les aspects de ces détériorations se manifestant dans la plupart des cas par un arrachement de matière plus ou moins important comme :

- L'écaillage qui se caractérise par des traces de fissuration et d'arrachement de fragments de matière,
- Le grippage pour lequel en plus de l'arrachement de matière, des traces brunes dues à l'échauffement, des déformations de corps roulants, et des micro-fusions peuvent apparaître,

- Les fissures, cassures qui se manifestent avec des traces visibles d'outils, et des ruptures des bagues,
- La corrosion de contact qui se manifeste avec des taches d'oxydation sur l'alésage, le diamètre extérieur et les faces d'appui du roulement,

L'usure généralisée qui apparaît sur des corps roulants, des pistes et des cages (teinte grise), elle est due à l'intrusion d'une particule abrasive,

- La détérioration des cages qui se manifeste sous plusieurs formes : déformation; usure ou rupture des cages,
- Les cratères et cannelures : Les premiers sont caractérisés par des piqûres à bords nets liées en chapelet et sont propres aux roulements à billes, quant aux cannelures propres aux roulements à rouleaux, elles sont caractérisées par une succession de plages étroites parallèles.

Les facteurs d'environnement, comme la lubrification, la charge, la vitesse, les défauts d'alignement et autres, ont une influence déterminante sur la vie du roulement. Les tableaux suivants illustrent les défauts et les facteurs d'environnement s'y rapportant, liés à la fatigue ou non.

Mode d'avarie prématurée	Facteurs d'environnement
Ecaillage par inclusion	Vitesse et charge Zone de charge Faible épaisseur de film d'huile

Ecaillage par concentration de contraintes	Défaut d'alignement Zone de charge Faible épaisseur de film d'huile
Ecaillage par origine ponctuelle en surface	Aspérité de surface Faible épaisseur de film d'huile
Ecaillage superficiel	Faible épaisseur de film d'huile
Fatigue en sous couche	Charge
Fissuration transversale	Fatigue aggravée par les conditions de fonctionnement.

Tableau 1.2 : Détériorations causées par la fatigue

Mode d'avarie prématurée	Facteurs d'environnement
Usure	Choix du lubrifiant Contamination de l'huile
Grippage et échauffement	Faible épaisseur de film d'huile Charge et vitesse
Ecaillage par origine ponctuelle en surface	Vibrations

Tableau 1.3 : Détériorations indépendantes de la fatigue

1.5. Défauts de déséquilibre des rotors :

En pratique, il est impossible d'avoir une concentricité parfaite des centres de gravité de chaque élément constitutif d'un rotor, cela conduit à la naissance des forces centrifuges qui déforment le rotor. Ces déséquilibres proviennent 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, ...).

-

1.5.1. Balourd d'origine mécanique :

Perte de matière : Un balourd peut être provoqué par une perte de matière ; ailette, rupture d'une aube et autres. On observe alors une élévation instantanée des niveaux de vibrations.



Figure 1.9 : Perte de matière sur les pales d'une turbine d'un Atomiseur/Céramique

- Fluage : Un balourd peut être aussi observé suite à un phénomène de fluage créant une déformation permanente de l'arbre et générant des vibrations élevées. Ce phénomène est souvent rencontré après un arrêt prolongé de la machine.



Figure 1.10 : Déformation (flexion) après une période d'arrêt d'un rotor d'un concasseur

- Érosion, dépôt de matière : L'érosion des aubes conduit, dans la plupart des cas, à la création d'un balourd. Le balourd se manifeste alors avec une évolution lente des vibrations à la fréquence de rotation.



Figure 1.11 :

- a) Usure et déformation d'une turbine remonte boules d'une usine de pattes
- b) Dépôt de matière sur les pales d'une turbine d'extraction déchets dans un Moulin

1.5.2. Balourd d'origine thermique :

Déformation des rotors : Un balourd peut se manifester suite à une déformation dissymétrique du rotor sous l'effet de contraintes thermiques, ceci

se produit lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme. Ce genre de phénomène peut être détecté en corrélant les variations de température et de vibrations. La rapidité de l'évolution renseignera sur l'origine du défaut.



Figure 1.12 : Déformation du rotor portant la turbine d'un ventilateur de répartition de chaleur dans un séchoir d'une céramique

➤ Glissement et dilatation contrariée des bobinages de machines électriques : Un balourd peut se manifester aussi suite à une mauvaise dilatation du bobinage provoquant une torsion du rotor, ce qui produit d'importants niveaux de vibration.



Figure 1.13 : Déformation (flexion) du rotor bobiné d'un moteur électrique

1.6. Défaut d'accouplement :

Les accouplements lient les arbres en rotation de deux machines, ils peuvent être : [51]

- Rigides,
- Plus ou moins souples afin d'absorber les vibrations de torsion et les désalignements des deux machines,
- A cardans : transmettant les vibrations de torsion mais permettant un désalignement important des deux arbres,
- Interruptibles : embrayages, coupleurs et autres,

Les défauts des accouplements rigides ou élastiques proviennent :

- Du non alignement important des arbres avec pour conséquence des couples de réaction en flexion sur les arbres des machines et une non concentricité des arbres dans les paliers,
- Du manque de souplesse de l'accouplement qui transmet les couples vibratoires de torsion d'une machine à l'autre,
- D'une très grande souplesse ou d'un manque d'amortissement, avec pour conséquence soit un échauffement prématuré de l'accouplement soit des chocs créés par les allers-retours en butée de la partie rigide de l'accouplement dans la partie élastique.

Pour les accouplements interruptibles : d'un dérèglement de l'automatisme aboutissant soit :

- A un patinage long des surfaces de frottement qui sont en présence, avec pour conséquence un échauffement de ces surfaces suivi de leur usure,
- Soit à des chocs au moment de l'accouplement ou du désaccouplement sous charge.

La mise en évidence de ces défauts fait intervenir des techniques de mesures vibratoires, de position des arbres et de température. Ils ont des conséquences sur l'ensemble des organes de la ligne d'arbre. [48].



Figure 1.14 : Accouplement rigide



Figure 1.15 : Accouplement élastique



Figure 1.16 : Accouplement à cardan



Figure 1.17 : Embrayage à friction

1.7. Défaut de courroies :

Les courroies sont des organes de transmission, au même titre que les engrenages ou les chaînes à rouleaux. Leur rôle est de transmettre la puissance d'un organe tournant à un autre, c'est-à-dire le produit d'un effort par une vitesse ou un couple. Le principe de fonctionnement des courroies repose sur deux éléments principaux :

- Une surface de contact, dont l'importance est fonction de son coefficient de frottement, permettant de prélever le couple de la poulie motrice, de le transmettre à l'armature de traction et, ensuite, de le restituer aux poulies réceptrices de la transmission,
- Une armature, capable de transformer l'effort tangentiel prélevé sur la poulie motrice en un effort longitudinal de traction entre les poulies.

Les défauts de courroie sont engendrés par la conséquence d'une mauvaise pose, d'une usure ou par le défaut d'alignement des deux poulies [52].

1.8. Autres défaillances :

On peut citer :

- Défauts induits par des contraintes non radiales,
- Défauts induits par un desserrage,
- Défauts spécifiques aux paliers fluides,
- Défauts dus à une anomalie électromagnétique.

Pour le bien de machines électriques comme les alternateurs ou les moteurs synchrones, les fréquences significatives d'une anomalie électromagnétique, multiples de la fréquence du courant d'alimentation, sont confondues avec la fréquence de rotation de la machine ou de ses harmoniques. Pour ces machines, l'un des seuls moyens de mettre en évidence une anomalie électromagnétique est de couper brutalement le courant d'alimentation ; lorsque cela est possible. Si l'amplitude vibratoire chute brutalement pour les harmoniques de la fréquence de coupure, il s'agit bien d'un défaut électromagnétique. Heureusement pour les moteurs asynchrones (type de machines électriques, le plus répandu dans l'industrie) et, dans une moindre mesure, pour d'autres machines, il existe des techniques plus élaborées, plus précises et plus fiables pour diagnostiquer, sans arrêter la machine, l'origine du défaut. [49].

1.9. Techniques de surveillance :

1.9.1. Notion de surveillance :

En général, la surveillance d'une machine ou d'un système s'assimile au suivi des conditions de son fonctionnement, afin de détecter les éventuelles anomalies et suivre leur évolution dans le temps. Alors que le diagnostic est assimilé à l'identification du dysfonctionnement une fois le mode défaillant décelé. On cite quelques notions de base de la surveillance des systèmes sont donnés comme suit :

- Mode de fonctionnement : Le mode normal de fonctionnement d'un système est constaté lorsque la valeur de ses paramètres caractéristiques (Vibratoires, température, pression, etc.) ne dépasse pas un certain seuil autour de leurs valeurs admissibles ou nominales. Dans le cas contraire, le système est considéré en mode défaillant.
- Un défaut : Un défaut est défini comme étant une défaillance qui surgit lors du fonctionnement d'une machine, où cette dernière ne remet pas forcément en cause sa fonction.
 - Une panne : Une panne est l'incapacité d'un système à remplir une tâche précise (Système à l'arrêt).
 - Un symptôme : Le symptôme est un signe d'événement ou ensemble d'évènements à travers lesquels un système est passé d'un mode de

fonctionnement normal à un mode défaillant (Présence d'une ou plusieurs anomalies).

1.9.2. Sources d'informations :

Afin de choisir et de construire un système de surveillance et de diagnostic efficace pour le cas des machines tournantes, il faut donc favoriser en premier lieu une bonne source d'information ainsi qu'une technique d'exploitation adéquate. Ces sources d'informations et leurs techniques de fonctionnement sont nombreuses, et le choix d'un mode de surveillance dépend de plusieurs paramètres, à savoir : les paramètres du coût d'installation, les paramètres liés à la grandeur et la chaîne cinématique de la machine, les paramètres de la stratégie de la machine dans la chaîne de production, les paramètres d'encombrement et environnementaux, le niveau de criticité de l'application, etc...

Les principales sources d'information et leurs techniques d'exploitations pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes sont :

➤ La thermographie infrarouge :

La thermographie infrarouge est devenue un des outils de diagnostic les plus précieux pour la maintenance préventive. En détectant des anomalies souvent invisibles à l'œil nu, elle permet d'entreprendre une action corrective ciblée avant que des défaillances coûteuses ne se produisent. Les caméras infrarouges sont devenues des systèmes compacts qui ressemblent beaucoup aux caméscopes usuels grand public. Elles sont faciles d'emploi et produisent en temps réel des images de haute résolution. Dans le monde entier, de nombreux acteurs industriels ont découvert les avantages des caméras infrarouges pour leurs programmes de maintenance conditionnelle. [53].

La thermographie infrarouge est plus généralement utilisée pour la surveillance des installations électriques sous tension, des réseaux de chauffage, ou de certains procédés industriels tels que le soudage et le laminage. Son application pour le suivi de l'état de fonctionnement des machines tournantes est plus réduite.

➤ L'analyse des huiles :

Dans les machines, l'huile a plusieurs rôles :

- Elle remplace le contact métal-métal des surfaces en mouvement relatif par un contact métal-liquide qui nécessite moins d'effort,
- Elle refroidit ou réchauffe les surfaces en contact avec l'huile,
- Elle élimine les débris métalliques arrachés des surfaces ou toute autre particule arrivant à son contact.
- Elle transporte les débris jusqu'au filtre.

L'huile peut se contaminer, être salie, s'oxyder, être chauffée, etc. Le rôle de l'huile en ce qui concerne la maintenance des machines réside dans ses fonctions d'irrigation de l'ensemble de la machine, de transport des particules et de contamination. L'analyse de l'huile permet de connaître l'état de l'huile mais surtout l'état de la machine. Dans le cas des machines à combustion (turbine à gaz, moteurs alternatifs), les quatre principaux contaminants de l'huile qui doivent être surveillés sont par ordre d'importance : les particules solides, l'eau, les acides, les hydrocarbures à basse température d'ébullition.

Le diagnostic par analyse de l'huile nécessite de connaître :

- L'historique de la machine,
- L'environnement de la machine : qualité du produit véhiculé, régime de fonctionnement, implantation, nature de l'environnement en fluide et solide susceptible ou non de contaminer l'huile, etc...
- La conception de la machine,
- La nature du lubrifiant utilisé,
- Les caractéristiques d'emploi de la machine et de l'huile.

L'analyse de l'huile emploie plusieurs techniques pour analyser les débris, ainsi que les différents éléments contenus dans l'huile, à savoir : la viscosité de l'huile, la teneur en eau, le taux d'acidité, la gravimétrie, la densité optique, l'analyse par ferrographie, la spectroscopie, le détecteur de copeaux, et la mesure de la densité des particules dans l'huile. [48].

➤ **L'émission acoustique :**

L'étude de l'émission acoustique est une technique de surveillance qui tend à se généraliser, surtout avec l'apport de techniques avancées pour le traitement et le dé-bruitage des signaux.

Bien qu'elle soit avérée efficace, notamment pour le diagnostic des défauts de roulements et d'engrenages à un stade précoce, elle a aussi montré certains inconvénients.

En plus de sa forte sensibilité au bruit, l'émission acoustique s'atténue à travers les différentes interfaces, ce qui requiert un placement des capteurs au plus près de l'installation à surveiller pour une acquisition fiable. [47].

➤ **L'analyse vibratoire :**

En pratique, il est très difficile d'éviter les vibrations. Elles sont généralement dues aux effets dynamiques des tolérances de production, des jeux et des contacts de roulement ou de frottement entre les différentes parties des machines ainsi qu'aux effets des forces non équilibrées dans les éléments animés de mouvements alternatifs ou de rotation. Fréquemment, des vibrations d'amplitude insignifiante peuvent exciter les fréquences de résonance de certaines autres parties essentielles et se trouver amplifiées en source de vibrations et de bruit plus importante. [54].

Un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position de référence. Le nombre de cycles complets du mouvement dans une période de temps d'une seconde est appelé fréquence et est mesuré en hertz (Hz).

En pratique, les signaux vibratoires sont composés d'une grande quantité de fréquences. Elles apparaissent simultanément au point de contact comme sur un palier afin que l'on ne puisse pas juger immédiatement l'apparition du défaut au vu des caractéristiques amplitudes-temps du nombre de composantes simultanées liées à l'apparition du défaut et à quelle fréquence il se produit. Ces composantes peuvent être mises en évidence par le tracé de la caractéristique des vibrations amplitude-fréquence. La division des signaux de vibration en composantes de fréquence individuelles est appelé analyse de fréquence, une

technique qui peut être considérée comme la pierre angulaire du diagnostic de mesures de vibrations. Le tracé montrant le niveau de vibration en fonction de la fréquence est appelé spectrogramme de fréquence. Dans l'analyse de fréquence de vibrations d'une machine, on trouve ordinairement un certain nombre de composantes de fréquences périodiques et prédominantes correspondant directement aux mouvements fondamentaux des différentes parties de la machine. A l'aide de l'analyse de fréquence, on est par conséquent capable de dépister la source des vibrations indésirables.

Chapitre 2

Machines tournantes : Théorie et expérimentations

2.1. Introduction :

Les machines tournantes représentent un des plus importants créneaux de développement industriel dans les domaines de la transformation d'énergie, principal outil pour le transport, l'agriculture, l'électroménager, etc.

L'étude des machines tournantes nécessite une présentation globale de leurs différents composants et la compréhension de leur comportement dynamique ainsi que la recherche des causes de pannes et l'identification des problèmes de fonctionnement. Elles sont des systèmes mécaniques constitués d'un rotor supporté par des liaisons dont le tout est maintenu sur une structure appelée support. [55].[56].

La figure suivante représente les éléments d'une machine tournante.

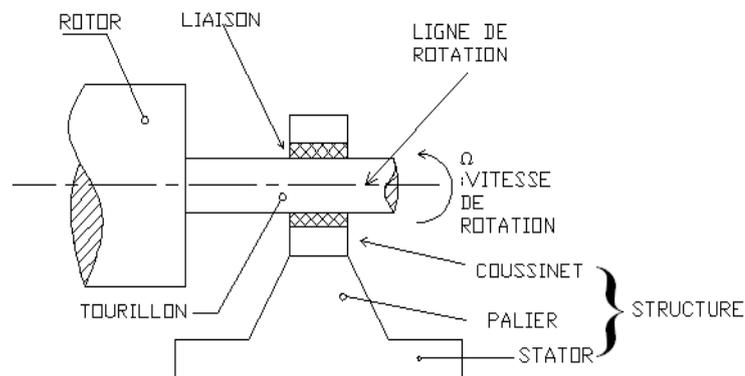


Figure. 2.1: Eléments d'une machine tournante

Dans notre travail, un intérêt particulier est donné à l'analyse vibratoire comme source d'informations car toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations. C'est la technique la plus adéquate et la plus globale pour la surveillance des machines tournantes car elle représente presque 80 % des techniques utilisées. La surveillance par analyse des vibrations permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'à des moments planifiés et pendant des arrêts programmés de la production.

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués. La mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. A l'aide de capteurs, on enregistre les vibrations transmises par la structure de la machine qu'on analyse pour identifier l'origine des efforts auxquels la machine est soumise.

2.2. Chaîne de mesure de vibrations :

Pour effectuer une chaîne de mesure de vibrations, on doit :

- Transformer la vibration mécanique en un signal électrique : c'est le rôle du capteur,
- Amplifier le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable : c'est le rôle des préamplificateurs,
- Intégrer le signal : cette fonction permet de transformer les accélérations mesurées avec un accéléromètre si nécessaire, en vitesse ou déplacement, ou encore, elle permet de transformer les vitesses mesurées avec un vélocimétrie, en déplacement,
- Limiter la plage de fréquence du signal : c'est le rôle des filtres passe-haut ou passe-bas à fréquences de coupure ajustable ou non. Cette opération permet de réduire l'influence de composantes hautes ou basses fréquences jugées indésirables, de concentrer l'étude sur une plage de fréquence bien déterminée,
- Amplifier de nouveau le signal obtenu pour le transmettre soit à un appareil de détection et affichage en modes globaux (amplitude crête, crête à crête et RMS).

2.3. Méthodes d'analyses de vibrations-Diagnostic :

Il existe plusieurs méthodes d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts, parmi ces différentes méthodes on a :

2.3.1. Méthode temporelle :

a) Indicateurs scalaires:

Ces méthodes sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli. Elles utilisent des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal.

L'indicateur le plus courant est sans doute la valeur efficace ou couramment appelée RMS (RootMean Square). Elle est donnée par :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_i} [x(n)]^2} \quad (2.1)$$

Aussi, l'utilisation des indicateurs crêtes, extraits des valeurs crêtes du signal temporel mesuré, permet de distinguer entre :

✓ Le facteur de crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace, est signe d'une éventuelle dégradation si sa valeur dépasse le nombre (06) six.

$$Facteur_{crête} = \frac{\sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_i} [x(n)]^2}} \quad (2.2)$$

✓ Le kurtosis : le rapport entre le moment statistique d'ordre quatre et le moment statistique d'ordre deux au carrée. Pour une distribution gaussienne, le kurtosis est égale à 3, c'est le cas d'un roulement ou d'un engrenage sain (sans défaut). A priori, lorsque le kurtosis devient supérieur à 3, le signal devient non gaussien c'est le cas où il y a présence d'évènements dus à un défaut.

$$Kurtosis = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_i} (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_i} (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (2.3)$$

Avec

M_2 et M_4 : respectivement moments statistiques d'ordre 2 et d'ordre 4,

$x[n]$ est le signal temporel, x est la valeur moyenne des amplitudes, et N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

b) Signal temporel :

Le signal vibratoire délivré par un capteur peut être représenté de différentes façons. Le premier qui vient à l'esprit est la représentation en fonction du temps (temporelle). Cette représentation est utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ses paramètres de fonctionnement. Ce type de représentation est facile à exploiter lorsque le signal est simple (exemple d'une vibration de type sinusoïdal induite par le balourd d'un rotor). Elle devient vite inexploitable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples.

Pour qu'il puisse être interprété, le signal doit être décomposé en différentes composantes sinusoïdales élémentaires.

2.3.2. Analyse spectrale :

L'analyse spectrale consiste à relever le signal vibratoire mesuré sur la machine et de procéder à une analyse pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée.

Par la suite, on procède au diagnostic afin d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et de l'ampleur de sa gravité. [57].[49].

La surveillance périodique se fait aussi avec le collecteur de données MOVILOG 2 qui donne l'accès à une gamme complète d'application, à savoir :

- Analyse et diagnostic des machines sur site,
- Recherche de résonances de structures,
- Suivi périodique des machines,
- Doté d'un module équilibrage pour la correction des défauts de balourd, dont les fonctions d'aide à l'installation des masses, au contrôle et à l'optimisation de la qualité d'équilibrage sont incluses dans ce module.

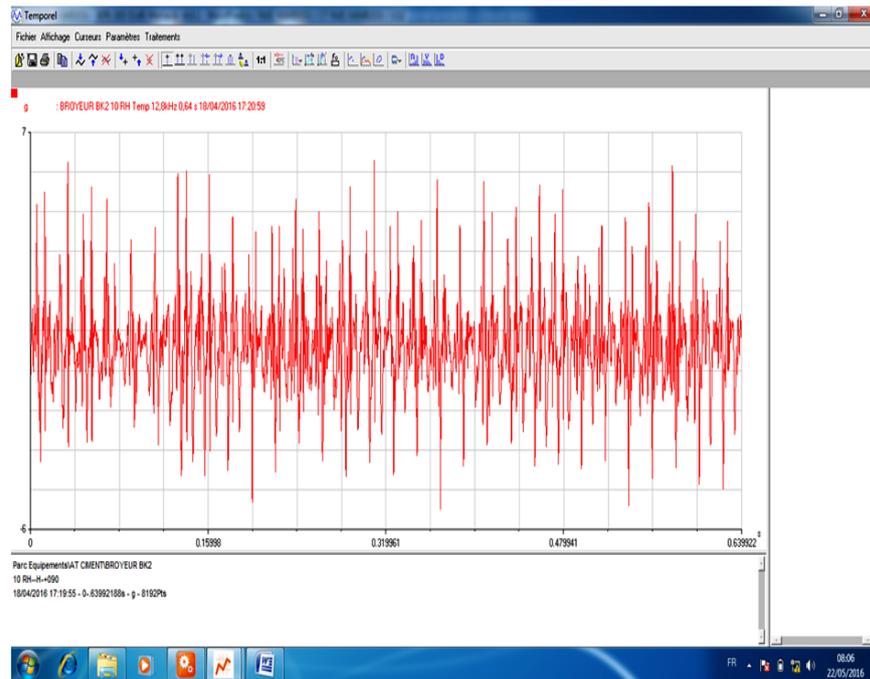


Figure 2.2 : Signal temporel pris sur l'un des paliers d'un réducteur d'un broyeur ciment

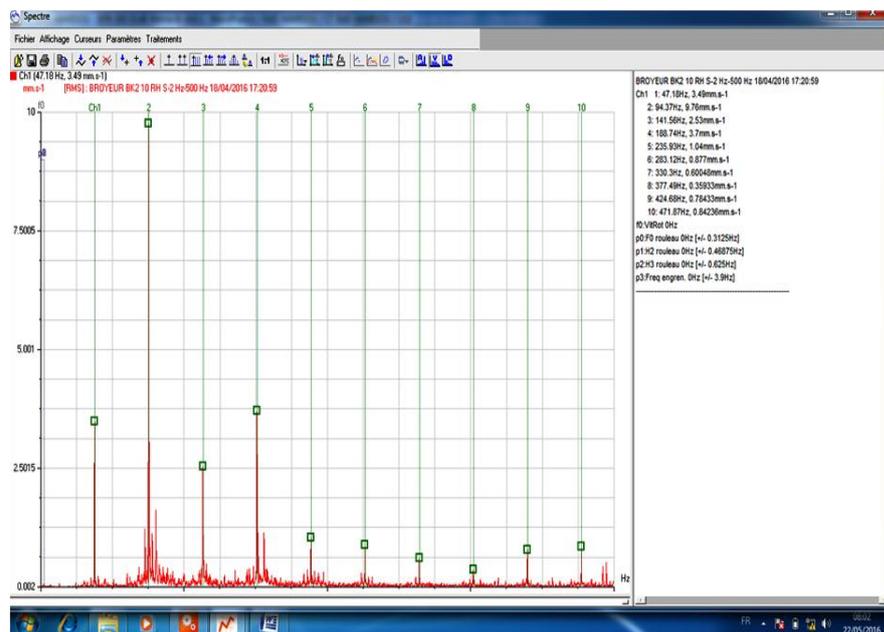


Figure 2.3 : Signal fréquentiel (spectre) pris sur l'un des paliers d'un réducteur d'un broyeur ciment

Toute anomalie affectant une machine tournante (balourd, désalignement, phénomène de tourbillons d'huile, déformation d'arbre, jeu excessif, desserrage

de paliers, défaut de roulement ou d'accouplement, anomalie électromagnétique au niveau du stator ou du rotor d'un moteur, engrènement défectueux,....) se traduit par des vibrations dont les fréquences correspondent aux fréquences d'apparition des forces qui les induisent et à leurs harmoniques (multiples des fréquences d'apparition). La connaissance de la cinématique de la machine permet d'identifier, tout au moins de localiser l'origine de l'anomalie. [49].

L'interprétation d'un spectre sera précise lorsqu'on a un maximum de renseignements concernant les conditions de fonctionnement et la cinématique de la machine, et notamment : type des moteurs; nombre de barres et d'encoches, le nombre de pales d'un ventilateur; marque et le type de roulements ; type d'accouplement; type et nombre de dents des engrenages, etc,...

Le spectre peut être obtenu de deux façons :

- Par l'utilisation d'un filtre accordable, à largeur de bande soit constante, soit proportionnelle à la valeur de la fréquence centrale retenue. L'image spectrale est obtenue en accordant le filtre sur toutes les fréquences de la plage désirée. Pour cette raison, les appareils qui utilisent cette technique sont souvent dits filtres à balayage.
- Par l'application d'une fonction mathématique (transformée de Fourier discrète) qui a la propriété de décomposer un signal complexe en ses différentes composantes élémentaires définies par leur amplitude et leur fréquence et qui permet de passer d'une représentation temporelle à une représentation spectrale.

Le traitement du signal représente un ensemble de techniques permettant de créer, d'analyser, de transformer des signaux afin de les exploiter.

Le spectre d'un signal est le résultat du calcul d'une intégrale (intégrale de Fourier) permettant de passer d'une fonction temporelle à une fonction fréquentielle (spectrale). Ce résultat est généralement obtenu grâce à l'algorithme FFT (*Fast Fourier Transform*). L'utilisation de cet outil mathématique nécessite d'effectuer sur le signal à analyser un certain nombre d'opérations (numérisation, fenêtrage, périodisation). [47] .[49].

2.3.3. Analyse cepstrale :

L'analyse cepstrale est une technique complémentaire d'analyse, développée sur plusieurs variantes, dont les plus utilisées sont :

- le cepstre complexe ; défini comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier. Il s'exprime selon une variable uniforme au temps. Cette transformée est représentée par la formule suivante :

$$C = T.F^{-1}(\ln|X(f)|) \quad (2.4)$$

- le cepstre de puissance défini comme étant la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal du module de la transformée de Fourier du signal. Cette transformée est représentée par la formule suivante :

$$C = T.F^{-1}(\ln|X(f)|)^2 \quad (2.5)$$

La transformée de Fourier permet de mettre en évidence les périodicités d'un signal temporel, et le cepstre met en évidence les périodicités de sa transformée de Fourier.

2.3.4. Analyse d'enveloppe :

L'analyse d'enveloppe est une technique de détection précoce des défauts de type choc. Le signal vibratoire est relevé dans une bande fréquentielle large, et filtré autour d'une fréquence de résonance.

2.4. Méthode Fréquentielle :

A partir d'un signal vibratoire fréquentiel (fréquence amplitude) on doit déterminer la moyenne des amplitudes de tous les points du signal vibratoire et déterminer la somme des amplitudes des points du signal représentant les harmoniques de la fréquence fondamentale.

A l'aide d'un logiciel XPR 300 et d'un collecteur de données de vibrations MOVIPACK, nous pouvons présenter par exemple, les spectres du défaut sur les flancs de la denture relatifs au pignon d'attaque et la roue dentée d'un engrenage à denture hélicoïdale.

➤ Exemple 01 : Cas d'un défaut d'engrènement :

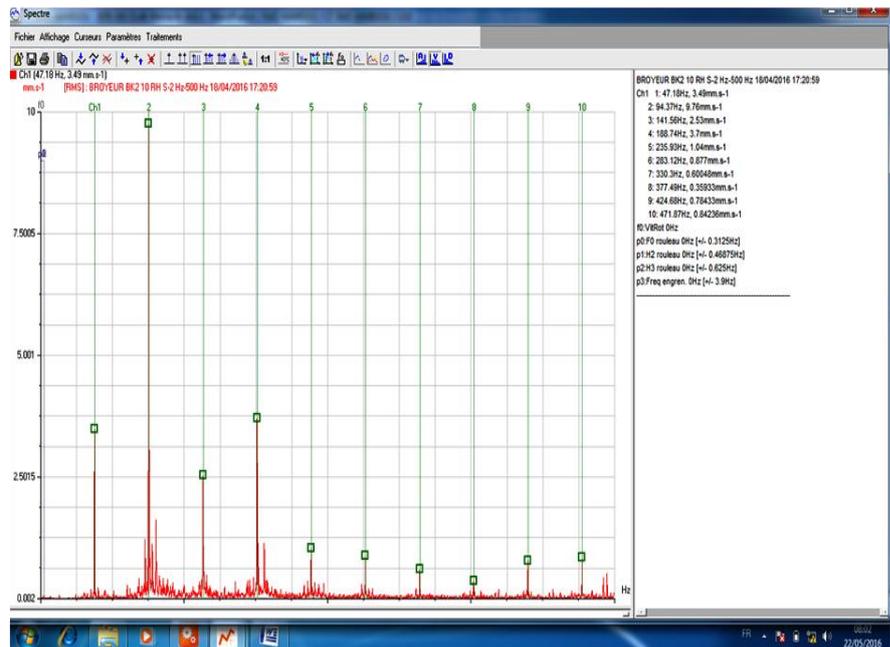


Figure 2.4.a : Spectre fréquentiel pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal du 18 Avril 2016

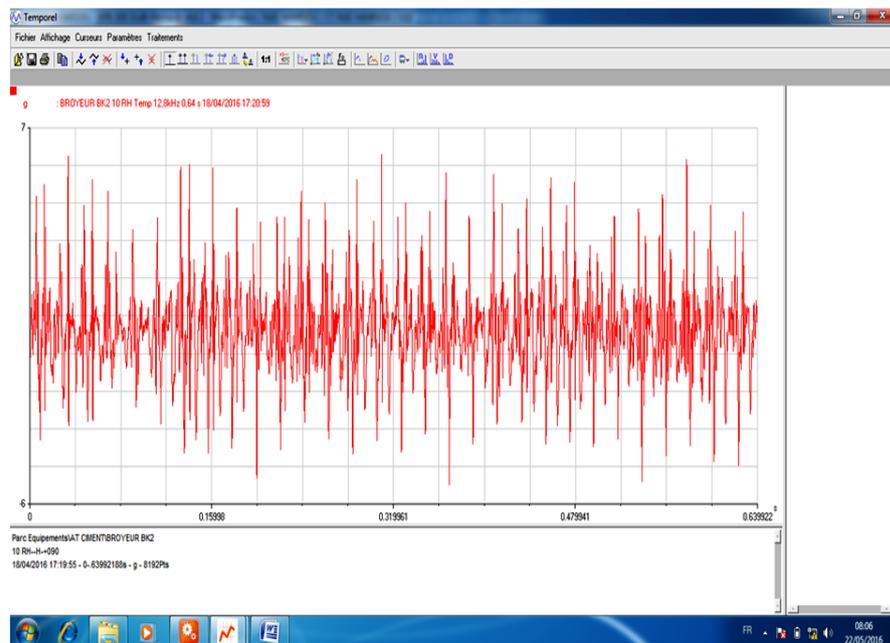


Figure 2.4.b : Signal temporel pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal du 18 Avril 2016

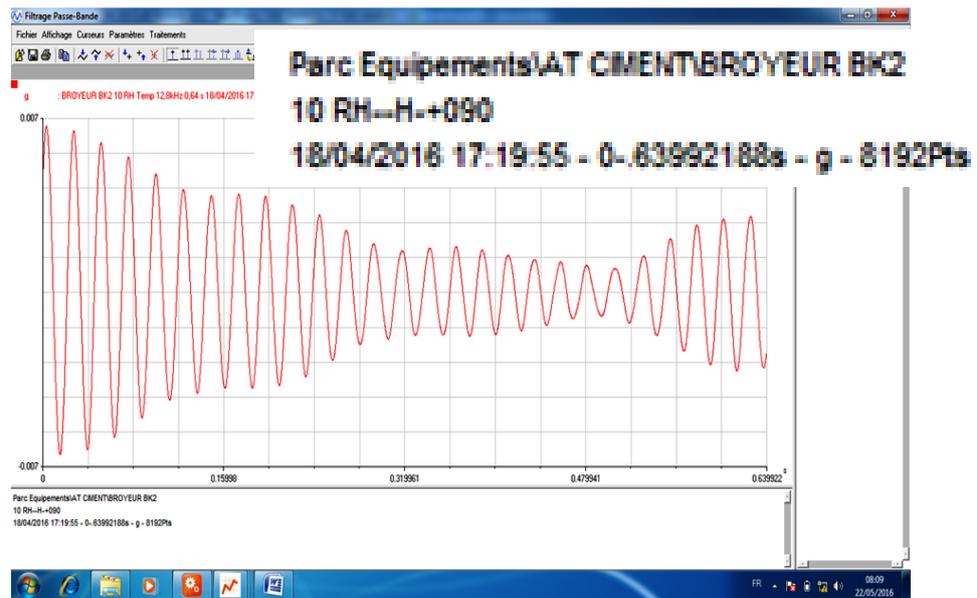


Figure 2.4.c : Zoom du Signal temporel pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal du 18 Avril 2016

De la figure 2.4.a, on remarque la présence d'un défaut d'engrènement à la fréquence de 47.10 Hz avec ses harmoniques.

2.5. Analyse modale théorique :

L'analyse modale consiste à trouver les différents modes propres d'objets, de machines, de structures. La modélisation, aspect important dans la dynamique des structures, peut être envisagée de deux manières suivantes :

- Suivant les paramètres décrivant les propriétés du système considéré. Ils sont distribués d'une manière répartie sur tout le système. Il s'agit d'un modèle continu ou le nombre de degrés de liberté est infini. Le comportement est décrit par des équations aux dérivées partielles ou des équations intégrales associées à des conditions aux limites.
 - Les propriétés du système considéré sont distribuées de manière non répartie donc non localisée (discontinue). Il s'agit d'un système discret. Le comportement est décrit par des équations différentielles ordinaires.

L'équation linéaire régissant le mouvement du système est:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{F(t)\} \quad (2.6)$$

Avec :

$[M]$, $[C]$ et $[K]$: les matrices masse, amortissement et rigidité.

$\{\ddot{q}(t)\}$, $\{\dot{q}(t)\}$ et $\{q(t)\}$: les vecteurs des accélérations généralisées, vitesses généralisées et les déplacements généralisés en fonction de temps.

$\{F(t)\}$: le vecteur des forces généralisées.

Il existe de nombreux algorithmes et méthodes pour résoudre ces problèmes comme la méthode de sous-espace, les méthodes Ritz et Lanczos, etc... [58].[59].[60].

2.5.1. Vibrations du système libre non amorti :

Le mouvement libre sans amortissement, $[C] = 0$, est donné par :

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{0\} \quad (2.7)$$

Avec :

$[M]$ et $[K]$ sont des matrices carrées réelles et symétriques, de plus elles sont définies positives.

$$[M] = [M]^T \in R \quad , \quad [K] = [K]^T \in R \quad (2.8)$$

Les solutions, sont de la forme :

$$\{q(t)\} = \{\psi\}.e^{s.t} \quad (2.9)$$

En remplaçant l'équation (2.9) dans (2.7), on obtient :

$$[K].\{\psi\} = \lambda.[M].\{\psi\} \quad (2.10)$$

$$([K] - \lambda.[M]).\{\psi\} = \{0\} \quad (2.11)$$

$\lambda = -s^2$ et la relation (2.10) représentent un problème aux valeurs propres

Ce système admet des solutions non triviales ($\{\psi\} \neq 0$) si et seulement si :

$$\det([K] + s^2 \cdot [M]) = \det([K] - \lambda \cdot [M]) = 0 \quad (2.12)$$

Cette dernière égalité représente l'équation caractéristique ou équation aux valeurs propres λ_r .

A chaque valeur propre λ_r , correspond un vecteur propre $\{\psi_r\}$, et l'équation (2.11) devient :

$$([K] - \lambda_r \cdot [M]) \cdot \{\psi_r\} = \{0\} \quad (2.13)$$

Avec :

$$\lambda_r = \omega_r^2 \quad (2.14)$$

Les modes de vibration apparaissent lorsque le système vibre à une des fréquences propres ω_r . Les modes propres peuvent être normalisés, à l'aide des matrices masse $[M]$ et rigidité $[K]$ en fonction des conditions d'orthogonalités données par les relations suivantes :

$$\{\psi_i\}^T \cdot [M] \cdot \{\psi_j\} = 0 \quad (2.15)$$

$$\{\psi_i\}^T \cdot [K] \cdot \{\psi_j\} = 0 \quad (2.16)$$

Pour $i \neq j$

Les relations (2.15) et (2.16) constituent les relations d'orthogonalités entre modes propres de fréquences différentes. Elles jouent un rôle essentiel dans l'expression de la solution générale des équations de mouvement d'un système vibratoire à n degrés de libertés.

Pour $i = j = k$, les formes quadratiques (2.15) et (2.16), ne sont pas nulles, et deviennent :

$$\{\psi_k\}^T \cdot [M] \cdot \{\psi_k\} = \mu_k \quad (2.17)$$

$$\{\psi_k\}^T \cdot [K] \cdot \{\psi_k\} = \gamma_k \quad (2.18)$$

Ces deux quantités mesurent respectivement, la contribution du mode k à l'énergie cinétique (2.17) et à l'énergie de déformation (2.18). L'exposant T représente une matrice transposée et μ_k, γ_k sont la masse et la raideur modales du système, respectivement. Elles sont liées par la relation :

$$R(\psi_k) = \frac{\gamma_k}{\mu_k} = \lambda_k = \omega_k^2 \quad (2.19)$$

La relation est dite quotient de Rayleigh. On choisit souvent de nommer par rapport à la matrice de masses, en prenant pour la masse modale (généralisée) μ_k la valeur 1, donc les modes naturels peuvent être normalisés en tenant compte $\mu_k = 1 \quad k = 1, 2, 3, \dots, n$

Dans ce cas, les relations d'orthogonalités (2.17) et (2.18) deviennent des relations d'orthonormalités, exprimées par :

$$\begin{cases} \{\phi_i\}^T \cdot [M] \cdot \{\phi_j\} = \delta_{ij} \\ \{\phi_i\}^T \cdot [K] \cdot \{\phi_j\} = \omega_i^2 \delta_{ij} \end{cases} \quad (2.20)$$

Avec :
$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{si } i \neq j \\ 1 & \text{si } i = j \end{cases}$$

Où : δ_{ij} est le symbole de Kronecker.

$\{\phi_i\}$; vecteurs propres orthonormés, tels que :

$$\{\phi_i\} = \frac{\{\psi_i\}}{\sqrt{\mu_i}} \quad (2.21)$$

Sous forme matricielle, les relations d'orthonormalités (2.20), s'écrivent :

$$[\Phi]^T \cdot [M] \cdot [\Phi] = [I] \quad (2.22)$$

$$[\Phi]^T \cdot [K] \cdot [\Phi] = [\Lambda] \quad (2.23)$$

Avec : $[\Phi]$: Matrice modale ou matrice des vecteurs propres $\{\psi_k\}$.

$[A]$: Matrice spectrale ou matrice des valeurs propres ou fréquences propres (ω_K).

$[I]$: Matrice identité.

Par conséquent, le système d'équations (2.20) a été couplé séparément aux propriétés intrinsèques du système, mais cela dépendait du référentiel choisi pour le mouvement du système non amorti. L'équation de mouvement (2.7) du système libre est découplée par projection sur la base modale $[\psi]$ ou $[\phi]$ et on réécrit le système en coordonnées P_r sous la forme:

$$\begin{cases} \mu_k \cdot \ddot{P}_k(t) + \gamma_k \cdot P_k(t) = 0 \\ \omega_k = \sqrt{\gamma_k / \mu_k} \end{cases} \quad (2.24)$$

Les coordonnées généralisées $q(t)$ sont données sous la forme :

$$\{q(t)\} = [\psi] \cdot \{p(t)\} \quad (2.25)$$

Donc la projection dans la base modale, nous permet de passer d'un système de n degrés de liberté, vers n système à un degré de liberté :

$$\begin{cases} \ddot{P}_k(t) + \lambda_k \cdot P_k(t) = 0 \\ \lambda_k = \frac{\gamma_k}{\mu_k} \end{cases} \quad (2.26)$$

$P_k(t)$: les coordonnées modales ou principales, ce sont les solutions dans la base modale.

$$P_k(t) = A_k \cdot \sin(\omega_k \cdot t + \theta_k) \quad (2.27)$$

L'utilisation des coordonnées modales est importante, particulièrement pour les systèmes amortis, où la matrice $[C]$ n'est diagonalisable que pour certains cas. Les modes de vibration associés représentent une combinaison linéaire de tous les modes normaux du système. Chaque coordonnée principale associée à son vecteur propre $\{\psi_k\}$ décrit un mode de vibrations, et le mouvement libre du système est une superposition de tous les modes de vibrations.

θ_k est la phase entre la réponse et la force d'excitation modale, déterminée d'après les conditions initiales. Le système effectue une oscillation harmonique à la fréquence naturelle ω_k et sa position est similaire à la configuration du mode $k^{\text{ème}}$ à

chaque fois. Par conséquent, un mode ne peut pas être en cours d'exécution séparément des autres modes quelles que soient les conditions initiales imposées. L'énergie totale associée à chaque mode de vibrations est permanente et les modes normaux s'échangent l'énergie mutuellement.

2.5.2. Les vibrations libres amorties :

Pour un système dissipatif (amorti), l'équation (2.6) s'écrit en coordonnées généralisées :

$$[M].\ddot{q}(t) + [C].\dot{q}(t) + [K].q(t) = 0 \quad (2.28)$$

Dans le cas général, la matrice modale $[\psi]$ ou $[\phi]$, des systèmes conservatifs associés, ne diagonalise pas la matrice d'amortissement $[C]$. Il est donc impossible de découpler le système d'équations (2.25). La présence de la matrice d'amortissement rend donc plus difficile l'analyse du comportement dynamique de la structure ; il conduit souvent à émettre des hypothèses simplificatrices sur l'amortissement, comme l'amortissement de Rayleigh. Ce dernier est défini par ::

$$[C] = a. [M] + b. [K] \quad (2.29)$$

Avec :

a et b : coefficients déterminées expérimentalement.

Le facteur ou taux d'amortissement typique des structures en acier est :

$$\xi_r = \xi_k = \xi = 1 \text{ à } 2\%.$$

Où $\xi = \frac{C}{C_c}$ avec C_c : Amortissement critique.

Ces coefficients peuvent être spécifiés seulement à partir de deux fréquences naturelles ω_r et ω_k correspondant respectivement aux amortissements ξ_r et ξ_k , donnés respectivement par : [63]

$$a = 2 \cdot \omega_r \cdot \omega_k \cdot \frac{\omega_r \cdot \xi_k - \omega_k \cdot \xi_r}{\omega_r^2 - \omega_k^2} \text{ et } b = 2 \cdot \frac{\omega_r \cdot \xi_r - \omega_k \cdot \xi_k}{\omega_r^2 - \omega_k^2} \quad (2.30)$$

✓ Illustration de la théorie :

A partir des résultats de la simulation relatifs au Broyeur BK02 obtenus dans le chapitre 03, et d'après le tableau 3.6, nous pouvons obtenir la deuxième et la troisième fréquences de résonance : $\omega_2 = 166,38 \text{ Hz}$, $\omega_3 = 166,56 \text{ Hz}$, qui correspondent aux deux premiers modes de vibrations de flexion.

On remarque le facteur d'amortissement est plus fortement lié à l'inertie qu'à la rigidité. En coordonnées modales ou principales, l'équation de mouvement (2.28) du système libre amorti est réécrite pour le mode $k^{\text{ème}}$ comme la forme:

$$\begin{cases} \ddot{P}_k(t) + \eta_k \cdot \dot{P}_k(t) + \lambda_k \cdot P_k(t) = 0 \\ \eta_k = 2 \cdot \xi_k \cdot \omega_k \end{cases} \quad (2.31)$$

Avec, η_k : Coefficient d'amortissement du $k^{\text{ème}}$ mode.

2.6. Dynamique de la structure ; Application réducteur Broyeur BK 02 (Engrenage à un seul étage) :

2.6.1. Système libre non amorti :

On détermine l'équation du mouvement du système avec :

$$L = T - U$$

T : est l'énergie cinétique.

U : est l'énergie potentielle.

$$\text{L'énergie cinétique :} \quad T = \frac{1}{2} J_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 \quad (2.32)$$

$$\text{L'énergie potentielle :} \quad U = -\frac{1}{2} K_1 \cdot \theta_1^2 + \frac{1}{2} K_2 \cdot \theta_2^2 \quad (2.33)$$

$$\text{Rapport de transmission :} \quad R = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\dot{\theta}_2}{\dot{\theta}_1} = \frac{\theta_2}{\theta_1} \rightarrow \theta_2 = R \cdot \theta_1 \quad (2.34)$$

J_1 et J_2 : respectivement moments d'inertie du disque 1 et 2.

K_1 et K_2 : respectivement rigidités de l'arbre 1 et 2.

θ_1 et θ_2 : respectivement angles de torsion de l'arbre 1 et 2.

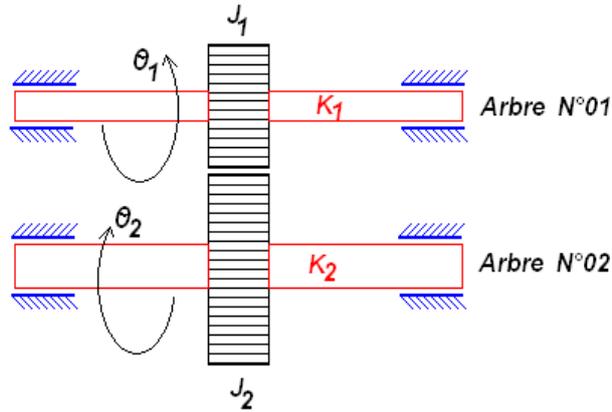


Figure 2.5 : Engrenage à axe parallèle à un seul étage

On remplace la relation (2.35) dans (2.33) et (2.34), on obtient :

$$T = \frac{1}{2}J_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}J_2 \cdot R^2 \cdot \dot{\theta}_1^2 = \frac{1}{2}(J_1 + R^2 \cdot J_2) \cdot \dot{\theta}_1^2 \quad (2.35)$$

$$U = -\frac{1}{2}K_1 \cdot \theta_1^2 + \frac{1}{2}K_2 \cdot R^2 \cdot \theta_1^2 = \frac{1}{2}(-K_1 + R^2 \cdot K_2) \cdot \theta_1^2 \quad (2.36)$$

En utilisant les équations de Lagrange de la seconde espèce, on aboutit à l'équation de mouvement du système :

$$\ddot{\theta}_1 + \omega_0^2 \cdot \theta_1 = 0 \quad (2.37)$$

Avec ω_0 : pulsation propre du système libre donnée par :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{-K_1 + R^2 \cdot K_2}{J_1 + R^2 \cdot J_2}} \quad (2.38)$$

La modélisation théorique du système (figure 2.5) sera équivalente à un seul arbre d'un moment d'inertie \hat{J} , portant un seul disque équivalent aux deux disques mené et menant, de rigidité K_1 et \hat{K}_2 (figure 2.6), avec :

\hat{J} : Moment d'inertie du disque équivalent, et $\hat{J} = \hat{J}_2 + J_1$ avec : $\hat{J}_2 = J_2 \cdot R^2$

\hat{K}_2 : Rigidité de l'arbre N°02,

avec : $\hat{K}_2 = K_2 \cdot R^2$

$\hat{\theta}$: angle de torsion, avec :

$$\hat{\theta} = \frac{\theta_2}{R} = \theta_1 \quad (2.39)$$

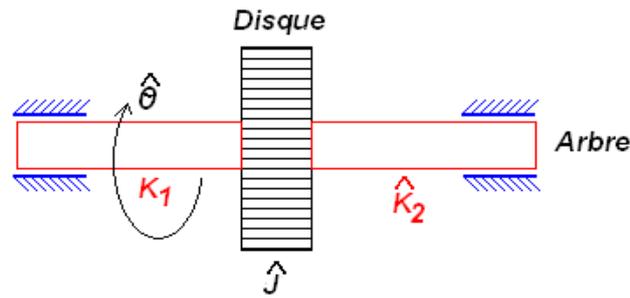


Figure 2.6 : Modèle équivalent à engrenage à un seul étage

2.6.2. Système libre amorti :

Afin d'améliorer l'approche de la modélisation du système, on prend en considération l'amortissement lors de la transmission entre le pignon d'attaque et la roue dentée. Cependant, on reconsidère le système de la figure 2.5, et on suppose que la pignoterie fonctionne avec frottement au niveau des flancs de la denture dans un carter de bain d'huile, amortissement visqueux. Au cours du mouvement vibratoire du système conservatif, une transformation d'énergie se produit entre l'énergie cinétique T et l'énergie potentielle, leur somme donnera l'énergie totale mécanique E . L'énergie potentielle se compose en général de l'énergie due au mouvement pignon roue dentée dans les champs de gravitation d'une part, et de l'énergie emmagasinée lors des déformations élastiques des corps d'autre part. A cause des frottements internes moléculaires lors des déformations de la matière, une partie de l'énergie mécanique se transforme en énergie calorifique, donc l'énergie mécanique totale diminue, cela explique la présence de forces de dissipations autres que les forces potentielles. Ces forces de dissipations sont proportionnelles aux vitesses de déformations selon les expériences effectuées. Elles prennent la forme (Rayleigh) :

$$D = \frac{1}{2} C_{ij} \cdot \dot{q}_i \cdot \dot{q}_j \text{ ou } \dot{q}_i \text{ et } \dot{q}_j \text{ sont les vitesses généralisées}$$

Avec C_{ij} ; coefficients d'amortissement.

