

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Saad Dahlab de Blida 1

Faculté de Technologie

Département de mécanique

**Projet de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme de
Master en Mécanique**



Option : Construction Mécanique

THEME

**Comportement Dynamique d'un Concasseur à
mâchoires**

**Présenté par :
Beyina Teghra Beyih**

Encadré par :

**Prof. OUALI Mohammed Promoteur
Dr. MAGRAOUI Rabah Co-promoteur**

Juin 2018

Remerciements

Je tiens à remercier très vivement mon promoteur Monsieur Ouali Mohammed, Professeur à l'université de Blida, Je le remercie de m'avoir toujours poussé vers l'avant, pour toute la confiance qu'il m'a porté, pour sa grande disponibilité inconditionnelle, ses conseils avisés, et ses encouragements. Ses nombreuses idées furent un soutien très précieux.

J'adresse mes remerciements pour le Co-promoteur Monsieur Rabah Magraoui, pour son soutien.

Enfin, je remercie chaleureusement tous les membres de ma famille et tous mes amis pour leur support et leurs encouragements.

DÉDICACE

À mon père que son âme repose en paix

A ma mère

A mes frères Boukhari et Moustapha

A mes sœurs Ghiya, Fatimetou et mariem

A tous ceux qui me sont chers en dieu

Résumé

Dans ce travail, on se propose d'étudier le comportement dynamique d'un équipement stratégique situé dans une station de concassage, présentant plusieurs fissurations et déformation au niveau de la structure et sur le volant d'inertie : Le concasseur primaire à mâchoires. On modélise et on procède à la simulation numérique par SolidWorks d'une partie du système, celle de l'ensemble arbre excentrique et bielle.....Expérimentalement, on étudie le comportement vibratoire de toute la chaîne cinématique de la machine, et ce par une programmation des points de mesures de vibrations et par des prélèvements de mesures de vibrations.

L'interprétation spectrale sera faite et la confrontation des résultats de la simulation numérique avec ceux trouvés expérimentalement permet d'aboutir aux conclusions nécessaires et utiles.

Abstract

In this work, we propose to study the dynamic behavior of strategic equipment located in a crushing station, presenting several cracks and deformations at the level of the structure and on the inertia wheel: The primary jaws crusher. We model and perform the simulation (SolidWorks) of a part of the assembly system that of the eccentric shaft and the link experimentally, we study the vibratory behavior of all the kinematic chain of the machine by programming the measurement points of vibrations and by sampling (taking) of vibration measurements.

The spectral interpretation will be made and the comparison of the results of the numerical simulation with those found experimentally makes it possible to reach the necessary and useful conclusions.

ملخص

في هذا العمل نقترح دراسة السلوك الديناميكي لمعدات إستراتيجية موجودة في محطة تكسير، تظهر عليها العديد من التشققات والتشوهات على مستوى الهيكل ودولاب الموازنة : آلة التكسير الأولية ذات الفكوك. نقوم بالمحاكاة لجزء من النظام فقط الجزء المتكون من المحور و الصلة من الناحية التجريبية ندرس سلوك الاهتزاز لجميع السلسلة الحركية للآلة وهذا عن طريق برمجة نقاط القياس الاهتزازي وأخذ القياسات. سنقوم بإجراء التفسير الطيفي ومقارنة نتائج المحاكاة مع تلك التي تحصل عليها تجريبيا مما يجعل من الممكن الوصول إلى الاستنتاجات الضرورية والمفيدة.

Sommaire

Introduction générale et état de l'art.....	1
Chapitre 1 : Typologie De Maintenance, Principaux Défauts De Machines Tournantes	
1.1 Introduction.....	4
1.2 Maintenance	4
1.2.1 La maintenance palliative.....	4
1.2.2 la maintenance curative.....	4
1.3 Maintenance préventive.....	4
1.3.1 La maintenance systématique.....	4
1.3.2 La maintenance conditionnelle.....	5
1.3.2.1 Les techniques utilisées dans la maintenance.....	5
2. Analyse vibratoire	6
2.1 Vibration.....	6
2.2 Mesure de niveau global.....	6
2.3 Analyse spectrale	7
2.4 Capteur de vibration.....	7
2.4.1 Accéléromètre	7
2.4.2 Vélocimètre	8
2.4.3 Capteur de déplacement.....	8
2.5 Point de mesure.....	9
2.6 Les différentes défaillances des machines tournantes.....	9
2.6.1 Balourd.....	10
2.6.2 Le désalignement.....	10
2.6.2.1 Désalignement angulaire.....	10
2.6.2.2 Désalignement axial.....	10
2.6.3 Défauts d'engrenage.....	10
2.6.3.1 Présentation.....	10
2.6.3.2 Types de défaut.....	11
2.6.4 Défauts de roulements	12
2.6.4.1 Définition	12
2.6.4.2 Types de défauts.....	12
2.6.4.3 Protection des roulements.....	13
2.6.5 Les courroies.....	13
2.6.5.1 Définition	13
2.6.5.2 Défauts de courroie.....	13
2.7 Conclusion	14
Chapitre 2: Etude Théorique Et Modélisation Du Concasseur.....	15
2-1 Introduction	14
2-2 Caractéristiques du Concasseur	15
2.3 Résistance à la torsion.....	15
2-4 Résistance à la flexion.....	17
2.5 Analyse des vibrations libres du système.....	19
2.5.1 Analyse modale.....	19
2.5.1.1 Modélisation du système.....	20

2.5.1.2 Détermination de l'équation de mouvement	20
2.5.1.3 Calcul de la rigidité K	20
2.5.1.4 Calcul de l'inertie J	22
2-6 Conclusion.....	22
Chapitre 3 : Simulation Numérique Du Concasseur A Mâchoires.....	23
3-1 Introduction.....	23
3-2 Simulation numérique du concasseur primaire à mâchoires.....	25
3-3 Résultats de la simulation numérique	25
3-4 Conclusion.....	31
Chapitre 4 : Diagnostic Par L'analyse Vibratoire Du Concasseur A Mâchoire.....	32
4-1 Introduction.....	32
4-2 Concasseur à mâchoires.....	32
4-2-1 Description de la machine.....	33
4-2-2 Choix des points de mesures de vibrations.....	33
4-3 Historique.....	34
4-4 Diagnostic vibratoire et Analyse des résultats	39
4-5 Analyse et interprétation des résultats.....	41
4-6 Conclusion.....	42
Conclusion Générale.....	44
Bibliographie.....	46

Liste de Figures

- Figure.1.1. Schéma de typologie de maintenance
- Figure 1.2. Exemple de la thermographie infrarouge
- Figure.1.3. Schéma d'un accéléromètre
- Figure.1.4. Schéma de principe d'un vélocimètre
- Figure.1.5. Schéma d'un capteur de déplacement
- Figure 1.6. Position de point de mesure.
- Figure 1.7. Défauts désalignement
- Figure.1.8. Schéma d'un engrenage
- Figure.1.9. Schéma d'un roulement à bille
- Figure2-1. Arbre excentrique de notre concasseur
- Figure 2.2. Une section de l'arbre.
- Figure.2.3. Schéma du modèle du système.
- Figure 3.1. Modélisation du système rotor par SolidWorks
- Figure 3.2. Maillage par Eléments fini et Conditions aux limites.
- Figure 3.3. Premier mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.4. Deuxième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.5. Troisième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.6. Quatrième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.7. Cinquième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.8 Sixième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.9. Septième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.10. Huitième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.11. Neuvième mode de vibrations du système rotor.
- Figure 3.12. Dixième mode de vibrations du système rotor
- Figure 4.1. Schéma cinématique et points de mesure de vibrations.
- Figure 4.2. Rotor du concasseur.
- Figure 4.3. Schéma de montage du système.
- Figure 4.4. Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du Concasseeur le : 09 Juillet
- Figure 4.5. Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du Concasseeur le : 09 Juillet 2015
- Figure 4.6. Courbe de tendance du Concasseeur Primaire à mâchoires sur le palier N°03 dans le sens horizontal.
- Figure 4.7. Courbe de tendance du Concasseeur Primaire à mâchoires sur le palier N°03 dans le sens vertical.
- Figure 4.8. Courbe de tendance du Concasseeur Primaire à mâchoires sur le palier N°04 dans le sens horizontal.
- Figure 4.9. Courbe de tendance du Concasseeur Primaire à mâchoires sur le palier N°04 dans le sens vertical.
- Figure 4.10. Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du Concasseeur le 20 Juin 2017
- Figure 4.11. Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical du Concasseeur le 20 Juin 2017
- Figure 4.12. Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du Concasseeur le 20 Juin 2017
- Figure 4.13. Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical du Concasseeur le 20 Juin 2017

Liste de Photos

- Photo 3.1a. Et Photo 3.1b Volant d'inertie
- Photo 4.1. Photo du Concasseeur
- Photo 4.2. Photo Prise sur le volant d'inertie, qui montre la position et la longueur de la fissure et qui est tangente au périmètre du moyeu.

Photo 4.3. Photo Prise sur le volant d'inertie, qui montre la position de la fissure près du périmètre du moyeu, et qui traverse l'épaisseur totale du volant d'inertie.

Liste de Tableaux

- Tableau 1.1. Notation de la figure 1.6
- Tableau 1.2. Défauts de courroie
- Tableau 2.1. Caractéristiques du concasseur
- Tableau 2.2. Résistance à la torsion. Principales formules
- Tableau 2.3. Vérification du diamètre de l'arbre de transmission
- Tableau 2.4. Calcul du diamètre de l'arbre d
- Tableau 2.5. Condition de résistance à la torsion
- Tableau 2.6. Résistance à la flexion .Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant
- Tableau 2.7. Condition de résistance et Vérification. Calcul de la flèche
- Tableau 2.8. Valeur numérique de la Flèche maximale Y_{max}
- Tableau 2.9. Analyse modale. Principales formules
- Tableau 2.10. Calcul de la rigidité
- Tableau 2.11. Calcul de l'inertie et la fréquence propre
- Tableau 3.1. Liste des fréquences propres.
- Tableau 4.1. Historique de la machine
- Tableau 4.2. Interprétation de spectres

Liste de symboles

F : La force de rappel	(N)
m : La masse	(Tonne)
r : Le rayon	(mm)
ω : vitesse angulaire	(rad/s)
P_1 : Le poids de la poulie réceptrice	(KN)
P_2 : Le poids de l'arbre plus le poids la bielle plus le poids des roulements	(KN)
P_3 : Le poids du volant d'inertie	(KN)
P : La puissance de transmission	(KW)
N : Vitesse de rotation	(tr/mn)
\emptyset : Le diamètre des poulies	(mm)
τ : Contrainte de glissement	(N/m ²)
θ : Angle unitaire de torsion	(rad/s)
M_t : Moment de torsion max	(N.m)
R_{pg} : Résistance pratique au cisaillement	(N/m ²)
G : Coefficient d'élasticité transversal	(Pa)
K : coefficient de concentration de contrainte lié à la géométrie de la section.	
I_0 : Moment quadratique de la section considérée par Oz	(mm ⁴)
d : diamètre de l'arbre	(mm)
C : Le couple moteur	(N.m)
\hat{C} : Le couple transmis	(N.m)
$\hat{\omega}$: La pulsation de l'arbre de transmission	(rad/s)
S : coefficient de sécurité	
g : La gravité	(m/s ²)
R : La réaction	(KN)
T : L'effort tranchant	(KN)
M_f : Le moment fléchissant	(KN.m)
$M_{f_{max}}$: Moment fléchissant maximal	(KN.m)
I_Y : Moment quadratique	(mm ⁴)
Y : Fibre la plus éloignée perpendiculaire à x	(mm)
W : Module de flexion	(mm ³)
E : Module de Young	(MPa)
I_{G_z} : Moment d'inertie de la section par rapport à l'axe z	(mm ⁴)
$Y = F(x)$ De la déformée de la poulie.	(mm)
K : La de rigidité	(N/m)
J : moment d'inertie par rapport à l'axe Oz	(kg. m ²)
φ : Déplacement	(mm)
$\ddot{\varphi}$: L'accélération angulaire	(mm/s ²)
x : L'allongement provoqué par l'effort F	(mm)
f : La fréquence caractéristique	(Hz)

Introduction Générale

Etat de l'art

Les machines tournantes occupent actuellement une place prépondérante dans les applications faisant intervenir des systèmes de transmission de puissance. La mesure des vibrations sur ces machines revêt une importance toute particulière puisqu'elle joue un rôle capital dans les programmes de maintenance. Lorsque ces vibrations sont trop élevées, elles causent souvent un sentiment d'inquiétude, puisqu'elles annoncent possiblement un arrêt ou un bris imprévu et par conséquent une perte non négligeable de productivité ou une atteinte à la sécurité du personnel.

Les vibrations des machines tournantes sont dues à plusieurs forces dynamiques, y compris celles dues aux conditions anormales de fonctionnement ou à divers défauts. Des modèles de génération du signal de vibration ont été développés afin de rendre possible l'identification des défauts à partir des signaux mesurés et par conséquent la connaissance de l'état défectueux de la machine. Ces modèles permettent la détermination des caractéristiques spécifiques qui peuvent être extraites à l'aide du traitement des signaux, permettant ainsi de fournir des diagnostics sur l'état de la machine.

L'étude par analyse vibratoire a pour but de déterminer les défauts qui peuvent surgir lors de fonctionnement de la machine tournante. Elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié, d'éviter la casse et d'intervenir au bon moment et pendant des arrêts programmés.

La surveillance des machines tournantes par l'analyse vibratoire est un sujet qui a reçu un grand intérêt ces dernières années. Initialement, elle était destinée à protéger les installations afin d'éviter des dégradations et des catastrophes économiques et même humaines causées par des défauts inattendus. La surveillance et le diagnostic des défauts des systèmes d'engrenages sont utilisés pour la prévention d'un défaut sérieux dans les installations mécaniques. Les informations de la surveillance peuvent être utilisées pour les planifications des activités de la maintenance. Cette surveillance devient le fondement d'une nouvelle stratégie de la maintenance qu'est la maintenance prédictive.

L'objectif de la maintenance prédictive est de détecter les défaillances des machines tournantes avant qu'une panne critique ne se produise. Cette approche de maintenance présente beaucoup d'avantages, puisqu'elle évite le démontage de la machine afin de vérifier l'état de ses éléments. En outre, les chances de détection d'un défaut avant qu'il ne devienne critique, augmentent, évitant, ainsi, un maximum de pertes et de défaillances de la machine. Pour ces raisons, l'automatisation du diagnostic de défauts dans les procédés industriels a suscité l'intérêt de plusieurs chercheurs dans les dernières décennies.

Pratiquement, les roulements sont l'un des éléments les plus largement utilisés dans les machines tournantes, et son échec est l'une des principales causes de pannes dans ce genre de machines. Leur pouvoir de supporter des charges et leur fiabilité constituent des caractéristiques déterminantes dans la performance globale de la machine. Par conséquent, bien évidemment, le diagnostic des défauts des

roulements a fait l'objet de plusieurs travaux de recherches. La plupart des recherches liées au diagnostic des défauts des roulements utilisent les signaux vibratoires, dû au fait qu'ils contiennent des informations précieuses sur les défauts. En outre, L'analyse vibratoire est considérée comme étant la méthode la plus commune et la plus fiable dans ce type d'analyse. Cependant, les ultrasons ont été également exploités de manière appropriée et précise dans la détection des défauts de roulement. En se basant sur l'utilisation de ce type de signaux, les techniques de diagnostic des défauts de roulement peuvent être classées en trois approches: l'analyse temporelle basée sur des paramètres statistiques, l'analyse fréquentielle, et l'analyse temps-fréquence tels que la transformée en ondelettes (TO) et la Transformée **Hilbert-Huang**. [1]

La technique de l'analyse de vibrations est un outil s'avère efficace comme étant une aide au diagnostic. Elle a été examinée par **Stewart en 1976 [2]**, **Smith en 1980 [3]** qui a déterminé les défauts de déséquilibre massique du rotor, les criques (fissures) dans les arbres qui peuvent être identifiés par leurs caractéristiques vibratoires. **Taylor en 1995 [4]** qui a inclus des informations sur le traitement des données pour chaque diagnostic.

.**Mohammed Ouali et Cherif Khélifi [5]**, 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 [5] procèdent à la modélisation et l'analyse dynamique d'un rotor éolien à axe horizontal de faible puissance.

Mohammed Ouali et R. Magraoui [6, 7,8], 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 [9], ont développé des méthodes pour le dépistage au diagnostic vibratoire des défauts dans les machines tournantes.

Smalley et Al en 1996 [10], présente une méthode pour évaluer la sévérité vibratoire en terme de probabilité des défauts par l'analyse des signaux de vibrations et de son coût relatif en utilisant la méthode de la valeur nette.

Chua et Peter en 2003 [11], a pour objectif la détection des défauts provoqué par le frottement entre le rotor et stator avec une présentation de la méthode de scalogramme (conventionnelle).

.**Mac Fadden en 1985 [12]** propose aussi une technique pour le diagnostic d'une fissure dans les engrenages afin d'obtenir l'enveloppe d'un signal démodulé en amplitude.

Gottlichen 1988 [13], présente l'idée de la carte de surveillance à distance (off-line) de l'état vibratoire d'une machine.

Su et Lin en 1992 [14], développent un modèle précédent proposé par **Mac Fadden et Smith en 1984** pour décrire les vibrations d'un roulement.

Magraoui Rabah [15] à présenté une méthodologie pour la modélisation de l'évolution de la dégradation des pièces mécaniques. Des études théoriques et expérimentales sont menées sur des organes de machine. L'expérimentation et les différents essais ont été réalisés en milieu industriel. Ils opèrent expérimentalement à la détection et au suivi vibratoire des défauts de machines industrielles.

Dougdag, Mourad, Ouali Mohammed, and Mellel Nacim [16] insistent sur le fait que pour la maintenance des machines rotatives et l'inspection industrielle, les phénomènes de craquage sont des événements imprévisibles, car l'apparition d'une fissure et sa croissance sont inévitables pendant la durée de vie du système.

Mourad Dougdag et Mohammed Ouali [17] s'intéressent à la résolution et au mouvement d'un rotor avec une déformation sous des effets de défaut. Une méthode est proposée pour permettre une meilleure approche de ce problème. Cette méthode est basée sur la subdivision de la structure en sections de point de masse qui permettent de considérer le mouvement de rotation avec des déformations des rotors. Ces mêmes auteurs **[18]** effectuent une rétrospective des principaux paramètres modaux, dans le but d'en discuter leurs sensibilités face à l'identification précoce d'une fissure transversale dans une poutre d'acier.

Notre travail consiste à étudier le comportement d'un concasseur à mâchoire présentant plusieurs fissurations et déformation au niveau de la structure et sur le volant d'inertie.

Le premier chapitre sera consacré aux types de maintenance appliqués dans l'industrie en général, et le rôle important que joue la maintenance conditionnelle dans une usine de production. Un intérêt particulier est porté à la technique de l'analyse vibratoire.

Dans le deuxième chapitre on procède à l'étude théorique : statique, modélisation, calcul de la résistance des matériaux, comportement dynamique de la machine défaillante et analyse modale afin de déterminer les caractéristiques propres du système.

Au troisième chapitre, nous établissons une simulation numérique par SolidWorks pour déterminer la fréquence de la vibration et comparer les résultats de la simulation avec ceux résultats de la théorie ou de l'expérimentation.

Un diagnostic vibratoire sur le concasseur est établi au quatrième chapitre. On réalise des prélèvements des mesures de vibrations sur toute la chaîne cinématique de l'installation. De même on prélève différents spectres qui seront interprétés.

Chapitre 1 : Typologie De Maintenance. Principaux Défauts De Machines Tournantes

1.1 Introduction

La maintenance désigne l'ensemble des techniques permettant de maintenir dans état optimale les équipements dans une installation industrielle.

