



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE BLIDA 1

FACULTE : TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT : MECANIQUE

**PROJET DE FIN D'ETUDE
POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE
MASTER**

Domaine : Sciences & Technologies
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Conception Mécanique

**Détection, étude et analyse de défauts d'une
machine industrielle - Cas pratique**

PROMOTEUR :

Pr : OUALI MOHAMMED

CO-PROMOTEUR :

Mr : RABAH MAGRAOUI

Présenté par :

FAHSSI OMAR

LABCHEK ADNAN

2015/2016

Remerciement

Au terme de cette mémoire nous tenons à remercier tout naturellement en premier lieu ALLAH le tout puissant qui m'a donné la force, le courage et la patience de bien mener ce travail.

Les travaux exposés dans ce mémoire ont été réalisés sous la direction du professeur Mohammed OUALI et de monsieur RABAH MEGRAOUI. Nous tenons à les remercier. Grâce à leur aide, à leurs conseils éclairés et ses judicieuses orientations

Nos remerciements vont aussi à tous ceux qui, tout au long de ces années d'études, nous ont encadrés, observé, aidé, conseillé et même supporté surtout les enseignants du département de mécanique

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse, qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite, à ma mère à mon père, école de mon enfance à qui ma encourager, et ma donner l'aide et ma soutenus, que dieu les gardes et les protège.

À mes chère sœurs et frères adorables et tous mes amis sans exception.

À Pr.Ouali et Mr.Magraoui pour leur occupation et leur soutien.

À toute la famille LABCHEK et BAZAMLEL et FAHSSI.

À mon fidèle binôme OMAR.

ADNAN

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

*A ma très chère mère, qui me donne toujours
l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier
pour moi ;*

*A mon père, pour ses encouragements
et son soutien, et surtout pour son amour ;*

à mes frères HICHEM, ISLEM

et mes sœurs FOUZIA, KHEIRA

et à tous mes amis sans exception,

à toute la famille FAHSSI et LABCHEK

à tous les enseignants.

A mon binôme ADNAN.

OMAR

Titre : Détection, étude et analyse de défauts d'une machine industrielle - Cas pratique

Résumé : Dans un contexte industriel difficile où la disponibilité de l'outil de production, l'absence de stock et la réduction des coûts sont des objectifs stratégiques, il est impératif de connaître de manière précise l'état du parc de machines. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires.

Dans ce travail on se propose d'étudier une machine tournante industrielle : un laminoir finisseur

Cet équipement présente des défauts mécaniques. Le diagnostic de vibrations, par prélèvements de mesures et leurs analyses, révèle la présence de défauts dont ceux des roulements. De ce fait, on effectue une étude plus expérimentale que théorique pour contribuer à l'apport de solutions au niveau de la chaîne cinématique de la machine.

Titel : Detection, defect analysis study of an industrial machine - Practical case

Abstract: In a difficult industrial environment where the availability of the production equipment, the stock out and cost reduction are strategic objectives, it's essential to know accurately the state of the machinery. Defect detection at an early stage provides the opportunity to plan and prepare the necessary interventions.

It's proposed in this work to study an industrial rotary machine: a finishing rolling mill. This equipment has mechanical defects. Vibration diagnosis by levies of measures and their analyses reveals the presence of defects such as those of the bearing. Because of this, we carry out a study more experimental than theoretical for providing solutions at the level of the machine kinematics chain

العنوان :كشف, تحليل خطأ ودراسة آلة صناعية دراسة حالة عملية

ملخص :في بيئة صناعية صعبة حيث توافر مرافق الإنتاج ,نقص المخزون وتخفيض التكاليف أهداف الاستراتيجية , لا بد أن نعرف على وجه الدقة وضع الآلات.

الكشف عن العيوب في مرحلة مبكرة يتيح الفرصة لتخطيط وإعداد تدخلات اللازمة. نقترح في هذا العمل دراسة آلة الصناعية دوار : طاحونة التشطيب

هذا الجهاز لديه عيوب ميكانيكية. من خلال القياسات وأخذ العينات والتحليل عن طريق التشخيص الاهتزازي ، يكشف عن وجود عيوب مثل التي في المدحرجات .ولهذا ، علينا إجراء دراسة تجريبية أكثر من النظرية للمساهمة في تقديم الحلول في سلسلة حركية الجهاز

Introduction général.....	1
---------------------------	---

Chapitre I : Machines tournantes, défaillances et méthodes de surveillance

1.1 Introduction.....	2
1.2 Etat de l'Art.....	2
1.3 Machine tournante.....	6
1.3.1 Définition.....	6
1.3.2 Les composants de la machine tournante.....	6
1.3.3 Classement « VIS » des machines tournante.....	7
1.4 Maintenance industrielle.....	8
1.4.1 Politiques de maintenance.....	8
1.4.2 Typologie de la maintenance des machines.....	9
1.4.3 Maintenance corrective et ces déférents types.....	10
1.4.3.1 Maintenance palliative.....	10
1.4.3.2 Maintenance curative.....	10
1.4.4 Maintenance préventive et ces déférents types.....	10
1.4.4.1 Maintenance préventive systématique.....	11
1.4.4.2 Maintenance préventive conditionnelle.....	12
1.4.4.3 Maintenance prévisionnelle (télémaintenance).....	13
1.4.5 Objectifs visés par la maintenance préventive.....	13
1.5 Déférents Techniques de surveillance.....	13
1.5.1 L'analyse du lubrifiant.....	14
1.5.2 La thermographie infrarouge.....	15
1.5.3 L'émission acoustique.....	16
1.5.4 L'analyse vibratoire.....	16
1.5.4.1 Capteurs de vibration usuels.....	17
1.5.4.2 Points de mesure.....	18
1.5.4.3 Stratégie de mesurage.....	18
1.5.4.4 Norme de vibration mécanique.....	19
1.5.4.5 Les spectres des défauts mécaniques.....	20
1.6 Défaillances des machines tournantes.....	21
1.6.1 Défauts d'engrenage.....	21
1.6.2 Défaut de Roulement.....	23
1.6.3 Arbres.....	25
1.6.4 Accouplement.....	27
1.6.5 Autres défaillances.....	27
1.7 Conclusion.....	28

Chapitre II : Etude théorique & modélisation de la machine.

2.1. Introduction.....	29
2.2. Monoculture de la machine.....	29
2.3. Etude statique du système.....	30
2.3.1. Analyse Analytique.....	30
2.3.1.1. Flexion de l'arbre.....	30
2.3.1.2. Sollicitations composées flexion + torsion.....	34
2.3.1.3. Roulement.....	35
2.3.2. Analyse Numérique.....	36

2.4. Etude dynamique du système.....	42
2.4.1. Analyse Analytique.....	42
2.4.1.1. Modélisation de système.....	42
2.4.1.2. Calcule matrice d'inertie.....	43
2.4.1.3. Calcule matrice de rigidité.....	43
2.4.1.4. Détermination des modes propre.....	45
2.4.2. Analyse Numérique.....	46
2.5. Conclusion.....	53

Chapitre III : Etudes d'une Cas Pratique.

3.1. Introduction.....	54
3.2. Présentation de la machine.....	54
3.3. Choix des points de mesure de vibrations.....	55
3.4. Études expérimentales.....	56
3.4.1. Historique de la machine.....	61
3.4.2. Diagnostic et Analyse des résultats.....	61
3.4.3. Correction du déséquilibre.....	68
3.5. Confrontation des résultats de la simulation numérique avec ceux de l'expérimentale.....	68
3.6. Confrontation et validation des résultats théorique et pratique.....	69
3.7. Conclusion.....	70
Conclusion général.....	71
Annexe A.....	72
Annexe B.....	74
Bibliographique.....	76

- Figure 1.1** Composants de la machine tournante.
- Figure 1.2** Réparation après l'incident.
- Figure 1.3** Intervention à intervalles réguliers.
- Figure 1.4** Mesure à intervalles réguliers.
- Figure 1.5** Technique infrarouge appliqué au moteur électrique.
- Figure 1.6** Exemple de diagnostic vibratoire.
- Figure 1.7** Instrumentations pour l'analyse vibratoire.
- Figure 1.8** Points de mesure.
- Figure 1.9** Surveillance On line et Off line.
- Figure 1.10** Etats de la machine en fonction de la vitesse de vibration.
- Figure 1.11** Spectre de défaut du balourd.
- Figure 1.12** Spectre de défaut de désalignement.
- Figure 1.13** Spectre de défaut de désalignement.
- Figure 1.14** Spectre de défaut de courbure d'arbre.
- Figure 1.15** spectre de défaut de la bague extérieur.
- Figure 1.16** spectre de défaut de la bague intérieur.
- Figure 1.17** spectre de défaut d'éléments roulant
- Figure 1.18** Les vibrations générées par le balourd.
- Figure 1.19** Usure abrasive.
- Figure 1.20** Pitting ou piqûres.
- Figure 1.21** Ecaillage ou spalling.
- Figure 1.22** Fissuration ou crack d'un engrenage.
- Figure 1.23** Section d'un roulement à billes avec (n) billes.
- Figure 1.24** Vibrations générées par le balourd.
- Figure 2.1** Monoculture de la machine.
- Figure 2.2** Dessin de coupe du système.
- Figure 2.3** Charges appliquées sur la poutre.
- Figure 2.4** Modélisation explicatif du model réel.
- Figure 2.5** maillage.
- Figure 2.6** reactions.
- Figure 2.7** Contraintes.
- Figure 2.8** Déplacements.
- Figure 2.9** Déformations.
- Figure 2.10** Modèle mathématique.
- Figure 2.11** Rigidité, fonction du type de roulement.
- Figure 2.12** Modélisation explicatif du model réel.
- Figure 3-1** Schéma cinématique et point de mesures de vibration
- Figure 3-2** Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier Moteur N°02 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (G.V).
- Figure 3-3** Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier Moteur N°02 dans le sens radial vertical du cylindre Grande vitesse (G.V).
- Figure 3-4** Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (G.V).
- Figure 3-5** Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (G.V).

Figure 3-6 Tendance vibratoire du laminoir finisseur sur le palier moteur N°06 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (P.V).

Figure 3-7 Tendance vibratoire du laminoir finisseur sur le palier moteur N°06 dans le sens radial vertical du cylindre Petite vitesse (P.V).

Figure 3-8 Tendance vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°07 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (P.V).

Figure 3-9 Tendance vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°08 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (P.V).

Figure 3-10 Spectre pris sur le palier moteur N°02 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale horizontale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-11 Spectre pris sur le palier moteur N°02 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale verticale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-12 Spectre pris sur le palier N°03 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale horizontale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-13 Spectre pris sur le palier N°04 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale horizontale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-14 Spectre pris sur le palier moteur N°06 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale horizontale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-15 Spectre pris sur le palier moteur N°06 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale verticale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-16 Spectre pris sur le palier N°07 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale horizontale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-17 Spectre pris sur le palier N°08 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale horizontale, le 03 Mars 2016.

Figure 3-18 Tableau des fréquences établis par SKF relative à chaque défaut des éléments de roulements du cylindre GV.

Figure 3-19 Tableau des fréquences établis par SKF relative à chaque défaut des éléments de roulements du cylindre PV.

Photo 3.1 Laminoir finisseur.

Photo 3.2 Mesure de vibrations sur site.

Tableau 1.1 Défaut mécaniques et techniques de contrôle adaptable.

Tableau 2.1 tableau des efforts interne.

Tableau 2.2 Facteurs de correction en fonction de la série de roulement.

Tableau 2.3 liste des modes obtenues par simulation " SOLIDWORKS ".

Tableau 2.4 participation massiques.

Tableau 2.5 résultats des calcules.

Tableau 3.1 liste des interventions.

Tableau 3.2 résultats des fréquences des organes de la machine calculée théoriquement

Tableau 3.3 confrontation des résultats théorique et expérimentaux pour le laminoir finisseur.

Introduction Générale

Introduction général

Durant ces dernières années, La surveillance des machines tournantes par l'analyse vibratoire s'est développée, avec l'apparition des collecteurs de données informatisés qui a donné un essor considérable au suivi périodique de ces machines qui permet la détection précoce des défauts mécaniques ou électriques qui peuvent surgir lors de fonctionnement de ces équipements, et ce grâce à la révolution micro-informatique qui a permis à son tour d'offrir à la maintenance des moyens d'investigation à peine imaginables. Dans ce travail, on se propose d'étudier le comportement vibratoire d'un Laminoir Finisseur dans une Briqueterie industrielle, où nous avons décelé un défaut de roulement à l'état précoce, grâce aux interprétations spectrales fournies par un collecteur de données et analyseur de vibrations MOVIPACK qui est associé à son logiciel XPR 300 de maintenance prédictive. Ceci permet d'approfondir les interprétations spectrales des signaux et la détection avec précision de la source des anomalies causant les vibrations, ainsi, le suivi de ces défaillances pour permettre de suivre l'évolution de ces derniers, et au même temps d'établir un pronostic sur l'équipement en question. Dans notre cas, la détection du défaut de roulement, et le suivi de ce défaut a permis à l'industriel de gérer sa maintenance, et programmer des arrêts de la machine en question, en perturbant le moins possible la production tout en tenant compte de la disponibilité de l'équipe d'intervention et de l'approvisionnement en pièces de rechange.

Le premier chapitre du présent mémoire de fin d'étude abordera de manière explicite les différentes problématiques de dysfonctionnement des machines tournantes, un exposé non-exhaustif des défaillances répertorié dans les registres de la maintenance y sera fait.

Le second chapitre concernera la partie calcul du projet de fin d'étude ; un premier calcul analytique y est exposé. Celui-ci qui servira de référence pour la validation de la modélisation qui constitue la seconde partie de ce chapitre. Une simulation du système étudié a été faite sous SOLIDWORKS et elle sera abordée en fin de ce même chapitre. Ladite simulation illustre parfaitement les conditions de travail du mécanisme et présente une voie de développement très promettant.

Enfin le chapitre trois rapportera les différentes tâches effectuées lors de la partie pratique du stage de fin d'étude. Il s'agira de montrer les interventions menées sur la machine ainsi que les résultats obtenus

Chapitre 1 :

Machines tournantes,
défaillances et méthodes de
surveillance

1.1. Introduction

Ce chapitre se présente comme une entrée en matière dans le domaine des machines tournantes. Après la mise en évidence de leur criticité, les différentes défaillances pouvant altérer leur fonctionnement ainsi que les techniques et moyens actuels mis en place pour leur surveillance vont être décrits. Pour finir un état de l'art de la surveillance des machines tournantes

1.2. Etat de l'Art ^[1]

Ces dernières décennies, plusieurs voies ont été explorées pour la surveillance des états de fonctionnement des machines. Une série d'articles publiés en Août 1970 (Dowson 1970) (March 1970) (Monitoring3) montre les premières approches explorées où on trouve entre autres, l'analyse des lubrifiants et l'analyse sonore, et une attention particulière donnée à l'analyse vibratoire. Dans un autre travail paru en 1988 (Cempel 1988), l'auteur dresse déjà un état de l'art de l'analyse et du diagnostic vibro-acoustique qu'il décrit comme une nouvelle discipline très prometteuse. Il pointe aussi du doigt le manque d'indicateurs fiables adaptés aux différentes défaillances, pouvant altérer le fonctionnement des machines tournantes.

L'extraction d'indicateurs représentatifs à partir des signaux temporels a d'abord été investiguée, où parmi les premiers travaux on trouve (Gustafsson et Tallian 1962) proposant une méthode de détection des défauts dans des roulements, à partir du comptage du nombre de pics dans le signal temporel. D'autres indicateurs caractérisant la forme temporelle du signal vibratoire ont été explorés. Ainsi, les travaux de (Dyer et Stewart 1978) constituent une des premières applications du Kurtosis pour la surveillance des roulements en fonctionnement. D'autres travaux suivirent utilisant ce même indicateur ou le combinant et comparant à d'autres indicateurs scalaires tels que le RMS et le Facteur crête (Tandon 1994).

Afin d'améliorer les performances de détection de certains indicateurs, des techniques de filtrage des signaux vibroacoustiques, dans certaines bandes fréquentielles, ont été expérimentées dans plusieurs travaux (Rogers 1979) (Tandon et Nakra 1992). Pour de plus amples informations sur les principaux indicateurs scalaires, et leurs utilisations, le lecteur peut s'orienter vers l'ouvrage (Boulenger et Pachaud 2007) contenant un descriptif détaillé ainsi que plusieurs exemples applicatifs.

Avec l'implantation de la transformée de Fourier dans les outils de diagnostic, l'analyse vibratoire a pleinement profité de la conversion des signaux dans le domaine fréquentiel pour le diagnostic des défauts de machines tournantes. Ainsi plusieurs travaux (Broch et Olesen 1970) (Randall et Upton 1978) (Thrane 1979) (Thrane 1980) (Lee et al. 1999) la décortiquant ont été publiés.

Malgré le fait que cette technique soit considérée aujourd'hui comme la pièce maitresse pour le diagnostic des machines tournantes, elle s'est avérée efficace dans certains cas

plus que d'autres, d'où la nécessité de la combiner avec d'autres techniques de traitement plus avancées.

La démodulation du signal en utilisant une analyse d'enveloppe de ce dernier après filtrage autour d'une bande fréquentielle de résonance, est apparue comme une technique prometteuse pour la détection de défauts de roulement. Les premières applications aux signaux vibratoires sont apparues au début des années 1970 avec les recherches menées dans (Burchill et al.1973) (Burchill 1973), suivies de plusieurs investigations et un premier état de l'art apparu en 1984 (McFadden et Smith 1984). Les avancées technologiques importantes réalisées en électronique et en informatique ont permis l'exploitation massive de cette technique (Feldman 2011) ainsi que son implémentation dans de nombreux outils de diagnostic industriels (Thrane 1984) (Thrane et al.1995).

Proposée initialement dans les travaux de (Bogert et al. 1963) pour le traitement des signaux sismiques, l'analyse cepstral a été adaptée par la suite pour le traitement des signaux vibratoires. Cette technique s'est montrée efficace notamment pour le diagnostic des défauts d'engrènement, et plusieurs travaux ont vu le jour mettant au point les bases de son utilisation dans ce domaine (Randall 1980) (Randall et Hee 1981). Un peu plus tard, dans les travaux de (Badaoui et al. 2004), l'analyse cepstrale a été associée avec un échantillonnage angulaire, et un indicateur robuste pour le diagnostic des défauts d'engrènement a été construit sur cette base. L'analyse cepstrale est toujours considérée comme une des principales techniques complémentaires pour le diagnostic des défauts, et plusieurs travaux l'exploitant et la développant dans ce cadre, ont été et continuent d'être publiés (Badaoui et al. 2001) (Hanson et al. 2007).

Les techniques classiques basées sur la transformée de Fourier montrent leurs limites dans le cas où les signaux comportent des non stationnarités et des variations au cours du temps d'acquisition. Pour traiter et visualiser ces phénomènes, des techniques Temps-Fréquence analysant les variations fréquentielles au cours du temps existent. Parmi lesquelles on trouve, la Transformée de Fourier à Court Terme développée dans (Gabor 1946), cette technique a beaucoup été utilisée pour la détection précoce des défauts d'engrènement (Wang et McFadden 1993b) (Wang et McFadden 1992) (Williams et Zalubas 2000). Pour pallier le principal inconvénient quant à l'utilisation de la STFT, lié à la résolution d'analyse (voir § 1.4.5), la Distribution de Wigner Ville, définie comme la distribution Wigner (Wigner 1932) d'un signal analytique (Ville 1948), a été largement utilisée. Cette technique a été introduite aux traitements des vibrations, avec les travaux de (Forrester 1990) vers la fin des années 1980 où il a utilisé la (DWV) pour le traitement des signaux vibratoires issue d'une boîte de transmission défectueuse d'un hélicoptère de la marine royale australienne. Ces travaux ont été suivis par ceux de (McFadden et Wang 1992), en décortiquant ses propriétés à la fois pour les signaux discrets et continus. Plusieurs travaux ont été menés par la suite exploitant la DWV et ses variantes pour la détection de défauts, et un nombre d'indicateurs ont été extraits et construits pour le suivi des avaries (Samuel et Pines 2005). Au début des Années 1990,

divers travaux ont été développés, montrant que des techniques alternatives se basant sur la théorie des ondelettes, pouvaient surpasser les techniques classiques d'analyse temps-fréquence (Wang et McFadden 1993a) (Staszewski et Tomlinson 1994). Depuis plusieurs travaux ont été menés, exploitant les techniques à base d'ondelettes sous ses différentes variantes (Tse et al. 2001) (Choy et al. 2003). Plus récemment dans les travaux de (Djebala et al. 2007), les auteurs ont expérimenté l'analyse multi résolution en ondelette comme filtre passe bandes, et optimisé ses différents paramètres afin d'améliorer les performances de détection des indicateurs scalaires classiques.

Une méthodologie alternative aux techniques classiques de diagnostic est apparue au cours de ces deux dernières décennies, visant à utiliser une base angulaire en lieu et place de la base temporelle classique, et en exploitant l'information position angulaire. Cette méthodologie permet par la même occasion de tirer pleinement profit du caractère cyclo stationnaire des machines tournantes (Antoni et al. 2002) (Antoni 2009). Dans cette voie plusieurs travaux ont vu le jour exploitant l'information position angulaire à travers les différentes techniques d'échantillonnage ou de ré-échantillonnage angulaire (Fyfe et Munck 1997), mais aussi, de l'erreur de transmission et des variations de la vitesse angulaire instantanée. Ainsi, dans les travaux de (Remond 1998) on trouve une approche originale pour la mesure de l'erreur de transmission en utilisant des codeurs optiques. Cette approche a été expérimentée dans les travaux de (Bard et al. 1994) afin d'évaluer l'influence de plusieurs paramètres géométriques à partir d'indicateurs statistiques extraits des mesures expérimentales d'erreur de transmission. D'autres indicateurs statistiques ont été extraits à partir des mesures de (E.T) dans les travaux de (Mahfoud et Remond 2003), pour la détection de défauts dans des engrenages.

Dans les travaux de (Remond et Mahfoudh 2005) les auteurs ont mis en évidence l'importance et la robustesse de l'échantillonnage angulaire de l'erreur de transmission pour le suivi du fonctionnement des machines tournantes à géométries discrètes.

Dans les travaux de (Bonnardot et al. 2005) une technique d'échantillonnage angulaire indirecte a été proposée sans l'ajout de capteur de position, en filtrant le signal autour des fréquences d'engrènement, et en utilisant les composantes de cette dernière dans le signal temporel comme repère angulaire. Cette technique bien que moins coûteuse que l'échantillonnage angulaire direct n'est efficace qu'à la présence de plusieurs conditions, notamment la condition de petite variation de vitesse angulaire. Mehmet Akar (Akar 2013) a expérimenté avec succès un ré-échantillonnage des signaux de courant sur la base des positions angulaires délivrées par un codeur installé sur l'arbre d'un banc d'essais, pour la détection du défaut d'excentricité statique dans des conditions de fonctionnement non-stationnaires. Plus récemment (Leclère et Hamzaoui 2013), ont étudié l'application d'un moyennage angulaire synchrone des signaux acoustiques sur deux applications, et ont montré son efficacité par rapport au moyennage temporel synchrone classique. Une autre information utile au diagnostic peut être aussi tirée à partir de l'information position angulaire, à savoir, les variations de vitesse angulaire instantanée. (Li et al. 2005) ont présenté un récapitulatif des principales techniques de

mesure de la vitesse angulaire instantanée, et les travaux de (Renaudin et al. 2010) ont fournis une solide preuve de l'efficacité de cette dernière, notamment dans des conditions de non stationnarité sévères, dans le cadre de détection de défauts de roulement. Plus récemment les travaux menés par (André et al. 2012) montrent une application de surveillance d'une machine tournante en l'occurrence une éolienne, avec une optimisation d'indicateurs extraits de la variation de vitesse angulaire instantanée (VVI), et dressent dans (André et al. 2013) un état des lieux de l'acquisition de (VVI) en quantifiant la précision de ces mesures, à prendre en compte lors de la construction d'un système de diagnostic.

(Mohammed Ouali et Cherif Khélifi^[2]), s'intéressent à l'analyse des différentes études effectuées sur la stabilité des lignes d'arbres 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 ^[3] procèdent à la modélisation et l'analyse dynamique d'un rotor éolien à axe horizontal de faible puissance.

(Mohammed Ouali et R. Magraoui ^[4, 5, 6]) analysent les défaillances mécaniques dans les machines tournantes et procèdent à leurs études tout en insistant sur l'analyse vibratoire.

(Alain Boulenger et Christian Pachaud en 1995), ont développé des méthodes pour le dépistage au diagnostic vibratoire des défauts dans les machines tournantes.

En ce qui concerne le présent mémoire, nous avons concentré nos efforts sur l'étude pratique relative aux mesures expérimentales sur des machines tournantes opérationnelles dans une usine de production, qui nous ont servis lors de l'application de la méthode d'analyse de vibrations, ainsi qu'à l'identification de plusieurs anomalies présentées sur ces installations en question, à savoir : défaut de balourd, défaut de flexion et défaut de roulement.

1.3. Machine tournante

1.3.1 Définition [7] :

«Une machine tournante est un assemblage de pièces mécaniques hydraulique ou électriques à exercer une ou plusieurs fonction données et, en particulier, l'application d'une force modulée ou non, destinée à vaincre une résistance ou assurer un mouvement avec ou sans transmission de force »

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

En générale une machine tournante comprend essentiellement une partie tournante (rotor) et une partie fixe (stator). Et pour qu'il y ait une rotation facilitée, il faudrait des guidages et liaisons en rotation (coussinet, roulements).

1.3.2 Les composants de la machine tournante :

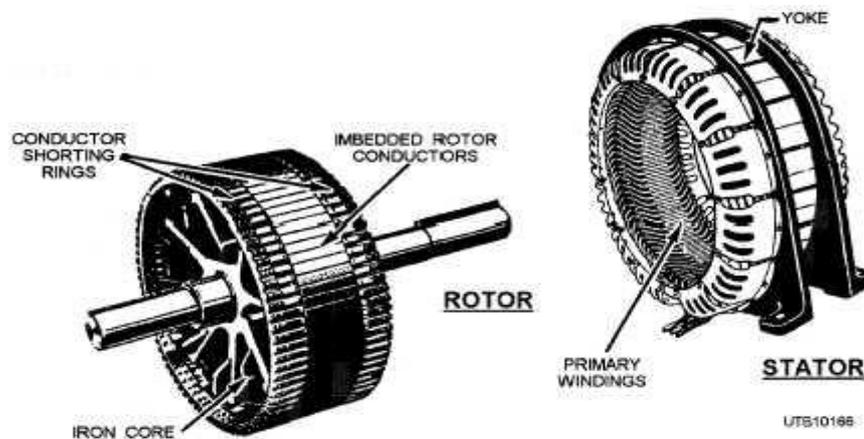


Figure I.1 Composants de la machine tournante.

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

- un rotor
- une structure (stator)
- des liaisons

Le rotor : Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation, en général gauche c'est-à-dire distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...), réalise une fonction bien définie : manipulation de fluides, de solides, parcours dans un champ électromagnétique.

La structure (stator) : La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- les coussinets de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements.
- les paliers qui relient les coussinets (bagues) au stator.
- le stator ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : circuit magnétiques dans les machines électriques, ailettes pour les turbomachines...
- le radier est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison entre le massif et le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes; il peut être responsable de certains délignages entre les paliers.

Les liaisons : Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor les liaisons sont classées dans trois ensembles :

- les liaisons à fluide
- les liaisons à roulements
- les liaisons magnétiques

1.3.3 Classement « VIS » des machines tournante :

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

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

1.4. Maintenance industrielle

1.4.1 Politiques de maintenance :

Dans un monde où la compétitivité est de plus en plus accrue, la disponibilité des machines de production devient un facteur primordial quant à la survie des systèmes de production. Dans ce sens, l'établissement d'une politique de maintenance efficace entre en premier plan des systèmes de gestion.

La politique de maintenance des machines était en premier lieu corrective, et visait à exploiter les équipements et machines jusqu'à l'apparition d'une panne, ce qui conduisait à un arrêt de production pouvant être important et coûteux financièrement, et qui en plus pouvait porter atteinte à la sécurité des personnes en contact avec ces équipements.

Dès qu'une installation ou une machine est jugée coûteuse ou critique, la maintenance corrective est vite abandonnée au profit d'une maintenance préventive systématique ou conditionnelle.