A cet effet, on considère l'amortissement visqueux C_1 au niveau de la denture (figure 2.7). Le système est à un degré de liberté, libre amorti, et on établit l'équation de mouvement relative au modèle pour déterminer les caractéristiques modales.

L'énergie de dissipation due à l'amortissement est :

$$D = \frac{1}{2} C_1 (\dot{\theta}_1^2 - \dot{\theta}_2^2) \quad (2.40)$$

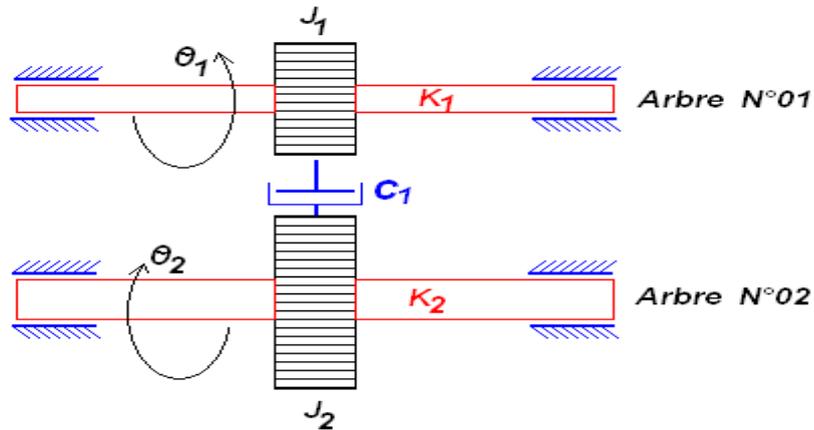


Figure 2.7: Engrenage à axe parallèle à un seul étage – Système libre amorti

L'équation de mouvement du système sera :

$$\ddot{\theta}_1 + \frac{C_1(1-R^2)}{J_1+R^2.J_2} \cdot \dot{\theta}_1 + \frac{-K_1+R^2.K_2}{J_1+R^2.J_2} \cdot \theta_1 = 0 \quad (2.41)$$

Ce qui nous ramène à conclure que : $2. \xi. \omega_0 = \frac{C_1(1-R^2)}{J_1+R^2.J_2}$ (2.42)

Avec :

$$\omega_0^2 = \frac{-K_1+R^2.K_2}{J_1+R^2.J_2} \quad (2.43)$$

L'équation de mouvement (2-42) prend la forme

$$\ddot{\theta}_1 + 2. \xi. \omega_0. \dot{\theta}_1 + \omega_0^2. \theta_1 = 0 \quad (2.44)$$

Avec ξ : Taux d'amortissement ou :

$$\xi = \frac{C_1}{C_r} \quad (2.45)$$

On cherche la solution sous forme :

$$\theta_1 = C_0. e^{\lambda.t} \quad (2.46)$$

Après des opérations mathématiques, on aboutit à l'équation caractéristique :

$$\lambda^2 + 2. \xi. \omega_0. \lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (2.47)$$

Ou :

$$\lambda^2 + \frac{(1-R^2)}{J_1+R^2.J_2} \cdot C_1. \lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (2.48)$$

Le discriminant de l'équation caractéristique est :

$$\Delta = \left[\frac{C_1 \cdot (1 - R^2)}{2 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2)} \right]^2 - \omega_0^2$$

Les racines de l'équation caractéristiques sont :

$$\lambda_{1,2} = \frac{-C_1 \cdot (1 - R^2)}{2 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2)} \mp \sqrt{\left[\frac{C_1 \cdot (1 - R^2)}{2 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2)} \right]^2 - \omega_0^2} \quad (2.49)$$

D'après Δ on distingue trois cas d'amortissement possibles :

- $\Delta < 0$: Cas d'un amortissement faible :

$$\frac{C_1 \cdot (1 - R^2)}{2 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2)} < \omega_0 \text{ ce qui donne :}$$

$$C_1 < \frac{2 \cdot \omega_0 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2)}{(1 - R^2)} = C_r \quad (2.50)$$

Ou :

C_r : est l'amortissement critique.

La solution générale est:

$$\theta_1 = e^{\left[\frac{-C_1(1-R^2)}{2 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2)} \right] t} \cdot (2a \cdot \cos \delta t - 2b \cdot \sin \delta t) \quad (2.51)$$

$$\text{D'où :} \quad \theta_1 = A \cdot e^{\left[\frac{-C_1(1-R^2)}{2 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2)} \right] t} \cdot \sin(\delta t + \beta') \quad (2.52)$$

Avec :

A : Amplitude maximale de vibrations.

δ : Pulsation propre amortie.

β' : Déphasage.

La solution (2.53) se présente sous forme sinusoidale de fréquence :

$$f = \frac{\delta}{2\pi} \quad (2.53)$$

on a aussi : $\delta < \omega_0$ d'où :

$$f < f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad (2.54)$$

Remarque :

Les vibrations amorties du système peuvent être représentées par la projection d'un vecteur tournant à la vitesse angulaire : $\delta < \omega_0$ dont le module décroît exponentiellement. Cet amortissement est caractérisé par le logarithme du

rapport de déplacement $x(t)$ à l'instant (t) et $x(t + T)$ à l'instant $(t + T)$. Ce rapport est appelé **décrément logarithmique des oscillations** Λ

Avec :

$$\Lambda = \ln \frac{A.e^{\left[\frac{-C_1(1-R^2)}{2.(J_1+R^2.J_2)}\right].t} .\sin(\delta t+\beta)}{A.e^{\left[\frac{-C_1(1-R^2)}{2.(J_1+R^2.J_2)}\right].\left(t+\frac{2\pi}{\delta}\right)} .\sin(\delta t+2\pi+\beta)} = \frac{C_1.\pi}{(J_1+2.J_2).\delta} \quad (2.55)$$

- Cas d'un amortissement critique :

$$C_1 = \frac{2.\omega_0.(J_1+R^2.J_2)}{(1-R^2)} = C_r \quad (2.56)$$

Dans ce cas ou le discriminant est nul, l'équation se caractérise a deux racines doubles négatives, donc :

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \frac{-C_1(1-R^2)}{2.(J_1+R^2.J_2)} < 0 \quad (2.57)$$

Le rapport de transmission est $R < 1$

Dans ce cas la solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières :

$$\theta_1 = A_1.e^{\lambda_1.t} + A_2.e^{\lambda_2.t}$$

D'où :

$$\theta_1 = e^{\left[\frac{-C_1(1-R^2)}{2.(J_1+R^2.J_2)}\right].t} .(A_1 + A_2) \quad (2.58)$$

On remarque que : $\lim_{t \rightarrow \infty} \theta_1 = 0$ quand $t \rightarrow \infty$ qui détermine aussi le mouvement apériodique du système et qui s'atténue rapidement.

- $\Delta > 0$: Cas d'amortissement important où le mouvement du système est apériodique (non périodique), il n'y a pas de vibrations, le mouvement s'atténue rapidement aussi.

2.6.3. Système forcé :

En général, les engrenages servent à transmettre la puissance d'un arbre moteur à un arbre récepteur. A cet effet, il faut s'assurer que les dents sont suffisamment robustes pour accomplir ce travail. Les flancs de la denture vont subir des forces, à savoir : [61]

La force normale F qui agit perpendiculairement au flanc de la dent qui se décompose en force tangentielle F_t et en force radiale F_r .

La puissance à transmettre P est proportionnelle au produit du couple C' et de la vitesse de rotation N .

Ainsi :

$$P = \frac{C'.N}{k} \quad (2.59)$$

P : Puissance transmise en watt, C' : Couple transmis en N.m

N : Vitesse de rotation en tr/min ; k : Facteur de conversion.

Or :

$$C' = F_t \cdot \frac{d}{2} \quad (2.60)$$

Où, F_t : Charge tangentielle transmise en N.

d : Diamètre primitif de l'engrenage en mm.

On remplace la relation (2.61) dans (2.60), on obtient :

$$F_t = \frac{60.10^3.P}{\pi.d.N} \text{ en N} \quad (2.61)$$

Cependant, la force se transmet d'un engrenage à l'autre suivant la direction de la ligne d'action. Par conséquent, la force normale au profil de la dent sera :

$$F = \frac{F_t}{\cos\alpha} \quad (2.62)$$

α : Angle de pression.

Dans le cas de l'engrenage classique, et plus particulièrement des engrenages standards, les cercles de base sont rapprochés de telle sorte que l'angle de pression α vaut 20° . Alors les dents sont limitées à une zone autour du point I (figure 2.8), dit point d'engrènement, où les vitesses de glissement des dents sont infimes, ce qui contribue à un rendement optimal de l'engrenage. [62].

La composante radiale est donnée par la relation :

$$F_r = F \cdot \sin\phi = F_t \cdot \frac{\sin\phi}{\cos\phi} = F_t \cdot \tan\phi \quad (2.63)$$

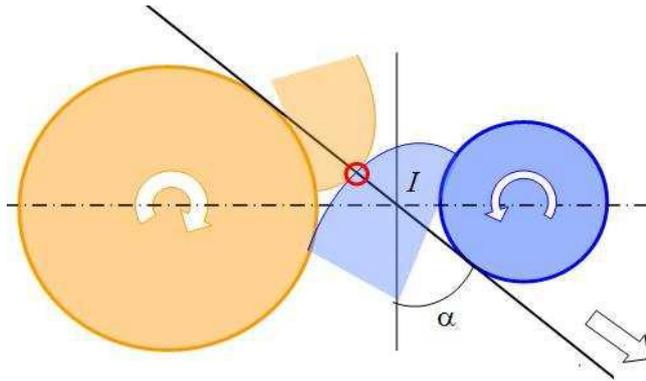


Figure 2.8 : Angle de pression

L'équation de mouvement du système forcé est :

$$(J_1 + R^2 \cdot J_2) \cdot \ddot{\theta}_1 + C_1 \cdot (1 - R^2) \cdot \dot{\theta}_1 + (-K_1 + R^2 \cdot K_2) \cdot \theta_1 = F \cdot \sin \omega t \quad (2.64)$$

Où F : est la force normale qui agit perpendiculairement au flanc de la dent.

L'équation de mouvement devient :

$$\ddot{\theta}_1 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot \dot{\theta}_1 + \omega_0^2 \cdot \theta_1 = \frac{F}{J_1 \cdot R^2 \cdot J_2} \cdot \sin \omega t \quad (2.65)$$

Avec : ω : pulsation excitatrice du pignon,

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi N}{60} = 2 \cdot \pi f \quad (2.66)$$

Où, f : fréquence de rotation du pignon d'attaque.

N : Nombre de tours par minute du pignon d'attaque

ξ : Taux d'amortissement

La pulsation propre amortie δ prend la forme:

$$\delta = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.67)$$

La solution particulière de l'équation de mouvement peut s'exprimer sous la forme :

$$\theta_1 = A \cdot \sin(\omega t - \varphi) \quad (2.68)$$

Où,

A : amplitude de la vibration

φ : déphasage

Après des considérations mathématiques, l'amplitude de la vibration sera :

$$A = \frac{F}{\omega_0^2 \cdot (J_1 + R^2 \cdot J_2) \cdot \sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + 4 \xi^2 \cdot \gamma^2}} \quad (2.69)$$

2.6.4. Détermination de la fréquence propre du système :

2.6.4.1. Calcul des moments d'inertie du pignon et de la roue et des rigidités : K_1 et K_2 :

Moment d'inertie du pignon d'attaque :

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot R_1^2 = 7,614 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (2.70)$$

Moment d'inertie de la couronne dentée :

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot R_2^2 = 91,049 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (2.71)$$

Avec :

$m_1 = 264,387 \text{ kg}$: Masse du pignon d'attaque

$m_2 = 33,832 \cdot 10^3 \text{ kg}$: Masse de la couronne

$R_1 = 240 \text{ mm}$: Rayon du pignon d'attaque

$R_2 = 2320 \text{ mm}$: Rayon de la couronne

Rapport de transmission :

$$R = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{145}{15} = 9,667 \quad (2.72)$$

Le moment de torsion :

$$M_t = G \cdot \theta \cdot I_0 \quad (2.73)$$

Avec :

G : module d'élasticité transversal en $N \cdot \text{mm}^{-2}$ ou Mpa

θ : Angle de torsion en $\text{rad} \cdot \text{mm}^{-1}$, où : $\theta = \frac{\varphi}{L}$

I_0 : Moment quadratique en mm^4 , avec : $I_0 = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ (section plane)

Donc le moment de torsion sera :

$$M_t = \frac{G \cdot \varphi \cdot I_0}{L} = \frac{G \cdot I_0}{L} \cdot \varphi = \text{Rigidité} \times \text{angle de torsion} \quad (2.74)$$

Par identification, avec la relation (2.75), la rigidité K est :

$$K = \frac{G \cdot I_0}{L} \quad (2.75)$$

Pour les métaux, nous avons :

$$G = 0,4 \cdot E$$

E : Module de Young, pour les aciers, $E = 210 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$

Donc :

$$K_1 = \frac{G.I_{01}}{L_1} \text{ et } K_2 = \frac{G.I_{02}}{L_2} \quad (2.76)$$

Application numérique :

$$K_1 = 0,204 \cdot 10^9 \text{ Nm/rad et } K_2 = 1781,983 \cdot 10^9 \text{ Nm/rad}$$

La pulsation propre théorique pour ce mode sera :

$$\omega_0 = 4,424 \cdot 10^3 \text{ rad/s} \quad (2.77)$$

Et la fréquence propre est :

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \text{ ou,}$$

$$f_0 = 704,459 \text{ Hz} \quad (2.78)$$

2.7. Modélisation du signal vibratoire :

De nombreuses études traitant du problème de surveillance de réducteurs à engrenages, font état de résultats obtenus sur bancs de mesures où seule une paire de roues dentées est montée. Ceci simplifie considérablement le problème d'analyse car la contribution de la structure supportant peut être négligée. Le signal ainsi enregistré présente un bon rapport signal sur bruit d'une part, et, d'autre part, il n'existe aucune ambiguïté quant à l'interprétation des résultats obtenus (pas de problèmes d'alignement ou de balourd).

L'objectif de ce travail est de présenter une approche pour la modélisation du signal vibratoire mesuré sur le carter d'un réducteur sur une installation dans une usine de production du ciment. Pour cela, chacun des organes constituant la chaîne cinématique sera examiné, selon l'excitation qu'il est susceptible d'engendrer d'une part, et d'autre part, de son comportement dynamique. De ce fait, on considérera successivement les engrenages, les roulements, les paliers et enfin la structure mécanique. On tentera de mettre en évidence certaines propriétés des signaux vibratoires grâce à une analyse fréquentielle du signal. On mettra également en évidence les limitations d'une telle analyse.

2.7.1. Manifestations des principaux défauts d'une machine tournantes :

Le dépistage des anomalies à un stade précoce, le suivi de leur évolution et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement, l'on

connait les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée.

La connaissance des images vibratoires et de la cinématique de la machine permet de définir les indicateurs de suivi, les techniques de traitement des signaux nécessaires aux calculs de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images et, enfin, de formuler un diagnostic sur l'état de la machine. Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts. Il faut donc généralement établir la liste de tous les défauts correspondant à chaque image et, par déduction, entreprendre les analyses complémentaires et rechercher d'autres symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable.

Le tableau suivant illustre les images vibratoires des principaux défauts rencontrés dans la pratique.

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De $0,42$ à $0,48 \times f_{rot}$	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamiques à grande vitesse
Balourd	$1 \times f_{rot}$	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales
Défaut de fixation	$1, 2, 3, 4 \times f_{rot}$	Radiale	Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales
Défaut d'alignement	$2 \times f_{rot}$	Axiale et Radiale	Vibration axiale est en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Excitation électrique	$1, 2, 3, 4 \times 50 \text{ Hz}$	Axiale et Radiale	Vibration disparaissant dès coupure de l'alimentation
Vitesse critique de	Fréquence critique	Radiale	Vibration apparaissant en régime

rotation	du rotor		transitoire et s'atténue ensuite
Courroie en mauvais état	$1, 2, 3, 4 \times f_p$	Radiale	
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement : $f_e = Z \cdot f_{rot\ arbre}$	Radiale et axiale	Bande latérale autour de la fréquence d'engrènement. Aide possible par l'analyse du cepstre
Faux-rond d'un pignon	$f_e \mp f_{rot\ pignon}$	Radiale et axiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au fond-rond
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Radiale et axiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Radiale et axiale	Ondes de choc dues aux écaillages.

Tableau 2.1 : reconnaissance des principales anomalies

2.7.2. Modélisation de l'excitation provoquée par les engrenages:

Les prélèvements de mesures de vibrations sont effectués sur toute la chaîne cinématique d'une commande Broyeur à ciment, comportant deux types de réducteurs, à denture droite et à denture hélicoïdales.

✓ Cas de la denture droite :

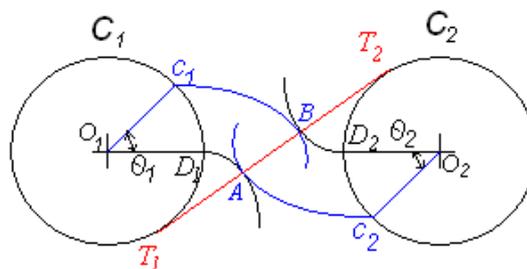


Figure 2.9:Développantes de cercle conjuguées

Soient deux cercles C1 et C2 et leurs développantes de cercles respectives. Par construction, il est possible de montrer que le lieu géométrique des points de

contact entre deux développantes conjuguées se situe sur la tangente commune T1T2 aux deux cercles (cercles de base). Cette tangente est appelée ligne d'action. La figure 2.9 donne un exemple de construction géométrique permettant de tracer la ligne d'action.

La distance AB (longueur de la ligne de contact) est égale à :

$$AB = \text{arc}(C_1D_1) = \overline{O_1D_1}\theta_1 \quad (2.79)$$

$$AB = \text{arc}(C_2D_2) = \overline{O_2D_2}\theta_2 \quad (2.80)$$

Les équations 2.80 et 2.81 montrent que le rapport de transmission $\frac{\theta_1}{\theta_2}$ dépend uniquement des diamètres de base (diamètres des cercles C1 et C2).

✓ Cercle Primitif de fonctionnement :

Dans des conditions d'engrènement données, il existe sur un engrènement une ligne de contact où les dentures roulent parfaitement l'une sur l'autre. Ce lieu est appelé cercle primitif de fonctionnement.

La figure 2.10 précise le sens des glissements sur les roues menantes et menées. Sur le cercle primitif, les vitesses des deux points en contact sont égales, alors qu'en dehors, les vitesses sont différentes.

Cette ligne de contact évolue dans une zone active, délimitée sur le profil de denture par deux cercles.

En effet, il existe des contraintes dimensionnelles à respecter lors de la réalisation des dents. Elles sont fonction des conditions de résistance à la rupture, à la fatigue, etc., lors de l'engrènement.

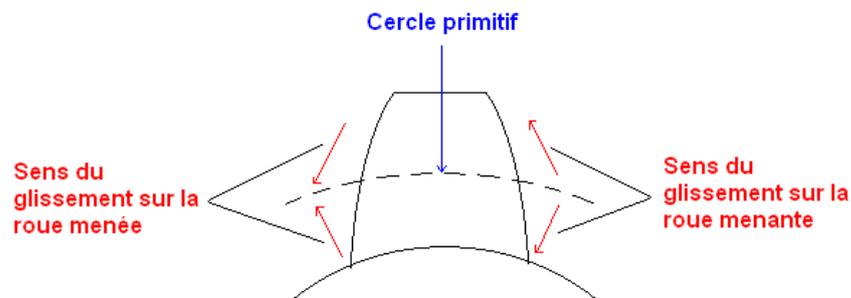


Figure 2.10 Sens du glissement sur une denture

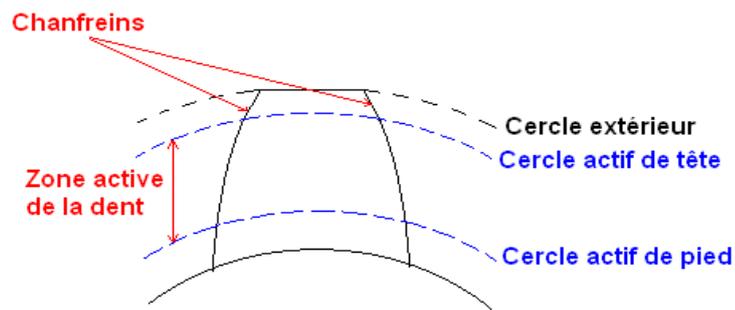


Figure 2.11 : Limites de la ligne de contact

✓ Erreur de transmission :

Un engrenage dont la denture est infiniment rigide, le profil parfait et dont l'espacement est uniforme, transmet un mouvement homocinétique. Cependant, dans la réalité, il existe de nombreuses imperfections dues par exemple à l'usinage, à la complexité des calculs de profil de dentures et aux raideurs finies des dents.

La variation périodique du nombre de dents en contact et la déformation élastique sont à l'origine de composantes variables dans le mouvement angulaire relatif des deux dents. On appelle erreur de transmission statique la différence entre le mouvement angulaire uniforme et cette variation. Dans la littérature, l'erreur de transmission (ERT) statique linéaire est notée :

$$\text{ERT} = R_b \delta\theta \quad (2.81)$$

Ou :

R_b rayon de base

θ image de l'erreur de transmission angulaire.

2.7.3. Modèle de l'excitation engendrée par les engrenages :

Plusieurs phénomènes engendrés dans le processus d'engrènement sont encore loin d'être parfaitement expliqués, mais les rares travaux réellement exploitables sont ceux de ceux de D. Mark. [58].

La fréquence d'engrènement est définie par :

$$f_{eng} = N_m \cdot f_{rot,m} = N_r \cdot f_{rot,r} \quad (2.82)$$

Par approximation de Fourier d'ordre k , un modèle pour l'excitation engendrée par un engrenage consiste en un vecteur force dont chacune des composantes est de la forme :

$$x_{eng}(t) = \sum_{k=1}^K A_k(t) \cdot \sin(2\pi k f_{eng} t + \varphi_k(t)) \quad (2.83)$$

Les lois de modulation d'amplitude $A_k(t)$ et de phase $\varphi_k(t)$ peuvent se décomposer sous la forme :

$$A_k(t) = A_{0,k} + A_{m,k}(t) + A_{r,k}(t) \quad (2.84)$$

$$\varphi_k(t) = \varphi_{0,k} + \varphi_{m,k}(t) + \varphi_{r,k}(t) \quad (2.85)$$

Les fonctions $A_{m,k}(t)$, $A_{r,k}(t)$, $\varphi_{m,k}(t)$ et $\varphi_{r,k}(t)$ sont des fonctions périodiques de période $T_{rot,m}$ et $T_{rot,r}$.

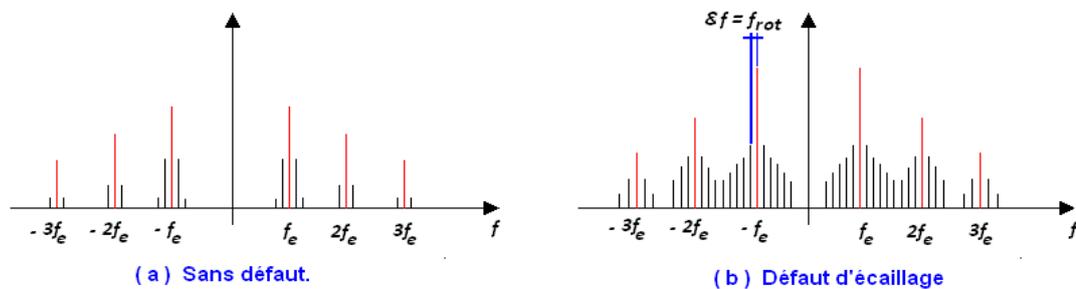


Figure 2.12 : Spectre de l'excitation engendrée par un engrenage

2.7.4. Applications :

a) **Cas d'un engrenage sain :**

Il existe de nombreuses causes qui sont à l'origine de l'apparition des phénomènes de modulation d'amplitude et de phase. On peut citer, à titre d'exemple, outre les défauts d'usinage de dent (cf. ERT), les faux ronds d'arbre pour la modulation d'amplitude et les variations de vitesse pour la modulation de phase.

Cependant, pour un engrenage sain, ces phénomènes sont réduits et présentent une évolution temporelle relativement lente. Dans le domaine spectral, cela se traduit par des raies de modulation occupant une bande étroite (figure 2.12 a).

Dans le cas pratique, on présente un exemple d'un cas vécu dans une céramique sur un réducteur à engrenage à axes parallèles d'une installation moulin. L'analyse spectrale révèle l'apparition de la composante de fréquence d'engrènement relative à 84.62 Hz avec une amplitude de 01.45 mm/s en termes de vitesse, jugé acceptable d'après les normes internationales VDI 2056, qui présentent l'état réel d'un engrenage sain.

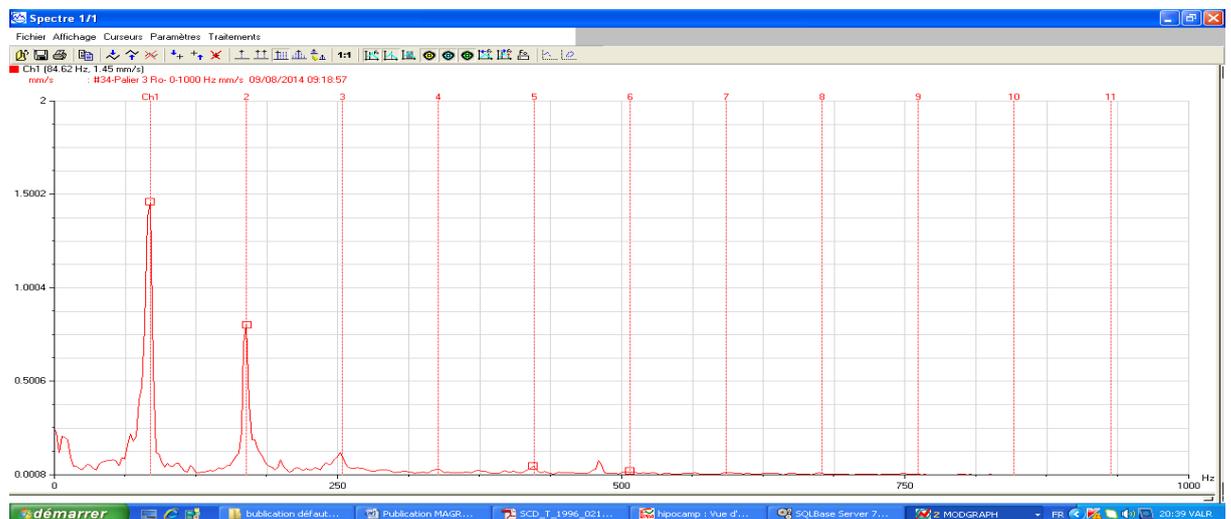


Figure 2.13 : Spectre réel pris sur un palier d'un réducteur Moulin à un seul étage

b) Cas d'un engrenage défectueux :

Une dent écaillée engendre également des phénomènes de modulation d'amplitude et de phase de période égale à la période de rotation de l'élément défectueux. Contrairement au cas précédent, les fonctions de modulation présentent des variations rapides sur une durée relativement courte. Cela se traduit par l'apparition de raies de modulation sur une large gamme fréquentielle (figure 2.12 b).

Réellement, il est très difficile d'identifier une dent écaillée dans un engrenage, car les phénomènes de modulation que ce soit en amplitude ou en phase provoquent la même bande latérale sur le pignon et sur la roue dentée. Néanmoins, on peut présenter un cas réel où le phénomène d'écaillage provoque des vibrations d'un niveau global de 14.60 mm/s sur un réducteur planétaire d'une

commande broyeur ciment dans une cimenterie. Dans ce cas, le spectre induit présente une modulation de la fréquence d'engrènement qui est de 248.72 Hz, avec une modulation de 12.5 Hz relative à la fréquence de rotation du satellite. Cette bande latérale est engendrée par écaillage de la denture ainsi qu'un jeu au niveau de la portée de roulement à l'entrée du réducteur.

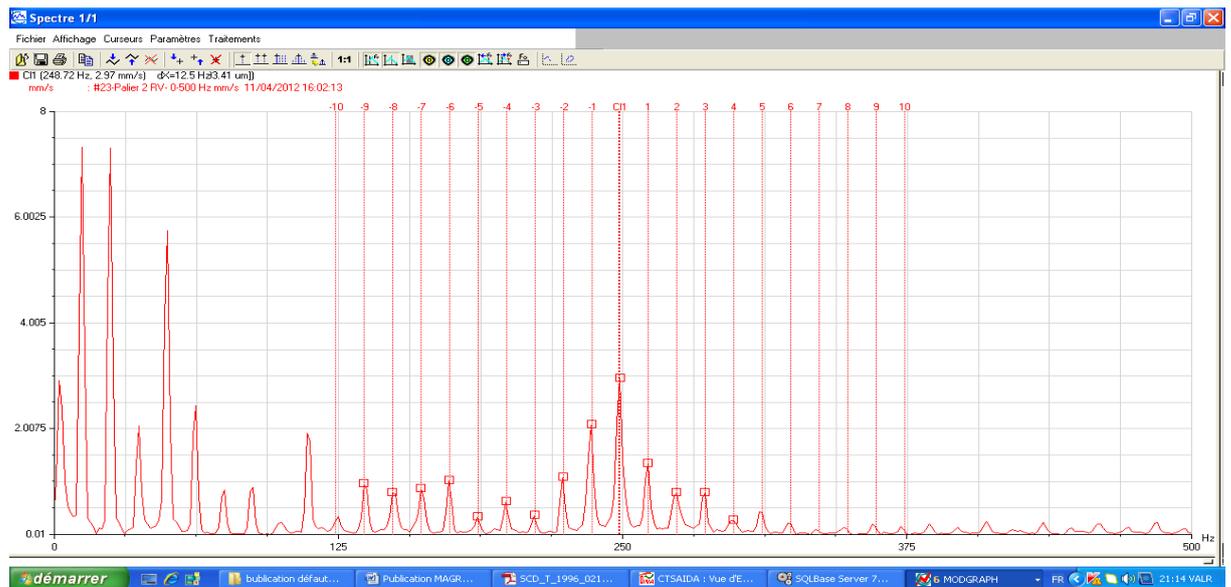


Figure 2.14 : Spectre réel pris sur un palier d'un réducteur Moulin à un seul étage

2.8. Expérimentations :

L'analyse spectrale des mesures vibratoires permet de localiser avec précision les défaillances mécaniques qui peuvent surgir lors du fonctionnement des machines tournantes. Dans ce travail, nous avons étudié plusieurs cas pratiques.

✓ Cas du broyeur ciment BK 02 :

Le broyeur ciment dans une cimenterie présente plusieurs défauts mécaniques. On peut citer : le défaut d'engrènement sur les deux réducteurs de l'installation ainsi qu'un défaut d'alignement reliant l'arbre entrainant porté par les deux paliers N°07 et N°08. Ces deux défaillances sont présentes lors de l'inspection de cette installation (figure 2.16.) Ces défaillances ont engendré l'apparition d'un défaut de roulement dans les deux paliers portant le pignon

d'attaque du réducteur, palier N°09 et N° 10. Ce dernier défaut a provoqué à son tour la naissance d'un jeu sur la portée de roulement dans ces deux paliers. Le suivi par l'analyse vibratoire de cet équipement a permis d'établir un pronostic sur son état. Après presque 06 mois de marche, l'équipement a subi une catastrophe car un cisaillement est apparu sur la ligne d'arbre portant le pignon d'attaque de ce réducteur (photo de la figure 2.17).



Figure 2.15 : Photos du réducteur N°02 de la sortie du broyeur



Figure 2.16 : Photos indiquant l'engrènement entre le pignon d'attaque et la grande couronne, ainsi que l'accouplement reliant les deux arbres entrainant et entrainé du pignon d'attaque



Figure 2.17 :Photos indiquant le cisaillement de l'arbre portant le pignon d'attaque réducteur N°2

✓ Cas du ventilateur aspirateur fumée cuisson :

Aussi, on s'est intéressé à un ventilateur aspirateur fumée dans la zone cuisson d'une cimenterie. On a relevé la présence d'un déséquilibre sur la turbine double corps, dû au dépôt de matière sur les pales de cette dernière. Ce déséquilibre provoque l'usure non uniforme sur les parois et ceci a été détecté visuellement lors de l'inspection du ventilateur. Cette défaillance a entraîné l'apparition d'un défaut de roulement dans les deux paliers de l'arbre portant (figure 3.26). A cet effet, on a sollicité les responsables de la maintenance pour l'arrêt immédiat de l'installation, afin de procéder au changement des deux roulements et paliers, et intervenir au niveau de la turbine pour renforcer les pales de cette dernière aux points de raccordement avec les deux cônes d'aspiration.

Cette démarche avait pour but d'éviter une éventuelle déformation de la turbine car la température pouvait atteindre les 150°C à l'intérieur de l'escargot. Les conseils n'ont pas été pris en considérations, ce qui a causé la déformation de tout le rotor portant la turbine, ainsi que la déformation de cette dernière.



Figure 2.18 : Photo du ventilateur aspirateur fumée et photo du rotor portant la turbine du ventilateur aspirateur fumée

✓ Cas du laminoir finisseur :

Le laminoir finisseur d'une briqueterie présente un défaut de déséquilibre sur le rotor du laminoir. Ce défaut génère des vibrations d'un niveau très élevé, en provoquant un défaut de roulement dans les paliers N° 03, 04, 07 et 08, ainsi qu'un défaut d'usure au niveau de la portée de roulement dans ces paliers. Ce défaut de déséquilibre n'a pas été corrigé dès son apparition.



Figure 2.19 : Photos de l'installation du laminoir finisseur



Figure 2.20 : Photos du palier usé du laminoir finisseur

✓ Cas du ventilateur atomiseur :

On a exploité le cas du ventilateur industriel atomiseur dans une céramique. Il présentait un défaut de balourd sur la turbine, dû à l'usure sur les pales et le cône de cette dernière. Cet équipement fait l'objet d'un suivi par la technique de l'analyse vibration depuis l'année 2008 selon un historique fourni. La défaillance a été signalée en 2008. On a opéré à la dernière opération d'équilibrage le 09 Avril 2017. Le niveau de vibrations avait pris une valeur très élevée. Il provoquait la détérioration des roulements, allant jusqu'à la cassure de la bague intérieure et aussi une usure sur la portée de roulement dans les deux paliers portant la turbine. L'opération de l'équilibrage de la turbine a été faite après changement des deux roulements et paliers. Le niveau de vibrations a baissé d'une façon remarquable.



Figure 2.21 : Photo du ventilateur atomiseur



Figure 2.22 : Photo de la turbine de l'atomiseur indiquant l'usure flagrant sur ses pales



Figure 2.23 : Détérioration du roulement et cassure de la bague intérieure
Ce cas sera traité en détail dans le chapitre suivant et dans l'annexe 03.



Figure 2.24 : Usure d'une portée de roulement sur l'arbre de l'atomiseur



Figure 2.25 : Photo de indiquant le montage des paliers et roulement de l'atomiseur

✓ Cas du ventilateur exhaure ciment :

L'expérimentation sur l'exhaure ciment dans la zone ciment d'une cimenterie est pratiquement similaire au cas précédent. Il y a présence d'un défaut de balourd sur la turbine à double corps de grande taille. Il est dû au colmatage de la matière sur les pales de la turbine, nécessitant toujours le nettoyage des pales et parfois un équilibrage de cette dernière. Cette défaillance a suscité non seulement l'apparition d'un défaut d'usure sur la portée de roulement dans les deux paliers de l'arbre portant la turbine, avec un désalignement sur l'accouplement reliant l'arbre moteur et celui de la turbine, mais aussi la déformation de la turbine. Tout ceci a entraîné le changement de la turbine.



Figure 2.26: Ventilateur exhaure ciment



Figure 2.27: Turbine du ventilateur exhaure ciment



Figure 2.28: Palier usé de l'arbre portant la turbine du ventilateur exhaure ciment

Chapitre 3

Expérimentation, modélisation et simulation numérique

3.1. Introduction :

Dans ce chapitre, plusieurs cas pratiques seront étudiés. Les expériences se sont déroulées dans différentes usines industrielles de notre pays. Lors de nos visites, on a établi des diagnostics vibratoires approfondis qui révèlent la présence de plusieurs anomalies mécaniques. Aussi, une modélisation numérique utilisant le logiciel Solidworks sera présentée de la manière suivante :

- Une simulation numérique est pratiquée sur une partie de la commande Broyeur qui est le réducteur de la sortie. Il comporte l'engrenage pignon d'attaque et la roue dentée. Cet équipement présente plusieurs anomalies mécaniques, dont la principale est celle du défaut d'engrènement, en suscitant d'autres défauts, à savoir : le défaut de roulement, le défaut d'alignement sur l'accouplement et l'usure des frètes, le défaut d'usure sur la portée de roulement dans les paliers.
- On modélise une partie du ventilateur Aspirateur cuisson d'une cimenterie, celle de la ligne d'arbre portant la turbine de ce ventilateur, et on simule numériquement la partie comportant l'arbre et la turbine à double corps.

Les résultats des simulations à savoir : les modes propres et fréquences propres sont confrontés avec les mesures d'analyse de vibrations expérimentales, afin de déterminer la gravité du défaut mécanique apparaissant sur le système (la machine). On établit par la suite les pronostics vibratoires adéquats.

3.2. Etudes expérimentales et simulations numériques :

3.2.1. Broyeur ciment BK 02 :

Dans cette partie, on se propose d'étudier le comportement vibratoire sur toute la chaîne cinématique de la Commande Broyeur ciment BK 02 d'une cimenterie. On a effectué une programmation des points de mesures de vibrations à travers l'ensemble des paliers à l'aide d'un logiciel d'analyse de vibrations XPR

300. Par la suite, on a réalisé des mesures de vibrations à l'aide d'un collecteur de données, analyseur de vibration bi voies le MOVIPACK.

Notre étude se focalise au niveau du réducteur à axe parallèles à dentures droites. Dans cette installation de la Commande Broyeur BK02, il y a présence aussi de plusieurs défauts agissant en même temps. Le défaut d'usure sur les flancs de denture du train d'engrenage a engendré des niveaux de vibrations dépassant le seuil de danger. L'objectif est de suivre l'évolution de ce défaut d'engrènement ainsi que les autres anomalies et d'établir des corrections sur les autres défauts mécaniques.

3.2. a. Caractéristiques techniques et choix des points de mesures de vibrations :

Le broyeur ciment est composé de deux réducteurs. Le premier est de type Citroën formé d'un pignon d'attaque de 26 dents et d'une roue dentée de 136 dents. Le pignon d'attaque est porté par des roulements de référence 22230 C, et la roue dentée par des roulements 23040 C, dont la fréquence d'engrènement est de 422,50 Hz.

Ce réducteur est entraîné par un moteur électrique de puissance de 986 KW, tournant à la vitesse de 985 tr/min par l'intermédiaire d'un accouplement semi élastique. Le second réducteur est composé d'un pignon d'attaque à denture droite formé de 15 dents, entraînant une couronne de 145 dents.

Les points de mesures de vibrations sont choisis sur les paliers afin de connaître l'état général de la machine. Il est donc nécessaire de connaître l'état des roulements et des pignons des deux trains d'engrenage, en particulier le second train d'engrenage. La programmation des points de mesure est établie d'une manière à permettre de capter toutes les fréquences d'intérêt et de suivre leurs évolutions dans les trois directions : horizontale, verticale et axiale.

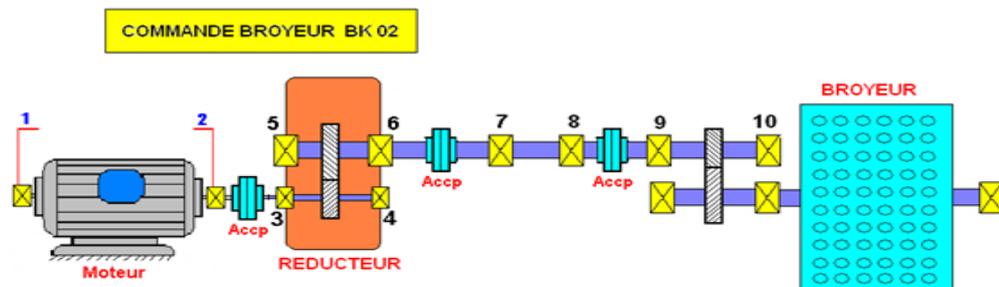


Figure 3.1 : Schéma cinématique du broyeur ciment et points de mesures de vibrations

Moteur électrique		
Puissance	P_m	986 Kw
Vitesse de rotation	ω_m	985 tr/min (103,1 rad /s)
Couple de sortie (moteur)	$C_S = \eta \cdot P_m / \omega_m$	9085,35 N.m
Couple pignon	$C_P = R \cdot C_S$	87764,48 N.m
Caractéristiques et formules des engrenages droits à dentures droites		
Caractéristiques	Symboles	Valeurs
Module	m	32
Pas primitif	$P = \pi \cdot m$	100,53
Largeur de la dent	$b = k \cdot m$ ($7 \leq k \leq 12$)	$224 \leq 256mm \leq 384$
Angle de pression	α	20°
Entraxe entre les deux roues	a	2560 mm
Rapport de transmission	R	9,66
Pignon		
Nombre de dents	Z_1	15
Diamètre primitif	$d_p = m \cdot Z_1$	480 mm
Diamètre de tête	$d_a = d_p + 2 \cdot m$	544 mm
Diamètre de pied	$d_f = d_p - 2,5 \cdot m$	400 mm
Roue (Couronne)		
Nombre de dents	Z_2	145 mm
Diamètre primitif	$d_p = m \cdot Z_2$	4640 mm
Diamètre de tête	$d_a = d_p + 2 \cdot m$	4704 mm
Diamètre de pied	$d_f = d_p - 2,5 \cdot m$	4560 mm

Tableau 3.1 : Caractéristiques techniques de l'engrenage

3.2.1.b. Historique de la machine :

La commande Broyeur est une machine de grande stratégie dans la chaîne de production de la cimenterie. Son suivi par la méthode de l'analyse vibratoire a débuté le 06 Septembre 2015. On a réalisé un diagnostic de vibrations sur toute la chaîne cinématique de la commande. L'interprétation spectrale a révélé la présence de plusieurs anomalies mécaniques : un défaut d'écaillage à l'état précoce sur les flancs de la denture du pignon d'attaque du réducteur N°01, générant des vibrations d'un niveau globale de 02,82 mm/s sur le palier N°03 côté accouplement. Ce résultat est conforme aux normes internationales VDI 2056. L'analyse spectrale a porté jusqu'aux paliers N°09 et N°10, où on a décelé la

présence d'un défaut d'engrènement sur le deuxième train d'engrenage situé à la sortie de la commande, suite à l'usure avancée sur les flancs de la denture du pignon d'attaque et de la couronne dentée. Ceci a provoqué un défaut d'alignement non seulement entre les paliers N°09 et N°10, mais aussi entre les deux lignes d'arbres portées par les paliers N°08 et 09, générant des vibrations d'un niveau global de 09,15 mm/s. ce résultat s'est jugé alarmant, d'après les normes internationales VDI 2056.

En parallèle, on a procédé à des mesures de kurtosis sur toute la chaîne cinématique de la machine. On détecte une surcharge importante sur les roulements du réducteur N°01, dont la valeur du Kurtosis a dépassé le niveau 3 sur les paliers N°03 et N° 04 portant le pignon d'attaque. Pour les paliers N°07, 08, 09 et 10 à la sortie de la commande Broyeur, on enregistre des niveaux de kurtosis supérieurs à 3 du fait de l'intensité vibratoire engendrée par le défaut d'engrènement d'un côté et le désalignement de l'autre côté.

De ce fait, on établit des recommandations, pour contrôler le jeu sur les flancs de la denture du pignon d'attaque et la roue dentée des deux réducteurs, ainsi qu'à la correction de l'alignement reliant les deux lignes d'arbres portés par les paliers N°08 et 10.

Le 09 Novembre 2015, on a réalisé un autre diagnostic vibratoire sur la machine, afin de suivre l'évolution de ces défaillances. On constate une croissance considérable et très élevée du niveau global de vibrations sur l'ensemble des paliers, en particulier sur les paliers N°09 et 10, arrivant jusqu'à 54,10 mm/s (jugé danger d'après les normes VDI 2056). C'est la conséquence du défaut d'engrènement sur le réducteur N°02, dû à l'usure avancée sur le profil des flancs du pignon et de la couronne dentée.

Niveaux de vibrations globaux en termes de vitesse en mm/s										
Point de mesures	02	03	04	05	06	07	08	09	10	
06/09/2015	01,29	02,82	02,71	01,58	02,51	01,84	02,45	04,61	09,15	

19/11/2015	03,15	07,46	09,70	03,54	06,97	06,32	11,50	19,30	54,10
26/11/2015	02,00	06,84	08,75	04,22	06,58	05,54	05,21	21,40	53,10
06/12/2015	01,74	04,86	06,41	03,03	04,35	03,77	04,77	21	43,90
18/04/2016	03.68	10.70	15.10	07.40	13.20	11.40	04.69	12.50	13

Tableau 3.2 : Vitesses vibratoires prises sur toute la chaîne cinématique de la machine

Niveaux de Kurtosis									
Point de mesures	02	03	04	05	06	07	08	09	10
06/09/2015	02,88	04,21	03,90	02,89	03,03	04,49	03,24	04,95	03,83
19/11/2015	02,82	02,76	03,01	02,97	03,23	04,25	04,69	04,76	12,70
26/11/2015	03,19	03,04	03,44	03,07	02,95	05,23	08,19	06,12	15,40
06/12/2015	03,76	03,17	03,19	02,98	03,07	03,80	07,27	03,95	10,90
18/04/2016	02.89	07.92	03.53	02.63	03.36	03.63	03.26	05.01	04.52

Tableau 3.3 : Niveaux du Kurtosis pris sur toute la chaîne cinématique de la machine



Figure 3.2 : Tendence vibratoire du BK 02 sur le palier N°09 dans le sens horizontal

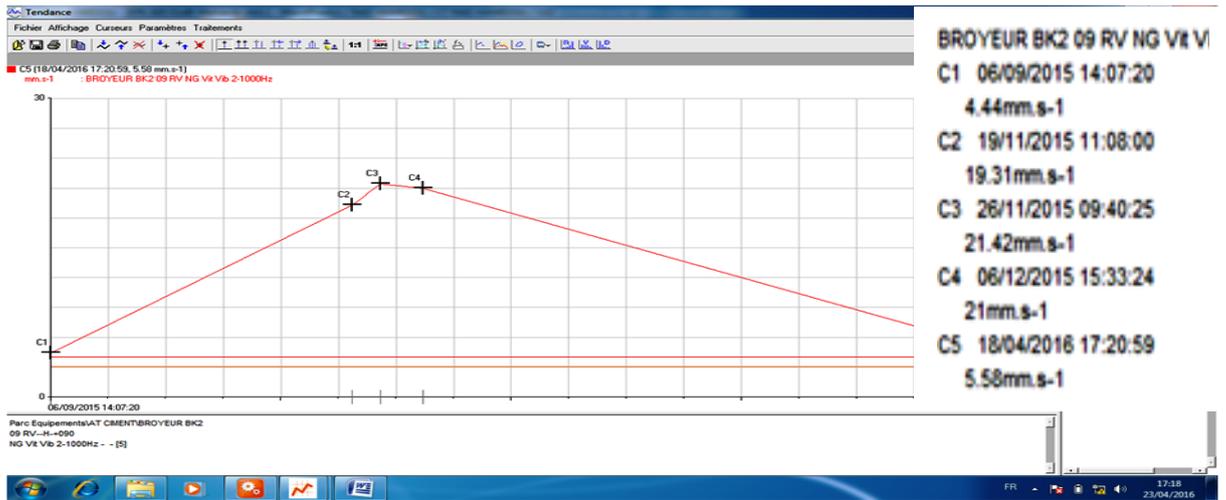


Figure 3.3 : Tendence vibratoire du BK 02 sur le palier N°09 dans le sens vertical

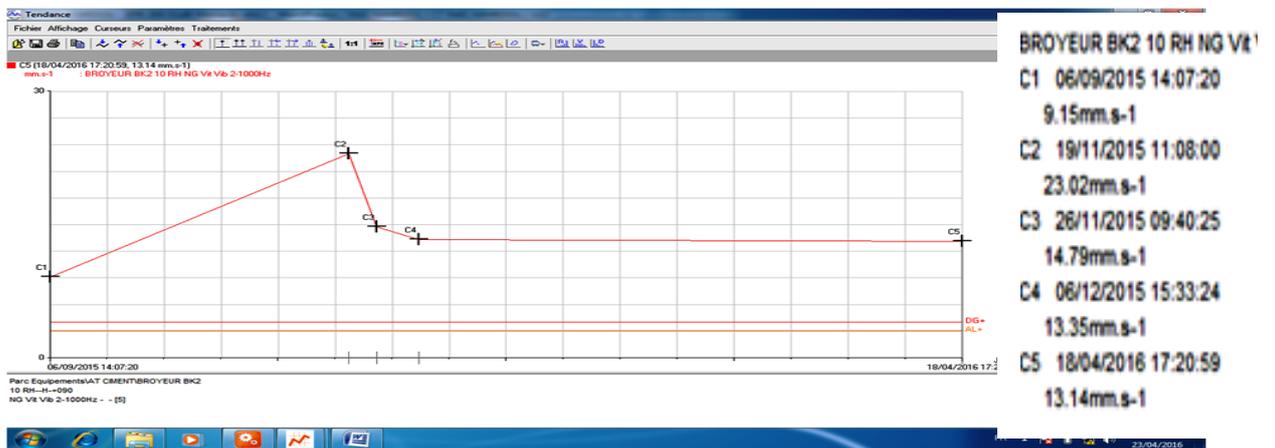


Figure 3.4 : Tendence vibratoire du BK 02 sur le palier N°10 dans le sens horizontal

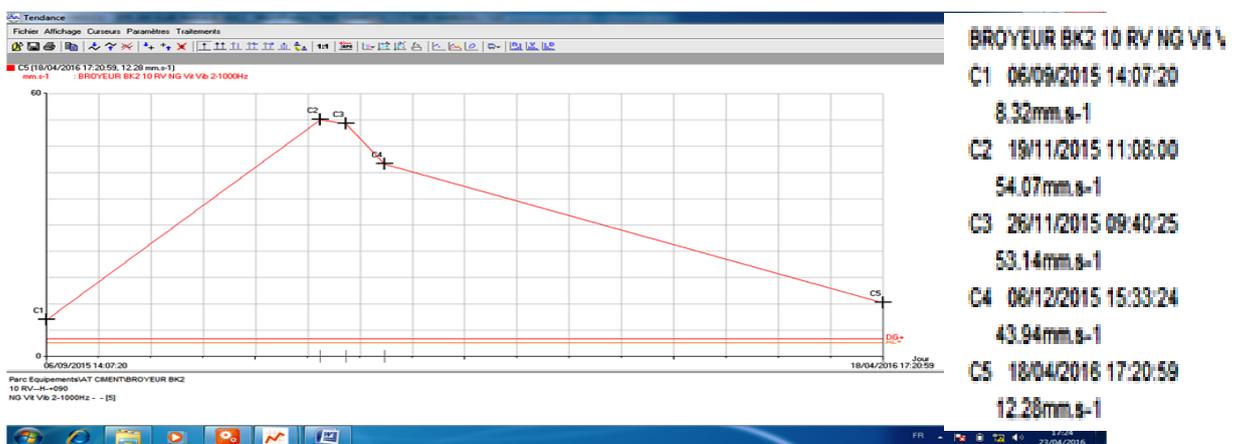


Figure 3.5 : Tendence vibratoire du BK 02 sur le palier N°10 dans le sens vertical

3.2.1.c. Analyse des résultats du 19 Novembre 2015 :

L'interprétation spectrale des prises de mesures de vibrations, sur toute la chaîne cinématique de la commande Broyeur ciment BK 02 daté du 19 Novembre 2015, révèle la présence d'un défaut d'engrènement sur le train d'engrenage N°02, à la sortie de la commande. Cette défaillance est engendrée par une usure très avancée entre les flancs de la denture du pignon d'attaque et de la roue dentée (couronne). Elle se voit nettement sur tous les spectres vibratoires prélevés à travers les paliers de l'installation à travers les figures de 3.6 à 3.17. L'image spectrale en termes de vitesse est dans une bande de fréquence de 500 Hz et 1000 Hz, prise respectivement dans les deux sens radial et axial de chaque palier, révélant ainsi la présence d'un peigne de raies spectrales de composantes d'ordre 2, 3,4. L'amplitude est de 0,53 mm/s sur le palier moteur et l'amplitude de la quatrième composante du choc engendré par ce défaut d'engrènement est de l'ordre de 01,36 mm/s. Le niveau du choc de cette défaillance s'est amplifié progressivement à travers la chaîne cinématique. En s'étalant encore, et précisément sur le palier N°08 dans la direction verticale, on remarque que l'image spectrale s'est modifiée, où l'intensité vibratoire s'est amplifiée sévèrement et s'est concentrée sur la deuxième harmonie à 94,19 Hz. Le niveau de son amplitude est de 08,64 mm/s. Dans ce cas, il y a apparition d'un désalignement entre l'arbre porté par le palier N°08 et l'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur N°02, suite à l'usure survenue sur les frettes des manchons d'accouplement reliant ces deux arbres. Sur le palier N°09, dans la direction radiale horizontale, on constate que le niveau de vibrations s'est étalé à travers le peigne de raies. Sur le même palier et dans la direction verticale les valeurs d'amplitude en termes de vitesse vibration se sont amplifiées d'une façon considérable sur toutes les composantes multiples de la fréquence d'engrènement. La valeur d'amplitude la plus élevée est de 07,62 mm/s sur la septième harmonie correspondant à la fréquence de 329,73 Hz.