La maintenance de machines tournantes nécessite une présentation globale des différentes composantes de la machine et la compréhension du comportement dynamique de ces organes ainsi que la recherche des causes de pannes et l'identification des problèmes de fonctionnement. la maintenance se subdivise en deux catégories essentielles et ces deux catégories se divisent en certaines catégories qui sont :

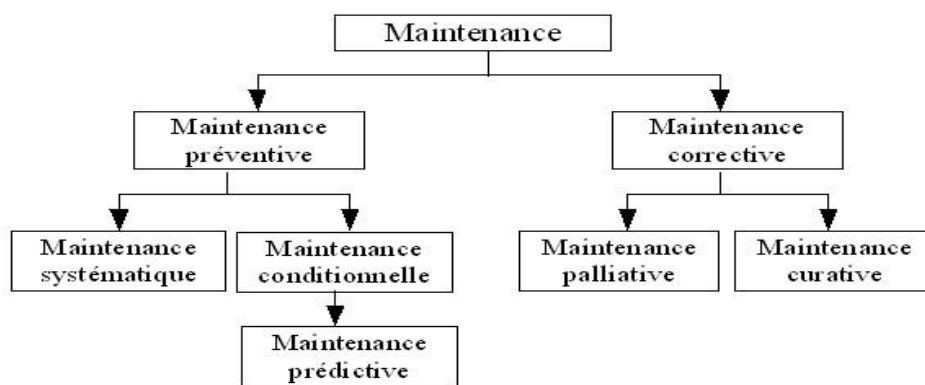


Figure.1.1. Schéma de typologie de maintenance

1.2 Maintenance corrective

Il s'agit de la maintenance effectuée après la détection d'une panne, elle a pour objectif de remettre la machine en marche pour accomplir son fonctionnement et ne pas arrêter la production. La maintenance corrective se divise en deux catégories :

1.2.1 La maintenance palliative

C'est une action provisoire qui sert à dépanner la machine.

1.2.2 la maintenance curative

C'est une action permanente qui sert à réparer la machine.

1.3 Maintenance préventive

C'est une maintenance prévisionnelle qui consiste à prédire la date à laquelle une intervention doit s'effectuer. Cette intervention peut être un remplacement d'un élément usé ou une lubrification d'un organe mobile. Cette maintenance se divise en deux parties :

1.3.1 La maintenance systématique

C'est une maintenance effectuée à des intervalles de temps régulier de façon systématique.

« Maintenance préventive exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre défini d'unités d'usage mais sans contrôle préalable de l'état du bien. » (*Extrait norme NF EN 13306 X 60-319*)

1.3.2 La maintenance conditionnelle

« Maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement du bien et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement intégrant les actions qui en découlent. » (*Extrait norme NF EN 13306 X 60-319*).

Cette maintenance sert à détecter le défaut avant d'engendrer un arrêt de la machine, son principe consiste à surveiller régulièrement l'état de la machine et de noter son évolution, cette surveillance peut être exécutée par plusieurs méthodes.

La maintenance conditionnelle a pour buts :

- Surveiller la machine.
- Anticiper la panne et réduire le coût de la maintenance.

1.3.2.1 Les techniques utilisées dans la maintenance

Il existe plusieurs techniques d'analyse tel que :

a- L'analyse d'huile [19]

Le lubrifiant (huile) est comparable au sang humain, il reflète le comportement et l'état du système dans lequel il circule. Le suivi de ces caractéristiques physico-chimiques permet d'apprécier l'état de dégradation de l'huile et de connaître son aptitude à remplir totalement ses fonctions initiales de lubrification. L'évolution de cette dégradation peut être un indicateur de condition d'exploitation de l'équipement. Elle va permettre d'optimiser les fréquences de vidanges dans le cas de quantité importante, le suivi de la contamination permet :

- De situer l'organe défectueux, d'apprécier l'évolution et le type d'usure dans le cas d'une pollution par des particules internes.
- D'apprécier la nature et l'origine des agents extérieurs.

On prend comme référence les caractéristiques de l'huile neuve et on compare les résultats obtenus à chaque analyse, si l'on constate une évolution brutale des caractéristiques ou si l'on atteint des valeurs très éloignées des valeurs initiales, il faut soit intervenir au niveau du matériel ou remplacer l'huile.

b- Thermographie infrarouge [19]

Le contrôle par thermographie a pour objet de détecter et de localiser les variations de température en surface. Une caméra infrarouge associée à un logiciel de traitement d'image, permet d'obtenir une image en 2 dimensions, appelée thermo-gramme, de la zone contrôlée.

La thermographie est bien adaptée à la détection des points chauds (surchauffe, température anormale) sur les machines tournantes et les armoires électriques. Il est également envisageable de surveiller un processus comme le soudage, le remplissage d'un moule.



Figure 1.2 : Exemple de la thermographie infrarouge

c- Analyse Vibratoire [19]

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par les structures de la machine et, grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise.

2. Analyse vibratoire

C'est une technique largement utilisée pour la détection des défauts, il existe trois méthodes pour traiter le signal vibratoire :

- Méthode temporelle
- -méthode fréquentielle
- Méthode temps-fréquence

L'analyse vibratoire permet de tester et de comprendre l'état de la machine.

2.1 Vibration

La norme ISO 2041 « Vibrations et chocs - Vocabulaire (Août 1990) » définit la notion de vibration : Variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. En fait, un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence. Les textes de normalisation AFNOR relatifs aux vibrations sont : NF E 90-001, NF E 90 002.

2.2 Mesure de niveau global [20]

Tout phénomène vibratoire se manifeste par l'un des paramètres suivants :

- Déplacement : phénomène de basse fréquence dont la gamme d'analyse V_a est de 0 à 200 Hz (balourd, fouettement...).
- Vitesse : phénomène de moyenne fréquence dont la gamme d'analyse V_a est de 0 à 1000 Hz (balourd, alignement, chocs, aubages...).
- Accélération : phénomène de haute fréquence dont la gamme d'analyse V_a est de 0 à 10 000 Hz (roulement, engrènement, turbulence...).

La mesure de niveaux globaux de ces trois paramètres permet d'apprécier l'état de la machine:

- L'évolution significative d'une dégradation.
- La comparaison à des seuils.

2.3 Analyse spectrale [20]

Le diagnostic vibratoire est basé sur l'indentification de la fréquence de la vibration générée par un phénomène mécanique.

La méthode mathématique permet de représenter, en effectuant la transformée de Fourier le signal complexe de la vibration par un spectre fréquentiel.

Selon la nature du signal vibratoire, on obtient un spectre de raies discrètes ou un spectre continu. Le spectre se représente sous forme d'un graphique montrant l'amplitude à chaque fréquence.

2.4 Capteur de vibration [19]

Le capteur de vibrations est le premier maillon de la chaîne de mesure. Le plus largement utilisé est l'accéléromètre ou capteur piézoélectrique. Le rôle des capteurs est de transformer l'énergie mécanique dispensée par la machine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. Les signaux enregistrés par les capteurs sont souvent le résultat d'un mélange de nombreuses sources vibratoires qui peuvent perturber l'interprétation des niveaux d'analyse introduit dans la section précédente. Et ceci est d'autant plus vrai si le capteur n'est pas placé au plus près du défaut potentiel dû à un manque d'accessibilité. La surveillance d'un composant particulier peut être perturbée par la présence d'autres sources vibratoires. De même, le diagnostic peut s'avérer difficile si des composants identiques sont intégrés à l'équipement étudié.

2.4.1 Accéléromètre [20]

Il est constitué principalement d'un matériau piézoélectrique (habituellement une céramique ferroélectrique artificiellement polarisé). Lorsque ce matériau subit une contrainte mécanique, en extension, compression ou cisaillement, il engendre une charge électrique proportionnelle à la force appliquée. Le capteur piézoélectrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leur large gamme de fréquence d'utilisation.

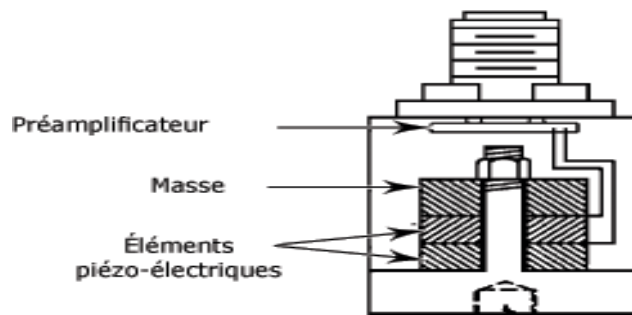


Figure.1.3. Schéma d'un accéléromètre.

2.4.2 Vélocimètre [20]

Le vélocimètre est un transducteur très courant pour la surveillance de la vibration d'une machine tournante. Il est très utilisé à cause de sa simplicité d'installation et son coût faible.

D'après la référence [Girdhar, 2004], les avantages du vélocimètre sont :

- Il est facile à installer.
- Il délivre un signal important.
- Il ne demande pas de l'alimentation extérieure.

Les inconvénients sont [Girdhar, 2004]:

- Son dimensionnement est relativement large et son poids lourd.
- Il est très sensible aux fréquences d'entrée.
- La fréquence de réponse est très étroite.
- Il est très sensible aux champs magnétiques.

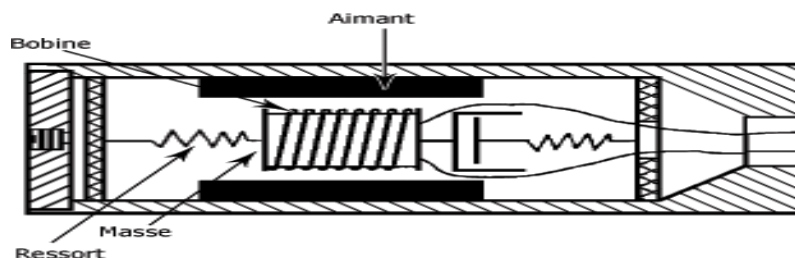


Figure.1.4. Schéma de principe d'un vélocimètre

2.4.3 Capteur de déplacement [20]

Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications où la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avère essentielle. C'est pourquoi l'on retrouve des capteurs de déplacement installés sur la plupart des turbines hydroélectriques et des turbomachines.

Avantage :

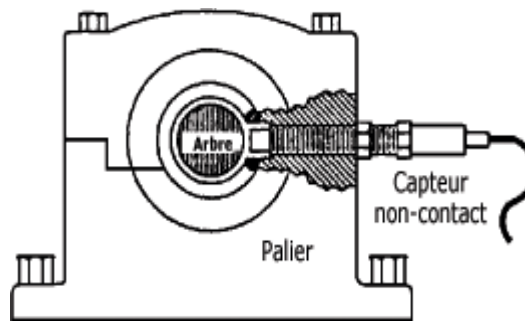
- .Mesure en continu (il existe un signal pour une fréquence nulle).
- .Mesure réelle du déplacement de l'axe dans son logement.

Inconvénients :

- .Sensible aux hautes fréquences.
- .Qualité de mesure dépendant de la qualité de surface.

.Phase relative de vibrations de l'arbre et du palier influençant la mesure.

.Implantation difficiles.



. **Figure.1.5.** Schéma d'un capteur de déplacement

2.5 Point de mesure

Les mesures sont effectuées sur chaque point dans les trois directions orthogonales classiques.

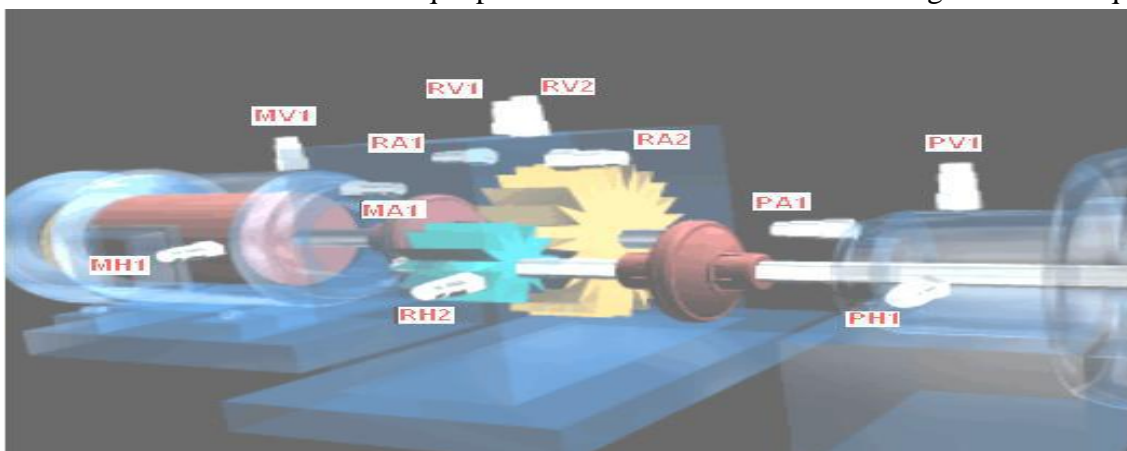


Figure 1.6. Position de point de mesure.

Tableau 1.1. Notation de la figure 1.6

M1	après le moteur
R1	Avant le réducteur
R2	après le réducteur
P1	Avant le palier
H	horizontale
V	verticale
A	axiale

2.6 Les différentes défaillances des machines tournantes

Un défaut est une anomalie de comportement au sein du système. Ce concept est important dans les opérations de surveillance pour la conduite et la maintenance des processus industriels, Tout écarts entre la caractéristique observée et la caractéristique de référence est considéré comme étant défaut, Il est donc clair qu'une défaillance conduit à un défaut.

2.6.1 Balourd [1]

Le balourd est la cause de vibrations la plus commune et la plus fréquemment rencontrée. Le balourd est un déséquilibre massique autour de l'axe de rotation qui provient généralement du défaut d'usinage, d'assemblage et de l'échauffement dissymétrique du rotor lors du fonctionnement. De cet état imparfait de la concentricité, en rotation, il en résulte des forces centrifuges F qui déforment le rotor et engendrent des déséquilibres. Par l'expression suivante on détermine la force centrifuge.

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2$$

Où m représente la masse qui balourd, r le rayon du rotor et ω la vitesse de rotation de l'arbre.

2.6.2 Le désalignement [1]

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements, il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe. L'arbre moteur et l'arbre récepteur d'une machine ne sont pas parfaitement alignés. L'objectif du lignage de deux machines est de faire en sorte que les axes des deux lignes d'arbres soient parallèles et confondus. Deux types de défauts de lignage sont donc rencontrés :

2.6.2.1 Désalignement angulaire : il se produit quand l'axe de rotation de deux machines a un angle différent. Le désalignement angulaire se caractérise par une vibration axiale élevée.

2.6.2.2 Désalignement axial : il se produit quand les axes de rotation des deux machines ont le même angle d'orientation. Mais ils sont séparés verticalement, chacun de l'autre. Le désalignement axial (parallèle) se caractérise par une vibration radiale élevée.

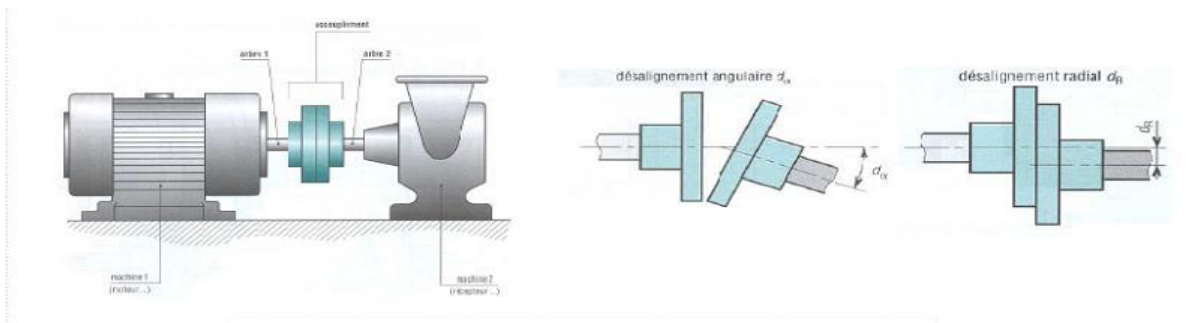


Figure 1.7. Défauts désalignement

2.6.3 Défauts d'engrenage

2.6.3.1 Présentation [19]

Dans le phénomène d'engrènement, il se produit un choc chaque fois qu'une dent menant est en contact avec une dent menée. Ceci génère une vibration dont la fréquence est égale à la vitesse de rotation du pignon multipliée par son nombre de dents. S'il y a déformation du profil de la denture, la fluctuation de la charge sur la ou les dents donne naissance à des fluctuations de vitesse et aboutit aussi à une

modulation de fréquence (ou de phase). L'analyse spectrale de ce phénomène montre des bandes latérales situées de part et d'autre de la fréquence d'engrènement.



Figure.1.8. Schéma d'un engrenage.

2.6.3.2 Types de défaut [19]

Plusieurs types de défauts peuvent affecter les dentures d'engrenage. On peut citer les défauts répartis sur toutes les dents :

a) L'usure : L'usure est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. L'usure normale, progresse lentement, elle est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture. L'usure anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage.

b) Le pitting : Il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. Le pitting est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée. L'apparition des piqûres est associée aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur rugosité composite insuffisant pour éviter des contacts entre aspérités. Et, les défauts localisés sur des dentures particulières :

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

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

2.6.4 Défauts de roulements

2.6.4.1 Définition

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.

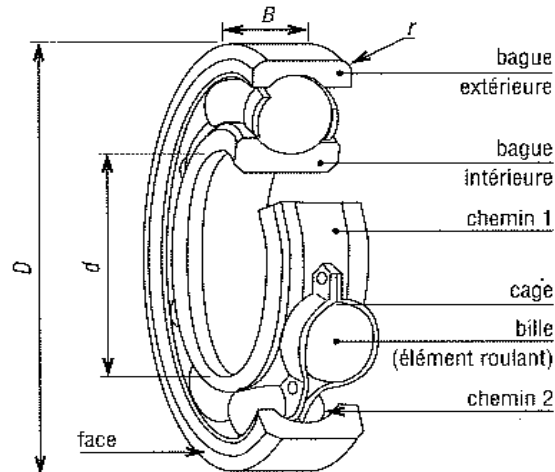


Figure.1.9. Schéma d'un roulement à bille.

2.6.4.2 Types de défauts [19]

On peut noter deux types d'avaries caractéristiques de la détérioration des roulements :

Les avaries dites naturelles dues à la fatigue des roulements et les avaries dues à un mauvais montage ou une mauvaise utilisation du roulement.

On qualifie les principaux défauts :

- a) Le grippage, dû à l'absence de lubrification, à une vitesse excessive ou un mauvais choix du type de roulement. Ceci se manifeste par un transfert de matière arrachée sur les surfaces et redéposée par microsoudures.
- b) Les empreintes par déformation, dues à des traces de coups, des fissures ou des cassures.
- c) L'incrustation de particules étrangères, due à un manque de propreté au montage ou de l'entrée accidentelle d'impuretés.
- d) La corrosion, due à un mauvais choix du lubrifiant, surtout quand les roulements viennent d'être nettoyés et sont contaminés par la transpiration des mains.
- e) La corrosion de contact, due au mauvais choix d'ajustements entre les bagues et les logements ou les arbres.
- f) Les criques, fissures étroites ou autres amorces de cassures dues aux contraintes exagérées au montage ou au démontage.
- g) L'usure par abrasion, due à une mauvaise lubrification. L'usure par abrasion donne aux roulements un aspect gris, givré.

h) Le cas le plus rencontré est un défaut d'écaillage dû à la fatigue des roulements. L'écaillage de fatigue, est un phénomène normal qui conduit à une défaillance et ce, quelque soit les conditions d'utilisation et de fonctionnement. Ce défaut survient sous l'effet de la fatigue due aux contraintes de cisaillement alternées qui sévissent en sous-couche. L'écaillage localisé et prématuré résulte d'anomalies caractérisées telles qu'un mauvais montage, une surcharge, un défaut d'alignement, une mauvaise forme de logement. Ces défauts donnent naissance à des vibrations qui les caractérisent. C'est pourquoi l'analyse vibratoire s'avère intéressante et s'est montrée très puissante d'une part pour surveiller l'état de fonctionnement et d'autre part pour diagnostiquer le défaut et suivre son évolution.