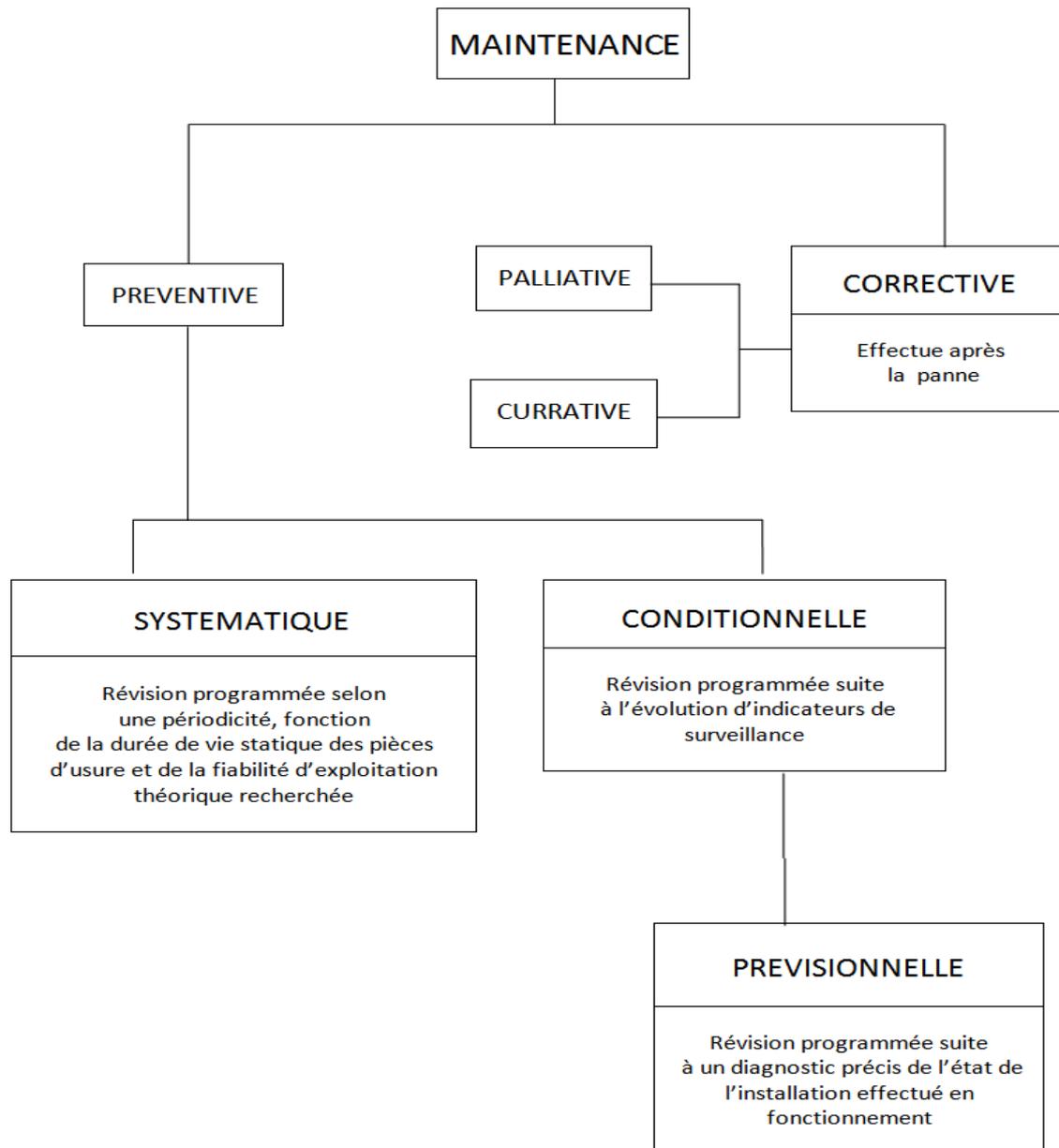
Les actions de la maintenance préventive systématique sont menées à périodes régulières, déterminées à partir de retours d'expériences et de modèles fiabilistes, afin de prévenir l'arrêt de la machine.

La maintenance conditionnelle est reconsidérée depuis peu comme la stratégie de maintenance la plus efficace, notamment depuis l'élaboration et l'évolution de techniques de surveillance de machines plus efficaces. Elle permet en effet de palier à certaines lacunes de la maintenance préventive systématique, notamment ceux rencontrées face aux problèmes de dispersion de géométries, d'hétérogénéité des matériaux utilisés, d'environnement hostile ou de surcharges d'utilisation pouvant entraîner des pannes avant la date optimale prévue.

Pour pouvoir assurer une meilleure application de cette dernière politique de maintenance, et une surveillance accrue des machines, il faudrait en extraire l'information pertinente, représentative de leur état de fonctionnement. Cette information peut être extraite à partir de différentes techniques et analyses se basant sur des grandeurs physiques entourant la machine à surveiller « vibrations, bruits, vitesses ... ».

La sélection d'une source d'information et d'une technique d'analyse adéquate est une étape primordiale quant à la réussite de la campagne de surveillance d'une machine. Ce choix est fait en tenant compte des caractéristiques cinématiques de la machine à surveiller, de son environnement et de la nature des défauts qui peuvent l'atteindre.

1.4.2 Typologie de la maintenance des machines :



Il existe deux façons complémentaires d'organiser les actions de maintenance :

1.4.3 Maintenance corrective et ces différents types [8] :

D'après la norme AFNOR X 60-0101 la maintenance corrective se définit comme « une maintenance effectuée après défaillance ».

Dans cette approche, les machines fonctionnent sans dépenses particulières pour l'entretien ni la surveillance, jusqu'à l'incident. Ce concept n'est valable dans l'industrie moderne que pour des cas particuliers, ou les machines en cause sont redondantes, ou elles n'ont qu'un rôle secondaire dans le procédé de fabrication.

Dans la maintenance corrective, tout incident sur la machine a une influence sur l'exploitation. Tout arrêt est intempestif. La planification dans la production est donc plus difficile. voire impossible. Ce type de maintenance n'est en fait applicable qu'au domaine privé par exemple pour l'électroménager.

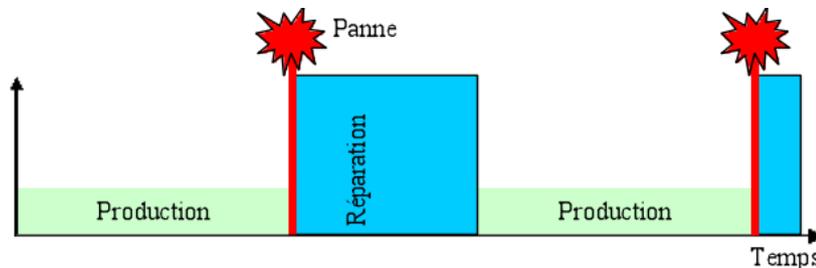


Figure I.2 Réparation après l'incident.

Qui consiste à intervenir sur un équipement une fois que celui-ci est défaillant. Elle se subdivise en :

- 1.4.3.1. **Maintenance palliative** : dépannage (donc provisoire) de l'équipement, permettant à celui-ci d'assurer tout ou partie d'une fonction requise ; elle doit toutefois être suivie d'une action curative dans les plus brefs délais.
- 1.4.3.2. **Maintenance curative** : réparation (donc durable) consistant en une remise en l'état initial.

1.4.4 Maintenance préventive et ces différents types [9] :

Dans la définition de la maintenance préventive, nous incluons l'ensemble des contrôles, visites et intervention de maintenance effectuées préventivement. La maintenance préventive qui consiste à intervenir sur un équipement avant que celui-ci ne soit défaillant s'oppose en cela à la maintenance corrective déclenchée par des perturbations ou par des événements, donc subie par la maintenance. La maintenance préventive comprend :

- Les contrôles ou visites systématiques.
- Les expertises, les actions et les remplacements effectués à la suite de contrôles ou de visites.
- Les remplacements systématiques,
- La maintenance conditionnelle ou les contrôles non destructifs.

La maintenance préventive doit consister à suivre l'évolution de l'état d'un organe, de manière à prévoir une intervention dans un délai raisonnable (1 mois, par exemple) et l'achat de la pièce de remplacement nécessaire (donc on n'a pas besoin de la tenir en stock, si le délai normal le permet).

La maintenance préventive se subdivise à son tour en :

1.4.4.1. Maintenance préventive systématique [8] :

D'après la norme AFNOR X 604310, la maintenance systématique se définit comme « une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien »

La maintenance systématique à intervalles du temps ou à cycles d'utilisation déterminés est aujourd'hui encore la méthode la plus employée. En accord avec le planning de production, les machines sont arrêtées après une durée de fonctionnement définie par expérience ou par calcul (donnée de constructeur). Elles sont ouvertes, inspectées, et des composants sont en partie ou complètement changés.

Cette méthode ne tient pas compte des conditions d'utilisation ou de montage. Elle est onéreuse et loin d'être optimale, car la plupart du temps, des éléments sont remplacés alors qu'ils seraient encore utilisables, ou des composants endommagés sont remis en état trop tardivement. Les roulements en sont l'exemple typique. S'ils sont remplacés trop tôt, ils entraînent des surcoûts. S'ils sont remplacés trop tard, il peut résulter des déformations d'arbres, des ruptures d'accouplement, des dégâts sur les multi-pôles des moteurs électriques, etc. Autant de suites coûteuses, conséquences d'un palier détérioré

Dans cette maintenance préventive, le gain lié à la planification de l'arrêt de la machine est à comparer à la série de surcoûts. Pour les réduire, il existe deux méthodes complémentaires qui conduisent à la mise en œuvre d'une maintenance conditionnelle.

Les diagnostics sur machine : Ils sont réalisés suffisamment souvent sur la machine en marche afin de déterminer les changements de comportement et leurs causes probables.

La surveillance permanente : Elle compare en permanence l'état de la machine avec des seuils préprogrammés. Les paramètres les plus significatifs

sont par exemple les vibrations absolues de palies, les vibrations relatives d'arbres, les grandeurs caractéristiques de l'état des roulements et les températures.

Elles conduisent à la mise en œuvre d'une maintenance préventive conditionnelle.

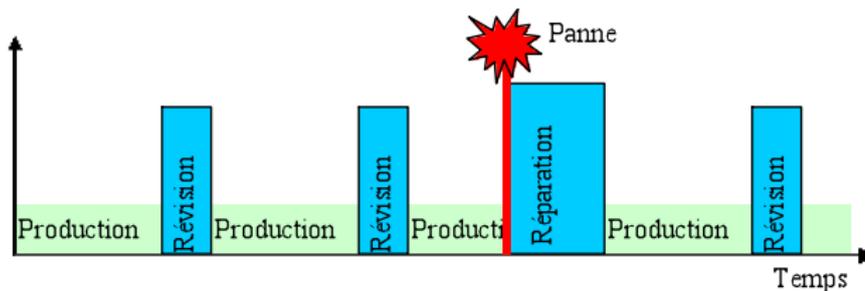


Figure 1.3 Intervention à intervalles

- **Visite systématique** [9]

Les visites sont effectuées selon un échéancier établi suivant le temps ou le nombre d'unités d'usage.

- **Remplacements systématiques**

Selon un échéancier défini, on remplace systématiquement un composant, un organe ou un sous ensemble complet (il s'agit un changement standard).

- **Rond ou visite en marche**

La visite systématique effectuée Pendant le fonctionnement permet d'optimiser l'arrêt machine.

1.4.4.2. Maintenance préventive conditionnelle [10] :

D'après la définition AFNOR, il s'agit d'une forme de maintenance préventive basée sur une surveillance de fonctionnement du bien et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement et intégrant les actions qui en découlent.

La maintenance conditionnelle permet d'assurer le suivi continu du matériel en service, et la décision d'intervention est prise lorsqu'il y a une évidence expérimentale de défaut imminent ou d'un seuil de dégradation prédéterminé.

Cela concerne certains types de défaut, de pannes arrivant progressivement ou par dérivé. L'étude des dérives dans le cadre des interventions de maintenance préventive permet de déceler les seuils d'alerte, tant dans les technologies relevant de la mécanique que celles de l'électronique.

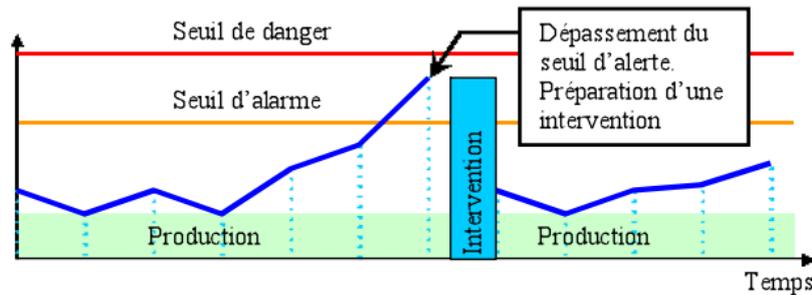


Figure 1.4 Mesure à intervalles

Le suivi de la révolution des paramètres permet de préciser la nature et la date des interventions. Le paramètre suivi peut être :

- Une mesure électrique (tension, intensité...).
- Une mesure de température.
- Un pourcentage de particules dans l'huile.
- Un niveau de vibration...

1.4.4.3. Maintenance prévisionnelle (télémaintenance) [9] :

La décision d'intervention et son degré d'urgence reposent sur l'identification préalable du ou des défauts et sur l'estimation de leur gravité.

1.4.5 Objectifs visés par la maintenance préventive :

- Améliorer la fiabilité du matériel.
- Garantir la qualité des produits.
- Améliorer L'ordonnancement des travaux.
- Assurer la sécurité humaine.
- Améliorer La gestion des stocks.
- Améliorer Le climat de relation humaine.

1.5 Déficients Techniques de surveillance

De manière générale, la surveillance s'assimile au suivi des conditions de fonctionnement d'un système, afin de détecter les éventuelles carences de ce dernier. Alors que le diagnostic est assimilé à l'identification du dysfonctionnement une fois le mode défaillant décelé.

Quelques concepts de base de la surveillance des systèmes sont donnés comme suit :

Mode de fonctionnement : Le mode normal de fonctionnement d'un système est observé lorsque la variance de ses variables caractéristiques n'excède pas un certain seuil autour de leurs valeurs nominales. Dans le cas contraire, le système est considéré en mode défaillant. Un défaut est défini comme une anomalie du comportement normal du système qui ne remet pas forcément en cause sa fonction.

Une panne : est considérée comme l'incapacité d'un dispositif à remplir une tâche requise. Un système peut toutefois être considéré en panne dès l'apparition d'une défaillance.

Un symptôme : est l'événement ou l'ensemble d'événements à travers lesquels est détecté le passage d'un mode de fonctionnement normal à un mode défaillant (et/ou) est identifié le mode de défaillance rencontré.

Dans le cas des systèmes complexes, l'apparition d'un seul symptôme ne signifie pas forcément le passage en mode de défaillance, la supervision basée sur une seule variable peut induire à des résultats incorrects à cause du manque d'information.

Pour le cas des machines tournantes les sources d'information représentatives de leurs modes de fonctionnement sont nombreuses, et leurs techniques d'exploitation encore plus. Le choix d'une bonne source d'information ainsi que d'une technique d'exploitation adéquate est un facteur de premier plan afin de construire un système de surveillance et de diagnostic efficace. Ce choix est fait en fonction de plusieurs paramètres tel que : les paramètres de cout d'installation ; les paramètres relatifs à la dynamique et la cinématique de la machine ; les paramètres environnementaux et d'encombrement ; et le niveau de criticité de l'application. Dans ce qui suit seront décrites les principales sources d'information pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes ainsi que leurs principales techniques d'exploitations.

Tableau 1.1 Défaut mécaniques et techniques de contrôles

	Température	Thermographie	Pression	Débit	Analyse d'huile	Vibrations	Bruit
Balourd						✓	
Défaut de lignage	✓	✓				✓	
Défauts de roulement	✓	✓			✓	✓	✓
Défauts de palier lisse	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Défaut d'engrènement					✓	✓	✓
Jeux mécaniques						✓	

1.5.1 L'analyse du lubrifiant

Le rôle principal du lubrifiant est d'assurer un contact fluide entre les différents composants d'une machine et ainsi diminuer le risque d'usure. Il peut aussi assurer d'autres tâches telles que le refroidissement, la protection contre la rouille et la corrosion, mais aussi le contrôle non destructif de l'état de fonctionnement de la machine.

Dans le cas d'apparition d'une défaillance dans un organe de la machine, le suivi des caractéristiques physico-chimiques du lubrifiant peut contenir des informations sur son type et son niveau de dégradation, notamment dans le cas de

dégradation, liée à l'oxydation du lubrifiant, ou de contamination, liée à la présence de débris d'usure. Ces informations peuvent provenir de vérifications et visites quotidiennes, avec des tests simples à base d'examen visuels, d'observations de l'odeur et de la couleur du lubrifiant, ou d'analyses plus poussées en laboratoire tels que la chromatographie, photométrie ou spectrométrie.

Les principaux inconvénients de l'utilisation de l'analyse des lubrifiants pour le diagnostic des défauts dans les machines tournantes sont, la difficulté de localisation et d'isolation de l'organe défaillant, ainsi que la lenteur des analyses réduisant les possibilités de suivi dans le cas d'avaries à progression rapide.

Principaux avantages :

- Détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement.
- Possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules.

Principal limitation :

- Ne permet pas de localiser précisément le défaut
- Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon.

1.5.2 La thermographie infrarouge

La thermographie infrarouge part du principe que tout corps dont la température est supérieure à 0°C émet une énergie sous forme de rayonnement électro-mécanique.

Cette énergie est fortement corrélée avec sa température de surface. La thermographie infrarouge consiste à relever ce rayonnement, le quantifier et, s'il est bien calibré, le reconstituer avec une cartographie des températures à la surface de l'objet observé (Héng 2002) (Randall 2011).

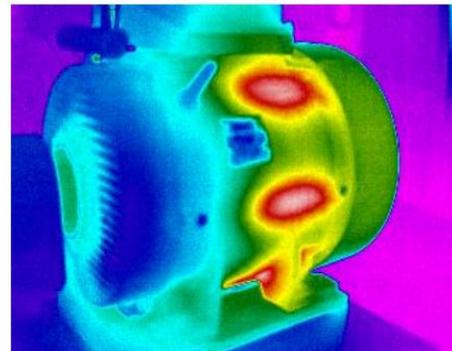


Figure 1.5 Technique infrarouge appliquée au moteur électrique.

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. Une des principales raisons est l'obligation de ne rencontrer aucun obstacle entre la caméra et la surface de l'organe à surveiller.

Principaux avantages :

- Permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation.
- Interprétation souvent immédiate des résultats.

Principales limitation :

- Détection de défauts a un stade moins précoce que l'analyse vibratoire
- Contrôle limité a ce que " voit" la caméra (échauffements de surface).
- Ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi.

1.5.3 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 débruitage des signaux.

Bien qu'elle se 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.

Principaux avantages :

- Permet de détecter l'apparition de défauts audibles
- Autorise une surveillance continue

Principales limitation :

- Sensibilité au bruit ambiant.
- Diagnostic souvent difficile a réalisé.
- Problèmes de répétabilité des mesures.

1.5.4 L'analyse vibratoire [11]

Une machine tournante en fonctionnement engendre forcément l'apparition d'efforts plus ou moins variables. Ces efforts peuvent être cause de défaillances ultérieures comme ils peuvent être conséquence de défaillances antérieures.

Les vibrations des machines sont considérées comme la réponse de la fonction de transfert de leurs structures aux différents efforts auxquels elles sont sollicitées. La surveillance des vibrations de ces structures peut permettre donc de déceler l'apparition d'efforts perturbateurs à un stade précoce, permettant par la même occasion, de détecter ou d'avorter l'apparition de défaillances. En plus de son efficacité, la facilité relative de son installation rend l'analyse des signaux vibratoires une des techniques les plus utilisées pour la surveillance et le diagnostic des défauts des machines tournantes.

Lors de l'acquisition de l'information vibratoire, le choix des éléments

constitutifs de la chaîne de mesure ne doit pas être négligé, et ce afin de pouvoir enregistrer des signaux englobant l'information vibratoire la plus complète. Les techniques d'exploitation et de traitement des signaux vibratoires diffèrent d'un cas à l'autre en fonction de la dynamique et de la cinématique de la machine surveillée ainsi que de la nature des défauts soupçonnés. Dans les sections suivantes, seront décrites dans cet ordre la chaîne de mesure des signaux vibratoires ainsi que les principales techniques de leurs exploitations.

Les vibrations ressenties ou mesurée sur une machine ne sont en fait que la réponse de la structure à la somme des excitations internes ou externes.

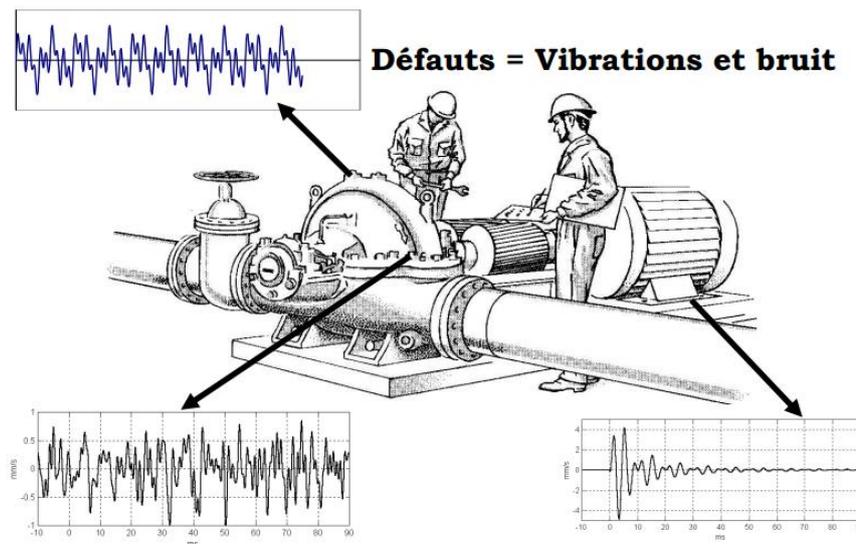


Figure 1.6 Exemple de diagnostic

1.5.4.1 Capteurs de vibration usuels :

Chaque grandeur physique de vibration, déplacement, vitesse, accélération, est mesurable par le capteur adéquat, choisi selon l'application et la machine :

- ◆ **Sonde de déplacement** : modulation par la distance sonde – rotor, des courants de Foucault induits par la sonde. La carter est percé ; la vibration en μm est relative. La gamme est limitée aux bases fréquences. utilisée pour la sécurité et la surveillance des paliers lisses.
- ◆ **Vélocimétrie** : oscillation d'un aimant et f.e.m induit dans la bobine ; la vibration en mm/s est absolue. La gamme de fréquence est limitée aux moyennes fréquences. Robuste il est utilisé pour la sécurité d'arbre.
- ◆ **Accéléromètre** : compression/cisaillement piézoélectrique d'une céramique, la vibration en m/s^2 est absolue. La gamme s'étend jusqu'aux hautes fréquences. Universel, il permet aussi de couvrir les défauts de roulements.

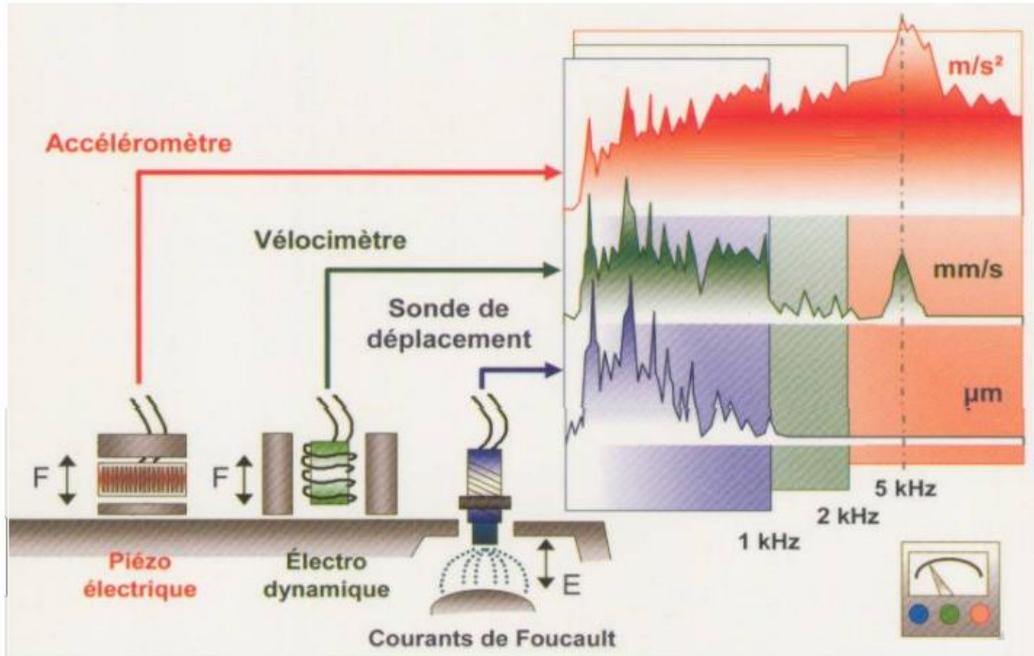


Figure 1.7 Instrumentations pour l'analyse vibratoire.

1.5.4.2 Points de mesure :

La plupart des vibrations de machines sont issues des parties tournantes ou oscillantes. Elles peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique, etc. Elles sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des fixations. On conçoit aisément que les meilleurs points de mesurage dans le cadre de la maintenance des machines sont les paliers et qu'il serait déraisonnable de prendre des mesures sur le cadre.

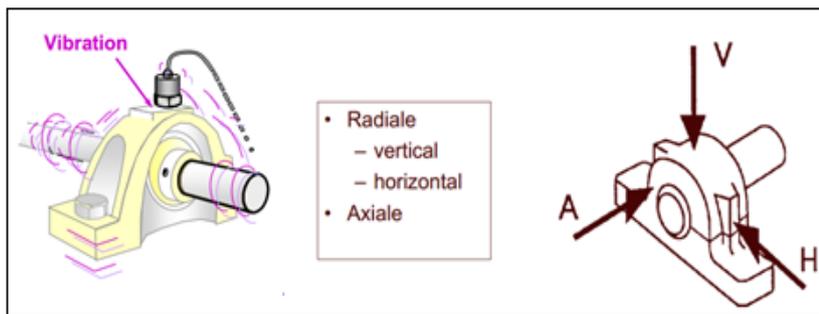


Figure 1.8 Points de mesure.

1.5.4.3 Stratégie de mesurage :

Les signaux sortant des capteurs doivent être enregistrés et traité par un collecteur et analyseur des vibrations.

On distingue alors deux types de surveillances :

- **Surveillance Permanente < ON-LINE >** : par acquisition automatique, son rôle est d'assurer la sécurité de machine dangereuse, mais aussi de prévenir les avaries vitales pour la production.
- **Surveillance périodique < OFF-LINE >** : par collecte de données, le but est de prévoir les pannes et d'éviter les opérations de maintenance inutile. un seule appareil permet de surveiller de nombreuses machines, on utilise alors un collecteur de données.

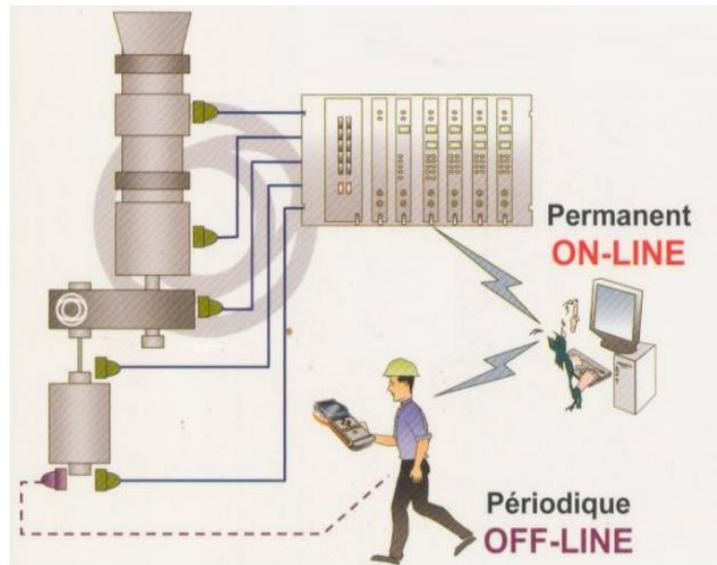


Figure 1.9 Surveillance On line et Off line.

1.5.4.4 Norme de vibration mécanique [11] :

De nombreuses normes couvrent les paramètres vibratoire des machines tournantes (ISO, NF, VDI, API...), selon l'application et le type de machine. Certains paramètres de mesurage sont définis et des limites fixées, par exemple de 10 Hz (soit $\geq 600 \text{tr/min}$) à 1000Hz pour l'évaluation des vibrations. Suivre ses directives doit, dans la plupart de cas, assure un fonctionnement satisfaisant.

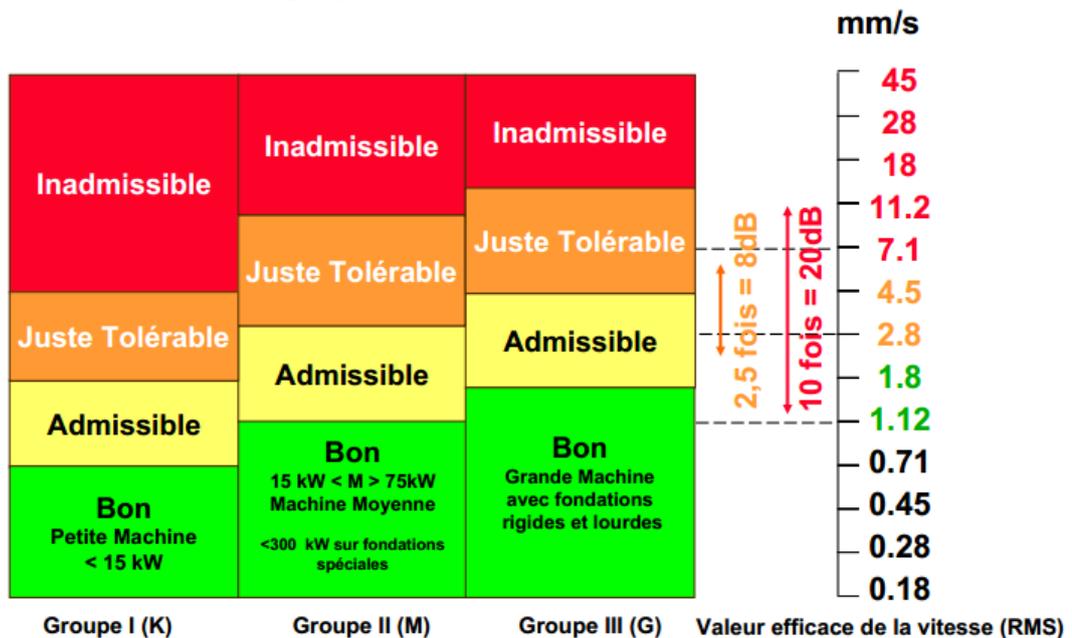


Figure 1.10 Etats de la machine en fonction de la vitesse de vibration.

1.5.4.5 Les spectres des défauts mécaniques [11]:

Balourd :

Vibrations = radiales

(Fréquence RPM = tr/min : 60)

Le balourd est le défaut le plus commun d'un arbre tournant, on dit que un rotor a du balourd lorsque le centre des masse est diffère du centre de rotation, la variation de balourd est principalement radiale à la fréquence de rotation (1xRPM).