En passant à la sortie de la commande Broyeur, sur le palier N°10, on enregistre un spectre dans la direction horizontale où les niveaux d'amplitudes des composantes du peigne de raies sont plus importants que pour le palier N°09. La valeur la plus élevée est de 07,77 mm/s pour la deuxième harmonie correspondant à la fréquence de 94,19 Hz. Pour la quatrième harmonie, elle est de 07,07 mm/s. Le dernier spectre en termes de vitesses est prélevé sur le même

palier N°10 dans la direction verticale. Il représente l'ampleur du niveau vibratoire où le défaut d'engrènement engendre des amplitudes d'une intensité de 19,43 mm/s sur la deuxième harmonie du peigne de raies et de 34,55 mm/s sur la quatrième harmonie correspondant respectivement aux fréquences de 94,17 Hz et 188,34 Hz.

Finalement, on conclut que la présence d'un défaut d'engrènement d'une telle ampleur dû à une usure flagrante sur les flancs de la denture du pignon d'attaque et de la roue dentée a provoqué la naissance d'autres défaillances. On cite non seulement le désalignement entre les deux arbres portés par les paliers N°08 et N°09 ainsi que l'alignement entre les deux paliers N°09 et N°10, mais aussi un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°09 et N°10 et des défauts de roulement dans les paliers N°07, N°08, N° 09 et 10. Le niveau de Kurtosis pris sur ces paliers dépasse la valeur 03 comme l'indique le tableau 3.3.

Composantes de fréquence du peigne de raies	Amplitude sur le Palier N°09 dans le sens horizontal (mm/s)	Amplitude sur le Palier N°09 dans le sens vertical (mm/s)	Amplitude sur le Palier N°10 dans le sens horizontal (mm/s)	Amplitude sur le Palier N°10 dans le sens verticale (mm/s)
Fréquence fondamentale (47,10Hz)	03,11	02,93	05,74	04,59
2 ^{ème} harmonie (94,20Hz)	02,10	06,20	07,77	19,43
3 ^{ème} harmonie (141,30Hz)	03,75	03,41	03,95	08,16
4 ^{ème} harmonie (188,42Hz)	01,73	04,49	07,07	34,55
5 ^{ème} harmonie (235,52Hz)	02,82	06,50	01,91	08,82
6 ^{ème} harmonie (282,63Hz)	00,82	01,73	00,27	
7 ^{ème} harmonie (329,73Hz)	00,75	07,62	01,59	

8 ^{ème} harmonie (376,84Hz)	01,69	05,12	02,19	02,71
9 ^{ème} harmonie (423,95Hz)	00,67	02,31	01,52	03,22
10 ^{ème} harmonie (471,05Hz)	00,33	02,09	03,34	02,43

Tableau 3.4 : Amplitudes de vibrations à travers les composantes fréquentielles du peigne de raies du spectre devibrations sur le réducteur N°02 de la commande Broyeur du 19 Novembre 2015

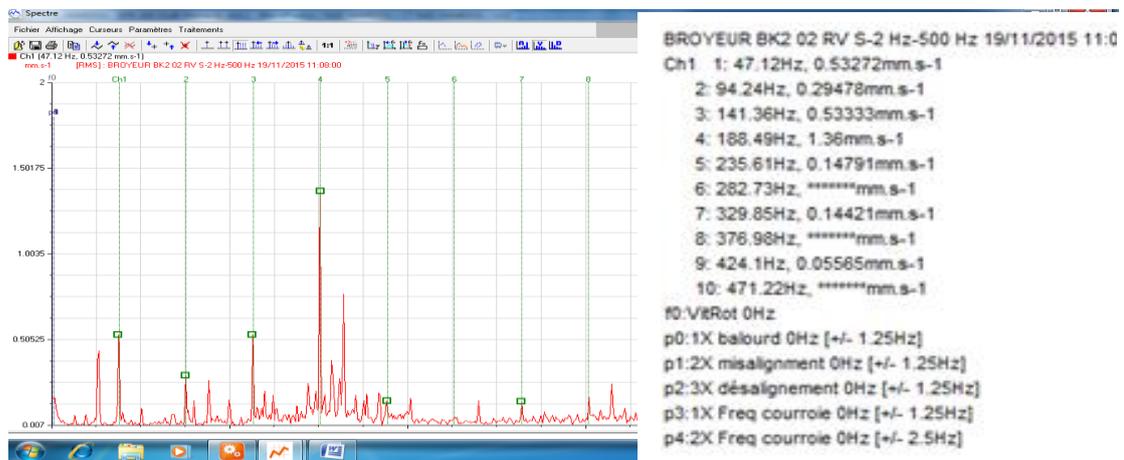


Figure 3.6 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens radial vertical le 19 Novembre 2015

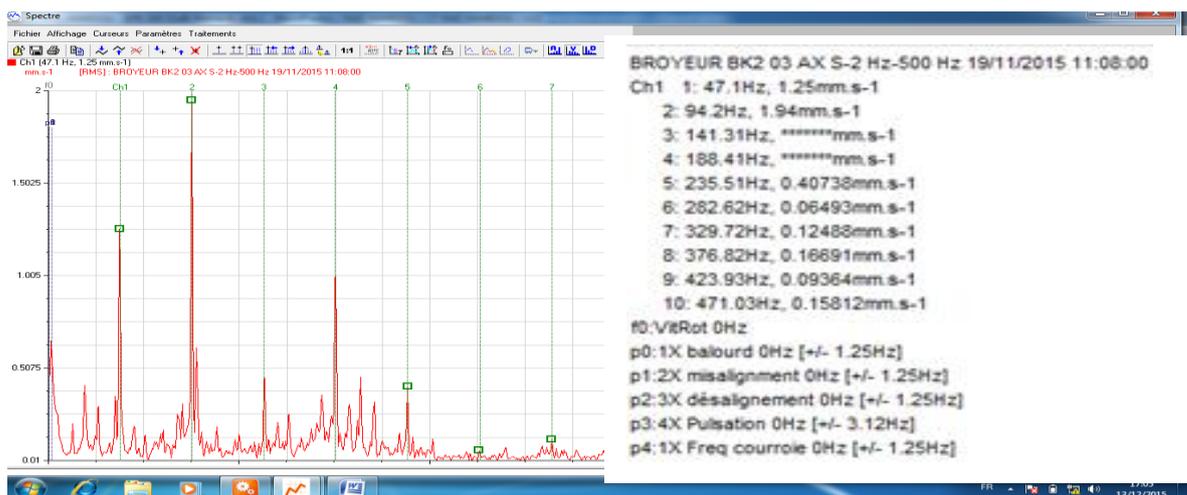


Figure 3.7 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens axial le 19 Novembre 2015

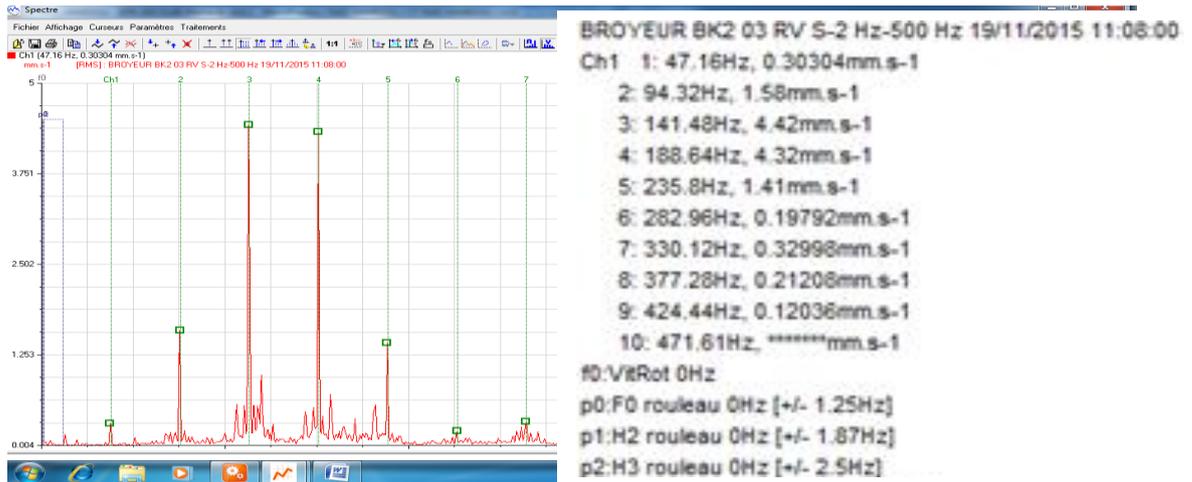


Figure 3.8 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial vertical
le 19 Novembre 2015

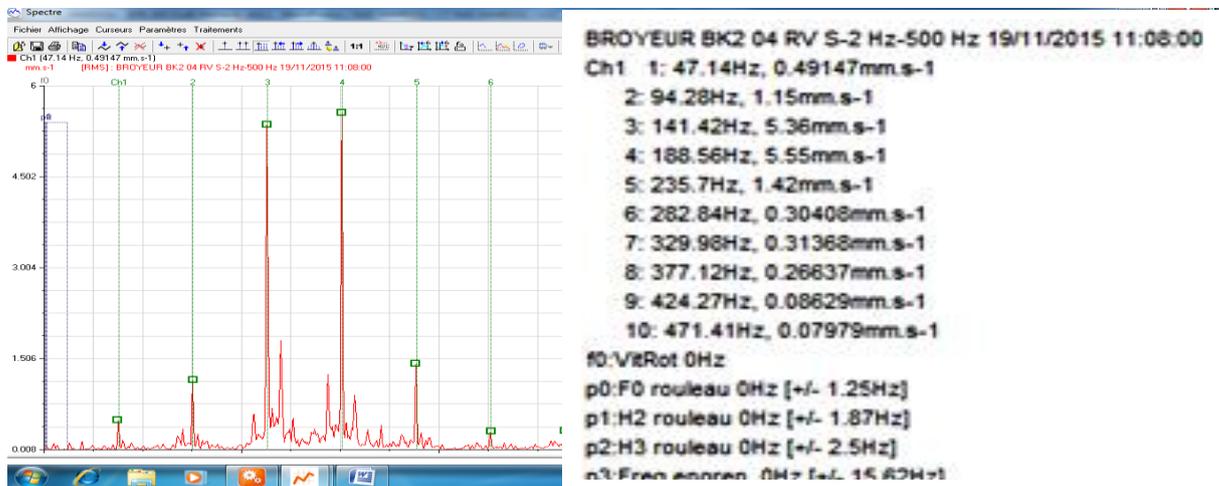


Figure 3.9 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical du
19 Novembre 2015

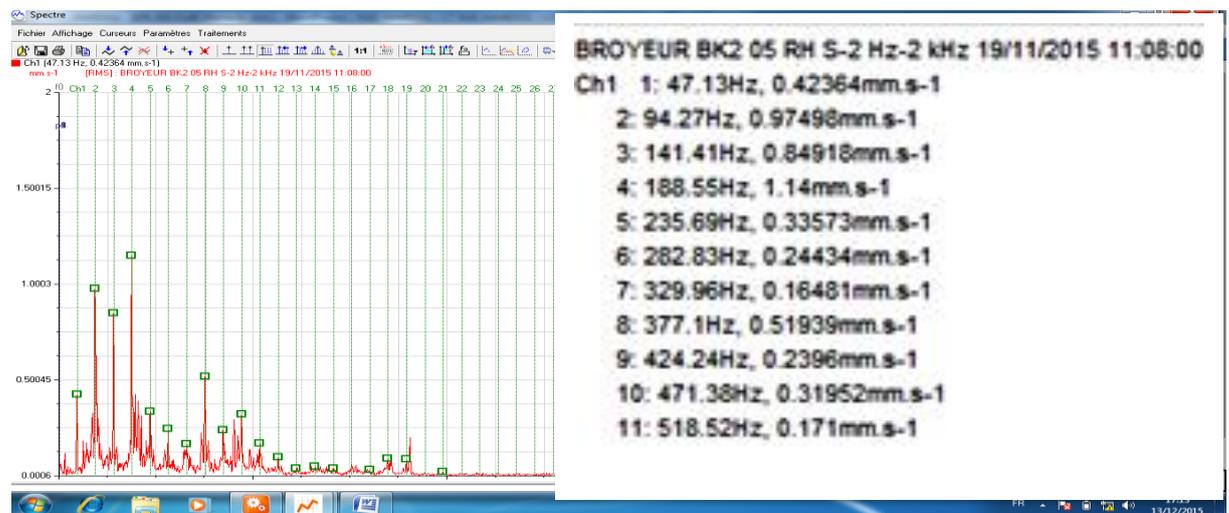


Figure 3.10 : Spectre pris sur le palier N°05 dans le sens radial horizontal
le 19 Novembre 2015

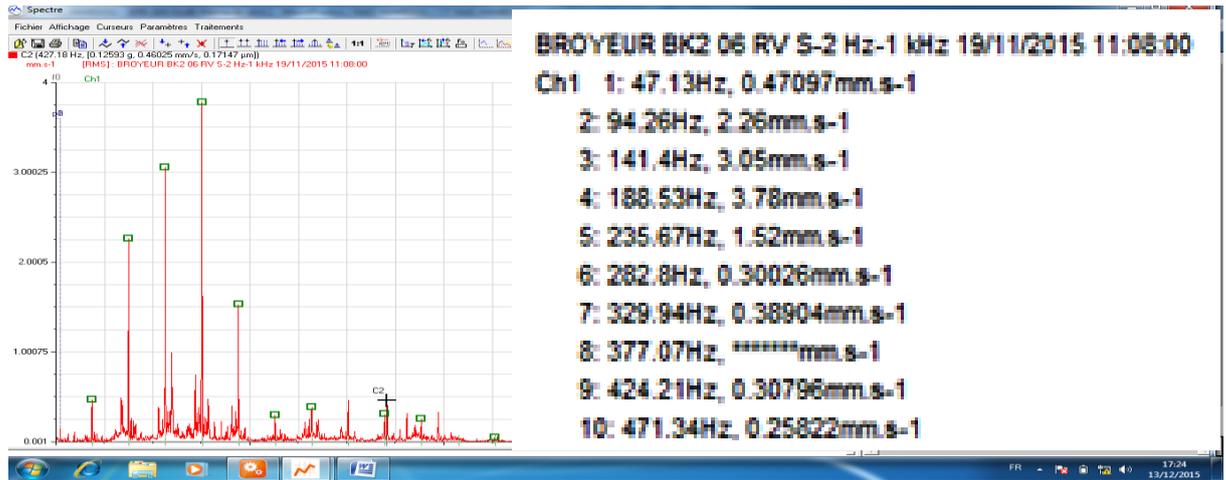


Figure 3.11 : Spectre pris sur le palier N°06 dans le sens radial vertical
le 19 Novembre 2015

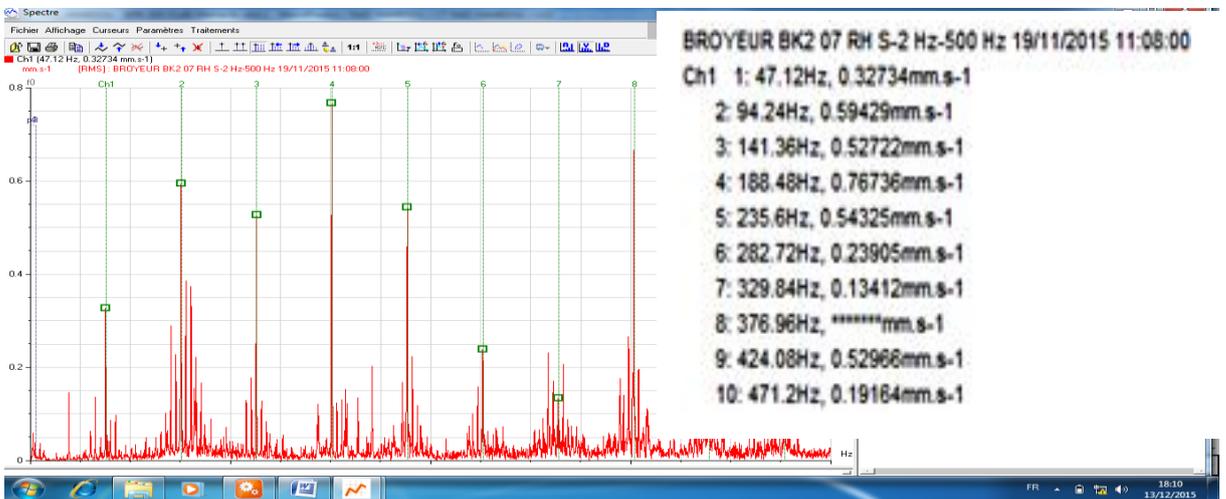


Figure 3.12 : Spectre pris sur le palier N°07 dans le sens radial horizontal
le 19 Novembre 2015

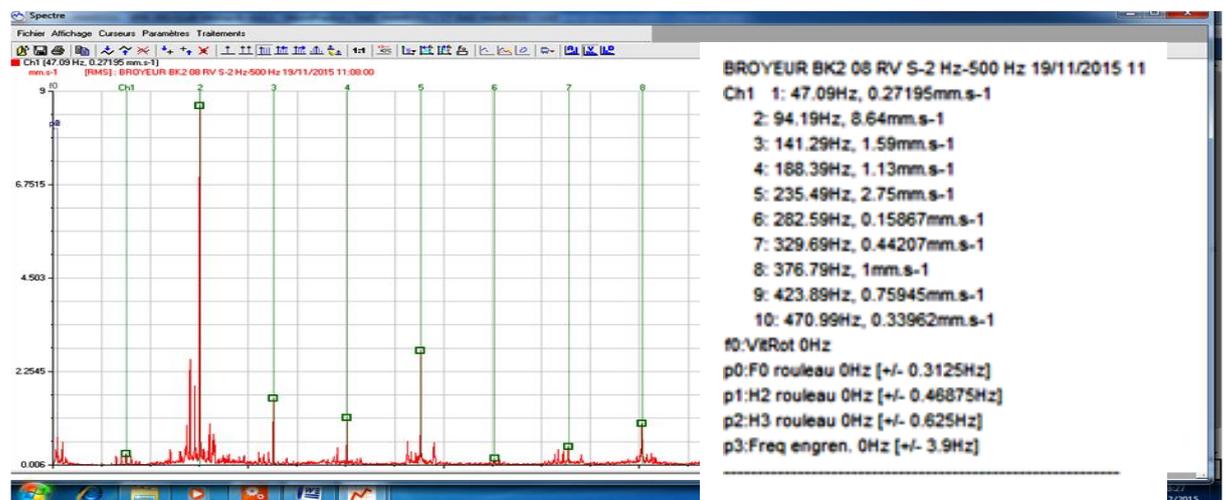


Figure 3.13 : Spectre pris sur le palier N°08 dans le sens radial vertical
le 19 Novembre 2015

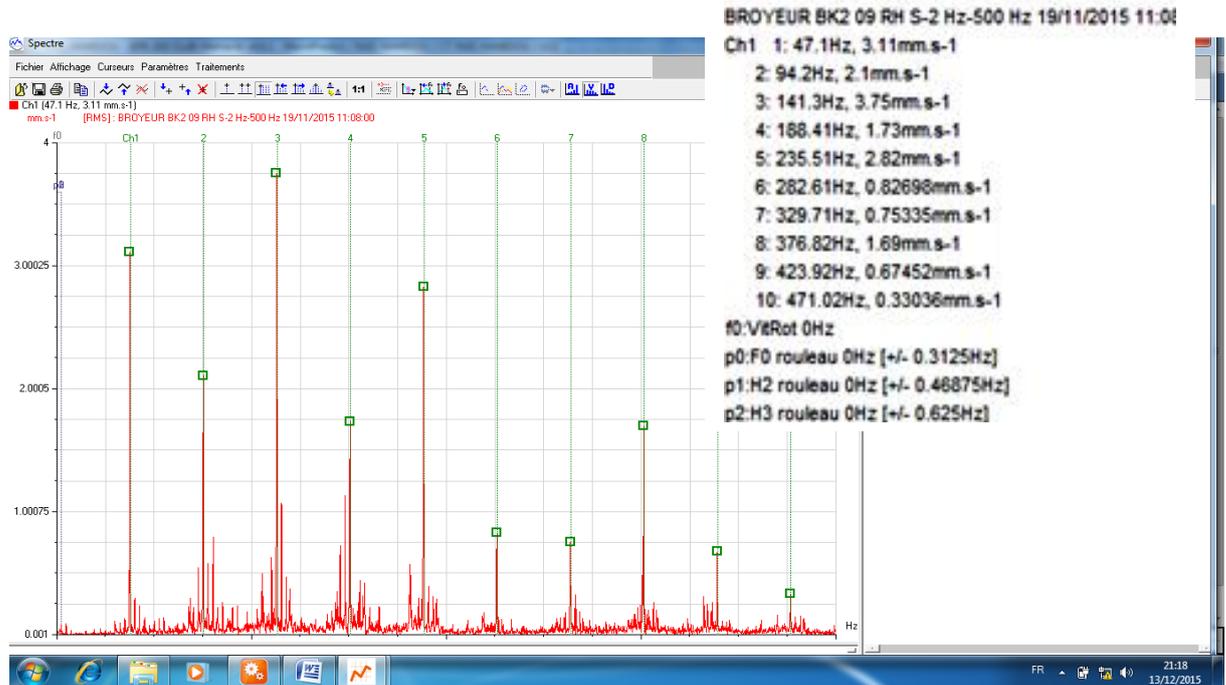


Figure 3.14 : Spectre pris sur le palier N°09 dans le sens radial horizontal
 le 19 Novembre 2015

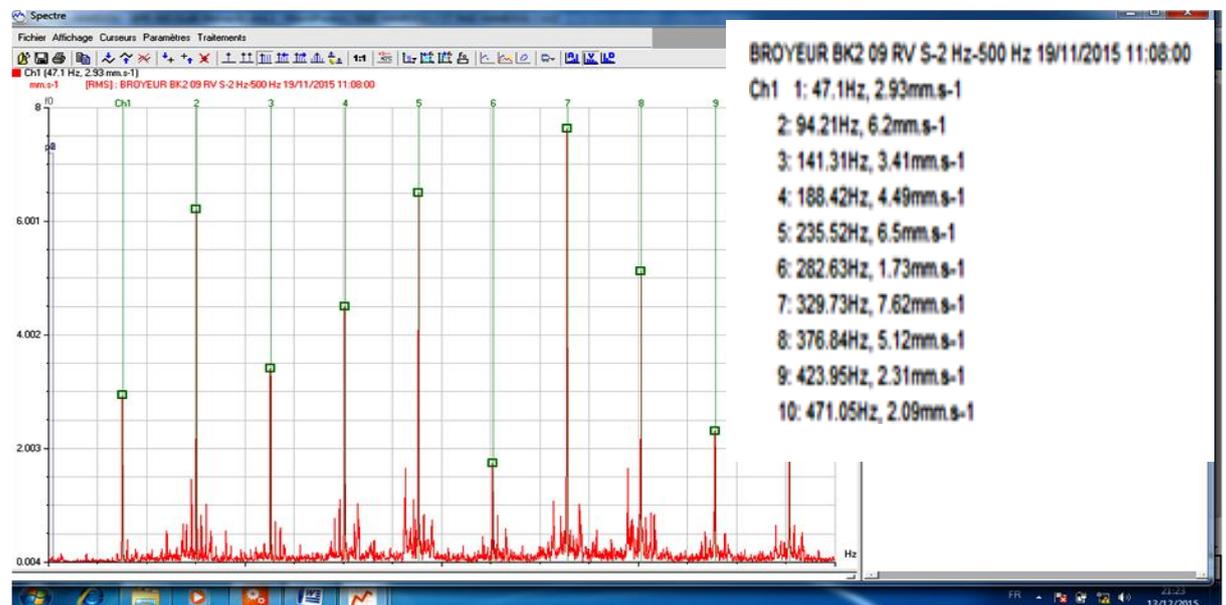


Figure 3.15 : Spectre pris sur le palier N°09 dans le sens radial vertical
 le 19 Novembre 2015

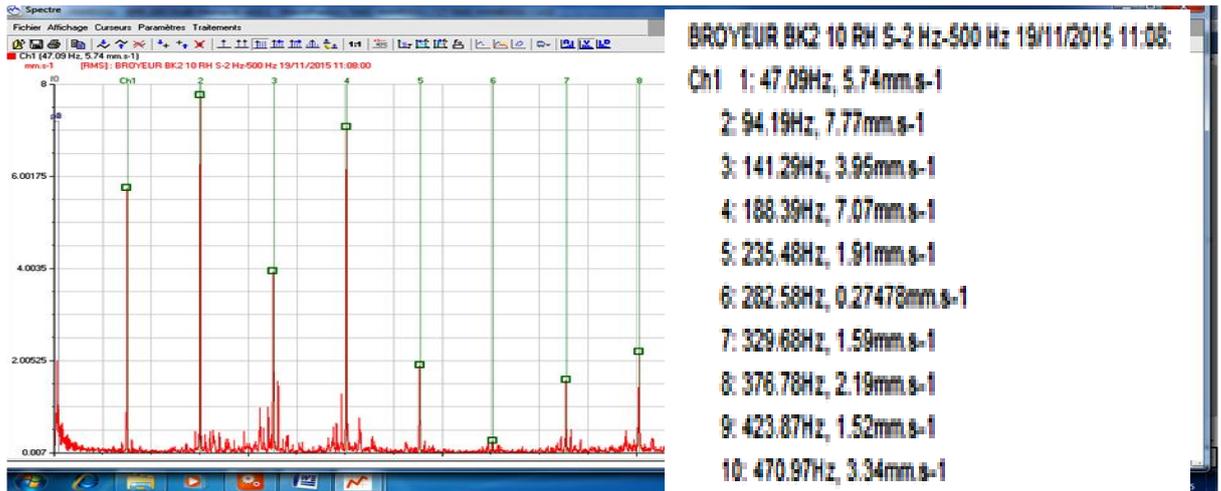


Figure 3.16 : Spectre pris sur le palier N°10 dans le sens radial horizontal
le 19 Novembre 2015

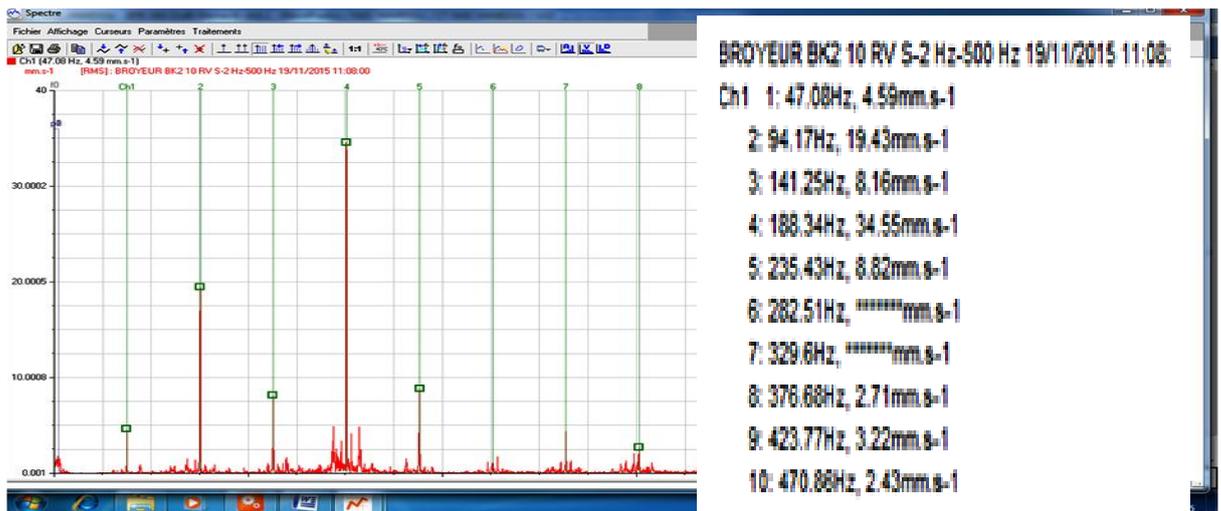


Figure 3.17 : Spectre pris sur le palier N°10 dans le sens radial vertical
le 19 Novembre 2015

3.2.1.c. Modélisation et simulation numérique de l'engrenage du Broyeur BK 02 :

Les caractéristiques des organes étudiés du broyeur ciment sont représentés dans le tableau suivant :

Pièces	Matériaux	Mass densité	Module de Young	Rapport de Poisson
Arbres	Acier alliage coulé	7300	190	0.26
Pignon d'attaque	Acier AISI 1020	7900	200	0.29
Couronne	Acier non allié	7800	210	0.28

Tableau 3.5 : Caractéristiques des matériaux

La modélisation et la simulation numérique du second train d'engrenage à un seul étage est faite par le logiciel Solidworks. On considère les propriétés des matériaux et les conditions aux limites. On passe à la discrétisation du système continu par la méthode des éléments finis. Le système a été quadrillé en 241893 éléments associés à 353984 nœuds en utilisant les éléments tétraédriques, de tailles de 17,47 mm à 52,41 mm pour un nombre de degrés de liberté de 1056570.

La simulation avec SolidWorks inclut la participation du rapport de masse dans le calcul de la réponse pour chaque direction principale de la structure. Cette condition est basée sur une base unitaire de l'accélération dans une direction particulière. La solution de l'état d'équilibre pour ce cas ne comporte aucun amortissement et pas de forces élastiques. Ainsi, on ne considère que l'inertie. Par conséquent, les réponses modales pour une accélération dans la direction X peuvent être écrites sous la forme :

$$\ddot{P}_k = P_{kX} \quad (3.1)$$

Au point nodal, la force d'inertie dans cette direction est par définition:

$$f_{Xk} = M \cdot \ddot{q}(t) = P_{kX} \cdot M \cdot \psi_k \quad (3.2)$$

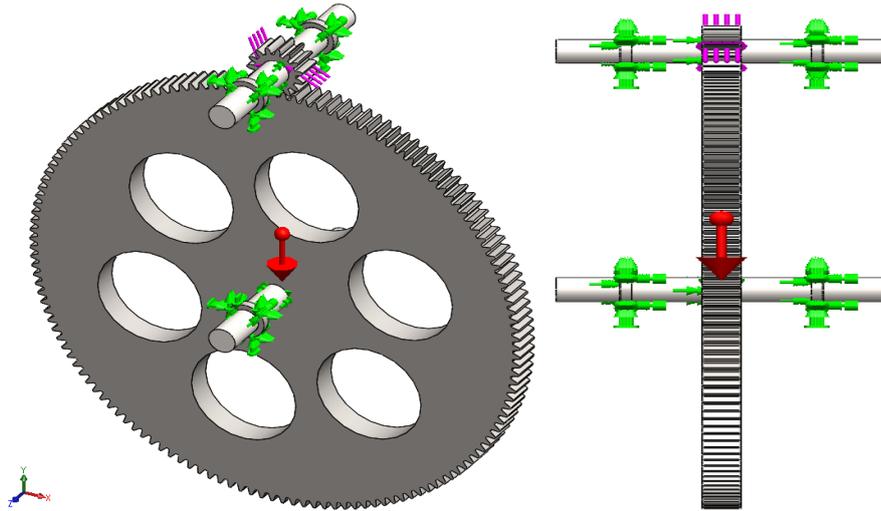


Figure 3.18: Modélisation de système engrenage par SolidWorks

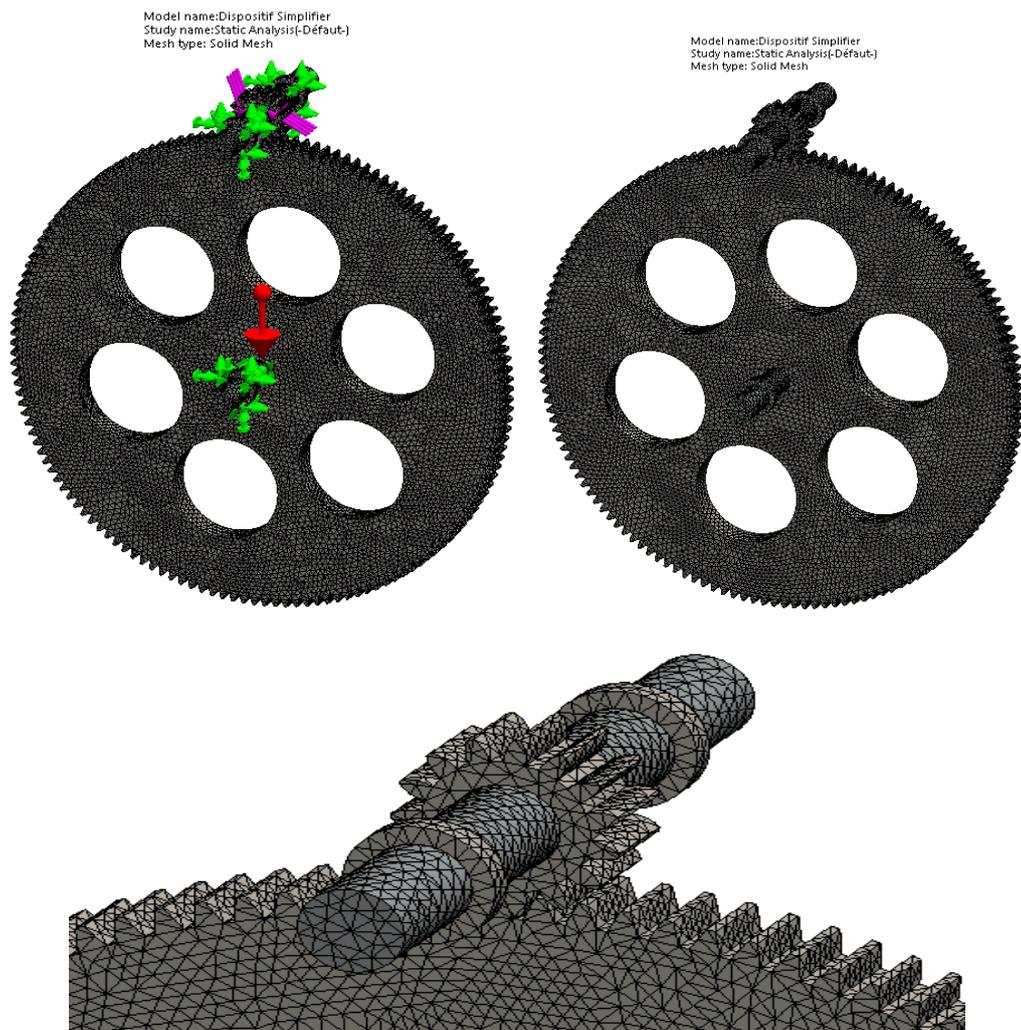


Figure 3.19 : Maillage et conditions aux limites

La Résistance au cisaillement dans la direction X pour le $k^{\text{ème}}$ mode est la somme de toutes forces au point de nœud et \ddot{P}_k^2 le cisaillement total dans cette base dans la direction X, y compris. Les n modes, seront les suivants:

$$S_x = \sum_{k=1}^N P_{kX}^2 \quad (3.3)$$

Dans cette base unitaire d'accélération dans toutes les directions, le cisaillement exact doit être égal à la somme de tous les composants de masse dans cette direction.

Ensuite, le rapport de masse a été défini comme la participation de la masse divisée par la masse totale dans cette direction donnée sous la forme :

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{mass} = \sqrt{X_{mass}^2 + Y_{mass}^2 + Z_{mass}^2} \\ X_{mass} = \frac{\sum_{k=1}^n P_{kX}^2}{\sum m_x}, \quad Y_{mass} = \frac{\sum_{k=1}^n P_{kY}^2}{\sum m_y}, \quad Z_{mass} = \frac{\sum_{k=1}^n P_{kZ}^2}{\sum m_z} \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Si tous les modes de vibration sont considérés, alors ces ratios seront tous égaux à 1.

Le facteur de qualité de la structure Q_k au $k^{\text{ème}}$ mode de vibrations, peut être estimé en utilisant le maximum de l'amplitude dynamique divisé par $\sqrt{2}$ qui fixe les fréquences ω_a et ω_b à proximité de la fréquence de résonance ω_k .

$$Q_k = \frac{4\omega_k^2}{\omega_b^2 - \omega_a^2} \approx \frac{\omega_k}{\Delta\omega_k} = \frac{1}{2\xi_k} \quad (3.5)$$

Le taux d'amortissement ξ_k peut être approché par l'expression :

$$\xi_k = \frac{1}{10 + 0.05 \cdot \omega_k} \quad (3.6)$$

3.2.1.d. Résultats de la simulation :

Les résultats de la simulation de l'analyse modale du système d'engrènement ont été résumés dans le tableau 3-6. En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associés sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques. Le premier mode représente le mode de torsion, tandis que le deuxième et le troisième mode de flexion sont les plus importants et ont une influence sur le comportement dynamique de la structure. En particulier pour le

cinquième mode et le sixième mode de vibrations qui se rapprochent de la fréquence d'engrènement du système de 48,75 Hz, d'après les résultats de l'analyse vibratoire donnés par les spectres des figures de 3.14 à 3.16. Le deuxième et le troisième mode convergent vers la sixième harmonie de la fréquence fondamentale de rotation du pignon d'attaque qui est de 03,75 Hz. Ces modes sont caractérisés par une grande participation du rapport de masse et ils sont plus dangereux que les modes plus élevés. Les basses fréquences génèrent des formes de modes relativement simples de la structure, caractérisées par des longueurs d'ondes similaires à leurs tailles, ce qui rend l'analyse du mouvement plus facile, contrairement aux fréquences propres plus élevées.

N° mode	Fréquence naturelle en (Hz)	Taux d'amortissement	Facteur qualité Q_k	Participation du rapport de masse %	Forme du mode de vibrations
1	6,6691	0.0827	6,0460	1,0849E-21	Torsion
2	26,48	0.0546	9,1575	1,4438E-14	Flexion
3	26,509	0.0546	9,1575	2,2032E-15	Flexion
4	34,912	0.0477	10,4823	0,54697858	Torsion
5	50,137	0.0388	12,8866	3,2346E-17	Flexion
6	50,147	0.0388	12,8866	9,4205E-18	Flexion
7	116,07	0.0215	23,2558	7,9822E-19	Flexion
8	117,44	0.0213	23,4742	2,5309E-19	Flexion
9	198,22	0.0138	36,2319	0,50582961	Flexion
10	198,26	0.0138	36,2319	0,50578316	Flexion
11	210,28	0.0132	37,8788	1,4956E-15	Flexion
12	210,29	0.0132	37,8788	2,3417E-16	Flexion
13	242,42	0.0116	43,1035	0,0106957	Axial
14	245,93	0.0115	43,4783	4,641E-12	Flexion
15	246,12	0.0115	43,4783	6,3831E-11	Flexion
16	299,96	$9,594 \cdot 10^{-3}$	52,1159	4,8861E-15	Flexion
17	300,01	$9,592 \cdot 10^{-3}$	52,1268	4,4396E-19	Flexion
18	327,26	$8,865 \cdot 10^{-3}$	56,4016	3,4012E-16	Flexion
19	327,30	$8,863 \cdot 10^{-3}$	56,4143	4,2133E-19	Flexion
20	335,40	$8,668 \cdot 10^{-3}$	57,6834	3,9822E-16	Torsion

Tableau 3.6 : Liste des fréquences propres

3.2.1.e. Confrontation et validation des résultats expérimentaux et numériques :

Les fréquences de résonance de l'installation ont été calculées suite à la simulation numérique par le logiciel Solidworks et comparées aux fréquences expérimentales (MOVIPACK).

Les défauts mécaniques sont décelés lors du diagnostic vibratoire de la commande broyeur BK 02. Les formes des modes associés ont été prédites et analysées. Le facteur de qualité de la structure est évalué. D'après les résultats de la simulation et leurs confrontation avec ceux de l'expérimentation, on conclut que:

- Le premier mode de torsion constitue un risque sur la structure car il converge vers la deuxième harmonie de fréquence de rotation de l'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur, où la présence d'un éventuel
- mauvais alignement entre les deux paliers portant le pignon d'attaque du réducteur N° 09 et 10 peut provoquer des dégâts sur la structure quand les deux fréquences coïncident.
- A priori, le deuxième et le troisième mode de flexion sont les plus importants et ont une influence sur le comportement dynamique de la structure. Ils ne constituent aucun risque sur l'installation puisque ils ne croisent aucune fréquence générée par les défauts mécaniques détectés lors du fonctionnement de cette machine.
- Le cinquième et le sixième mode de vibrations se rapprochent de la fréquence d'engrènement du système. Le défaut mécanique se manifeste légèrement sur les paliers N° 09 et N° 10 de la sortie, avec des niveaux de vibrations respectivement de 05,74 mm/s, et de 04,59 mm/s.
- Après l'interprétation des spectres de vibrations prélevés sur l'ensemble des paliers de la machine et l'analyse du peigne de raies lié à la fréquence d'engrènement de 47,13 Hz, on constate la présence de ses composantes d'ordre de 2, 3, 4, 5, etc,... Elles sont légèrement loin des autres fréquences de résonance.
- La stabilité et la fiabilité de la structure ont été établies par le facteur de qualité qui est proche de 7 pour le premier mode de vibration. [44].