2.6.4.3 Protection des roulements [1]

La présence des particules étrangères dans les roulements est le plus important des facteurs de réduction de sa durée de vie ces particules lorsque elles se trouvent laminées entre les corps roulants et les chemins, créent des contraintes très localisées et très élevées qui peuvent amorcer un écaillage du roulement. Ces contraintes sont d'autant plus fortes que le niveau de charge du roulement élevé.

La réduction de la durée de vie est très variable mais toujours très importante. Elle dépend de la nature, de la dimension et de la densité des particules.

De même la pénétration de l'humidité dans un roulement peut créer, d'une part, une diminution de l'efficacité du lubrifiant et d'autre part, une oxydation superficielle interne.

Ces facteurs sont à l'origine de contraintes de surface supplémentaires au niveau des contacts roulants, donc apportant un risque de défaillance qui s'ajoute aux risques normaux de fatigue. On voit là la grande importance d'éviter la pollution des roulements, tant lors du montage qu'aux cours de leur fonctionnement. Ainsi la protection du roulement porte-t-elle sur toutes les phases de sa mise en œuvre depuis la propreté de l'atelier de montage, la propreté des composantes adjacentes, l'étanchéité des mécanismes à la poussière et à l'humidité jusqu'à la filtration de l'huile ou renouvellement périodique du lubrifiant.

2.6.5 Les courroies

2.6.5.1 Définition : les courroies sont des éléments flexibles qui permettent de transmettre la puissance lorsque l'arbre moteur est l'arbre entraîné sont éloignés l'un de l'autre.

2.6.5.2 Défauts de courroie

Les défauts de courroie sont beaucoup on cite parmi les défauts :

Tableau 2.2. Défaits de courroie

Défaut	Définition	Causes	Photo du défauts
Arrachement des particules	De la matière s'arrache de la courroie et s'accumule dans les nervures.	Tension excessive <ul style="list-style-type: none"> • Poulies usées • Température de fonctionnement trop élevée 	
Rupture irrégulière	Déchirures transversales de la courroie.	<ul style="list-style-type: none"> • Surtension de la courroie • Composant extérieur bloqué • Pollution solide ou liquide 	
Fissure de la courroie	Présence de petites fissures visibles	<ul style="list-style-type: none"> • Température trop basse ou trop forte • Vieillesse de la courroie • Contact d'un élément étranger ou désalignement 	
Rupture nette	Déchirures nettes de la courroie.	<ul style="list-style-type: none"> • Corps étranger coincé entre la courroie et la ou les poulie(s) • Tension excessive • Utilisation d'outil inadapté (tournevis) 	

2-7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons donné un aperçu général sur la maintenance industrielle et ces différents types et les techniques de surveillance pour les machines tournantes basées sur les techniques les plus utilisés dans le domaine du traitement des spectres. La thermographie et l'analyse des huiles et l'analyse des signaux vibratoire. Cette dernière a montré de nombreux avantages dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle des machines tournantes et sera largement appliquée dans notre travail.

Chapitre 2: Etude théorique et modélisation du concasseur

2.1 Introduction

La modélisation est un outil mathématique et analytique utilisé dans tous les domaines. la modélisation permet de faciliter le système pour le rendre compréhensible et comparable à un modèle physique simple, dans ce chapitre nous avons établi deux modèles :

-celui de l'arbre, des paliers, de la poulie réceptrice et du volant d'inertie. on procéda à la vérification du diamètre de l'arbre et à la vérification de la torsion et de la flexion et

-une modélisation de la bielle, de l'arbre et des poulies avec des hypothèses qui seront détaillées.

On procède à l'étude dynamique pour une meilleure compréhension du comportement vibratoire du modèle étudié.

2.2 Caractéristiques du Concasseur

Tableau 1.1 Caractéristiques du concasseur

Moteur Electrique : Puissance P = 250 KW N = 1000 tr/min	Poulie Réceptrice : Diamètre $\varnothing=1800$ mm Largeur = 300 mm Nombre de gorges = 12	Volant Moteur : Diamètre $\varnothing=1800$ mm Largeur = 300 mm
Roulement1 : Type : 24160 CCK3/W33	Roulement2 : Type : 24152CCK3/W33	Arbre : $\varnothing=300$ au niveau de la portée de roulement1 $\varnothing=260$ au niveau de la portée de roulement2



Figure2-1. Arbre excentrique de notre concasseur

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

2.3 Résistance à la torsion

Tableau 2-2 : Résistance à la torsion. Principales formules.

Principales formules		Symboles
Condition de résistance	$\tau = \frac{M_t}{I_0/r} \leq R_{pg}$	τ : Contrainte de glissement N/m^2 . θ : Angle unitaire de torsion rad/s. M_t : Moment de torsion max N.m.
Concentration de contrainte aux endroits des accidents de forme	$\tau_{max} = \tau_{calculée} \cdot K \leq R_{pg}$	R_{pg} : Résistance pratique au cisaillement N/m^2 . G : Coefficient d'élasticité transversal, pour un arbre courant, $G = 8 \text{ à } 8,8 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$. Le moment de torsion peut s'écrire : $M_t = \frac{P}{\omega}$
Condition de déformation	$M_t = G \cdot \theta \cdot I_0$	K : coefficient de concentration de contrainte lié à la géométrie de la section.
Le moment de torsion	$M_t = \frac{P}{\omega}$	P : Puissance de transmission W. ω : vitesse angulaire rad/s).
Moment quadratique (arbre cylindrique)	$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$	I_0 : Moment quadratique de la section considérée par rapport au centre (o). d : diamètre de l'arbre d

Tableau 2.3 : Vérification du diamètre de l'arbre de transmission

Vérification du diamètre de l'arbre de transmission		
Puissance du moteur : $P = C \cdot \omega$ Puissance au niveau de l'arbre de transmission $P = C \cdot \dot{\omega}$ avec $\dot{C} = \frac{C \cdot \omega}{\dot{\omega}} = \frac{P}{\dot{\omega}}$	Application numérique	Symboles
	$\omega = 104,72 \text{ (rad/s)}$	C : Le couple moteur
	$\dot{C} = 5305,60 \text{ (N.m)}$	ω : La pulsation du moteur rad/s
	$\dot{\omega} = 47,12 \text{ (rad/s)}$	$\omega = 2\pi f = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$
	$\dot{N} = 450 \text{ (tr/min)}$	\dot{C} : Le couple transmis
		$\dot{\omega}$: La pulsation de l'arbre de transmission
moment de torsion M_t	$M_t = 5305,60 \text{ (N.m)}$	

Tableau 2-4 : Calcul du diamètre de l'arbre d

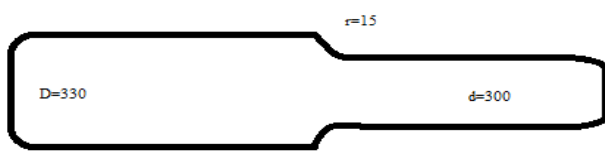
Calcul du diamètre de l'arbre d	$D = 330 \text{ mm}$ $d = 300 \text{ mm}$ $r = 15 \text{ mm}$	Symboles S : coefficient de sécurité $S = 2 \rightarrow 5$ suivant le degré de précision on pose $R_p = \tau_p$ et, $0,7 \cdot R_e = \tau_e$ (Torsion) \rightarrow $\tau_p = \frac{\tau_e}{2}$ $R_e = 375 \text{ MPa}$ la limite élastique
diamètre de l'arbre d	$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot K}{\pi \cdot R_{pg}}}$	
résistance pratique R_p pour 42CD4 (E750)	$R_p = \frac{R_e}{S}$ On trouve $K = 1,7$ [22]	
		

Figure 2-2 Une section de l'arbre

Tableau 2-5 : Condition de résistance à la torsion.

Condition de résistance à la torsion	
$\frac{I_0}{r} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ $M_t = 5305,60 \text{ (N.m)}$	$\tau_{calcul \acute{e}e} \cdot K \leq \tau_p$, donc : $3,18 \cdot 10^6 \leq \tau_p$ Condition de résistance à la torsion est vérifiée.
$\frac{I_0}{r} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	$\frac{I_0}{r} = 2,88 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$
$\tau_{calcul \acute{e}e} = \frac{M_t}{I_0/r}$	$\tau_{calcul \acute{e}e} = 1,87 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$
$\tau_{calcul \acute{e}e} \cdot K \leq \tau_p$	$\tau_{calcul \acute{e}e} \cdot K = 3,18 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$
$\tau_p = \frac{\tau_e}{2}$	$\tau_p = 262,5 \text{ (MPa)} = 262,5 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

2.4 Résistance à la flexion

Tableau 2.6 : Résistance à la flexion .Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant

Résistance à la flexion .Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant		
Données $L_1 = 387,5 \text{ mm}$ $L_2 = 699,5 \text{ mm}$ $L_3 = 699,5 \text{ mm}$ $L_4 = 387,5 \text{ mm}$ $L = 2174 \text{ mm}$ $m_1 = 3,38 \text{ tonne}$ $P_1 = 33,15 \text{ KN}$ $m_2 = 5,16 \text{ tonne}$ $P_2 = 50,62 \text{ KN}$ $m_3 = 3,47 \text{ tonne}$ $P_3 = 34,01 \text{ KN}$		Application numérique Détermination des réactions $R_A = 58,23 \text{ KN}$ $R_B = 59,55 \text{ KN}$
Tronçon considéré	Schéma du tronçon	Application numérique
Tronçon1 : $0 \leq x \leq L_1$		$T = -33,15 \text{ (KN)}$ Si $x=0 \rightarrow M_f = 0$ Si $x=L_1 \rightarrow M_f = -P_1 \cdot L_1$ $\rightarrow M_f = -0,387 \cdot 33,15$ $\rightarrow M_f = -12,82 \text{ (KN.m)}$
Tronçon2 : $L_1 \leq x \leq L_2 + L_1$		$T = 25,08 \text{ (KN)}$ Si $x=L_1 \rightarrow M_f = -P_1 \cdot L_1$ $M_f = -12,82 \text{ (KN.m)}$ Si $x=L_2 + L_1 \rightarrow M_f = R_A \cdot (L_2 + L_1 - L_1) - P_1 \cdot (L_2 - L_1)$ $\rightarrow M_f = R_A \cdot L_2 - P_1 \cdot (L_1 + L_2)$ $M_f = 58,23 \cdot 0,699 - (33,15 \cdot (0,699 + 0,387)) = 4,70 \rightarrow M_f = 4,70 \text{ (KN.m)}$
Tronçon3 : $L_1 + L_2 \leq x \leq L_1 + 2L_2$		$T = -25,54 \text{ (KN)}$ Si $x=L_2 + L_1 \rightarrow M_f = 4,70 \text{ (KN.m)}$ Si $x=L_1 + 2L_2 \rightarrow M_f = -13,15 \text{ (KN.m)}$
Tronçon4 : $L_1 + 2L_2 \leq x \leq L$		$T = 34,01 \text{ (KN)}$ Si $x=L_1 + 2L_2 \rightarrow M_f = -13,15 \text{ (KN.m)}$ Si $x=L \rightarrow M_f = -0,05 \text{ (KN.m)}$

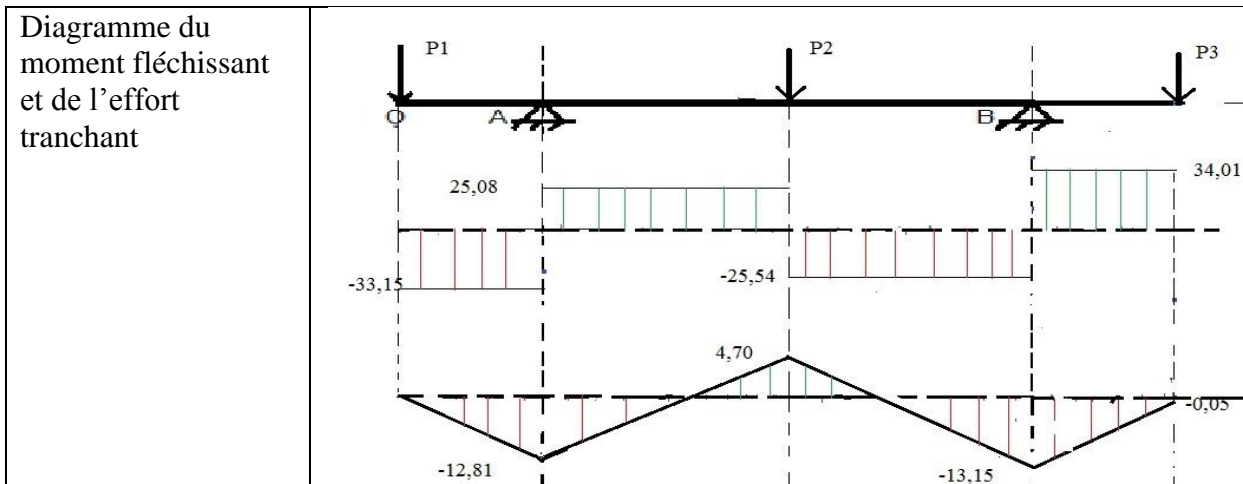
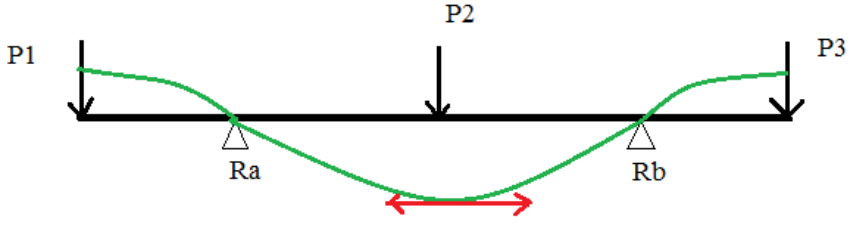


Tableau 2-7 : Condition de résistance et Vérification. Calcul de la flèche

Condition de résistance		
On doit vérifier la condition	<ul style="list-style-type: none"> - Pour le 42CD4 (E 750) $R_e = 375 \text{ MPa} = 375 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ - Dans le cas de torsion : la limite élastique est : $\tau_e = 0,7R_e$. - Pour l'acier mi-dur <p>On calcule la contrainte σ de chaque tronçon : $\sigma = \frac{M_{f_{max}}}{W}$</p> <ul style="list-style-type: none"> - L'arbre vérifié présente des épaulements et congés, pour la contrainte σ : $\sigma \cdot K \leq R_p$ 	<p>symboles</p> <p>$M_{f_{max}}$: Moment fléchissant maximal.</p> <p>I_Y : Moment quadratique.</p> <p>Y : Fibre la plus éloignée perpendiculaire à x.</p> <p>W : Module de flexion</p> <p>$\rightarrow W = \frac{I_Y}{Y}$.</p> <p>$R_p$: Résistance pratique $\rightarrow R_p = \frac{R_e}{S}$.</p> <p>$R_e$: Limite élastique.</p> <p>S : Coefficient de sécurité</p>
Vérification de la condition de résistance		
Tronçon	Application numérique	Conclusion
Tronçon1	<ul style="list-style-type: none"> - $M_{f_{max}} = 12,82 \text{ (KN.m)}$ - $W = 2,88 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$ - $\sigma \cdot K = 7,54 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 	on remarque que toutes ces valeurs vérifient la condition de la résistance à la flexion car : $\sigma \cdot K \leq R_p$.
Tronçon2	<ul style="list-style-type: none"> - $M_{f_{max}} = 12,82 \text{ (KN.m)}$ - $W = 3,45 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$ - $\sigma \cdot K = 6,30 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 	
Tronçon3	<ul style="list-style-type: none"> - $M_{f_{max}} = 13,15 \text{ (KN.m)}$ - $W = 3,45 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$ - $\sigma \cdot K = 6,48 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 	
Tronçon4	<ul style="list-style-type: none"> - $M_{f_{max}} = 13,15 \text{ (KN.m)}$ - $W = 2,88 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$ - $\sigma \cdot K = 7,75 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ 	
Calcul de la flèche		
équation de la déformée	$Y = F(x)$	<u>Symboles</u>

<p>La dérivée seconde de la courbe $Y = F(x)$ deformée de la poulie est</p>	$\ddot{Y} = -\frac{M_f}{I_{Gz}} \cdot \frac{1}{E}$	<p>E : Module de Young I_{Gz} : Moment d'inertie de la section par rapport à l'axe z.</p>
<p>Tronçon 1</p>	$M_f = -P_1 \cdot x \quad \ddot{Y} = \frac{P_1 \cdot x}{I} \cdot \frac{1}{E}$ <p>C_1 : Etant une constante pour l'instant inconnue. Pour $x = 0 \rightarrow \dot{Y} = 0 \rightarrow C_1 = 0$</p> $Y = \frac{P_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x^3}{3} + C_2$ <p>En intégrant cette nouvelle équation, nous obtenons : $Y = F(x)$, la déformée de la poulie. :</p> $C_2 = -\frac{P_1 \cdot L_1^3}{6 \cdot E \cdot I} = -4,32 \cdot 10^{-6}$ $Y = \frac{P_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x^3}{3} - \frac{P_1 \cdot L_1^3}{6 \cdot E \cdot I}$ $Y = 74,25 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 4,32 \cdot 10^{-6}$	<p>$Y = F(x)$ De la déformée de la poulie. I_0 = Moment quadratique (arbre cylindrique)</p>
<p>Tronçon 2</p>	$M_f = R_a (x - L_1) - P_1 \cdot x$ $\ddot{Y} = \frac{(P_1 - R_a) \cdot x^2}{I_{Gz} \cdot E} + \frac{R_a \cdot L_1}{I_{Gz} \cdot E} \cdot x + C_3$ $C_3 = \frac{-58,23 \cdot (387,5 \cdot 10^{-3})^2}{2,210 \cdot 10^9 \cdot 4,48 \cdot 10^{-4}} = -4,64 \cdot 10^{-8}$ $Y = -4,43 \cdot 10^{-5} \cdot x^3 + 6 \cdot 10^{-5} x^2 - 4,64 \cdot 10^{-8} \cdot x + C_4$ $C_4 = -6,41 \cdot 10^{-6}$ $Y = -4,43 \cdot 10^{-5} \cdot x^3 + 6 \cdot 10^{-5} x^2 - 4,64 \cdot 10^{-8} \cdot x - 6,41 \cdot 10^{-6}$	

Tableau 2-8: Valeur numérique de la Flèche maximale Y_{max}

flèche maximale	
<p>Flèche maximale Y_{max}</p>	<p>Y_{max} Correspond à $\dot{Y} = 0$, donc $x = L_1 + L_2$ $x = 387,5 + 699,5 = 1087 \text{ (mm)}$</p> $Y_{max} = -7,53 \cdot 10^{-6} \text{ (m)}$
<p>Schéma de la flèche maximale</p>	

2.5 Analyse des vibrations libres du système

2.5.1 Analyse modale

Pour un système libre non amorti, l'équation de mouvement s'écrit comme suit :

$$[M].\{\ddot{q}\}+[K].\{q\}=0$$

[2-1]

Où, $[M]$ et $[k]$ représentent l'inertie et la rigidité du système.

2.5.1.1 Modélisation du système

a) Introduction

Notre système est composé de trois éléments, un arbre symétrique qui fait tourner uniformément une poulie réceptrice et un volant d'inertie. La poulie réceptrice contient six trous et 12 gorges, le volant d'inertie comprend six trous de mêmes dimensions que seul de la poulie réceptrice. La négligence des gorges permet d'avoir le même moment d'inertie pour la poulie et le volant, Donc vue la symétrie de l'arbre et l'égalité du moment d'inertie de la poulie et le volant on considère le système à 1 ddl suivant :

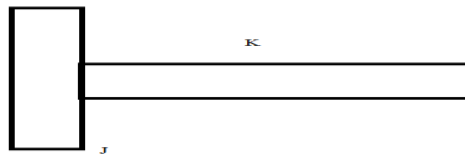


Figure.2-3. Schéma du modèle du système.