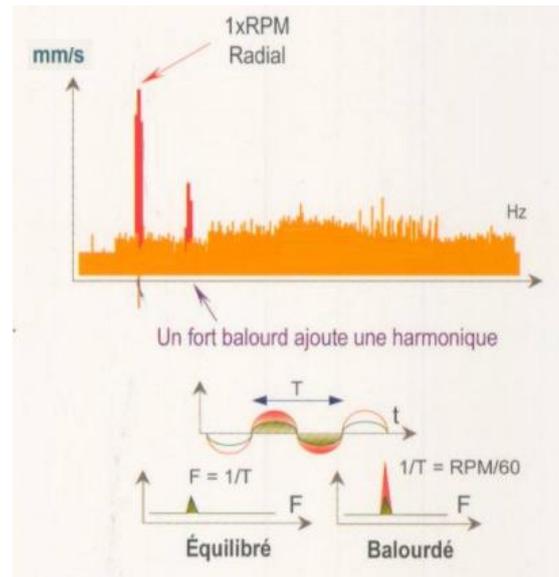


Figure 1.11 Spectre de défaut du balourd.

Désalignement :

Le désalignement survient lorsque des axes d'arbres couplés présentent un décalage angulaire ou parallèle. Ces efforts au niveau des accouplements et des paliers entraînent une augmentation des vibrations radiale et généralement aussi axiale.

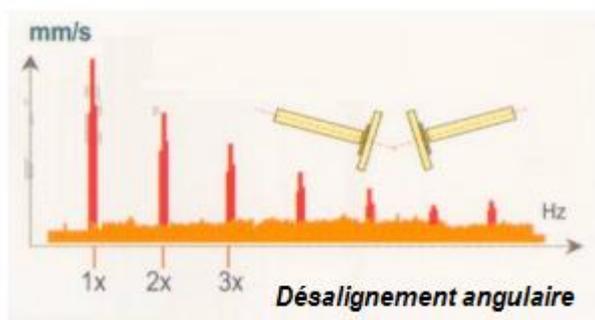


Figure 1.12 Spectre de défaut de désalignement.

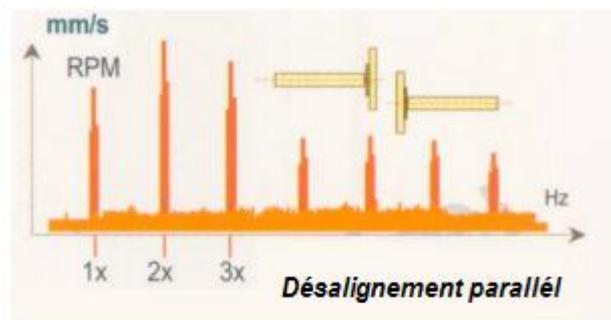


Figure 1.13 Spectre de défaut de

Courbure d'arbre :

La courbure d'arbre est comparable à un balourd avec désalignement. Une mesure de phase en axiale permettra de distinguer désalignement et courbure d'arbre; la courbure d'arbre produit un déphasage de 180° , la fréquence de rotation (1xRPM) est amplifiée.

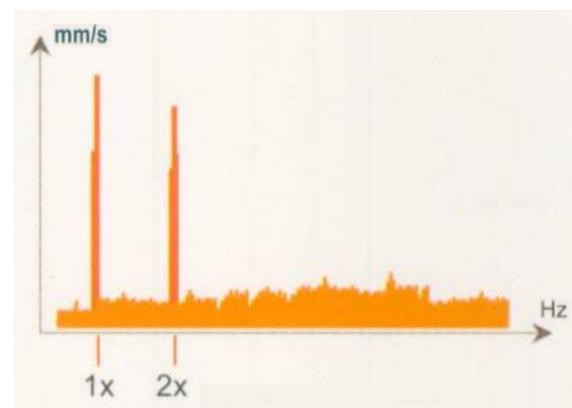


Figure 1.14 Spectre de défaut de courbure

Piste externe du roulement :

La BPFO est excitée lorsqu'un élément roulant passe sur un défaut de la piste externe (crique, fêlure, amorce, piqure...).

Une usure débute souvent par la surface de la cage externe dans la zone où la charge est maximale.

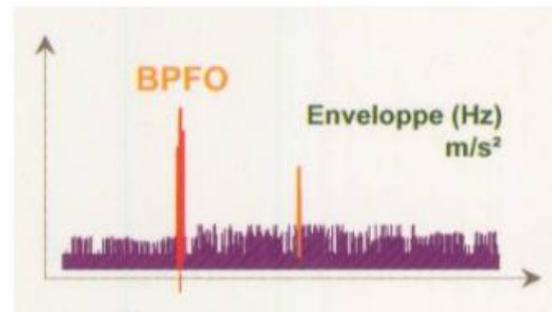


Figure 1.15 spectre de défaut de la bague extérieure.

Piste interne du roulement :

La BPFI apparaît lorsqu'un élément roulant passe sur un défaut de la piste intérieure. Les défauts de piste intérieure sont soumis à des modulations dues à la vitesse de l'arbre : d'où un grand nombre de bandes latérales.

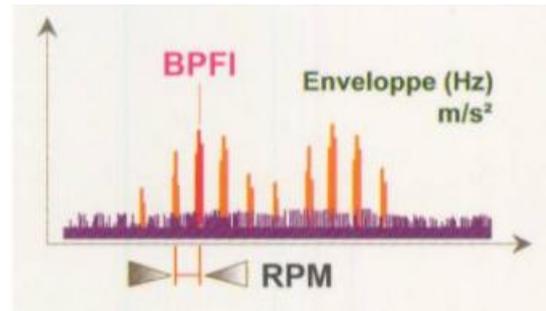


Figure 1.16 spectre de défaut de la bague intérieure.

Éléments roulant :

La BSF apparaît lorsque le défaut affecte la surface de l'élément(s) roulant. Les fréquences de défaut des billes ou de rouleaux peuvent intervenir à la BSF (généralement la BSF est considérée par rapport aux deux piste), avec les harmoniques associées dont l'amplitude est liée au nombre d'élément touchés.

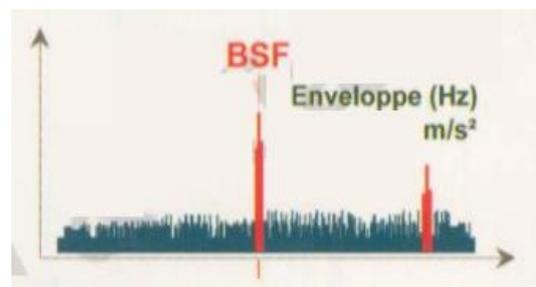


Figure 1.17 spectre de défaut d'éléments roulant

1.6 Défaillances des machines tournantes

Une machine tournante n'est en fait qu'un jeu de mécanismes mobiles 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 d'une suite d'avarie sur l'un ou plusieurs de ses organes.

1.6.1 Défaits d'engrenage ^[1]

L'engrenage est un des mécanismes élémentaires les plus utilisés pour transmettre du mouvement, et adapter les vitesses de rotation entre organes moteurs et récepteurs. Il est constitué de deux roues dentées mobiles autour d'axes de rotation, et

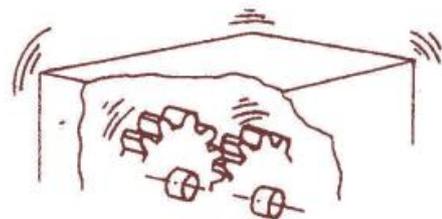


Figure 1.18

Les vibrations générées par le balourd

dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact.

Les engrenages sont parmi les organes les plus sensibles de la chaîne cinématique et peuvent être soumis à un grand nombre d'avaries apparaissant lors du fonctionnement, et dont les causes sont multiples.

mis-a-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

Défauts généralisés

Usure abrasive : Phénomène présent sur une grande partie de la denture se caractérisant par un enlèvement de matière dû au glissement des deux surfaces en contact. Le développement de cette usure est lié à la charge mécanique à transmettre et à la vitesse de glissement, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. Elle peut être normale, inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture et progressant lentement, ou anormale lorsque le lubrifiant est pollué de particules abrasives ou corrosives. Elle conduit à un mauvais fonctionnement voir à une mise hors service.

Pitting ou piqûres : Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents. Se produisant surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur. Cette avarie peut apparaître à la suite de légers désalignements d'axes par exemple, à cause de surpressions locales.

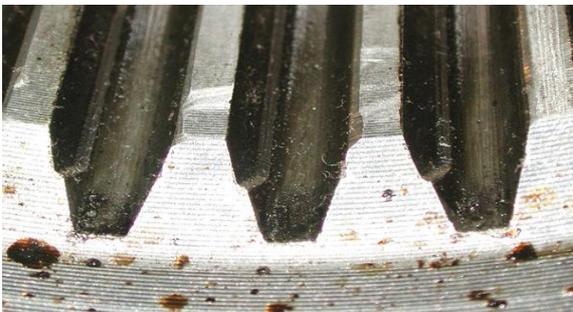


Figure 1.19 Usure abrasive.



Figure 1.20 Pitting ou piqûres

Défauts localisés

Grippage : Conséquence directe d'une destruction brutale du film d'huile, ou d'un frottement sous charge provoquant des hausses de températures. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un

Écaillage : Se manifestant par des trous moins nombreux que ceux du pitting, mais plus profonds et plus étendus. Les dégradations sont produites par fatigue en sous-couche, au point de cisaillement maximal. Ce phénomène rencontré le plus

souvent dans les engrenages cémentés, évolue très rapidement vers la rupture, sans passer par une phase d'usure.

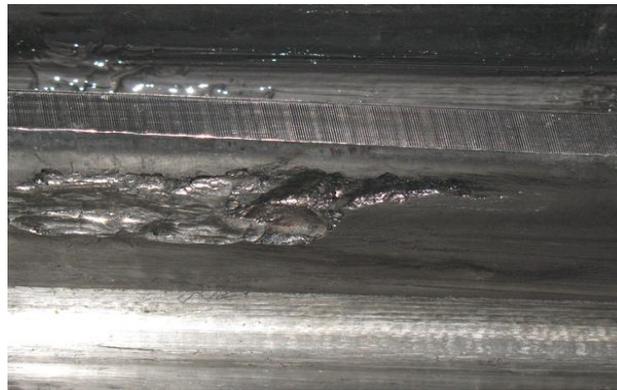


Figure 1.21 Ecaillage ou spalling.

Fissuration : Généralement au pied de la dent, elle progresse à chaque mise en charge. Son apparition est due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent, du côté de la dent en traction.



Figure 1.22 Fissuration ou crack d'un engrenage.

1.6.2 Défaut de Roulement ^[12]

Le roulement, organe de base pouvant assurer à lui seul plusieurs fonctions parmi lesquelles la liaison mobile en rotation avec un minimum de frottement entre deux éléments, tout en supportant des charges radiales ou axiales plus ou moins importantes, il peut être aussi utilisé pour assurer un positionnement précis de l'arbre, et corriger des défauts d'alignement. Selon le type de roulement utilisé.

Le roulement est composé des éléments suivants :

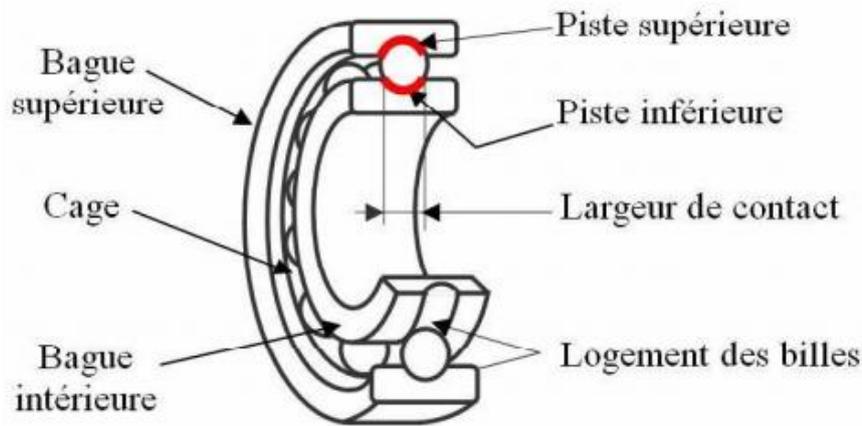


Figure 1.23 Section d'un roulement à billes avec (n) billes

- Deux bagues concentriques, une bague intérieure et une bague extérieure, comportant des chemins de roulement.
- Des corps roulants, billes, rouleaux ou aiguilles, permettant la rotation des deux bagues avec un frottement minimal.
- Une cage séparant et guidant les éléments roulants.

En pratique pour chaque application existe un roulement approprié. Le roulement à billes offre un faible frottement grâce au contact ponctuel mais n'est utilisé que pour des charges limitées. Le roulement à rouleaux offre une plus grande capacité de chargement grâce au contact linéaire provoquant aussi un frottement plus important. Les rouleaux peuvent prendre différentes formes cylindriques, coniques ou sphériques. Les roulements à aiguilles sont quant à eux utilisés lorsqu'un rapport charge/encombrement important est requis.

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, sont les sources d'information les plus utilisées. 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, sont décrits comme suit [1]:

Écaillage : Se caractérise par des traces de fissuration et d'arrachement de fragments de matière.

Grippage : En plus de l'arrachement de matière, des traces brunes dues à l'échauffement, des déformations de corps roulants, et des micros fusions peuvent apparaître.

Empreintes de corps roulants :

- Par déformation : Des empreintes des corps roulants apparaissent avec un fond brillant, on y retrouve les traces de la rectification mais sans traces d'usure.
- Par abrasion : Dans ce cas les empreintes peuvent ne pas correspondre à l'écartement des corps roulants. L'enlèvement de matière cette fois par usure due à la vibration sans rotation du roulement (faux effet Brinell), ce défaut peut apparaître sur des machines jamais mises en marche.

Usure généralisée : apparaissant sur des corps roulants, des pistes et des cages (teinte grise), due à l'intrusion d'une particule abrasive.

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, sont caractérisées par une succession de plages étroites parallèles.

Coups, fissures, cassures : Se manifestant avec des traces visibles d'outils, et des ruptures des bagues.

Corrosion de contact : Se manifestant avec des taches d'oxydation sur l'alésage, le diamètre extérieur et les faces d'appui du roulement.

Détérioration des cages : se manifestant sous plusieurs formes : déformation ; usure ou rupture des cages.

1.6.3 Arbres [1] :

L'arbre dans une machine tournante est un organe de transmission assurant le mouvement de rotation, supporté par un ou plusieurs paliers selon la configuration de la ligne d'arbre.

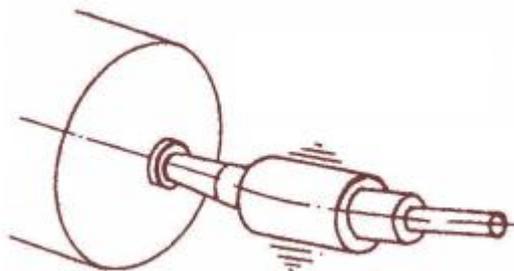


Figure 1.24 Vibrations générées par le balourd.

L'arbre sert de soutien et d'élément de liaison pour les autres organes de la machine. L'ensemble des éléments tournants, assemblés sur l'arbre est appelé rotor. Les défauts d'arbres tournants, et plus globalement de rotors sont assez courants dans les machines tournantes. En réalité, il est pratiquement impossible de réaliser un centrage parfait de tous les éléments d'un rotor, ce qui est en cause d'une des plus récurrentes défaillances sur une machine tournantes, le balourd.

Un balourd peut avoir comme initiateur plusieurs origines ; défauts d'usinage, d'assemblage des rotors ou de montage. Les rotors peuvent aussi se déformer sous l'influence d'un échauffement dissymétrique. Quelques phénomènes pouvant causer l'apparition de balourd, sont décrits comme suit :

Balourd d'origine mécanique :

Perte de matière « ailette, rupture d'une aube, etc » : Un balourd peut être provoqué par une perte de matière, par exemple par la perte d'une ailette ou la rupture d'une aube. On observe alors une élévation instantanée des niveaux de vibrations.

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 une période d'arrêt prolongée de la machine.

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.

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.

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.

Dissymétrie d'arbres : La présence d'encoches ou de bobinage crée une dissymétrie de raideur et altère le comportement d'un arbre. La position du centre de gravité dépend de la raideur de l'arbre, or dans le cas d'une dissymétrie, la raideur varie en fonction de la rotation de l'arbre.

Fissuration transverse d'arbre : Les fissures dans les matériaux sont très dangereuses pour les machines tournantes. Une détection précoce de ces fissures est primordiale avant une rupture totale aux conséquences souvent fatales. De même que pour la dissymétrie d'arbre la présence de fissuration provoque une variation de raideur lors de la rotation. Pour différencier les deux cas, il est recommandé de surveiller l'évolution des amplitudes de vibration dans le temps, mais aussi l'apparition de pics à la moitié ou au tiers des vitesses critiques.

1.6.4 Accouplement :

Les accouplements sont des dispositifs de liaisons utilisés pour raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors tout en transmettant le couple. Les accouplements permettent selon leurs types, des dilatations axiales de la machine, ou des déplacements radiaux. Chaque type possède une gamme de puissances, de températures, et de jeux fonctionnels.

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

- Un mauvais centrage des plateaux ou un défaut de parallélisme (Accouplement à plateaux)
- Instabilités des lames de lubrifiant centrifugées et défauts de dentures (Accouplement à denture)
- Fléchissement des arbres dû à un mauvais glissement des dentures (Accouplement à denture)

1.6.5 Autres défaillances :

Défaillances des courroies

La courroie est un organe de transmission d'un arbre moteur à un arbre récepteur Boulenger et Pachaud (2009). Bien que leur utilisation présente certains avantages par rapport à une transmission à engrenages « moins de bruits et une usure moins importante », la transmission par courroies peut être cible d'une multitude de défaillances tels que ; une détérioration localisée (partie arrachée, défaut de jointure), des courroies trop détendues, un mauvais alignement des poulies ou bien une poulie excentrée.

Jeu, desserrage et mauvaise fixation ^[13]

Cette classe de défauts concerne les fixations des machines sur leurs supports ou massifs. Si le montage est défectueux, on pourra observer différents phénomènes.

S'il y a du jeu, le fonctionnement ne sera pas linéaire, et le mouvement vibratoire sinusoïdal se transformera en un mouvement périodique d'autant plus riche en harmoniques que le signal sera déformé.

Si la fixation a une raideur insuffisante c'est par des mesures de déformées qu'on pourra la mettre en évidence. Les points faibles d'une structure y apparaissent comme des singularités de forme (déformation locale excessive, dissymétries de comportement vibratoire). De la même façon on pourra mettre en évidence des résonances de structures, ou des modifications dans le temps des ancrages par une évolution des déformées.

Résonances

Les vibrations des machines sont conséquence de la réponse de la fonction de transfert d'une structure à une force d'excitation. Cette réponse peut être amplifiée si la fréquence d'une force d'excitation (fréquence de rotation, fréquence de choc) coïncide avec une des fréquences propres de la structure.

1.7. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons commencé par présenter de manière générique le domaine des machines tournantes, et apprécier leur importance et la criticité de leurs applications. Nous avons aussi vu de près un nombre important et non exhaustif de défaillances pouvant altérer leurs fonctionnements. Pour l'exploitation optimale de ces machines, une surveillance accrue de leurs conditions de fonctionnement est souvent nécessaire, pour cela, plusieurs techniques existent, dont un bon nombre a été décrit, avec une attention particulière donnée aux techniques à base d'analyse vibratoire et de positions angulaires.

Chapitre 2 :

Etude théorique &
modélisation de la machine

2.1. Introduction

La modélisation est un outil mathématique et analytique utilisé dans divers domaines de recherche, son apport est très important en matière de gain de temps et d'argent puisqu'elle permet de faciliter la compréhension du comportement des structures étudiées en simplifiant le modèle physique, elle permet de réduire le recours systématique à l'expérience. Dans notre cas, On se propose d'étudier analytiquement et numériquement les principaux organes (éléments) de notre machine. On cite :

2.2. Monoculture de la machine :

La composition en détail de la machine a été établie dans le chapitre 3 paragraphe 3.2 néanmoins nous allons donner monoculture de cette installation,

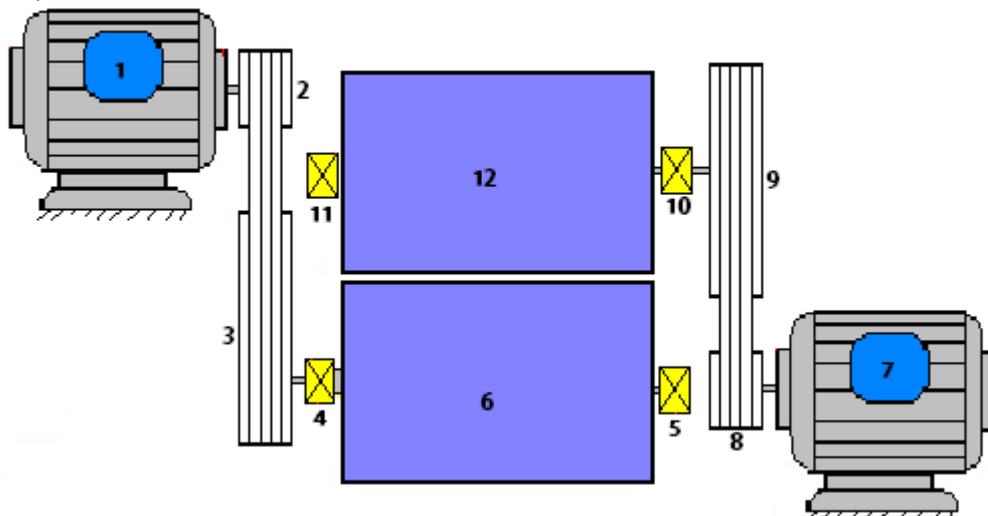


Figure 2.1 Monoculture de la machine.

1 -7 Moteur: $P = 55 \text{ kw}$
 $V = 985 \text{ tr/min}$

3 – 9 Poulie réceptrice: $\varnothing : 1112.50 \text{ mm}$
 nbr de gorges : 6

2 Poulie motrice : $\varnothing : 285 \text{ mm}$
 nbr de gorges : 6

8 Poulie motrice : $\varnothing : 250.5\text{mm}$
 nbr de gorges : 6

6 – 12 Cylindre laminoir : $\varnothing : 1200\text{ mm}$
 largeur = 1000 mm

4 – 5 – 10 - 11 Roulements: Roulements à rotule sur deux rangées de
 rouleaux Désignation : 22232 – E1 – K (FAG)
 $d = 160\text{ mm}$
 $D = 290\text{ mm}$
 $B = 80\text{ mm}$

2.3. Etude statique du système

2.3.1. Analyse Analytique

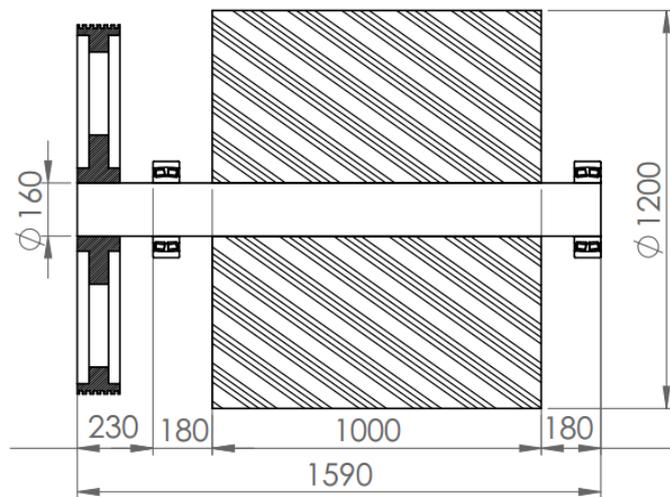


Figure 2.2 Dessin de coupe du système.

2.3.1.1 Flexion de l'arbre

$b = 230$
 $e = 180$
 $l = 1000$
 $L = 1590$
 $D = 1200$
 $d = 160$

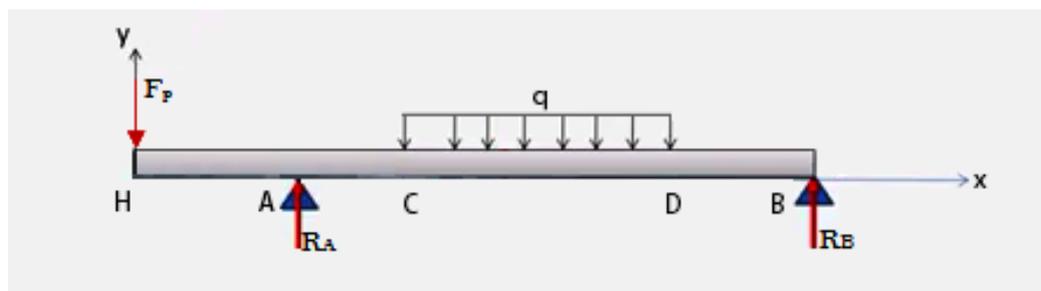


Figure 2.3 Charges appliquées sur la poutre.

Détermination des efforts aux appuis :

$$F_p = m_p \times g \tag{III.1}$$

$$q = \frac{p}{l} \tag{III.2}$$

p : poids du cylindre.

F_p : la force appliquée par le poids de la poulie sur la poutre.

$$p = m \times g = \rho \times V \times g = \rho \left(\pi \cdot l \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right) \right) \cdot g \tag{III.3}$$

ρ : masse volumique de l'acier (7.85 kg/dm³).

g : accélération de la pesanteur (9.81 m/s²).

A.N :

D'après (III.1) $F_p = 3.7395 \cdot 10^3 \text{ (N)}$

D'après (III.3) $p = 8.5001 \cdot 10^4 \text{ (N)}$

D'après (III.2) $q = 8.5001 \cdot 10^4 \text{ (N/m)}$

$$\begin{aligned} \sum F_{ext} = 0 & \rightarrow -F_p + R_A - q \cdot l + R_B = 0 \\ & \rightarrow R_A + R_B = F_p + q \cdot l \end{aligned} \tag{III.4}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{/B-z} = 0 & \rightarrow F_p \cdot L - R_A(l + 2e) + q \cdot l \left(\frac{l}{2} + e \right) = 0 \\ & \rightarrow R_A = \frac{F_p \cdot L + q \cdot l \left(\frac{l}{2} + e \right)}{l + 2e} \end{aligned}$$

D'après (III.4) $\rightarrow R_B = F_p + q \cdot l - \frac{F_p \cdot L + q \cdot l \left(\frac{l}{2} + e \right)}{l + 2e}$

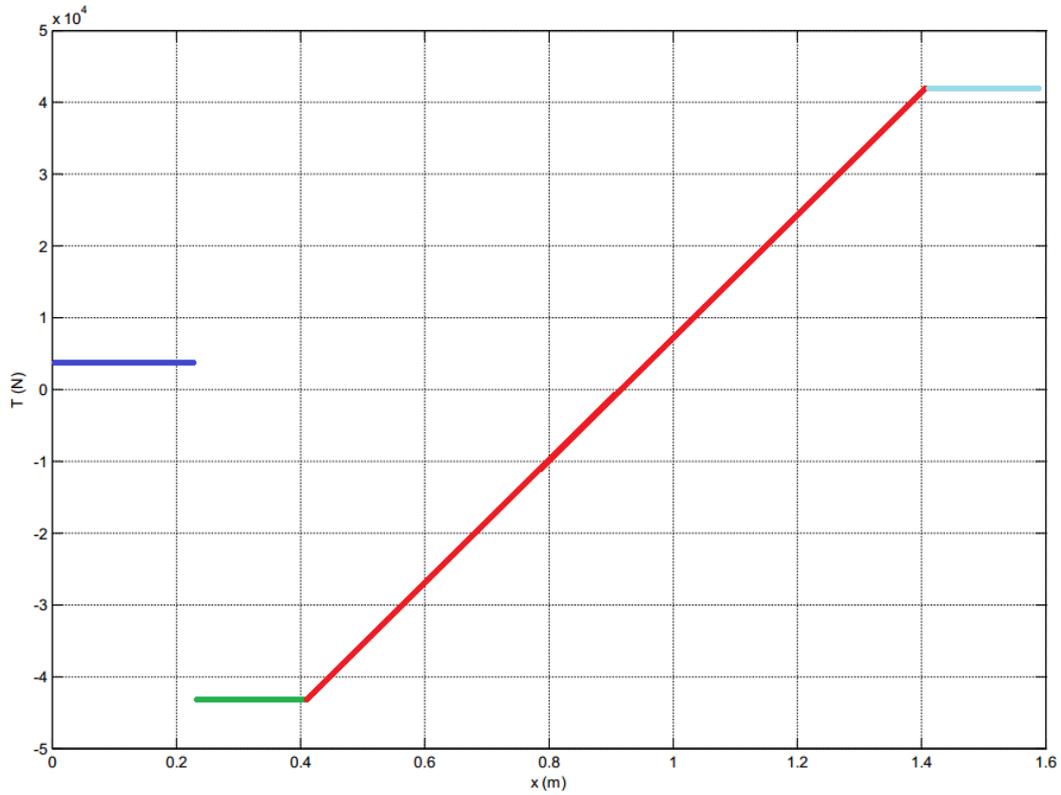
A.N : $R_A = 4.6873 \cdot 10^4 \text{ (N)}$ $R_B = 4.1868 \cdot 10^4 \text{ (N)}$

On déterminera les moments fléchissant et les efforts tranchants Tab 2.1

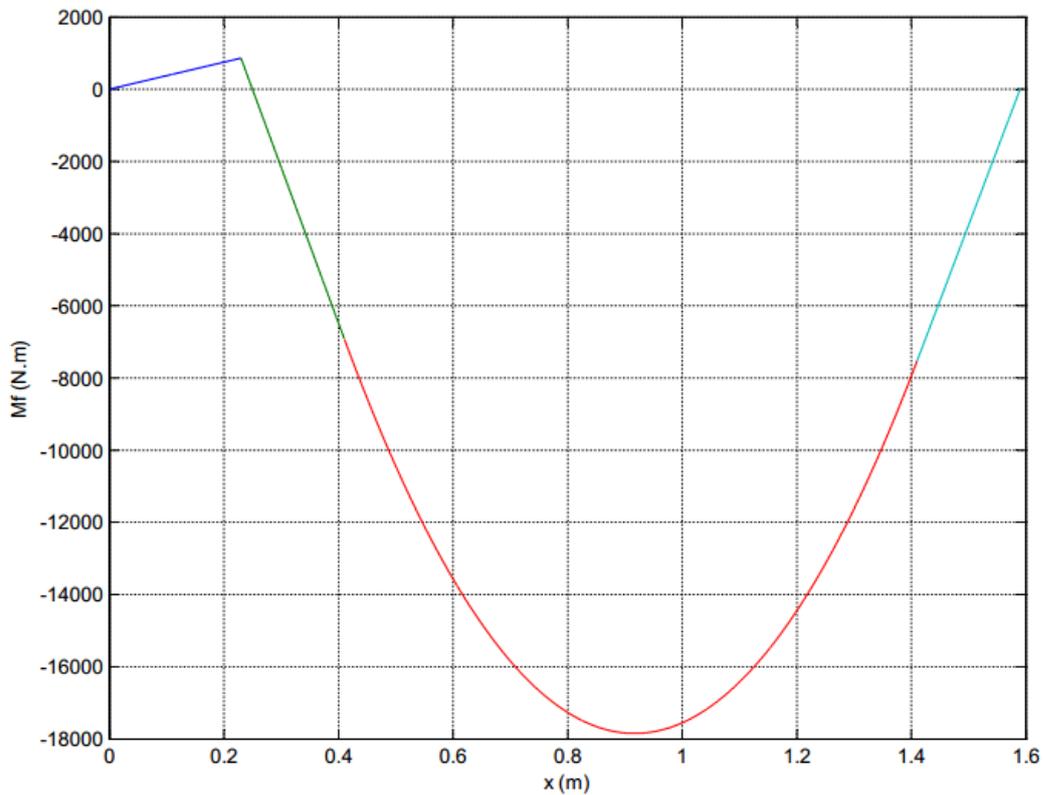
tableau 2.1 tableau des efforts interne.