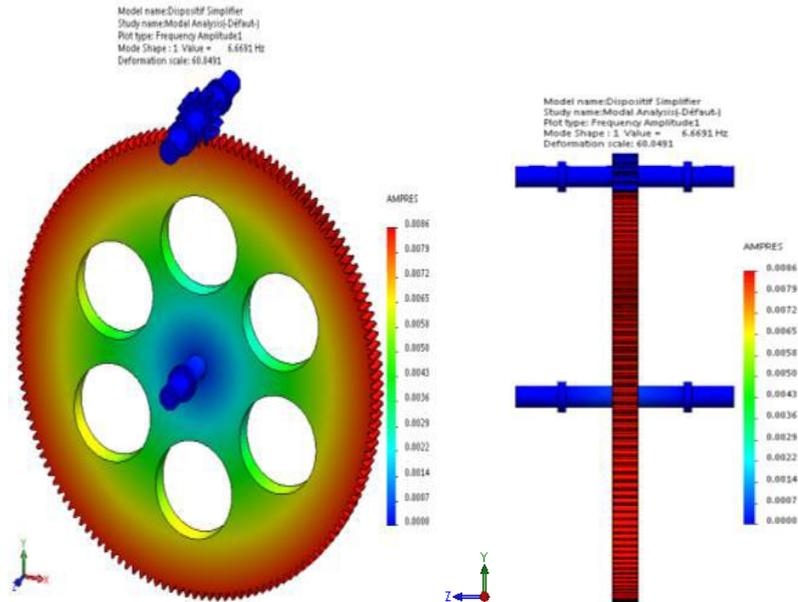


Figure 3.20 : Premier mode de vibrations du système engrenages

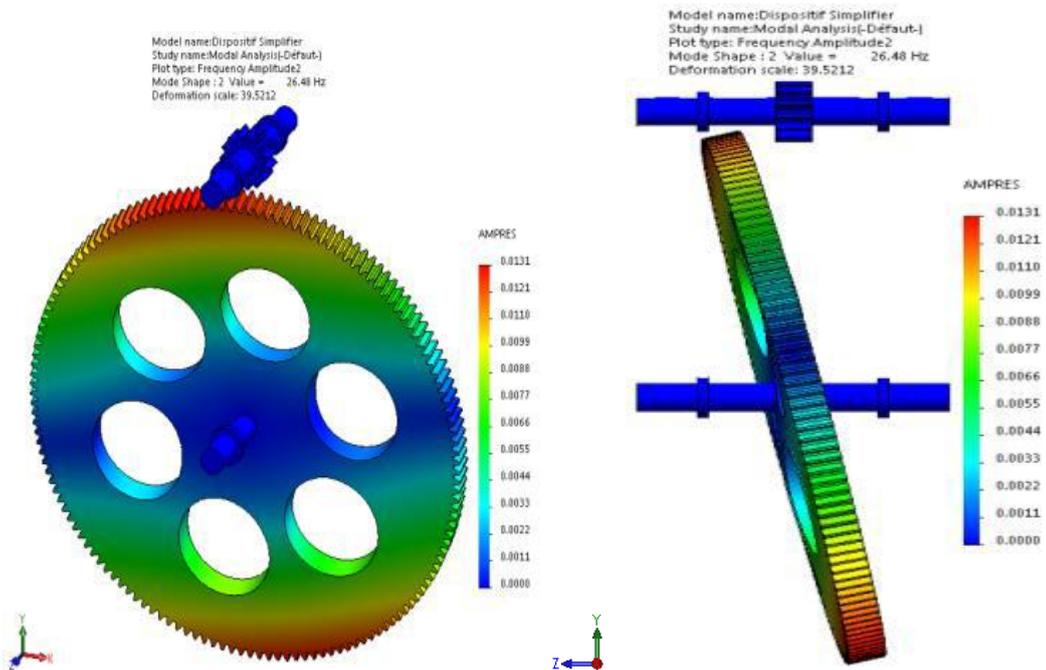


Figure 3.21 : Deuxième mode de vibrations du système engrenages

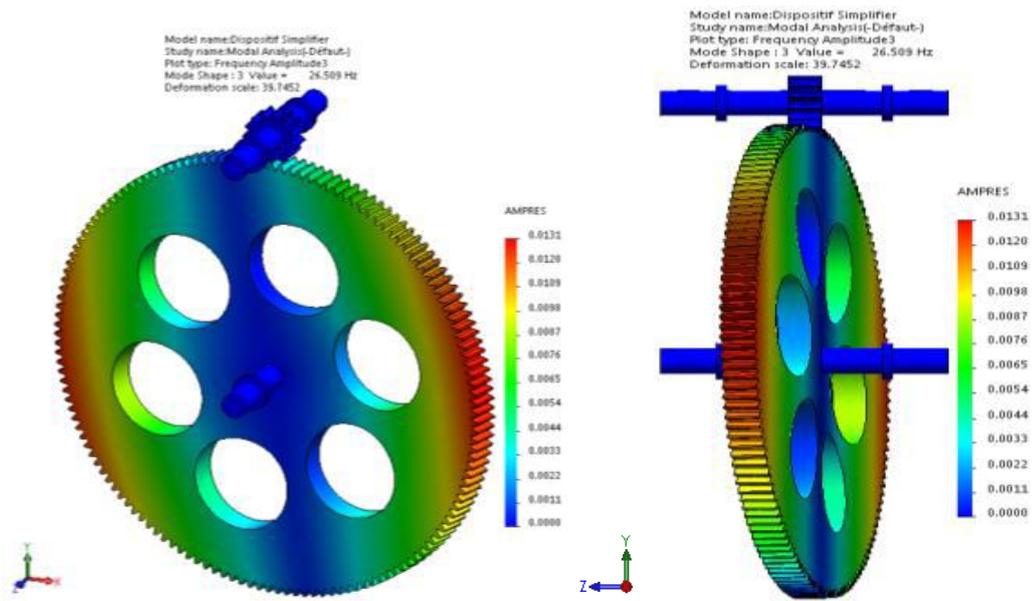


Figure 3.22 : Troisième mode de vibrations du système engrenages

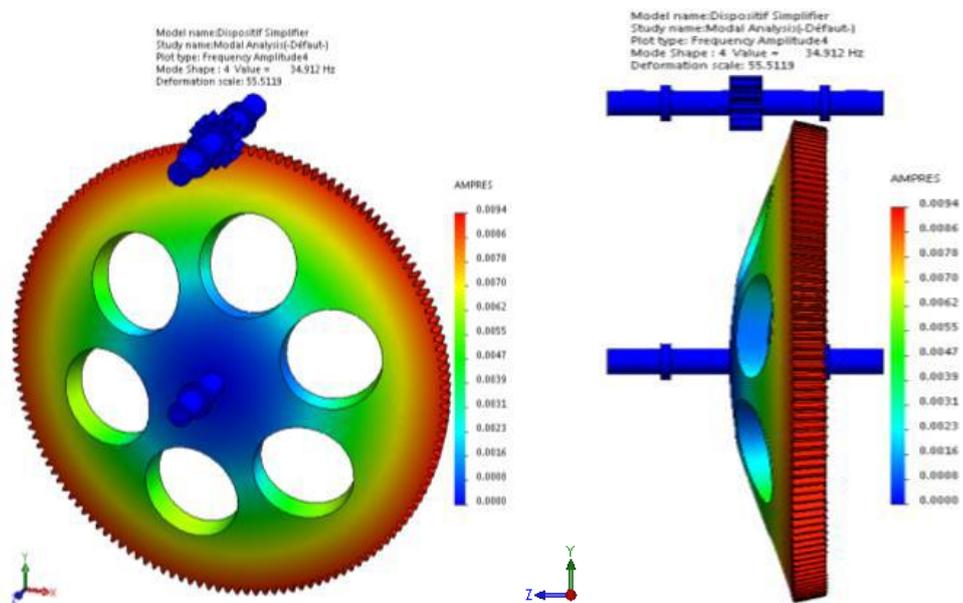


Figure 3.23 : Quatrième mode de vibrations du système engrenages

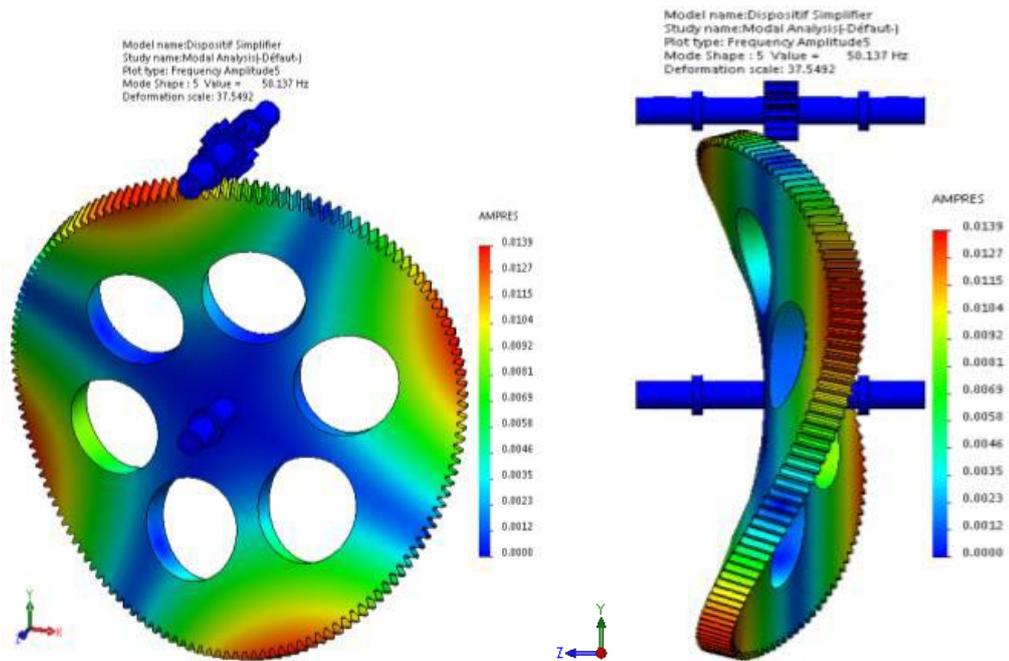


Figure 3.24 : Cinquième mode de vibrations du système engrenages

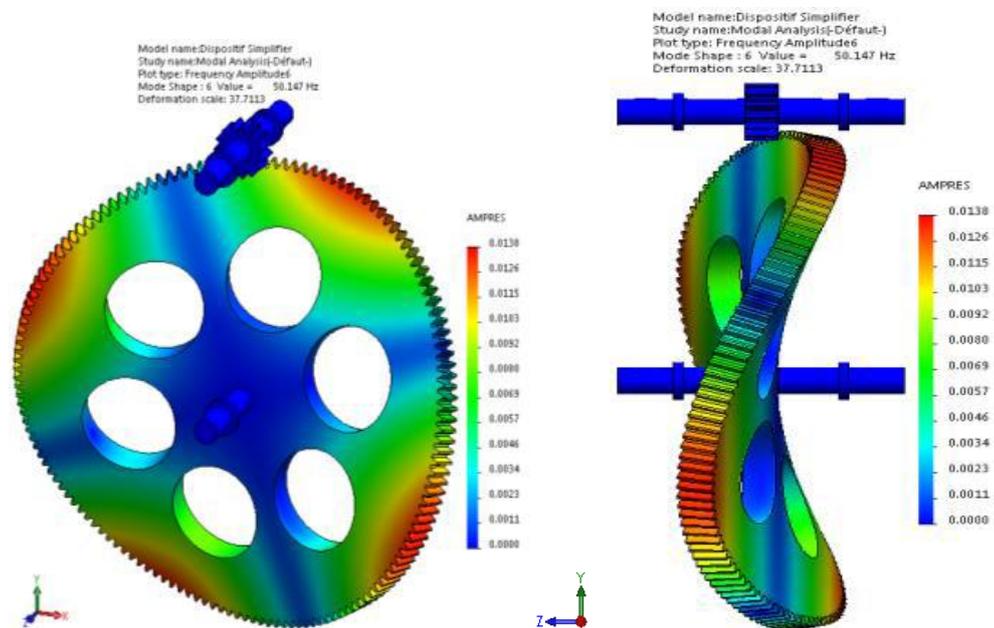


Figure 3.25 : Sixième mode de vibrations du système engrenages

En conclusion, les machines du type traité exigent une surveillance par la technique de l'analyse vibratoire. Cela augmente leur disponibilité. Nous avons été en mesure de planifier des interventions pour des réparations. Les installations présentaient plusieurs défaillances mécaniques, en particulier l'engagement du défaut d'engrènement et sa conséquence sur les autres organes tels que les paliers et les accouplements qui sont des organes importants de l'installation. De ce fait, nous avons conseillé et procédé à la réparation du pignon d'attaque du réducteur et ce par le chargement et l'usinage sur site des flancs de la denture de ce pignon. Le but est de réinitialiser la géométrie du profilé de la développante du cercle du pignon. Cette opération de rectification a fait diminuer le niveau de vibrations de 21 mm/s jusqu'à 12,50 mm/s sur le palier N°09, et ce le 18 Avril 2016, ainsi que sur le palier N°10, le niveau vibratoire a diminué d'une façon remarquable de 43,90 mm/s jusqu'à 13 mm/s.

3.2.2. Ventilateur aspirateur fumée cuisson :

Dans ce travail on se propose d'étudier un cas pratique d'un ventilateur d'aspiration des fumées dans une cimenterie. Il se trouve à l'entrée du four et il présente plusieurs défauts mécaniques qui provoquent des arrêts intempestifs perturbant le système de production. La surveillance vibratoire permet de détecter ces défaillances mécaniques et de suivre leurs évolutions, et de programmer des interventions de correction. Ce travail est enrichi par une modélisation et simulation numérique, afin de déterminer les caractéristiques modales (fréquence et modes propres) de ce système. La description de la machine et son historique sont donnés dans l'annexe 01.

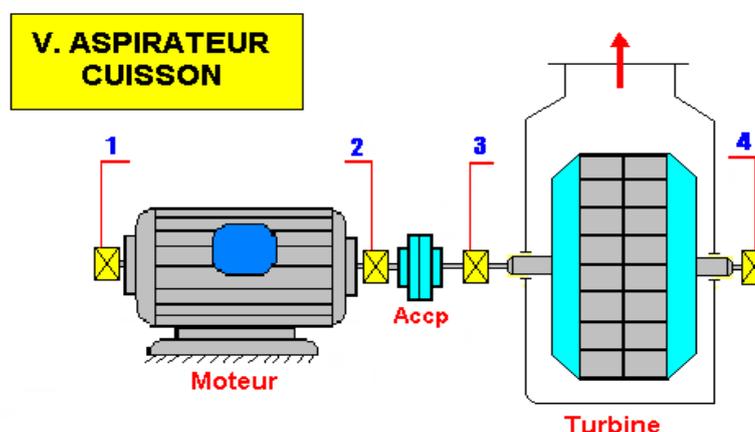


Figure 3.26 : Chaîne cinématique de l'aspirateur fumée

3.2.2.a. Diagnostic vibratoire et analyse des résultats :

L'interprétation spectrale des mesures prises le 24 Juin 2015, sur toute la chaîne cinématique de la machine, permet de déceler la présence de plusieurs défauts mécaniques à travers l'installation de l'aspirateur Cuisson :

- Un défaut du choc sur l'ensemble des paliers moteur et de la ligne d'arbre portant la turbine, qui se voit nettement sur les spectres prélevés sur les paliers N°02, 03 et 04 dans les directions horizontale, verticale et axiale. Celle-ci est représentée dans l'annexe 01. On y voit la présence d'un peigne de raies de composantes d'ordre 1 et 2, 3, 4, etc, ... dont la fréquence de base varie entre 12, 96 Hz et 14,03 Hz selon la vitesse de rotation du moteur électrique doté d'un variateur de vitesse. Il s'agit d'un jeu sur la portée de roulement dans le palier N°03 de l'arbre portant la turbine côté accouplement. Ce jeu est accompagné d'un début d'usure sur la portée de roulement dans le palier N°04, où on remarque l'apparition des harmoniques de moitié de la fréquence dans la bande de fréquence de 500 Hz.
- La deuxième anomalie est un désalignement entre l'arbre moteur et l'arbre portant la turbine. Ce spectre est prélevé sur le palier moteur N°02 dans la direction verticale, suite à l'apparition de la deuxième composante de 26,12 Hz de niveau du pic de 02,42 mm/s. Ce défaut de désalignement est provoqué par un jeu au niveau des flancs de la denture des manchons d'accouplement élastique à ressort.

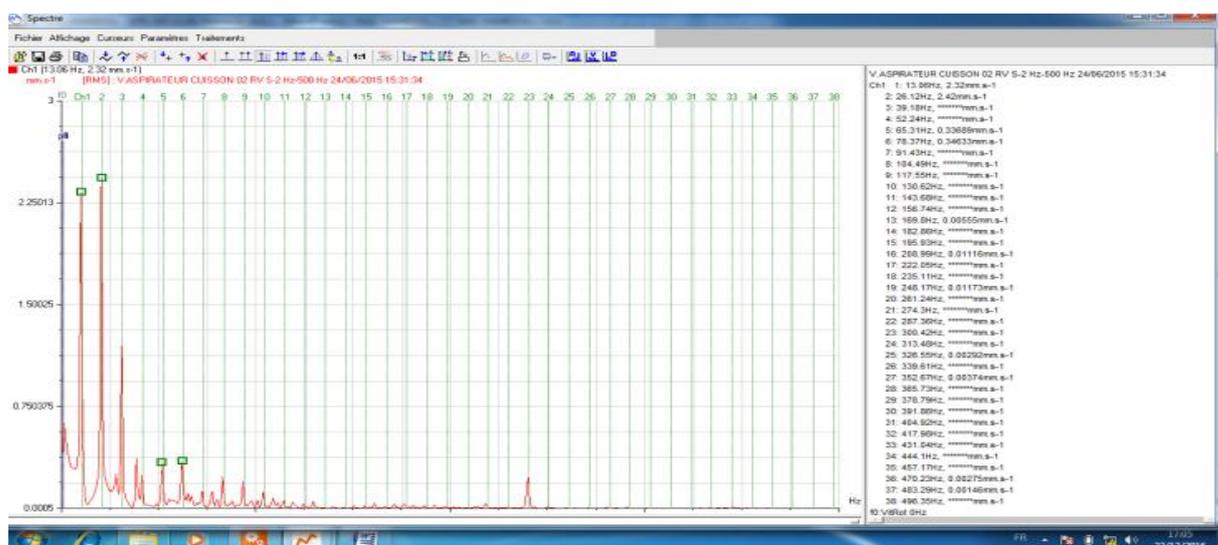


Figure 3.27 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical de l'aspirateur

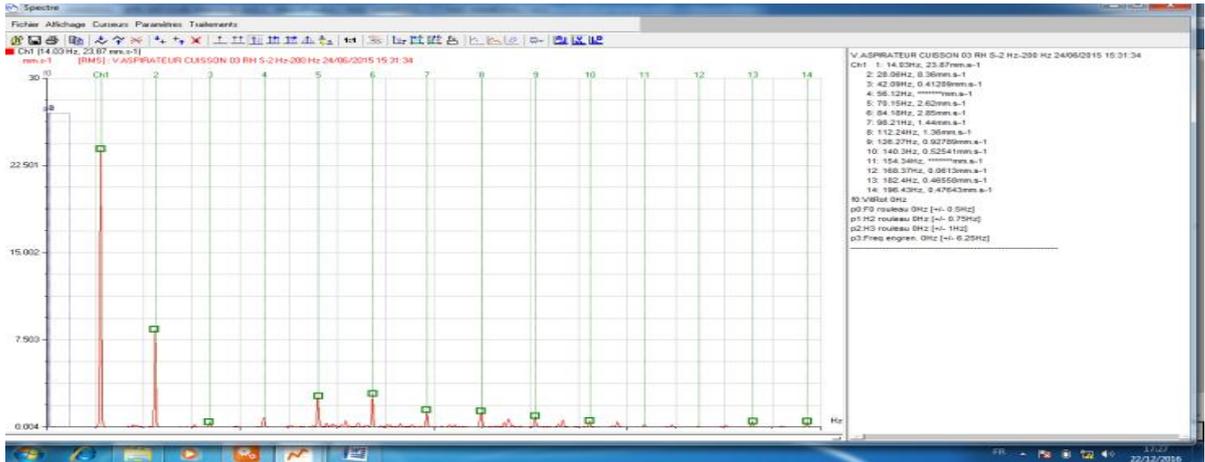


Figure 3.28 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal de l'aspirateur

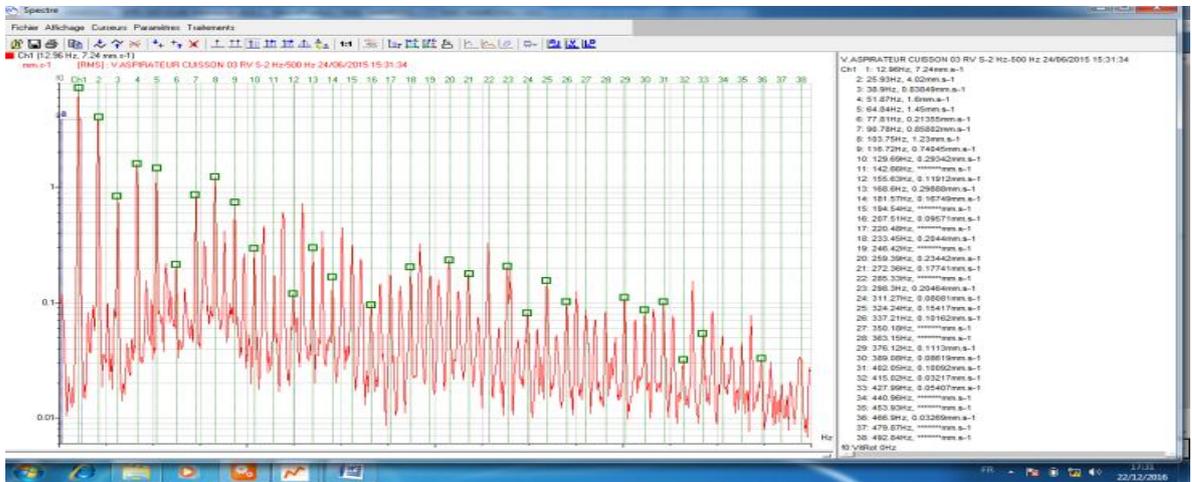


Figure 3.29 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical de l'aspirateur

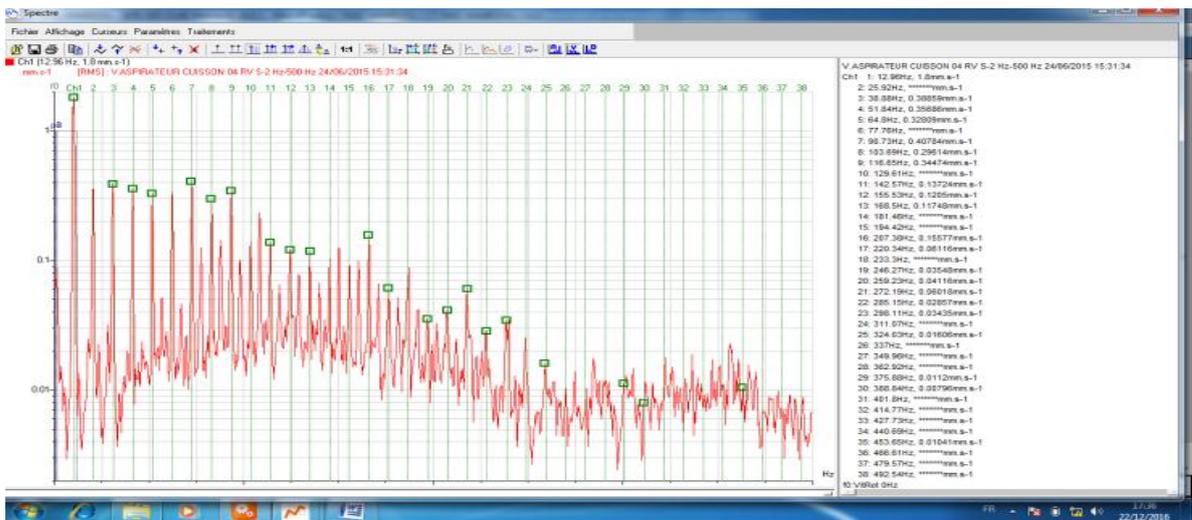


Figure 3.30 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical de l'aspirateur

3.2.2.c. Modélisation et simulation numérique du rotor de l'aspirateur fumée cuisson

Le ventilateur industriel d'aspiration cuisson est composé d'une ligne d'arbre, de diamètre 240 mm et de longueur de 3700 mm, portant une turbine double corps de diamètre 1400 mm et de largeur de 1030 mm, composée de 11 pales. Elle est entraînée par un moteur électrique à courant continu de puissance de 250 KW, tournant à vitesse variable jusqu'à 1300 tr/min. La simulation s'est focalisée sur le rotor portant la turbine dont les propriétés du matériau sont homogènes, élastiques et sélectionnés en fonction de la dureté, de la disponibilité et de l'usinage.

Pièces	Matériaux	Densité de la masse	Module de Young	Rapport de Poisson
Arbres	acier alliage coulé	7300	190	0.26
Turbine	1023 tôles d'acier en carbone (SS)	7858	200	0.29

Tableau 3-7 : Caractéristiques des matériaux

La modélisation et la simulation numérique, du rotor portant la turbine du ventilateur, sont faites par le logiciel Solidworks et en considérant les propriétés des matériaux et les conditions aux limites. On discrétise le système en éléments finis. Le système a été quadrillé en 52610 éléments associés 94392 nœuds en utilisant les éléments tétraédriques, de taille de 38.045 mm.

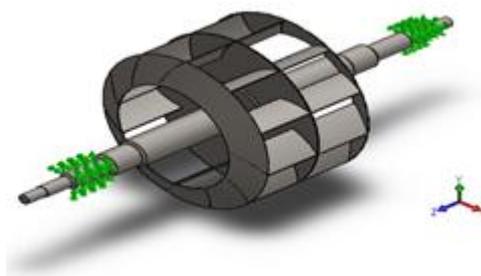


Figure 3.31 : Modélisation du système rotor par SolidWorks

Les résultats de la simulation de l'analyse modale du système du rotor portant la turbine ont été résumés dans le tableau 3.8).

En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associés sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques. Les plus basses des fréquences naturelles pour le premier mode et le deuxième mode représentent le mode de flexion, tandis que les troisième et quatrième modes représentent le mode de torsion. Ces derniers sont plus importants et ont une influence sur le comportement dynamique de la structure. De même pour le cinquième et le sixième mode de vibrations qui se rapprochent de la fréquence 70,15 Hz du système relative à la cinquième harmonie du peigne de raies détecté sur le spectre vibratoire.

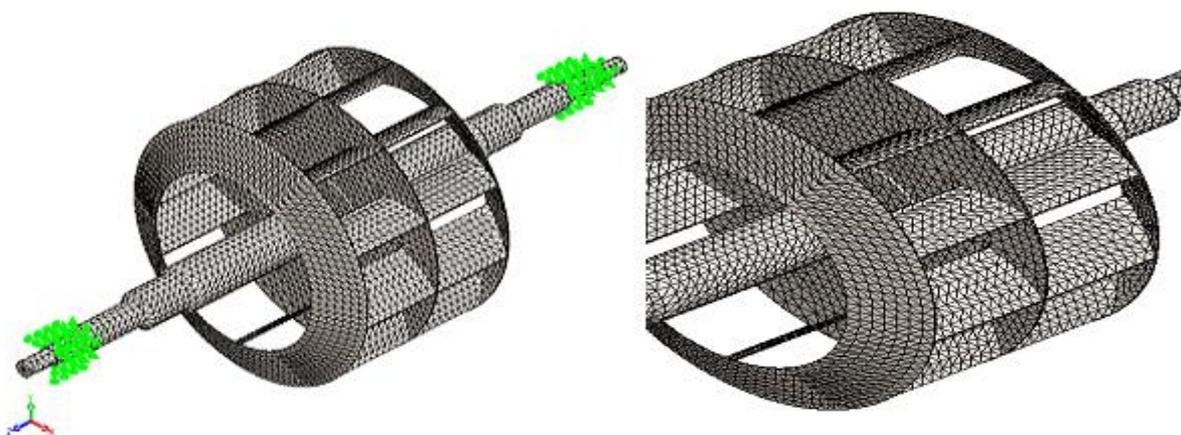


Figure 3.32 : Maillage par éléments finis et conditions aux limites

Cette harmonie représente un pic d'amplitude en termes de vitesse de 02,62 mm/s. Aussi, il est à signaler que la composante d'ordre 04 du peigne de raies détecté correspondant à la fréquence de 56,12 Hz, peut converger facilement vers le quatrième mode de vibrations relatif à la fréquence de 53,612Hz d'après les résultats de la simulation numérique. Cela se produit lors de la montée en vitesse du moteur électrique pour atteindre la vitesse de fonctionnement à 13,40 Hz (figure 3-27). Le spectre de la figure 3.27 est prélevé sur le palier moteur N°02 du côté accouplement et dans la direction radiale verticale, où la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation du moteur est de 13,06 Hz.

Ces modes sont caractérisés par une grande participation du rapport de masse et ils étaient plus dangereux que les modes plus élevés. Les basses fréquences génèrent des formes de mode relativement simples de la structure, caractérisées par des longueurs d'ondes similaires à leurs la tailles, ce qui rend l'analyse du mouvement plus facile, contrairement aux fréquences propres plus élevées.

N° mode	Fréquence naturelle en (Rad/s)	Fréquence naturelle en (Hz)	Taux d'amortissement	Facteur qualité Q_k	Forme du mode de vibrations
1	111,12	17,685	0.0643	7.7761	Flexion
2	111,86	17,804	0.0641	7.8003	Flexion
3	224,63	35,751	0.0471	10.6157	Torsion
4	336,85	53,612	0.0373	13.4048	Torsion
5	448,01	71,304	0.0309	16.1812	Flexion
6	448,71	71,415	0.0308	16.2338	Flexion
7	466,66	74,272	0.0300	16.6667	Flexion
8	468,76	74,605	0.0299	16.7224	Flexion
9	473,22	75,316	0.0297	16.8350	Torsion
10	508,58	80,943	0.0282	17.7305	Torsion

Tableau 3.8 : Liste des fréquences propres

N° mode	Fréquence naturelle en (Rad/s)	Fréquence naturelle en (Hz)	Rapport de masse dans la direction X	Rapport de masse dans la direction Y	Rapport de masse dans la direction Z
1	111,12	17,685	1.7211e-005	3.7223e-006	1.2161e-006
2	111,86	17,804	3.5563e-006	1.787e-005	5.7471e-009
3	224,63	35,751	5.2627e-008	9.5213e-009	0.16902
4	336,85	53,612	5.2381e-007	2.1807e-007	0.045759
5	448,01	71,304	7.7117e-005	4.763e-008	4.8418e-006

6	448,71	71,415	6.1842e-006	0.00010802	4.6024e-006
7	466,66	74,272	3.3319e-005	4.0345e-006	2.3907e-008
8	468,76	74,605	0.0059225	0.0019485	3.777e-006
9	473,22	75,316	0.0029811	0.0078469	2.3835e-006
10	508,58	80,943	0.0011291	0.79187	2.6152e-008

Tableau 3.9 : Participation massique X_{mass} , Y_{mass} , X_{mass} dans les trois directions

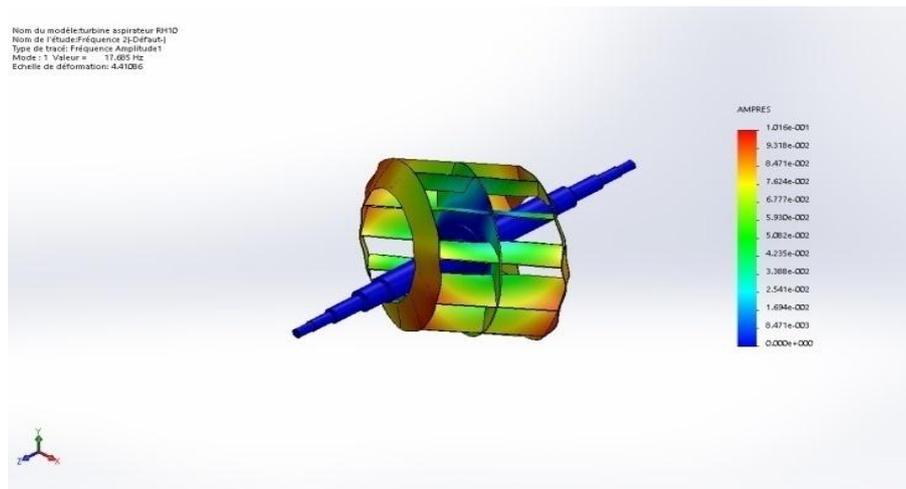


Figure 3.33 : Premier mode de vibrations du système rotor

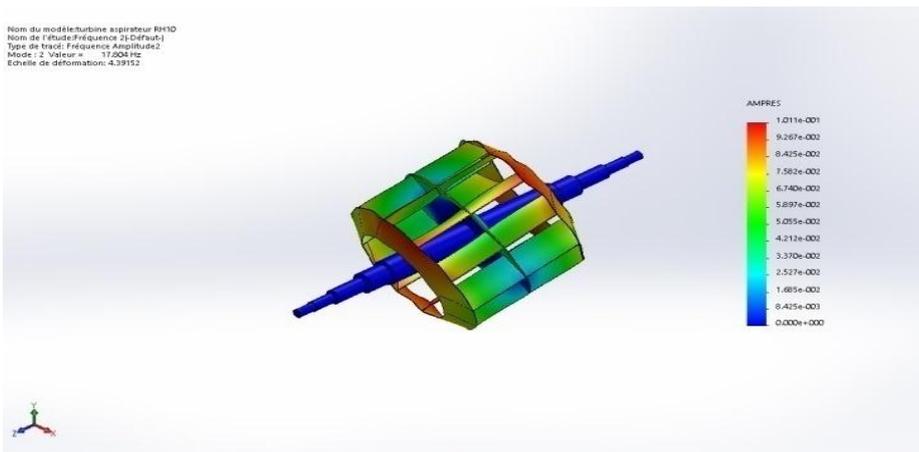


Figure 3.34 : Deuxième mode de vibrations du système rotor

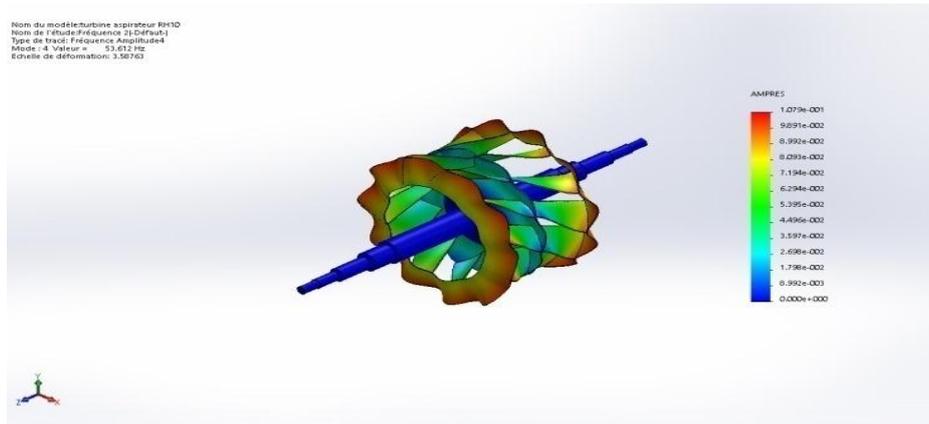


Figure 3.35 : Quatrième mode de vibrations du système rotor

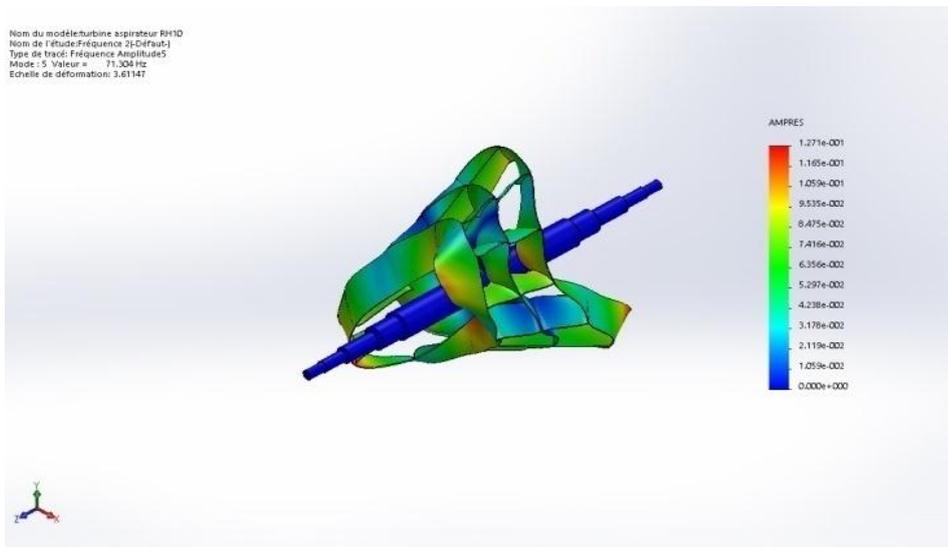


Figure 3.36 : Cinquième mode de vibrations du système rotor

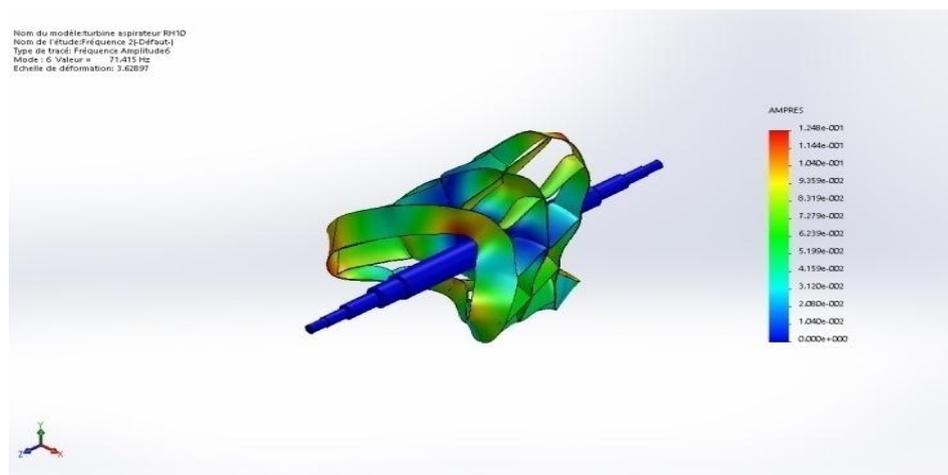


Figure 3.37 : Sixième mode de vibrations du système rotor

En conclusion, la machine présente plusieurs défauts mécaniques dont le défaut de balourd sur la turbine de grande taille. Il est provoqué par un colmatage

de la matière sur cette dernière. Il est dû à un problème non identifié qui a pu engendrer d'autres anomalies. On cite non seulement le défaut d'usure sur les portées de roulements et le désalignement qui a provoqué à son tour la détérioration de l'accouplement reliant les deux lignes d'arbres moteur et celui de la turbine mais aussi des incidents graves comme la déformation du rotor portant la turbine due à la coïncidence de l'une ou de plusieurs fréquences générées par ce défaut avec les fréquences propres du système.

On a procédé à l'analyse modale théorique afin d'enrichir le diagnostic vibratoire.

3.2.3. Cas du laminoir finisseur :

L'étude du comportement vibratoire du laminoir finisseur d'une briqueterie a permis de déceler un défaut de roulement à l'état précoce, grâce aux interprétations spectrales des signaux prélevés par le collecteur de données et l'analyseur de vibrations MOVIPACK, associé à son logiciel XPR 300 de maintenance prédictive.

La description de la machine et son historique sont illustrés dans l'annexe 02.

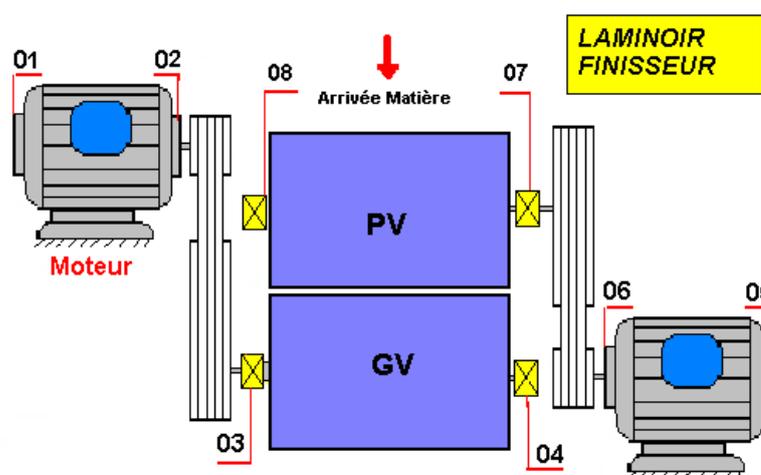


Figure 3.38 : Chaîne cinématique du laminoir finisseur

L'analyse spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique des deux cylindres long (PV) et rapide (GV) du 05 mars 2016, révèle la présence d'un défaut de roulement de type écaillage dans les deux paliers de l'arbre portant le cylindre grand vitesse (GV), comme l'indique les spectres en terme de vitesses pris sur le palier N°03 dans une bande de fréquence de 200 Hz. La fréquence fondamentale est de 31,75 Hz, relative au défaut de jeu sur la bague extérieure,

ainsi qu'au défaut d'usure sur les éléments roulants, où la fréquence prépondérante liée à la fréquence de rotation du cylindre grand vitesse est de 04,25 Hz.

En examinant les images spectrales prises sur l'ensemble des paliers du cylindre petite vitesse (PV), on décèle l'apparition de deux chocs distincts. Le premier est engendré par un défaut de roulement sur les deux paliers N°07 et 08 portant le cylindre (PV). Le deuxième choc est à l'état précoce, il s'agit d'un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°07 et 08. Ce jeu est représenté par la présence d'un peigne de raies dont la fréquence prépondérante liée à la vitesse de rotation du cylindre petite vitesse (PV) est de 03,75 Hz.

Ces deux défaillances dans le cylindre long (PV), génèrent des vibrations d'un niveau global de 05,72 mm/s, jugé Admissible d'après les normes internationales VDI 2056.

Ces défauts de roulement se sont amplifiés à cause du mauvais graissage des roulements et du balourd présent sur les deux cylindres avant le 05 Mars 2016. Le balourd devait être corrigé périodiquement par une rectification sur site.

Tous ces facteurs ont contribué à l'évolution rapide du défaut de roulement, qui s'est aggravé jusqu'à l'apparition de l'usure sur la portée de roulement dans les paliers.

De ce fait, nous avons préconisé le changement de l'ensemble des roulements des deux cylindres dans les paliers N°03, 04, 07 et 08. Les images spectrales sur toute la chaîne cinématique de la machines sont illustrées dans l'annexe 02.

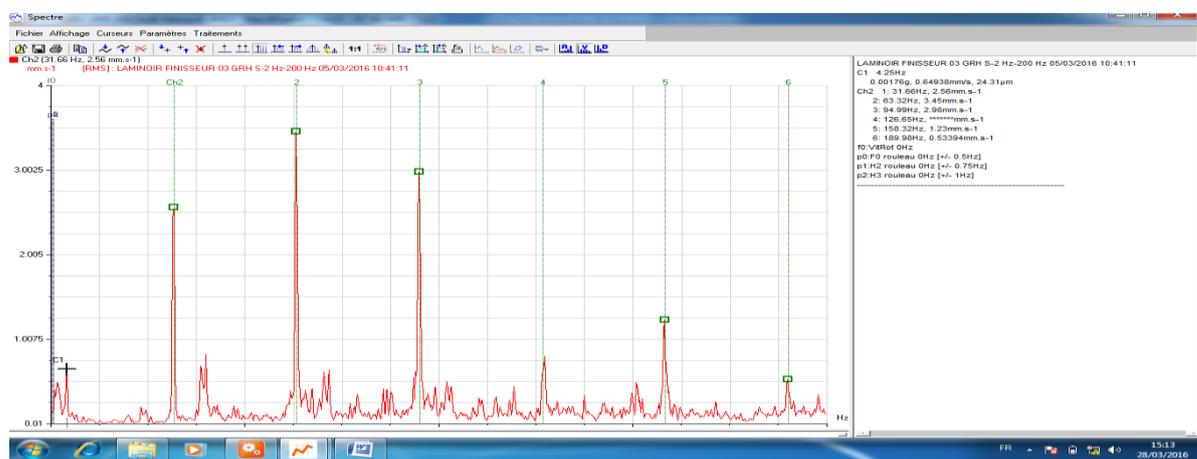


Figure 3.39 : Spectre pris sur le palier N°03 du cylindre grand vitesse (GV) dans la direction radiale horizontale

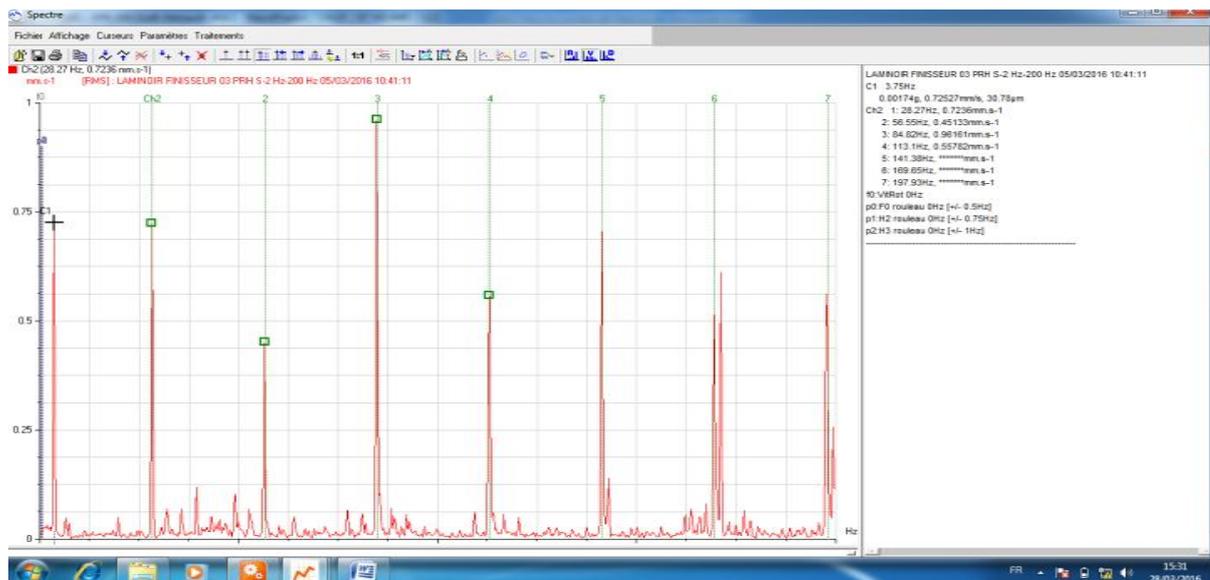


Figure 3.40 : Spectre pris sur le palier N°07 du cylindre Petite vitesse (PV)
dans la direction radiale horizontale

En conclusion, la machine étudiée nécessite un contrôle vibratoire systématique pour éviter son arrêt intempestif, augmenter sa disponibilité et pouvoir programmer des interventions pour réparations dès l'apparition des défauts qui peuvent surgir en cours de fonctionnement.

Les recommandations ne sont pas toujours prises en considération, ce qui aggrave davantage la situation du défaut surgissant lors du fonctionnement de la machine. Dans le cas abordé, le défaut de roulement à l'état précoce évolue et s'étale d'une manière aléatoire. Il suscite l'apparition d'autres anomalies comme l'usure du palier et la détérioration du roulement.

3.2.4. Ventilateur atomiseur :

Dans ce travail, on s'intéresse au comportement vibratoire d'un équipement stratégique dans une usine industrielle de Céramique, par la méthode d'analyse de vibrations. Cet équipement a vécu plusieurs arrêts intempestifs, depuis sa mise en marche en Juin 2008 selon l'historique, à cause d'une défaillance au niveau de la turbine. Cette dernière a commencé à s'user d'une façon anormale, qui nous a conduits à remettre en cause la matière dont elle est fabriquée). Ce phénomène à susciter la naissance d'un défaut de balourd sur le rotor portant la turbine ainsi que d'autres défauts mécaniques. La description de la machine et son historique sont donnés dans l'annexe 03.

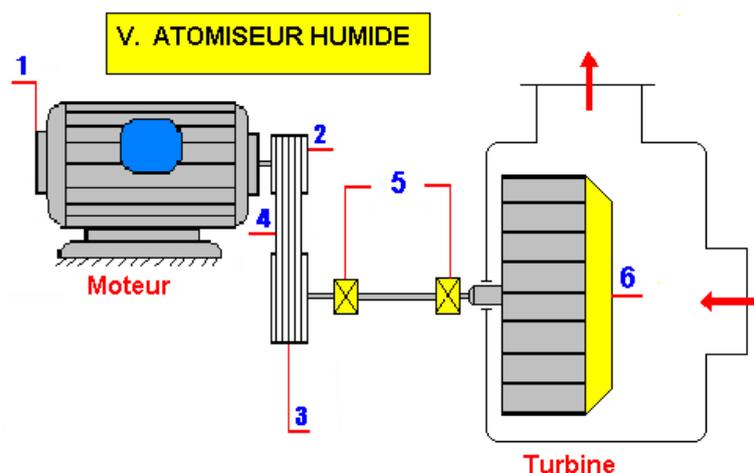


Figure 3.41 : Chaîne cinématique de l'Atomiseur et points de mesures de vibrations

Le déséquilibre est la conséquence d'une force de centrifuge qui se manifeste à la fréquence de rotation du rotor (turbine). Il provoque des vibrations dans un plan radial, qui se propagent en premier lieu sur les paliers de la machine, et par la suite les roulements. Plusieurs interventions pour des problèmes de déséquilibre pour un tel équipement, durant une année, peut provoquer d'autres anomalies mécaniques: défaut d'usure ou un jeu sur la portée de roulement, flexion de l'arbre portant la turbine, défaut d'alignement entre les paliers, ainsi qu'un défaut de roulement dans ces paliers. Dans ce cas, le défaut de balourd a engendré l'apparition d'un choc sur la ligne d'arbre portant la turbine le 07 Novembre 2009. Ce spectre est prélevé sur le palier N°03 la direction radiale horizontale.

Il est à signaler que toutes les opérations d'équilibrage effectuées sur la turbine du ventilateur ont été réalisées en présence du jeu et du défaut de roulement provoqués par le balourd. Ces derniers évoluaient progressivement jusqu'à la détérioration des roulements et leurs changements le 20 Décembre 2012. Ceux-ci sont représentés dans l'annexe 03. Juste avant le changement des roulements le 17 Décembre 2012, un diagnostic vibratoire est établi. Des prises de mesures sur les deux paliers N°03 & 04 précités révèlent la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine, qui se voit nettement sur tous les spectres pris radialement dans les deux sens horizontal et vertical et représentés dans l'annexe 03. Ces

spectres présentent une composante d'amplitude prépondérante liée à la fréquence de rotation du rotor de 30 Hz où le niveau de vibrations maximal est de 14,94 mm/s enregistré sur le palier N°04 dans la direction radiale verticale. On remarque l'apparition d'un peigne de raies spectrales de composantes d'ordre 2 et 3. Elles se manifestent à faible amplitude par rapport à la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation du rotor, ceci est dû à la présence du jeu sur les deux portées de roulement, ce qui explique la légère amélioration du niveau de vibrations provoquées par le déséquilibre lors de l'équilibrage (de 14,94 mm/s à 11,04 mm/s). Pour confirmer la présence du jeu, on a procédé à l'analyse de la phase, en faisant deux mesures de phase sur le palier N°04 dans le sens horizontal et vertical (annexe 03).

La description est donnée dans l'annexe 03.