2.5.1.2 Détermination de l'équation de mouvement

A partir des équations de Lagrange de la deuxième espèce, on a :

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi = 0$$

Avec

J : moment d'inertie par rapport à l'axe Oz

K : la rigidité

φ et $\ddot{\varphi}$: Respectivement déplacement et accélération angulaire

:

2.5.1.3 Calcul de la rigidité K

Tableau 2-9 : Analyse modale. Principales formules

Formules à utiliser	M_t : Moment de torsion G : Module d'élasticité transversale (MPa) θ : Angle unitaire de torsion (red/mm) I_0 : Moment quadratique (m^4) F : Force de rappel K : Rigidité x : L'allongement provoqué par l'effort F . Pour les métaux, on a : $G \approx 0,4.E$ $G = 0,4.210.10^9$ (pour les métaux) \rightarrow $G = 84.10^9$ (N/m^2)
$M_t = G. \theta. I_0$ $I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$ Et $\theta = \frac{\alpha}{L}$ $M_t = \frac{G. I_0}{L} . \alpha$ L'arbre se comporte comme un ressort, ce qui nous permet de dire que : $F = K. x$ l'effort exercé sur l'arbre est le moment de torsion M_t , cela implique que : $M_t = K. \alpha$ Donc $K = \frac{G. I_0}{L}$	

Tableau 2-10 : Calcul de la rigidité

Notre cas : $\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4}$				
$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$ (m^4)	$I_1 = \frac{\pi. (245. 10^{-3})^4}{32}$ $I_1 = 3,54. 10^{-4}$	$I_2 = 4,48. 10^{-4}$	$I_3 = 7,95. 10^{-4}$	$I_4 = 1,16. 10^{-3}$
$K = \frac{G. I_0}{L}$ (N/m)	$K_1 = \frac{G. I_1}{L} = \frac{88. 10^9. 3,54. 10^{-4}}{166. 10^{-3}}$ $K_1 = 1,87. 10^8$ (N/m)	$K_2 = 1,04. 10^8$	$K_3 = 2,25. 10^8$	$K_4 = 4,42. 10^8$
$\frac{1}{K} = \frac{1}{1,87. 10^8} + \frac{1}{1,04. 10^8} + \frac{1}{2,25. 10^8} + \frac{1}{4,42. 10^8} = 2,16. 10^{-8}$ $K = 4,62. 10^7$ (N/m)				

2.5.1.4 Calcul du moment d'inertie

Tableau 2-11 : Calcul de l'inertie et la fréquence propre

Formule	$J = \frac{M.R^2}{2} - \frac{m.r^2}{2} - 6 \cdot \left(\frac{m.r^2}{2} + m \cdot d^2 \right) + \frac{M_2}{4} \left(R_2^2 + \frac{L^2}{3} \right)$
Application	$J_1 = \frac{3380 \cdot (900 \cdot 10^{-3})^2}{2} - \frac{100 \cdot (122,5 \cdot 10^{-3})^2}{2}$ $- 6 \cdot \left(\frac{100 \cdot (122,5 \cdot 10^{-3})^2}{2} + 100 \cdot (245 \cdot 10^{-3})^2 \right)$ $+ \frac{1371}{4} \left((300 \cdot 10^{-3})^2 + \frac{(2174 \cdot 10^{-3})^2}{3} \right)$ $J = 1898,46 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
La Fréquence propre	$\omega = \sqrt{\frac{K}{J}} \quad \omega = \sqrt{\frac{4,62 \cdot 10^7}{1898,46}} = 156 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$ $f_1 = \frac{\omega}{2\pi} \quad f_1 = \frac{156}{2\pi} = 24,82 \text{ (Hz)}$

2.6 Conclusion

La vérification à la torsion et la flexion a montré que le système résiste aux efforts appliqués, mais les résultats du calcul dynamique ont donné une fréquence qui correspond à une fréquence de résonance. Ainsi ; l'objectif est de proposer des solutions pour éviter la résonance.

Chapitre 3 : Simulation numérique du Concasseur à mâchoires

3.1 Introduction

La plupart des installations industrielles vibrent. Toute machine en fonctionnement est sujet à des force dynamiques qui causent des vibrations, qui sont très souvent étudiées, parce qu'elles peuvent engendrer des problèmes immédiats, ou bien parce que la machine ou la structure doit satisfaire à une norme ou à des spécifications d'essais. En l'occurrence, quelque soit la cause, il est indispensable de déterminer la réponse structurelle de façon à connaître son influence sur des facteurs, à savoir : les performances, la fatigue, la résonanceetc.

Actuellement, l'étude d'isolement et de réduction des vibrations est devenue primordial lors de la conception des machines. A l'aide de la technique d'analyse vibratoire, nous pourrions effectuer des mesures de vibrations sur la structure en fonctionnement, et établir une analyse en fréquence grâce aux analyseurs FFT, qui peuvent servir à mesurer le rapport de la réponse à une force d'excitation mesuré, et établir la fonction de réponse en fréquence (FRF). La technique utilisée pour faire cela est l'analyse modale, afin de déterminer les caractéristiques modales du système.

Dans ce travail, on se propose d'étudier le comportement dynamique d'un équipement stratégique situé dans une station de concassage, présentant plusieurs fissurations et déformation au niveau de la structure et sur le volant d'inertie, c'est le Concasseur primaire à mâchoires (capacité de 400 Tonnes / heure), en utilisant un logiciel de simulation SolidWorks, dont nous avons établi la modélisation et la simulation d'une partie du système celle de l'ensemble arbre excentrique, bielle et la mâchoire mobile, ainsi que la poulie réceptrice et le volant d'inertie.

Dans le chapitre 04, nous allons assister à des manifestations de plusieurs défauts mécaniques agissant en même temps, ou ces problèmes persistent toujours,. La confrontation des résultats de la simulation numérique obtenue avec celles trouvés expérimentalement permet de conclure l'apparition d'une résonance de la structure en suscitant des fissurations du volant d'inertie (Photo 3-1 et 3-2) et déformations de l'installation.



Photo 3-1a et 3-1b : Volant d'inertie.

Photo 3.1a. Position et longueur de la fissure tangente au périmètre du moyeu.

Photo 3.1b. Position de la fissure près du périmètre du moyeu et qui traverse l'épaisseur totale du volant d'inertie

3.2 Simulation numérique du concasseur primaire à mâchoires

Pour ce cas pratique, nous avons pris une partie de l'installation, c'est celle du rotor excentrique portant la bielle relative à la partie entraînée, car cette dernière présente des déformations suite aux défauts mécaniques surgie sur toute l'installation. La partie entraînée composée du moteur électrique et le système de transmission par courroies n'a pas été considéré, car jusqu'à présent, aucun défaut mécanique n'est présenté sur cette partie, c'est pour cette raison, nous avons pris seulement la partie entraînée. De ce fait, la modélisation du système objet de cette étude, est composé d'un arbre excentrique portant d'un côté une poulie réceptrice de diamètre 1800 mm et de largeur 300 mm, ayant un nombre de gorges de 12, de l'autre côté un volant d'inertie de diamètre de 1800 mm, de largeur de 300 mm, ayant des fissurations (voir photo 3-1a et et 3-1b), comme l'indique le modèle de la figure 3-1 et 3-2, ainsi que le maillage par éléments fini représenté dans la figure 3-2.

Nous avons établi la modélisation et la simulation numérique du rotor portant la poulie réceptrice et le volant d'inertie, avec un type de maillage volumique d'un nombre total de nœuds : 54674, et un nombre total d'élément de : 34002, ou la taille d'élément est de : 65.7746 mm. Nous avons établis dix (10) tracés pour la déformée modale qui correspond aux modes propres de vibrations, comme l'indique le tableau 3-1.

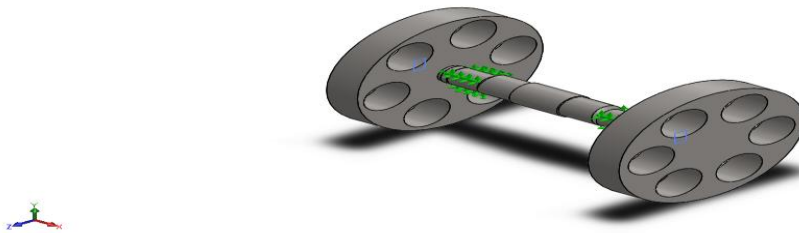


Figure 3-1 : Modélisation du système rotor par SolidWorks.

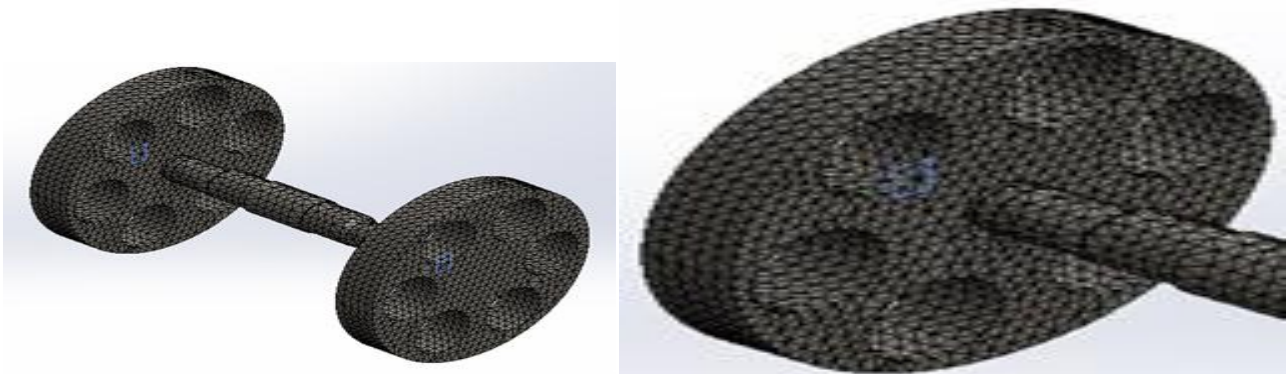


Figure 3-2 : Maillage par Eléments fini et Conditions aux limites.

3.3 Résultats de la simulation numérique

Les résultats de la simulation de l'analyse modale du système du rotor portant l'arbre excentrique du concasseur à mâchoires ont été résumés dans le tableau 3-1. On commence par les plus bas des fréquences naturelles, ou le premier représente le mode de torsion situé à la fréquence de 28,21 Hz, proche de la fréquence de rotation du moteur électrique qui est de 25 Hz. Cette déformée modale a une influence directe sur le moteur électrique dans le cas où ce dernier présente un éventuel déséquilibre sur son rotor, ou un éventuel choc sur ses portées de roulements. Aussi, on remarque que le premier mode de vibrations engendre une déformation sur le volant d'inertie porté par l'arbre excentrique comme l'indique la figure 3-3, relative à la déformée modale de ce mode, ou sa fréquence (28,21 Hz) coïncide aussi avec la huitième (08eme) harmonie de la peigne de raies du choc présenté sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 et 04, portant l'arbre excentrique, ou la fréquence de base est de 03,53 Hz, relative à la fréquence de rotation de cet arbre, comme l'indique les spectres prises de ces deux paliers, dans le sens radial horizontal et vertical, représentés respectivement dans les figures 4-10, 4-11, 4-12 et 4-13.

Le deuxième et le troisième mode de vibrations, qui se manifestent respectivement à la fréquence de 35.287 Hz et de 36.114 Hz, représentent les modes de flexion d'après l'image de la déformée modale représentée dans les figures 3-4 et 3-5. Elles correspondent au neuvième (09eme) composante de la peigne de raies du jeu détecté sur les deux paliers N°03 et 04 d'après le schéma de la chaîne cinématique de la machine représenté dans la figure 4-1. L'image spectrale montre clairement la coïncidence de ces fréquences propres avec celle de la huitième harmonie, en provoquant une résonance de vibrations d'un niveau globale de 05,81 mm/s et 05,51 mm/s respectivement sur les deux paliers N°03 et 04, et ce le 20 Juin 2017.

Le quatrième mode, représente le mode de torsion comme l'indique la figure 3-6, se manifeste à la fréquence de 58,645 Hz. Ce mode propre coïncide avec la quinzième (15eme) harmonie de la peigne de raies du choc à la fréquence fondamentale de 3,91 Hz relative à la fréquence de rotation du volant d'inertie, enregistré toujours sur les deux paliers N°03 et 04 portant l'arbre excentrique, d'après les spectres représentés dans les figures 4-10 et 4-12. Ce mode constitue un véritable risque, dans le cas où le niveau de vibrations du pic correspondant à la quinzième composante (58,645 Hz) sera élevé et atteint le seuil de danger. Actuellement, le niveau de vibration du pic précité est acceptable.

Le cinquième et le sixième mode de vibrations, représentent les modes de flexion d'après les figures 3-7 et 3-8 respectivement, se manifeste respectivement à la fréquence de 76,281 Hz et de 76,5 Hz. Ces fréquences propres coïncident avec la vingt troisième harmonie (23eme) de la peigne de raies du jeu sur la portée de roulements dans les deux paliers portant l'arbre excentrique, ou la fréquence fondamentale est de 03,34 Hz, comme l'indique les spectres représentés dans les figures 4-4 et 4-5, pris sur les deux paliers N°03 et 04, et ce le 09 Juillet 2015.

Le septième et le huitième mode, représentent aussi des modes de flexion illustrés dans les figures 3-9 et 3-10 respectivement, se manifestent respectivement à la fréquence propre de 144.86 Hz et de 145.23 Hz, qui coïncident avec la trente septième (37eme) harmonie de la peigne de raies su indiqué, ayant une composante prépondérant de 3.91 Hz, d’après les images spectrales représentés dans les figures 4-10, 4-11, 4-12 et 4-13.

Le neuvième mode, se manifestant à la fréquence de 226.41 Hz, représente le mode de torsion d’après la figure 3-11, qui coïncide avec la cinquante huitième (58eme) harmonie de la peigne de raies dont la fréquence de base est de 3,91 Hz, relative à la fréquence de rotation de l’arbre portant la bielle du concasseur. Il est à signaler que le dernier mode propre situé à la fréquence de 283.06 Hz, représente un mode de torsion aussi (figure 3-12), est un peut éloigner des composantes du choc généré par le jeu sur les portée de roulement. Donc, son influence sur le comportement dynamique su système sera considéré comme faible.

De ce fait, l’examen de tous ces modes propres, nous permet de détecter la coïncidence de leurs fréquences propres avec celles du fonctionnement de l’installation, et de conclure la présence d’un risque sur l’équipement lors de son fonctionnement, dès l’apparition du jeu sur les portées de roulement dans les paliers portant le rotor du concasseur, ce qui explique les fissurations apparus sur le volant d’inertie d’après les photos représentés dans la figure 3-1 et 3-2. Ces premiers modes sont caractérisés par une grande participation du rapport de masse et ils étaient plus dangereux que les modes plus hauts. Les basses fréquences génèrent des formes de mode relativement simples de la structure, caractérisée par des longueurs d'ondes similaires à sa taille, ce qui rend l'analyse du mouvement plus facile, contrairement aux fréquences propres plus élevées.

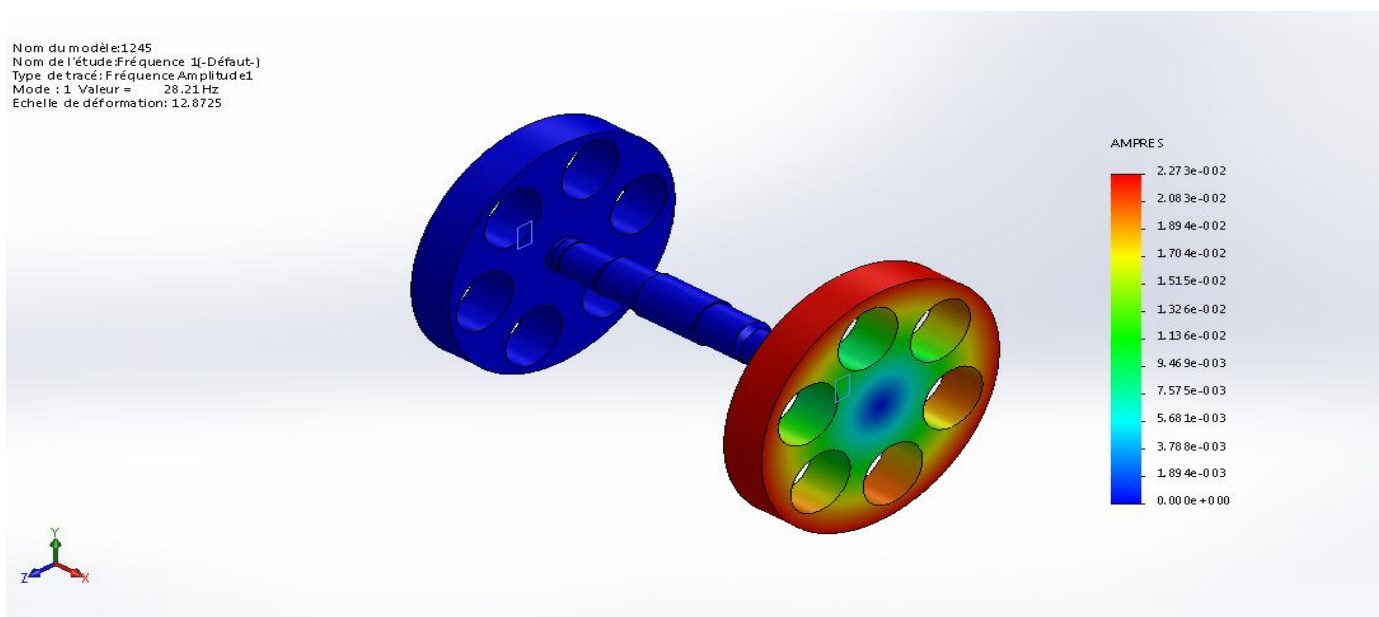


Figure 3-3 : Premier mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude2
Mode : 2 Valeur = 35,287 Hz
Echelle de déformation:11.3316