Tronçons	L'effort tranchant (N)	Moment fléchissant (N.m)
HA	$3.7395 \cdot 10^3$	0
		$8.6007 \cdot 10^2$
AC	$-4.3133 \cdot 10^4$	$8.6007 \cdot 10^2$
		$-6.9039 \cdot 10^3$
CD	$-4.3133 \cdot 10^4$	$-6.9039 \cdot 10^3$
	$+4.1868 \cdot 10^4$	$-7.5702 \cdot 10^3$
DB	$4.1868 \cdot 10^4$	$-7.5702 \cdot 10^3$
		0

Pour déterminer les diagrammes des efforts tranchants et les moments fléchissent on a établi un programme sous Matlab [Annex A].



Graphe 2.1 Diagramme des efforts tranchants.



Graphe 2.2 Diagramme des moments fléchissants.

Vérification de la condition de résistance à la flexion :

$$\sigma_{max} \leq R_p \quad (III.5)$$

$$R_p = R_e / S \quad (III.6)$$

R_p : résistance pratique est la contrainte tolérée.

R_e : limite élastique de l'acier (670 N/mm²).

s : coefficient de sécurité (S=2).

D'après (guide de mécanique p.274 [14]) le coefficient de sécurité de notre cas est : $1 < S \leq 2$

A.N:
$$R_p = 6.7 \cdot 10^8 / 2 = 3.35 \cdot 10^8 \text{ (N} \cdot \text{m}^{-2}\text{)}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fmax}}{I_z} \vartheta \quad (III.7)$$

σ_{max} : la contrainte maximale.

I_z : moment quadratique de la section par rapport à l'axe (o, z). $I_z = \frac{\pi d^4}{64}$

M_{fmax} : le moment flichissant maximale.

C'est le moment qui situé dans la section dangereuse $x = 0.9174$ d'après le diagramme des efforts interne : $M_{fmax} = -1.7848 \cdot 10^4 \text{ (N} \cdot \text{m)}$

ϑ : la fibre le plus éloigné. $\vartheta = d/2$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fmax}}{\frac{\pi d^4}{64}} d/2 = \frac{32 M_{fmax}}{\pi d^3}$$

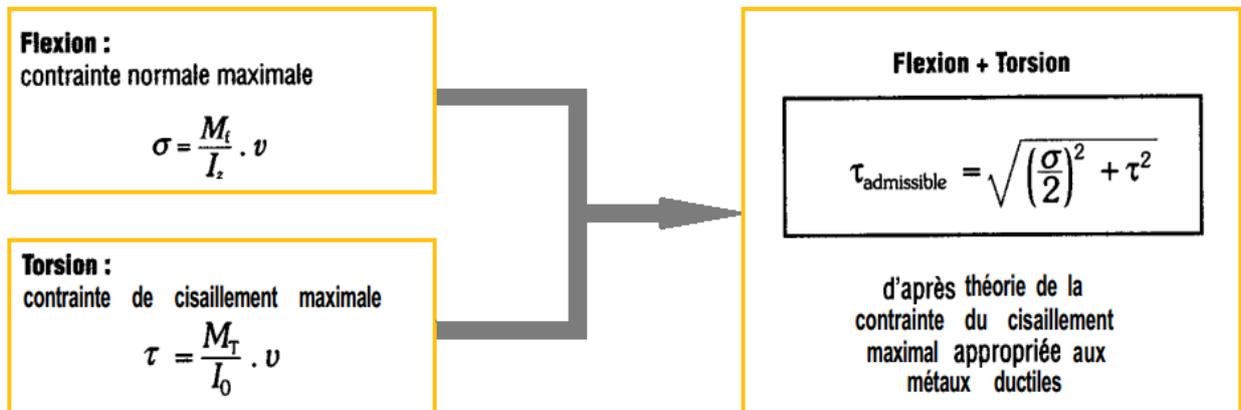
A.N :
$$\sigma_{max} = -4.4383 \cdot 10^7 \text{ (N} \cdot \text{m}^{-2}\text{)}$$

Donc
$$-0.4438 \cdot 10^8 \leq 3.35 \cdot 10^8$$

D'après la relation (III.5) la condition de résistance à la flexion est vérifiée.

2.3.1.2. Sollicitations composées flexion + torsion

condition de résistance : $\tau_{adm} \leq R_p$ (III.8)



Pour un arbre circulaire de diamètre d ($V = d/2$), la contrainte peut encore s'écrire ($I_0 = 2I_z = \pi d^4/32$) :

$$\tau_{adm} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{I_z} \vartheta\right)^2 + \left(\frac{M_T}{2I_z} \vartheta\right)^2} = \left(\frac{16}{\pi d^3}\right) \sqrt{M_T^2 + M_f^2} \quad (III.9)$$

- Moment fléchissant M_f :
Du diagramme des efforts interne le moment fléchissant maximal est :

$$M_{fmax} = -1.7910 \cdot 10^4$$

- Moment torsion M_T :

$$P = M_T \cdot \dot{\omega} = C \cdot \omega \quad (III.10)$$

$\dot{\omega}$: vitesse angulaire de l'arbre.
 ω : vitesse angulaire du moteur.
 C : couple moteur.

D'après (III.10) $\rightarrow M_T = \frac{P}{\dot{\omega}} = \frac{60P}{2\pi\dot{N}}$ (III.11)

\dot{N} : vitesse de rotation de l'arbre. (tr/min)

$$i = \frac{D_m}{D_r} = \frac{\dot{N}}{N} \rightarrow \dot{N} = \frac{D_m}{D_r} N \quad (III.12)$$

D_m : diamètre de la poulie motrice.
 D_r : diamètre de la poulie réceptrice.
 i : le rapport de transmission par courroie.

On remplace (III.11) dans (III.12) et on trouve :

$$M_T = \frac{60.P.D_r}{2\pi.N.D_m} \quad (\text{III.13})$$

A.N:

$$\begin{aligned} \text{Et d'après (III.9)} \quad & \rightarrow \quad M_T = 2.0814 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ & \tau_{adm} = 2.2343 \cdot 10^7 \text{ N.m}^2 \\ \text{Et on a :} \quad & R_p = 3.35 \cdot 10^8 \text{ N.m}^2 \end{aligned}$$

Donc la condition (III.8) de résistance est vérifiée.

2.3.1.3. Roulement [15]

L'AFBMA suggère que la charge radiale statique équivalente « C_r » soit la plus grande de la valeur donnée par l'équation suivante :

$$C_r = X V F_r + Y F_a \quad (\text{III.14})$$

Où F_r : charge radiale appliquée. ($F_r = R_A = 4.6873 \cdot 10^4$)

F_a : charge axiale appliquée. (on néglige les efforts axiaux)

X : facteur multipliant la charge radiale. (roulement à rouleaux $X = 1$)

Y : facteur multipliant la charge axiale .

V : facteur tenant compte de la bague qui tourne .

$V = 1.0$ si la bague intérieure tourne.

$V = 1.2$ si la bague extérieure tourne.

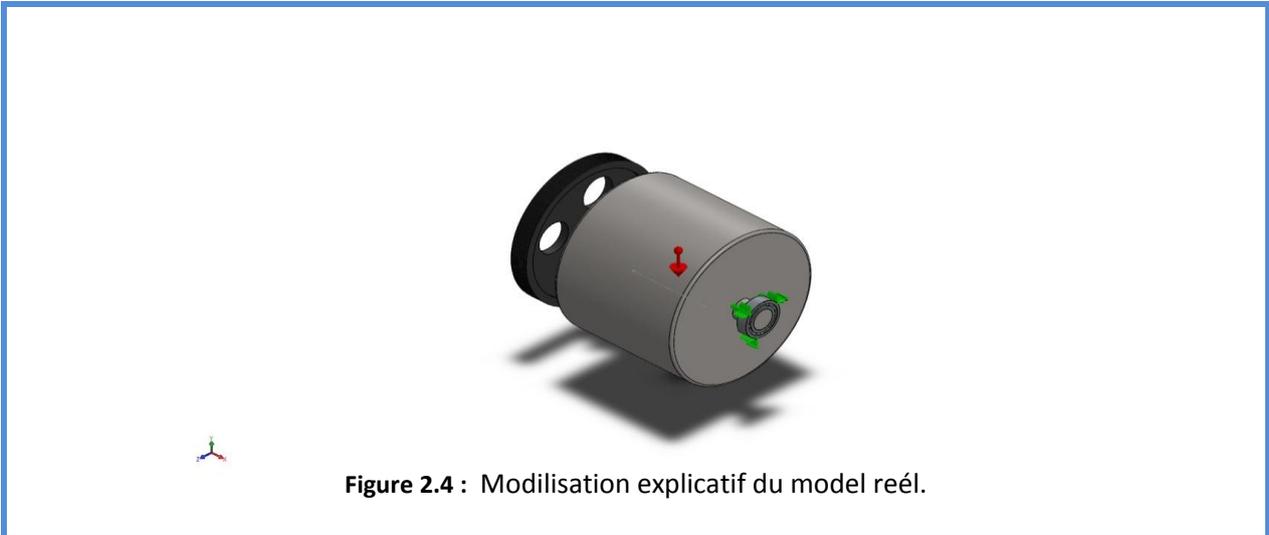
Donc dans notre cas (III.39) devienne :

$$C_r = F_r \quad (\text{III.15})$$

A.N: $C_r = 4.6873 \cdot 10^4$

2.3.2. Analyse numérique

Informations sur le modèle



	Traité comme	Propriétés volumétriques
	Corps volumique	Masse:431.829 kg Volume:0.0595626 m ³ Masse volumique:7250 kg/m ³ Poids:4231.92 N
	Corps volumique	Masse:8659.75 kg Volume:1.11022 m ³ Masse volumique:7800 kg/m ³ Poids:84865.6 N
	Corps volumique	Masse:249.357 kg Volume:0.0319688 m ³ Masse volumique:7800 kg/m ³ Poids:2443.7 N
	Corps volumique	Masse:20.7161 kg Volume:0.00265591 m ³ Masse volumique:7800 kg/m ³ Poids:203.018 N
	Corps volumique	Masse:20.7161 kg Volume:0.00265591 m ³ Masse volumique:7800 kg/m ³ Poids:203.018 N

Pour l'étude statique de notre système numériquement on a utilisé la simulation par solidworks.

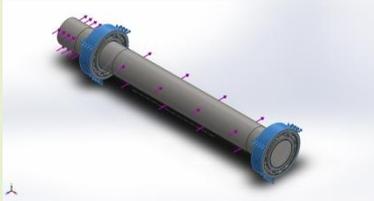
Propriétés de l'étude

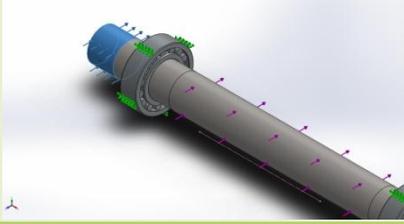
Nom d'étude	Etude numérique statique
Type d'analyse	Analyse statique
Type de maillage	Maillage volumique
Effets thermiques:	Activé(e)
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin
Inclure la pression du fluide calculée par SOLIDWORKS Flow Simulation	Désactivé(e)
Type de solveur	FFEPlus
Stress Stiffening:	Désactivé(e)
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Vérifier les forces externes	Activé(e)

Unité

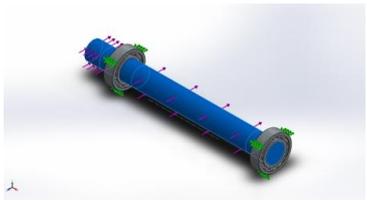
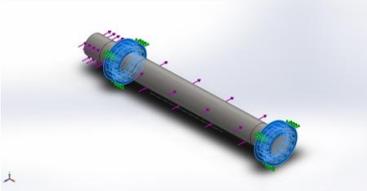
Système d'unités:	SI (MKS)
Longueur/Déplacement	mm
Température	Kelvin
Vitesse angulaire	Rad/sec
Pression/Contrainte	N/m ²

Action extérieur

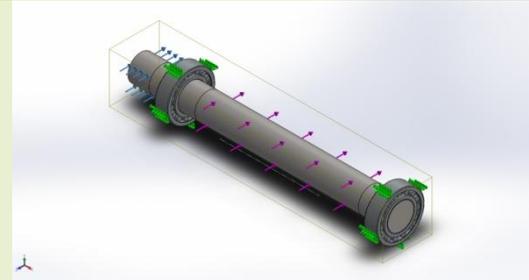
Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé
Fixe-1		Entités: 2 roulements Type: Géométrie fixe

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Charge-1		Entités: cylindre Type: charge Valeurs: 85001 N
Charge-2		Entités: Polie Type: charge Valeurs: 3739.5 N

Propriétés du matériau

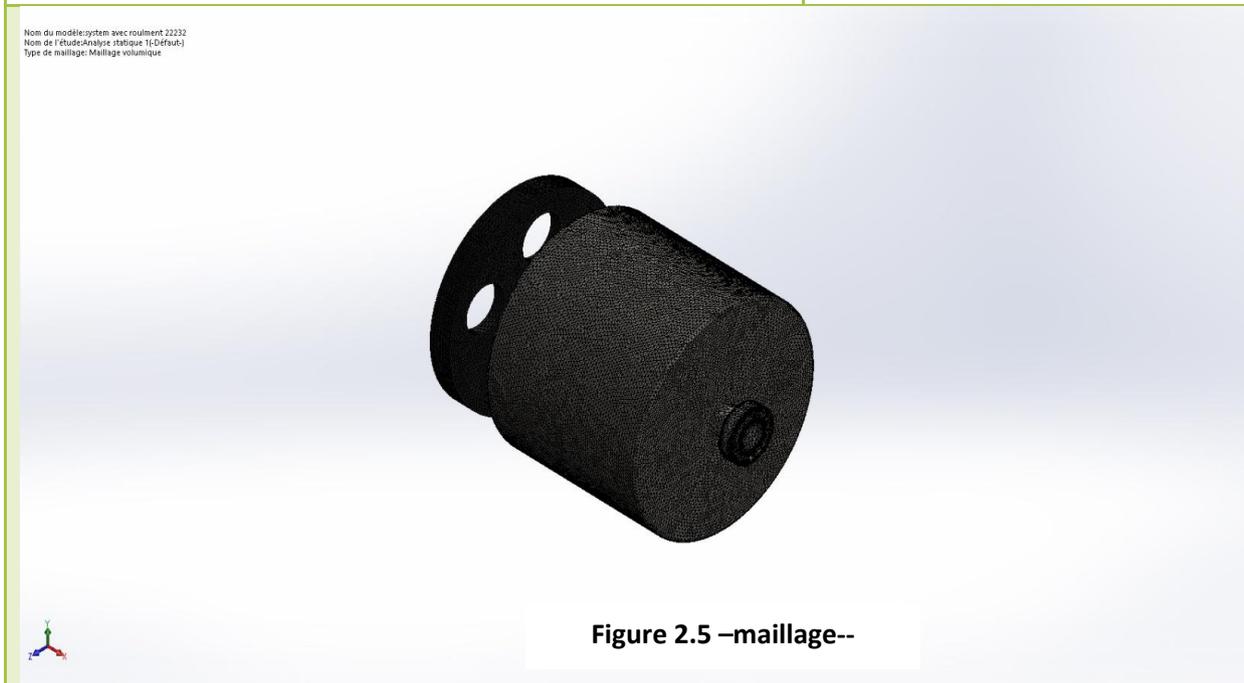
Référence du modèle	Propriétés	Composants
	Nom: 1.7045 (42Cr4) Type de modèle: Linéaire élastique isotropique Critère de ruine par défaut: Contrainte de vonMises max. Limite d'élasticité: 7.5e+008 N/m ² Limite de traction: 1.10083e+009 N/m ² Module d'élasticité: 2.1e+011 N/m ² Coefficient de Poisson: 0.28 Masse volumique: 7800 kg/m ³ Module de cisaillement: 7.9e+010 N/m ² Coefficient de dilatation thermique: 1.1e-005 /Kelvin	Corps volumique 1 : arbre
	Masse : 20.7161 kg Volume : 0.00265591 m ³ Poids : 203.018 N Masse volumique : 800 kg/m ³	Corps volumique 2 : Roulement 1 Corps volumique 3 : Roulement 2

Informations sur le contact

Contact	Image du contact	Propriétés contact
Contact global		<p>Type: Solidaire</p> <p>Composants: 1 composant(s)</p> <p>Options: Maillage compatible</p>

Informations sur le maillage

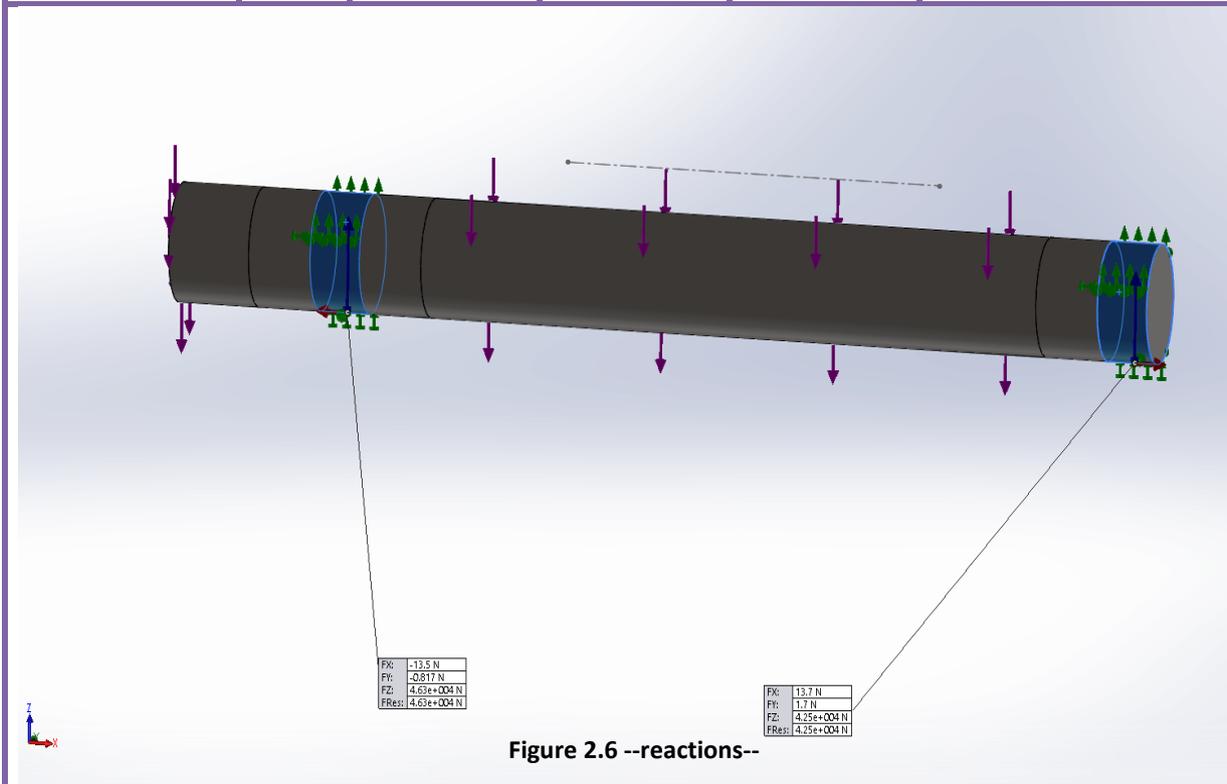
Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage basé sur la courbure
Nombre total de noeuds	96098
Nombre total d'éléments	57503
Taille d'élément maximum	33.4099 mm
Taille d'élément minimum	6.68199 mm
Aspect ratio maximum	92.617
Durée de création du maillage (hh;mm;ss):	00:00:05



Forces résultantes

Forces de réaction

Ensemble de sélections	Unités	F X	F Y	F Z	Résultante
Appui 1	N	-13.5	-0.817	4.63e+004	4.63e+004
Appui 2	N	13.7	1.7	4.25e+004	4.25e+004



Moments de réaction

Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Appui 1	N.m	0	0	0	0
Appui 2	N.m	0	0	0	0

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	SZ : Contrainte normale Z	-9.17298e+008 N/m ² Noeud: 38811	8.06259e+008 N/m ² Noeud: 38813

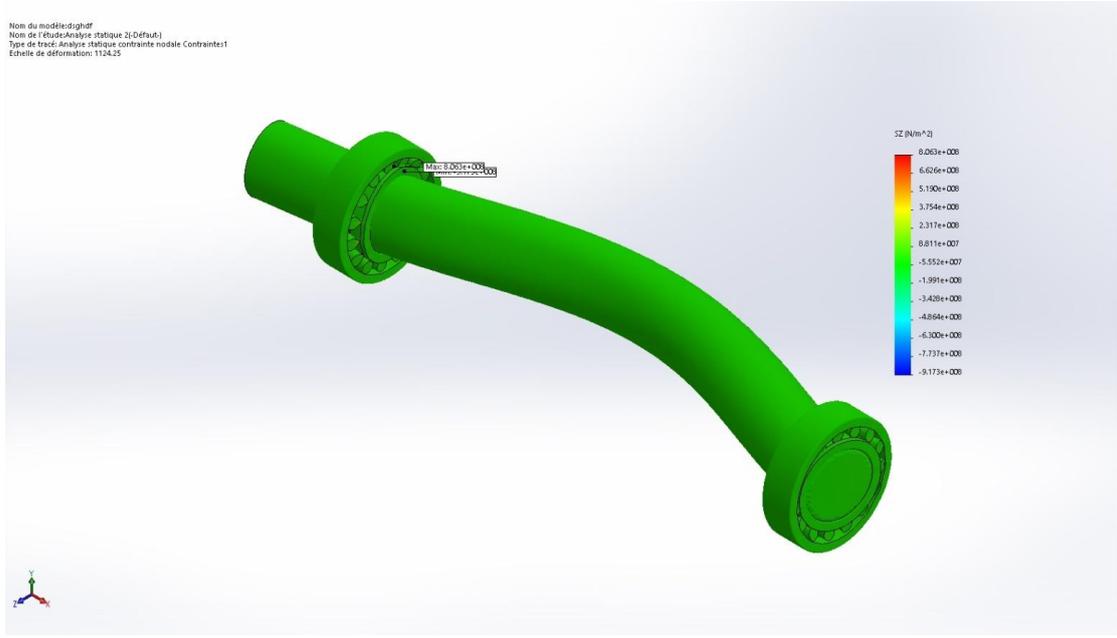


Figure 2.7 --Contraintes--

Nom	Type	Min	Max
Déplacements	UZ : Déplacement Z	-0.141427 mm Noeud: 9565	0.0346439 mm Noeud: 4667

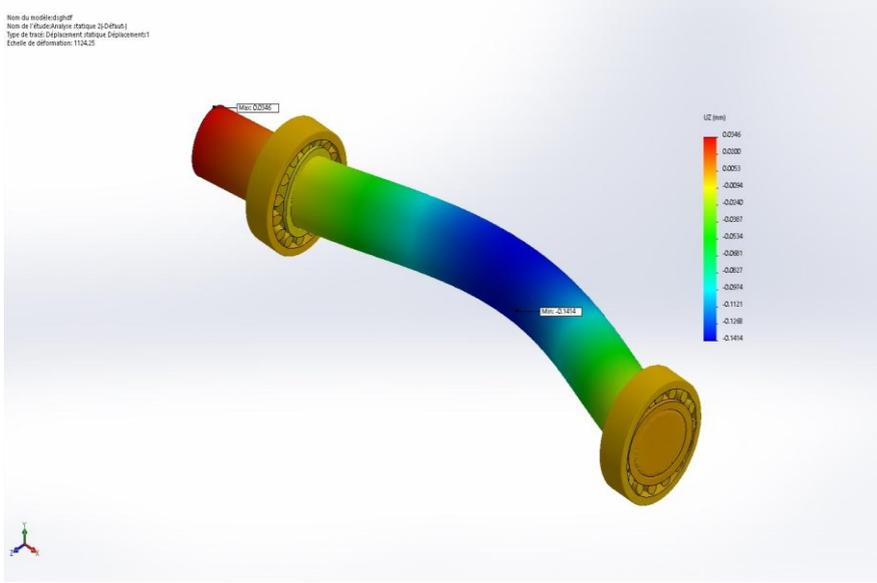


Figure 2.8 --Déplacements--

2.4. Etude dynamique du système

2.4.1. Analyse Analytique

2.4.1.1. Modélisation de système

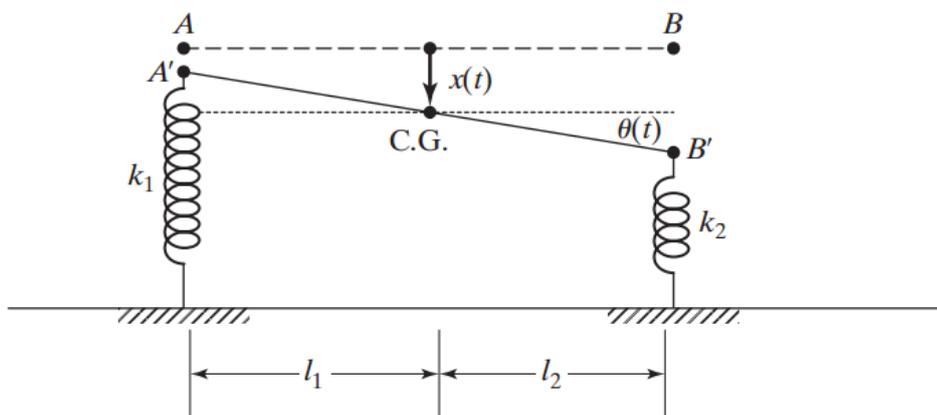


Figure 2.9 Modèle mathématique.

Dans une première approche, le modèle cylindre peut être assimilé à celui de la figure 2.9 où Les ressorts représentent la flexibilité des éléments roulants (billes ou rouleaux) alors que la barre représente l'arbre. Le cylindre et la poulie sont considérés comme des éléments indéformables (car la section de l'axe avec le cylindre est supérieure à la longueur du cylindre comme l'indique la monoculture du paragraphe 2.1

$$\begin{cases} \sum F_{/y} = m \cdot a \\ \sum M_{/G-z} = J_0 \cdot \gamma \end{cases} \quad (III.16)$$

$$a = \ddot{x}_2 \text{ (accélération linéaire)}$$

$$\gamma = \ddot{\theta}_3 \text{ (accélération angulaire)}$$

$$\begin{cases} -k_1(x_2 - \cos \theta_3 \cdot l_1) - k_2(x_2 - \cos \theta_3 \cdot l_2) = m \cdot \ddot{x}_2 \\ -k_1(x_2 - \cos \theta_3 \cdot l_1)l_1 - k_2(x_2 - \cos \theta_3 \cdot l_2)l_2 = J_0 \cdot \ddot{\theta}_3 \end{cases} \quad (III.17)$$

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_2 - (k_1 \cdot l_1 - k_2 \cdot l_2)\theta_3 = 0 \\ J_0 \cdot \ddot{\theta}_3 - (k_1 \cdot l_1 - k_2 \cdot l_2)x_2 + (k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2)\theta_3 = 0 \end{cases} \quad (III.18)$$

L'équation (III.18) on peut l'écrit sous forme d'une matrice :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 \cdot l_1 - k_2 \cdot l_2) \\ -(k_1 \cdot l_1 - k_2 \cdot l_2) & (k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ \theta_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (III.19)$$

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad (III.20)$$

avec: $\{q\} = \begin{Bmatrix} x_2 \\ \theta_3 \end{Bmatrix}$ $[M]$: matrice d'inertie. $[K]$: matrice de rigidité.

2.4.1.2. Calcule matrice d'inertie :

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \tag{III.21}$$

m : masse du système (Kg).