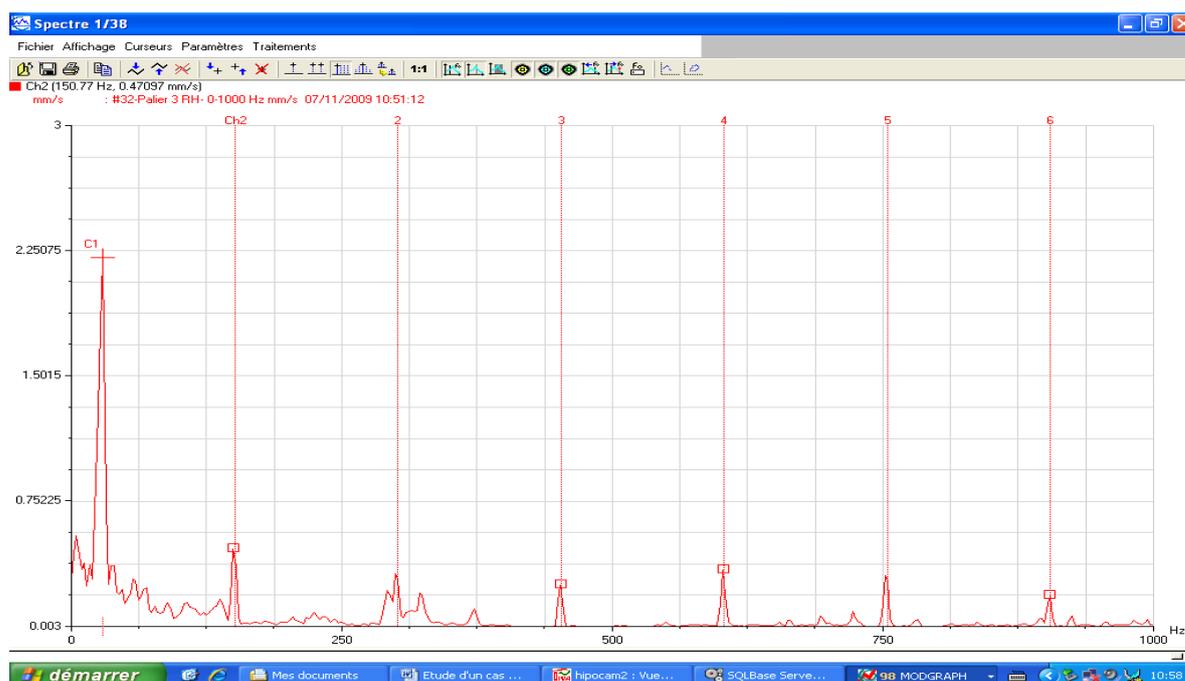


Figure 3.42 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal
du 07 Novembre 2009

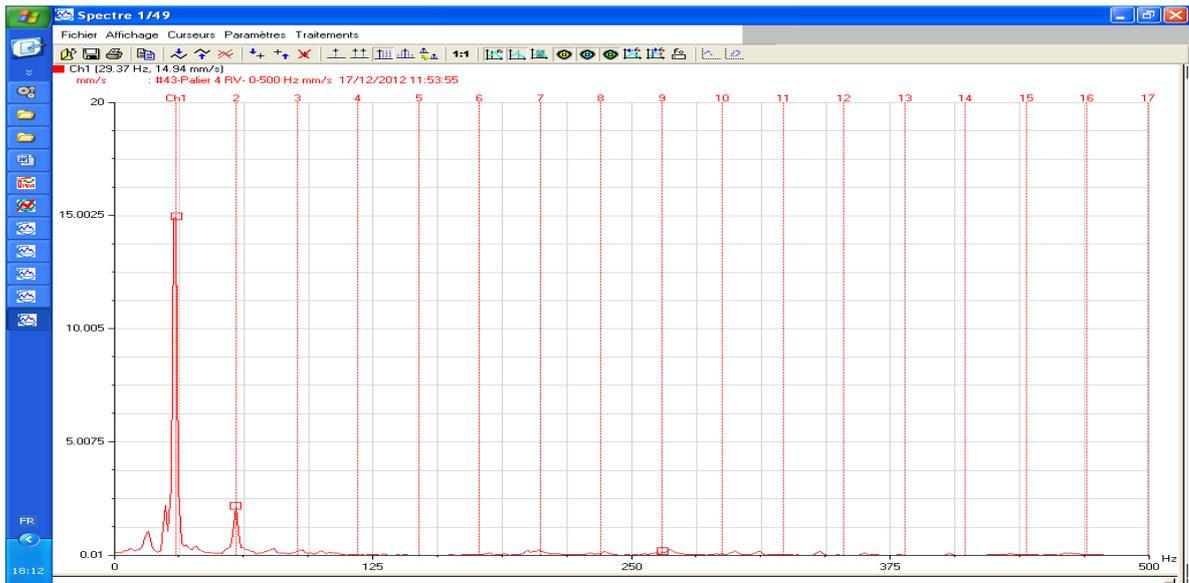


Figure 3.43: Spectre sur le palier N°04 dans le sens radial verticale
du 17/12/2012

Le calcul des caractéristiques mécaniques de l'atomiseur et confrontation des résultats est :

- ✓ Calcul de l'excentricité :

$$[68]e = \frac{r.m'}{M}, e = 1.0558 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (3.7)$$

- ✓ Calcul de la matrice d'inertie totale :

$$[I] = \begin{bmatrix} 45,8337 & 0 & 0 \\ 0 & 6,5566 & 0 \\ 0 & 0 & 45,8339 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

- ✓ Calculs de la pulsation propre du système, de l'amortissement critique, du décrétement logarithmique :

$$\omega_0 = 0,1320 \text{ rd/s}$$

$$C_c = 29.1467 \text{ N/m}$$

$$\Lambda = \ln \frac{\Phi(t)}{\Phi(t + T_A)}$$

T(s)	t	t+T _A	t+2T _A	t+3T _A	t+4T _A	t+5T _A	t+6T _A	t+7T _A
h(mm)	350	325	295	260	220	175	125	70
Φ°	77.16	73.87	69.85	65.02	59.26	52.33	43.76	32.39
Φ (rd)	1.346	1.289	1.219	1.134	1.034	0.913	0.763	0.565
Λ	0.043	0.055	0.072	0.092	0.124	0.179	0.3	-

Tableau 3.10 : Données pour calculer le décrément logarithmique

$$\Lambda = \frac{\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3 + \Lambda_4 + \Lambda_5 + \Lambda_6 + \Lambda_7}{7} = 0,123 \quad (3.9)$$

Dénominations	Formules	Applications numériques
Amortissement	$C = \frac{\Lambda \cdot C_c}{2 \cdot \pi} =$	0,5706 N/m
Taux d'amortissement	$\xi = \frac{C}{C_c} =$	0,0196
Pulsation amortie	$\delta = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \gamma^2} =$	0,132 $\frac{\text{rd}}{\text{s}}$
Rigidité	$k = \omega_0^2 \cdot M_{\text{totale}} =$	1,9230 $\frac{\text{N}}{\text{m}}$
Pulsation réduite	ξ	1.40*10 ³
Force centrifuge	$F_0 = m' \cdot \omega^2 \cdot r$	415.7450 N
Amplitude dynamique du déplacement vibratoire	$A = \frac{F_0}{K \cdot \sqrt{(1 - \xi^2)^2 + 4\gamma^2 \cdot \xi^2}}$	1,101. 10 ⁻⁴ m
Amplitude efficace	$A_{\text{eff}} = A \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} =$	7,784. 10 ⁻⁵ m
Amplitude de la vitesse vibratoire	$V = A_{\text{eff}} \cdot \omega$	0.01439 m/s
Amplitude de la vitesse efficace	$V_{\text{eff}} = V \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}$	14.39 mm/s

Tableau 3.11 : Calculs des amplitudes efficaces

D'après le mode de calcul du MOVILOG 02, les résultats sont mesurés en RMS.

Valeurs déterminées	Déplacement vibratoire (m)	Vitesse vibratoire (mm/s)
Théorie	$7.784 \cdot 10^{-5}$	14.39
Expérimentation	$7.928 \cdot 10^{-5}$	14.94

Tableau 3.12 : Résultats théoriques et expérimentaux du ventilateur atomiseur

On remarque que les résultats obtenus théoriques et expérimentaux sont en parfaite concordance.

3.2.5. Ventilateur exhaure ciment :

Le ventilateur exhaure ciment est une machine d'extraction et du filtrage de la matière ciment dans la zone ciment d'une cimenterie. Il aspire les particules fines non désirées après broyage de la matière sous forme de gaz en les évacuant à travers la cheminée de la sortie. La cheminée est positionnée sur une ligne d'aspiration après le ventilateur Broyage ciment et le ventilateur séparateur ciment situé en avant de la chaîne.

Ce cas est représenté dans l'annexe 04.

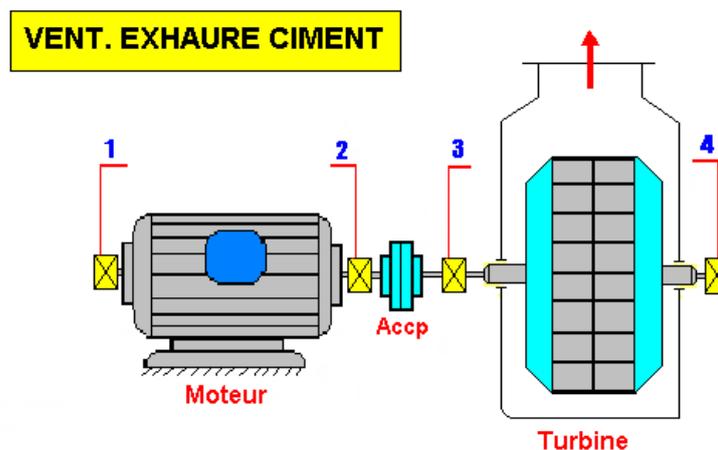


Figure 3.44 : Chaîne cinématique et points de mesures de vibrations.

Les prélèvements de mesures de vibrations du 23 Juin 2013 sur toute la chaîne cinématique de la machine révèlent la présence d'un choc sur la chaîne des paliers du ventilateur. Les spectres sont ceux des mesures prises dans toutes les directions. Sur le palier moteur, N°02 on a une image spectrale d'un peigne de raies de composante d'ordre de 1, 2, 3, 4, etc,... La composante prépondérante est liée à la fréquence fondamentale de rotation de 16,5 Hz avec un pic d'amplitude de vibrations de 12,56 mm/s, relatif au déséquilibre sur le rotor moteur. Les autres harmoniques ont une faible amplitude par rapport à celle de la fréquence dominante. Les mesures pour le spectre ont été prises dans la direction axiale. Les prises de mesures spectrales de vibrations sur le palier N°03 et 04 et l'analyse des signatures révèlent la présence d'un choc sur la ligne d'arbre portant la turbine. Il s'agit d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine. Ce désalignement est accompagné d'un jeu sur la portée de roulement dans ces deux paliers. Ces spectres indiquent la présence d'un peigne de raies.

Toutes les signatures prises sur chaque palier de l'installation dans les directions radiales horizontales, verticales et axiales, les courbes de tendances, les travaux réalisés et le contrôle vibratoire après réparation sont représentés dans l'annexe 04.

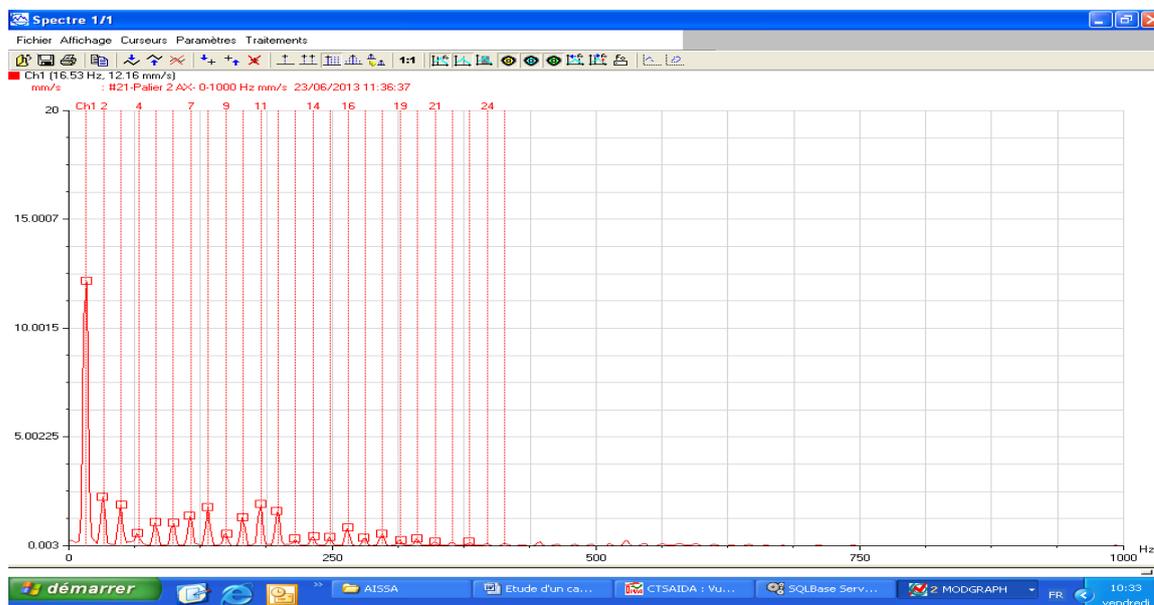


Figure 3.45 : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens axial

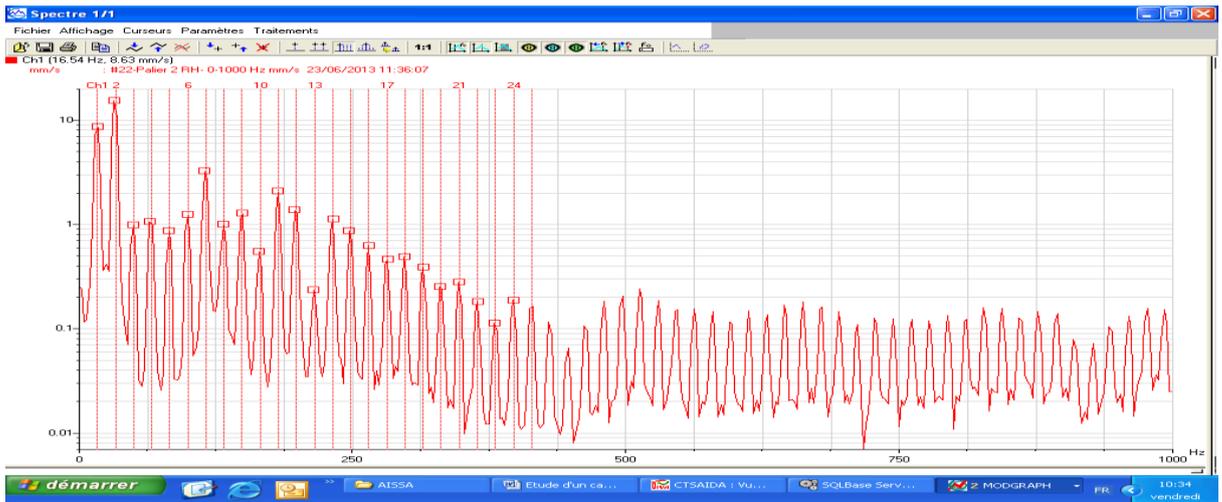


Figure 3.46 : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur
dans le sens radial horizontal

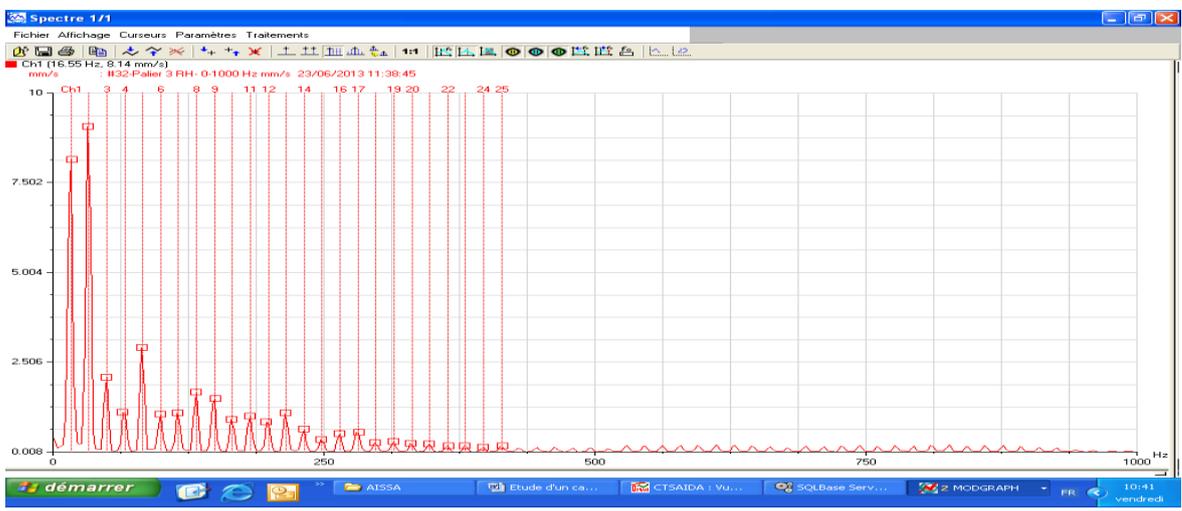


Figure 3.47 : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03
dans le sens radial horizontal

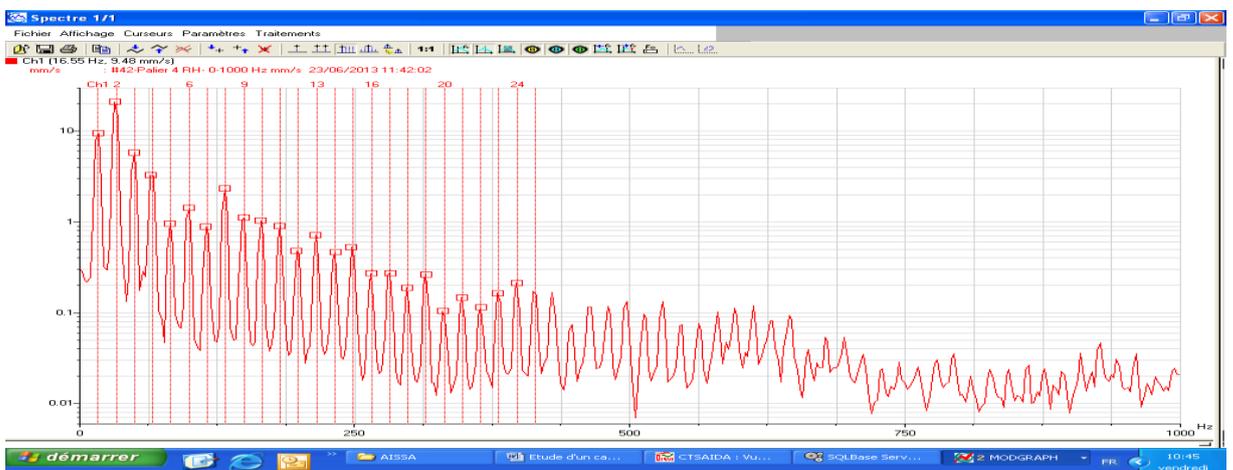


Figure 3.48 : Spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°04
dans le sens radial horizontal

En conclusion, on a détecté un désalignement à l'état précoce. On a recommandé aux responsables de maintenance de procéder au contrôle de l'alignement qui risque d'engendrer d'autres défauts mécaniques. Ce défaut d'alignement a persisté durant presque une année. Il a provoqué l'apparition d'un défaut d'usure sur les portées de roulement dans les deux paliers libre et du côté de l'accouplement. Le niveau de vibrations a pris une ampleur jugé danger d'après les normes internationales VDI 2056, dû à l'excentricité flagrante entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie, d'environ 03 mm sur le rayon de la portée de roulement sur l'arbre portant la turbine côté libre. La dégradation s'est étalée jusqu'aux portées de roulements sur l'arbre et sur les paliers suite à la tardive intervention pour réparation. Le changement de ces organes est alors indispensable vu leurs état (03 mm de jeu). Les niveaux de vibrations globales se sont améliorés significativement et sont devenus acceptables après le changement de ces organes. L'opération de l'équilibrage a confirmé la présence d'un déséquilibre lié à une contrainte directionnelle provoqué par le défaut de jeu, et non pas par le balourd.

Ce cas est représenté dans l'annexe 04.

3.2.6. Commande réducteur moulin :

La commande Moulin est un équipement situé dans la zone de préparation dans une céramique. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 1485 tr/min et de puissance de 150 KW. Le mouvement est transmis par courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice vers un réducteur à un seul étage à denture hélicoïdale supportée par des roulements cylindriques où la vitesse de sortie est de 80 tr/min. [71].[72].

Ce cas est représenté dans l'annexe 05.

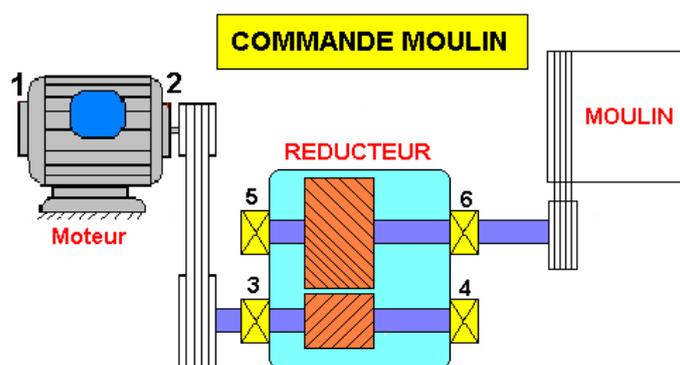


Figure 3.49 : Chaîne cinématique de la commande Moulin

Le diagnostic vibratoire du 21 Juin 2014 sur le réducteur révèle la présence d'un léger défaut d'engrènement sur le train d'engrenage, comme l'indiquent les spectres prélevés sur le palier N°05 dans la direction radiale oblique. Il y a présence d'un peigne de raies à la fréquence dominante liée à la fréquence d'engrènement de 85 Hz, sur une bande de fréquence de 1000 Hz tandis que sur le spectre pris sur le palier N°06 à la sortie du réducteur et sur une bande de fréquence de 500 Hz, on remarque la présence d'une modulation de fréquence d'engrènement de 85 Hz, modulée à 03,75 Hz liée à la vitesse de rotation de la ligne d'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur correspondant à 240 tr/min. Elle indique la présence d'un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 et 04 portant le pignon d'attaque. Ceci a provoqué la détérioration de la denture du pignon d'attaque du réducteur, et qui a causé par la suite l'arrêt imprévu de la machine le 09 Août 2014. On a réalisé un autre diagnostic vibratoire après le changement du réducteur et les roulements. On remarque que le défaut d'engrènement persiste toujours d'après les informations recueillies sur les spectres de l'ensemble des paliers du réducteur. Ce cas est représenté dans l'annexe 05.

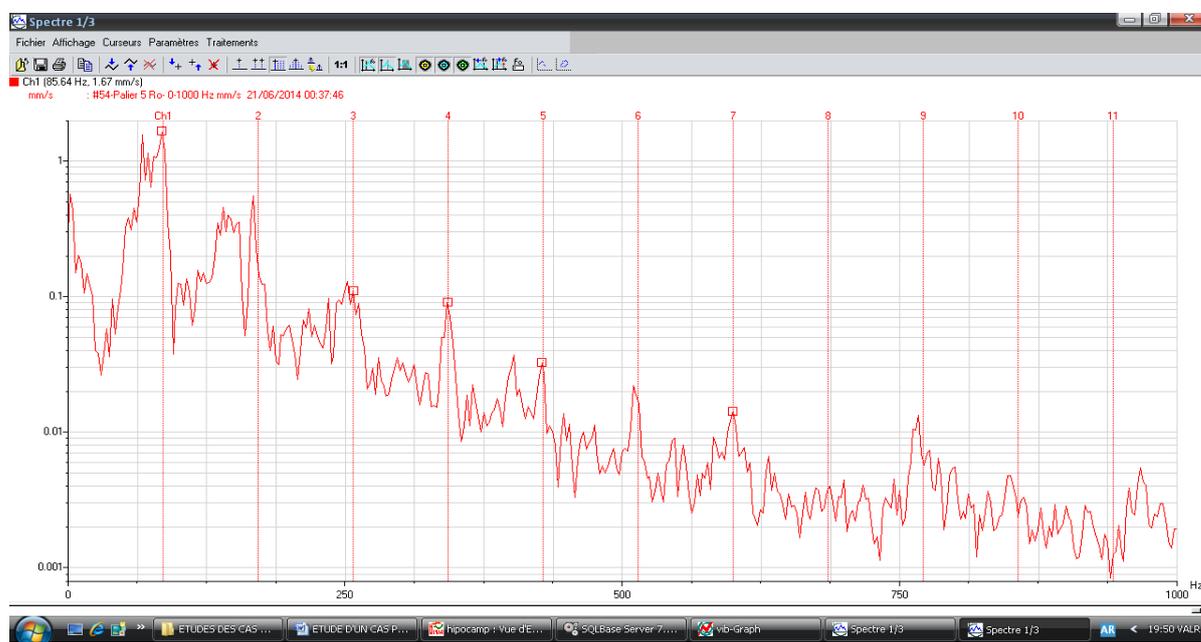


Figure 3.50 : Spectre pris le : 21 Juin 2014 sur le palier N°05
dans le sens radial oblique

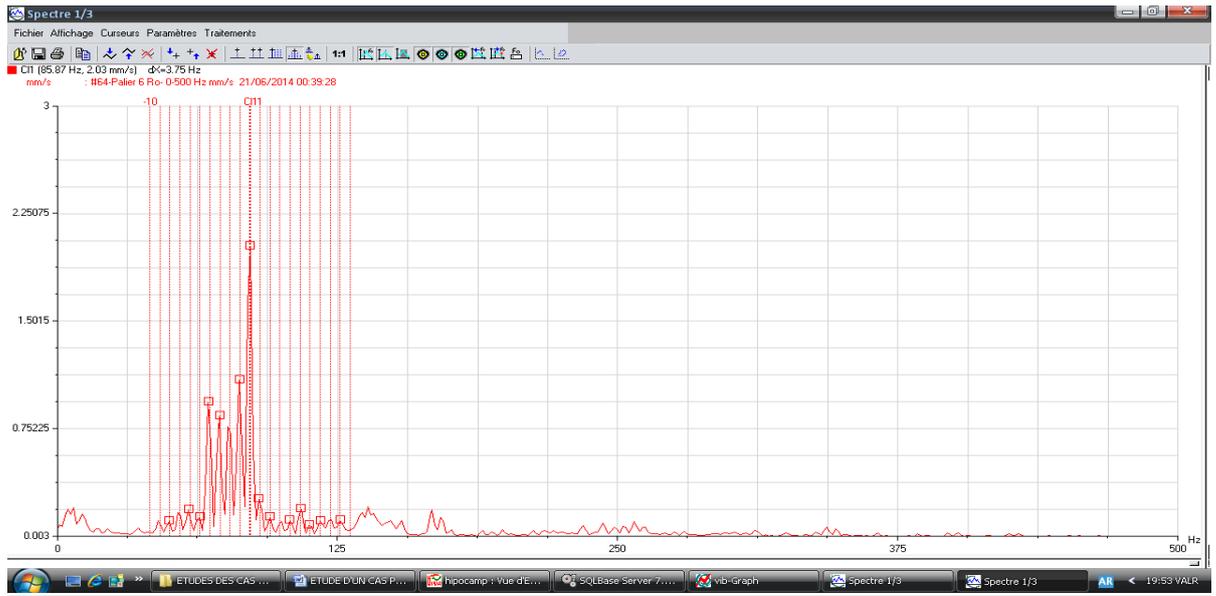


Figure 3.51 : Spectre pris le : 21 Juin 2014 sur le palier N°06
dans le sens radial oblique

Chapitre 4

Analyse vibratoire d'une machine tournante ; Modifications apportées

4.1. Analyse vibratoire d'une machine tournante ; cas d'une machine de filtrage de blé :

4.1.1. Introduction :

Dans le but de procéder à l'application de l'analyse vibratoire tant sur le plan théorique que sur le plan expérimental, on choisit un type de machine industrielle. On se propose d'exposer un cas pratique vécu dans une semoulerie, il s'agit d'un équipement du filtrage de blé (Tarar).

Cette machine présente plusieurs défauts mécaniques: déséquilibre, échauffement des paliers, flexion d'arbre et des défauts de roulements qui ont surgi lors du fonctionnement de cette machine. L'interprétation spectrale s'avère délicate, car ces défauts se superposent et se manifestent aux mêmes composantes d'amplitudes élevées correspondants aux harmonies de la fréquence égale à la fréquence de rotation du rotor. [73].

Le Schéma cinématique ainsi que les points de mesures de vibrations sont illustrés dans la figure 4.2.

4.1.2. Description de la machine :

Le Tarar est une machine de filtrage de blé dans une semoulerie. Il permet d'extraire les particules fines des déchets dans le blé et d'aspirer les déchets grâce aux hélices montées en parallèle sur un rotor supporté par deux paliers à roulement tournant à 3000 tr/min. L'évacuation se fait à travers la cheminée de la sortie. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 3000 (tr/min) de puissance 03 KW. Le mouvement est transmis par des courroies à l'aide de deux poulies, motrice et réceptrice, vers une ligne d'arbre supportée par deux paliers séparés à roulements à rotule sur rouleaux et à alésage cylindrique, supportant deux hélices d'aspiration de diamètre de 390 mm. Les roulements supportent un arbre de transmission de diamètre 25mm sur les deux côtes roulement, et de diamètre 38 mm sur les portées de l'hélice et de longueur 1200 mm.

Les principaux organes et leurs caractéristiques sont donnés dans le Tableau 4.1.



Figure 4.1 : Système d'évacuation des déchets

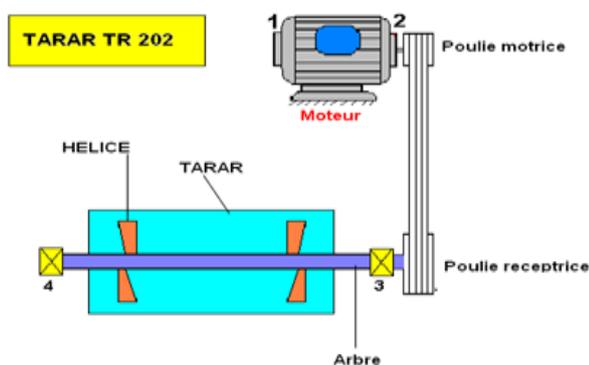


Figure 4.2 : Schéma cinématique et points de mesures de vibrations de la machine de filtrage de blé

Moteur électrique	Marque : Siemens ; Puissance : 03 Kw ; Vitesse de rotation : 2865 tr/min
Poulie motrice	Diamètre : 105 mm ; Largeur : 30 mm ; Nombre de gorges : 02
Poulie réceptrice	Diamètre : 120 mm ; Largeur : 30 mm ; Nombre de gorges : 02
Palier et Roulement	Type de palier : SNR ; Référence de palier : type de flasque. Type de roulement : roulement à rotule sur rouleaux à alésage cylindrique. Référence 21305 ; Type de graisse : EP 02
Hélice	Diamètre : 390 mm ; Nombre : 02 ; Nombre de pales : 10

Tableau 4.1 : Principaux organes de la machine de filtrage de blé

L'interprétation spectrale révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant les hélices du Tarar. Ce déséquilibre génère des vibrations d'un niveau de 18,51 mm/s comme l'indique la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation du rotor 47,50 Hz dans la figure 4.3. Le spectre est pris sur le palier moteur dans la direction horizontale. Ce niveau de vibrations est jugé danger conformément aux normes VDI 2056. Dans le sens vertical de ce palier, le niveau de vibrations du pic lié au déséquilibre est de 7,11 mm/s tandis que sur le palier N°03 côté poulie réceptrice, ce défaut se manifeste à la même fréquence de rotation (47,50 Hz) et provoque des vibrations de 08,53 mm/s comme l'indique la composante prépondérante d'ordre 01 liée à cette fréquence. Sur le palier libre N°04, ce défaut de déséquilibre engendre un niveau de pic de 05,47 mm/s, d'après la composante à la fréquence élevée égale à la fréquence de rotation de 47,50 Hz.

Ce déséquilibre crée une force de centrifuge qui se manifeste à la fréquence de rotation du rotor (turbine). Il provoque des vibrations dans un plan radial, qui se propagent en premier lieu sur les paliers de la machine N°03 et 04, et évidemment sur les roulements. Le défaut de déséquilibre peut provoquer d'autres anomalies mécaniques: défaut d'usure ou un jeu sur la portée de roulement, flexion de l'arbre portant les hélices, défaut d'alignement entre les paliers N°03 et 04, ainsi qu'un défaut de roulement dans ces deux paliers. Dans ce cas, cette défaillance (déséquilibre) a engendré l'apparition d'un choc sur la ligne d'arbre portant la turbine qui est détecté le 11 Septembre 2014.

Plusieurs défauts s'expriment par une composante prépondérante d'amplitude élevée liée à la fréquence de rotation et c'est l'analyse des phases qui permet de distinguer entre les défauts provenant d'un effort rotatif comme celui d'un balourd et les défauts provenant d'un effort directionnel comme l'effort induit par une courroie trop tendue, usure des paliers, un desserrage de palier, une excentricité de poulie, et flexion de l'arbre, etc,....

En effet, et dans ce cas, le déphasage est de 09,96°, ce qui permet de confirmer la détection d'un défaut lié à une contrainte directionnelle relative à la flexion au niveau du rotor portant les hélices, en présence d'un défaut de roulement dans les deux paliers N°03 et 04.

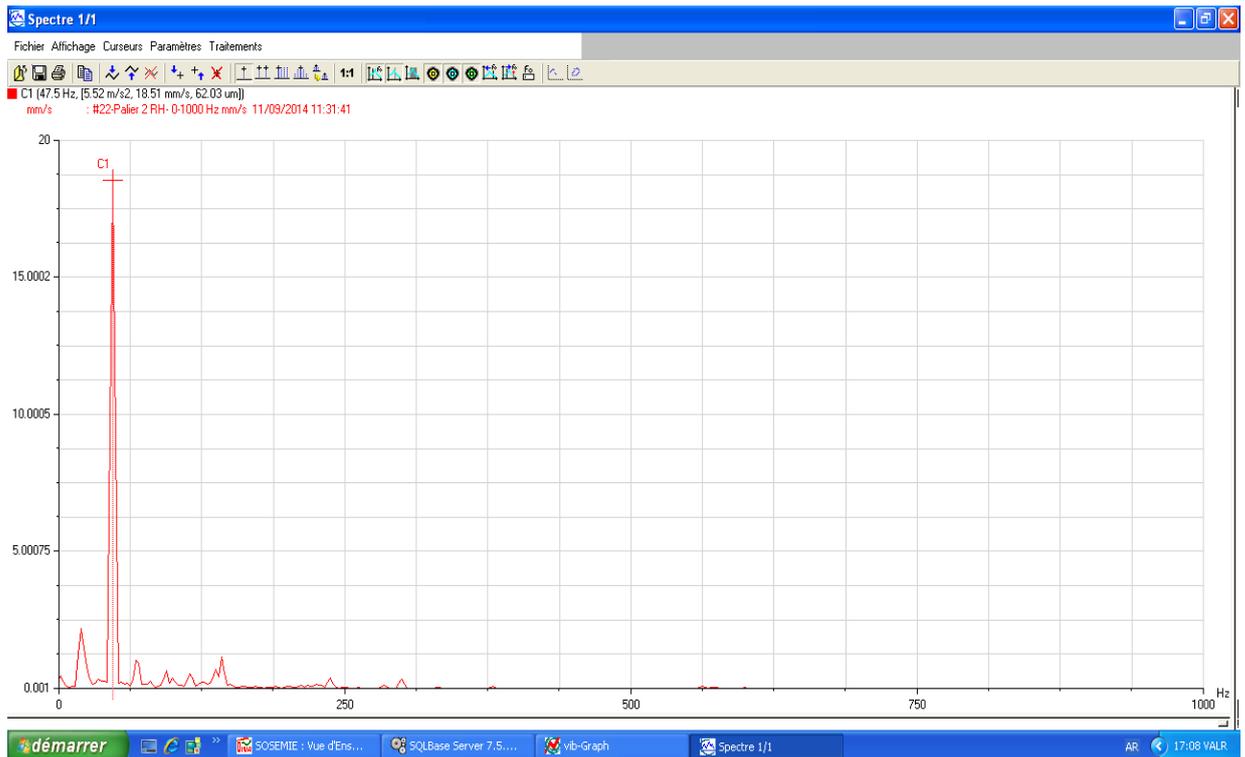


Figure 4.3 : Spectre pris sur le palier N°02 dans le sens radial horizontal

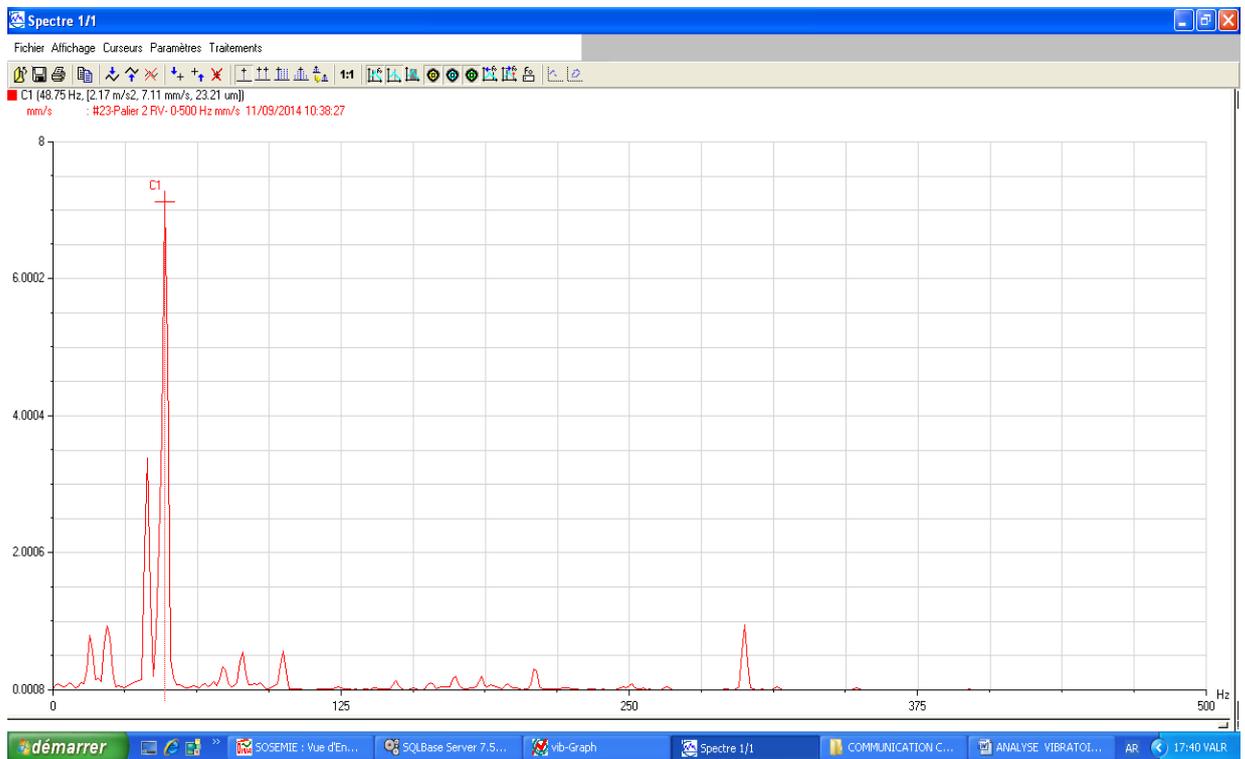


Figure 4.4 : Spectre pris sur le palier N°02 dans le sens radial vertical

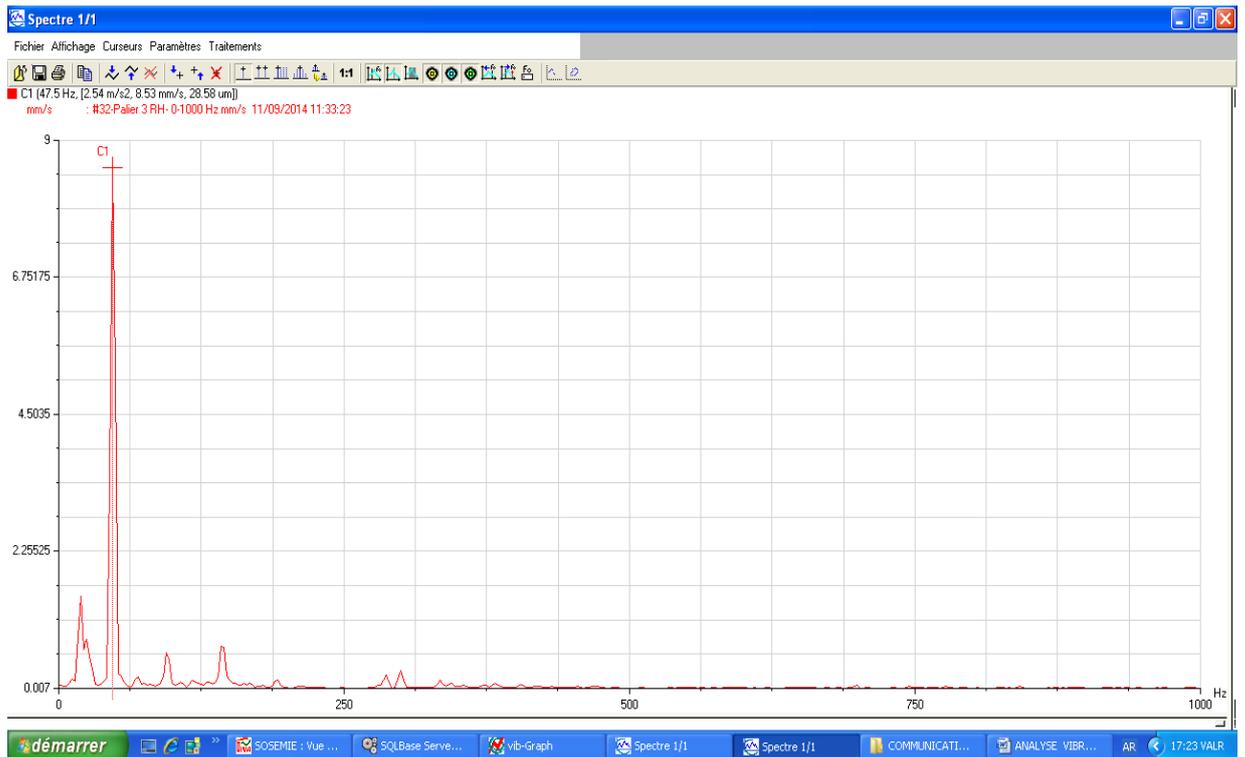


Figure 4.5 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

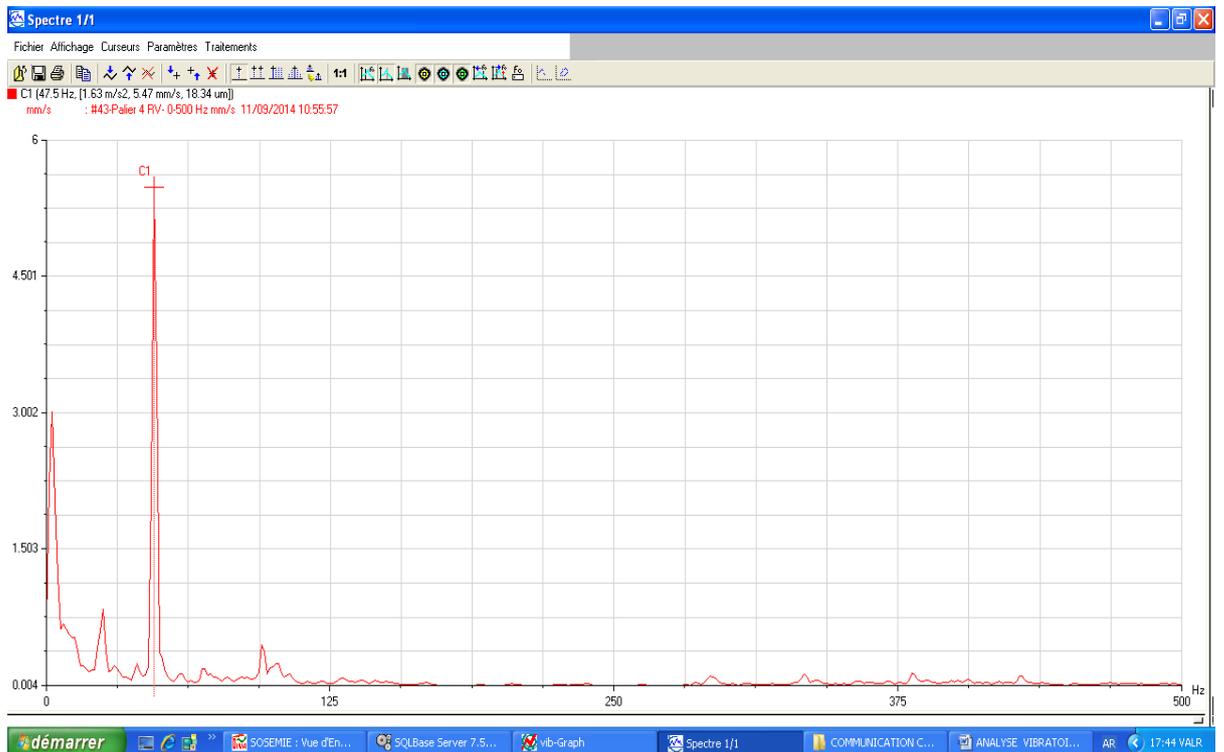


Figure 4.6 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical.

4.1.2.1. Corrections :

Ces défauts mécaniques détectés ont engendré le blocage de la ligne d'arbre portant le Tarar et l'arrêt brusque de la machine. L'usine dispose d'une dizaine de ces machines. La production a été perturbée. Il est à préciser que durant le suivi vibratoire de ces machines, il a été toujours recommandé de résoudre ce problème par les méthodes classiques, et ce par l'équilibrage du rotor portant l'hélice. Cela permet de corriger au maximum la flexion de l'arbre qui est concentrée en son milieu. Ce défaut est détecté par des mesures et une analyse vibratoire, et confirmé par le contrôle de la flexion.

A cet effet, plusieurs tentatives de correction par l'équilibrage ont été réalisées. A maintes reprises, on a effectué des corrections allant de 08 à 30 gr, répartis sur les pales des deux hélices du Tarar, où les opérations d'équilibrage n'étaient pas faciles, du fait de l'inaccessibilité que représente le rotor portant les deux hélices objet de cette correction. On était à chaque fois dans l'obligation de démonter et remonter tout le haut de la machine plusieurs fois à chaque tentative d'équilibrage. Non seulement on contrôlait la déformation de flexion de l'arbre qui se répétait à maintes reprises, mais on changeait les roulements. Mais, ceci engendrait un jeu au niveau des portées de roulement non seulement sur les deux paliers, mais aussi sur l'arbre.

De ce fait, on conclut que le problème relevait de la conception de la machine.

Les responsables de la maintenance nous ont sollicité afin d'étudier ce problème et porter des modifications sur la machine si nécessaire. Pour y remédier, on procède à une étude de conception et de construction d'une nouvelle transmission dans un premier temps.

Une étude théorique fut établie afin de remédier à ces défaillances.

Date d'intervention	Niveau de balourd avant l'équilibrage (mm/s)	Niveau de balourd après l'équilibrage (mm/s)
24 Septembre 2013 Changement des roulements	47.25	01.96
19 Novembre 2013	39.28	02.68
06 Janvier 2014	35.13	01.99
28 Février 2014 Changement des roulements	40.02	03.67
07 Avril 2014	27.14	01.79
Le : 27 Mai 2014	29.09	04.11
14 Juillet 2014 Changement des roulements et confection d'un nouvel arbre	45.66	03.29
11 Septembre 2014	18.51	01.85

Tableau 4.2 : Liste des interventions

4.1.2.2. Conclusion sur le diagnostic :

L'analyse vibratoire a permis de faire le diagnostic des défaillances mécaniques et de proposer des solutions pour les corriger, comme dans ce cas traité, où une mauvaise conception a engendré des arrêts intempestifs de la semoulerie et par conséquent des perturbations au niveau de la production. L'analyse vibratoire a été d'un apport, non seulement pour détecter avec précision ces problèmes, mais aussi pour contrôler le montage pendant l'installation de certaines machines neuves.

4.2 Etude théorique et modélisation de la machine TARAR :

D'après un premier suivi vibratoire, la machine présente des anomalies au point de vue conception. Ces anomalies ont conduit à l'échauffement des

roulements de la ligne d'arbre du Tarar et à la déformation de l'arbre. Elles ont provoqué le blocage des roulements à maintes reprises et ce pour plusieurs machines. A cet effet, on a traité un de ces cas où le niveau de vibrations avait pris une ampleur considérable sur la ligne d'arbre. On modélise l'arbre, les paliers, la poulie réceptrice et les deux hélices.

Dans une première étape, on vérifie l'arbre aux conditions de résistance à la torsion. On détermine les réactions aux appuis et on trace le diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant de la poutre (arbre). On procède à la vérification des conditions de résistances à la flexion.

Dans une seconde étape, un modèle est établi pour l'étude de l'analyse modale vibratoire, afin de déterminer l'équation caractéristique, les valeurs propres et les fréquences propres, et ce pour comprendre le comportement vibratoire de l'installation.

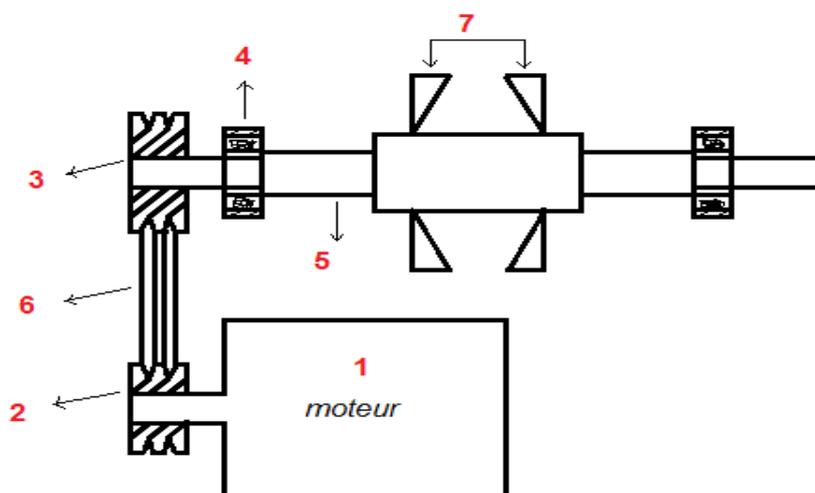


Figure 4.7 : Modèle du Tarar

4.2.1 Calcul théorique ; Théorie et applications :

Un arbre de transmission se calcule et se vérifie à la torsion, à la flexion ou à la flexion – torsion.

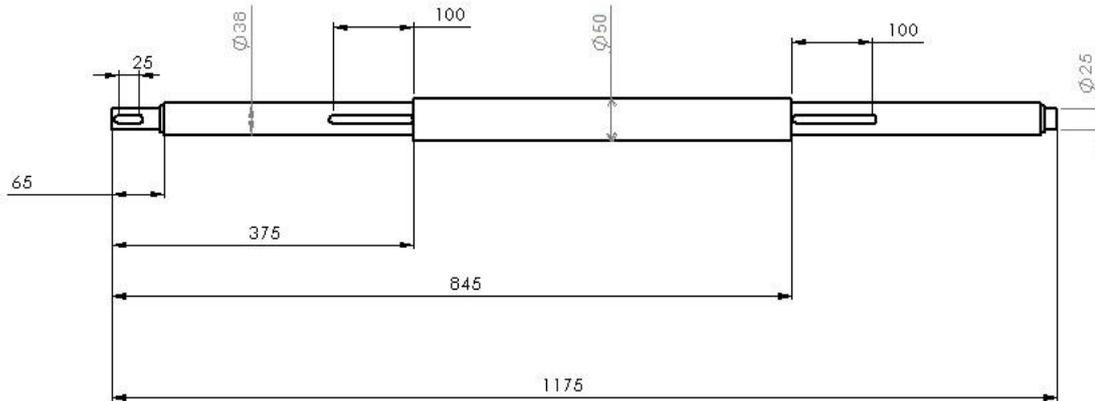


Figure 4.8 : Dessin de l'arbre

4.2.2. Calcul de résistance :

On procède pour l'arbre à des calculs de résistance à la torsion et à la vérification du diamètre de l'arbre de transmission N°05. Pour ce, on donne une suite de tableaux explicatifs et récapitulatifs de la procédure adoptées avec les principaux résultats obtenus. [74].[75].[76].