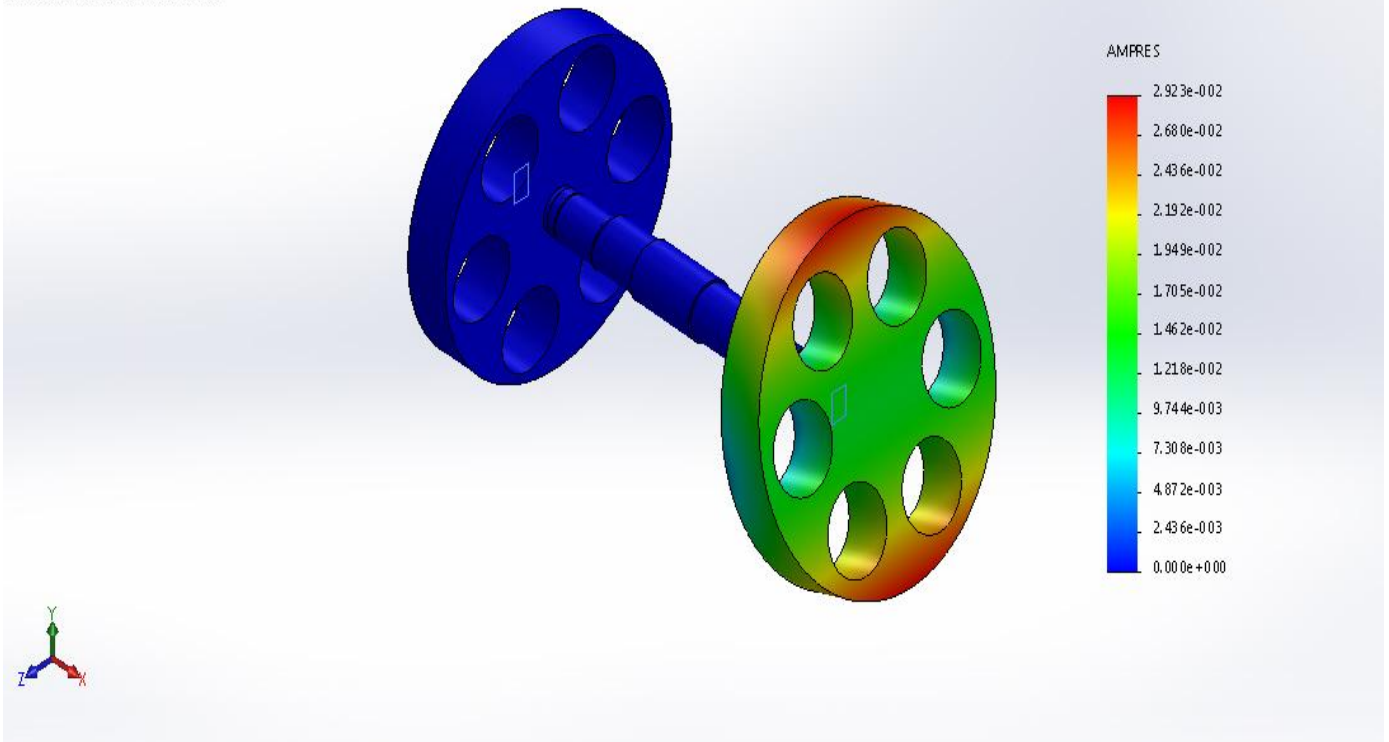


Figure 3-4 : Deuxième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude3
Mode : 3 Valeur = 36,114 Hz
Echelle de déformation:11.36

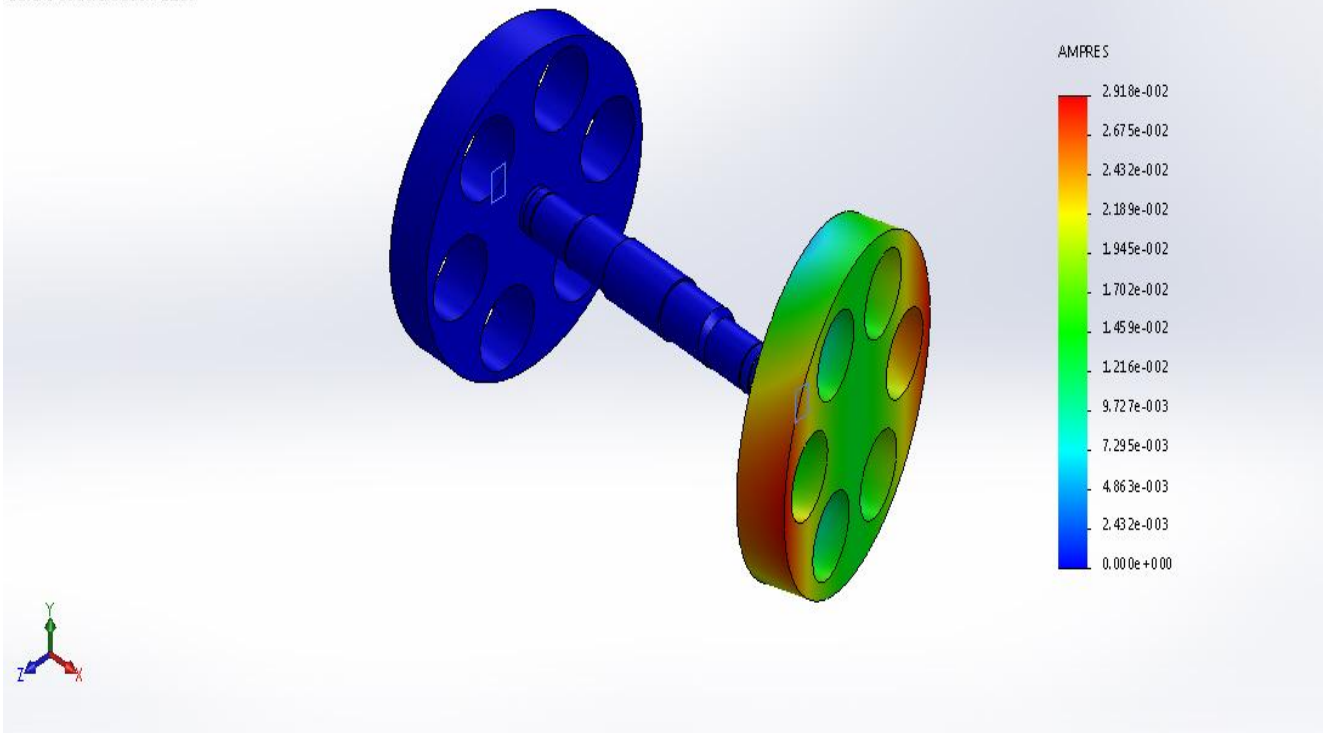


Figure 3-5 : Troisième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude4
Mode : 4 Valeur = 58.645 Hz
Echelle de déformation:12.4762

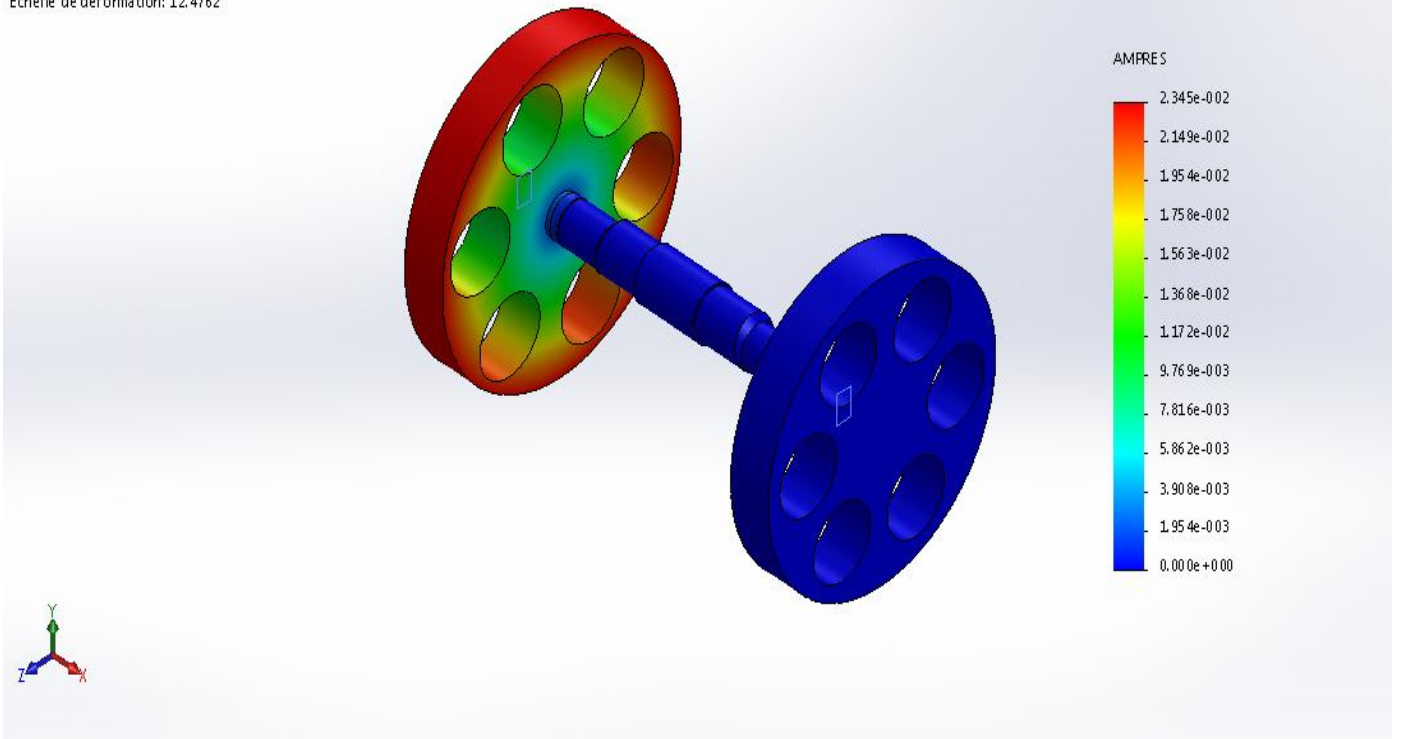


Figure 3-6 : Quatrième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude5
Mode : 5 Valeur = 76.281 Hz
Echelle de déformation:9.69492

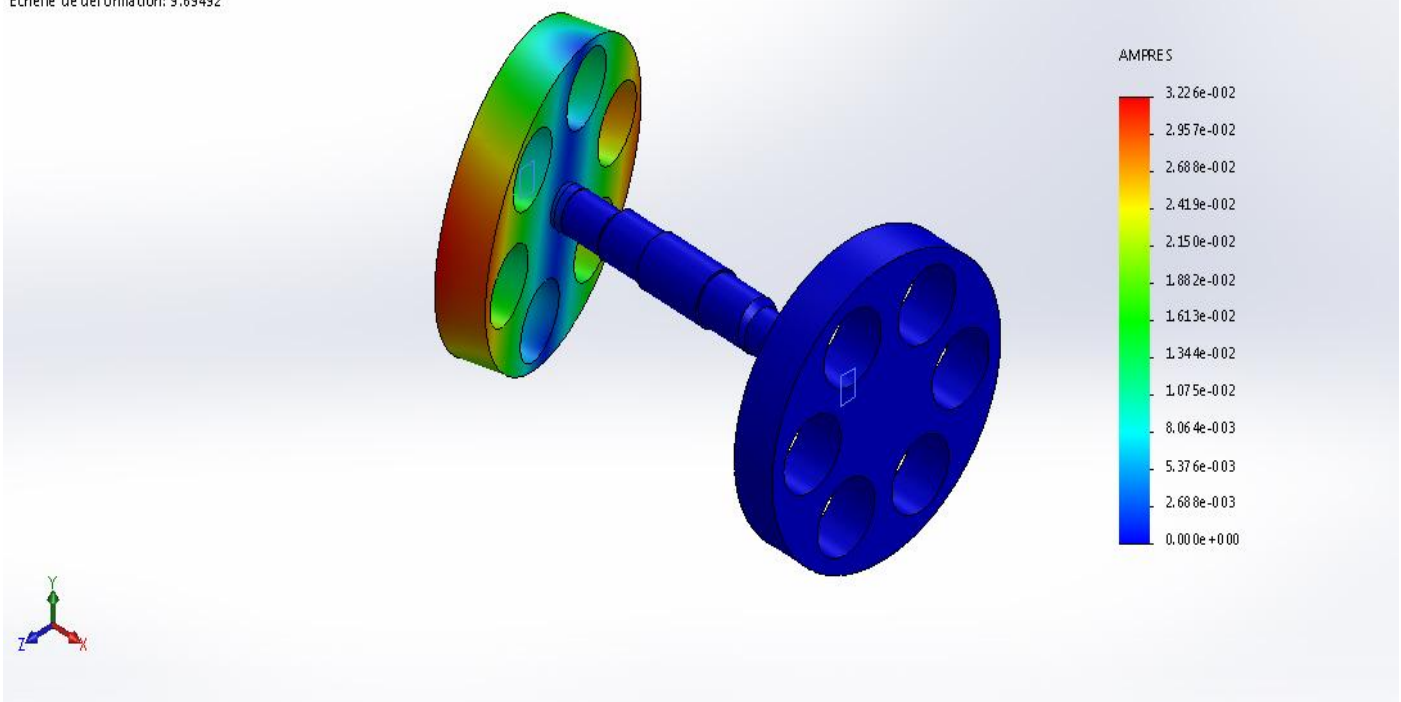


Figure 3-7 : Cinquième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude6
Mode : 6 Valeur = 76.5 Hz
Echelle de déformation: 9.69537

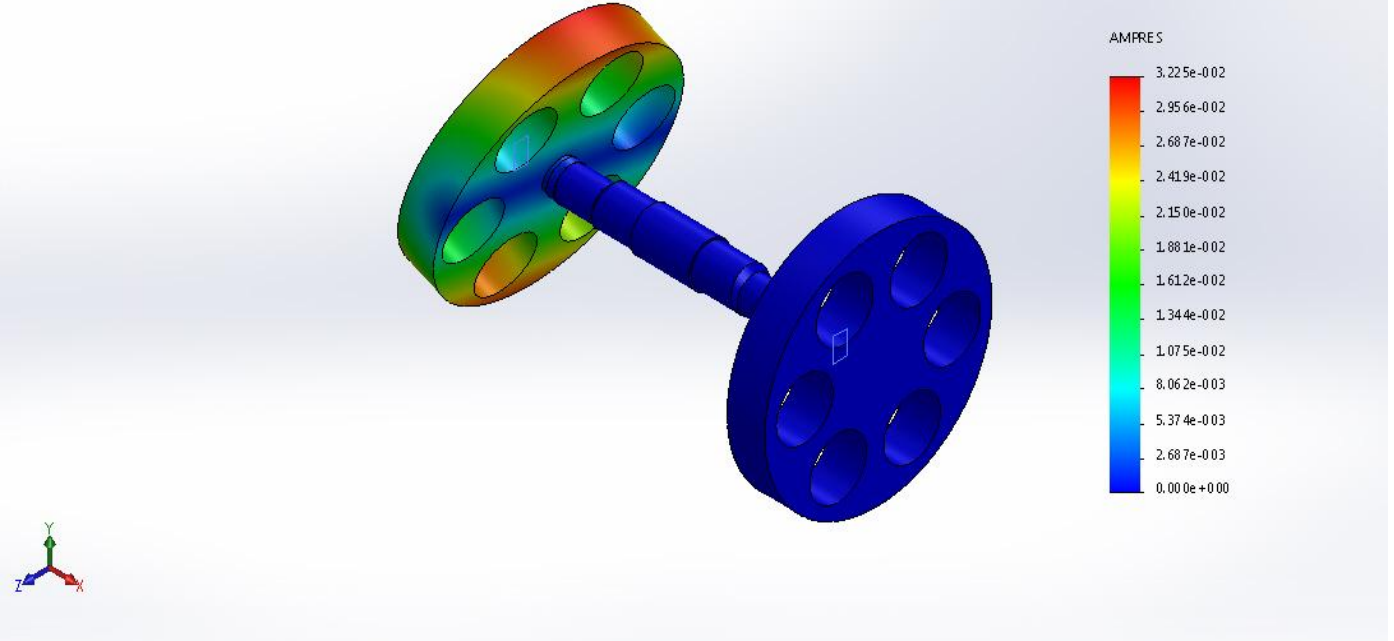


Figure 3-8 : Sixième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude7
Mode : 7 Valeur = 144.86 Hz
Echelle de déformation: 15.5804

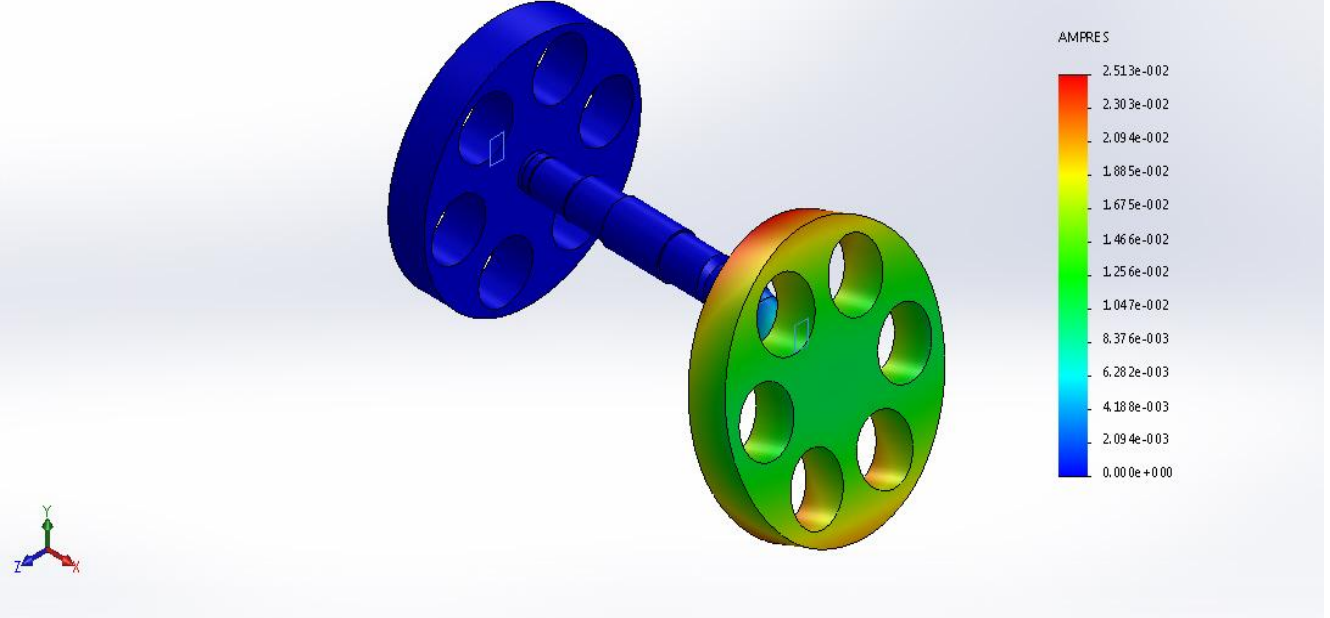


Figure 3-9 : Septième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude8
Mode : 8 Valeur = 145.23 Hz
Echelle de déformation: 15.7001

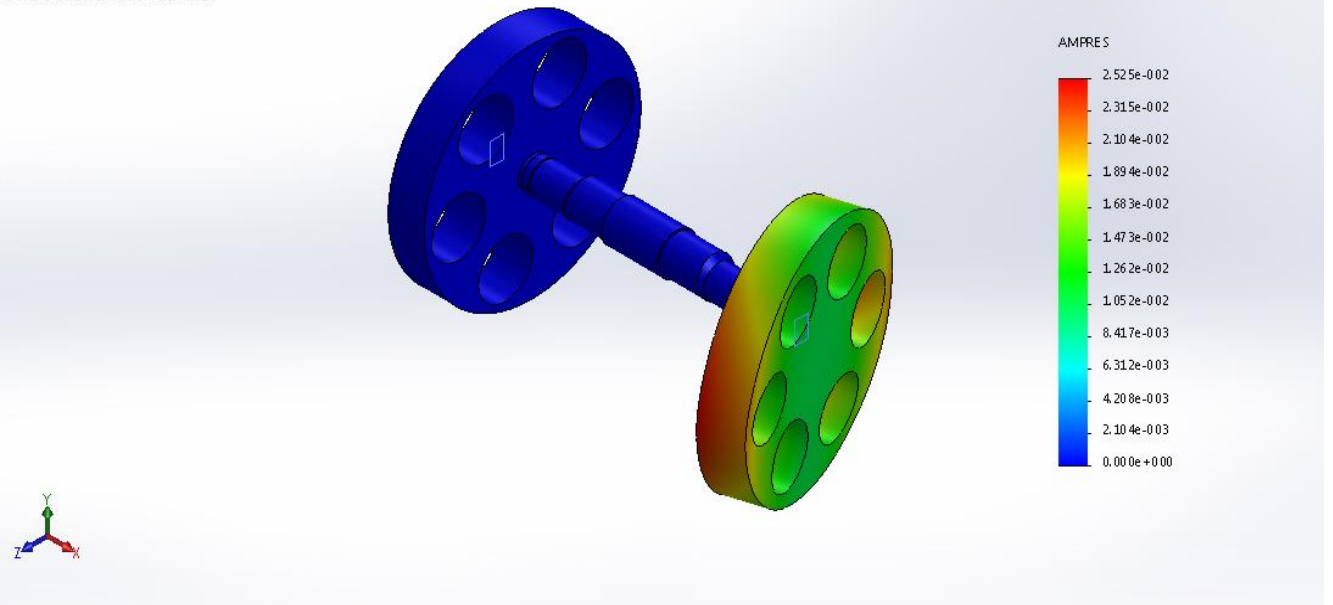


Figure 3-10 : Huitième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude9
Mode : 9 Valeur = 226.41 Hz
Echelle de déformation: 13.1136