J₀ : moment d'inertie par rapport à l'axe G-Z (Kg.mm²). [A été obtenu par solidworks]

$$[M] = \begin{bmatrix} 9296.32 & 0 \\ 0 & 1653782983.69 \end{bmatrix} \tag{III.22}$$

2.4.1.3. Calcule matrice de rigidité ^[16] :

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 \cdot l_1 - k_2 \cdot l_2) \\ -(k_1 \cdot l_1 - k_2 \cdot l_2) & (k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2) \end{bmatrix} \tag{III.23}$$

La rigidité d'un roulement définie par sa conception, par sa dimension et par son jeu de fonctionnement. Les roulements avec contact linéaire ont une rigidité plus élevée que les roulements avec contact ponctuel, figure 2.10

δ = déplacement
 F_r = charge radial

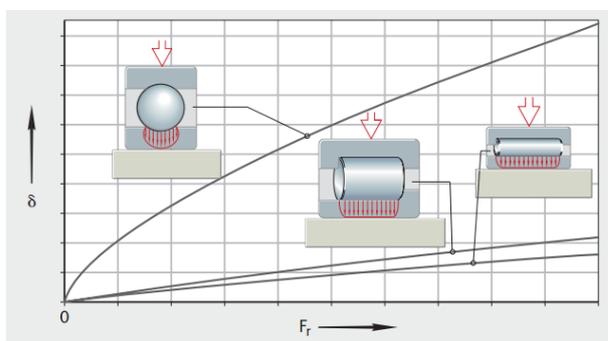


Figure 2.10 Rigidité, fonction du type de roulement

$$k = \frac{F_r}{\delta} \tag{III.24}$$

Les valeurs de déplacement se calculent à l'aide de relations simplifiées, et ces relations sont applicables pour les roulements sans défaut d'alignement dans un environnement rigide.

$$\delta_r = \frac{1}{c_s} F_r^{0.84} + \frac{j}{2} \tag{III.25}$$

$$c_s = k_c \cdot d^{0.65} \tag{III.26}$$

c_s : coefficient de rigidité (N^{0.84}/μm).

δ_r : déport radial de l'axe de l'arbre par rapport à l'axe du logement (μm).

j : jeu de fonctionnement radial du roulement monté, non chargé (μm).

F_r : charge radiale (N).

k_c : facteur de correction pour la définition du coefficient de rigidité.

Choix du facteur de correction pour la définition du coefficient de rigidité k_c : En général k_c est donné (tabulé) pour chaque série de roulement (Tableau 2.2). Notre roulement est de référence 22232E1K. Nous n'avons pas pu trouver d'indications sur le facteur de correction pour définir le coefficient de rigidité. On choisit du Tableau 2.2, les valeurs 9,5 ; 37,3 et 59,7. On a utilisé ces trois valeurs pour calculer la rigidité et on a constaté que la valeur 59,7 donne des résultats en accord avec ceux de l'expérience.

Tableau 2.2 : Facteurs de correction K_c en fonction de la série de roulement.

Série de roulements	Facteur K_c	Série	Facteur K_c
SL1818	12,8	NJ2..-E	11,1
SL1829, SL1830, SL1923	16	NJ3..-E	11,3
SL1850, SL0148, SL0248, SL0249	29,2	NJ22..-E	15,4
NA48	24,9	NJ23..-E	16,9
NA49	23,5	NU10	9,5
NA69	37,3	NU19	11,3
NKIS	21,3	NN30..-AS-K	18,6
NKI	$4,4 \cdot B^{0,8}/d^{0,2}$	ZNR31-22	21,1
HK, BK	$4,2 \cdot C^{0,8}/d^{0,2}$	ZNR31-23	23,2
K811, 811, K812, 812	36,7	ZNR31-30	30
K893, 893, K894, 894	59,7	ZNR31-31	29,3
		ZNR31-32	28,9

A.N:

$$(III.26) \quad \rightarrow \quad k_c = 59.7 \quad j=0.09$$

$$C_s = 1.4410 \cdot 10^5$$

$$(III.25) \quad \rightarrow \quad \delta_{r_1} = \frac{1}{c_s} F_{r_1}^{0.84} + \frac{j}{2} \quad \rightarrow \quad \delta_{r_1} = \frac{1}{c_s} R_A^{0.84} + \frac{j}{2}$$

$$\rightarrow \quad \begin{cases} \delta_{r_1} = 1.0320 \cdot 10^{-4} \\ \delta_{r_2} = 9.7933 \cdot 10^{-5} \end{cases}$$

$$(III.24) \quad \rightarrow \quad k_1 = \frac{F_{r_1}}{\delta_{r_1}} \quad \rightarrow \quad k_1 = \frac{R_A}{\delta_{r_1}}$$

$$\rightarrow \quad \begin{cases} k_1 = 4.5420 \cdot 10^8 \\ k_2 = 4.2752 \cdot 10^8 \end{cases}$$

$$(III.23) \quad \rightarrow \quad [K] = \begin{bmatrix} 8.8171 \cdot 10^8 & 1.5213 \cdot 10^{10} \\ 1.5213 \cdot 10^{10} & 4.0759 \cdot 10^{14} \end{bmatrix} \quad (III.27)$$

2.4.1.4. Détermination des modes propre :

On considère des solutions de type :

$$\{q(t)\} = \{q\}e^{s.t} \quad (\text{III.28})$$

On obtient alors :

$$(s^2[M] + [K]) \{q\} = 0 \quad (\text{III.29})$$

s : variable de laplace (cas particulier $s = i\omega$)

Dans ce cas (III.54) s'écrit :

$$(-\omega^2[M] + [K]) \{q\} = 0 \quad (\text{III.30})$$

$$(III.55) \quad \rightarrow \quad [K]\{q\} = \omega^2[M]\{q\} \quad (\text{III.31})$$

$$\rightarrow \quad [M]^{-1}[K]\{q\} = \omega^2\{q\} \quad (\text{III.32})$$

$$\text{La forme générale est :} \quad [A]\{q\} = \lambda\{q\} \quad (\text{III.33})$$

$$\text{Par identification avec (III.57) on trouve :} \quad [A] = [M]^{-1}[K] \quad (\text{III.34})$$

$$\lambda = \omega^2 \quad (\text{III.35})$$

L'équation (III.58) peut être écrite :

$$([K] - \lambda[M]) \{q\} = 0 \quad (\text{III.36})$$

$$\{q\} \neq 0 \text{ (amplitude non nul)} \quad \rightarrow \quad \det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (\text{III.37})$$

$$\rightarrow \quad \det \begin{bmatrix} -9.2963 \cdot 10^3 \cdot \lambda + 8.8171 \cdot 10^8 & 1.5213 \cdot 10^{10} \\ 1.5213 \cdot 10^{10} & -1.6538 \cdot 10^9 \cdot \lambda + 4.0759 \cdot 10^{14} \end{bmatrix} = 0 \quad (\text{III.38})$$

$$\rightarrow \quad 1.5374 \cdot 10^{13} \cdot \lambda^2 - 5.2473 \cdot 10^{18} \cdot \lambda + 3.5915 \cdot 10^{23} = 0 \quad (\text{III.39})$$

(III.64) c'est une équation aux valeurs propres de deuxième degré admet deux racines, la détermination de ces valeurs propres (λ) permet de déterminer les pulsations propre (ω) d'où les fréquences propres (f).

$$\rightarrow \quad \begin{cases} \lambda_1 = 2.4656 \cdot 10^5 \\ \lambda_2 = 0.9475 \cdot 10^5 \end{cases}$$

$$\text{Pulsations propres : (III.60)} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} \omega_1 = 496.5480 \text{ rad/s} \\ \omega_2 = 307.8084 \text{ rad/s} \end{cases}$$

$$\text{Fréquences propres : } \left(f = \frac{\omega}{2\pi}\right) \quad \rightarrow \quad \begin{cases} f_1 = 79.0281 \text{ Hz} \\ f_2 = 48.9892 \text{ Hz} \end{cases}$$

2.4.2. Analyse Numérique

Propriétés de l'étude

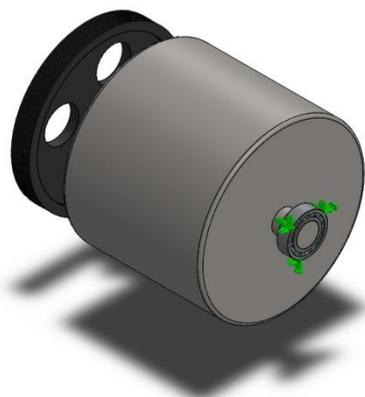


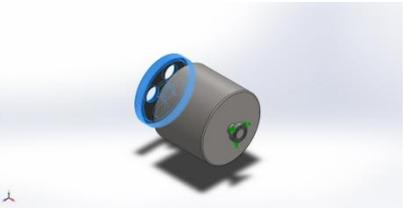
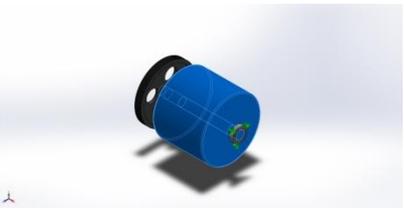
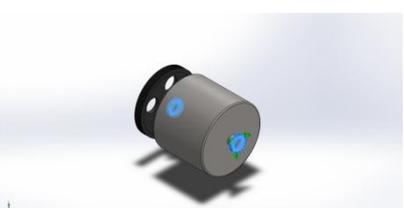
Figure 2.11 Modélisation explicatif du model réel.

Nom d'étude	Etude numérique fréquentiel
Type d'analyse	Fréquence
Type de maillage	Maillage volumique
Nombre de fréquences	10
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Inclure la pression du fluide calculée par SOLIDWORKS Flow Simulation	Désactivé(e)

Unité

Système d'unités:	SI (MKS)
Longueur/Déplacement	mm
Température	Kelvin
Vitesse angulaire	Rad/sec
Pression/Contrainte	N/m ²

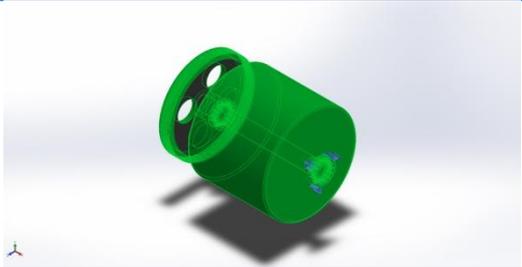
Information sur le modèle

Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: Fonte ductile Type de modèle: Linéaire élastique isotropique Critère de ruine par défaut: Inconnu Limite d'élasticité: 5.51485e+008 N/m² Limite de traction: 8.61695e+008 N/m² Masse volumique: 7100 kg/m³ Module d'élasticité: 1.2e+011 N/m² Coefficient de Poisson: 0.31 Coefficient de dilatation thermique: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Corps volumique Poulie</p>
	<p>Nom: 1.7045 (42Cr4) Type de modèle: Linéaire élastique isotropique Critère de ruine par défaut: Inconnu Limite d'élasticité: 2.95594e+008 N/m² Limite de traction: 9.00826e+008 N/m² Masse volumique: 7800 kg/m³ Module d'élasticité: 2.1e+011 N/m² Coefficient de Poisson: 0.28 Coefficient de dilatation thermique: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Corps volumique Cylindres laminoir + Arbre</p>
	<p>Masse : 20.7161 kg Volume : 0.00265591 m³ Poids : 203.018 N Masse volumique : 800 kg/m³</p>	<p>Corps volumique Roulments</p>

Actions extérieures

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé
Fixe		<p>Entités: 2 roulements Type: Géométrie fixe</p>

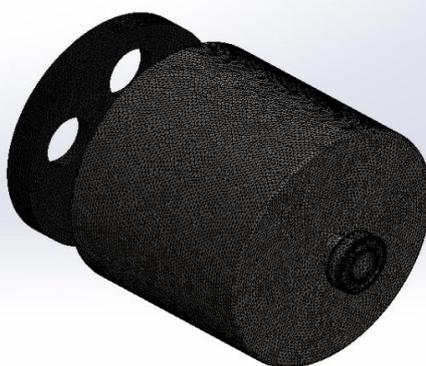
Informations sur le contact

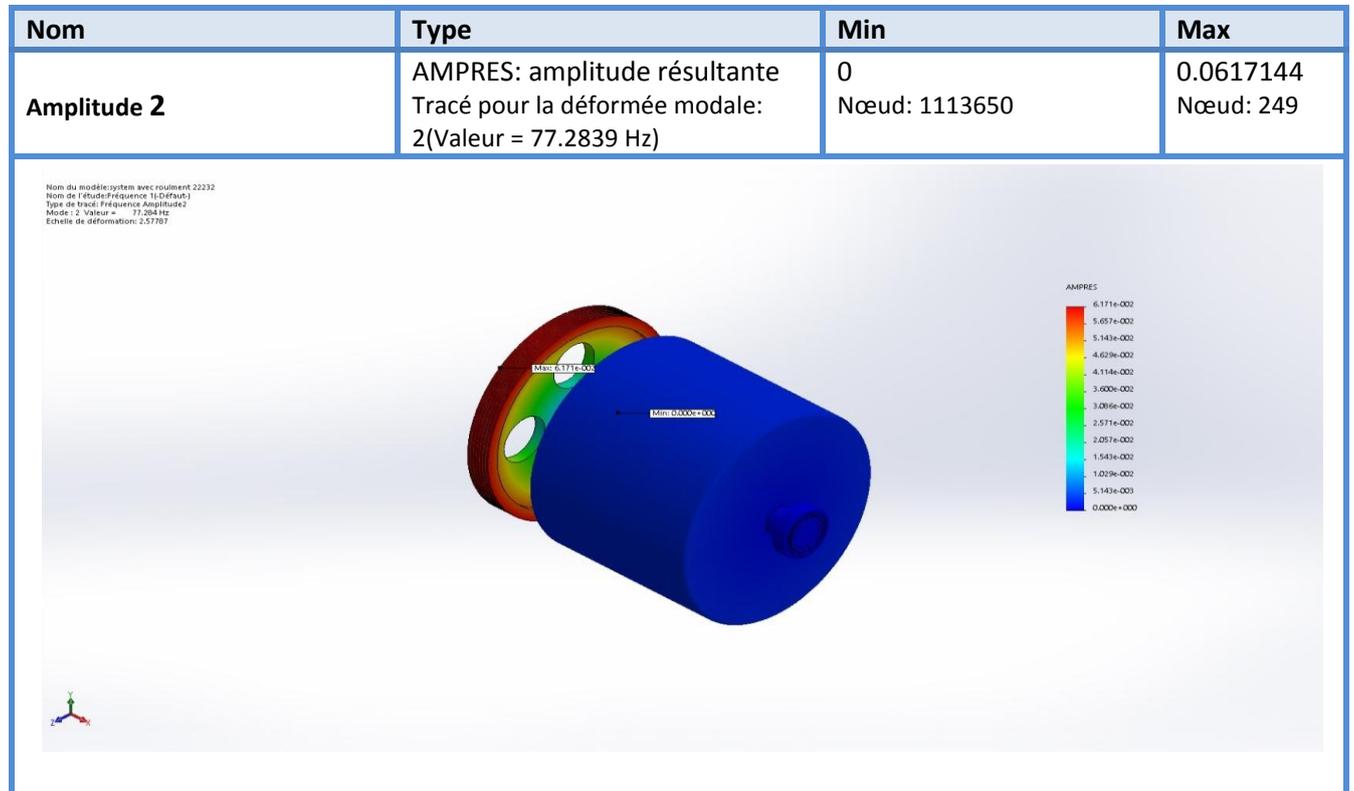
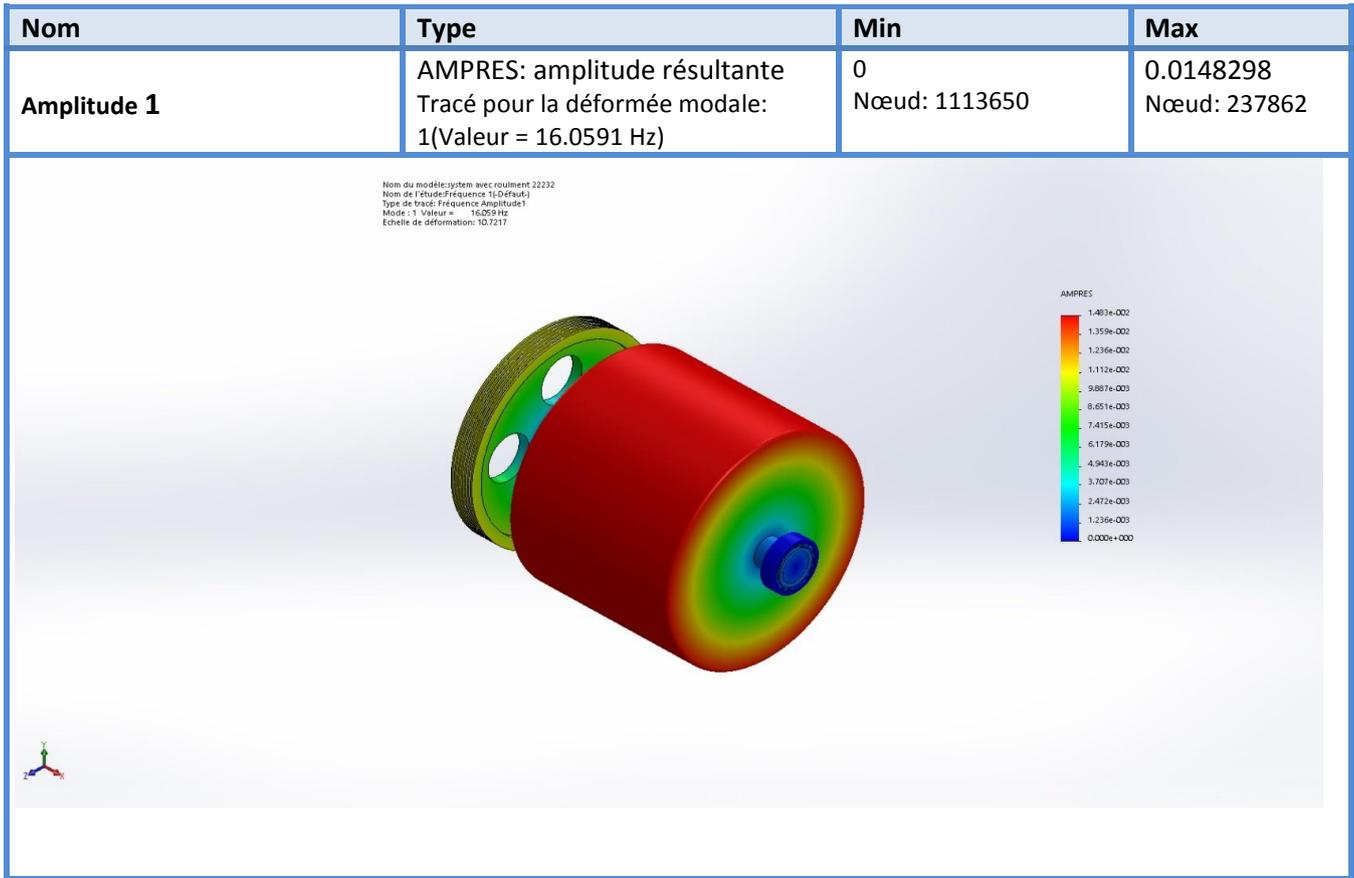
Contact	Image du contact	Propriétés contact
Contact entre composants-3		<p>Type: Solidaire</p> <p>Composants: 5 Corps volumique (s)</p> <p>Options: Maillage compatible</p>

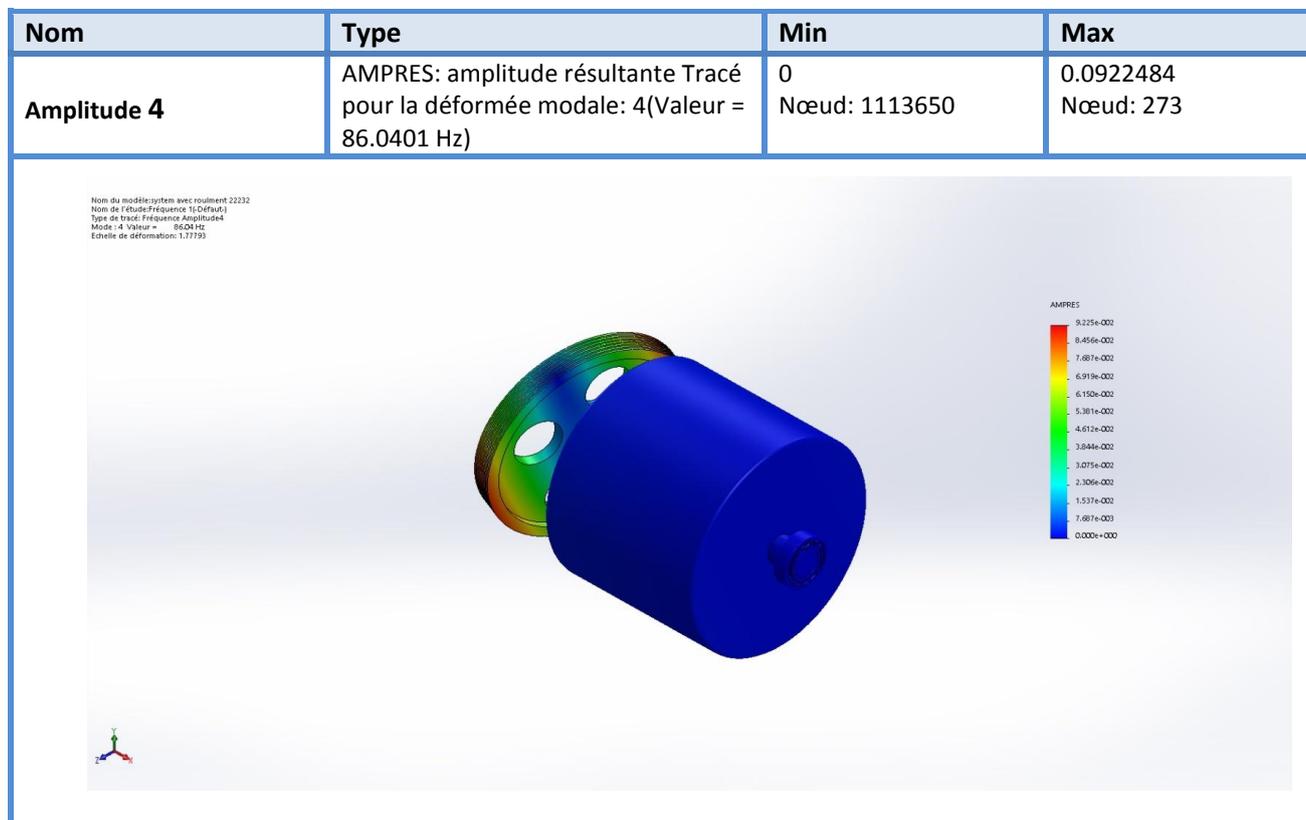
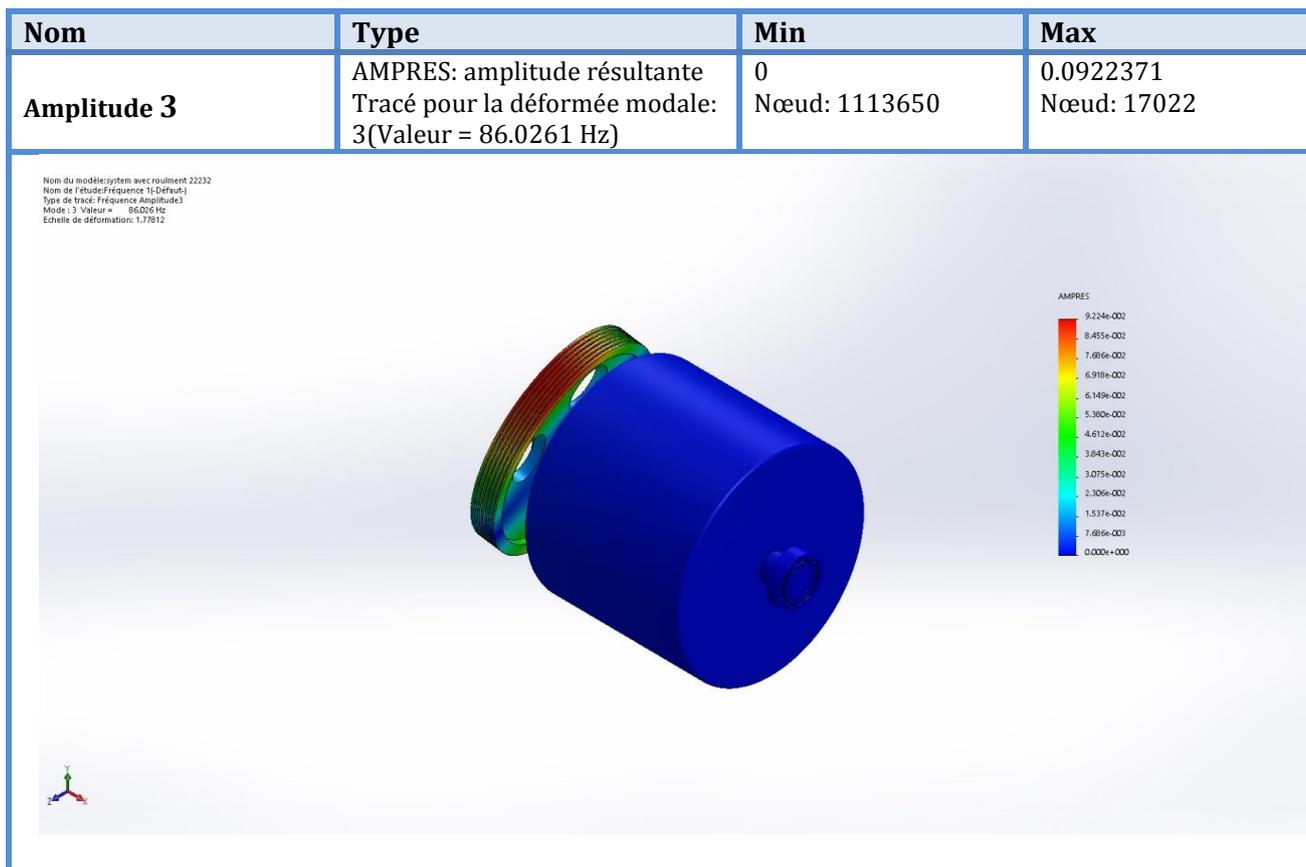
Informations sur le maillage - Détails

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage basé sur la courbure
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément maximum	21.3048 mm
Taille d'élément minimum	4.26096 mm
Nombre total de Nœuds	1209786
Nombre total d'éléments	846261
Qualité de maillage	Haute
Aspect ratio maximum	98.448
% d'éléments ayant un aspect ratio < 3	98.9
% d'éléments ayant un aspect ratio > 10	0.0304
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:34

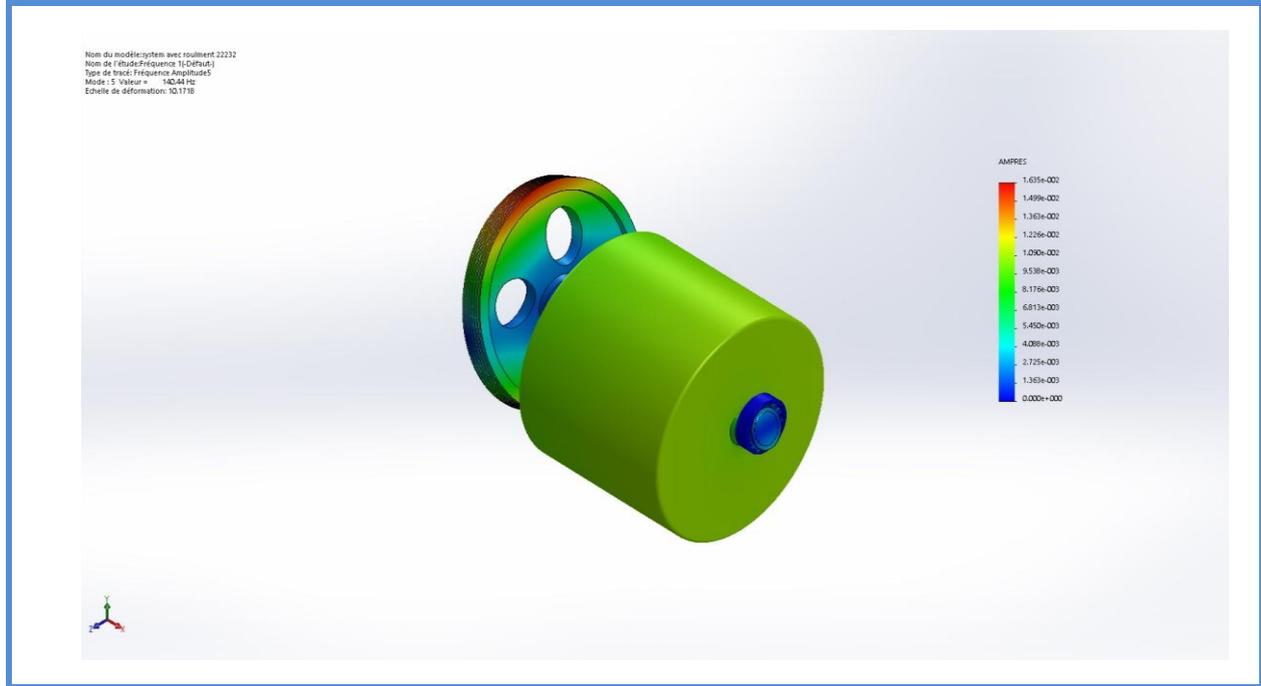
Nom du modèle:system avec roulement 22232
 Nom de l'étude:Frequenc 1s (Default)
 Type de maillage: Maillage volumique



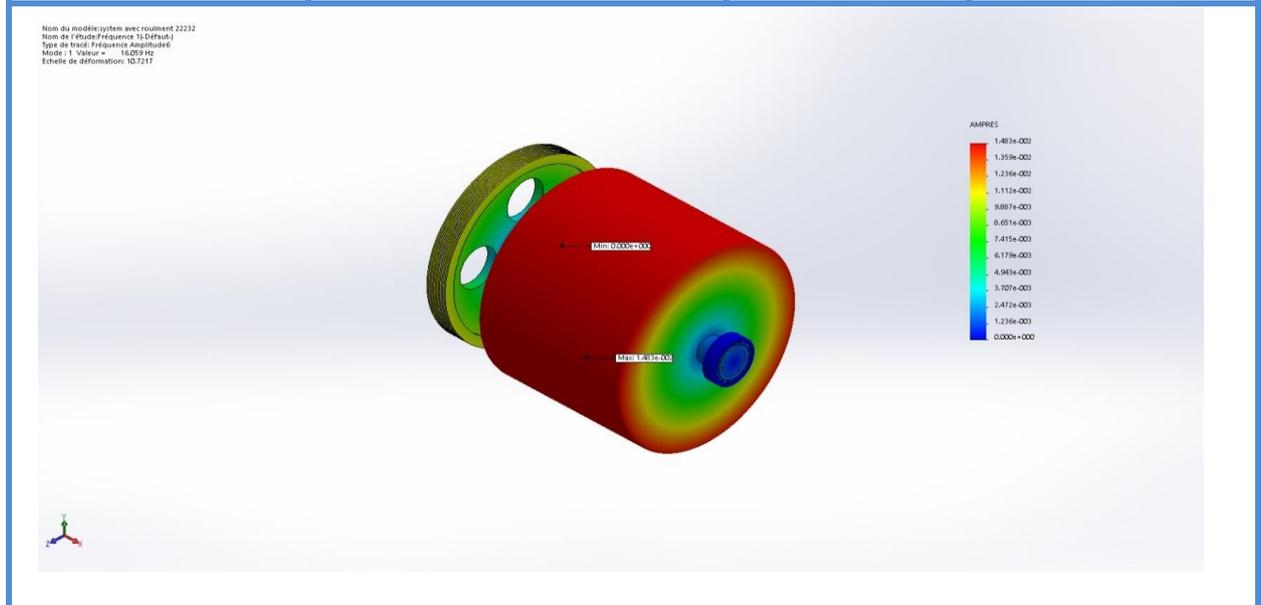




Nom	Type	Min	Max
Amplitude 5	AMPRES: amplitude résultante Tracé pour la déformée modale: 5(Valeur = 140.436 Hz)	0 Nœud: 1113650	0.0163512 Nœud: 16823



Nom	Type	Min	Max
Amplitude 6	AMPRES: amplitude résultante Tracé pour la déformée modale: 6(Valeur = 140.58 Hz)	0 Nœud: 1323650	0.0148298 Nœud: 289867



Résultats de l'étude

Tableau 2.3 liste des modes obtenues par simulation " SOLIDWORKS ".