Résistance à la torsion	
Principales formules	
Condition de résistance	$\tau = \frac{M_t}{I_0/r}$ $\leq R_{Pg}$
Concentration de contrainte aux endroits des accidents de forme	$\tau_{max} = \tau_{calculée} \cdot K$ $\leq R_{Pg}$
Condition de déformation	$M_t = G \cdot \theta \cdot I_0$
Le moment de torsion	$M_t = \frac{P}{\omega}$
Symboles :	
τ : Contrainte de glissement N/m^2 . θ : Angle unitaire de torsion rad/s. M_t : Moment de torsion max N.m. R_{Pg} : Résistance pratique au cisaillement N/m^2 . G : Coefficient d'élasticité transversal, pour un arbre courant, $G = 8 \text{ à } 8,8 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$. Le moment de torsion peut s'écrire : $M_t = \frac{P}{\omega}$ K : coefficient de concentration de	

Moment quadratique (arbre cylindrique)	$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$	contrainte lié à la géométrie de la section. P : Puissance de transmission W. ω : vitesse angulaire rad/s). I_0 : Moment quadratique de la section considérée par rapport au centre (o). d : diamètre de l'arbre d
----------------------------------------	----------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Tableau 4.3 : Résistance à la torsio

Vérification du diamètre de l'arbre de transmission N°05		
Puissance du moteur : $P = C \cdot \omega$	Application numérique	<u>Symboles</u> C : Le couple moteur
Puissance au niveau de l'arbre de transmission $P = \dot{C} \cdot \dot{\omega}$ avec $\dot{C} = \frac{C \cdot \omega}{\dot{\omega}} = \frac{P}{\dot{\omega}}$	$\omega = 299.87$ (rad/s)	ω : La pulsation du moteur rad/s
Vitesse de rotation de l'arbre $\dot{N} = \frac{N \cdot D}{\dot{D}}$	$\dot{C} = 11.435$ (N.m) $\dot{\omega} = 262.386$ (rad/s)	$\omega = 2\pi f = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$ \dot{C} : Le couple transmis $\dot{\omega}$: La pulsation de l'arbre de transmission
	$\dot{N} = 2056.875$ (tr/min)	N°05
Moment de torsion M_t	$M_t = 11.435$ (N.m)	

Tableau 4.4 : Vérification du diamètre de l'arbre de transmission N°05

Calcul du diamètre de l'arbre d	$D/d =$	Symboles
diamètre de l'arbre d	$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot K}{\pi \cdot R_{pg}}}$	S : coefficient de sécurité
résistance pratique	$R_p = \frac{R_e}{S}$	S=2 → 5 suivant le
	$38/25 = 1.52$ $r/d = 0.4/25 = 0.016 \approx 0.02$ On trouve K=2.7	

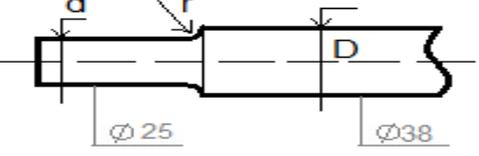
R_p pour l'acier A60 (E335)			degré de précision on pose
 <p>Une section de l'arbre</p>			$R_p = \tau_p$ et, $0.7.R_e = \tau_e$ (Torsion) $\rightarrow \tau_p = \frac{\tau_e}{2}$ $R_e = 335$ MPa la limite élastique

Tableau 4.5 : Calcul du diamètre de l'arbre d

Condition de résistance à la torsion	
$\frac{I_0}{r} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ $M_t = 11.435 \text{ (N.m)}$	$\tau_{calculée} \cdot K \leq \tau_p$, donc : $10,071 \cdot 10^6 \leq \tau_p$ Condition de résistance à la torsion est vérifiée.
$\frac{I_0}{r} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	$\frac{I_0}{r} = 3,066 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)}$
$\tau_{calculée} = \frac{M_t}{I_0/r}$	$\tau_{calculée} = 3,730 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$
$\tau_{calculée} \cdot K \leq \tau_p$	$\tau_{calculée} \cdot K = 10,071 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$
$\tau_p = \frac{\tau_e}{2}$	$\tau_p = 117,5 \text{ (MPa)} = 117,5 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Tableau 4.6 : Condition de résistance à la torsion

Résistance à la flexion .Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant	
Données :	Application numérique

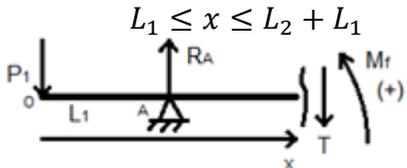
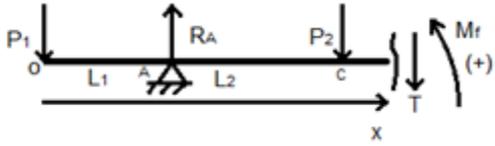
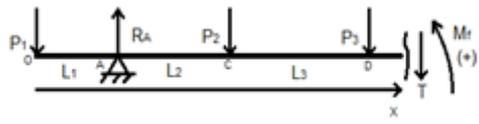
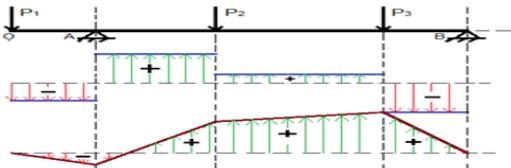
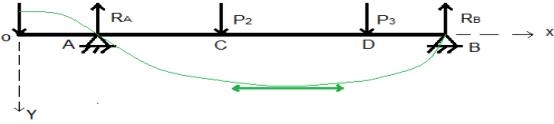
<p>$L_1 = 65 \text{ mm}$ $L_2 = 310 \text{ mm}$ $L_3 = 470 \text{ mm}$ $L = 1090 \text{ mm}$ $m_1 = 0,6 \text{ Kg}$ $P_1 = 5,886 \text{ N}$ $P_2 = P_3 = 105,232 \text{ N}$ $m_2 = m_3 = 4,340 \text{ Kg}$ $m_4 = 12,774 \text{ Kg}$</p>	<p>Détermination des réactions R_A et R_B $R_A = 111,469 \text{ N}$ $R_B = 104,881 \text{ N}$</p>
<p>Tronçon considéré Schéma du tronçon</p>	<p>Application numérique</p>
<p>Tronçon1 : $0 \leq x \leq L_1$</p> 	<p>$T = -5,886 \text{ (N)}$ Si $x=0 \rightarrow M_f = 0.$ Si $x=L_1 \rightarrow M_f = -P_1 \cdot L_1 \rightarrow M_f = -0,6 \cdot 9,81 \cdot 0,065$</p>
<p>Tronçon2 :</p> 	<p>$T = 105,583 \text{ (N)}$ Si $x=L_1 \rightarrow M_f = -P_1 \cdot L_1 M_f = -0,383 \text{ (N.m)}$ Si $x=L_2 + L_1 \rightarrow M_f = R_A \cdot (L_2 + L_1 - L_1) - P_1 \cdot (L_2 - L_1)$ $\rightarrow M_f = R_A \cdot L_2 - P_1 \cdot (L_1 + L_2) \rightarrow$ $M_f = 111,469 \cdot 0,31 - 5,886 \cdot (0,065 + 0,31)$ $\rightarrow M_f = +32,348 \text{ (N.m)}$</p>
<p>Tronçon3 : $L_1 + L_2 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3$</p> 	<p>$T = T = 0,351 \text{ (N)}$</p> <ul style="list-style-type: none"> • Si $x=L_2 + L_1 \rightarrow M_f = 32,348 \text{ (N.m)}$ • Si $x=L_1 + L_2 + L_3 \rightarrow M_f = 32,513 \text{ (N.m)}$
<p>Tronçon4 : $L_1 + L_2 + L_3 \leq x \leq L_1 + L$</p> 	<p>$T = -104,881 \text{ (N)}$ Si $x= L_1 + L_2 + L_3 \rightarrow M_f = 32,513 \text{ (N.m)}$ Si $x=L_1 + L \rightarrow M_f = 0 \text{ N.m}$</p>
<p>Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant</p> 	

Tableau 4.7 : Résistance à la flexion et diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant

Condition de résistance		
<p>On doit vérifier la condition</p> $\sigma = M_{fmax} \cdot \frac{Y}{I_Y}$ $= \frac{M_{fmax}}{W}$ $\leq R_p$	<ul style="list-style-type: none"> - Pour le A60 (E 335) $R_e = 335 \text{ MPa} = 335 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$[77] - Dans le cas de torsion : la limite élastique est : $\tau_e = 0,7R_e$. - Pour l'acier mi-dur [78] <p>On calcule la contrainte σ de chaque tronçon : $\sigma = \frac{M_{fmax}}{W}$</p> <ul style="list-style-type: none"> - L'arbre vérifié présente des épaulements et congés, pour la contrainte $\sigma : \sigma \cdot K \leq R_p$	<p>symboles</p> <p>M_{fmax} : Moment fléchissant maximal.</p> <p>I_Y : Moment quadratique.</p> <p>Y : Fibre la plus éloignée perpendiculaire à x.</p> <p>W : Module de flexion</p> <p>$\rightarrow W = \frac{I_Y}{Y}$.</p> <p>$R_p$: Résistance pratique</p> <p>$\rightarrow R_p = \frac{R_e}{S}$.</p> <p>$R_e$: Limite élastique.</p> <p>S : Coefficient de sécurité</p>
Vérification de la condition de résistance		
Tronçon	Application numérique	Conclusion
Tronçon1	<ul style="list-style-type: none"> - $M_{fmax} = -0.383 \text{ (N.m)}$ - $W = 3,068 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)}$ - $\sigma \cdot K = -337,060 \cdot 10^3 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 	<p>on remarque que toutes ces valeurs vérifient la condition de la résistance à la flexion</p> <p>car : $\sigma \cdot K \leq R_p$.</p>
Tronçon2	<ul style="list-style-type: none"> - $M_{fmax} = 32,348 \text{ (N.m)}$ - $\sigma W = 1,077 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)}$ - $\sigma \cdot K = 337,060 \cdot 10^3 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 	
Tronçon3	<ul style="list-style-type: none"> - $M_{fmax} = 32,513 \text{ (N.m)}$ - $W =$ 	

	$2,454 \cdot 10^{-5} (m^3)$ - $\sigma \cdot K =$ $3,577 \cdot 10^6 (N/m^2)$	
Tronçon4	- $M_{f_{max}} = 32,513 (N \cdot m)$ - $W = 1,077 \cdot 10^{-5} (m^3)$ - $\sigma \cdot K = 8,151 \cdot 10^6 (N/m^2)$	

Tableau 4.8.1 : Condition de résistance et vérification

Calcul de la flèche		
Equation de la déformée	$Y = F(x)$	Symboles E : Module de Young I_{Gz} : Moment d'inertie de la section par rapport à l'axe z.
La dérivée seconde de la courbe $Y = F(x)$ déformée de la poulie est	$\ddot{Y} = -\frac{M_f}{I_{Gz}} \cdot \frac{1}{E}$	
Tronçon OA	 $M_f = -P_1 \cdot x \ddot{Y} = \frac{P_1 \cdot x}{I} \cdot \frac{1}{E}$ <p>C_1 : Etant une constante pour l'instant inconnue.</p> <p>Pour $x = 0 \rightarrow \dot{Y} = 0$</p> $Y = \frac{P_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x^3}{3} + \dot{C}_1$ <p>En intégrant cette nouvelle équation :</p> $\dot{C}_1 = -\frac{P_1 \cdot L_1^3}{6 \cdot E \cdot I}$ $Y = \frac{P_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x^3}{3} - \frac{P_1 \cdot L_1^3}{6 \cdot E \cdot I}$	$Y = F(x)$ De la déformée de la poulie. I_0 = Moment quadratique (arbre cylindrique)
Tronçon AC		

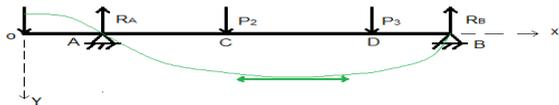
		
	$Y = (P_1 - R_A) \cdot \frac{x^3}{6 \cdot E \cdot I} + \frac{R_A \cdot L_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot x^2 - \frac{R_A \cdot L_1^2}{E \cdot I} \cdot x$ $- (P_1 - 4 \cdot R_A) \cdot \frac{L_1^3}{6 \cdot E \cdot I}$	
Tronçon CD	$M_f = R_A \cdot (x - L_1) - P_1 \cdot x - P_2 \cdot (x - L_1 - L_2)$ $\dot{Y} = \frac{[P_1 + P_2 - R_A]}{2 \cdot E \cdot I} \cdot x^2$ $+ [R_A \cdot L_1 - P_2 \cdot (L_1 + L_2)] \cdot \frac{x}{E \cdot I} + C_3$	

Tableau 4.8.2 : Calcul de la flèche

Applications numériques	
Données	$P_1 = 5,886 \text{ N}$ $P_2 = 105,232 \text{ N}$ $R_A = 111,469 \text{ N}$ $L_1 = 65 \text{ mm}$ $L_2 = 310 \text{ mm}$ $L_3 = 470 \text{ mm}$
Tronçon CD	$I = I_{0_2} = 6,133 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$
	$\dot{Y} = -1,367 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 - 2,502 \cdot 10^{-4} \cdot x + 1,531 \cdot 10^{-4}$
	$Y = -1,367 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{x^3}{3} - 2,502 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{x^2}{2} + 1,531 \cdot 10^{-4} \cdot x$ $+ C_3$ <p>Pour $x = L_1 + L_2 = 375 \text{ mm}$</p>
Tronçon AC	$I = I_{0_2} = 2,047 \cdot 10^{-7} \text{ (m}^4)$ Le déplacement du point C est le même pour les tronçons AC et CD. $Y = -0,456 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 1,251 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 1,531 \cdot 10^{-4} \cdot x$ $- 53,194 \cdot 10^{-6}$
Flèche maximale Y_{max}	Y_{max} Correspond à $\dot{Y} = 0$, donc $x = L_1 + L_2 + \frac{L_3}{2}$ $x = L_1 + \frac{L}{2} = 65 + \frac{1090}{2} = 610 \text{ mm.}$ $Y_{max} = -6,498 \cdot 10^{-6} \text{ m}$

Tableau 4.9 : Valeur numérique de la Flèche maximale Y_{max}

Y_{max} représente l'excentricité e entre l'axe principal d'inertie et l'axe de rotation. C'est la déformation de l'arbre suite à une force centrifuge F engendrée par un balourd de masse m placée à un rayon r , donc :

$$e.M = r.m \quad (4.1)$$

Avec : M : Masse du rotor

$$M = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 22,305 \text{ Kg}$$

m : masse du balourd (inconnue).

r : rayon où le balourd est situé. On prend $r = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm}$, donc le balourd sera concentré sur la partie de l'arbre ayant 50 mm de diamètre.

Ainsi, on détermine la masse de déséquilibre, on obtient alors : $m = 6,156 \text{ g}$

La force centrifuge générée par ce balourd sera déterminée à partir de la relation suivante :

$$F = m.r.\omega^2 = 10,596 \text{ N} \quad (4.2)$$

Cette petite masse de balourd a provoqué une force centrifuge qui a pu déformer l'arbre et engendrer des vibrations d'un niveau globale de 18,51 mm/s le 11 Septembre 2014. Dans le cas où le rayon de concentration du balourd augmente, alors la force centrifuge F augmente car elle est proportionnelle aussi au carré de la vitesse de rotation ω .

4.2.3 Analyse vibratoire du système :

L'objectif consiste en la détermination des fréquences propres

4.2.3.a Analyse modale :

Pour un système libre non amorti, l'équation de mouvement sous la forme matricielle s'écrit :

$$[M].\{\ddot{q}\} + [K].\{q\} = 0 \quad (4.3)$$

Où, $[M]$ et $[k]$ sont des matrices carrées (4x4) réelles et symétriques, définies positives.

$$[M] = [M]^T \in \mathbb{R}^{et} \dots\dots > 0.$$

$$[K] = [K]^T \in \mathbb{R}^{et} \dots\dots > 0.$$

Les solutions de l'équation (4-3) sont de type :

$$\{q(t)\} = \{\varphi\} \cdot e^{St} \quad (4.4)$$

Où : S : Variable de Laplace, pour T. Fourier $S = j\omega$

$$([K] + S^2 \cdot [M]) \cdot \{\varphi\} = 0 \quad (4.5)$$

$$[K] \cdot \{\varphi\} = \lambda \cdot [M] \cdot \{\varphi\} \quad (4.6)$$

Avec : $-S^2 = \lambda$

Donc l'équation (4-5) représente un problème aux valeurs propres.

$$\det([K] + S^2 \cdot [M]) = \det([K] - \lambda \cdot [M]) = 0 \quad (4.7)$$

4.2.3.b. Modélisation du système et détermination des équations de mouvement :

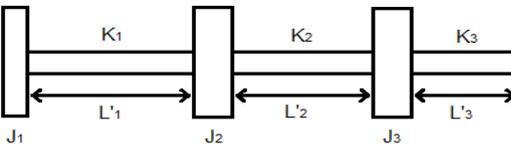
L'arbre de transmission N°05 se compose de : un arbre, une poulie réceptrice ainsi que deux (02) hélices. Il est supporté par deux (02) roulement et il peut être modélisé par :

- Un disque du moment d'inertie J_1 correspondant à la poulie réceptrice
- Un disque du moment d'inertie J_2 correspondant à l'hélice 01.
- Un disque du moment d'inertie J_3 correspondant à l'hélice 02
- L'arbre est caractérisé par ses rigidités K_1 , K_2 et K_3 , et ses déformations angulaires φ_1 , φ_2 et φ_3 .

Système d'équations de mouvement		
L'énergie cinétique	$T = \frac{1}{2} \cdot J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot J_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2$	[J] : Matrice d'inertie
L'énergie potentielle	$U = \frac{1}{2} \cdot K_1 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot K_2 \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot K_3 \cdot \varphi_3^2$	[K] : Matrice

système d'équations de mouvement obtenu	$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1 \cdot \varphi_1 - K_1 \cdot \varphi_2 = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - \varphi_1 \cdot K_1 + \varphi_2 (K_1 + K_2) - \varphi_3 \cdot K_2 = 0 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - K_2 \cdot \varphi_2 + (K_2 + K_3) \cdot \varphi_3 = 0 \end{cases}$	de rigidité
système d'équations de mouvement obtenu sous forme matricielle	$\begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & K_2 + K_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$ $\rightarrow [J] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [K] \cdot \{\varphi\} = 0$	

Tableau 4.10 : Système d'équations de mouvement

Matrice de rigidité		
Calcul de la matrice de rigidité $[K]$ Déterminatio n de K_1 , K_2 et K_3		M_t : Moment de torsion G : Module d'élasticité transversal e (MPa) θ : Angle unitaire de torsion (rad/mm) α' : Angle de rotation en rad. F : Force
	$M_t = G \cdot \theta \cdot I_0$	
	$M_t = \frac{G \cdot \alpha' \cdot I_0}{L} = \frac{G \cdot I_0}{L} \cdot \alpha$	
	On considère que l'arbre se comporte comme un ressort $F = K \cdot x$	
	$M_t = K \cdot \alpha$	
	$K = \frac{G \cdot I_0}{L}$	

		de rappel K : Rigidité x : Allongement provoqué par l'effort F
--	--	----------------------------------------------------------------------------------------

Tableau 4.11 : Matrice de rigidité

Applications numériques		
Pour les métaux: $G \simeq 0,4.EE = 210 \text{ GPa} = 210.10^9 \text{ N/m}^2$ $L_1 = L_1 + L_2 = 65 + 310 = 375 \text{ mm}$ $L_2 = L_3 = 470 \text{ mm}$ $L_3 = L_2 = 310 \text{ mm}$		
Données	Pour les métaux: $G \simeq 0,4.E[80]$ $E = 210 \text{ GPa} = 210.10^9 \text{ N/m}^2$ $L_1 = L_1 + L_2 = 65 + 310 = 375 \text{ mm}$ $L_2 = L_3 = 470 \text{ mm}$ $L_3 = L_2 = 310 \text{ mm}$	
la longueur L_1 : rigidité K_1 , diamètres $d_{1_1} = 25 \text{ mm}$ et $d_{1_2} = 38 \text{ mm}$		
Calcul de K_{1_1} et K_{1_2}	$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K_{1_1}} + \frac{1}{K_{1_2}}$ $K_{1_1} = \frac{G \cdot I_{1_1}}{L_{1_1}}$	$I_{1_1} = 3,835.10^{-8} \text{ m}^4$ $I_{1_2} = 2,047.10^{-7} \text{ m}^4$ $K_{1_1} = 49,56.10^3 \text{ N/m}$ $K_{1_2} = 55,467.10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ $K_1 = 26,174.10^3 \text{ N/m}$
Pour la longueur L_2 , correspond à la rigidité K_2 , et au diamètre $d_2 = 50 \text{ (mm)}$.		
	$K_2 = \frac{G \cdot I_{0_2}}{L_2}$	$I_{0_2} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32}$

		$K_2 = 109,646.10^3 N$ /m
Pour la longueur L_3 , correspond à la rigidité K_3 , et au diamètre $d_3 = 38 (mm)$.		
	$K_2 = \frac{G \cdot I_{02}}{L_2}$	$I_{02} = 2,047.10^{-7} m^4$ $K_3 = 55,467.10^3 N/m$

Tableau 4.12 : Applications numériques

On obtient pour la matrice de rigidité la relation suivante :

$$[K] = \begin{bmatrix} 26,174.10^3 & -26,174.10^3 & 0 \\ -26,174.10^3 & 135,82.10^3 & -109,646.10^3 \\ 0 & -109,646.10^3 & 165,113.10^3 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

matrice d'inertie		
<ul style="list-style-type: none"> - Pour le disque01 (poulie motrice), correspond au moment d'inertie J_1, au diamètre extérieur $\varnothing = 120 (mm)$, au diamètre intérieur $d_1 = 25 (mm)$ et la masse $m_1 = 0,6 (Kg)$. - Pour le disque02 (hélice1), correspond au moment d'inertie J_2, au diamètre extérieur $\varnothing = 390 (mm)$, au diamètre intérieur $d_2 = 50 (mm)$ et la masse $m_2 = 4,340 (Kg)$. - Pour le disque03 (hélice2), nous avons les mêmes valeurs que l'hélice1. 		
$J_x = \frac{m \cdot (R^2 + r^2)}{2}$ pour un cylindre creux	$J_1 = 1,126.10^{-3} m^2$ $J_3 = J_2 = 83,87.10^{-3} m^2$	J_x : Moment d'inertie m=Masse R : Rayon extérieur R :Rayon intérieur

Tableau 4.13 : Données pour la matrice d'inertie

On obtient pour la matrice d'inertie la relation suivante :

$$[K] = \begin{bmatrix} 1,126.10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 83,87.10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 83,87.10^{-3} \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

L'équation caractéristique prend la forme :

$$\det \left(\begin{bmatrix} 26,174 \cdot 10^3 & -26,174 \cdot 10^3 & 0 \\ -26,174 \cdot 10^3 & 135,82 \cdot 10^3 & -109,646 \cdot 10^3 \\ 0 & -109,646 \cdot 10^3 & 165,113 \cdot 10^3 \end{bmatrix} - \lambda \cdot \begin{bmatrix} 1,126 \cdot 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 83,87 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 83,87 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix} \right) = 0$$

$$-7,92 * 10^{-6} * \lambda^3 + 212,527 * \lambda^2 - 614,863 * 10^6 * \lambda + 1,591 * 10^{14} = 0 \quad (4.10)$$

Ainsi et pour résoudre ce problème de déformation (flexion), on propose les solutions suivantes :

- Augmenter la section de l'arbre au niveau de la portée de roulement c'est-à-dire aux endroits des paliers (source de l'échauffement et le blocage des roulements),
- Changement des paliers et des roulements,
- Augmenter la longueur de l'arbre, afin de faciliter les opérations de montage et de démontage des roulements et des paliers, sans démonter toute la ligne d'arbre du Tarar.

Cela permet de réduire le manque à gagner suscité par l'arrêt de la machine pour réparations, d'augmenter sa disponibilité et éviter une éventuelle déformation due au blocage des roulements car le roulement dans le palier N°04 est freiné par des épaulements. Normalement il doit être libre dans la direction axiale afin d'éviter ce problème de déformation (flexion).

4.3. Conception et réalisation des modifications proposées :

Afin de remédier aux problèmes rencontrés lors du fonctionnement de la machine, on propose des modifications qui seront portées au niveau de la ligne d'arbre portant le Tarar, à savoir :

- Augmentation de la section au niveau de la portée de roulement sur l'arbre,
- Longueur de l'arbre et le redimensionnement des roulements.

Pour ce, on a procédé à ces modifications et on a changé le type de roulement par le type approprié, ainsi que les flasques supportant les deux paliers de l'arbre.

Vu le changement porté sur la longueur de l'arbre du Tarar, l'assise du moteur électrique a été aussi transformée afin de garder et respecter l'alignement entre les poulies motrice et réceptrice.

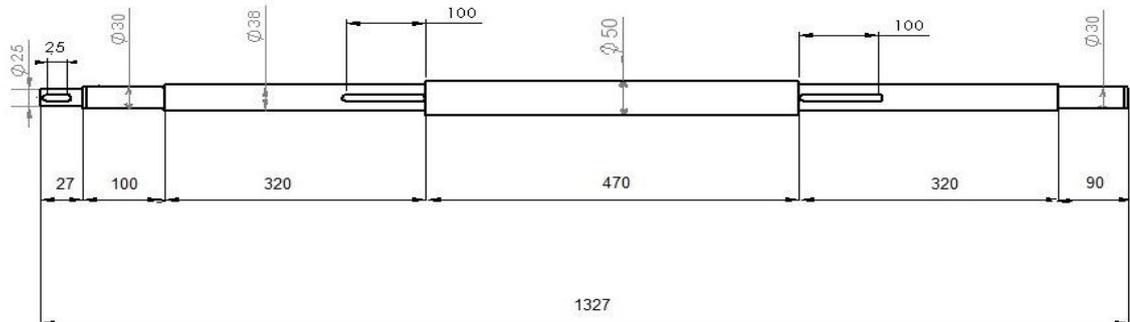


Figure 4.9 : Dessin du nouvel arbre

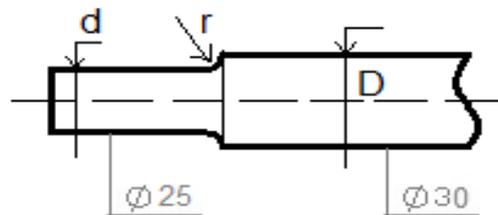


Figure 4.10 : Dessin d'une section du nouvel arbre



Figure 4.11 : Alignement entre le moteur et l'arbre de transmission

Après les modifications précitées, on a :

Vérification de la condition de résistance à la torsion

Arbre initial	Nouvel arbre	Condition de résistance à la torsion est vérifiée dans les 02 cas
$M_t = 11.435 \text{ 4N.m}$	$M_t = 11.435 \text{ 4N.m}$	
$\zeta_{\text{calculé}} = 3,730 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$	$\zeta_{\text{calculé}} \cdot K \leq \zeta_p$	
$\zeta_p = 117,5 \text{ (MPa)} = 117,5 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2)$	$\zeta_p = \frac{\zeta_{ee}}{2} = \frac{335,0,7}{2} = 117,5 \text{ MPa} = 117,5 \cdot 10^6$	

Tableau 4.15 : Vérification de la condition de résistance à la torsion pour la machine modifiée

Résistance à la flexion	Application numérique
Données	Détermination des réactions R_A et R_B
$L_1 = 77 \text{ (mm)}$ $L_2 = 370 \text{ (mm)}$ $L_3 = 470 \text{ (mm)}$ $L = 1327 \text{ (mm)}$	$R_A = 111,469 \text{ N}$ $R_B = 104,881 \text{ N}$

<p>Pour calculer le poids P_1 on doit trouver le poids P_a de l'arbre entre O et A.</p> $P_1 = P_{poulie} + P_a$ <p><u>Section1</u> $d = 25 (mm)$ $L = 27 (mm)$. $m = \rho \cdot V$</p> $V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \rightarrow m = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 0,027$ <p><u>Section2</u> $d = 30 (mm)$ $L = 50 (mm)$.</p> $\rightarrow m = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 0,05$ $\rightarrow P_1 = (0,6 + 0,104 + 0,277) \cdot 9,81$ <p>Pour les poids P_2 et P_3 on doit trouver le poids \dot{P}_a de l'arbre entre A et B.</p> $P_2 = P_3 = P_{hélice} + \frac{\dot{P}_a}{2}$ <p>Entre A et B nous avons la section2, donc : $m = 0,277 (Kg)$</p> <p><u>Section3</u> $d = 38 (mm)$ $L = 320 (mm)$.</p> $\rightarrow m = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 0,32$ <p><u>Section4</u> $d = 50 (mm)$ $L = 470 (mm)$.</p> $\rightarrow m = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,47$ <p><u>Section5</u> a la même masse que la section3.</p> <p><u>Section6</u> $d = 30 (mm)$ $L = 90 (mm)$.</p> $\rightarrow m = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 0,09$ $\rightarrow \dot{P}_a = (0,277 + 2,848 + 7,244 + 2,848 + 0,499) \cdot 9,81$ $P_2 = P_3 = (4,34 \cdot 9,81) + \frac{134,553}{2}$	<p><u>Section1</u> $m = 0,104 \text{ Kg}$</p> <p><u>Section2</u> $m = 0,277 \text{ Kg}$ $P_1 = 9,6230 \text{ N}$</p> <p><u>Section3</u> $m = 2,848 \text{ Kg}$</p> <p><u>Section4</u> $m = 7,244 \text{ Kg}$</p> <p><u>Section5</u> $m = 2,848 \text{ Kg}$</p> <p><u>Section6</u> $m = 0,499 \text{ Kg}$ $P_1 = 9,6230 \text{ N}$ $\dot{P}_a = 134,553 \text{ N}$ $P_2 = P_3 = 109,851 \text{ N}$</p>
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Tableau 4.16 : Vérification de la condition de résistance à la flexion de la machine modifiée

Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant	
Tronçon considéré	Application numérique
Tronçon1 : $0 \leq x \leq L_1$	$T = -9,623 \text{ N}$ Si $x=0 \rightarrow M_f = 0 \text{ N.m}$ Si $x=L_1 \rightarrow M_f = -P_1 \cdot L_1 \rightarrow M_f = -0,74 \text{ N.m}$
Tronçon2 :	$T = 123,582 - 9,623 \rightarrow T = 113,959 \text{ N}$

$L_1 \leq x \leq L_2 + L_1$ L_1	<p>Le moment fléchissant :</p> $M_f = R_A \cdot (x - L_1) - P_1 \cdot x$ <p>Si $x=L_1 \rightarrow M_f = 0.74 \text{ (N.m)}$ Si $x=L_2 + L_1 \rightarrow M_f = +41,423 \text{ N.m}$</p>
<p>Tronçon3 :</p> $L_1 + L_2 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3$	<p>$T = 4,108 \text{ (N)}$</p> $M_f = R_A \cdot (L_2 + L_3) - P_1 \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - P_2 \cdot L_3$ <p>$\rightarrow M_f = 43,357 \text{ N.m}$</p>
<p>Tronçon4 :</p> $L_1 + L_2 + L_3 \leq x \leq L$	<p>$T = -105,743 \text{ N}$</p> $M_f = R_A \cdot (x - L_1) - P_1 \cdot x - P_2 \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot L_1 - 2 \cdot L_2 - L_3)$ <p>Si $x= L_1 + L_2 + L_3 \rightarrow M_f = R_A \cdot (L_2 + L_3) - P_1 \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - P_2 \cdot L_3 \rightarrow M_f = 43,357 \text{ N.m}$ Si $x=L \rightarrow M_f = R_A \cdot (L - L_1) - P_1 \cdot L - P_2 \cdot (2 \cdot L - 2 \cdot L_1 - 2 \cdot L_2 - L_3)$</p> <p style="text-align: right;">$\rightarrow M_f = 0 \text{ (N.m)}$</p>
<p>Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant</p>	

Tableau 4.17 : Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant

Condition de résistance	
<p>On doit vérifier la condition</p> $\sigma = M_{fmax} \cdot \frac{Y}{I_Y}$ $= \frac{M_{fmax}}{W} \leq R_p$	<p>- Pour le A60 (E 335) $R_e = 335 \text{ MPa} = 335 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ La résistance pratique : $R_p = 167,5 \text{ MPa}$ <u>Tronçon1</u> : $0 \leq x \leq L_1$ $M_{fmax} = -0,74 \text{ N.m}$ Dans ce tronçon on a avons deux diamètres. On vérifie la condition pour chacun d'eux :</p> <ul style="list-style-type: none"> $d = 25 \text{ mm}$ $W = 3,067 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ $\sigma = \frac{M_{fmax}}{W} \rightarrow \sigma = -241,127 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$

<p>$\sigma.K \leq R_p$, $R_p = \frac{R_e}{S}$, et S : coefficient de sécurité , on prend : $s=2$</p>	<p>$\rightarrow \sigma.K = -602,817.10^3 N/m^2$</p> <ul style="list-style-type: none"> • $d = 30$ (mm) $\rightarrow W = 5,301.10^{-6}(m^3)\sigma = 139,596.10^3 N/m^2$ <p>$\rightarrow \sigma.K = -348,990.10^3 N/m^2$</p> <p><u>Tronçon2</u> : $L_1 \leq x \leq L_2 + L_1 M_{f_{max}} = 41,423 N.m$</p> <ul style="list-style-type: none"> • $d = 30$ (mm) $W = 5,301.10^{-6}m^3\sigma = 7,814.10^6 N/m^2$ <p>$\rightarrow \sigma.K = 19,535.10^6 N/m^2$</p> <ul style="list-style-type: none"> • $d = 38$ mm $W = 1,077.10^{-5}m^3\sigma = 3,846.10^6 N/m^2 \rightarrow \sigma.K = 9,615.10^6 N/m^2$ <p><u>Tronçon3</u> :</p> <p>$+L_2 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3 \quad d = 50$ (mm) $M_{f_{max}} = 43,357$ (N.m) $W = 2,454.10^{-5}m^3$ $\sigma = 1,766.10^6 N/m^2 \rightarrow \sigma.K = 4,415.10^6 N/m^2$</p> <p><u>Tronçon4</u> : $L_1 + L_2 + L_3 \leq x \leq \quad M_{f_{max}} = 43,357 N.m$</p> <ul style="list-style-type: none"> • Avec $d = 38$ (mm) , $W = 1,077.10^{-5}m^3$ $\sigma = 4,025.10^6 N/m^2 \sigma.K = 10,062.10^6 N/m^2$ • Avec $d = 30$ (mm) $W = 5,301.10^{-6}m^3\sigma = 8,179.10^6 N/m^2$ <p>$\rightarrow \sigma.K = 20,447.10^6 N/m^2$</p> <p>D'après ces résultats on remarque que toutes ces valeurs vérifient la condition de la résistance à la flexion car : $\sigma.K \leq R_p$.</p>
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Tableau 4.18 : Vérification de la condition de la résistance à la flexion

En procédant d'une manière similaire à celle des tableaux de 4.10 à 4.14, on trouve :

✓ La matrice de rigidité :

$$[K] = \begin{bmatrix} 23,832.10^3 & -23,832.10^3 & 0 \\ -23,832.10^3 & 133,478.10^3 & -109,646.10^3 \\ 0 & -109,646.10^3 & 140,813.10^3 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

✓ La matrice d'inertie

$$[J] = \begin{bmatrix} 1,126.10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 83,87.10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 83,87.10^{-3} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

✓ L'équation caractéristique :

$$-7,92 * 10^{-6} * \lambda^3 + 193,535 * \lambda^2 - 508,214 * 10^6 * \lambda + 8,135 * 10^{13} = 0 \quad (4.14)$$

Equation également résolue à l'aide de la commande roots du logiciel MATLAB qui donne :

$$\lambda_1 = 2,146.10^7 \quad ; \quad \lambda_2 = 2,795.10^6 \quad ; \quad \lambda_3 = 1,711.10^5$$

Finalement, on aboutit à l'obtention des fréquences propres :

$$f_{0_1} = 737,580 \text{ Hz} \quad ; \quad f_{0_2} = 266,083 \text{ Hz} \quad ; \quad f_{0_3} = 65,867 \text{ Hz}$$

En comparant ces résultats de fréquences obtenues avec celle de la machine 47,75 (Hz), on conclut qu'au point de vue analyse modale, notre problème ne présente pas de résonance.

4.4. Etude pratique d'une nouvelle machine après modification :

Moteur électrique	· Marque Siemens de Puissance :03Kw V de rotation : 2865 r/min
Poulie motrice	· Diamètre : 105 mm - Largeur : 30 mm -Nombre de gorges 0
Poulie réceptrice	· Diamètre : 120 mm - Largeur : 30 mm -Nombre de gorges : 0
Palier et Roulement	· - Type de palier : SNR Référence de palier : SNH 507-606 · Type de flasque Type de roulement : roulement à rotule sur b · Rouleaux à alésage cylindrique. Référence 21305 Référence de roulement : 2207 EK Référence de manchon : H · Type de graisse : EP 02
Hélice	Diamètre : 390 (mm) - Nombre : 02 -Nombre de pales : 10

Tableau 4.19 : Nomenclature des principaux organes du Tarar après modifications

4.4.1. Description de la machine :

La machine modifiée est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 2985 tr/min, de puissance de 03 KW. Le mouvement est transmis par courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice vers une ligne d'arbre supportée par deux paliers séparés à roulements à manchons, et supportant un arbre sur lequel sont montés les deux hélices, tournant à la vitesse de 3000 tr/min.

Sur la machine initiale, plusieurs défauts ont été détectés: défaut de flexion de l'arbre, balourd ainsi que les défauts de roulement. Ils ont provoqué le blocage de la ligne d'arbre portant le Tarar et l'arrêt brusque de la machine à maintes reprises. L'étude expérimentale et théorique a permis de proposer des solutions pour des modifications. Ces solutions consistaient en :

- Redimensionner l'arbre, en augmentant le diamètre de la portée de roulement sur les deux côtés. A cet effet, on détermine le diamètre minimal de l'arbre vérifiant les conditions de résistance à la flexion et à la torsion. On opte pour un diamètre de 30 mm sur les deux portées de roulement côté poulie réceptrice et côté libre du Tarar, tout en gardant les deux diamètres 38 mm au niveau des deux hélices, et le diamètre 50 mm au niveau du milieu de l'arbre séparant ces deux hélices.

- Modifier la longueur de l'arbre, et ce pour faciliter les opérations de montage et de démontage des roulements, et tous les organes liés à cette ligne d'arbre. On choisit des roulements appropriés aux conditions de montage, des roulements à rotule sur billes avec manchon de serrage de type EK afin de supporter les charges radiales et qui tolèrent un éventuel léger désalignement quand il se présente au départ. Ces roulements sont de type : 2207 C3 et sont logés dans deux paliers de type SNH 507-606 .

- Redimensionner les deux flasques portant les deux paliers précités, et ce par l'augmentation de l'épaisseur de 15 mm.

4.4.2. Diagnostic et analyse de résultats

Après les modifications apportées, des prélèvements de mesures de vibrations sur la machine ont été faits le 14 mai 2015. Ils nous ont permis de conclure que les niveaux de vibrations globaux sont de l'ordre de 03 mm/s sur les paliers N°03 et N°04, jugés acceptables, en se référant normes internationales VDI 2056.

En examinant les spectres prélevés sur les deux paliers N°03 & 04, on remarque l'apparition d'un très léger balourd sur le rotor portant le Tarar (hélices). Il génère des légères vibrations d'un niveau de 02,82 mm/s en termes de vitesse sur le palier N°03 dans les sens vertical, comme l'indique la composante d'amplitude prépondérante liée à la fréquence de rotation de 47,50 Hz relative à la vitesse de rotation de 2850 tr/min, et de 02,49 mm/s sur le palier N°04 dans le sens radial vertical.

Cependant, ces deux spectres cités révèlent aussi la présence d'un léger choc sur la ligne d'arbre. Il s'agit d'un léger défaut de roulement de type écaillage d'après la composante de fréquence relative à 285 Hz.

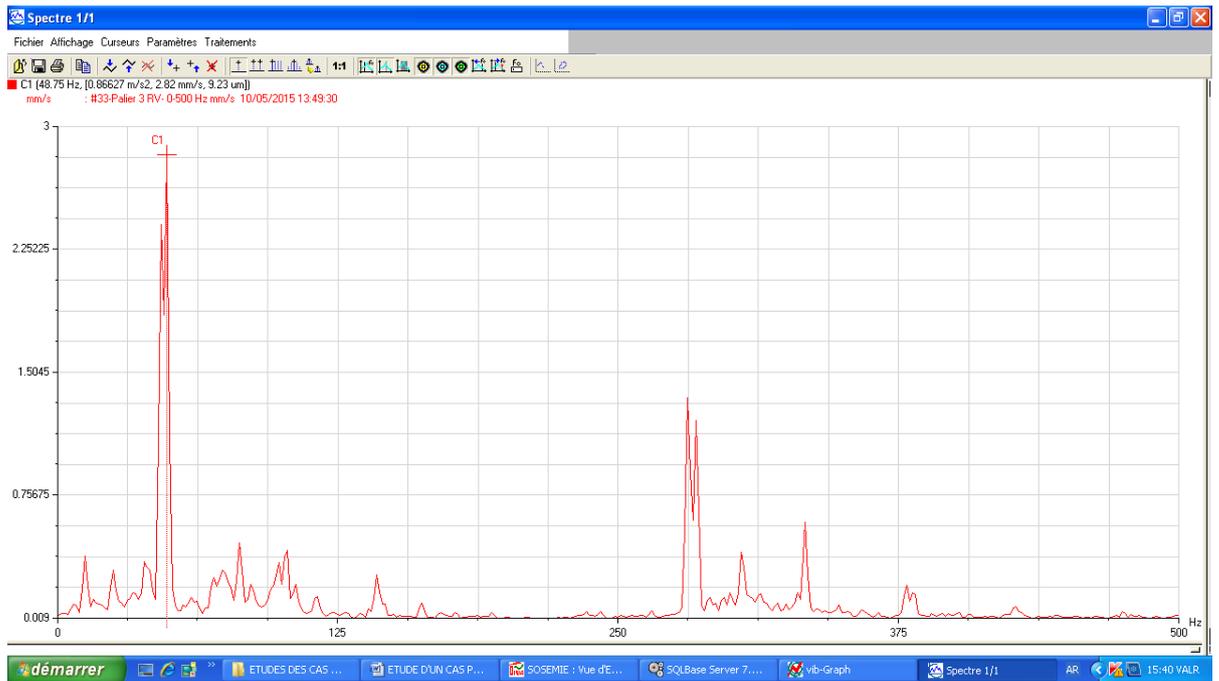


Figure 4.14 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

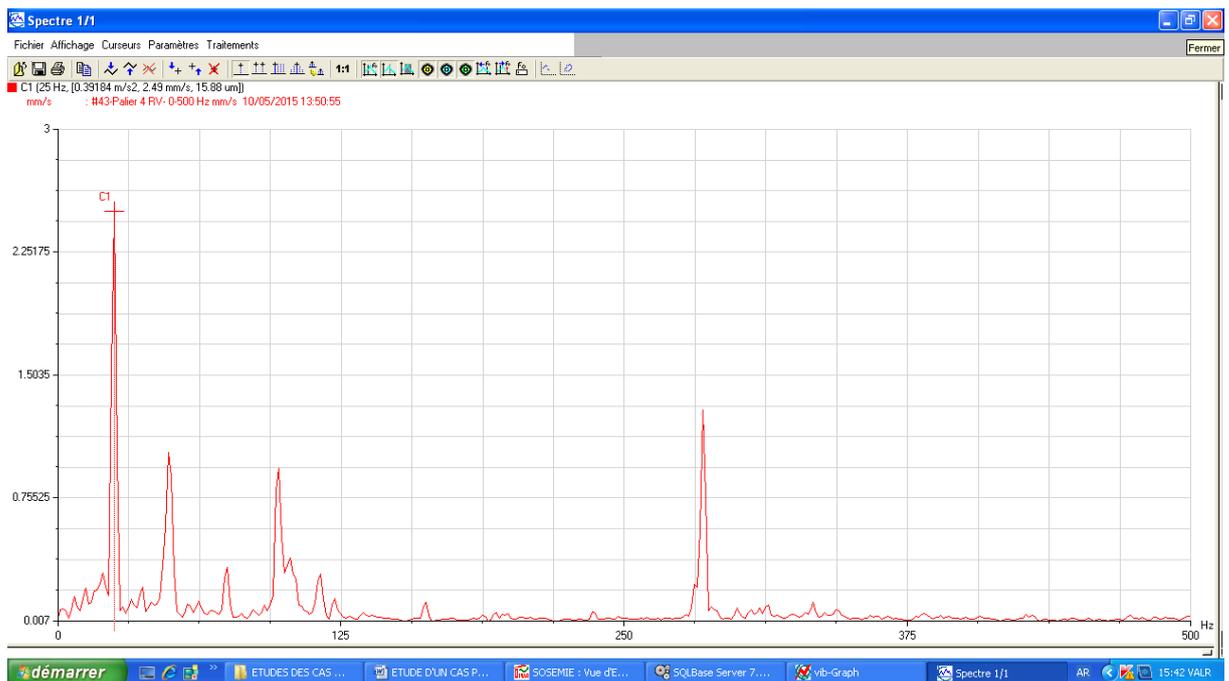


Figure 4.15 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

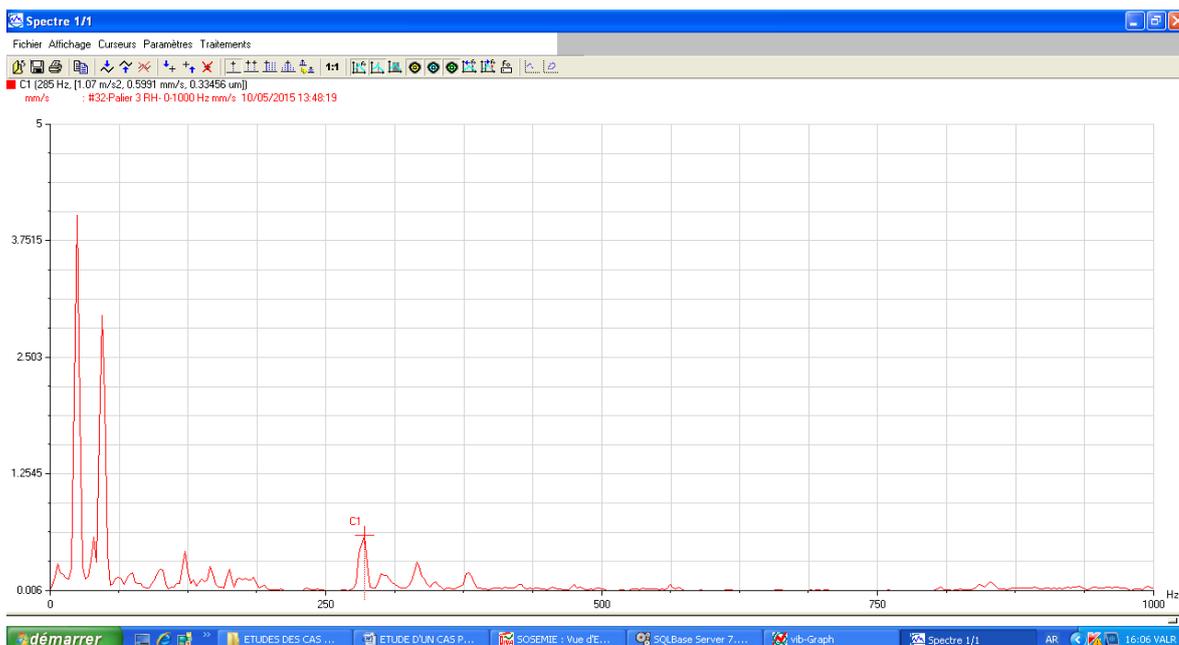


Figure 4.16 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

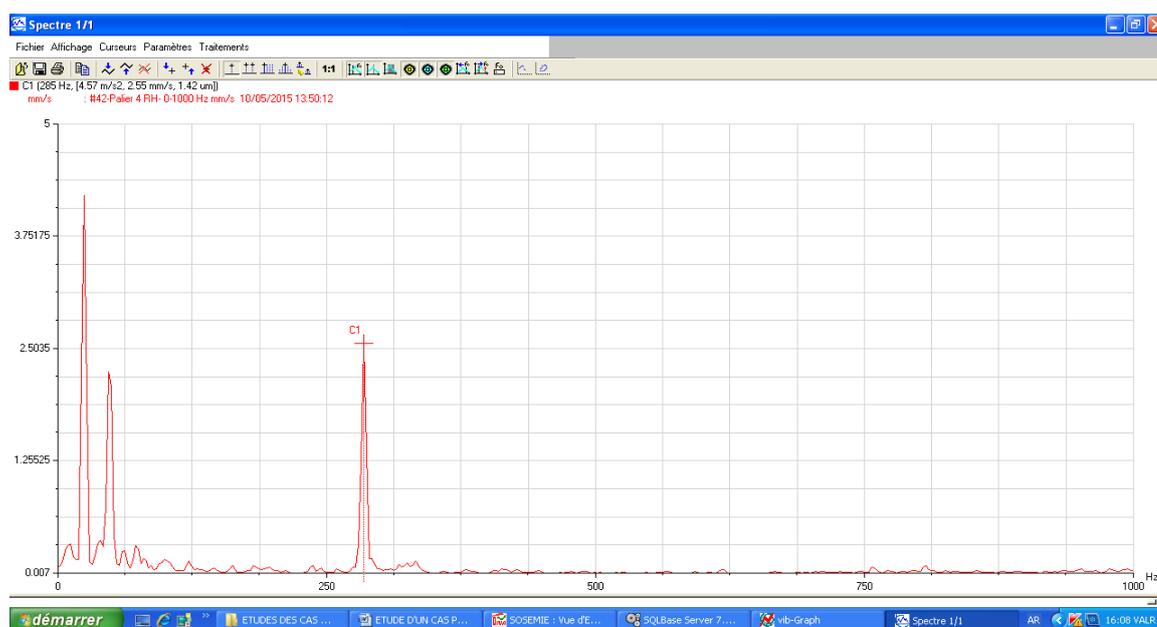


Figure 4.17 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

Point de mesures	Palier N°02	Palier N°03	Palier N°04
Niveau de vibrations en déplacement (micro m)	04,99	08,28	03,37
Niveau de vibrations en vitesse (mm/s)	07,21	03,98	03,62
Niveau de vibrations en accélérations (m/s ²)	0,90	0,87	0,32

Tableau 4.20 : Mesures de vibrations sur toute la chaîne cinématique de la machine

De ce travail, on peut conclure que les modifications faites sur cette installation ont permis de réduire d'une manière considérable les vibrations de la machine.