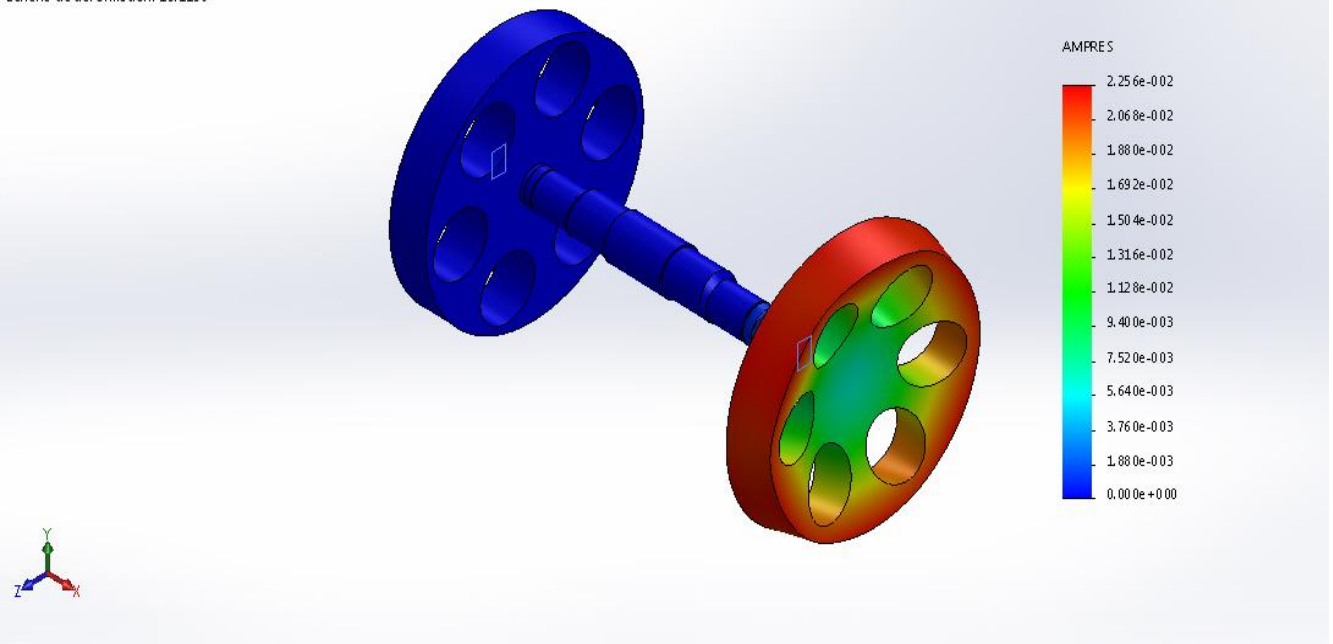


Figure 3-11 : Neuvième mode de vibrations du système rotor.

Nom du modèle:1245
 Nom de l'étude:Fréquence 1(-Défaut)
 Type de tracé: Fréquence,Amplitude10
 Mode : 10 Valeur = 283.06 Hz
 Echelle de déformation: 1.18527

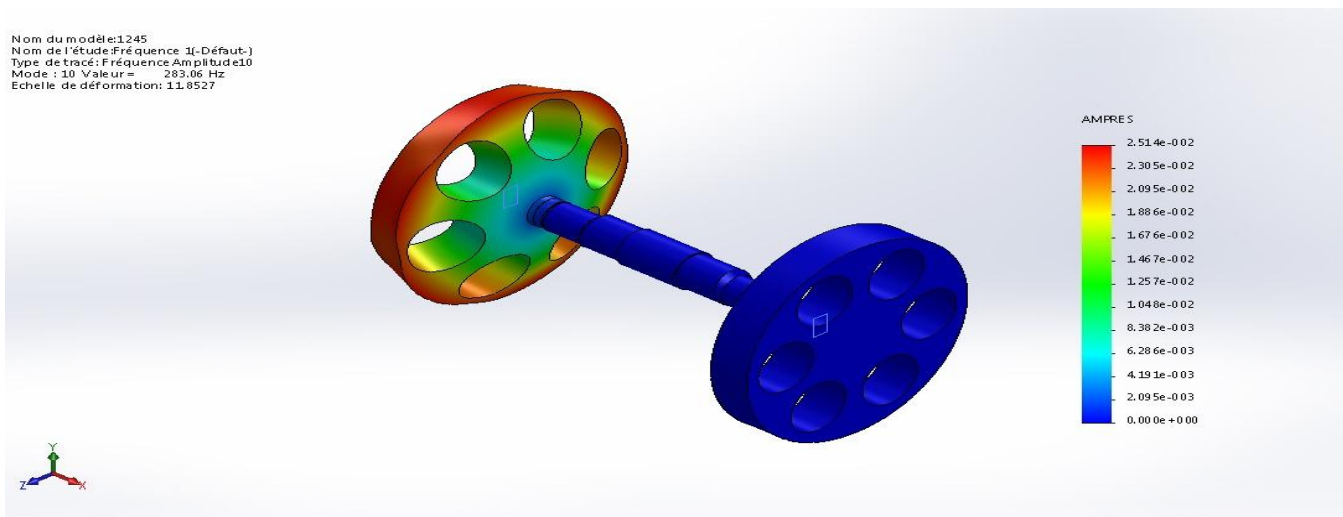


Figure 3-12 : Dixième mode de vibrations du système rotor.

Tableau 3-1 : liste des fréquences propres.

N° mode	Fréquence naturelle en (Rad/s)	Fréquence naturelle en (Hz)
1	177.25	28.21
2	221.71	35.287
3	226.91	36.114
4	368.48	58.645
5	479.29	76.281
6	480.66	76.5
7	910.19	144.86
8	912.51	145.23
9	1422.6	226.41
10	1778.5	283.06

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons modélisé par SolidWorks la partie de l'installation qui présente une déformation. Elle est constituée de l'arbre excentrique portant la poulie réceptrice et le volant d'inertie. Les résultats de la simulation numérique ont donné pour le premier mode une fréquence de 28,21 Hz. Cette fréquence est très proche de la fréquence de résonance obtenue théoriquement, cette coïncidence de fréquence a un effet direct sur la structure : déséquilibre du rotor et les chocs sur les portées de roulement. De même, cette fréquence explique les fissurations vues sur le volant d'inertie.

La simulation numérique a mis en évidence la source de défauts et elle permet de proposer des solutions et des précautions à prendre pour éviter les problèmes déjà rencontrés et mieux exploiter les prochaines installations.

Chapitre 4 : Diagnostic par l'analyse vibratoire du Concasseur à mâchoires

4.1 Introduction

La technique de l'analyse spectrale des mesures vibratoires permet de localiser avec précision les défaillances mécaniques ou électriques qui peuvent surgir lors du fonctionnement des machines tournantes. Les concasseurs à mâchoires industriels sont des installations de broyage de roches de grande dimensions dans les carrières, et un défaut mécanique à l'état précoce peut s'évoluer avec le temps et compromettre facilement le fonctionnement de ces machines, et engendre d'autres anomalies mécaniques qui peuvent aller jusqu'à la déformation et la rupture de l'un ou plusieurs de ses organes. [23].

Nous avons présenté dans cette étude un cas pratique d'un concasseur primaire à mâchoires, présentant plusieurs défauts mécaniques agissant en même temps, détecté par la méthode de l'analyse vibratoire, à savoir : le défaut de déséquilibre, désalignement et usure sur les portées de roulements, générant des vibrations d'un niveau classer Alarmant d'après les normes internationales VDI 2056, en provoquant des fissurations sur le volant d'inertie, qui nous a poussé à enrichir ce travail par une étude de comportement vibratoire du système, et ce par l'établissement d'une analyse modale de vibrations théoriques pour déterminer les caractéristiques modales (fréquence et modes propres) de ce système. Les résultats de la simulation théoriques ont été confronté avec les mesures d'analyses de vibrations expérimentales, et ce pour évaluer les conséquences et la gravité du défaut mécanique surgie sur le système et d'établir un pronostic vibratoire adéquat.

4.2 Concasseur à mâchoires

Dans cette partie de ce travail un exemple d'un cas vécu, rencontré dans une station de concassage en Algérie est exposé : Concasseur primaire à mâchoires.

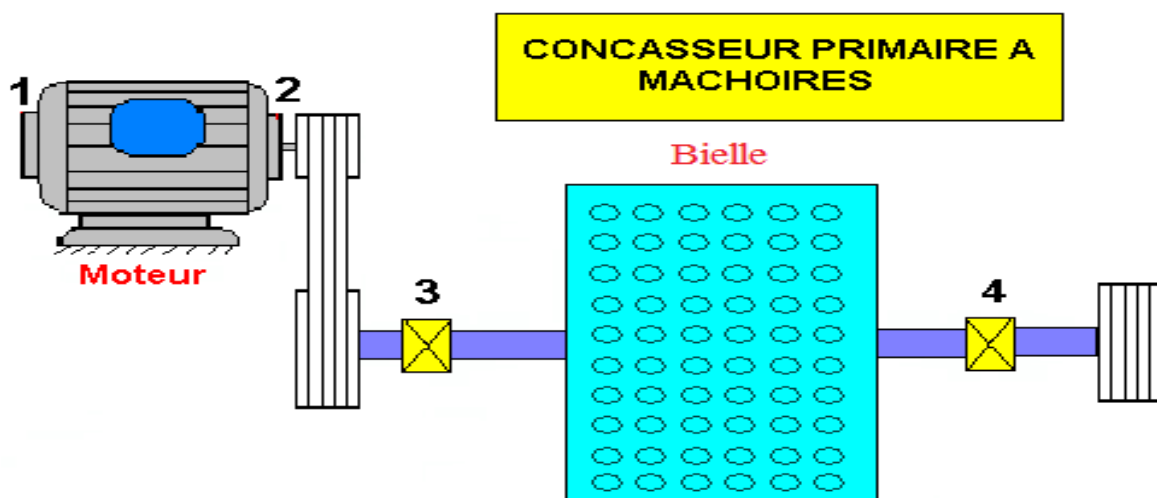


Figure 4-1: Schéma cinématique et points de mesure de vibrations

4.2.1 Description de la machine

Le Concasseur primaire à mâchoires, est une installation de grande stratégie dans une Carrière, situé à l'entrée de la zone de concassage, son rôle est la brise des roches de grandes dimensions (voir Figure 4-1). L'équipement est composé d'une ligne d'arbre excentrique de diamètre 330 mm, et de longueur de 2712 mm, portant une poulie réceptrice et une volant d'inertie en fonte de diamètre 1800 mm et de largeur de 800 mm d'après le schéma de montage du système représenté dans la figure 4-2. Cette ligne d'arbre est portée par quatre paliers à roulements cylindriques à galets. Ce système est entraîné par un moteur électrique de puissance de 250 KW, tournant à la vitesse de fonctionnement de 1000 tr/mn, (voir photo 4-1).

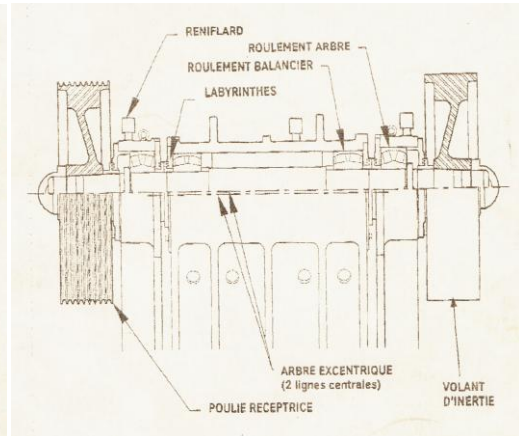
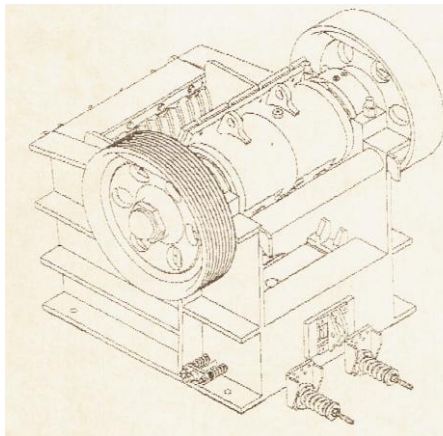


Figure 4.2 Rotor du concasseur. Figure 4.3 Schéma de montage du système



Photo 4.1. photo du concasseur

4.2.2 Choix des points de mesures de vibrations

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir avec précision l'information dont on a besoin. Notre objectif dans ce cas, est d'essayer de connaître l'état général de la machine. Il est donc nécessaire de connaître l'état des roulements à travers toute la chaîne cinématique du système, est le comportement de la ligne d'arbre portant le concasseur objet de notre étude. La figure 4-1 permet d'étudier la machine et de choisir les points de mesure de vibrations sur les paliers qui serviront à détecter toutes les défaillances qui peuvent surgir sur la machine 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.

4.3 Historique

Le Concasseur Primaire à mâchoires est une machine de grande stratégie dans la chaîne de production dans la carrière, son suivi par la méthode de l'analyse vibratoire est commencé récemment le : 09 Juillet 2015, suite à un appel d'urgence faite par le département de maintenance pour réaliser un diagnostic de vibrations sur toute la chaîne cinématique de la machine comme l'indique le schéma de la figure 4-1. L'interprétation spectrale révèle la présence de plusieurs anomalies mécaniques, à savoir : un défaut d'usure sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 et 04 portant le rotor excentrique du concasseur (paliers situés sur les deux extrémités), ainsi qu'un défaut de roulement dans ces deux paliers. Aussi, nous avons décelé la présence d'un désalignement entre les deux paliers précités, comme l'indique l'image spectrale représenté dans la figure 4-4 et 4-5 prises le : 09 juillet 2015, suite à l'apparition de la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation de 03,34 Hz, indiquant la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant le concasseur, lié au désalignement sus indiqué. Au départ, ces défaillances ont généré des vibrations d'un niveau globale de 04,64 mm/s et 04,61 mm/s respectivement sur les deux paliers N°03 et 04 dans le sens horizontal, jugé Acceptable en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056, et ce comme l'indique le tableau 4-1, et d'après les courbes de tendance représentés dans les figures 4-6 à 4-9. A cet effet, et suite à nos recommandations suggérant le changement des roulements et paliers N°03 & 04, ainsi qu'au contrôle de l'alignement entre ces deux paliers, malheureusement, ces mesures qui devront être entrepris n'ont pas été prises en considération, ce qui a engendré plus tard l'apparition des fissurations au niveau du volant d'inertie fabriqué en fonte, comme l'indique les photos 4-2 et 4-3. A cet effet, nos soucis se sont focalisés sur l'évolution de la fissure liée au niveau globale de vibrations instantané, car l'équipement fonctionne dans des conditions instables relatives aux dimensions des roches à concasser et aux éventuelles présences des corps étrangers qui pourront être mélangé avec les roches lors du remplissage des goulottes. Ces inquiétudes nous ont poussé à procédé d'un côté au suivi de cette installations par la technique de l'analyse vibratoire afin de suivre l'évolution vibratoire dans les paliers et tracer une courbe de tendance pour réaliser un pronostique, et de l'autre côté étudier le comportement vibratoire du système par la réalisation d'une analyse modale théorique qui permet de calculer les caractéristiques propres (modes propres et fréquences propres), afin de pouvoir changer les modes de fonctionnement de la machines, et par conséquence éviter l'évolution des fissurations au niveau du volant d'inertie. Une autre recommandation à été donné aux responsables concerné pour changer la vitesse de rotation de l'arbre excentrique, et ce par le changement de la vitesse de rotation du moteur électrique, dont nous avons pu

changer cette fréquence de base de : 3.34 Hz à 03,91 mm/s qui nous a permet d'éviter le maximum l'apparition l'un des pics engendré par les défauts mécaniques détectés sur l'installation (figure 4-4 et 4-5), et qui pourra coïncider avec l'une des fréquences propres, d'après les résultats de la simulation numériques (tableau 3-1).

Remarque : les résultats expérimentaux ont été fournis par mes promoteurs. Ces derniers ont eux même procéder aux relevés des mesures.

Tableau 4-1 : Historique de la machine.

Date d'intervention	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°03	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°04
09 Juillet 2015	04,64	04,61
29 Septembre 2015	04,52	04,98
20 Juin 2017	05.81	05,51
13 juin 2018	06,75	04,29

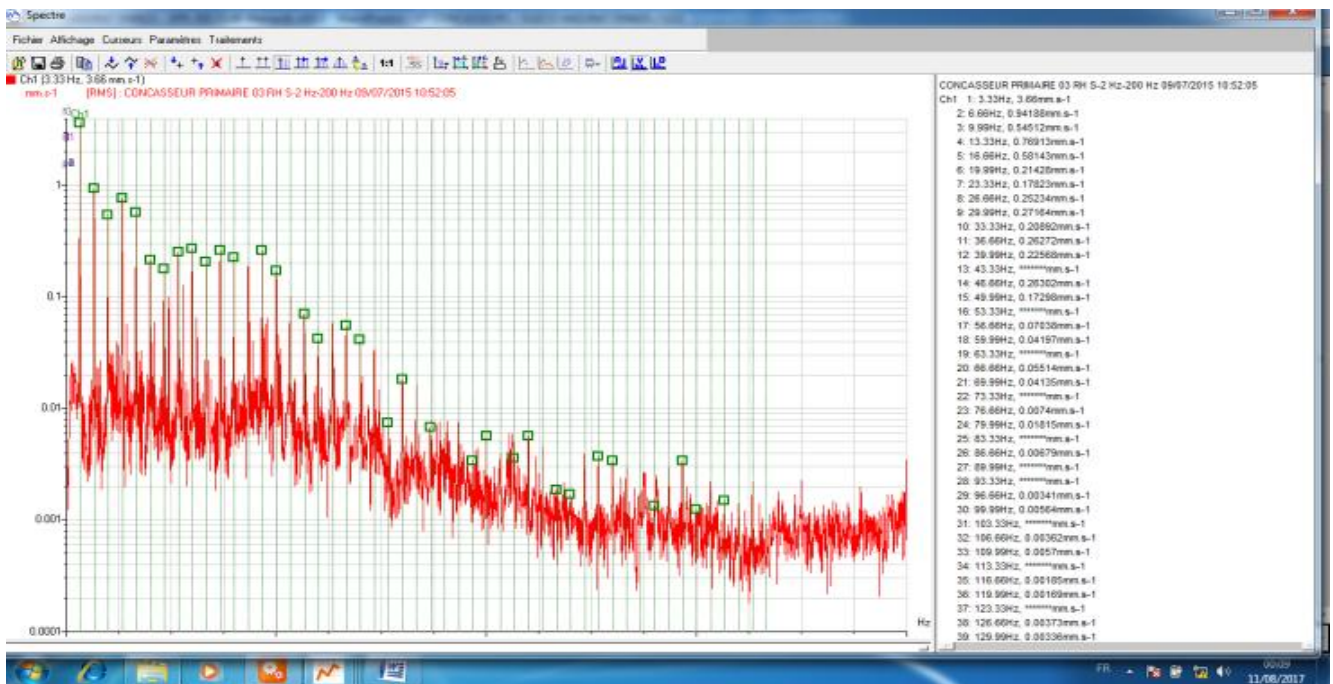


Figure 4-4 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du Concasseur le 09 Juillet 2015