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	100.9	16.059	0.06227
2	485.59	77.284	0.012939
3	540.52	86.026	0.011624
4	540.61	86.04	0.011622
5	882.39	140.44	0.0071207
6	883.32	140.58	0.0071132
7	897.37	142.82	0.0070018
8	1170.3	186.26	0.0053689
9	1237.7	196.99	0.0050765
10	1239	197.19	0.0050712

Tableau 2.4 participation massiques.

Mode No	Fréquence(Hertz)	Direction X	Direction Y	Direction Z
1	16.059	5.0747e-006	7.4966e-010	3.9836e-010
2	77.284	8.5848e-006	6.5195e-011	2.1227e-007
3	86.026	1.3961e-008	0.0077129	0.0016128
4	86.04	6.1159e-008	0.0016381	0.0076058
5	140.44	1.1798e-006	0.90016	0.00076165
6	140.58	7.3137e-006	0.0007627	0.90033
7	142.82	0.14672	5.7745e-006	2.1941e-005
8	186.26	0.84944	4.831e-009	1.0323e-006
9	196.99	2.7039e-006	3.2909e-008	1.4235e-007
10	197.19	1.5751e-006	7.6499e-007	1.6408e-009
		Somme X = 0.99619	Somme Y = 0.91028	Somme Z = 0.91034

Calcule ω , ζ , Q et R_{masse} tableau 2.4

ω : Pulsation naturelle (rad/s).

f : Fréquence naturelle (Hz).

ζ : Taux d'amortissement.

Q : facteur de qualité.

R_{masse} : participation du rapport de masse (%).

$$\zeta_k = \frac{1}{10 + 0.05 \omega_k}$$

$$Q_k \approx \frac{\omega_k}{\Delta\omega_k} = \frac{1}{2\zeta_k}$$

$$R_{masse} = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$$

Tableau 2.5 : résultats des calculs.

N mode	ω	f	ζ	Q	R_{masse}
1	100.9	16.059	6,65 10 ⁻²	7,52	5,0747 10 ⁻⁶
2	485.59	77.284	2,92 10 ⁻²	17.1	8,5874 10 ⁻⁶
3	540.52	86.026	2,70 10 ⁻²	18.5	0,00787972
4	540.61	86.04	2,70 10 ⁻²	18.5	0,0077802
5	882.39	140.44	1,85 10 ⁻²	27.1	0,90016032
6	883.32	140.58	1,85 10 ⁻²	27.1	0,90033032
7	897.37	142.82	1,82 10 ⁻²	27.4	0,14672
8	1170.3	186.26	1,46 10 ⁻²	34.3	0,84944
9	1237.7	196.99	1,39 10 ⁻²	35.9	2,7078 10 ⁻⁶
10	1239	197.19	1,39 10 ⁻²	36.0	1,751 10 ⁻⁶

2.4. Conclusion

On a pu à travers ce chapitre récapitulé l'essentiel du travail de modélisation mené durant ce projet de fin d'études; la première partie passe en revue un calcul analytique réalisé en vue de valider la modélisation retenue, tandis que la seconde partie illustre toute les étapes de la dite modélisation en partant du calcul des modes propres en dynamiques à la simulation du système sous SOLIDWORKS.

Chapitre 3 :

Etudes d'une Cas Pratique

3.1 Introduction

Dans ce chapitre on abordera la partie pratique du présent projet de fin d'études. On y présentera, dans un premier temps l'environnement proche et le mode de fonctionnement du système (laminoir) concerné par l'étude, ainsi que les éventuelles défaillances pouvant intervenir au cours de la production. Il sera ensuite question d'exhiber la démarche de diagnostic adoptée (analyse vibratoire) et les différents résultats obtenus

3.2 Présentation de la machine

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, où la matière passera en premier lieu dans le laminoir dégrossisseur, ensuite vers le finisseur (objet de notre étude) qui doit décroître le maximum possible la grandeur des granulats, avant de les transférer vers le moulage du briquet qui constitue la partie Mouleuse, dont cet équipement représente une grande stratégie dans une Briqueterie à Chlef, (photo 3-1) La machine est composée de deux cylindres laminoir de diamètre de 1200 mm, et de largeur de 1000 mm. Chaque cylindre est entraîné par un moteur électrique asynchrone tournant à 985 tr/min, et de puissance de 55 KW, et son mouvement de rotation est transmis par des courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice, où les poulies motrices ont des diamètres identiques pour chaque cylindre qui est de :285 mm, tandis que les poulies réceptrices ont des diamètres différents qui sont :1112,50 mm relatif au cylindre grand vitesse, tournant à la vitesse de 252 tr/min (04,20 Hz), et 1247,70 mm pour le cylindre petite vitesse, tournant à la vitesse de 225 tr/min (03,75 Hz). Les deux cylindres sont supportés par deux paliers chaque un, ayant des roulements cylindriques à manchons de référence : 22232 E1K, tournant à la vitesse de 300 tr/min. L'entraxe entre les deux lignes d'arbres motrice et réceptrice est de 1360 mm.



Photo 3-1 Laminoir finisseur

3.3 Choix des points de mesure de vibrations

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir l'information dont on a besoin. Dans notre cas, nous essayons de connaître l'état général de la machine. Il est donc nécessaire de connaître l'état des roulements, les moteurs électriques ainsi que les deux lignes d'arbres portant les deux cylindres du laminoir. La figure 3-1 permet d'étudier la machine et de choisir les points de mesure sur les paliers qui serviront à déceler toutes les défaillances qui peuvent surgir sur la machine et lors de son fonctionnement. La programmation des points de mesure 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.

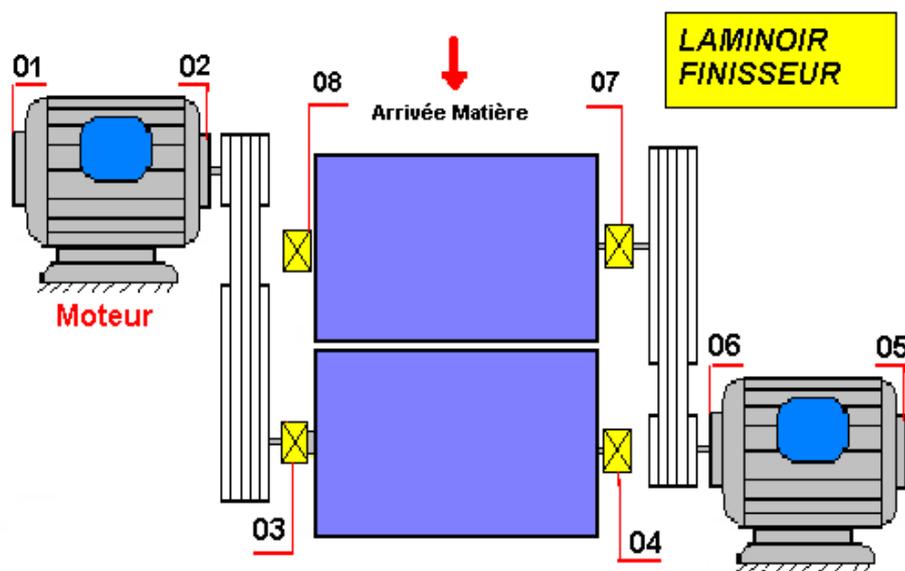


Figure 3-1 Schéma cinématique et point de mesures de vibration



Photo 3.2 Mesure de vibrations sur site

3.4 Études expérimentales

3.4.1 Historique de la machine

Le laminoir Finisseur est une machine de grande stratégie dans la chaîne de production, son suivi par la méthode de l'analyse vibratoire est commencé en février 2015, et ce suite à une sollicitation faite par le département de maintenance pour réaliser un diagnostic de vibrations. Au départ, nous avons enregistré des niveaux de vibrations maximale de l'ordre de 03 mm/s, jugé acceptable d'après les normes internationales VDI 2056, mais en parallèle, nous avons détecté un léger défaut de roulement dans les deux paliers portant le cylindres Grande vitesse (GV), dû à un manque de graisse dans ces deux roulements, suivi d'un échauffement de palier (N°03 d'après la figure 3-1) portant le cylindre précité côté poulie réceptrice, générant une température de 70°. Nous avons immédiatement recommandé le graissage de ce roulement, qui a fait diminuer le niveau de vibrations sur ce palier jusqu'à 0,390 mm/s, jugé BON, d'après les normes internationales VDI 2056. De ce fait, et vu là l'importance que représente cet équipement dans la chaine de production, et les risques que pourrait provoquer un arrêt intempestif de ce dernier et ses conséquences sur l'outil de production, nous avons suggéré de surveiller cette machine par l'analyse vibratoire et ce à raison de 04 mois au maximum, afin de suivre l'évolution du défaut de roulement à l'état précoce dans les deux paliers du cylindre finisseur tableau 3-1. Durant ce suivi, nous avons enregistré une ampleur de 09,87 mm/s sur le cylindre petite vitesse le : 03 Novembre 2015, jugé Alarmant en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056, suite à un déséquilibre sur le rotor moteur du cylindre petite vitesse, engendré par des courroies trop tendues, ou nous avons corrigé la tension des courroies, qui a fait diminuer le niveau de vibrations jusqu'à 04 mm/s (voir courbes de tendance représentées dans les figures 3-2, 3-3, 3-4, 3-5, 3-6, 3-7, 3-8 et 3-9). Le diagnostic de vibrations nous a permis aussi de détecter la présence d'un léger balourd sur les deux cylindres Grand vitesse et petite vitesse d'un niveau respectivement de : 04,55 mm/s et 08,42 mm/s. Malheureusement, ces deux défaillances (balourd et déséquilibre) ont provoqué un choc non seulement sur les deux paliers portant le cylindre petite vitesse, mais aussi sur les deux paliers du cylindre grande vitesse, dû à un jeu entre les deux bagues intérieurs et extérieurs du roulement, comme l'indique les spectres de vibrations dans le figures de 3-10, jusqu'à 3-17. A cet effet, nous avons recommandé le graissage de ces roulements, afin de rattraper légèrement le jeu suscité par le frottement des rouleaux sur le chemin circulaire entre ces dernières et les deux bagues intérieurs et extérieurs, ainsi nous avons préconisé la rectification des deux cylindres afin de d'abaisser le niveau de balourd sur ces derniers et diminuer davantage les choc engendrés par les défauts précités, et comme sa nous aurons le temps d'acquérir les roulements en question, et programmer ensuite un arrêt de l'installation pour le changement de ces derniers.

Tableau 3.1 List des interventions

Date d'intervention	Niveau de vibrations globales maximales du cylindre GV en (mm/s)	Niveau de vibrations globales maximales du cylindre PV en (mm/s)
Le : 23 Février 2015	02.30	03.16
Le : 07 Juillet 2015	04.91	02.12
Le : 18 Octobre 2015	03.78	03.34
Le : 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

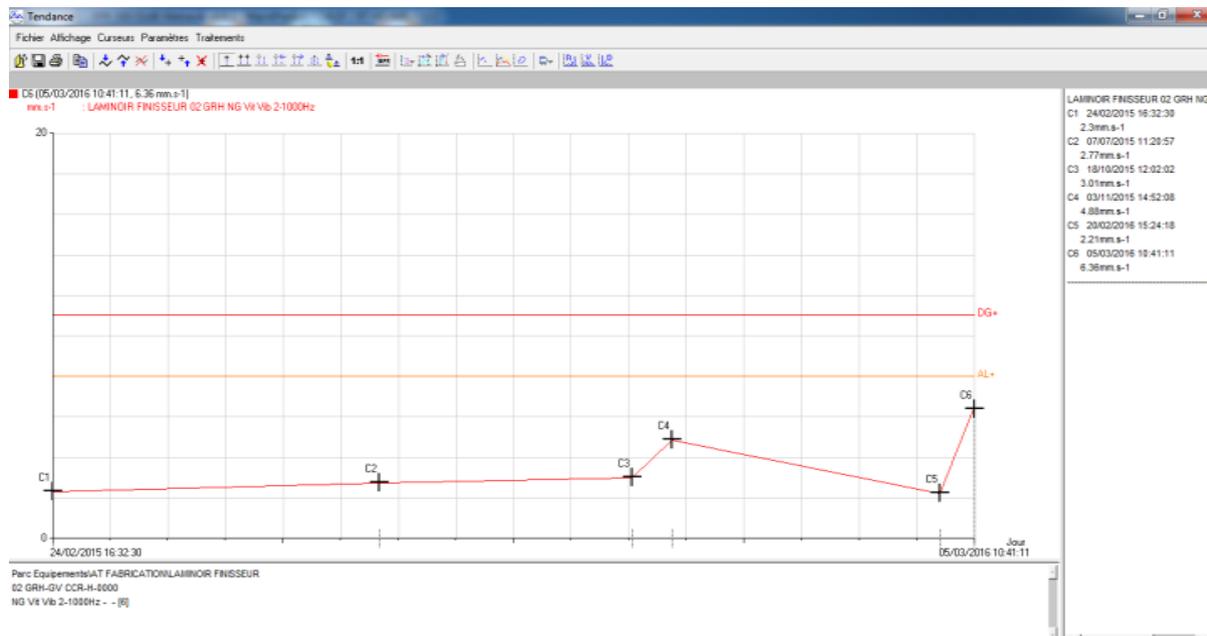


Figure 3-2 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier Moteur N°02 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (G.V).

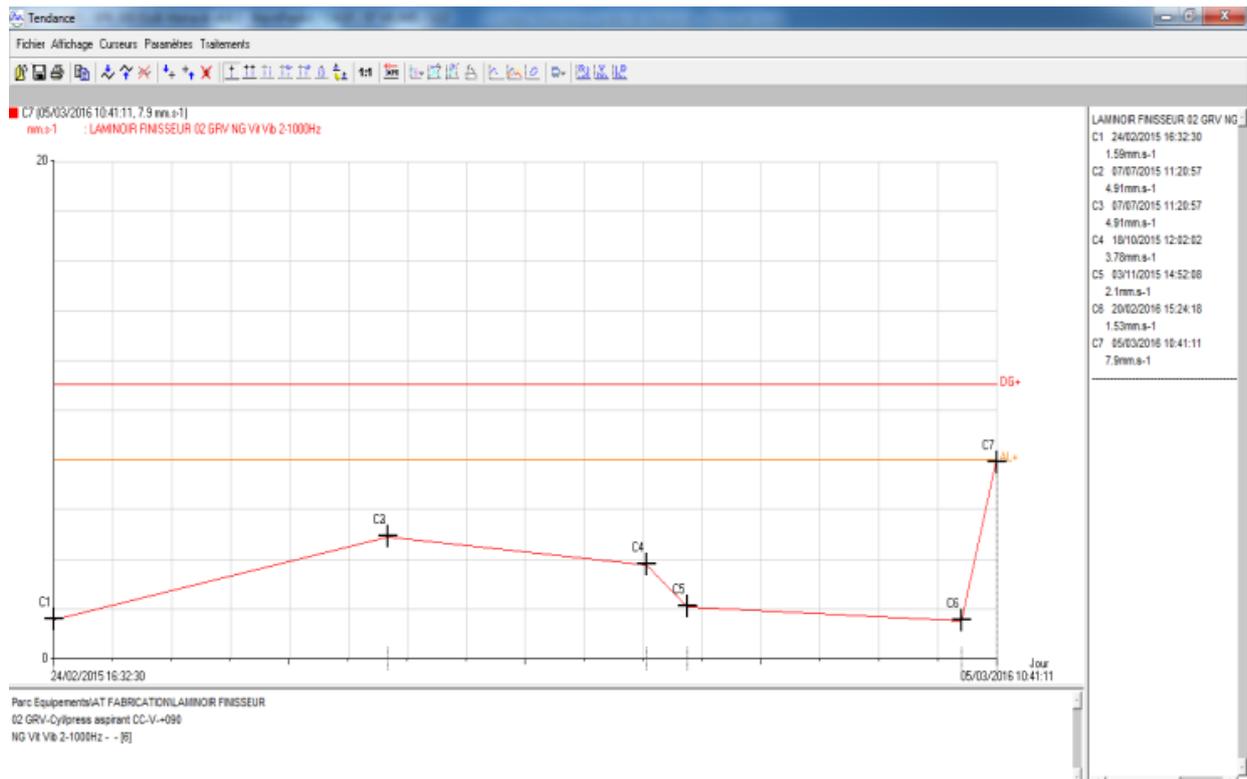


Figure 3-3 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier Moteur N°02 dans le sens radial vertical du cylindre Grande vitesse (G.V).

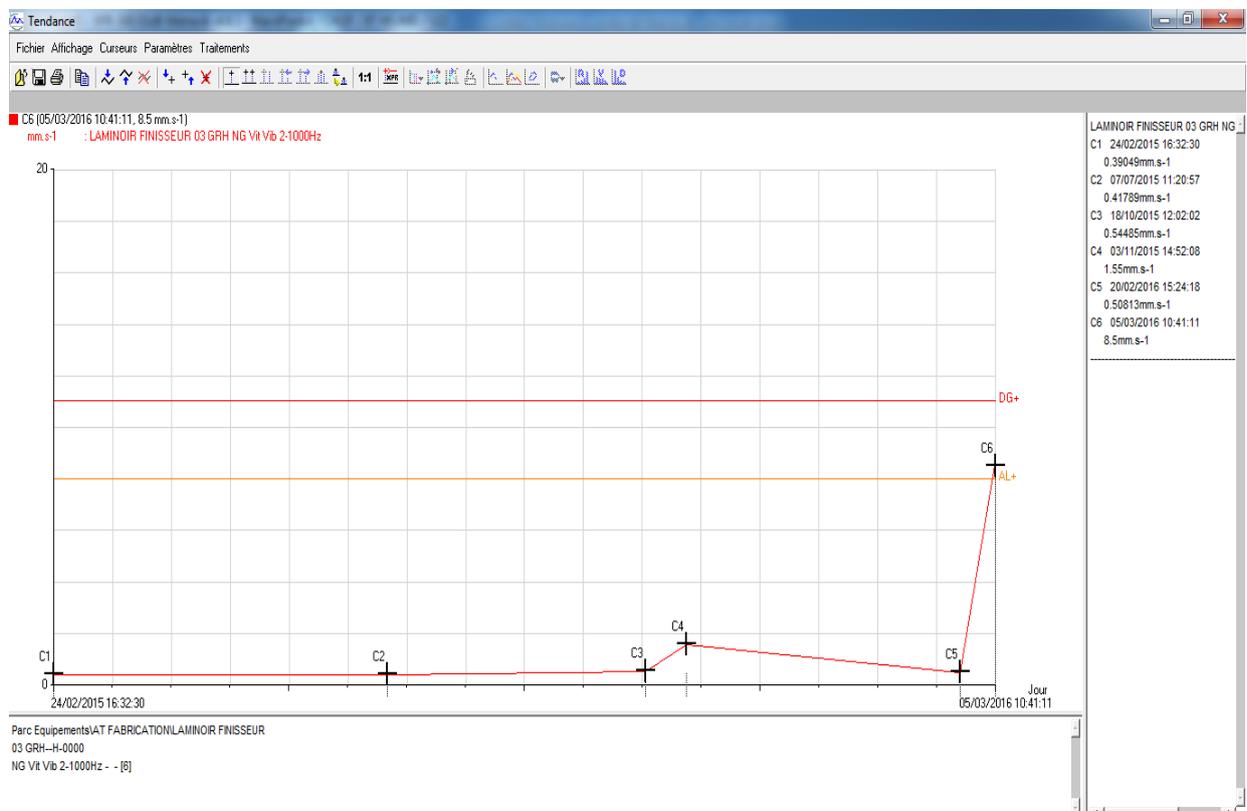


Figure 3-4 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (G.V).

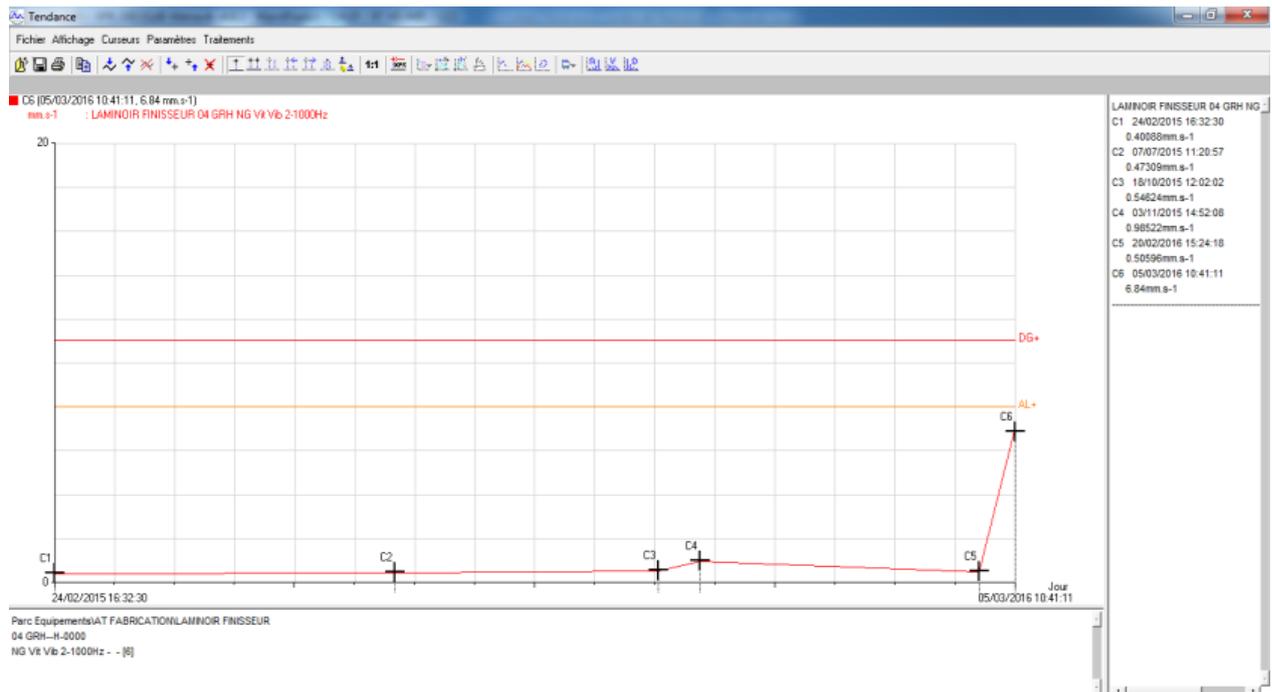


Figure 3-5 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal du cylindre Grande vitesse (G.V).

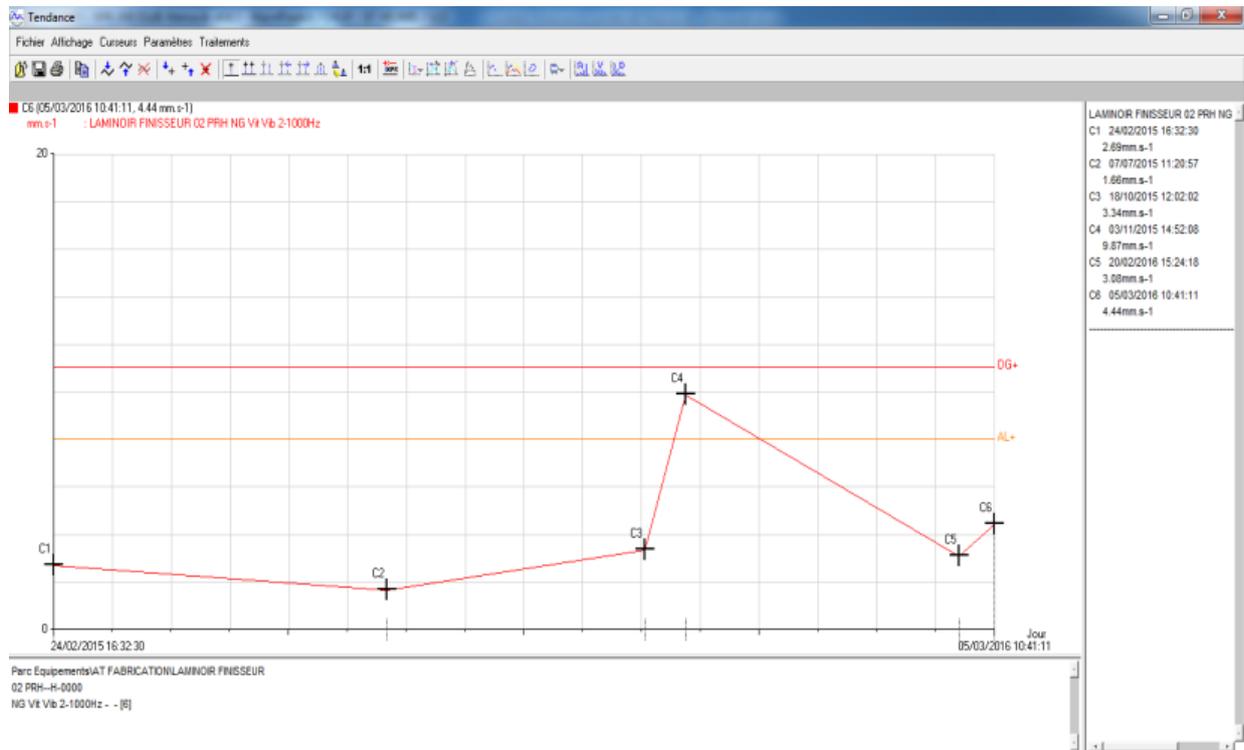


Figure 3-6 : Tendence vibratoire du laminoir finisseur sur le palier moteur N°06 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (P.V).

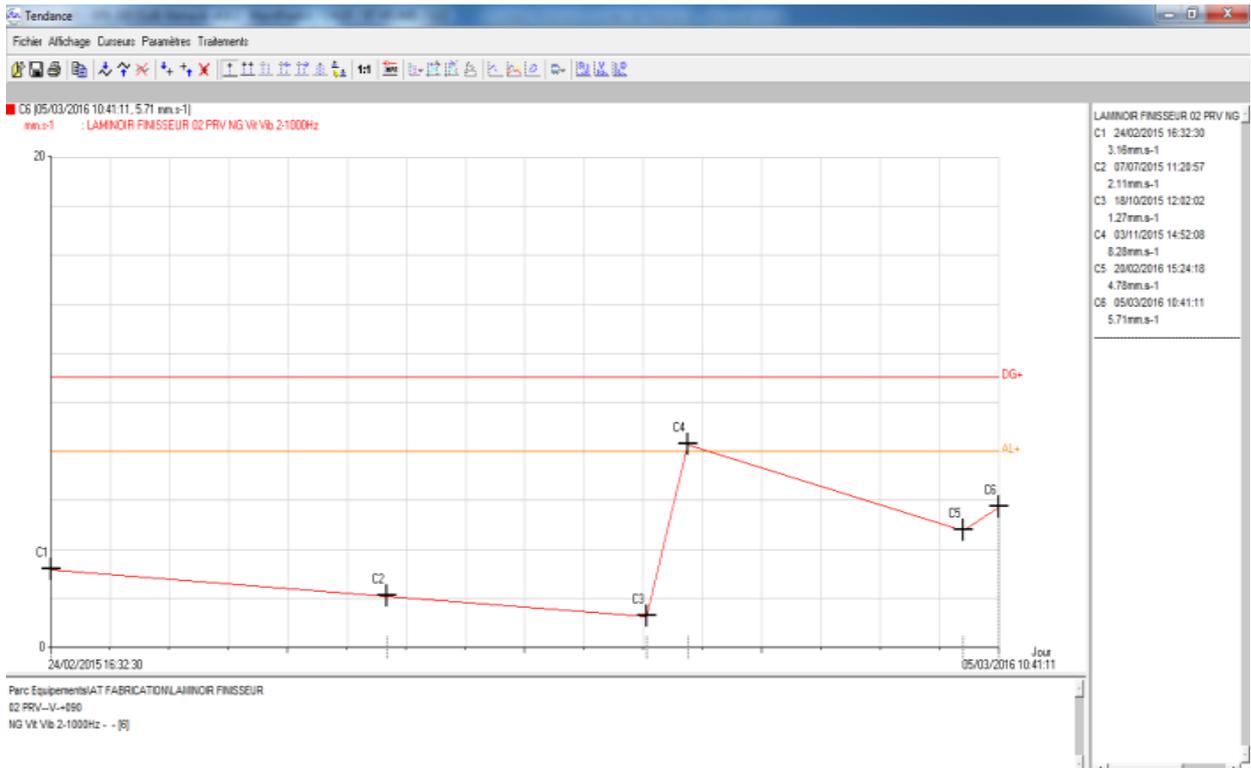


Figure 3-7 : Tendance vibratoire du laminoir finisseur sur le palier moteur N°06 dans le sens radial vertical du cylindre Petite vitesse (P.V).