Suite à l'expérimentation et à l'étude théorique, il s'est avéré plus que nécessaire de porter des modifications sur la ligne d'arbre, les flasques et les roulements.

La machine modifiée est en exploitation et elle donne actuellement une entière satisfaction.

Conclusion générale

Dans le domaine pratique, l'identification d'une défaillance ou un ensemble de défaillances qui peuvent surgir lors du fonctionnement d'une machine tournante par l'analyse vibratoire, est basée sur :

- La disponibilité des caractéristiques techniques de la machine,
- La programmation des points de mesures de vibrations et leurs accessibilités,
- Le type de matériel et d'instrumentation utilisés dans le diagnostic vibratoire et leur capacité de pouvoir mesurer en temps réel les différents indicateurs scalaires et de donner des images spectrales selon les différents points de mesures de vibrations, et ce afin de cerner toutes les défaillances lors de fonctionnement de ces machines tournantes.

L'analyse vibratoire occupe une place prépondérante dans le dépistage des défauts des machines tournantes, par rapports aux autres techniques de surveillance, grâce aux instruments de mesures informatisés FFT et aux logiciels de surveillance vibratoire permettant la détection précoce des défauts et le suivi de leur évolution.

Le présent travail de thèse est fondé sur l'exploitation des techniques relatives aux mesures vibratoires du niveau global en termes de déplacements, de vitesses et d'accélération.

On a présenté plusieurs cas pratiques vécus dans des différents secteurs industriels, à savoir : les cimenteries, les briqueteries, les céramiques, les semouleries... Les machines tournantes étudiées présentaient plusieurs défauts mécaniques détectés à l'état précoce ou à des états avancés suite aux diagnostics vibratoires.

Les cas pratiques traités représentent des exemples intéressants pour l'industrie Algérienne. Par l'analyse vibratoire et l'utilisation d'une instrumentation récente, on a procédé à un diagnostic fiable. Le diagnostic de ces machines tournantes a permis de détecter les défauts mécaniques. Il a aussi offert la possibilité de comparer entre les deux indicateurs scalaires, la valeur du Kurtosis et le niveau global de l'accélération, quand il s'agit d'un défaut d'engrènement et d'un défaut

de roulement qui agissent ensemble. Le niveau RMS de l'accélération donne une meilleure indication relative au défaut de roulement, en présence d'autres anomalies, tandis que la valeur élevée du Kurtosis indique la présence de l'un des défauts de roulement ou d'engrènement, agissant seul. Lorsque ces deux défauts agissent ensemble, la valeur du Kurtosis indique seulement la présence du défaut d'engrènement. A l'aide du diagnostic et le suivi vibratoire, on a pu prédire le comportement vibratoire et permettre d'assurer la disponibilité de ces machines. Ce travail ayant un aspect expérimental relativement poussé, les différents tests, mesures et expériences sont faits directement sur site.

Les cas traités expérimentalement présentent des défauts mécaniques à savoir :

- Le défaut d'engrènement décelé sur le Broyeur ciment BK 02, et son évolution dans le temps qui a provoqué d'autres défaillances comme les défauts de roulement et d'alignement, ainsi que l'usure sur les portées de roulement, allant jusqu'au cisaillement de l'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur. Ce même défaut d'engrènement, présent dans le réducteur Moulin a engendré un écaillage très sévère sur les flancs de la denture du pignon et la roue dentée.
- Les défauts de roulement des cas traités sont la conséquence d'autres anomalies dans la machine tournante, et d'autres fois ces défauts de roulement provoquent d'autres anomalies.
- Les défauts de déséquilibre détectés sur le ventilateur Aspirateur Cuisson, sur l'Exhaure ciment, sur l'atomiseur et sur le laminoir finisseur, ont engendré non seulement d'autres défauts comme le désalignement et l'usure sur les portées de roulement, mais aussi la déformation du rotor comme dans le cas de l'Exhaure ciment et de l'aspirateur cuisson.
- Le désalignement des arbres provoque la détérioration des roulements et contribue à l'usure des portées de roulements comme dans le cas du ventilateur Exhaure ciment. Il suscite même le cisaillement comme dans le cas de l'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur Broyeur BK 02.
- Le défaut de jeu sur les portées de roulements, provoqué par le défaut de roulement, cas de l'Atomiseur,
- et le défaut de jeu sur la denture des manchons d'accouplement dans le Broyeur ciment BK 02, et du ventilateur Aspirateur cuisson, et sa

contribution dans la déformation du rotor de l'aspirateur, et le cisaillement du rotor du pignon d'attaque du Broyeur BK 02.

Les travaux de l'interprétation spectrale pour déceler ces défauts mécaniques, sont accompagnés non seulement par des mesures des niveaux globaux en termes de déplacement, vitesse et accélération vibratoire, mais aussi par un autre indicateur le Kurtosis. Le Kurtosis contribue à la détection du défaut d'engrènement et du défaut de roulement. Malheureusement, dans la pratique il n'est jamais facile d'identifier un défaut dans une machine tournante, car plusieurs images spectrales indiquent le même symptôme, donc parfois on utilise plusieurs indicateurs scalaires en même temps, et on compare les résultats, comme dans le cas du Broyeur BK 02, où le défaut de roulement a été identifié grâce à la mesure du niveau global de l'accélération, alors que le Kurtosis a contribué seulement à la confirmation du défaut d'engrènement, et non pas du défaut de roulement.

Ce travail est accompagné de modélisation et de simulation numérique par le logiciel SOLIDWORKS de deux cas pratiques, ceux du Broyeur ciment BK 02 et du ventilateur Aspiration Cuisson, et ce comme suit :

- La simulation numérique, de l'engrènement de la commande Broyeur BK 02, a permis de conclure à la stabilité de fonctionnement de l'installation en dehors des fréquences de résonances. L'apparition d'un éventuel défaut d'usure sur les portées de roulement ou un défaut d'alignement peut engendrer une déformation de la ligne d'arbre, ce qui explique aussi le cisaillement produit sur cette ligne d'arbre portant ce pignon d'attaque.
- En ce qui concerne le ventilateur Aspirateur cuisson, la simulation numérique montre que le premier et le deuxième mode de vibrations constituent un risque de déformation dans le cas où la fréquence de rotation de cette installation coïncide avec cette fréquence de résonance.

Les modifications faites sur le Tarar ont permis de réduire d'une manière considérable les vibrations de la machine.

Suite à l'expérimentation et à l'étude théorique, il s'est avéré plus que nécessaire de porter des modifications sur la ligne d'arbre, les flasques et les roulements du Tarar.

La machine modifiée est en exploitation et elle donne entière satisfaction.

De plus, ce travail nous a permis de nous introduire dans le domaine des applications industrielles.

Liste des symboles et abréviations

$V_{efficace}$	Vitesse efficace		mm/s
V_{RMS}	Niveau de vitesse en RootMean Square		mm/s
$[M]$	Matrice masses		Kg
$[C]$	Matrice d'amortissement		N/rad.s
$[K]$	Matrice de rigidité		N/m
$q(t)$	Coordonnée généralisée		m
$\dot{q}(t)$	Vitesse généralisée		m/s
$\ddot{q}(t)$	Accélération généralisée		m/s^2
$F(t)$	Force généralisée		N
$\{\psi\}\{\phi\}$	Vecteurs des modes propres		
$\{\psi_r\}$	Vecteur des modes propres d'ordre r		
λ	Valeur propre		
ω_r	Pulsation propre du mode r		Rad/s
ω_0	Pulsation propre		Rad/s
μ_k	Masse modale d'ordre k		
γ_k	Rigidité modale d'ordre k		
$R(\psi_k)$	Quotient de Rayleigh		
δ_{ij}	Symbole de Kronecker		
$[I]$	Matrice identité		
$[\Lambda]$	Matrice spectrale ou matrice des valeurs propres ou fréquences propres.		
$[\Phi]$	Matrice modale ou matrice des vecteurs propres.		
$P_k(t)$	Coordonnées modales ou principales.		
ξ	Taux ou facteur d'amortissement.		
C_c	Amortissement critique.		
a, b	Coefficients de Rayleigh.		
C_{ij}	Coefficients d'amortissement		
η_k	Coefficient d'amortissement du $k^{ème}$ mode.		Rad/s
T	Energie cinétique		Joule
U	Energie potentielle.		Joule

D	Energie potentielle.		Joule
L	Lagrangien	Joule	
J	Moment d'inertie	$Kg.m^2$	
θ	Angle de torsion	Rad	
R	Rapport de transmission		
Δ	Discriminant		
A	Amplitude maximale de vibrations.	m	
δ	Pulsation propre amortie.	Rad/s	
β', φ	Déphasage.		Rad
f	Fréquence	Hz	
f_0	Fréquence propre	Hz	
$x(t)$	Déplacement vibratoire	m	
Λ	Décroissement logarithmique des oscillations		
P	Puissance transmise	Watt	
N	Vitesse de rotation	tr/min	
C'	Couple transmis	$N.m$	
d	Diamètre primitif de l'engrenage		mm
k	Facteur de conversion.		
F_t	Charge tangentielle transmise		N
F_r	Force radiale		N
F	Force normale	N	
α	Angle de pression		Rad
m_1	Masse du pignon d'attaque	Kg	
m_2	Masse de la couronne	Kg	
R_1	Rayon du pignon d'attaque	m	
R_2	Rayon de la couronne	m	
M_t	Moment de torsion	$N.m$	
I_0	Moment quadratique		m^4
G	Module d'élasticité transversal	Mpa	
E	Module de Young	N/m^2	
f_{rot}	Fréquence de rotation	Hz	
f_e	Fréquence d'engrènement		Hz
f_P	Fréquence de passage de la courroie		Hz

Z	Nombre de dents de l'engrenage		
ERT	Erreur de transmission		
C_S	Couple de sortie		$N.m$
m	Module		
R_{mass}	Rapport de masse		
Q_k	Facteur de qualité		
m'	Masse	Kg	
A_{eff}	Amplitude efficace	m	
R_p	Résistance pratique	MPa	
R_e	Limite élastique		MPa
M_{fmax}	Moment fléchissant maximal	$N.m$	
S	Coefficient de sécurité		
Y	Déformée	m	
α'	Angle de rotation		Rad

Recherche Bibliographique

- [1] Support de maintenance industrielle, framatomdianostic, Paris 1992.
- [2] S.Edwards, A.W. Lees, M.I. Friswell ; Fault diagnosis of rotating machinery. Shock and Vibration Digest, Vol. 30, No. 1, pp. 4-13, 1998.
- [3] STEWART, R.M., Vibration analysis as an aid to the detection and diagnosis of faults in rotating machinery, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vibrations in Rotating Machinery, pp. 223-229, 1976
- [4] SMITH, D.M., Recognition of the causes of rotor vibration in turbomachinery, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vibrations in Rotating Machinery, pp. 1-4, 1980
- [5] TAYLOR, J.I., "Back to the basics of rotating machinery vibration analysis, " Sound and Vibration, Vol. 29(2), pp. 12-16, 1995
- [6] DOWNHAM, E., "Vibration in rotating machinery: malfunction diagnosis - Art & Science," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Vibrations in Rotating Machinery, pp. 1-6,1976
- [7] THOMAS, D.L., "Vibration monitoring strategy for large turbogenerators," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 91-99,1984
- [8] Mac FADDEN, P. D. and Smith, J. D., "A signal processing technique for detecting local defects in a gear from the signal averaging of vibration," Proc. Instn. Mech. Engrs, 199(c4), ImechE-1985
- [9] Göttlich, E.H., "A method for overall condition monitoring by controlling the efficiency and vibration level of rotating machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 445-447,1988
- [10] CEMPEL, C., "Condition evolution of machinery and its assesement from passive diagnostic experiment," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 5(4), pp. 317-326, 1991.
- [11] Su, Y.T., and Lin, S.J., 1992, "On initial fault-detection of a tapered roller bearing frequency-domain analysis," Journal of Sound and Vibration, Vol. 155(1), pp. 75-84.

- [12] Mac FADDEN, P.D., and Smith, J.D., 1984, "Model for the vibration produced by a single defect in a rolling element bearing," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 96, pp. 69-92.
- [13] LEE, C.W., Joh, Y.D., and Kim, Y.D., 1990, "Automatic modal balancing of flexible rotors during operation-computer-controlled balancing head," *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part C - Mechanical Engineering Science*, Vol. 204(1), pp. 19-28.
- [14] SEKHAR, A.S., and Prabhu, B.S., "Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery" *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 185(4), pp. 655-671, 1995.
- [15] HALLIWELL, N.A., "The laser torsional vibrometer - A Step Forward in Rotating Machinery Diagnostics," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 190(3), pp. 399-418, 1996.
- [16] SMALLEY, A.J., Baldwin, R.M., Mauney, D.A., and Millwater, H.R., "Towards risk based criteria for rotor vibration," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery*, pp. 517-527. 1996,
- [17] Shiroishi, J.; Y. Li, S. Liang; S. Danyluk; T. Kurfess 1, "Vibration analysis for bearing outer race condition diagnostics", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences* vol.21 no.3 Rio de Janeiro Sept. 1999.
- [18] MILOUDI, A et Bezouene, B ; Communication : utilisation de l'analyse cepstrale dans le diagnostic des roulements. Actes des 4èmes congrès Maghrébines d'étude de Génie Mécanique, JMEGM'99, Tome 2 ; pp 129-134 28-30 novembre 1999, Constantine, Algérie.
- [19] Z.K. Penga, F.L. Chua, et Peter W. Tseb 2003: Detection of the rubbing-caused impacts for rotor-stator fault diagnosis using reassigned scalogram" *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) pp 391-409.
- [20] AssafGhanem, Contributions à la modélisation avancée des machines tournantes en dynamique transitoire dans le cadre Arlequin, Thèse de doctorat en Mécanique, Lyon, INSA, France, 2013.
- [21] Cécile Capdessus ,Aide au diagnostic des machines tournantes par traitement du signal, Thèse de doctorat en Signal, image, parole, à Grenoble INPG, France, 1992.
- [22] JarirMahfoudh, Contribution à l'équilibrage des machines tournantes, Thèse de doctorat en Sciences appliquées Villeurbanne, INSA. France, 1990.

- [23] Marc Blusseau , Surveillance vibratoire des parties tournantes des machines par sondes optiques, Thèse de doctorat en Sûreté des systèmes, Troyes, France, 2002.
- [24] Pierre Fabry , Techniques de séparation de sources appliquées à des signaux vibratoires de machines tournantes,Thèse de doctorat en Signal, image, parole, télécoms,Grenoble INPG , France,2013.
- [25] E. E. Dudnikov, "Universal software packages to model the distributed-parameter systems", Automation and Remote Control, 70(1), pp. 1-19, 2009.
- [26] C. H. Lars, "Wind energy literature survey no. 30", Wind Energy, Vol.16 , pp. 1303- 1308. 2013
- [27] W. M. Yang, T. Yang, "Finite element analysis software in the machine tool bed modal analysis", Electrical Engineering Technology.Vol.1, pp. 25-27, 2007.
- [28] Paul M. Kurowski, CosmosWorks Professional, "Finite Element Analysis with COSMOSWorks 2005", www.schroff.com; www.schroff-europe.com
- [29] Paul, M, Kurowski, "Engineering Analysis with CosmosWorks Professional: Finite Element Analysis with CosmosWorks", USA, Schroff Development Corporation, 2006, ISBN: 1-58503-249-2.
- [30] F. H. Zhao, D. Giang," ANSYS8.0. Strength of Engineering Structure", Beijing China Press 2004.
- [31] Wilson E. L., "Three Dimensional Static and Dynamic Analysis of Structures a Physical Approach with Emphasis on Earthquake Engineering", CSI, Inc, USA, 2002.
- [32] Wodek K. Gawronski, "Advanced structural dynamic and active control of structure", Springer-Verlag, New York, Berlin Heidelberg, pp. 113-123, 2008, www.springer-ny.com
- [33] A. Gangele, S. Ahmed, "Modal analysis of S809 wind turbine blade considering different geometrical and material parameters", J. Inst. Eng. India, Vol. 94(3), pp.225-228, 2013.
- [34] Alain Girard, Nicolas Roy, "Structural dynamics in Industry", ISTE Ltd John Wiley & Sons, GB and USA, pp.71-77, 2008, www.wiley.com
- [35] N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, "Cracked Rotors: A Survey on Static and dynamic Behavior Including Modeling and Diagnosis", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.

- [36] Jimin He, Zhi-Fang Fu, "Modal Analysis", 1st ed.; Butterworth-Heinemann, GB, pp.94-128, 2001.
- [37] SadettinOrhan, "Analysis of free and forced vibration of a cracked cantilever beam",
NDT & E International Vol. 40, pp. 443-450, 2007.
- [38] D. P. Patil, S.K. Maiti, "Detection of multiple cracks using frequency measurements", Engineering Fracture Mechanics, 70, pp. 1553-1572, 2003.
- [39] Ciang C., Lee JR., Bang HJ., "Structural health monitoring for a wind turbine system: a review of damage detection methods", Meas. Sci. Technol. 19(12), pp. 122-132, 2008.
- [40] Chérif Khélifi. et Mohammed Ouali Modélisation dynamique d'un aérogénérateur par un modèle à trois masses, Revue des Energies Renouvelables SMEE'10 Bousmail Tipaza (3010) 219 – 236 cder.edu.dz,
- [41] KHELIFI, Ch, FERROUDJI, Fateh, MOHAMMED Ouali, et al. Modélisation et Analyse Dynamique d'un Rotor Éolien à Axe Horizontal de Faible Puissance. Revue des Sciences et de la Technologie –RST- Volume 4 N°1 /janvier 2013 <http://revues.univ-batna.dz/rst2/images/vol4n1/Ch.pdf>
- [42] M.OUALI, R.MAGRAOUI, Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Défaillances mécaniques et solutions proposées, 10th MechanicalCongress Oujda Maroc, 19 au 22 avril 2011\$ content/uploads/2010/03/congres2011_annonce_preliminaire.pdf
- [43] R.MAGRAOUI M.OUALI, Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Contrôle vibratoire des machines tournantes, 10th MechanicalCongress Oujda Maroc, 19 au 22 avril 2011
- [44] Dougdag Mourad, et al. "Détection de fissures dans les poutres d'acier: une nouvelle approche par balayage de mesures de vibrations." ComptesRendusMécanique 342.8 (2014): 437-449.
- [45] DOUGDAGMourad et OUALI Mohammed. Introduction of Mass Points Into the Finite Element Method for the Dynamic Behavior Modeling of Rotating Machine.In : ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition.American Society of Mechanical Engineers, 2012. p. 345-356.
- [46] Dougdag, Mourad, Ouali Mohammed, and MellelNacim. "An improved stiffness assessment of cracked steel beam and thick tube with a transverse crack." International Journal of Damage Mechanics25.6 (2016): 797-817.

- [47] IlyesKhelf, These de Doctorat, DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES PARLES TECHNIQUES DE L'INTELLIGENCE ARTIFICIELLE ,UNIVERSITEBADJI MOKHTAR – ANNABA, Algérie, 2014
- [48] Philippe Arqués. Diagnostic prédictif de l'état des machines, Edition Masson 1996.
- [49] Alain Boulenger, Christian Pachaud. Surveillance des machines par analyse des vibrations du dépistage au diagnostic, Ed. Afnor 1998.
- [50] SKF General Catalogue. Catalogue 5000 E, SKF, June 2003
- [51] Jacques Morel Vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique. EDITIONS EYROLLES 1992.
- [52] Omar DJEBILI, Thèse de Doctorat, Contribution à la maintenance prédictive par L'analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement. UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE ARDENNE, france , 2013
- [53] C. Benchaabane, A. Djebala, N. Ouelaa et S. Guenfoud, Publication Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les indicateurs Scalaires Université de Guelma 2011.
- [54] Broch, Jens Trampe ,Mechanical vibration and shock measurements ,2nd ed., Publisher/Distributor: Brüel&Kjaer ,1980
- [55] DOUGDAG M .,Thèse de doctorat,Contribution à l'Etude des Machines Tournantes. U.BLIDA1,2012.
- [56] VIBRO-METER. Les machines tournantes et leurs comportements vibratoires, première édition, 1986.
- [57] Maia N. M. M., Silva J. M. M. (Editors), "Theoretical and Experimental Modal Analysis,Research Studies Press", Taunton, England, 1997.
- [58] D. Mark.Newton-Euler Dynamics, ArdemaSanta Clara University, California Edition© Springer Science+Business Media, Inc, 2005.
- [59] B. Szabo, I. Babuska, Finite Element Analysis, John Wiley & Sons, Inc. 1991.[60] Jimin He, Zhi-Fang Fu, Modal Analysis, Butterworth-Heinemann press, GB. 2001.
- [61] Gilbert Drouin, Éléments de machinesed. presses internationales polytechnique - books.google.com, 1986
- [62] Ramzi Mansouri, Transmission. Engrenages, Département GMP, 1992.

- [63] Harald Oehlmann, analyse temps fréquence des signaux vibratoires de boites vitesses Doctorat de l'Université Henri Poincaré – Nancy 1 ,France, 1996
- [64] R.MAGRAOUI, M.OUALI, M. TEMMAR Theoretical and experimental study of a Cement Finish Mill, the 6th International Advances in Applied Physics and Materials Science Congress & Exhibition (APMAS2016),01 au 03Juin 2016 İstanbul/Turkey
- [65] R.MAGRAOUI, M.OUALI, M. TEMMAR Theoretical and experimental study of a Cement Finish Mill. Acta PhysicaPolonica, A., 2017
- [66] M. MEGHATRIA, R MAGRAOUI, M.OUALI, ICEMIS 2017.
- [67] R MAGRAOUI, M.OUALI, M. TEMMAR Studies, analysis and Predictive diagnosis of the finishing rolling mill.ICEMIS 2017.
- [68] R MAGRAOUI, M.OUALI, M. TEMMAR Predictive vibrational Diagnostics of rotating machines VentilatorAtomiserapplication. CONTECH 2013 ISTAMBUL.
- [69] Clough R.W., Penzien J., "Dynamics of Structures", McGraw-Hill, New York, 1995. [70] BENGUERBA Diouani, OUALI Mohammed, MAGRAOUI Rabah, CMEEE082 : Contrôle et Analyse Vibratoire des Machines Tournantes Cas du ventilateur EXHAURE. 1 er CONGRES INTERNATIONAL SUR LES INGENIERIES CIVILE, MECANIQUE ET ELECTRIQUE POUR L'ENERGIE CMEEE 2015 – Marrakech Dépôt légal : 2015PE0102 / ISSN : 2458-6226 16, 17 et 18 Novembre 2015.
- [71] R MAGRAOUI, M.OUALI, M. TEMMAR Experimental and theoretical study of an industrial rotary machine. INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINEERING AND MANAGEMENT INFORMATION SYSTEMS (ICEMIS 2015) Istambul TURKEY du : 24 au 26 Septembre 2015.
- [72] R MAGRAOUI, M.OUALI, M. TEMMAR , Experimental and theoretical study of an industrial rotary machine. ICEMIS '15 Proceedings of the International Conference on Engineering & MIS 2015, Article No. 38 , Istanbul, Turkey — September 24 - 26, 2015,
- [73] R MAGRAOUI, M.OUALI, M. TEMMAR Analyse vibratoire d'une machines tournantes. Cas d'une machine de Filtrage de blé. 12eme Congrès de Mécanique. Casablanca Maroc. Du : 21 au 24 Avril 2015.
- [74] Stephen Timoshenko ,Résistance des matériaux - Tome 2,Dunod, 1986.

- [75] Jean-Claude Doubrère , Résistance des matériaux, Cours - Exercices corrigés, Ed. Eyrolles, 2013 (12^e édition).
- [76] Pierre-Alain Boucard, François Hild, Jean Lemaitre, Résistance mécanique des matériaux et des structures, Dunod, 2016
- [77] P. Agati et N. Mattera, Mécanique appliquée, DUNOD, Paris, 1996
- [78] André Chevalier, Guide du dessinateur Industriel, HACHETTE, 2004.
- [79] Douglas THORBY, Structural Dynamics and Vibration i, Practice, First edition, 2008.
- [80] Jean-Louis Fanchon ,Guide de mécanique, sciences et technologies industrielles, Statique, cinématique, dynamique, resistance des matériaux, élasticité, mécanique des fluides , juin 2009 ,ed.[Nathan](#)

Annexe 01 :

1- VENTILATEUR ASPIRATEUR FUMEE CUISSON :

1-1 Description de la machine et choix des points de mesures de vibrations

Le ventilateur industriel d'Aspiration Cuisson, est un équipement de grande stratégie dans une cimenterie, il aspire les fumées dégagées par les réactions chimiques de la matière avec la chaleur. L'installation est composée d'une ligne d'arbre de diamètre 240 mm, et de longueur de 3700 mm, portant une turbine double corps de diamètre 1400 mm et de largeur de 1030 mm, composée de 11 pales. Cette ligne d'arbre est portée par deux paliers à roulement de référence 22222 EK. Ce système est entraîné par un moteur électrique à courant continue de puissance de 250 KW, tournant à la vitesse de fonctionnement de 1300 tr/min au maximum (vitesse variable suivant la cadence du four) par l'intermédiaire d'un accouplement élastique à ressorts (Figure 2-18 Chapitre 02). La programmation des points de mesure de vibrations est établie d'une manière qui permet de capter toutes les fréquences d'intérêt et de suivre leurs évolutions dans les trois (03) directions horizontale, verticale et axiale (figure 3-26).

1-2 Historique de la machine :

Le suivi de l'installation par la méthode de l'analyse vibratoire a débuté le 24 Juin 2015. L'interprétation spectrale révèle la présence de plusieurs anomalies mécaniques, à savoir : un défaut de balourd sur la turbine, un désalignement entre l'arbre moteur et celui de l'arbre portant la turbine, ainsi qu'un défaut d'usure sur la portée de roulement dans le palier de l'arbre portant la turbine côté accouplement (palier N°03). Ces défaillances ont généré des vibrations d'un niveau globale de 24,80 mm/s sur le palier N°03 dans le sens horizontal, jugé Danger d'après les normes internationales VDI 2056 (tableau 1-1 de l'annexe 01), d'après les courbes de tendance 1-1 et 1-2 de l'annexe 01. A cet effet, on procède à l'alignement des deux arbres, au nettoyage et à l'équilibrage de la turbine, et ce après le changement des deux paliers et roulements du rotor portant la turbine (N°03 et 04). On a réussi à diminuer le niveau de vibrations global maximal en terme de vitesse jusqu'à 01,66 mm/s jugé Bon d'après les normes VDI 2056. Les diagnostics vibratoires sur cette machines ont été faits plusieurs fois durant les

années 2015 et 2016. On a enregistré des niveaux de vibrations dépassant le seuil Danger, allant jusqu'à 13,90 mm/s le 29 décembre 2015, suite à la détection d'un choc sévère sur le palier N°03. Il s'agit d'une usure sur les flancs de la denture des deux manchons d'accouplement, avec la cassure des ressorts reliant ces deux manchons. On a corrigé l'alignement des deux arbres de la machine par le changement des ressorts d'accouplement, ainsi que le nettoyage et l'équilibrage de la turbine le 28 Février 2016. Malheureusement, le même problème de désalignement a été détecté. Il provoquait un choc sur toute la chaîne cinématique de la machine, dû à l'usure avancée sur la denture des deux manchons d'accouplement, accompagné d'un défaut de balourd sur la turbine, générant des vibrations d'un niveau global de 11,70 mm/s (tableau 1-1 de l'annexe 01), jugé Danger, cette fois. On a pu réduire ce niveau de vibrations, grâce au nettoyage de la turbine, et du changement de l'accouplement reliant l'arbre moteur de la turbine. Le 08 Mai 2016, un incident s'est produit lors de fonctionnement de la machine, le rotor portant la turbine s'est déformé, en provoquant la rupture de l'arbre au niveau du palier N°03, ainsi qu'à la cassure des deux paliers N°03 et 04. On a constaté après cet incident, un colmatage énorme sur les pales de la turbine, ce qui a engendré un balourd flagrant sur cette dernière. Ce balourd a provoqué un dégât matériel sur la partie rotor portant la turbine. L'équipe de maintenance a procédé au changement du rotor portant la turbine, ainsi qu'au changement des deux paliers, des roulements et de l'accouplement élastique. L'équilibrage de la turbine a fait diminuer le niveau de vibrations jusqu'à 01,09 mm/s, jugé Bon d'après les normes internationales VDI 2056.

Date d'intervention	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°03	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°04
24 Juin 2015	24,80	04,94
22 Septembre 2015	02,90	01,35
06 Décembre 2015	06,92	07,31
20 Décembre 2015	07,02	06,54
29 Décembre 2015	13,90	08,40
28 Février 2016	11,70	08,79
18 Avril 2016	05,87	01,78
28 Avril 2016	02,69	01,48
08 Mai 2016	08,72	01,13
07 Août 2016	05,37	02,03

Tableau 1-1 : Historique de la machine Aspirateur Fumée cuisson.

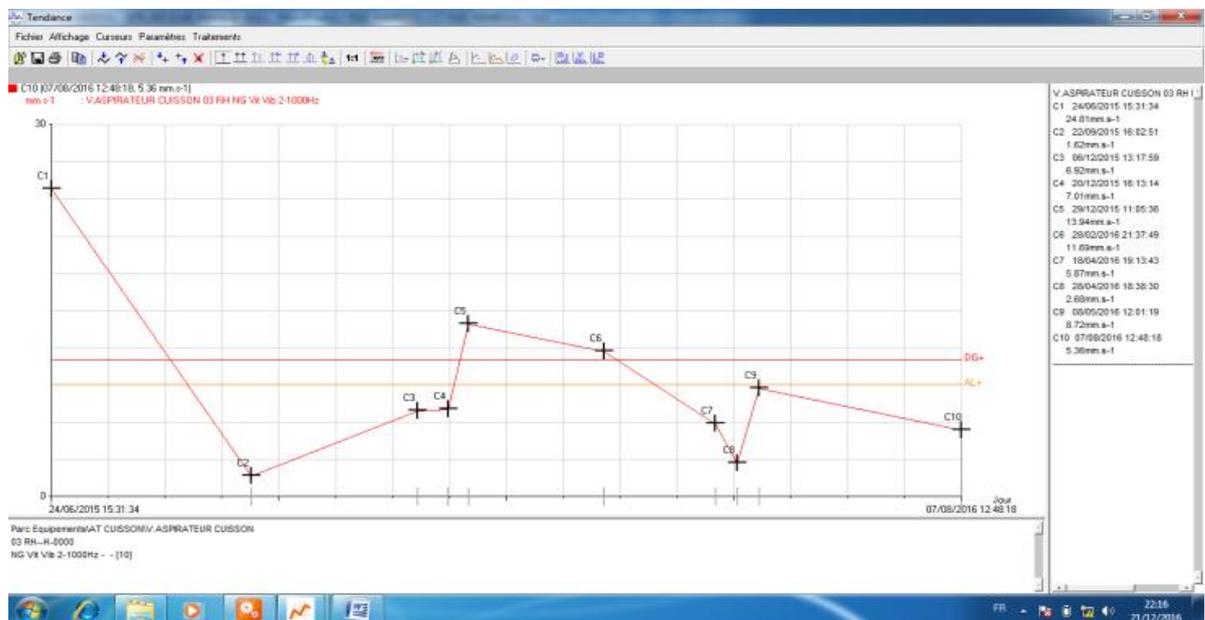


Figure 1-1 : Tendance vibratoire de l'Aspirateur cuisson sur le palier N°03 dans le sens horizontal.

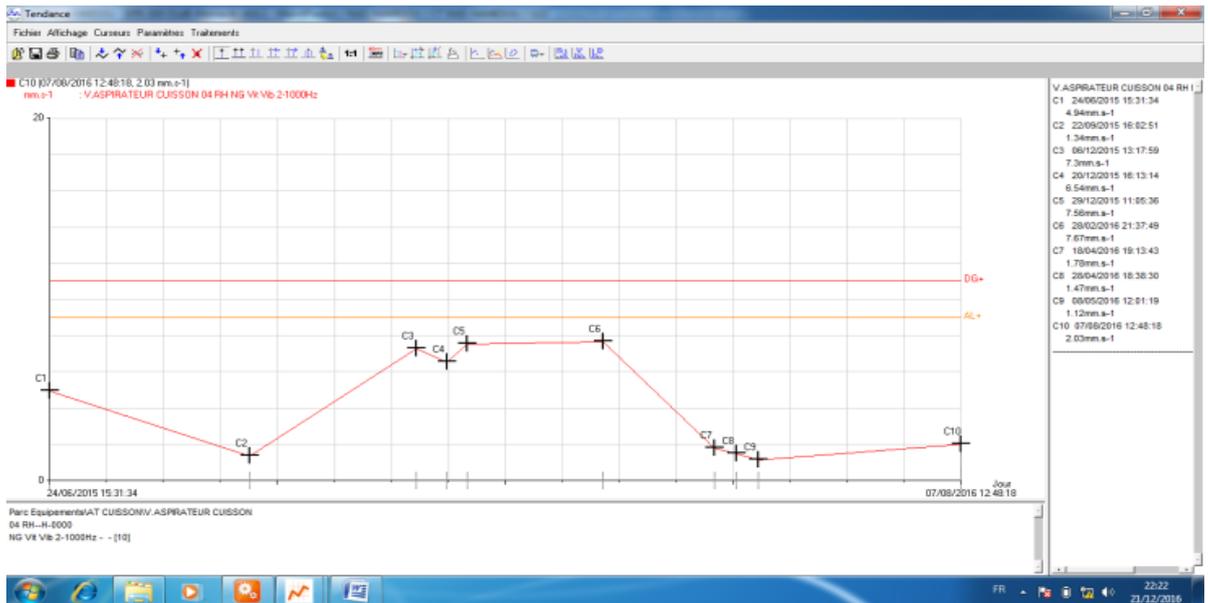


Figure 1-2 : Tendence vibratoire de l'Aspirateur cuisson sur le palier N°04 dans le sens horizontal.

2-3 Interprétation des résultats :

Figure 1-3 : Présence d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine. La fréquence fondamentale est de 12,97 Hz.

Figure 1-4 : Présence d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine. La fréquence fondamentale est de 12,97 Hz.

Figure 1-5 : Présence d'un balourd sur la turbine, avec un jeu sur le palier ainsi qu'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine. La fréquence fondamentale est de 12,97 Hz.

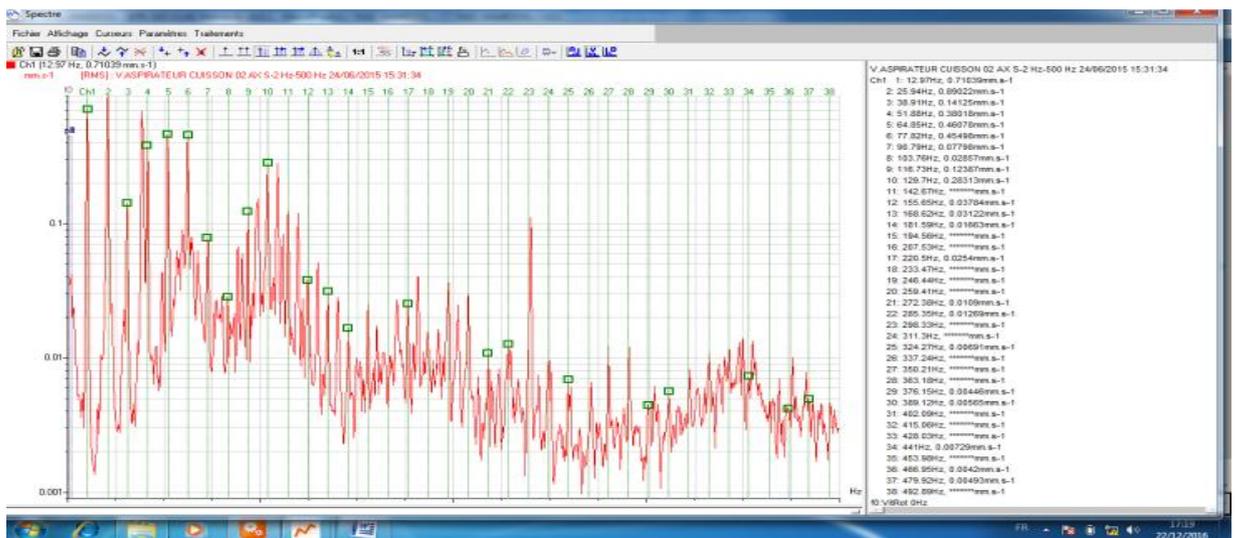


Figure 1-3 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens axial de l'Aspirateur le 24 Juin 2015.

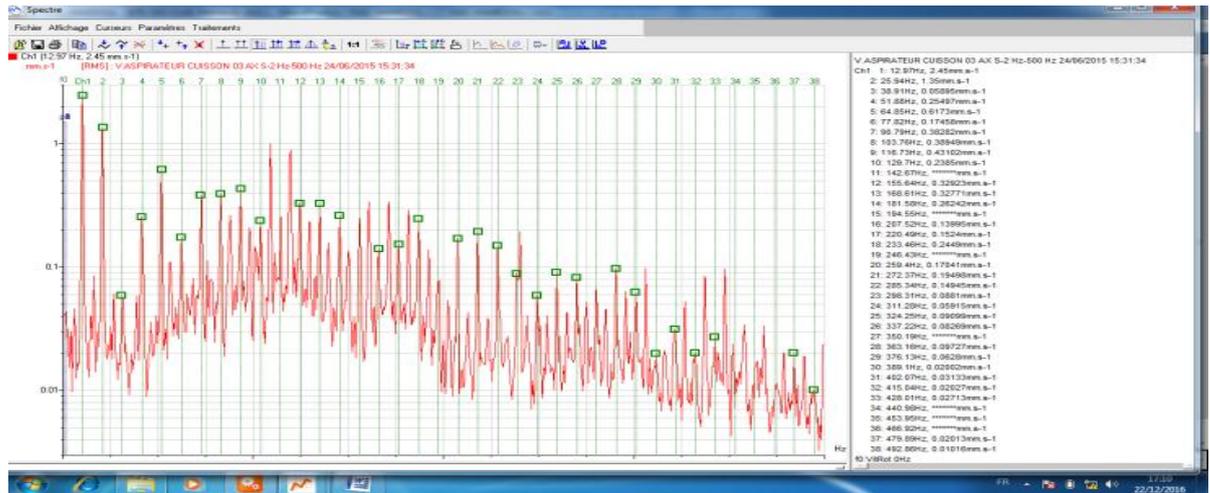


Figure 1-4 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens axial de l'Aspirateur le 24 Juin 2015.

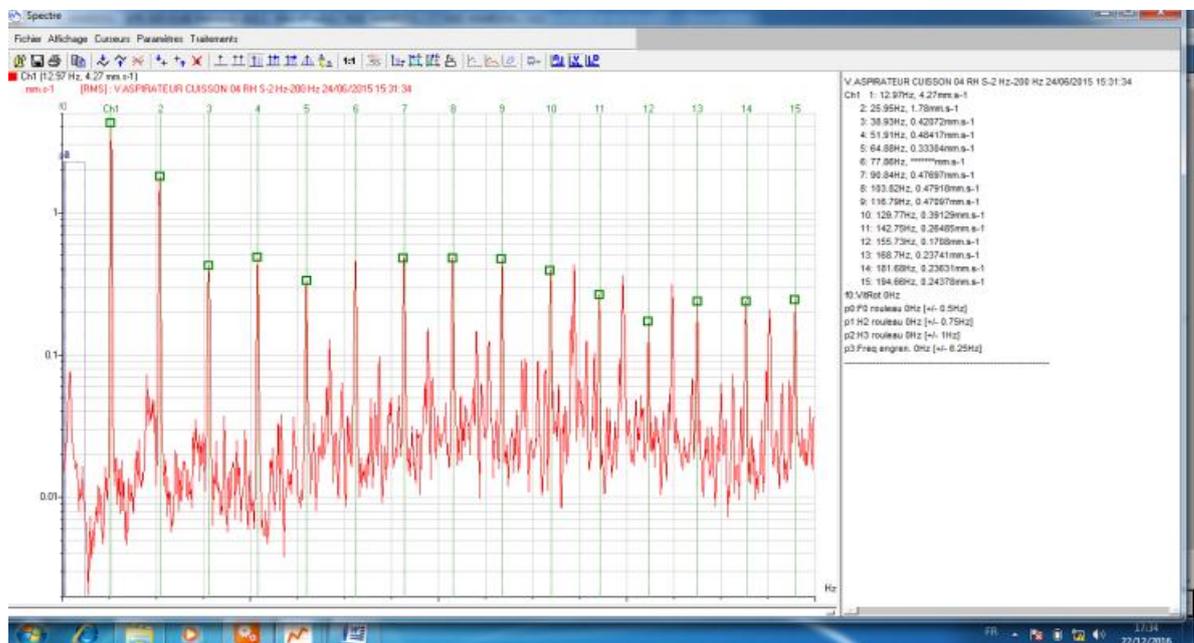


Figure 1-5 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal de l'Aspirateur le 24 Juin 2015.

Annexe 02 :

2- CAS DU LAMINOIR FINISSEUR :

2-2 Description de la machine et choix des points de mesures de vibrations :

Le laminoir Finisseur est une machine de laminage de l'argile. Elle représente le premier maillon dans la chaîne de production dans l'atelier de fabrication. Le laminoir finisseur (figure 2-20 chapitre 02) est composé de deux cylindres de diamètre de 1200 mm, et de largeur de 1000 mm. Chaque cylindre est entraîné à l'aide d'une transmission par courroies, par un moteur électrique asynchrone

tournant à 985 tr/min et de puissance de 55 KW. Les poulies motrices ont des diamètres identiques pour chaque cylindres qui est de 285 mm, tandis que les poulies réceptrices ont des diamètres différents qui sont pour:

- le Cylindre grande vitesse, sa poulie réceptrice est de 1112,50 mm, tournant à la vitesse de 252 tr/min équivalente à 04,20 Hz,
- le cylindre petite vitesse, sa poulie réceptrice est de 1247,70 mm, tournant à la vitesse de rotation de 225 tr/min équivalente à 03,75 Hz.

Chaque cylindre est supporté par deux paliers à roulements cylindriques à manchons de référence : 22232 E1K. La programmation des points de mesures de vibrations est faite dans deux directions : horizontale et verticale (figure3-38).

2-3 Historique de la machine :

Le diagnostic vibratoire est commencé en Février 2015. Un léger défaut de roulement dans les deux paliers N°03 et 04 (figure 3-38) portant le cylindre (GV) a été détecté. Il a généré des vibrations d'un niveau global de 03 mm/s, jugé acceptable. Vu l'importance que représente cet équipement dans la chaîne de production, on a suggéré de surveiller cette machine par l'analyse vibratoire, afin de suivre l'évolution du défaut de roulement (tableau 2-1 de l'annexe 02). Durant ce suivi, on a enregistré une ampleur de 09,87 mm/s sur le cylindre petite vitesse (PV) 03 Novembre 2015, jugé Alarmant. C'est la conséquence d'un déséquilibre sur le rotor moteur entraînant ce cylindre, dû aux courroies trop tendues. Il a été corrigé par le réglage de l'entraxe entre les deux poulies motrice et réceptrice. Le niveau de vibrations a diminué jusqu'à 04 mm/s (figures 2-1 jusqu'à 2-4 de l'annexe 02). Aussi, le diagnostic de vibrations a permis de détecter la présence d'un léger balourd sur les deux cylindres Grande vitesse (GV) et petite vitesse (PV) d'un niveau respectivement de 04,55 mm/s et 08,42 mm/s.

Toutes ces défaillances réunies ont provoqué un choc sur l'ensemble des paliers du laminoir, comme l'indique les spectres de vibrations dans les figures 2-5 et 2-6 de l'annexe 02. A cet effet, on a recommandé la rectification des deux cylindres afin d'abaisser le niveau de balourd et de diminuer davantage les chocs engendrés par les défauts précités. Ceci permet d'avoir le temps pour acquérir les roulements en question et de programmer un arrêt de l'installation pour leur changement.

Date d'intervention	Niveau de vibrations global maximal du cylindre GV en (mm/s)	Niveau de vibrations global maximal du cylindre PV en (mm/s)
23 Février 2015	02.30	03.16
07 Juillet 2015	04.91	02.12
18 Octobre 2015	03.78	03.34
03 Novembre 2015. Correction de la tension des courroies et rectifications des cylindres GV et PV	04.89	09.87
Le : 20 Février 2016	02.22	04.78
Le : 05 Mars 2016	08.50	05.72

Tableau 2-1 : Historique du laminoir.



Figure 2-1 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (GV).



Figure 2-2 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (GV).

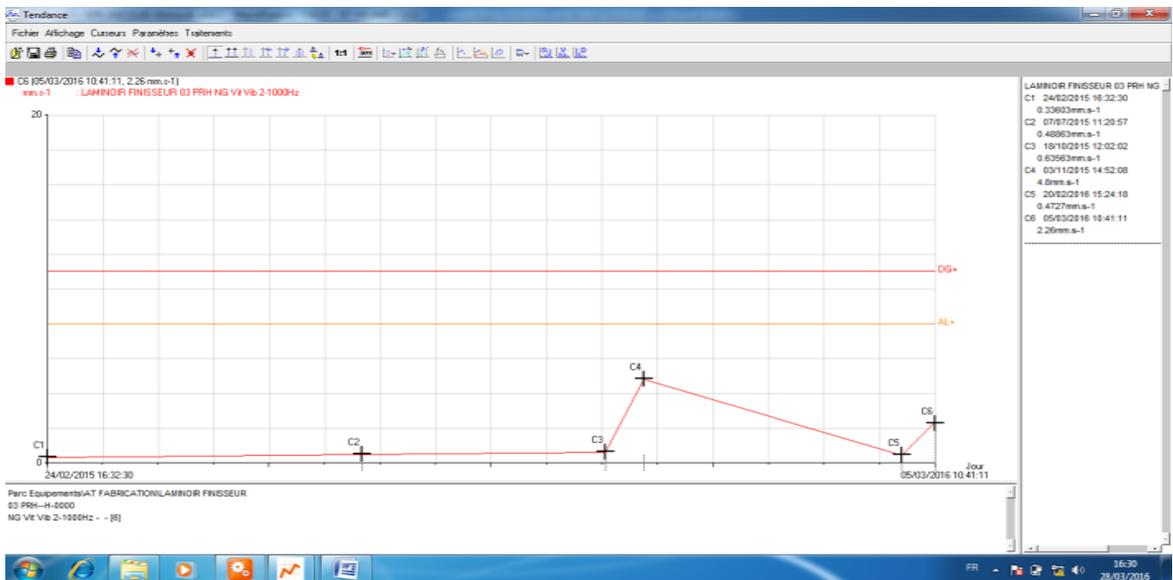


Figure 2-3 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°07 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (PV).

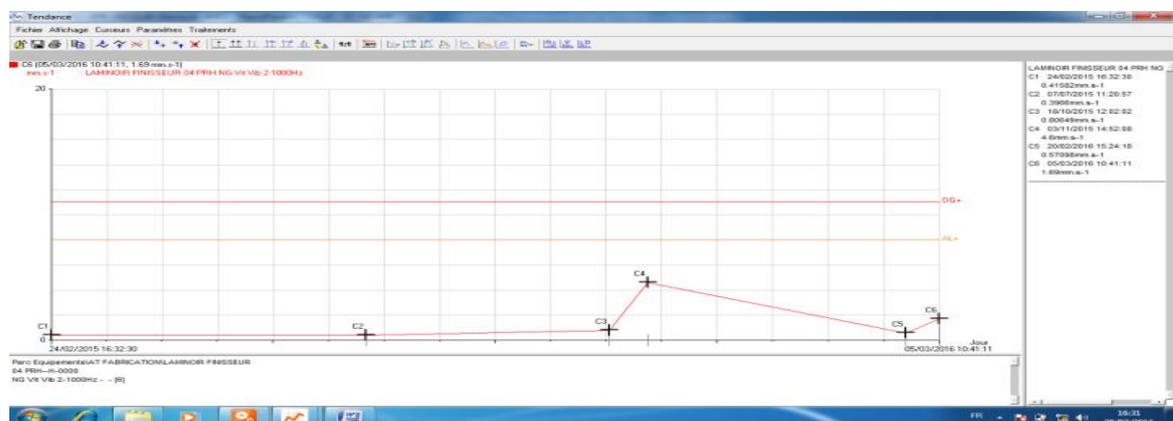


Figure 2-4 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°08 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (PV).

2-4 Diagnostic vibratoire et analyse des résultats :

L'analyse spectrale des mesures prises sur les paliers des deux cylindres long (PV) et rapide (GV) (figure3-38) a été faite le 05 Mars 2016. Elle révèle la présence d'un défaut de roulement dans les deux paliers de l'arbre portant le cylindre (GV) (figure 2-5 et 1-6 de l'annexe 02). Ces spectres présentent un peigne de raies spectrales dont pour les composantes d'ordre 2,3...etc, la fréquence fondamentale est de 31,75 Hz, relative au défaut de jeu sur la bague extérieure. La fréquence prépondérante liée à la fréquence de rotation du cylindre (GV) est de 04,25 Hz. En examinant les images spectrales prises sur les deux paliers du cylindre (PV), on décèle l'apparition de deux chocs différents. Le premier est engendré par un défaut de roulement dans les deux paliers N°07 et 08, suite au spectre pris sur le palier N°08 dans la direction horizontale (figure 2-6 de l'annexe 02),(le tableau de fréquences 2-3 de l'annexe 02).