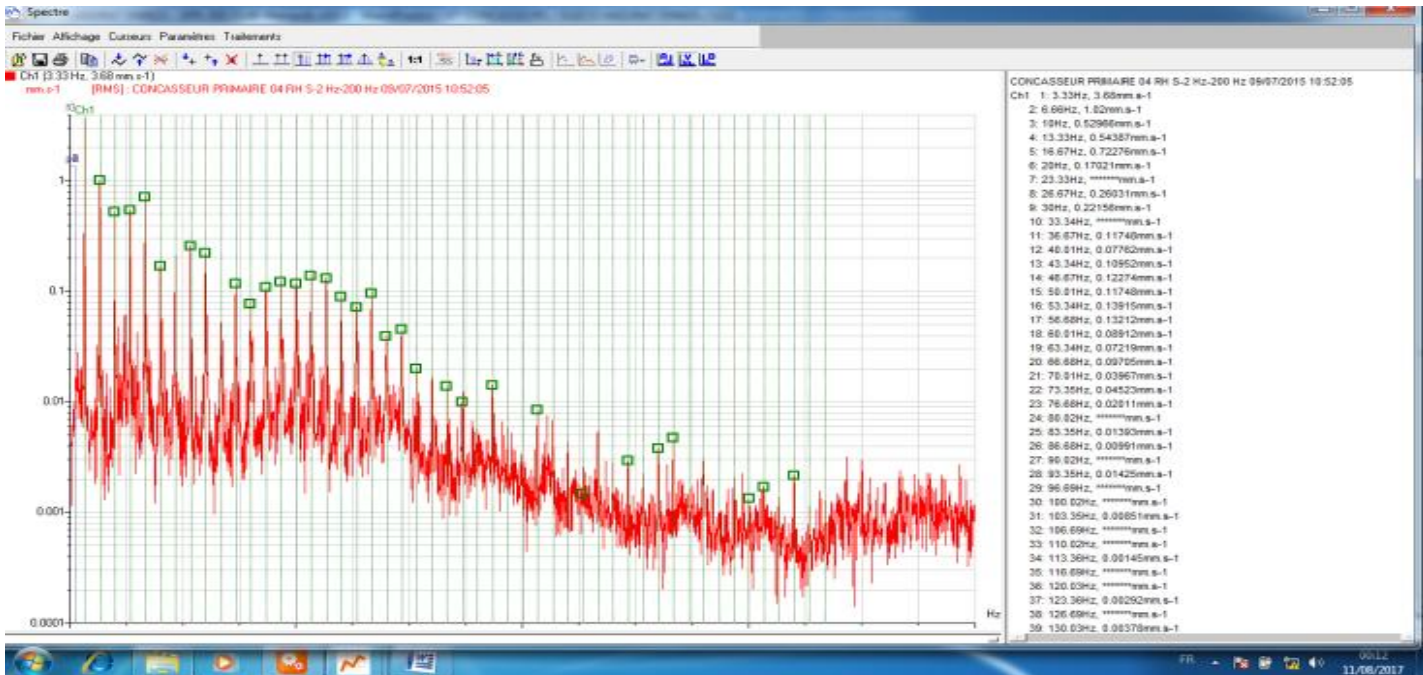


Figure 4-5 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du Concasseur le : 09 Juillet 2015

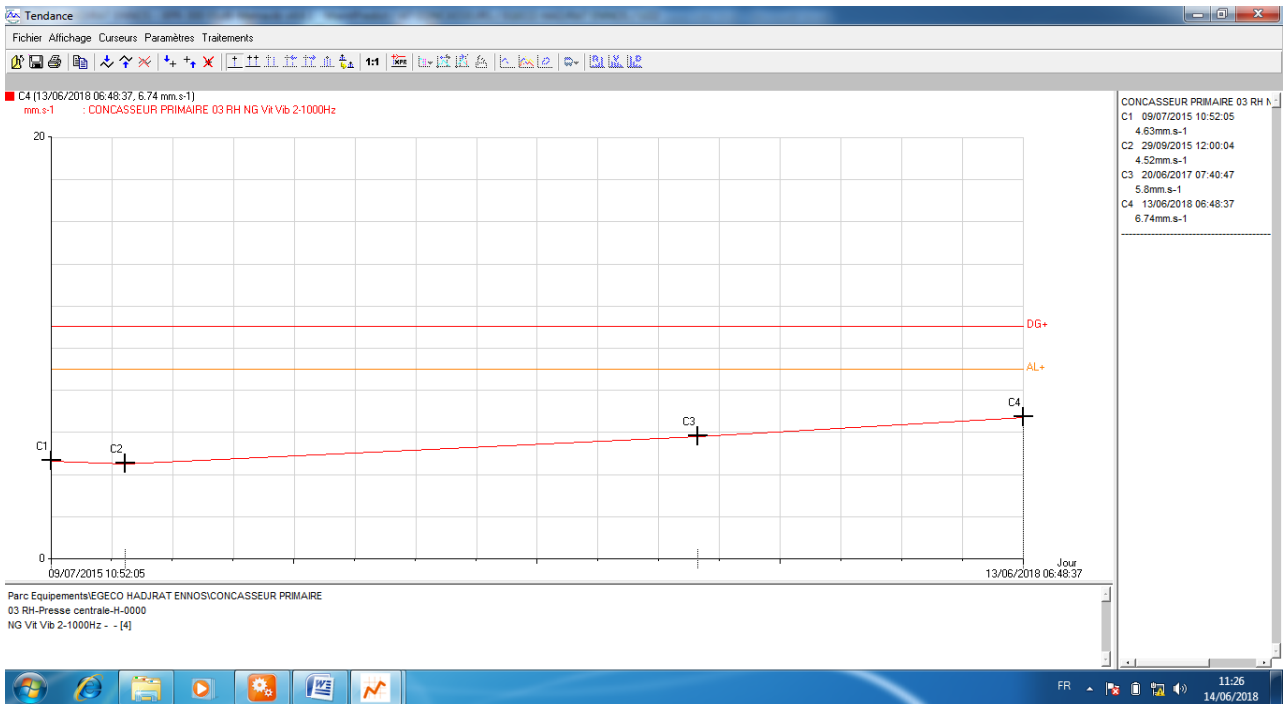


Figure 4-6 : Courbe de tendance du Concasseur Primaire à mâchoires sur le palier N°03 dans le sens horizontal.

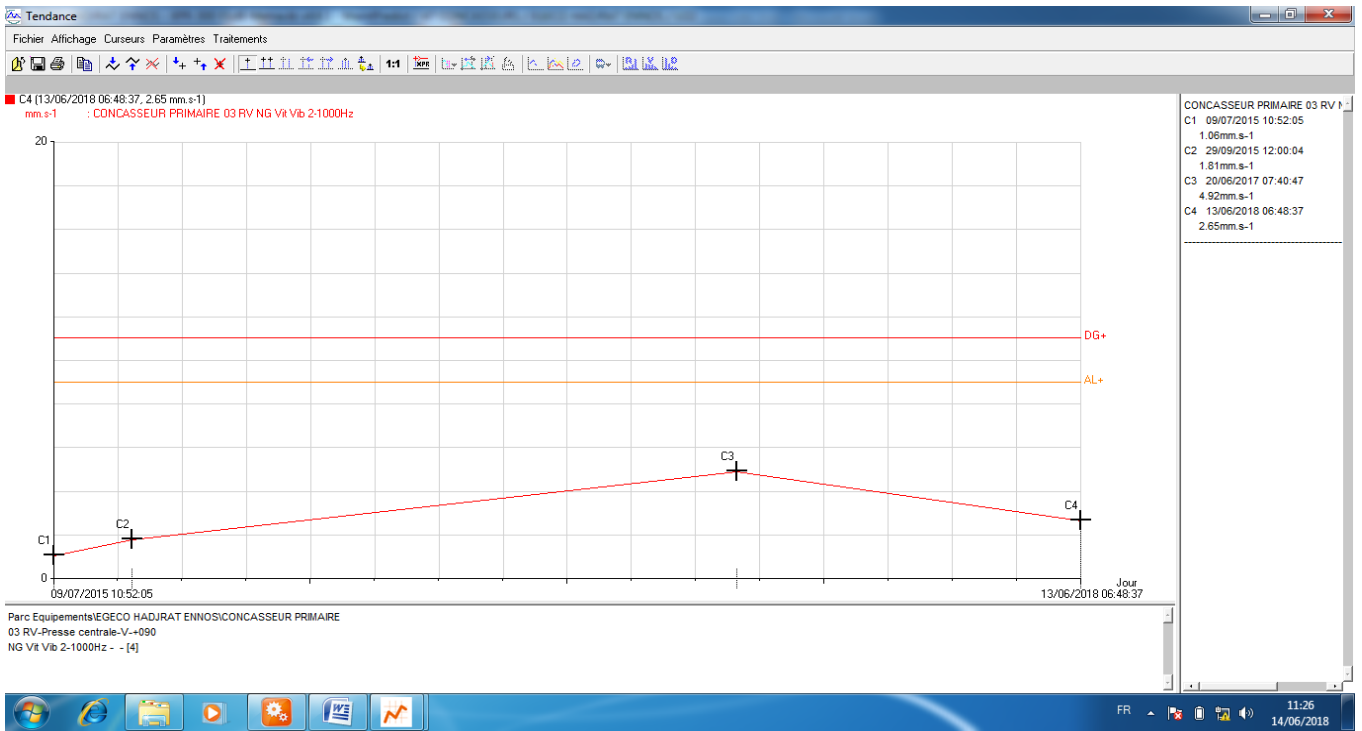


Figure 4-7 : Courbe de tendance du Concasseur Primaire à mâchoires sur le palier N°03 dans le sens vertical.

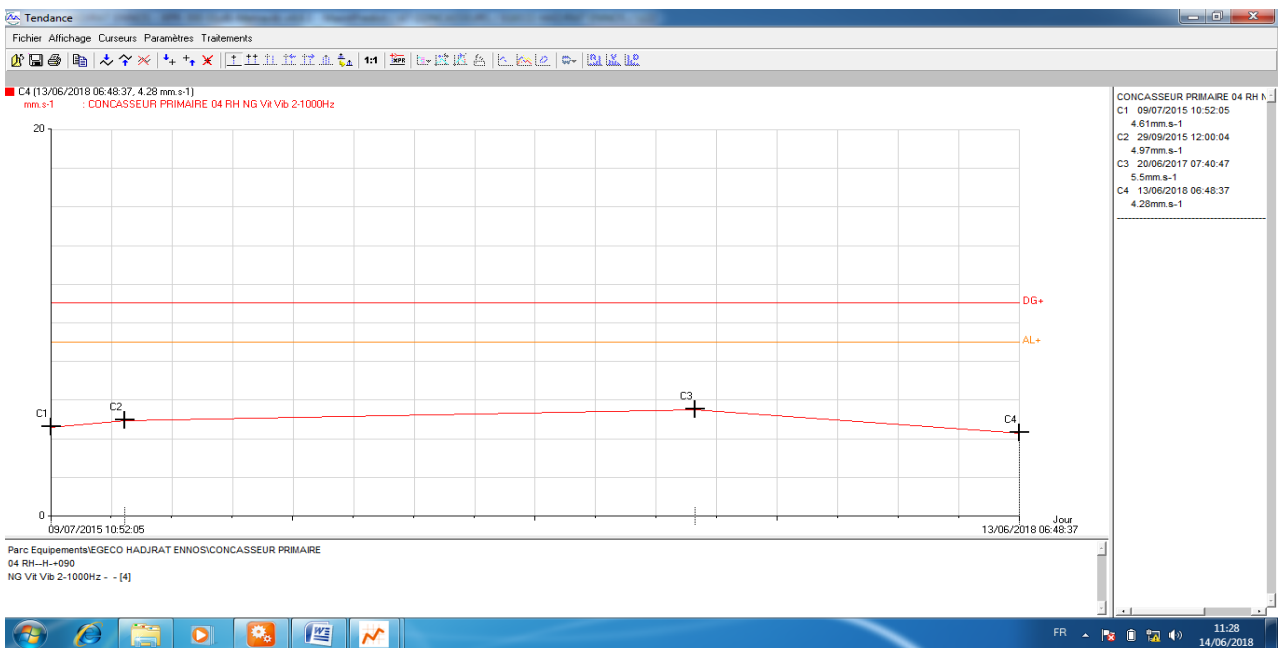


Figure 4-8 : Courbe de tendance du Concasseur Primaire à mâchoires sur le palier N°04 dans le sens horizontal.

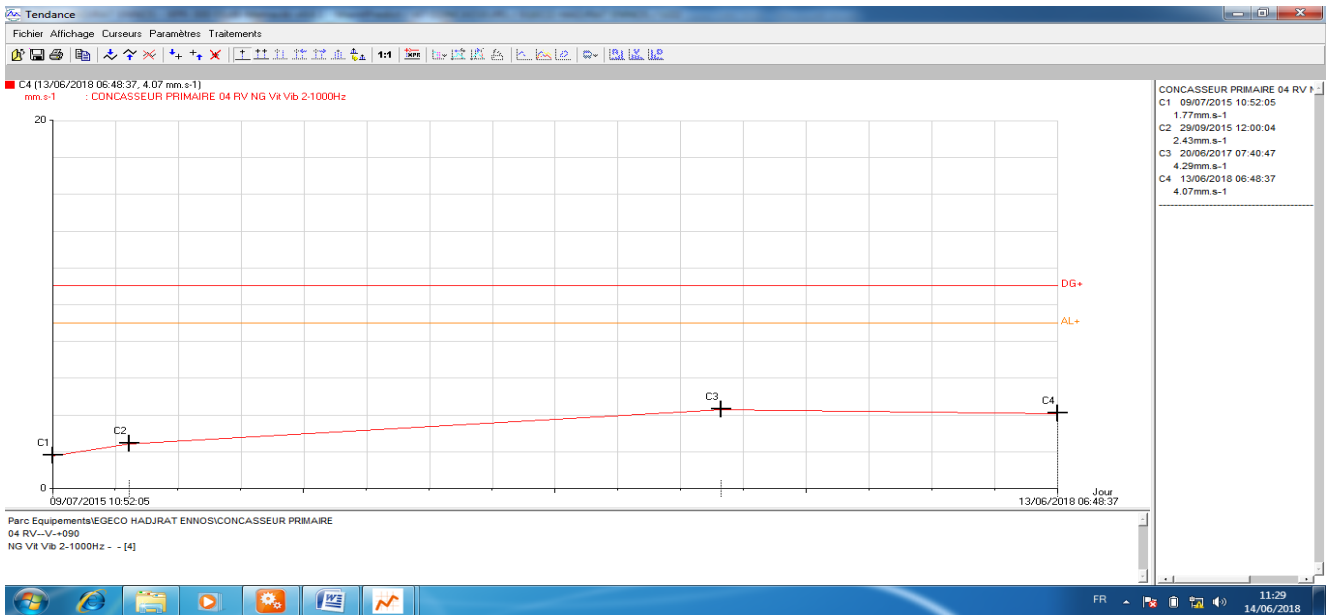


Figure 4-9 : Courbe de tendance du Concasseur Primaire à mâchoires sur le palier N°04 dans le sens vertical.



Photo 4.2 Photo Prise sur le volant d'inertie, qui montre la position et la longueur de la fissure et qui est tangente au périmètre du moyeu.



Photo 4.3 Photo Prise sur le volant d'inertie, qui montre la position de la fissure près du périmètre du moyeu, et qui traverse l'épaisseur total du volant d'inertie.

4-4 Diagnostic vibratoire et analyse des résultats

L'interprétation spectrale des mesures de vibrations prises le 20 Juin 2017, sur toute la chaîne cinématique de la machine(Voir Figure 4-1), nous permet de déceler la présence de plusieurs défauts mécaniques à travers l'installation de la commande concasseur Primaire, à savoir : Présence d'un choc sur l'ensemble des paliers de l'arbre portant l'arbre excentrique, qui se voit nettement sur les spectres prélevés sur les paliers N°03 et 04 dans la direction horizontale et verticale, représentés dans les figures N°4-10, 4-11, 4-12 et 4-13, révélant la présence d'un peigne de raies de composantes d'ordre 1 et 2, 3, 4...etc, dont la fréquence de base est de 03,91 Hz correspondant à la vitesse de rotation de 234,6 tr/min. Il s'agit d'un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers portant la l'arbre excentrique (N°03 & 04 d'après la chaîne cinématique de la machine). Cette défaillance est engendrée par la présence d'un défaut de d'alignement entre les deux paliers sus indiqués, comme l'indique la deuxième harmonie de la peigne de raies des spectres prélevés horizontalement et verticalement dans ces deux paliers, correspondant à la fréquence de 07,82 Hz, dont l'amplitude est de 04,22 mm/s sur le palier N°03 dans les sens horizontal, d'après le spectre de la figure 4-10, et de 04,04 mm/s sur le palier N°04 dans le sens horizontal aussi d'après le spectre de la figure 4-12. Aussi, nous avons déceler l'apparition d'un défaut de roulement de type écaillage, générant un niveau de Kurtosis de : 07,51 mm/s sur le palier N°03 dans la direction verticale, et de 11,80 mm/s sur le palier N°04 dans la direction verticale aussi. Il est à noter qu'un signal ayant un Kurtosis > 3 se représente par une distribution plus étroite dominée par la présence d'amplitudes crêtes anormalement élevées comme c'est le cas en présence de chocs répétés. [24].

Toutes ces défaillances détectées, génèrent des vibrations d'un niveau globale de 05,81 mm/s sur le palier N°03 côté poulie réceptrice, et de 05,51 sur le palier N°04 côté volant d'inertie présentant des fissurations (voir paragraphe historique de la machine) qui s'est étalé en traversant presque tout le diamètre du moyeu (voir tableau 4-1).

Suite à cette analyse de vibrations, ou ce problème persiste depuis le 09 Juillet 2015, nous avons insisté pour le changement des roulements et paliers, car ces défaillances ont engendré des fissurations sur le volant d'inertie qui peuvent être s'étaler jusqu'au l'arbre excentrique, ou le dégât sera plus grave et coûteux en matière manquée à gagner.

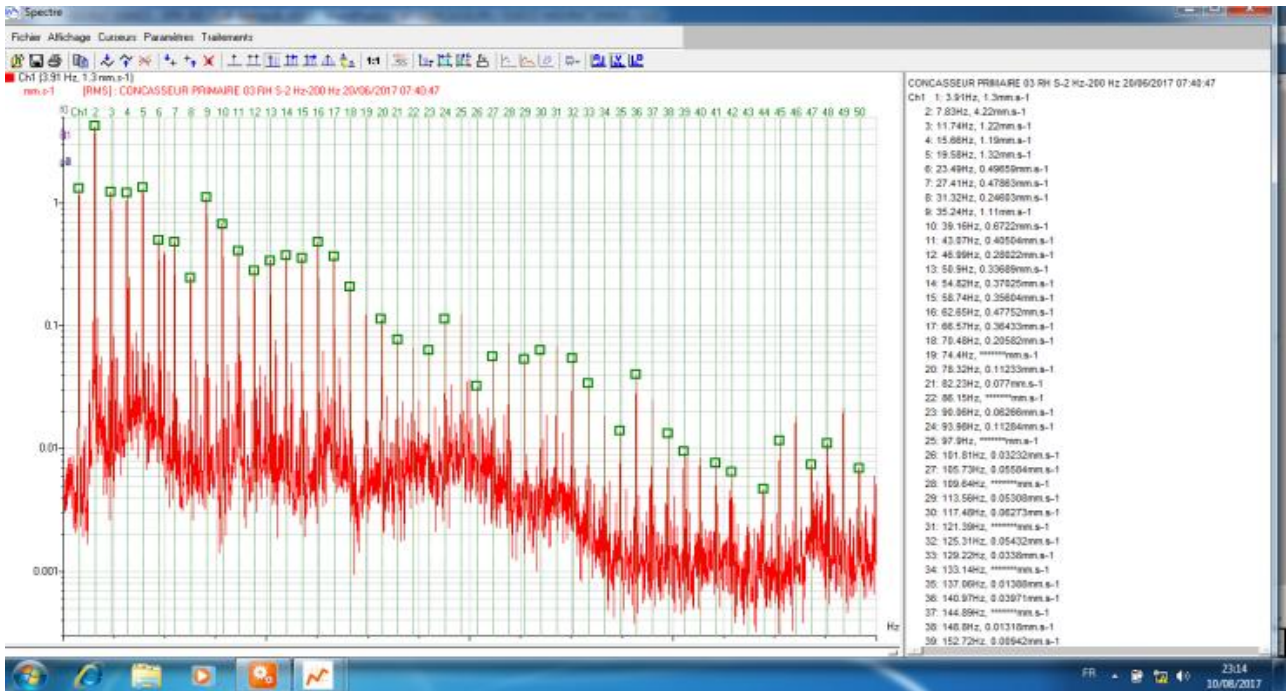


Figure 4-10 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du Concasseur le 20 Juin 2017

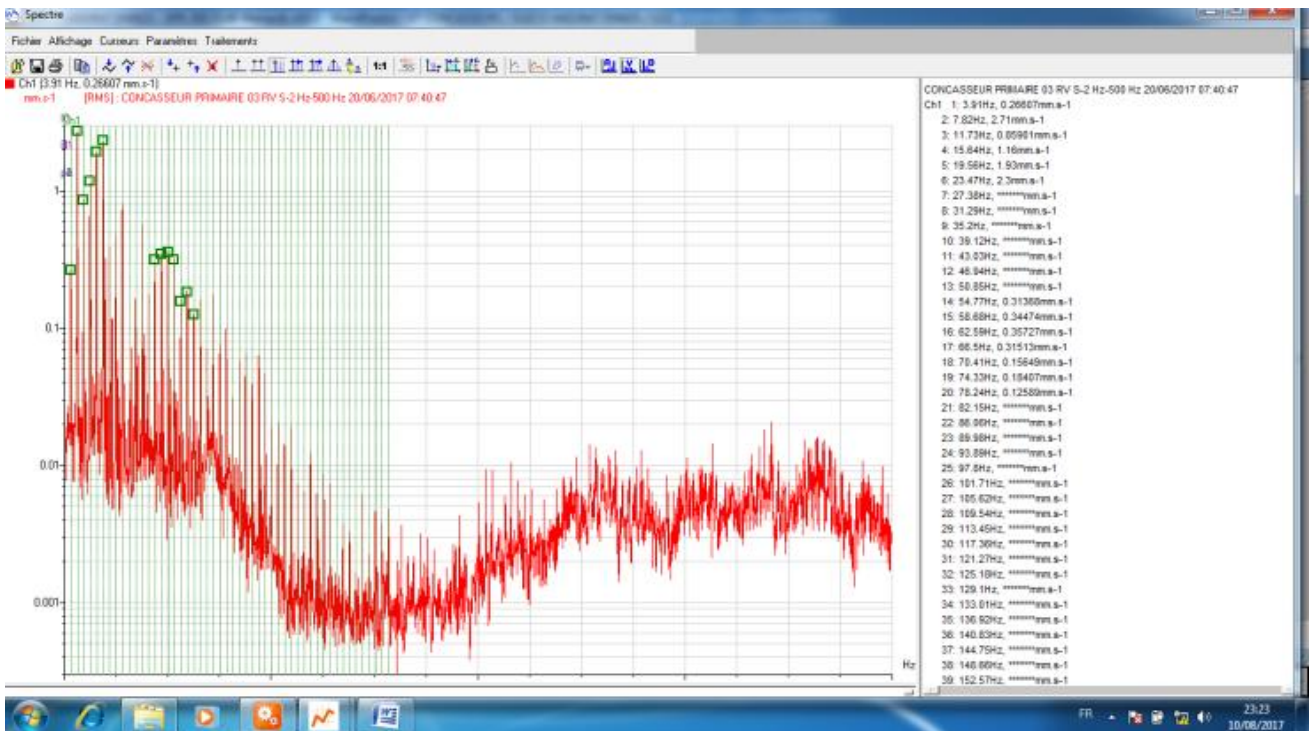


Figure 4-11 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical du Concasseur le : 20 Juin 2017

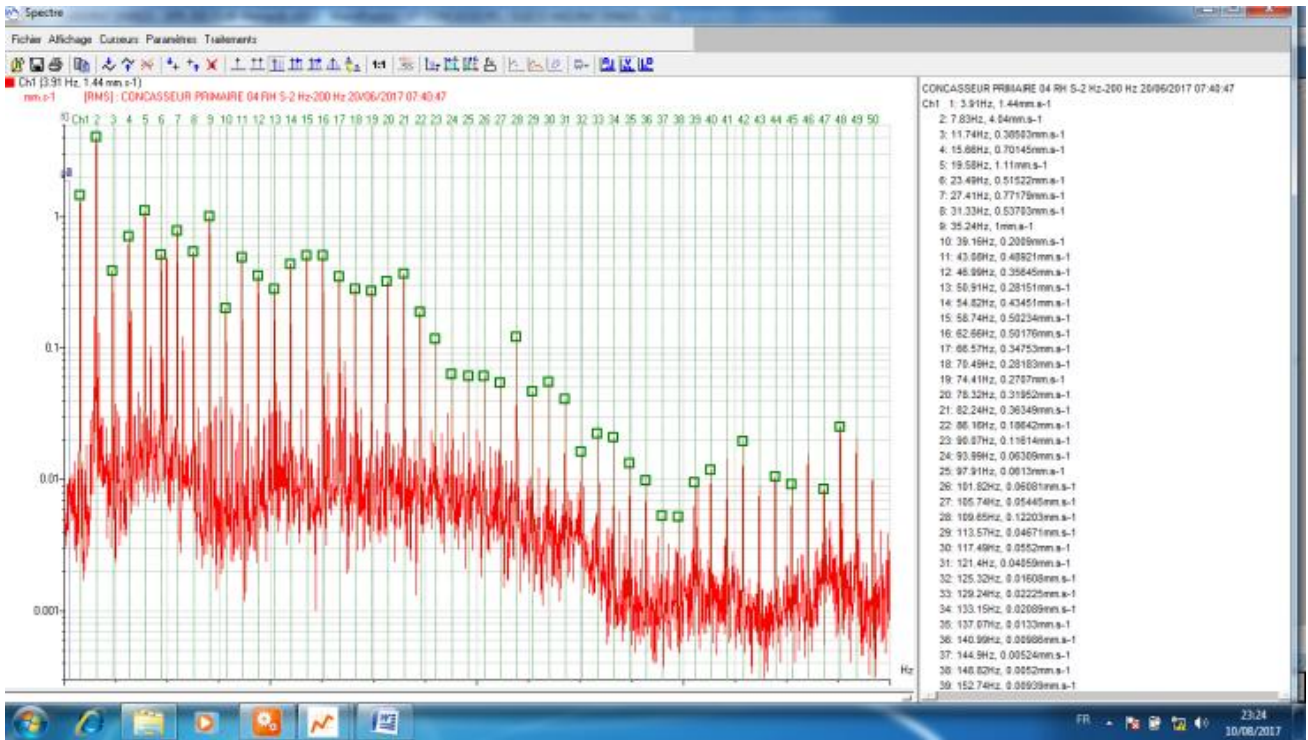


Figure 4-12 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du Concasseur le : 20 Juin 2017

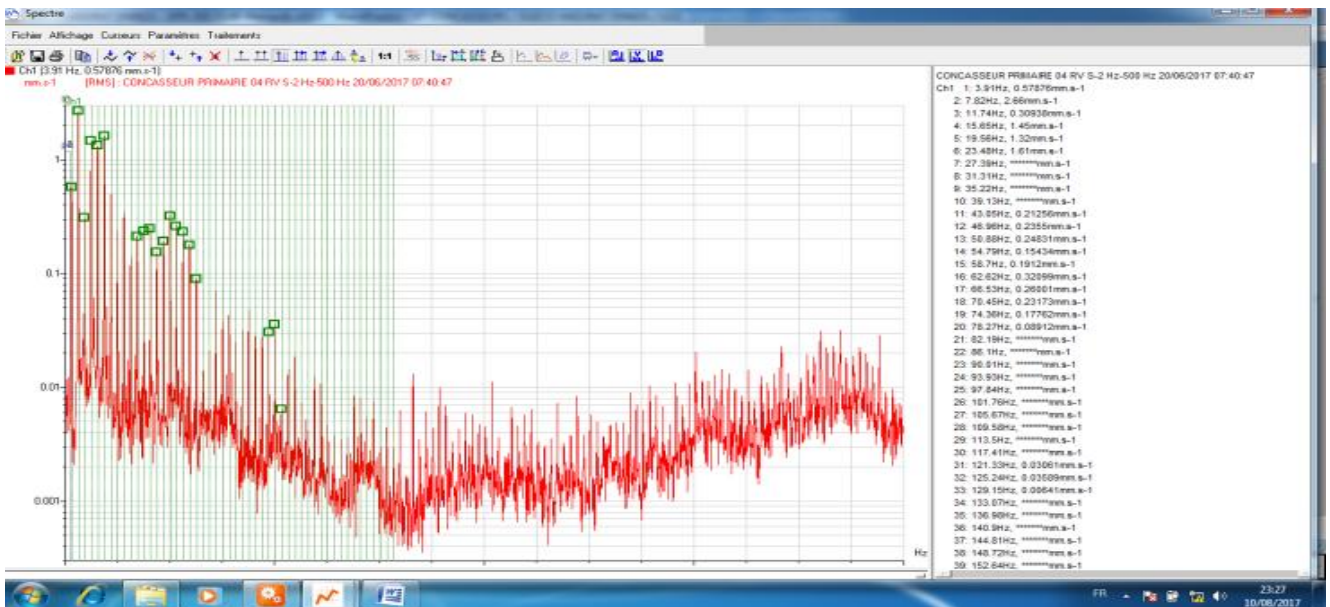


Figure 4-13 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical du Concasseur le : 20 Juin 2017

4.5 Analyse et interprétation des résultats

Les différents spectres obtenus (figure 4-4 à 4-13) sont riches en enseignements. Ils ont été pris sur les deux paliers (N°3 et N°4) dans les deux directions horizontales et verticales. L'analyse et l'interprétation des spectres se résument comme suit :

Tableau 4.2 Interprétation de spectres

Spectre	Interprétation
Figure 4-4	Présence d'un jeu sur la porte de roulement dans le palier, avec un désalignement entre les deux paliers portant le rotor du concasseur, la fréquence fondamentale est de 03,34 Hz.
Figure 4-5	Présence d'un jeu sur la porte de roulement dans le palier, avec un désalignement entre les deux paliers portant le rotor du concasseur, la fréquence fondamentale est de 03,34 Hz
Figure 4-10	présence d'un jeu sur la porte de roulement dans le palier, avec un désalignement entre les deux paliers portant le rotor du concasseur, la fréquence fondamentale est de : 03,91 Hz.
Figure 4-11	présence d'un jeu sur la porte de roulement dans le palier, avec un désalignement entre les deux paliers portant le rotor du concasseur, la fréquence fondamentale est de : 03,91 Hz.
Figure 4-12	présence d'un jeu sur la porte de roulement dans le palier, avec un désalignement entre les deux paliers portant le rotor du concasseur, la fréquence fondamentale est de : 03,91 Hz.
Figure 4-13	présence d'un jeu sur la porte de roulement dans le palier, avec un désalignement entre les deux paliers portant le rotor du concasseur, la fréquence fondamentale est de : 03,91 Hz.

4.6 Conclusion

Pour ce cas pratique traité, la machine présente plusieurs défauts mécaniques :

- le défaut de déséquilibre sur l'arbre excentrique. Il est provoqué par un choc sur la ligne d'arbre, et il cause une usure sur la portée de roulement dans les paliers. L'usure a pu engendrer en conséquence d'autres anomalies, non seulement le défaut de roulements, mais aussi des fissurations sur le moyeu du volant d'inertie.
- Le jeu mécanique est le plus dangereux des défaillances à cause de la présence de plusieurs composantes dans le spectre vibratoire de la fréquence prépondérante liée à la fréquence de rotation du système. Ces fréquences peuvent facilement coïncider avec l'une ou plusieurs des fréquences propres du système, c'est pour cette raison qu'on a entamer une étude de l'analyse modale théorique dans le but d'enrichir notre diagnostic vibratoire, en décelant les caractéristiques propres du système qui aggravent davantage les conditions de fonctionnement de l'installation, dans le cas où ces phénomènes modaux se présentent lors du fonctionnement de cette machine.

Grace aux résultats de l'analyse modale théorique, nous avons pu éviter à notre système le cas de la résonance en changeant la vitesse de rotation de l'arbre excentrique (Système), liée à la fréquence de

base. De cette manière nous avons changé toutes les composantes fréquentielles qui constituent le spectre vibratoire et qui coïncident avec les fréquences naturelles de notre système afin de limiter la propagation des fissures à travers le volant d'inertie.

Suite à ce diagnostic vibratoire, aux divers prélèvements de mesures, aux analyses et interprétations des solutions peuvent être envisagées. On cite, entre autres : le changement du volant d'inertie,

Le Changement de la vitesse de rotation de la ligne d'arbre portant la bielle, tout en gardant la vitesse de rotation du moteur, le choix d'un moteur plus puissant,...

Toutefois, toute proposition présente des spécificités et nécessite une étude approfondie.

Conclusion générale

Tout équipement mécanique, lors de son fonctionnement, est soumis à des contraintes très importantes. Ces dernières provoquent ou suscitent des vibrations et des défaillances qui dans la plupart des cas ont les mêmes symptômes et images vibratoires.

Notre étude a consisté à examiner le comportement vibratoire d'un concasseur à mâchoires présentant des défauts de déséquilibre. Ces défauts provoquent des chocs sur les portées de roulements et des fissures sur le volant d'inertie. En utilisant la technique de l'analyse vibratoire, et grâce à des instruments de mesures de vibrations, collecteur de données. Movipack et le logiciel d'analyse spectrales XPR 300, on a procédé et établi des diagnostics fiables et précis. Ces diagnostics ont permis de localiser les défauts et de prédire les futures pannes qui peuvent surgir lors de fonctionnement du concasseur et de programmer des interventions pour des réparations dès l'apparition des défauts mécaniques.

Dans la première partie, nous avons présenté quelques notions et définitions de base utilisées dans le domaine de la surveillance des machines tournantes. Plusieurs techniques avancées de traitement de signal ont été proposées dans la littérature. Chaque technique est basée sur un aspect théorique différent et les résultats obtenus sont généralement différents. Certaines techniques peuvent être plus convenables que d'autres. Parmi ces techniques de diagnostic, l'analyse vibratoire est la méthode la plus couramment utilisée.

Dans la deuxième partie, nous avons présenté une étude théorique pour l'étude du comportement vibratoire du système.

La troisième partie consistait en une étude par SolidWorks. Les résultats de la simulation sont comparés avec ceux obtenus théoriquement pour mettre en évidence les défauts et proposer des solutions.

Dans la quatrième partie nous avons utilisé la technique de l'analyse vibratoire pour la prise des mesures sur toute la chaîne cinématique. Dans cette partie nous avons pu localiser le défaut et proposer des solutions technologiques.

D'après le diagnostic et les résultats des spectres obtenus, on propose les solutions suivantes :

a) Changement du volant d'inertie

b) Changement de la vitesse de rotation de la ligne d'arbre portant la bielle, tout en gardant la vitesse de rotation du moteur et ce par

-un changement du diamètre de la poulie réceptrice tout en gardant celui de la poulie motrice.

-Changement le diamètre de la poulie motrice et garder celui de la poulie réceptrice (Couteux vu le diamètre important de la poulie réceptrice).

c) Changement du moteur et utiliser un moteur de 500 Kwatt.

Pour le changement des vitesses de rotation (proposition a) on peut proposer des vitesses de rotation qui obéiront à la loi $N' . D' = N . D$

Bibliographie

- [1] : **Djaballah Saïd**, Etude et optimisation de la transformée en ondelettes pour la détection des défauts dans les roulements, Mémoire de Magister Université Mohamed Chérif Messaâdia de Souk-Ahras.2015.
- [2] : **Stewart, R.M.**, 1976, Vibration analysis as an aid to the detection and diagnosis of faults in rotating machinery, Proceeding of the institution of Mechanical Engineers – Vibrations in Rotating Machinery, pp. 223-229.
- [3] : **Smith, D.M.**, 1980, Recognition of the causes of rotor vibration in turbo machinery, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp 1-4.
- [4] : **Taylor, J.I**, 1995, Back to the basics of rotating machinery vibration analysis, Sound and vibration, Vol. 29(2), pp 12-16.
- [5] : **Mohammed Ouali** et **Cherif Khélifi**, Modélisation dynamique d'un aérogénérateur 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
- [6] : **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.
- [7] : **Mohammed Ouali, Rabah Magraoui**, Predictive vibrational Diagnostics of rotating machines Ventilator atomiser application, Contech 13 International Conference on Control Engineering Istanbul Turkey, 26 au 28 December 2013.
- [8] : **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.
- [9] : **Alain Boulenger** et **Christian Pachaud**, surveillance des machines par analyse des vibrations, Afnor, Paris, 1998.
- [10] : **Smalley, A.J.**, Baldwin, R.M., Mauney, D.A., and Millwater, H.R., 1996, Towards risk based criteria for rotor vibration, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp 517-527.
- [11] : **Chua** et **Peter W. Tseb**, 2003, Detection of the rubbing-caused impacts for rotor stator fault diagnosis using reassigned scalogram, Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) pp 391-409
- [12] : **Mac Fadden, P.D.** and Smith, J.D., 1985, A signal processing technique for detecting local defects in a gear from the signal averaging of vibration, Proc. Instn. Mech. Engrs, 199(c4), ImechE-1985.
- [13] : **Gottlich, E.H**, 1988, A Method for overall condition monitoring by controlling the efficiency and vibration level of rotating machinery, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp 445-447
- [14] : **Su, Y.T.**, and **Lin, S.J**, 1992, On initial fault-detection of tapered roller bearing – frequency – domain analysis, Journal of sound and vibration, Vol. 155(1), pp.75-84.
- [15] : **Magraoui Rabah**, Contribution au diagnostic et au suivi vibratoire de l'état d'endommagement des organes des machines, Cas des engrenages et des roulements à billes, Thèse de doctorat, université Saad Dahlab, Blida1, Algérie,2018.

[16]: **Dougdag Mourad, Ouali Mohammed, and Mellel Nacim.**"An improved stiffness assessment of cracked steel beam and thick tube with a transverse crack." International Journal of Damage Mechanics 25.6 (2016): 797-817.

[17]: **Dougdag Mourad et Ouali Mohammed.** Introduction of Mass Points Into the Finite Element Method for the Dynamic Behavior Modeling of Rotating Machine. In : ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2012. p. 345-356.

[18 :] **Dougdag Mourad,** et al. "Détection de fissures dans les poutres d'acier: une nouvelle approche par balayage de mesures de vibrations." Comptes Rendus Mécanique 342.8 (2014): 437-449.

[19] :**Nabti Mohamed Tahar,** Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques, Magistère, université Ferhat Abbas Sétif, 2011.

[20] :**Ould Eyoub Mohamed Cheikh,** Modification d'une machine tournante « cas d'une machine de filtrage de blé », mémoire de master, université Saad Dahled Blida, 2015.

[21] :**P. Agati Et N. Mattera,** Mécanique appliquée, DUNOD, Paris, 1996.

[22] : **MecaTools** : Concentration de contrainte dans un arbre épaulé soumis à la flexion,

http://www.mecatools.free.fr/rdm/arbre_epaule-flexion.html

[23] : **Philippe Arqués.** Diagnostic prédictif de l'état des machines, Edition Masson 1996

[24] : **C. Benchaabane, A. Djebala, N. Ouelaa Et S. Guenfoud,** Publication Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les indicateurs Scalaires Université de Guelma 2011.