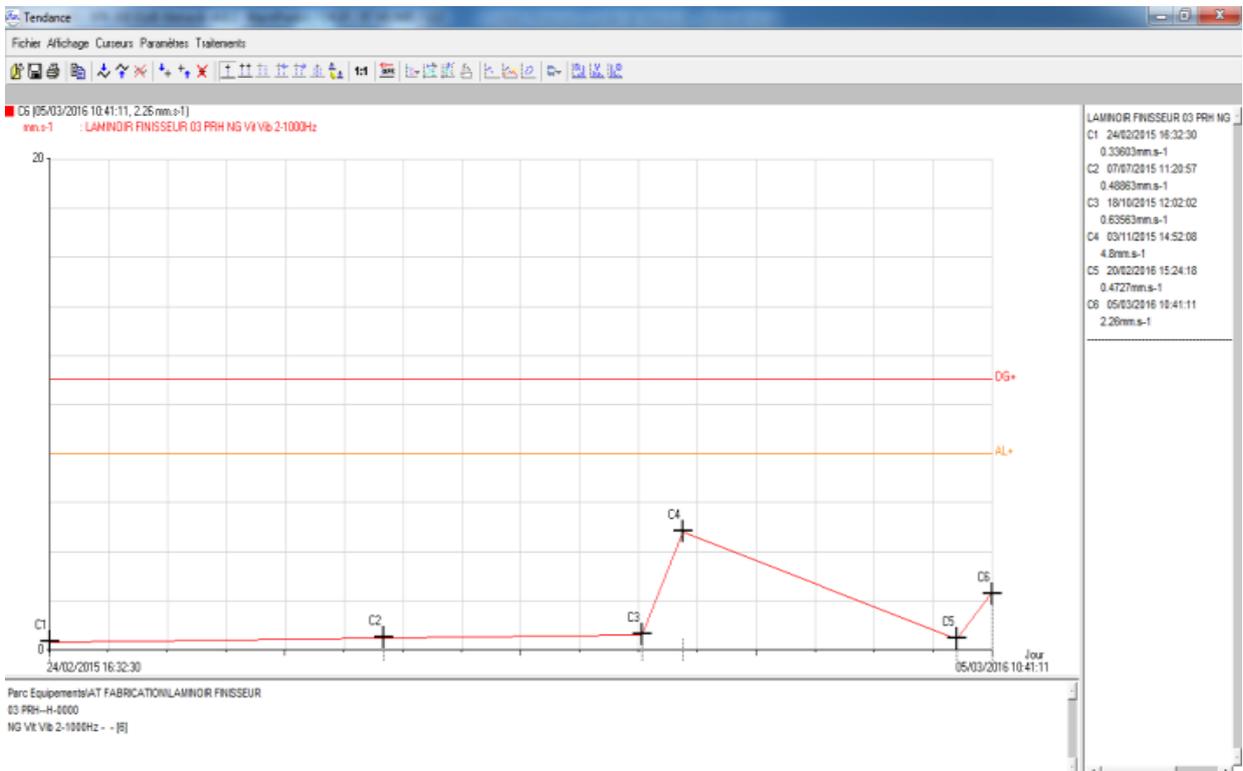


Figure 3-8 : Tendance vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°07 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (P.V).

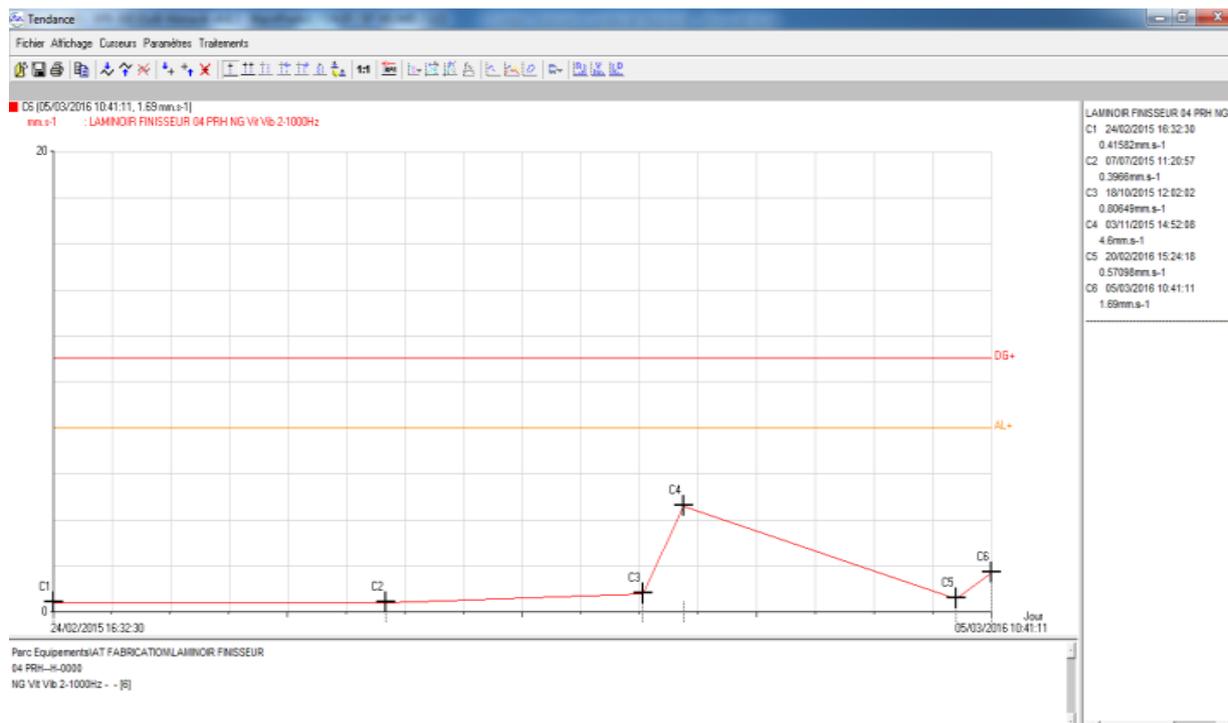


Figure 3-9 : Tendance vibratoire du laminoir finisseur sur le palier N°08 dans le sens radial horizontal du cylindre Petite vitesse (P.V).

3.4.2 Diagnostic et Analyse des résultats

Le défaut de roulement dans une machine tournante résulte de plusieurs facteurs principaux, à savoir : la fatigue superficielle du matériaux sous l'effet des concentrations de contraintes qui produit l'écaillage et fissuration, cette fatigue superficielle peut être aggravée par des effets comme la lubrification insuffisante, l'état des surfaces, les chocs générés par les jeux intolérables..etc. le deuxième facteur qui est l'usure des matériaux en contact, usure qui est aggravée par des phénomènes comme la charge des roulements, la vitesse, les vibrations,..Etc. aussi nous avons la corrosion de contact, le grippage et échauffement. Dans notre cas, l'analyse spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique des deux cylindres long (petite vitesse) et rapide (grande vitesse) figure 3-1, et ce le : 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 spectre en terme de vitesse pris sur les deux paliers sus indiqués dans une bande de fréquence de 200 Hz , représentés dans les figure 3-13 et 3-14, présentent un peigne de raies spectrale dont les composantes d'ordre 2,3...etc, ou 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, ou la fréquence prépondérante liée à la fréquence de rotation du cylindre grand vitesse est de 04,25 Hz. Nous avons remarqué aussi que l'amplitude de vibrations élevé est liée à la deuxième harmonie qui est de 63,25 Hz, ayant un niveau de 03,45 mm/s sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal, et de 02,43 mm/s sur le palier N°04 dans le même sens, tandis que la troisième harmonie (95 Hz), son amplitude est de 02,98 mm/s sur

le palier N°03, et de 01,13 mm/s sur le palier N°04 dans la direction radial horizontal. Néanmoins, les autres harmonies d'ordre 5, 6,...etc. présente des amplitudes moins élevés de l'ordre de 01 mm/s jusqu'à 02 mm/s, ce qui confirme la présence d'un choc engendré par un jeu entre l'élément roulant est les deux bagues intérieur et extérieur des deux roulements, générant des vibrations d'un niveau global en terme de vitesse de 08,50 mm/s, comme l'indique le tableau 3-1, jugé Alarmant, en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056.

Aussi, en examinant les images spectrales prises sur l'ensemble des paliers du cylindre petite vitesse (PV), nous a permet de déceler l'apparition de deux chocs différents, le premier est engendré par un défaut de roulement dans les deux paliers N°07 et 08 portant le cylindre (PV), comme l'indique la figure 3-1 de la chaine cinématique, suite aux spectres prises sur ces deux paliers dans la direction radiale horizontale illustrés dans les figures 3-16 et 3-17 et qui représente un peigne de raies dont les composantes d'ordre 1,2,3,4,...etc., ou la fréquence de base est de 28,27 Hz, relative au défaut d'écaillage de l'élément roulant entre les deux bagues intérieur et extérieur des deux roulement N°07 et 08, d'après le tableau des fréquences 3-18, et qui se voit nettement dans tous les spectres représentés dans les figures 3-14, 3-15, 3-16 et 3-17. Le deuxième choc est à l'état précoce, relatif à un jeu sur la portée de roulements dans les deux paliers N°07 et 08, comme l'indique les spectres illustrés dans figures précités, 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, avec ses harmonies d'ordre 2,3,4...etc. Ces deux défaillances dans le cylindre long (PV), génèrent des vibrations d'un niveau global de 05,72 mm/s, jugé Admissible (seuil d'alarme), en de référent aux critères du jugement des vibrations d'après les normes internationales VDI 2056.

Ces défauts de roulement se sont amplifiés durant toute cette période, à cause du mauvais graissage des roulements (périodicité et quantité de graisse non respectée), ainsi qu'au balourd présenté sur les deux cylindres, qui se corrige périodiquement par la rectification sur site de ces derniers, dont nous avons remarqué une désorganisation de cette période de rectifications, 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.

Suite à ce diagnostic vibratoire, basé sur l'interprétation spectrale durant tout le suivi de cet équipement, et lors de chaque période de surveillance, ainsi qu'au tendances vibratoires, nous avons préconisé le changement de l'ensemble des roulements des deux cylindres dans les paliers N°03, 04, 07 et 08, d'après le figure 3-1, et la surveillance du jeu à l'état précoce sur la portée de roulement dans les deux paliers 07 et 08.

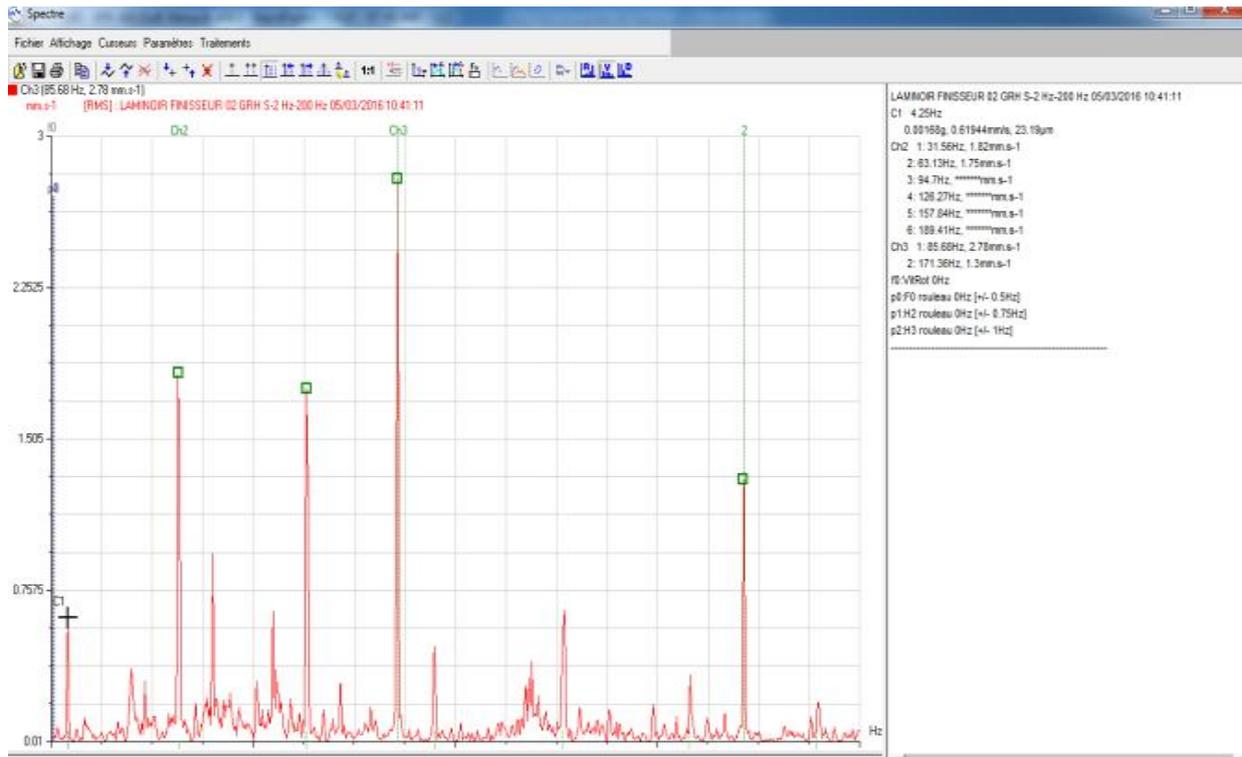


Figure 3-10 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale horizontale, le : 03 Mars 2016.

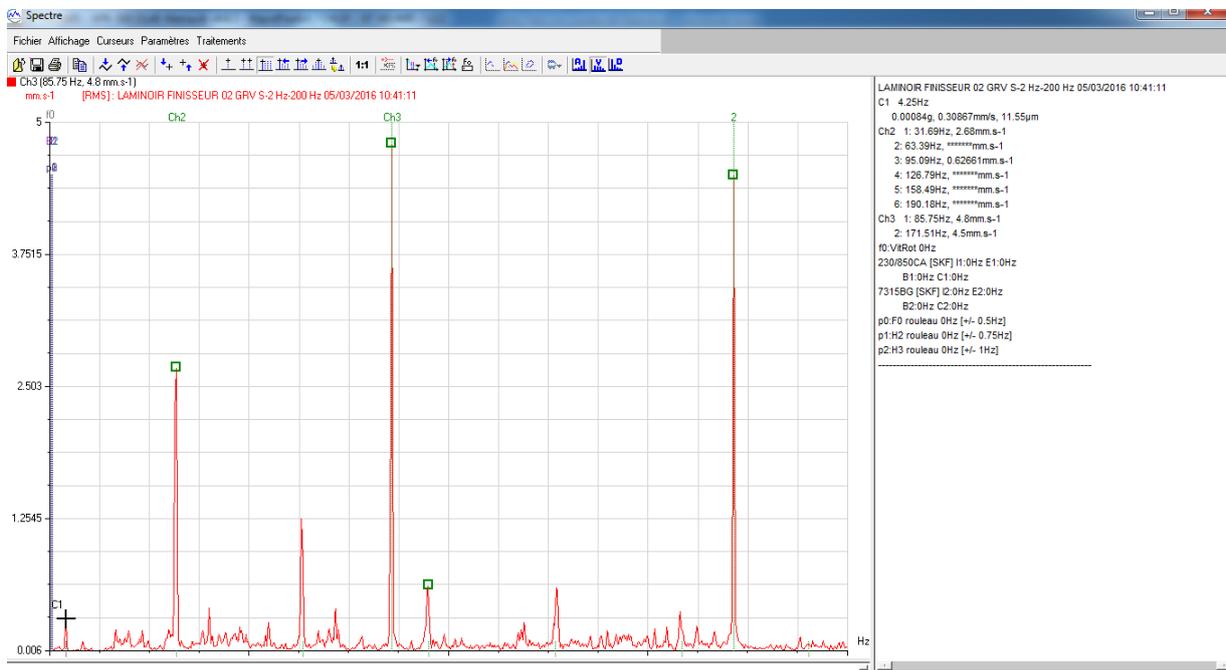


Figure 3-11 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale verticale, le : 03 Mars 2016.

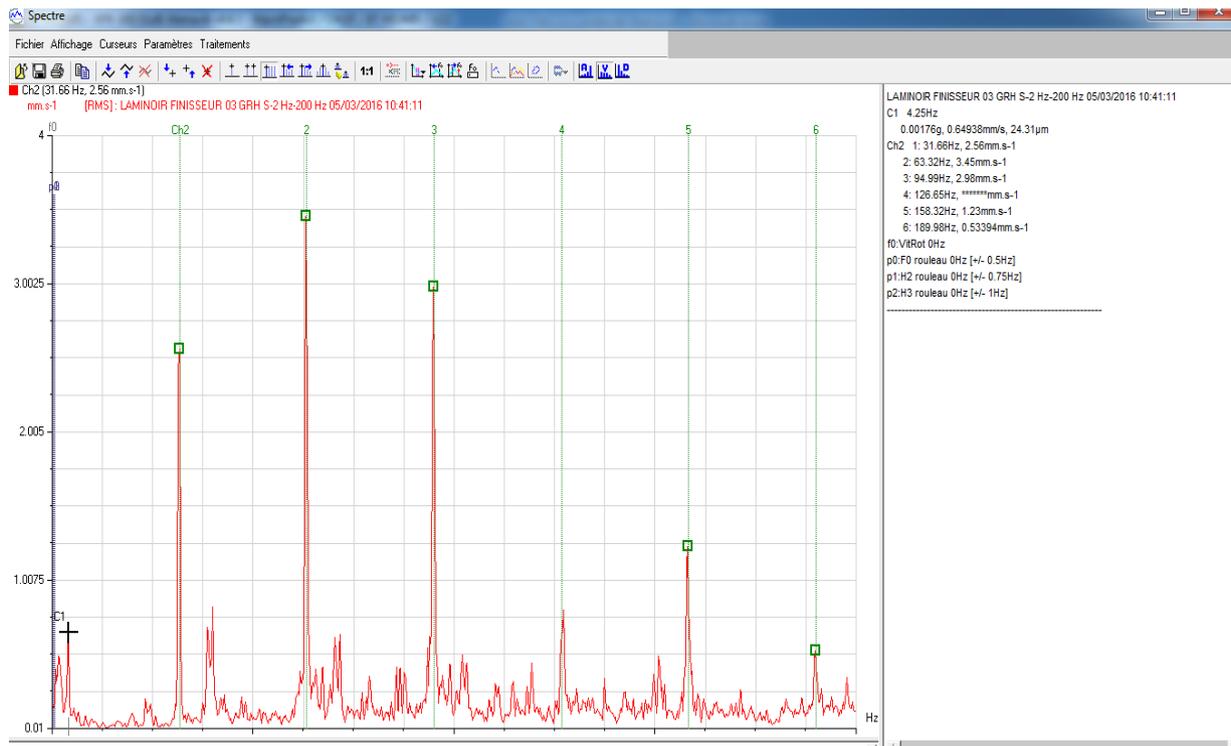


Figure 3-12 : Spectre pris sur le palier N°03 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale horizontale, le : 03 Mars 2016.

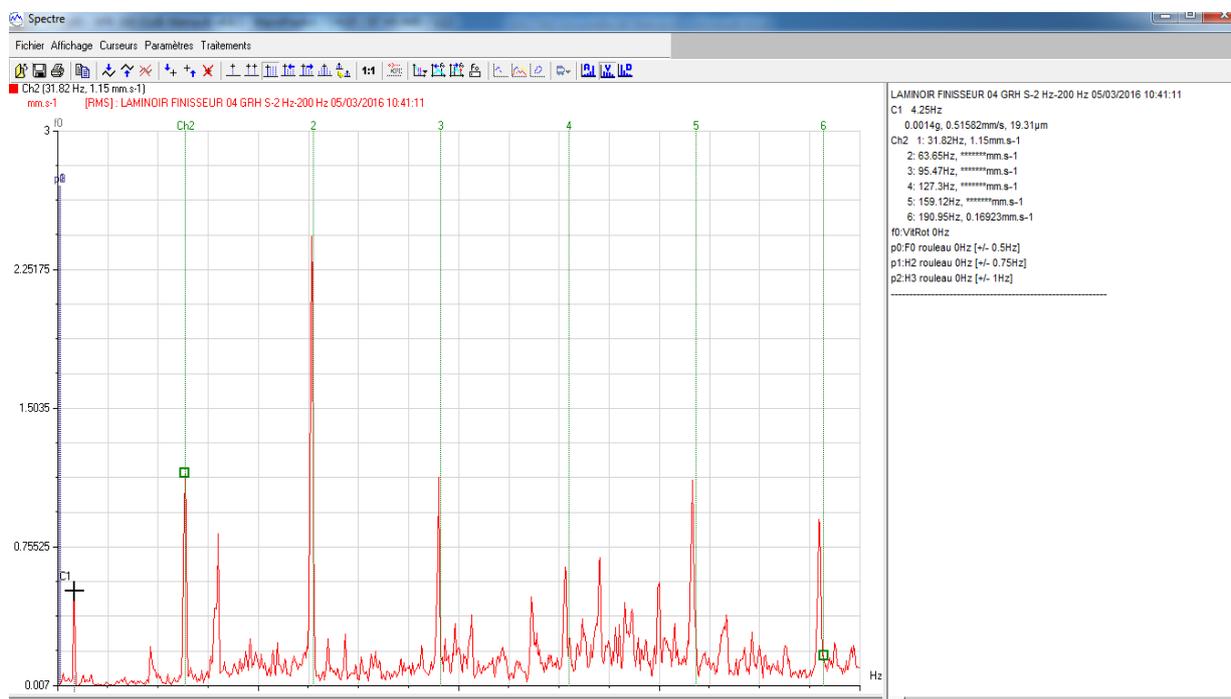


Figure 3-13 : Spectre pris sur le palier N°04 du cylindre grande vitesse (G.V) dans la direction radiale horizontale, le : 03 Mars 2016.

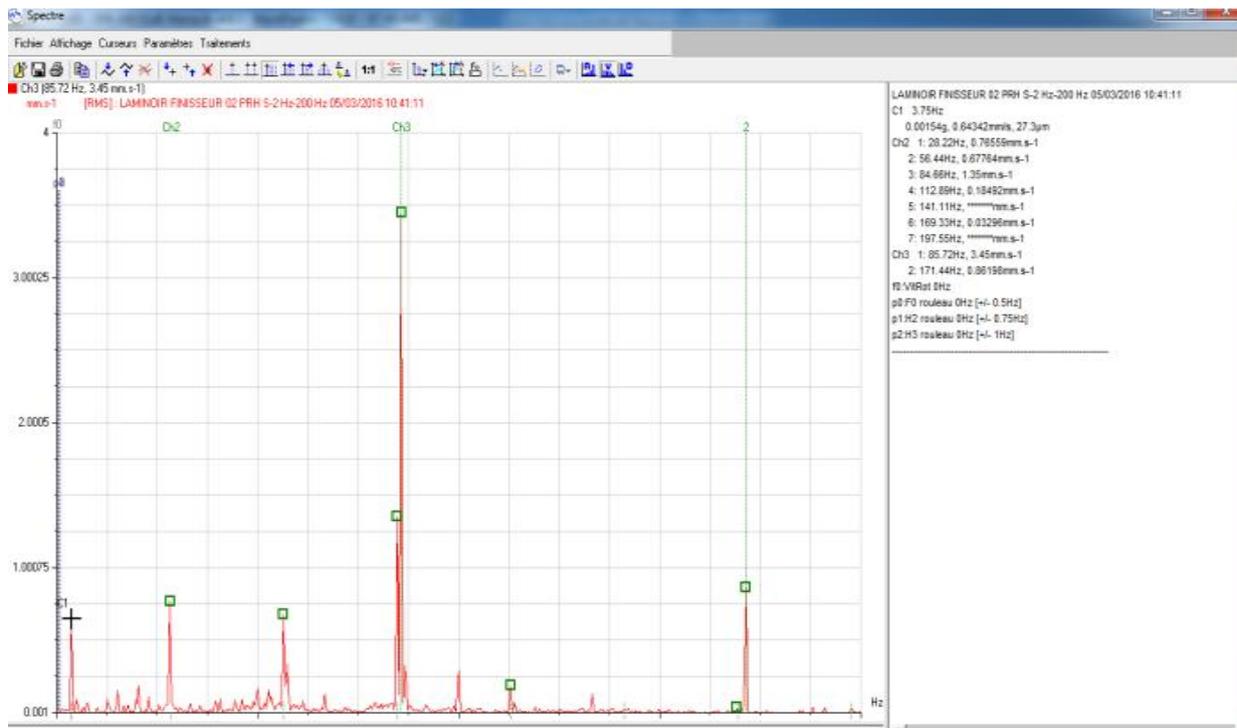


Figure 3-14 : Spectre pris sur le palier moteur N°06 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale horizontale, le : 03 Mars 2016.

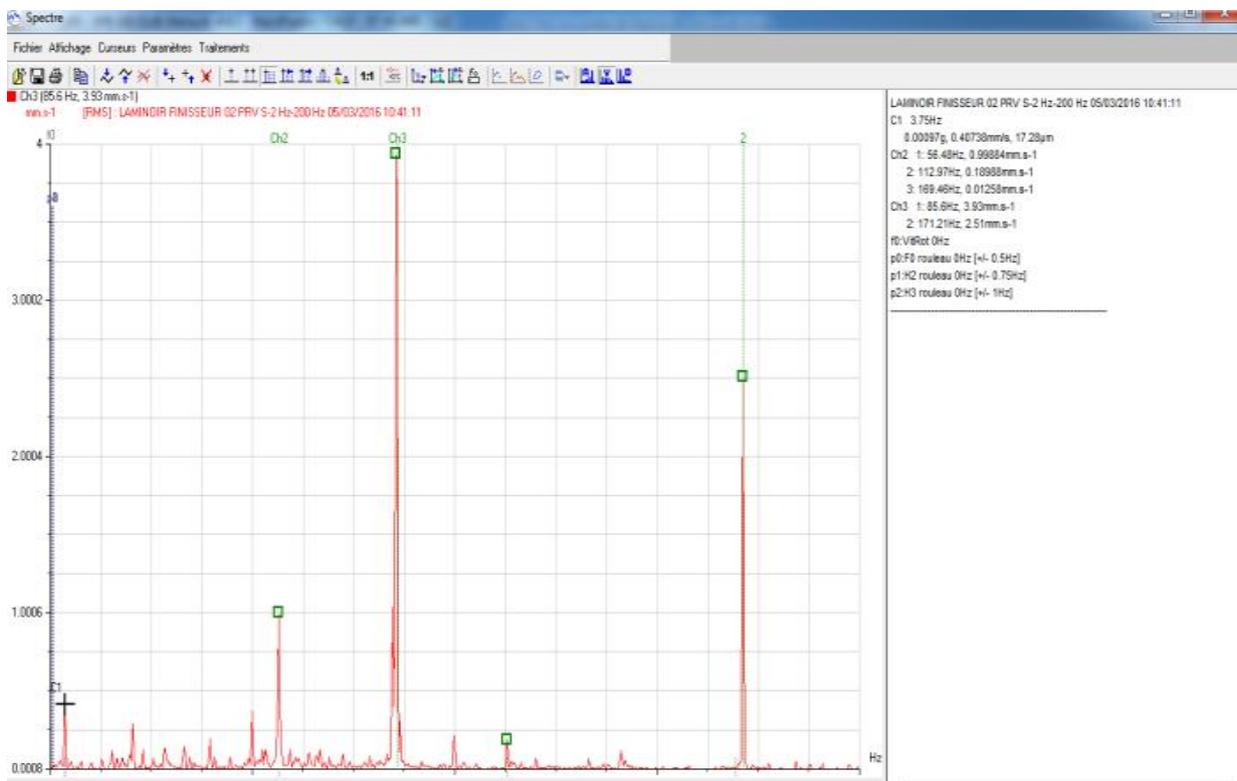


Figure 3-15 : Spectre pris sur le palier moteur N°06 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale verticale, le : 03 Mars 2016.

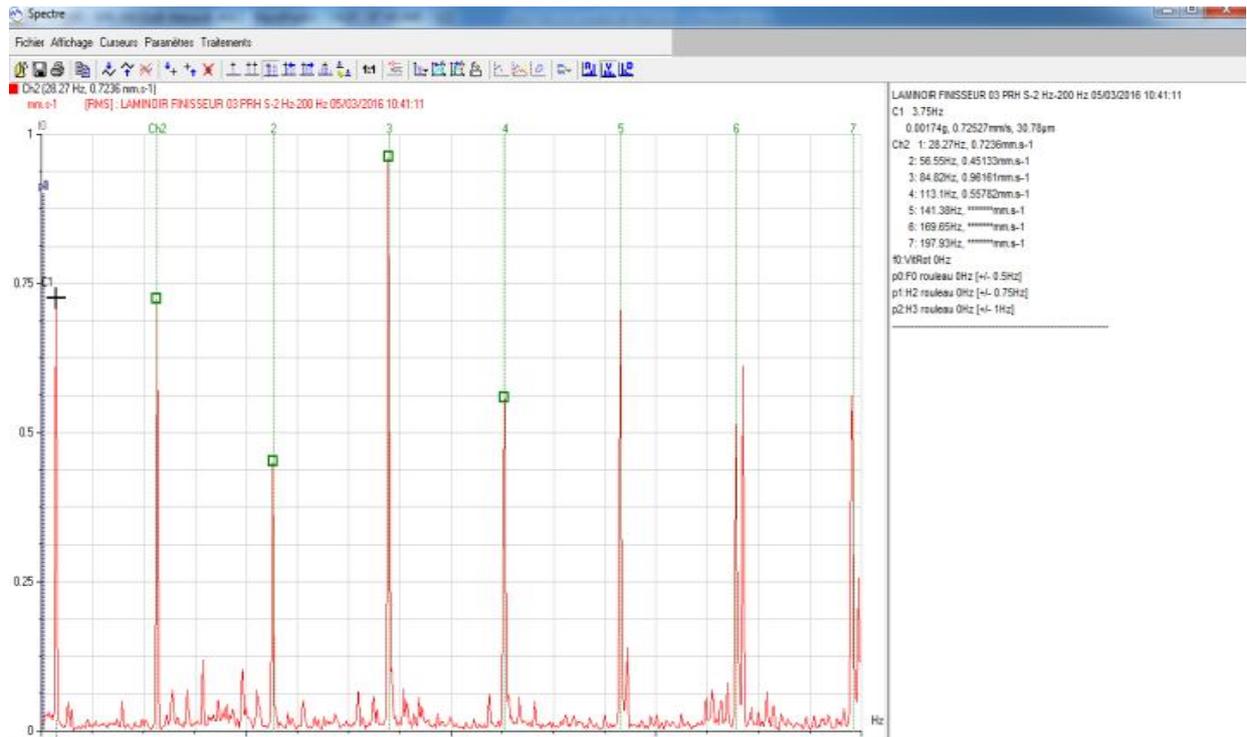


Figure 3-16 : Spectre pris sur le palier N°07 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale horizontale, le : 03 Mars 2016.

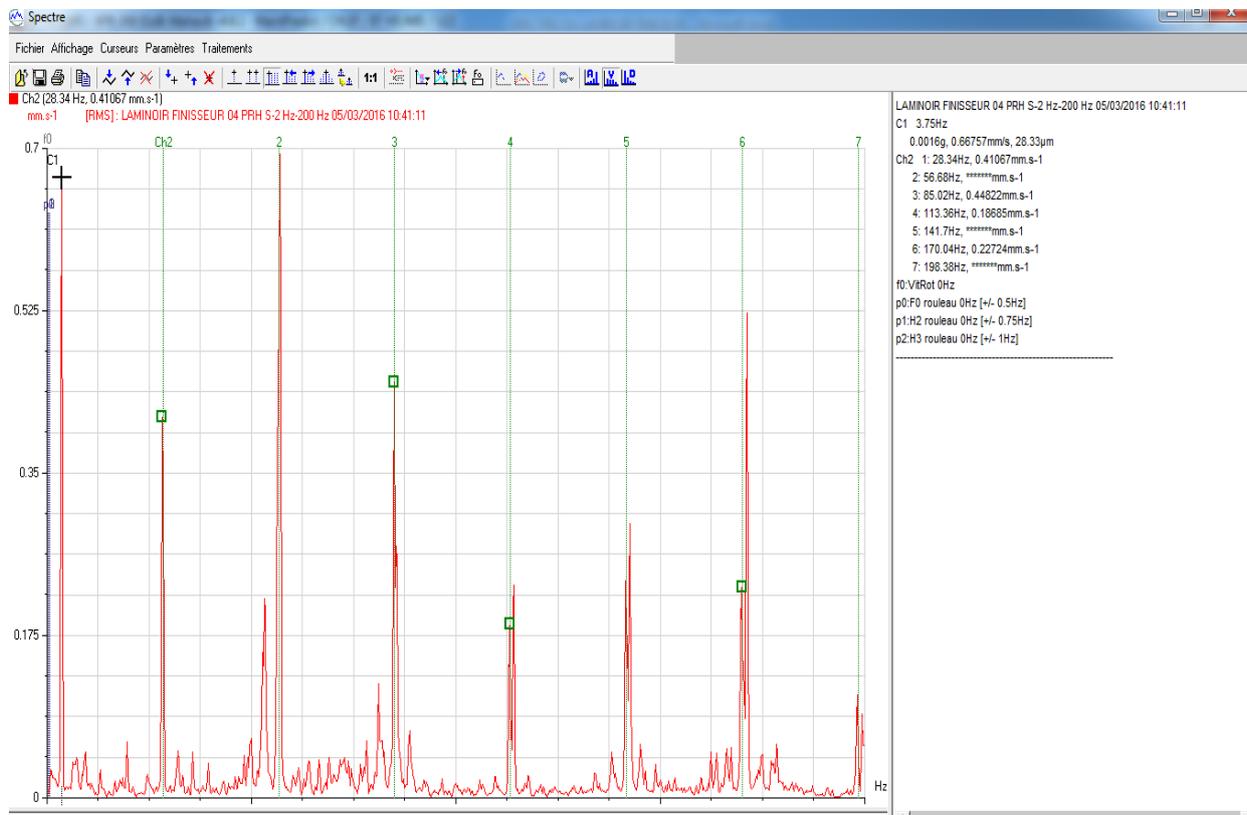


Figure 3-17 : Spectre pris sur le palier N°08 du cylindre Petite vitesse (P.V) dans la direction radiale horizontale, le : 03 Mars 2016.

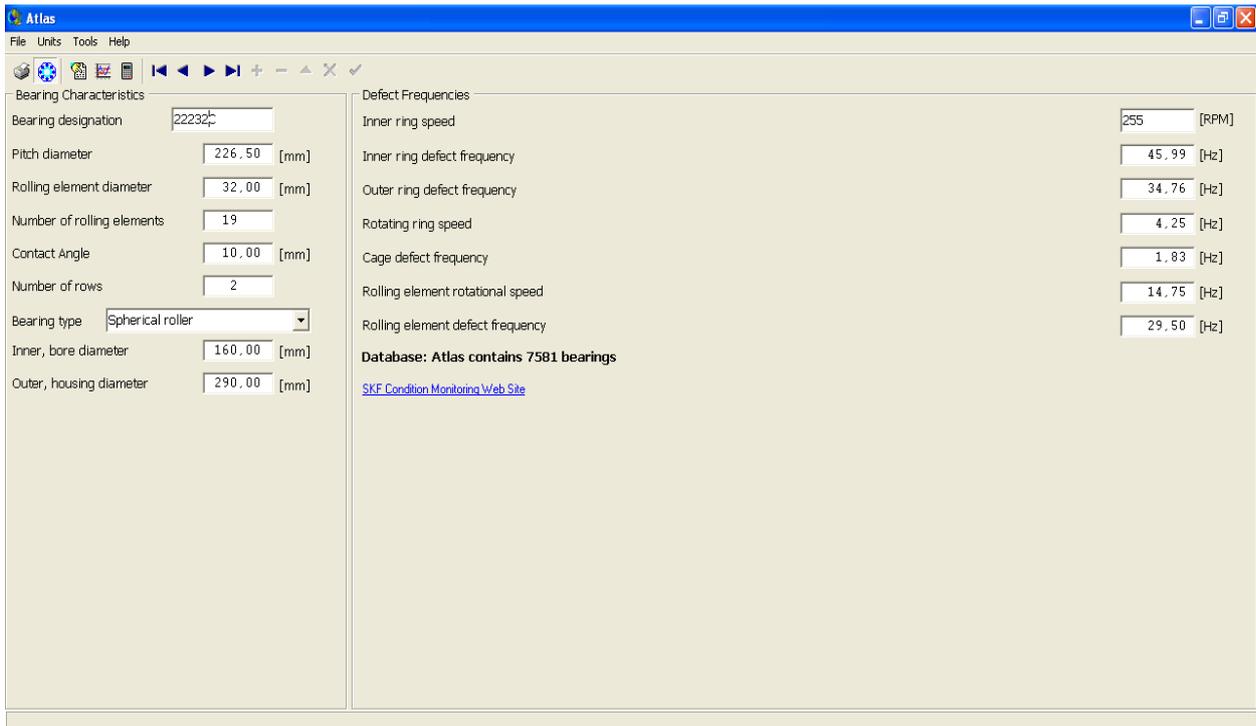


Figure 3-18 : Tableau des fréquences établis par SKF relative à chaque défaut des éléments de roulements du cylindre GV

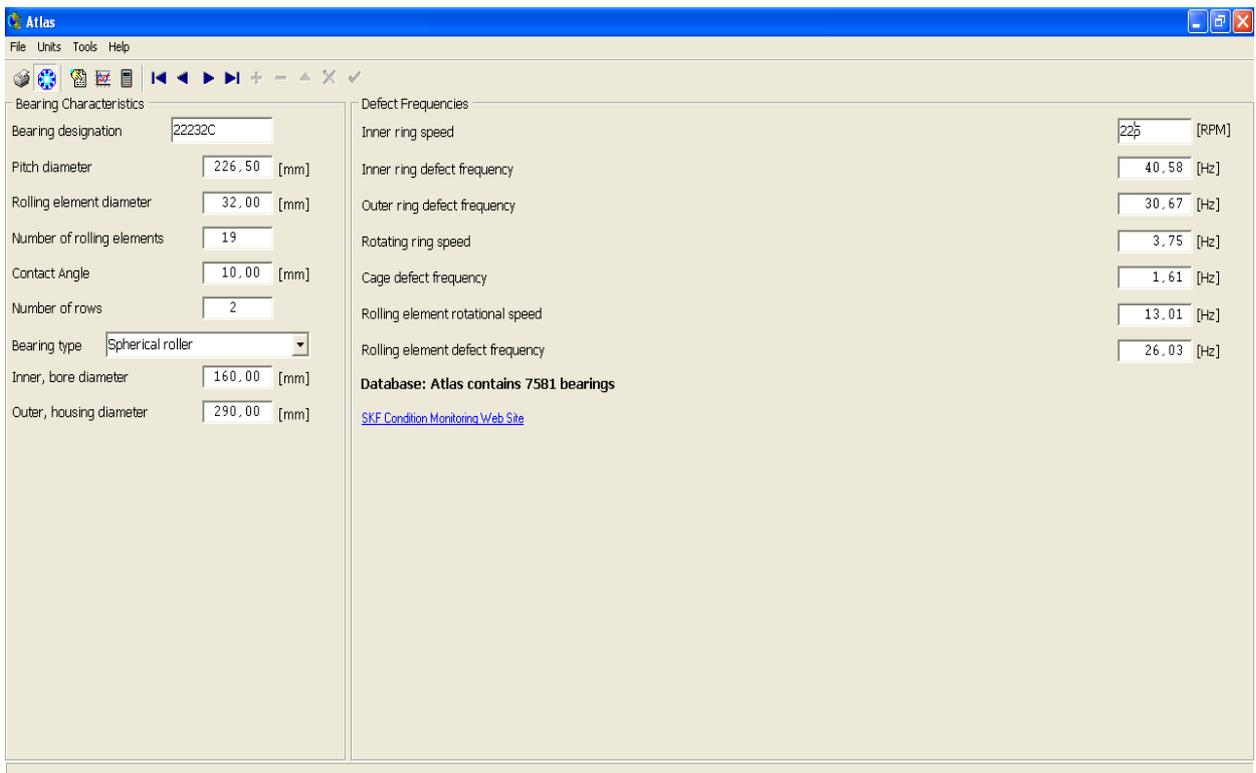


Figure 3-19 : Tableau des fréquences établis par SKF relative à chaque défaut des éléments de roulements du cylindre PV

3.4.3 Correction du déséquilibre

En pratique, il est impossible d'obtenir une concentricité parfaite des centres de gravité de chaque élément constitutif d'un rotor. De ce non concentricité, résulte l'application des forces centrifuges qui déforme le rotor. Ce déséquilibre provient généralement de défauts d'usinage, défauts d'assemblage et de montage.

Dans notre cas, le déséquilibre provient de deux défaillances, la première est due aux courroies trop tendues, ou nous avons corrigé ce défaut par le réglage de la tension des courroies liée à l'entraxe entre les deux poulies motrice et réceptrice. La seconde est un balourd, dû à l'usure non uniforme sur les parois des deux cylindres GV et PV, qui génère une force centrifuge, et qui nécessite un équilibrage. La méthode d'équilibrage dans ce cas est basée sur la rectification sur site des deux cylindres par le chariotage de ces derniers, le but est d'avoir un rayon et un poids uniforme sur toute la longueur du cylindre, afin d'éliminer les forces centrifuges et d'alléger d'une manière convenable les charges de vibrations concentrées et propagées sur les paliers. Cette opération est primordiale dans ce type d'installation, établis selon une périodicité déterminée d'après de la durée de fonctionnement du cylindre laminoir. Pratiquement, cette période ne doit pas dépasser les trente (30) jours.

3.5 Confrontation des résultats de la simulation numérique avec ceux de l'expérimentale :

Les résultats de la simulation de l'analyse modale du système de cylindre de laminoir ont été résumés dans le **tableau ***. En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associées sont conjugués et symétrique, en accord avec les études fondamentales théorique. Les plus bas des fréquences naturelles, le premier mode représente le mode de torsion, ainsi que le deuxième mode tandis que le troisième et le quatrième mode représente la flexion, qui sont les plus importants et qui ont une influence sur le comportement dynamique de la structure. D'après les résultats de prélèvements de mesures de vibrations expérimentaux et de leurs analyses **représentés dans les figures ?**, nous constatons que la fréquence de rotation des deux moteurs électriques 16,42 Hz coïncide avec la fréquence naturelle du premier mode vibratoire de torsion qui est de 16,059 Hz, d'après le tableau 1 des fréquences de mode de fonctionnement de la machine. Qui nous oblige de revoir la partie cinématique de l'installation et nous préconisons le changement de la vitesse de rotation du moteur électrique afin de s'éloigner le maximum de cette fréquence propre, tout en gardant les deux vitesses de rotations des deux cylindres petite et grande vitesse.

Aussi. D'après les résultats du calcul des fréquences générés par les roulements 22232 E1K (tableau 3.2), nous il est à signaler que les harmonies des fréquences fondamentaux du défaut de l'élément roulant et de la vitesse de rotation de l'élément roulant, dans les deux paliers de l'arbre portant le cylindre GV et PV, qui sont respectivement 29,50 Hz et 14,75 Hz du cylindre GV, et 26.03 Hz et 13.01 Hz du cylindre PV, sont proches de la

fréquence du deuxième et troisième mode de vibrations qui sont 77,284 Hz et 86,026 Hz, (tableau 3.3) cela nous permis de conclure que les pannes répéter sur l'installation causés par la présence des défauts de roulement. en particulier sur le cylindre PV, sont à l'origine d'un problème de résonance du deuxième et troisième mode de vibrations de flexion. A cet effet, nous recommandons l'une des solutions suivantes : changement de la référence du roulement, ou changement de la vitesse de rotation des deux cylindres, et ce par le changement des diamètres des poulies réceptrices ou motrices.

Tableau 3.2 : Résultats des fréquences des organes de la machine calculée théoriquement

Organe	Moteur électrique	Cylindre PV	Cylindre GV	Ligne d'arbre et roulement PV	Ligne d'arbre et roulement GV
Fréquence du défaut de déséquilibre en Hz	16,42	3,75	4,25	-	-
Fréquence du défaut sure l'élément roulant en Hz	-	-	-	26,03	29,50
Fréquence du défaut sure la vitesse de rotation de l'élément roulant en Hz	-	-	-	13,01	14,75

3.6 Confrontation et validation des résultats théorique et pratique :

Dans le chapitre 3 Etude d'un cas pratique vécu dans une briqueterie, celui du laminoir finisseur, sur l'ensemble des mesures spectral prélevées en terme de vitesse vibratoire, et les valeurs des fréquences relatives à chaque défaut mécanique à savoir : défaut de balourd sur le rotor moteur et celui des deux cylindres PV et GV, défaut de flexion, et défaut de roulement, d'après le mode de calcul de l'appareil de mesures des vibrations (MOVIPACK).

Le tableau 3.3 résume la bonne concordance entre les résultats théoriques et expérimentaux.

Tableau 3.3 : confrontation des résultats théoriques et expérimentaux pour le laminoir finisseur.

Valeur déterminée	Fréquence du défaut de déséquilibre sur le moteur électrique en Hz	Défaut de roulement du cylindre GV	Défaut de roulement du cylindre PV
Théorie	48,9892 (troisième harmonie de la fréquence de rotation) du premier mode de vibrations	-	79,0281 (troisième harmonie de la fréquence fondamentale du défaut sur l'élément roulant du roulement 22232 E1K) du deuxième mode de vibrations
Simulation numérique	16,059 (Fréquence fondamentale de la vitesse de rotation) du premier mode de vibrations	-	77,284 du deuxième mode de vibrations
Pratique	15,845	85,66	84,66

3.7 Conclusion

Nous avons, à travers ce chapitre, pu cerner les causes de défaillances du laminoir, grâce à une analyse des modes vibratoires générées par l'ensemble des composants mécaniques du laminoir. Après le décernement des défauts présents, une opération de maintenance curative a été préconisée s'agissant du réglage de la tension des courroies et du rééquilibrage des cylindres.

Conclusion Générale

Conclusion général

Dans ce mémoire, on commence par tenter de cerner le domaine des machines tournantes. Après la mise en évidence de leur criticité, les différentes défaillances pouvant altérer leur fonctionnement ainsi que les techniques et moyens actuels mis en place pour leur surveillance, on passe en revue succinctement un état de l'art de la surveillance des machines tournantes. De même, on s'est intéressé aux défaillances pouvant altérer leurs fonctionnements. Pour l'exploitation optimale de ces machines, une surveillance accrue de leurs conditions de fonctionnement est souvent nécessaire. Pour cela, plusieurs techniques existent dont un bon nombre a été décrit. Une attention particulière a été donnée aux techniques à base d'analyse vibratoire et de positions angulaires.

Vu qu'on se propose d'étudier analytiquement et numériquement les principaux organes (Éléments) d'une machine industrielle, on fait remarquer que le contenu de ce mémoire a un caractère plus expérimental que théorique sans pour autant négliger l'un des deux aspects. Une étude analytique pour valider la modélisation a été établie avec une illustration de toutes les étapes de la modélisation en partant du calcul des modes propres en dynamique à la simulation du système sous SOLIDWORKS.

La machine tournante industrielle faisant l'objet de ce mémoire est « un laminoir finisseur ».

Cet équipement présente des défauts mécaniques. Le diagnostic de vibrations, par prélèvements de mesures et leurs analyses, révèle la présence de défauts dont ceux des roulements. On tente de contribuer à l'apport de solutions au niveau de la chaîne cinématique de la machine.

On a pu déceler les causes de défaillances du laminoir, grâce à une analyse des modes vibratoires générées par l'ensemble des composants mécaniques du laminoir. Suite à ce diagnostic, on propose une opération de maintenance curative avec un réglage de la tension des courroies et un rééquilibrage des cylindres.

De plus, à travers notre stage, on a pu se rapprocher du monde industriel. A travers les mesures prises, on a aussi vu l'importance d'une instrumentation adéquate et ceci peut être considéré comme un complément à notre formation de master en conception mécanique.

```

clear
clc

syms x k1 k2 k3 k4

%-----données-----%

L=1.59;      %longueur de la poutre
l=1;
b=0.23;
e=0.18;
d=0.16;      %diametre de la poutre
D=1.2;       %diamètre du cylindre
E=1.9e11;    %module d'elasticité
m1=381.19 ;  %masse de la poulie
m2=8664.76; %masse du cylindre

%-----%

F=m1*9.81
q=(m2*9.81)/l
RA=((F*L)+((q*l)*((l/2)+e)))/(l+2*e)
RB=(F)+(q*l)-(RA)
I=((pi*(d^4))/64); %moment quoidratique
EI=E*I

%-----%

%trancon HA
x1=0:.00001:b;
T1=F;
M1=F*x1;
y1=(((-F/6)*(power(x1,3)))-((0.3595e4)*(x1))+0.0834e4)/EI;

%trancon AC
x2=b:.00001:b+e;
T2=F-RA;
M2=(F*x2)-(RA*(x2-b));
y2((((RA-F)/6)*(power(x2,3))-((b*RA/2)*(power(x2,2)))-
((0.4834e4)*x2)+0.1310e4)/EI);

%trancon CD
x3=b+e:.00001:L-e;
T3=q*(x3-(b+e))+F-RA;
M3=x3*F-(RA*(x3-b))+((q/2)*(power(x3-(b+e),2)));
y3(((((-q/24)*(power(x3,4)))+(RA-F+(q*(b+e)))*(power(x3,3))/6))-
((b*RA+(q/2)*((b+e)^2)))*(power(x3,2))/2))-((0.3858e4)*x3)+0.121e4)/EI);

%trancon DB
x4=L-e:.00001:L;
T4=F+q*l-RA;
M4=(F*x4)-(RA*(x4-b))+((q*l*(x4-(b+e+(l/2)))));
y4(((((-RB)*((power(x4,3))/6))+((q*l*(b+e+(l/2))))-
(b*RA))*((power(x4,2))/2))-((5.4848e4)*x4)+3.1109e4)/EI);

```

```
%-----Graphes-----%
```

```
figure (1)
plot(x1,T1,x2,T2,x3,T3,x4,T4)
ylabel('T (N)')
xlabel('x (m)')
grid on
```

```
figure (2)
plot(x1,M1,x2,M2,x3,M3,x4,M4)
ylabel('Mf (N.m)')
xlabel('x (m)')
grid on
```

```
figure (3)
plot(x1,y1,x2,y2,x3,y3,x4,y4)
ylabel('Y (m)')
xlabel('x (m)')
grid on
```

```

clear
clc

a=[ 1    0    -1    0    0    0    0    0    1.2398e3;
    0.23 1  -0.23 -1    0    0    0    0  -190.0994;
    0    0  0.23  1    0    0    0    0  197.6824;
    0    0  0.41  1  -0.41 -1    0    0  -300.2414;
    0    0    1    0   -1    0    0    0  -976.3958;
    0    0    0    0  1.41  1  -1.41 -1  4.1996e4;
    0    0    0    0    1    0   -1    0  5.099e04;
    0    0    0    0    0    0  1.59  1  -5.6099e4];a

C=[0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0]; % est le vecteur colonne des composantes
% 1er point
b(1,:)=a(1,:)/a(1,1);
b(2,:)=a(2,:)-b(1,:)*a(2,1);
b(3,:)=a(3,:)-b(1,:)*a(3,1);
b(4,:)=a(4,:)-b(1,:)*a(4,1);
b(5,:)=a(5,:)-b(1,:)*a(5,1);
b(6,:)=a(6,:)-b(1,:)*a(6,1);
b(7,:)=a(7,:)-b(1,:)*a(7,1);
b(8,:)=a(8,:)-b(1,:)*a(8,1);b;

% 2ème point
c(2,:)=b(2,:)/b(2,2);
c(1,:)=b(1,:)-c(2,:)*b(1,2);
c(3,:)=b(3,:)-c(2,:)*b(3,2);
c(4,:)=b(4,:)-c(2,:)*b(4,2);
c(5,:)=b(5,:)-c(2,:)*b(5,2);
c(6,:)=b(6,:)-c(2,:)*b(6,2);
c(7,:)=b(7,:)-c(2,:)*b(7,2);
c(8,:)=b(8,:)-c(2,:)*b(8,2);c;

% 3ème point
d(3,:)=c(3,:)/c(3,3);
d(1,:)=c(1,:)-d(3,:)*c(1,3);
d(2,:)=c(2,:)-d(3,:)*c(2,3);
d(4,:)=c(4,:)-d(3,:)*c(4,3);
d(5,:)=c(5,:)-d(3,:)*c(5,3);
d(6,:)=c(6,:)-d(3,:)*c(6,3);
d(7,:)=c(7,:)-d(3,:)*c(7,3);
d(8,:)=c(8,:)-d(3,:)*c(8,3);d;

% 4ème point
e(4,:)=d(4,:)/d(4,4);
e(1,:)=d(1,:)-e(4,:)*d(1,4);
e(2,:)=d(2,:)-e(4,:)*d(2,4);
e(3,:)=d(3,:)-e(4,:)*d(3,4);
e(5,:)=d(5,:)-e(4,:)*d(5,4);
e(6,:)=d(6,:)-e(4,:)*d(6,4);
e(7,:)=d(7,:)-e(4,:)*d(7,4);
e(8,:)=d(8,:)-e(4,:)*d(8,4);e;

```

```
% 5ème point
f(5,:) = e(5, :)/e(5, 5);
f(1,:) = e(1, :) - f(5, :) * e(1, 5);
f(2,:) = e(2, :) - f(5, :) * e(2, 5);
f(3,:) = e(3, :) - f(5, :) * e(3, 5);
f(4,:) = e(4, :) - f(5, :) * e(4, 5);
f(6,:) = e(6, :) - f(5, :) * e(6, 5);
f(7,:) = e(7, :) - f(5, :) * e(7, 5);
f(8,:) = e(8, :) - f(5, :) * e(8, 5); f;
```

```
% 6ème point
g(6,:) = f(6, :)/f(6, 6);
g(1,:) = f(1, :) - g(6, :) * f(1, 6);
g(2,:) = f(2, :) - g(6, :) * f(2, 6);
g(3,:) = f(3, :) - g(6, :) * f(3, 6);
g(4,:) = f(4, :) - g(6, :) * f(4, 6);
g(5,:) = f(5, :) - g(6, :) * f(5, 6);
g(7,:) = f(7, :) - g(6, :) * f(7, 6);
g(8,:) = f(8, :) - g(6, :) * f(8, 6); g;
```

```
% 7ème point
h(7,:) = g(7, :)/g(7, 7);
h(1,:) = g(1, :) - h(7, :) * g(1, 7);
h(2,:) = g(2, :) - h(7, :) * g(2, 7);
h(3,:) = g(3, :) - h(7, :) * g(3, 7);
h(4,:) = g(4, :) - h(7, :) * g(4, 7);
h(5,:) = g(5, :) - h(7, :) * g(5, 7);
h(6,:) = g(6, :) - h(7, :) * g(6, 7);
h(8,:) = g(8, :) - h(7, :) * g(8, 7); h;
```

```
% 8ème point
j(8,:) = h(8, :)/h(8, 8);
j(1,:) = h(1, :) - j(8, :) * h(1, 8);
j(2,:) = h(2, :) - j(8, :) * h(2, 8);
j(3,:) = h(3, :) - j(8, :) * h(3, 8);
j(4,:) = h(4, :) - j(8, :) * h(4, 8);
j(5,:) = h(5, :) - j(8, :) * h(5, 8);
j(6,:) = h(6, :) - j(8, :) * h(6, 8);
j(7,:) = h(7, :) - j(8, :) * h(7, 8); j;
```

```
% Solutions recherchées
C(1) = j(1, 9);
C(2) = j(2, 9);
C(3) = j(3, 9);
C(4) = j(4, 9);
C(5) = j(5, 9);
C(6) = j(6, 9);
C(7) = j(7, 9);
C(8) = j(8, 9); C
```

- [1] : **Ilyes KHELF**, DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES PAR LES TECHNIQUES DE L'INTELLIGENCE ARTIFICIELLE, thèse de doctorat, université badj mokhtar – annaba, 2013_2014.
- [2] : **Mohammed Ouali** et **Cherif Khélifi**, Modélisation dynamique d'un aerogénérateur par un modèle à trois masses, Revue des Energies Renouvelables SMEE, 10 Bousmail Tipaza (2010) 219-236 cder.edu.dz, www.cder.dz/download/smee_2010_23.pdf
- [3] : **Cherif Khélifi**, **FERROUDJI Fateh**, **Mohammed Ouali** Modélisation et Analyse dynamique d'un rotor Eolien a Axe horizontal de faible puissance. Revue des Sciences et de la Technologie – RST – Volume 4 N°01/ Janvier 2013.
<http://revues.univbatna.dz/rst2/images/vol4n1/ch.pdf>
- [4] : **Mohammed Ouali**, **Rabah Magraoui**, Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire, Défaillances mécaniques et solutions proposées, 10th Mechanical Congress Oujda Maroc, 19 au 22 Avril 2011.
- [5] : **Mohammed Ouali**, **Rabah Magraoui**, Predictive vibrational Diagnostics of rotating machines Ventilator atomizer application, Contech 13 International Conference on Control Engineering Istanbul Turkey, 26 au 28 December 2013.
- [6] : **Mohammed Ouali**, **Rabah Magraoui**, Contribution to the vibration monitoring of rotating machines. Application to a shredder, Contech 13 International Conference on Control Engineering Istanbul Turkey, 26 au 28 December 2013.
- [7] : **Saliou DIOUF**, CONTRIBUTION AU DIAGNOSTIQUE INDUSTRIEL DE D2FAUTS DE ROULEMENT ET DE BALOURD PAR TECHNIQUE NEURONALES APLICATION A LA MACHINE ASYCRONE A CAGE, thèse de doctorat, université PARIS XII VAL DE MARNE-CRETEIL,2007.
- [8] : **J.BAUDY**, **A.BOIDIN**, **G.BRENIER**, **H.DELANNOY** et **L.PILOT**, **VIBRATION – EQUILIBRAGE – APLICATION A LA MAINTENANCE CONDITIONNELLE**, éd.SCHENCK, Paris, 1994.
- [9] : **Alaine BOULENGER** et **Christian PACHAUD**, analyse vibratoire en maintenance, ed.DUNOD, Paris, 2003.
- [10] : **JEAN Heng**, Pratique de la maintenance préventive, 2^e éd.DUNOD, paris, 2002/2005 tirage corrigé 2008.
- [11] : **bruel & kjaer vibro**, analyse des vibrations maintenance conditionnelle des machines tournantes, www.bkvibro.com, copyright 2005.
- [12] : **DOUGDAG Mourad**, L'introduction de défauts mécaniques dans l'étude des machines tournantes, thèse magistère 2001.

[13] : HADJ SAID Baba, Mémoire de fin d'études « diagnostique des défauts des machines tournantes par analyse spectrale des vibrations » école nationale polytechnique.

[14] : JEAN-LOUIS FANCHON, GUIDE MECANIQUE sciences et technologies industrielles, NATHAN, italy, 1998.

[15] : G.DROUIN, M.GOU, P.THIRY et R.VINET, ELEMENTS DE MACHINES, 2^e édition de l'école polytechnique Montréal, 1986.

[16] : catalogue FAG, Schaeffler Technologies AG &Co. KG, aout 2012.