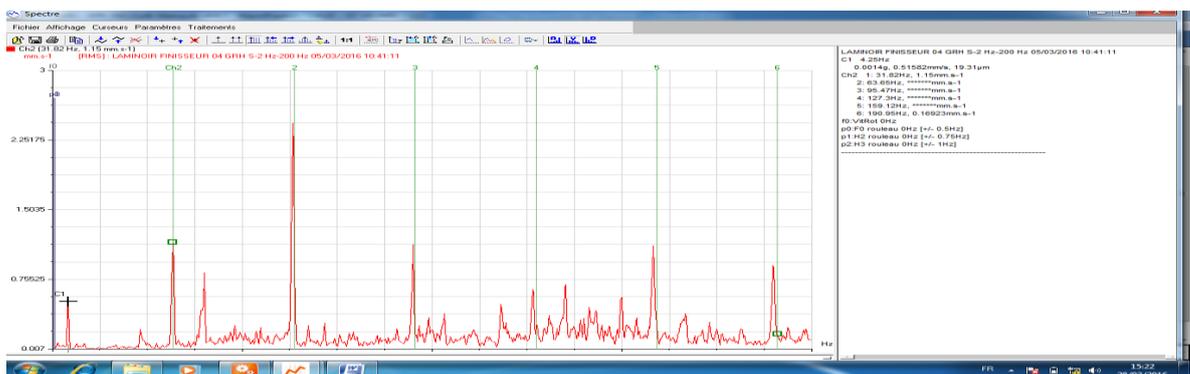


Figure 2-5 : Spectre pris sur le palier N°04 du cylindre grande vitesse (GV) dans la direction radiale horizontale, le 05 Mars 2016. La deuxième harmonie est de 63,25 Hz, ayant un niveau de 02,43 mm/s, tandis que la troisième harmonie (95 Hz), son amplitude est de 01,13 mm/s.

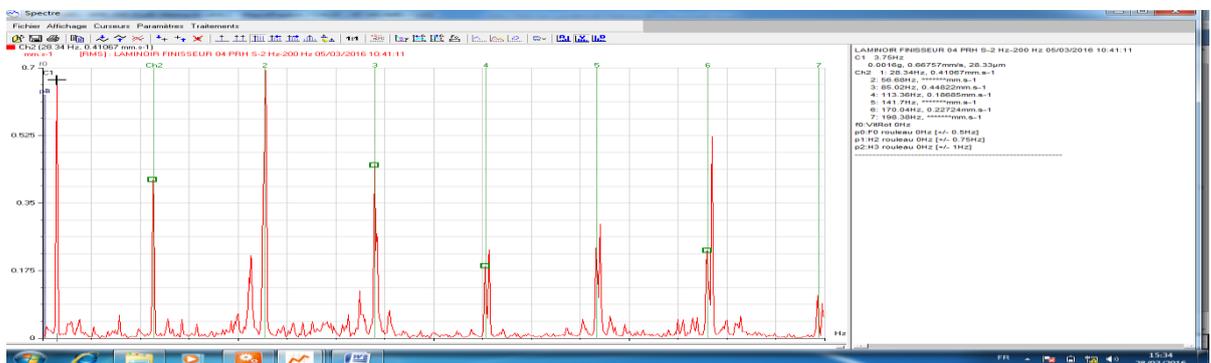


Figure 2-6 : Spectre pris sur le palier N°08 du cylindre Petite vitesse (PV) dans la direction radiale horizontale, le 05 Mars 2016. Il représente un peigne de raies de

composantes d'ordre 1,2,3,4,..., la fréquence de base est de 28,27 Hz, relative au défaut d'écaillage de l'élément roulant.

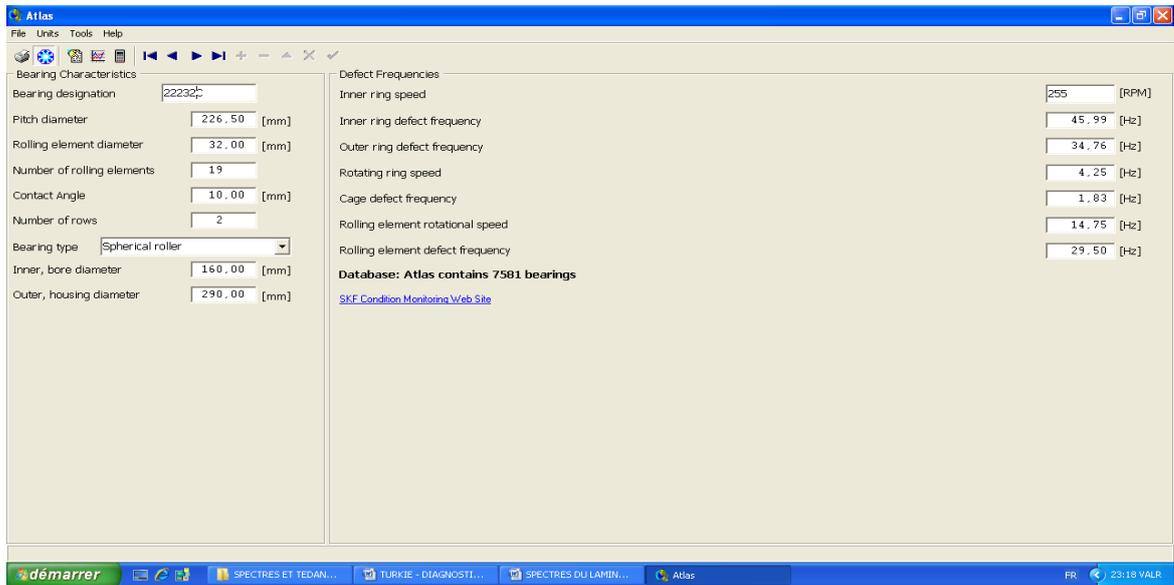


Tableau 2-2 : Tableau des fréquences du cylindre GV établi par SKF.

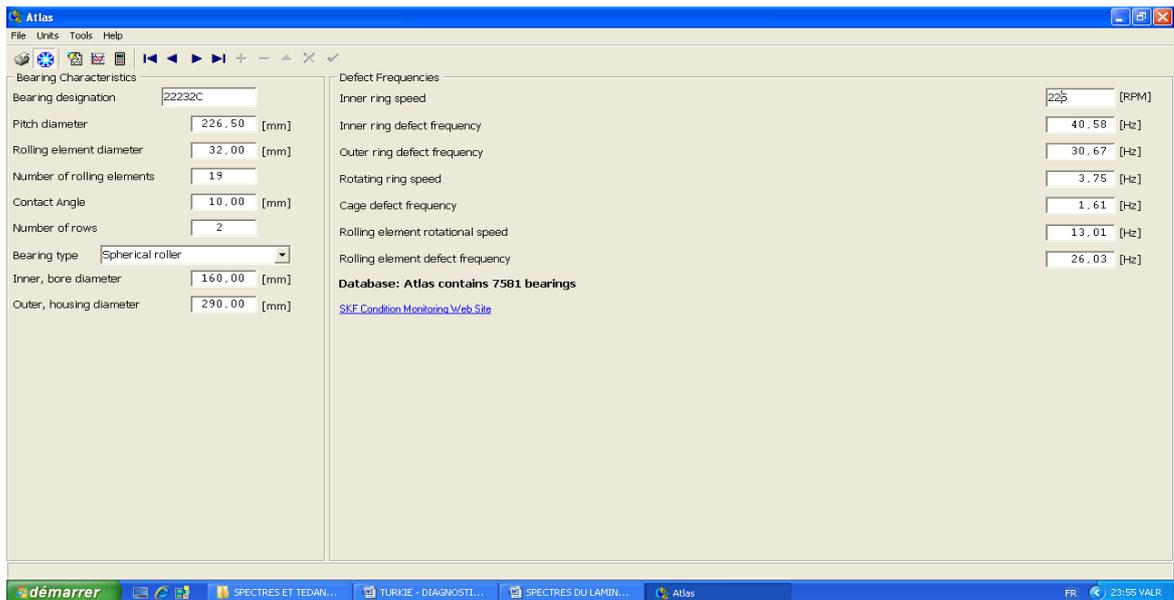


Tableau 2-3 : Tableau des fréquences établi par SKF relatif à chaque défaut des éléments de roulements du cylindre PV

2-5 Correction du déséquilibre

Le déséquilibre présenté dans ce cas provient de deux défaillances. La première est due aux courroies trop tendues. La seconde est un balourd est due à l'usure non uniforme sur les parois des deux cylindres GV et PV. La méthode d'équilibrage dans ce cas est basée sur la rectification sur site des deux cylindres

par le chariotage de ces derniers. Cette opération est primordiale et inévitable pour ce type d'installation.

Annexe 03 :

3- VENTILATEUR ATOMISEUR [68] :

3-1 Description de la machine et choix des points de mesures de vibrations :

Le ventilateur Atomiseur est une machine d'aspiration et de filtrage des gaz générés par une matière appelé barbotine constituant la céramique dans une enceinte d'atomisation (photo de la figure 2-22 chapitre 02) d'une céramique. La machine est composée d'un moteur électrique tournant à 1485 tr/min et de puissance de 90 KW. Le mouvement est transmis par des courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice, vers une ligne d'arbre supportée par deux paliers à roulements et supportant une turbine de 11 pales, de diamètre de 900 mm et de largeur de 290 mm, tournant à une vitesse de 1800 tr/min (figure 3-41).

3-2 Historique de la machine :

Le premier diagnostic nous a été fourni par les responsables de la maintenance au niveau de l'usine, il a eu lieu 22 Juillet 2008. Il a révélé la présence d'un balourd sur la turbine. Les vibrations avaient un niveau de 15.04 mm/s sur le palier N°04 (figure 3-41), jugé Danger, d'après les normes internationales VDI 2056. Le 23 Juillet 2008, on a procédé à l'équilibrage de la turbine et le niveau de vibrations jusqu'à 01.55 mm/s. L'installation a présenté plusieurs défauts de balourd durant son fonctionnement (figures 3-1 et 3-2 de l'annexe 03), et à chaque fois on est intervenu pour équilibrer et inspecter la turbine (tableau 3-1 de l'annexe 03). Le défaut de balourd a persisté à maintes reprises, (tableau 3-1 de l'annexe 03). A la fin de l'année 2012, l'équipement avait subi trois opérations d'équilibrage.

Date d'intervention	Niveau de balourd avant l'équilibrage mm/s	Niveau de balourd après l'équilibrage mm/s
23 Juillet 2008	15.04	01.55
24 Mars 2009	09.28	01.18
18 Juillet 2009	07.95	01.03
22 Août 2009	25.02	02.59

17 Mars 2010	07.14	01.89
08 Août 2010	09.09	02.21
14 Octobre 2010	08.59	01.02
26 Octobre 2011	10.36	01.95
17 Septembre 2012	30.02	02.44
29 Octobre 2012	26.18	02.30
20 Décembre 2012	18	01.94
Changement des roulements		

Tableau 3-1 : Historique du ventilateur Atomiseur

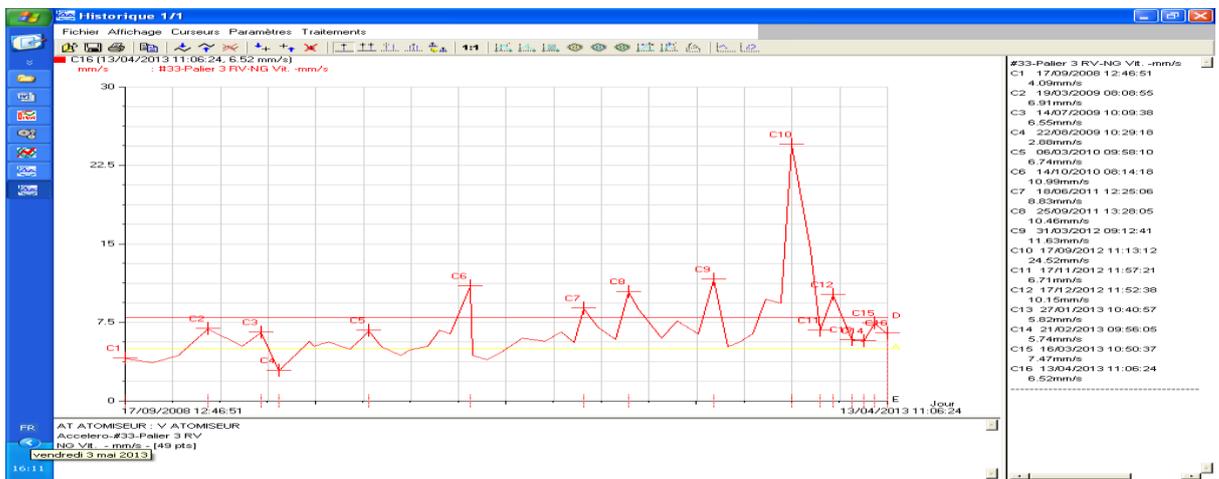


Figure 3-1 : Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens vertical.

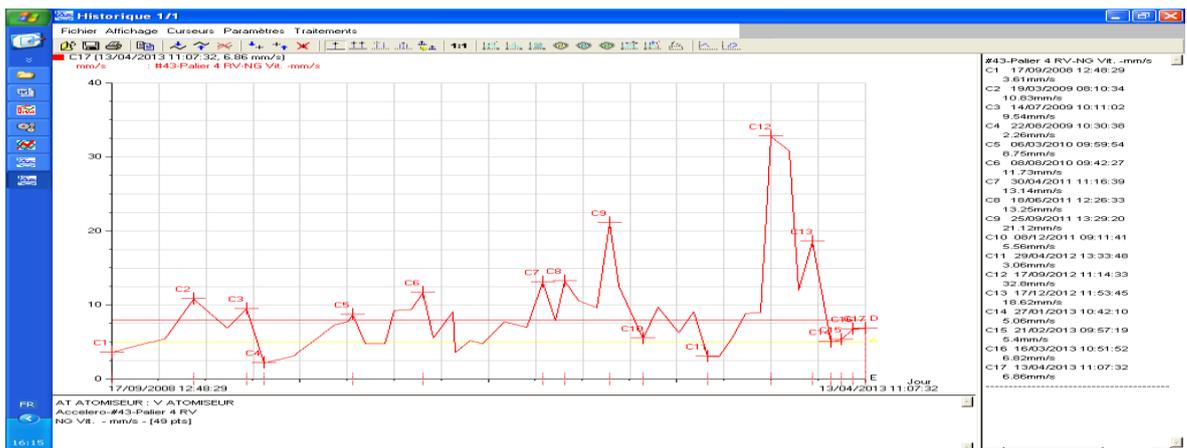


Figure 3-2 : Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens vertical.

3-3 Interprétation des résultats

Figure 3-3 : Présence d'un balourd sur la turbine de 11,80 mm/s sur le palier N°03 dans le sens horizontal à la vitesse de rotation de 1800 tr/min équivalent à la fréquence de 30 Hz.

Figure 3-4 :Présence d'un balourd sur la turbine de 07,46 mm/s sur le palier N°03 dans le sens vertical à la vitesse de rotation de 1800 tr/min équivalent à la fréquence de 30 Hz, accompagné de la présence de la deuxième harmonie révélant la présence d'un choc.

Figure 3-5 :Présence d'un balourd sur la turbine de 11,04 mm/s sur le palier N°04 dans le sens horizontal à la vitesse de rotation de 1800 tr/min équivalent à la fréquence de 30 Hz.



Figure 3-3 :Spectre pris le 17 /12 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal.



Figure 3-4 :Spectre pris le 17 /12 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical.

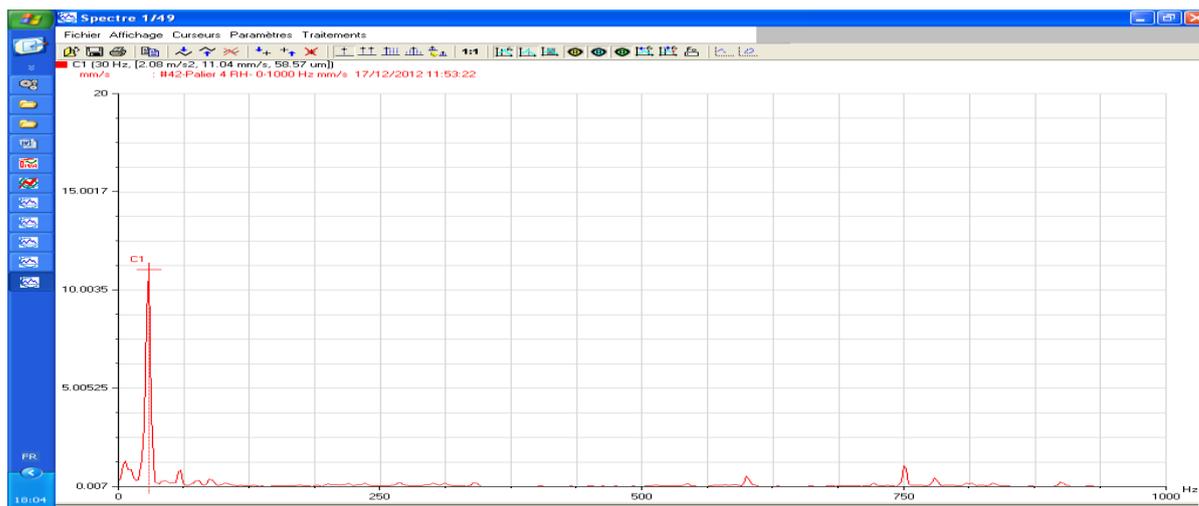


Figure 3-5 :spectre pris le 17 /12 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

Annexe 04 :

4-VENTILATEUR EXHAURE CIMENT [70]

4-1 Description de la machine et choix des points de mesures de vibrations :

La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone (990 tr/min et 250 KW) (figure 3-44). Le mouvement est transmis par un accouplement semi élastique vers une ligne d'arbre supportée par deux paliers séparés à roulements, et supportant une turbine d'aspiration positionnée au milieu de cette ligne d'arbre, ayant un diamètre de 1540 mm et une largeur de 890 mm, tournant à une vitesse de 990 tr/min, composée de deux rangés à 16 pales (Figure 2-28 chapitre 02).

4-2 Historique de la machine :

La première campagne de mesure sur le ventilateur a eu lieu le 28 Juillet 2011. Le premier diagnostic nous a été fourni par les responsables de la maintenance au niveau de l'usine. Les mesures de vibrations sur les paliers de la machine révèlent la présence d'un très léger choc sur les deux paliers N°03 et 04, en particulier sur le palier libre N°04 (figure 4-1 de l'annexe 04). Ce spectre comporte un peigne de raies ayant des composantes d'ordre 1, 2, 3,....., dont la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation est de 17,5 Hz. Les niveaux de vibrations enregistrés (tableau 4-1 de l'annexe 04), sont jugés acceptables. Le 11 Avril 2012 (tableau 4-2 de l'annexe 04), cette défaillance s'est amplifiée, le

nombre de composantes du bouquet de raies a augmenté avec le niveau de chaque pic. Les vibrations sont d'un niveau global considérable par rapport aux mesures initiales du 28 Juillet 2011 (courbe de tendance 4-2, 4-3, 4-4 de l'annexe 04). Le 23 Juin 2013, on a détecté une usure sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 & 04. Le niveau de vibrations global sur le palier N°04 a pris une ampleur arrivant jusqu'à 25,97 mm/s dans la direction radial vertical, jugé Danger (tableau 4-3 de l'annexe 04).

Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	02,63	02,46	03,78	01,78	03,52	03,16	04,69	02,30

Tableau 4-1 : Niveaux globaux de vibrations pris le 28 Juillet 2011.

Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	03,26	06,10	04,32	03,69	04,41	04,72	07,97	05,74

Tableau 4-2 : Niveaux globaux de vibrations prises le 11 Avril 2012.

Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	15,08	19,05	10,01	13,38	14,23	10,76	25,26	25,97

Tableau 4-3 : Niveaux globaux de vibrations pris le 23 Juin 2013.

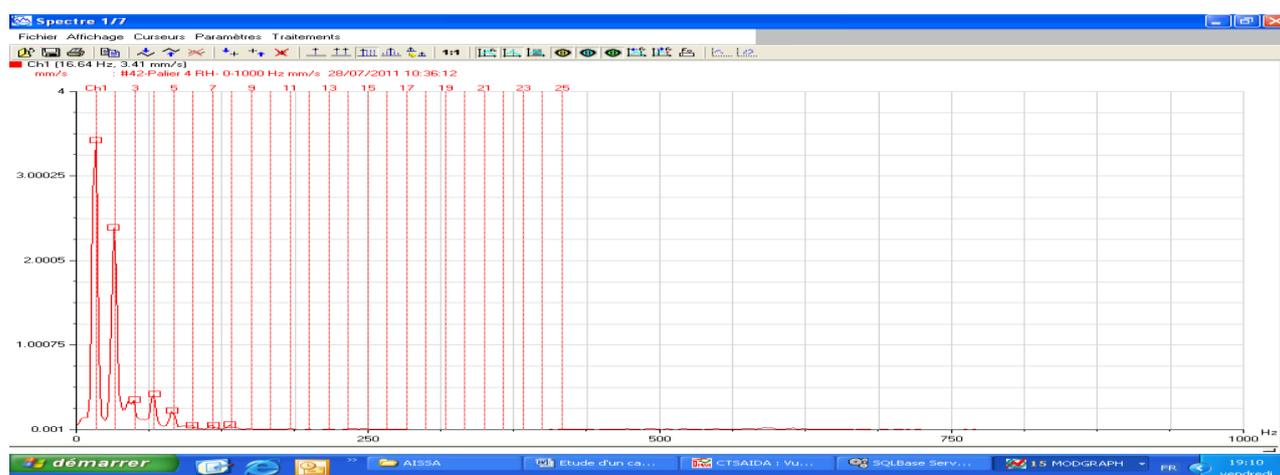


Figure 4-1 : Spectre pris le 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal.

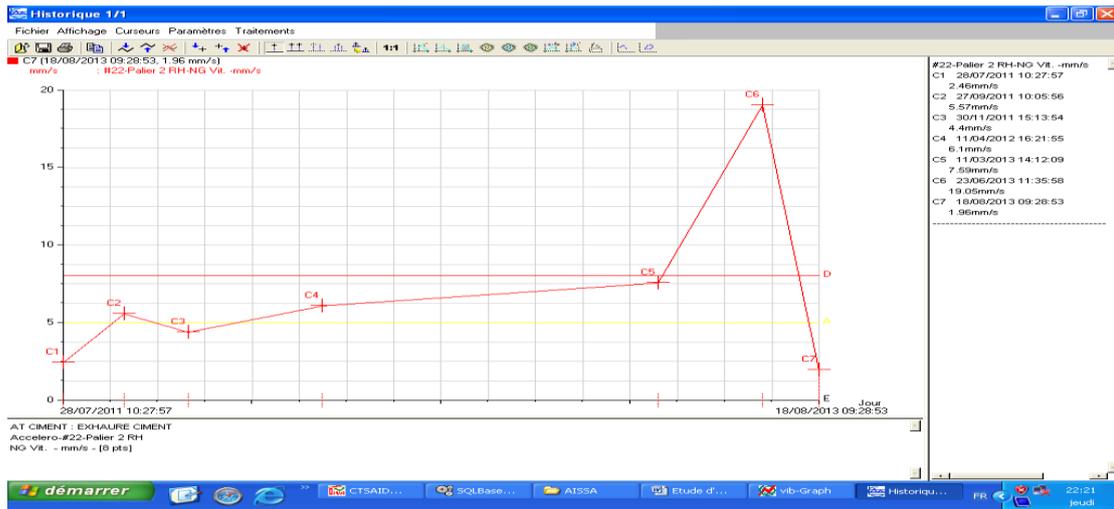


Figure 4-2 : Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial horizontal.

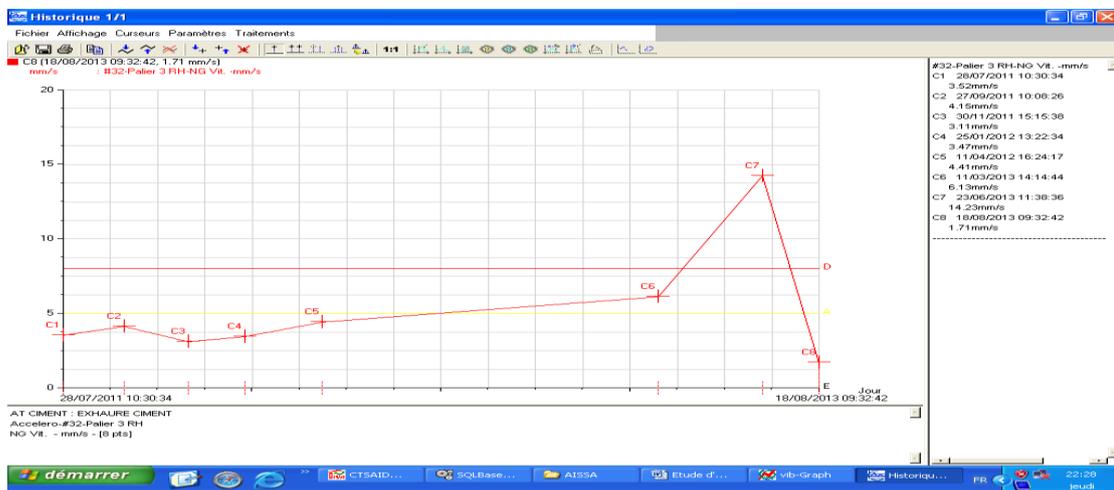


Figure 4-3 : Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial horizontal.

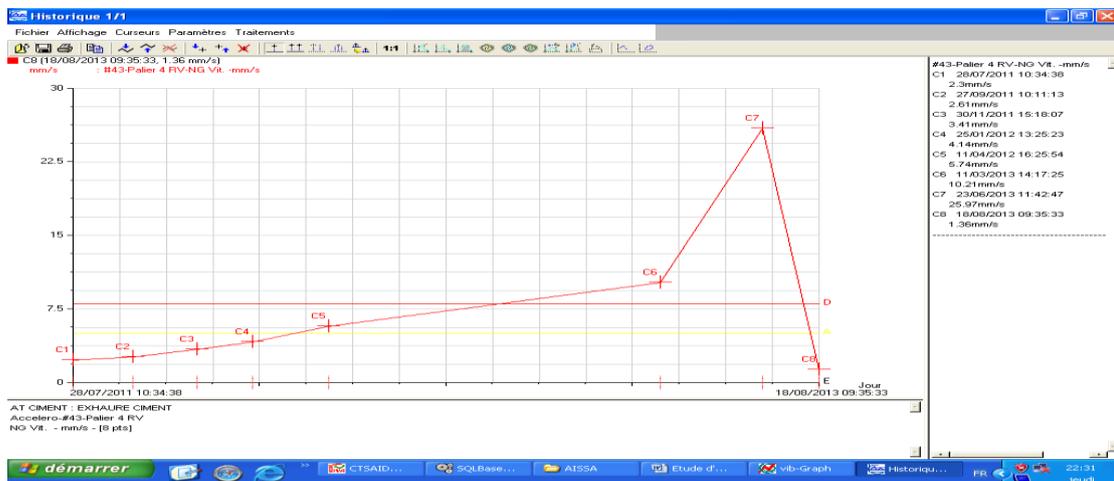


Figure 4-4 : Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial vertical.

3- Interprétation des résultats :

Figure 4-5 :Présence d'un choc sur la ligne d'arbre portant la turbine, il s'agit d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine.

Figure 4-6 :Présence d'un jeu sur le palier N°03, suite à l'apparition des composantes d'ordre 1, 2, 3,... où la fréquence dominante est de 16,55 Hz (fréquence de rotation), son niveau de pic est de : 06,51 mm/s.

Figure 4-7 :Présence d'un jeu sur le palier N°03, suite à l'apparition des composantes d'ordre 1, 2, 3,... où la fréquence dominante est de 16,54 Hz (fréquence de rotation), son niveau de pic est de : 21,03 mm/s.

4- Travaux réalisés :

Changement de l'arbre portant la turbine, les paliers, les roulements, et l'alignement.

5 Contrôle vibratoire:

La vérification faite sur l'installation le 18 Août 2013, après le changement des organes précités, ainsi que le travail correctif présenté par l'alignement des deux arbres du ventilateur, ne révèle aucune anomalie. Les niveaux de vibrations enregistrés (tableau 4-4 de l'annexe 04) sont jugés acceptables, d'après les normes internationales VDI 2056.

Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	0,66	01,96	02,06	0,53	01,71	01,61	01,02	01,36

Tableau 4-4 : Niveaux globaux de vibrations, 18 Août 2013.

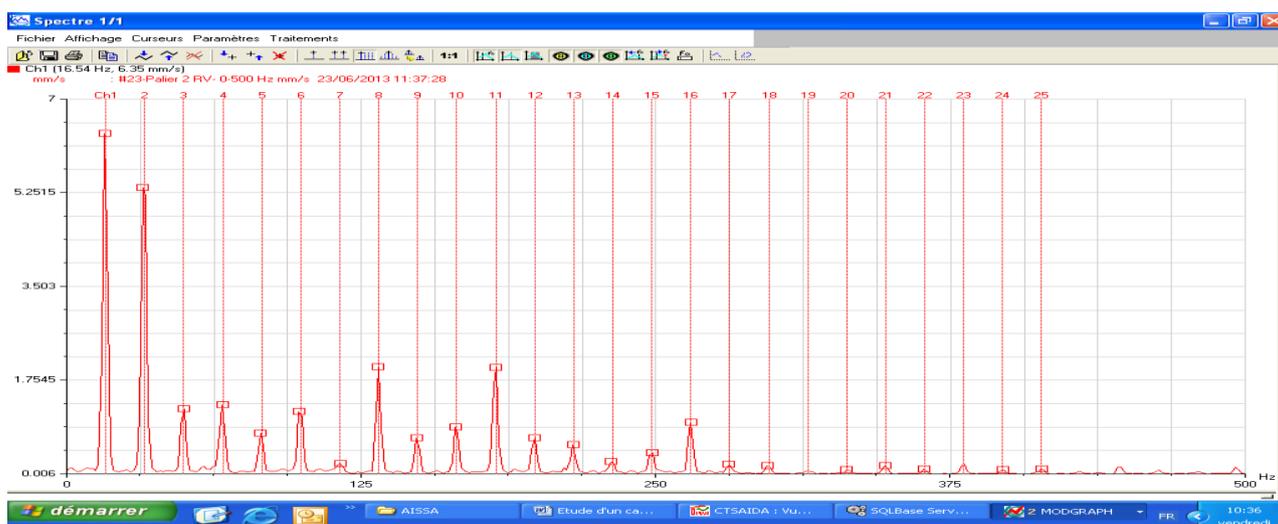


Figure 4-5 :Spectre pris le 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial vertical.

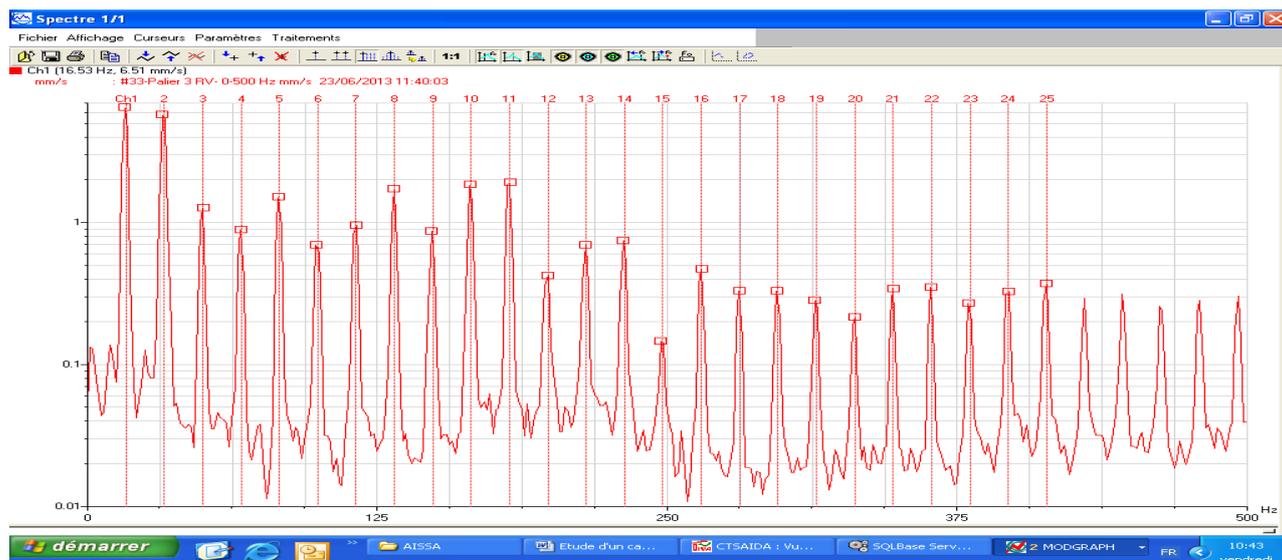


Figure 4-6 :spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical.

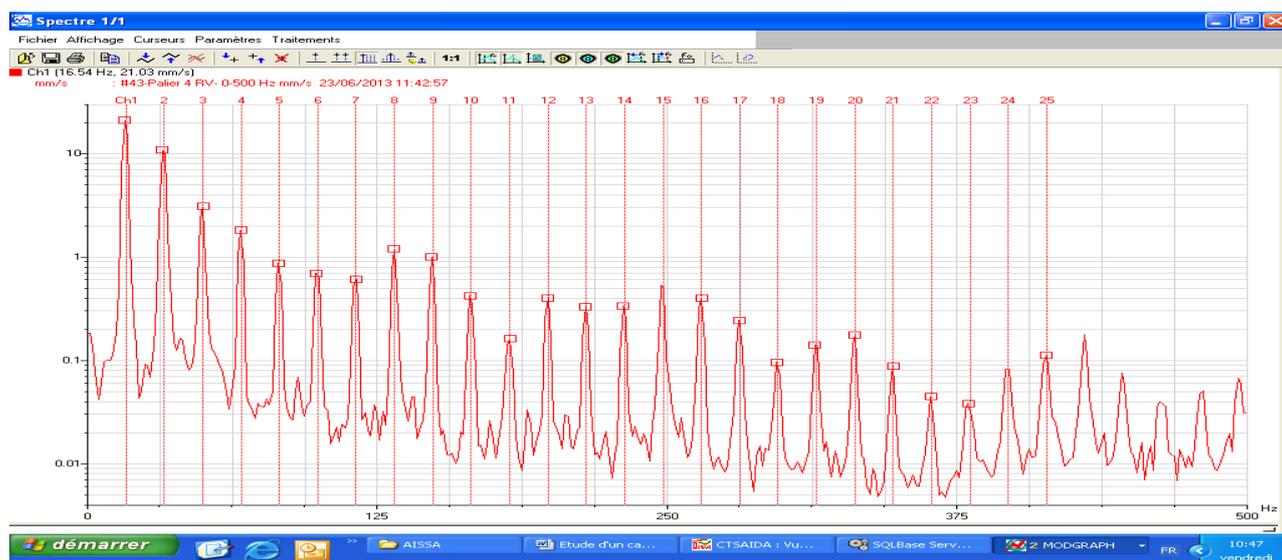


Figure 4-7 :spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical.

Annexe 05 :**COMMANDE REDUCTEUR MOULIN [71], [72]**

Figure 5-1 : Photo du réducteur Moulin

1- Historique de la machine :

Le diagnostic vibratoire de cette installation est commencé le 18 janvier 2014. L'interprétation spectrale a révélé la présence d'un choc sur l'ensemble des paliers du réducteur, en particulier sur la ligne d'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur comme l'indique la composante d'amplitude prépondérante liée à la fréquence d'engrènement qui est 85 Hz (figure 5-2 de l'annexe 05). Les vibrations sont d'un niveau de 11.46 mm/s, jugé Danger. Ce spectre révèle la présence d'un défaut d'engrènement sur le train d'engrenage, suite à une usure profonde au niveau des flancs de la denture entre le pignon d'attaque et la roue dentée. En juin 2014, le train d'engrenage à été changé et un diagnostic vibratoire est réalisé au niveau du réducteur. On a détecté un léger défaut d'engrènement sur le nouveau train d'engrenage, dû à un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 & 04 portant le pignon d'attaque du réducteur. Le changement du train d'engrenage à été effectué une deuxième fois en Août 2014 (figures 5-3 et 5-4 de l'annexe 05). Après chaque intervention on a effectué des diagnostics vibratoires sur le réducteur et prélevé des niveaux globaux de vibrations (tableau 5-1, 5-2 et 5-3), afin de juger la bonne exécution et la réussite du montage ainsi que la bonne marche du réducteur.

Point de mesure de vibrations	Palier 02	Palier 03	Palier 04	Palier 05	Palier 06
Niveau globale en mm/s	01.92	05.29	11,46	05.28	05.85

Tableau 5-1 : Prélèvements de mesures du 18 Janvier 2014

Point de mesure de vibrations	Palier 02	Palier 03	Palier 04	Palier 05	Palier 06
Niveau globale en mm/s	-	-	-	03.47	03.12

Tableau 5-2 : Prélèvements de mesures du 21 Juin 2014

Point de mesure de vibrations	Palier 02	Palier 03	Palier 04	Palier 05	Palier 06
Niveau globale en mm/s	-	02,14	01,29	02.46	01.52

Tableau 5-3 : Prélèvements de mesures du 09 Août 2014



Figure 5-2: Spectre pris le 18 /01 /2014 sur le palier N°04 dans le sens radial oblique.

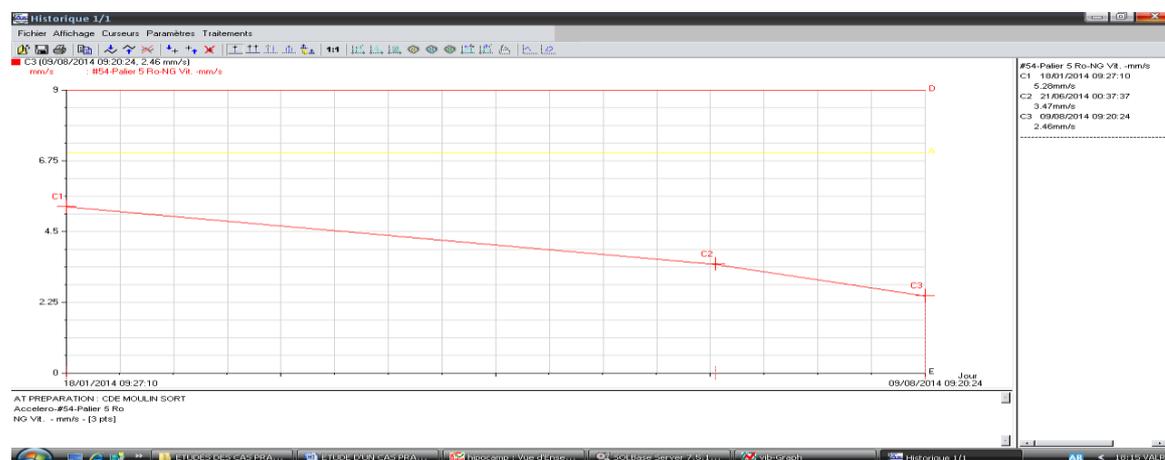


Figure 5-3 : Courbe de tendance prise sur le palier N°05 dans le sens radial oblique.

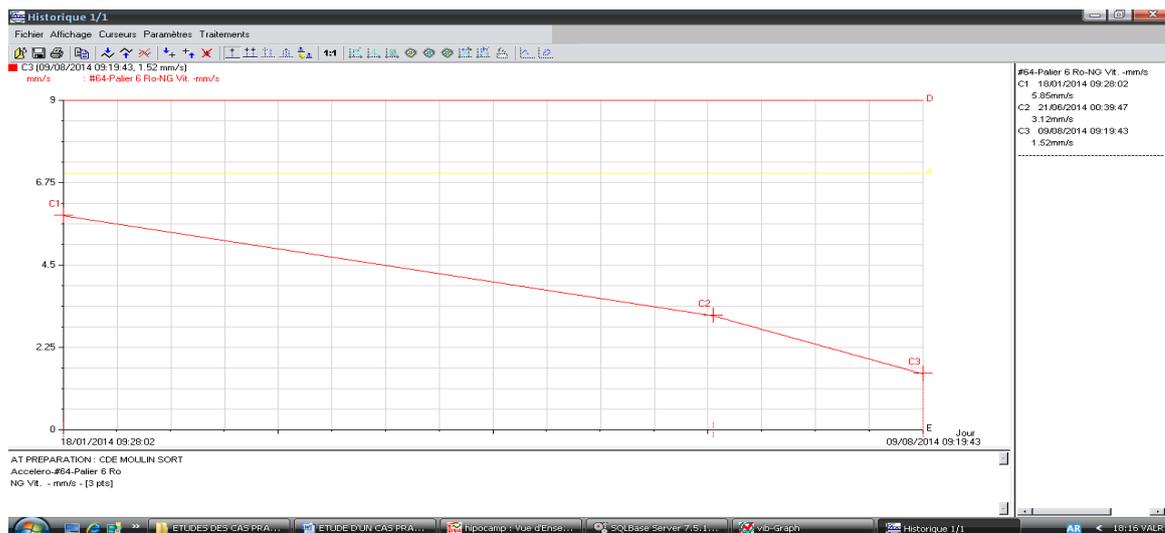


Figure 5-4 : Courbe de tendance prise sur le palier N°06 dans le sens radial oblique.

2-Interprétation des résultats

Figure 5-6 : Présence d'un léger défaut d'engrènement sur le train d'engrenage du réducteur, suite à l'apparition d'un choc dont la composante prépondérante est liée à la fréquence d'engrènement de 84,62 Hz.

Figure 5-7 : Présence d'un léger défaut d'engrènement sur le train d'engrenage du réducteur, suite à l'apparition d'un choc dont la composante prépondérante est liée à la fréquence d'engrènement de 84,33 Hz.

Figure 5-8 : Présence d'un léger défaut d'engrènement sur le train d'engrenage du réducteur, suite à l'apparition d'un choc dont la composante prépondérante est liée à la fréquence d'engrènement de 84,83 Hz.

Figure 5-9 : Présence d'un léger défaut d'engrènement sur le train d'engrenage du réducteur, suite à l'apparition d'un choc dont la composante prépondérante est liée à la fréquence d'engrènement de 84,68 Hz.

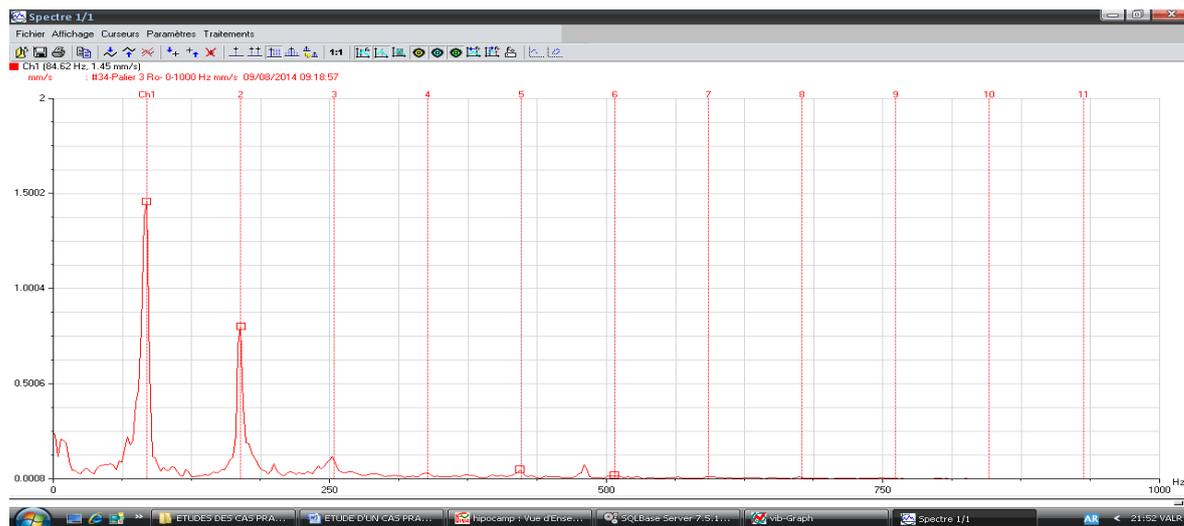


Figure 5-5: Spectre pris le : 09 Août 2014 sur le palier N°03 dans le sens radial oblique.

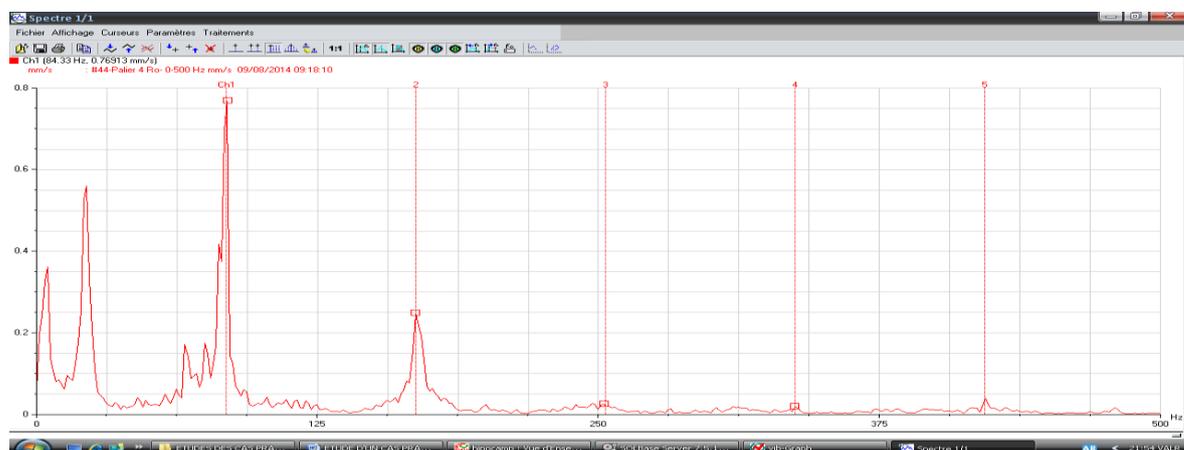


Figure 5-6: Spectre pris le 09 Août 2014 sur le palier N°04 dans le sens radial oblique.

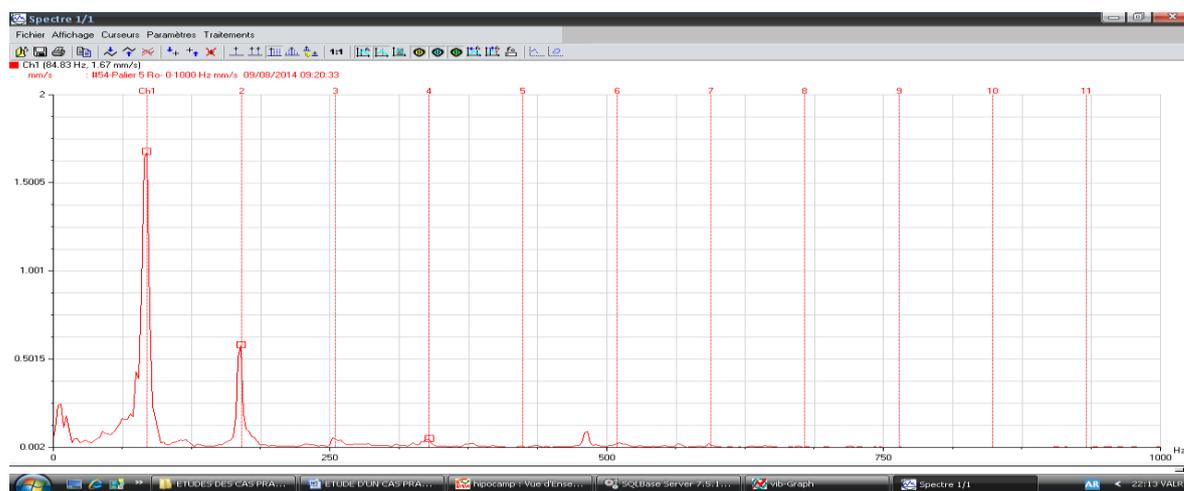


Figure 5-7: Spectre pris le 09 Août 2014 sur le palier N°05 dans le sens radial oblique.

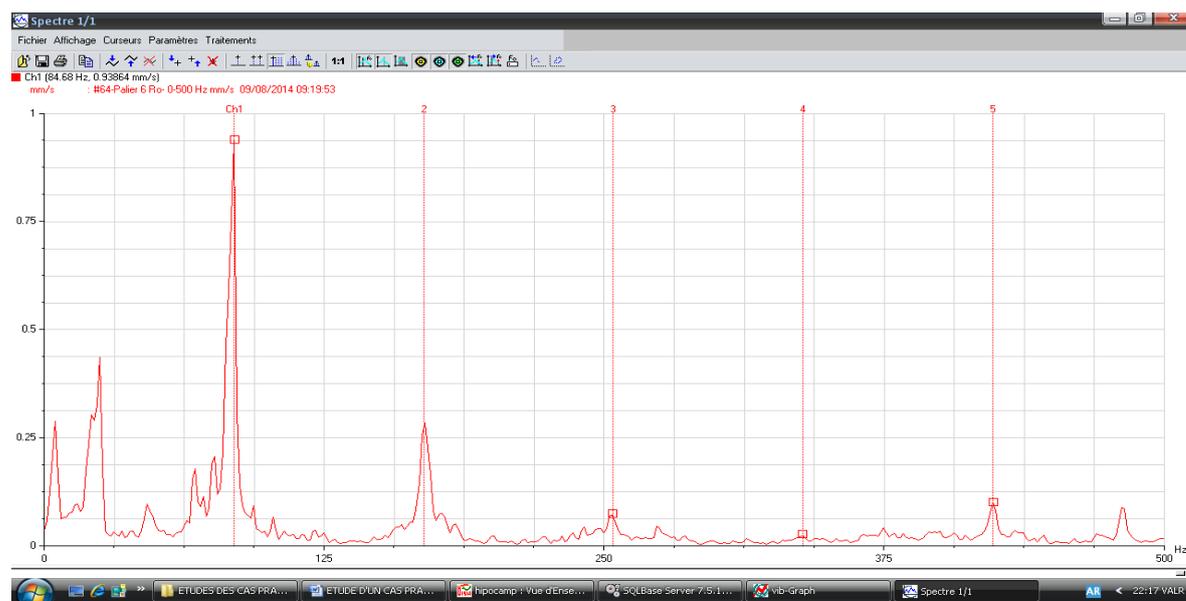


Figure 5-8 : Spectre pris le 09 Août 2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique.