

PEOPLE'S DEMOCRATIC REPUBLIC OF ALGERIA
MINISTRY OF HIGHER EDUCATION AND SCIENTIFIC RESEARCH



UNIVERSITY SAAD DAHLAB OF BLIDA 1
FACULTY OF TECHNOLOGY
DEPARTMENT OF MECHANIC
LABORATORY OF STRUCTURE

Project Graduation
For Obtaining the Master's Degree In
Mechanical construction

Predictive Maintenance of Rotating Machine
Application to the cellulose shredder BD 07

Proposed and supervised by:
M.Mohammed OUALI
M.Rabah MAGRAOUI

Realized by:
Abderrahmane MECHTI
Amir BOUDJEDOUB

College year 2019/2020

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE
LABORATOIRE DE STRUCTURE

Projet de Graduation
Pour obtenir le diplôme de Master
en Construction Mécanique

Maintenance Prédictive Des Machines Tournantes
Application au Déchiqueteur BD 07

Proposé et supervisé par:
M.Mohammed OUALI
M.Rabah MAGRAOUI

Réalisé par:
Abderrahmane MECHTI
Amir BOUDJEDOUB

Année universitaire 2019/2020

Remerciement

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

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

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

Dédicace

Avant tout propos, je tiens à rendre grâce à Allah qui m'a guidé sur la bonne voie. Je tiens à rendre hommage à mon père, et à celle qui a su et avoir pu faire de moi l'homme que je suis, « à maman » pour son indéfectible assistance et son soutien tout le long de ma formation ; les mots ne peuvent exprimer mon entière gratitude et ma reconnaissance pour tous leurs sacrifices, à mes sœurs

Meriem, Rahil, Houria, Imene, Asmaa.

Encore une fois, un grand merci à toute ma famille à qui je dédie ce présent travail à tous mes ami(e) s sans exception.

À Pr.OUALI et Mr.MAGRAOUI pour leur OCCUPATION et leur soutien.

À mon fidèle binôme AMIR.

Je prie **Allah** de leurs accorder longue vie et bonne santé

Abderrahmen

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse, qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite, À MA mère.
À mon père, l'école qui m'a tout appris, qui m'a encouragé, et m'a donné l'aide et m'a supporté pour réaliser mes objectifs.
Que dieu les garde et les protège.

À mes chers frères et ma sœur, À tous mes amis sans exception.
À Pr. OUALI et Dr. MAGRAOUI qui se sont dédiés à nous soutenir et nous orienter.

À toute la famille BOUCHEDOUB et MEDJADENI.
À mon fidèle compagnon de route et mon binôme Abderrahmen.

Amir

ملخص

نظريًا وتجريبيًا، ندرس السلوك الديناميكي للمعدات الاستراتيجية، الموجودة في منطقة التحضير لمجمع تصنيع منتجات النظافة: كسارة السليولوز BD 07. تم إنشاء المحاكاة الرقمية بواسطة برنامج SolidWorks. نقوم بتجميع مجموعة الدوار التي تحمل المطحنة المكونة من عدة سكاكين موزعة شعاعيًا على الدوار.

في موازاة ذلك، قمنا بدراسة السلوك الاهتزازي للسلسلة الحركية الكاملة لهذا التثبيت. تتم برمجة نقاط قياس الاهتزاز على جميع المحامل.

جعل التفسير الطيفي للقياسات الاهتزازية التي تم أخذها من الممكن اكتشاف وجود العديد من الأعطال الميكانيكية: عيب التآكل على الأسطح المحمل مما تسبب في تدهورها المتكرر. تولد هذه المشكلة اهتزازات بمستوى مصنف على أنه خطير وفقًا للمعايير الدولية VDI 2056.

تتم مقارنة نتائج المحاكاة التي تم الحصول عليها مع تلك الموجودة تجريبيًا.

لقد اقترحنا تعديلات على نظام الإرسال بالمتنشأة.

الكلمات الرئيسية: الآلات الدوارة، الاهتزازات، الانهيار، البلى

Résumé

Théoriquement et expérimentalement, on étudie comportement dynamique d'un équipement stratégique, situé dans la zone de préparation d'un complexe de fabrication de produits d'hygiène : le broyeur de cellulose BD 07. La simulation numérique est établie par le logiciel SolidWorks. On modélise l'ensemble rotor portant le broyeur composé de plusieurs couteaux répartis radialement sur le rotor.

En parallèle, on étudie expérimentalement le comportement vibratoire de toute la chaîne cinématique de cette installation. On effectue une programmation des points de mesure des vibrations sur l'ensemble des roulements.

L'interprétation spectrale des mesures vibratoires prises, a permis de détecter la présence de plusieurs défauts mécaniques : défaut d'usure sur les surfaces d'appui provoquant leur détérioration fréquente. Ce problème génère des vibrations d'un niveau classé comme dangereux selon les normes internationales VDI 2056.

Les résultats de la simulation obtenue sont comparés à ceux trouvés expérimentalement.

Nous avons proposé des modifications au système de transmission de l'installation.

Mots clés: Machines tournantes, vibrations, panne, usure.

Abstract:

Theoretically and experimentally, we propose to study the dynamic behavior of strategic equipment, located in the preparation area of a hygiene product-manufacturing complex: the cellulose shredder BD 07. Numerical simulation is established by SolidWorks software. We modeled the rotor assembly carrying the shredder composed of several knives distributed radially on the rotor.

In parallel, we studied the vibratory behavior of the entire kinematic chain of this installation experimentally. We carried out a programming of the vibration measurement points across all of the bearings and we carried out vibration measurements.

The spectral interpretation of the vibration measurements taken, allowed us to detect the presence of several mechanical faults: defect in wear on the bearing surfaces causing their frequent deterioration. This problem generates vibrations of a level classified as danger according to international standards VDI 2056.

The results of the simulation obtained are compared with those found experimentally.

We have proposed modifications to the facility's transmission system.

Key words: Rotating machines, vibrations, failure, wear.

Sommaire

CHAPITRE01 : Introduction générale et état de l'art

1-1-	Introduction générale	01
1-2-	Etat de l'art.....	02

CHAPITRE02 : Introduction aux machines tournantes

2-1-	Définition.....	04
2-2-	Composantes d'une machine tournante	04
2-3-	Classement « vis » des machines tournantes.....	05
2-4-	Maintenance industrielle.....	06
2-4-1-	Introduction.....	06
2-4-2-	Typologie de la maintenance des machines.....	06
2-4-3-	Maintenance préventive.....	06
2-4-3-1-	Maintenance préventive systématique.....	07
2-4-3-2-	Maintenance préventive conditionnelle.....	08
2-4-4-	Objectifs visés par la maintenance préventive.....	08
2-5-	Analyse vibratoire.....	09
2-5-1-	Introduction.....	09
2-5-2-	Objectifs.....	09
2-5-3-	Surveillance.....	09
2-5-4-	Diagnostic.....	10
2-5-5-	Méthode de mesure.....	10
2-5-6-	Points de mesure.....	11
2-5-7-	Seuils d'alarme en basse et moyenne fréquence.....	12

CHAPITRE03: Modélisation et étude théorique

3-1-	Introduction.....	13
3-2-	Désignation: Déchiqueteur BD07.....	13
3-2-1-	La chaîne cinématique.....	13
3-2-2-	Nomenclature du système.....	13
3-3-	Etude statique du système.....	14
3-3-1-	Vérification à la torsion.....	14
3-3-1-1-	Vérification du diamètre de l'arbre de transmission.....	15
3-3-1-2-	Détermination du diamètre « d » de l'arbre.....	16
3-3-1-3-	Détermination de la résistance pratique en cas de torsion.....	16
3-3-1-4-	Condition de résistance.....	17
3-3-2-	Vérification à la flexion.....	18
3-3-3-	Vérification de l'arbre de transmission à la flexion et à la torsion (solicitation composée).....	27
3-4-	Analyse de vibration libre du système (modale).....	30
3-4-1-	Modélisation du système.....	30
3-4-2-	Equation de mouvement du système libre.....	31

CHAPITRE04 : Conception et simulation du rotor portant le Déchiqueteur

4-1-	Introduction.....	38
4-2-	Conception et simulation du système par le logiciel solidworks.....	38
4-2-1-	Modélisation du rotor portant le déchiqueteur.....	39
4-2-2-	Simulation du système par Solidworks	40
4-2-3-	Résultats de la simulation par Solidworks.....	41

4-2-4-	Liste des modes propres de vibrations	47
4-3-	Interprétation des résultats de la simulation.....	48
4-4-	Conclusion.....	48

**CHAPITRE05 Etude Expérimentale Analyse vibratoire d'une machine tournante
cas d'un Déchiqueteur Cellulose**

5-1-	Introduction.....	49
5-2-	Application.....	50
5-3-	Machine Déchiqueteur cellulose.....	51
5-3-1-	Description de la machine.....	51
5-3-2-	Diagnostic vibratoire et analyse des resultats.....	52
5-3-3-	Travaux réalisés.....	52
5-4-	Conclusion.....	58

**CHAPITRE06 Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques
avec ceux de l'expérimentation**

6-1-	Confrontation des résultats de la simulation numérique avec les mesures expérimentales.....	59
6-2-	Confrontation des résultats théoriques avec les mesures pratiques	60
6-3-	Confrontation et validation des résultats théoriques et de la simulation numérique avec les mesures pratiques	60
6-4-	Solutions proposées.....	60
6-4-1-	Conception et simulation des modifications proposées portées sur le système par Solidworks.....	62
6-4-2-	Résultats de la simulation par Solidworks et liste des modes propres.....	63
6-4-3-	Interprétation des résultats de la simulation.....	65
6-5-	Conclusion.....	66
	Conclusion générale.....	67

Liste de figures

- Figure 2-1 :** Model d'un rotor
- Figure 2-2 :** Elément d'une machine tournante
- Figure 2-3 :** Réparation après l'incident
- Figure 2-4 :** Intervention a l'incident
- Figure.2.5 :** Différentes méthodes d'analyse
- Figure 2-6 :** Point de mesure
- Figure 3-1 :** La chaine cinématique
- Figure 3-2 :** Représentation de l'épaulement
- Figure 3-3 :** Charges appliquées
- Figure 3-4 :** Lames du déchiqueteur
- Figure 3-5 :** Schéma de tension de la courroie
- Figure 3-6 :** Schéma de tronçon DE
- Figure 3-7 :** Schéma de tronçon EA
- Figure 3-8 :** Schéma de tronçon AB
- Figure 3-9 :** Schéma de tronçon BC
- Figure 3-10 :** Diagramme du moment fléchissant et l'effort tranchant.
- Figure 3-11 :** Modèle théorique de système.
- Figure 3-12 :** Modèle théorique de système.
- Figure 4-1 :** Conception du déchiqueteur cellulose (Solidworks)
- Figure 4-2 :** Modélisation du déchiqueteur cellulose (Solidworks)
- Figure 4-3 :** Conditions de fixation du modèle du déchiqueteur établi par Solidworks.
- Figure 4-4 :** Maillage du modèle déchiqueteur établi par Solidworks.
- Figure 4-5 :** Premier mode de vibrations à la fréquence de 102.422 Hz.
- Figure 4-6 :** Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 244.782 Hz.
- Figure 4-7 :** Troisième mode de vibrations à la fréquence de 245.364 Hz.
- Figure 4-8 :** Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 474.491 Hz.
- Figure 4-9 :** Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 475.308 Hz.
- Figure 4-10 :** Sixième mode de vibrations à la fréquence de 705.212 Hz.
- Figure 4-11 :** Septième mode de vibrations à la fréquence de 708.585 Hz.

Figure 4-12 : Huitième mode de vibrations à la fréquence de 711.516 Hz.

Figure 4-13 : Neuvième mode de vibrations à la fréquence de 848.852 Hz.

Figure 4-14 : Dixième mode de vibrations à la fréquence de 1499.87 Hz.

Figure 4-15 : Déformée des modes de vibrations.

Figure.5.1. Schéma cinématique et points de mesures de vibrations.

Figure 5-2 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 le : 30 Avril 2018. Révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor moteur de : 07,84 mm/s à la fréquence de 49,68 Hz.

Figure 5-3 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 le : 10 Décembre 2019, indiquant la présence d'un défaut de déséquilibre sur le rotor moteur et le rotor de déchiporteur.

Figure 5-4 : Spectre pris sur le palier N°03, le : 12 Novembre 2018 indiquant la présence d'un défaut de roulement dans ce palier.

Figure 5-5 : Spectre pris sur le palier N°03 le : 10 Décembre 2019, indiquant la présence d'un défaut de choc sur la ligne d'arbre portant le rotor de déchiporteur.

Figure 5-6 : Courbe de tendance des mesures prises sur le palier moteur N°02.

Figure 5-7 : Courbe de tendance des mesures prises sur le palier N°03.

Figure 5-8 : Courbe de tendance des mesures prises sur le palier N°04.

Figure 5-9 : Présentation de la fenêtre du suivi vibratoire sur toute la chaîne cinématique de la machine BD 07

Figure 6-1 : Modélisation du Déchiporteur modifié.

Figure 6-2 : Conditions aux limites sur le Déchiporteur modifié.

Figure 6-3 : Maillage sur le Déchiporteur modifié.

Figure 6-4 : Premier mode de vibrations à la fréquence de 103.88 Hz.

Figure 6-5 : Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 255.222 Hz.

Figure 6-6 : Troisième mode de vibrations à la fréquence de 255.429 Hz.

Figure 6-7 : Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 493.349 Hz.

Figure 6-8 : Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 493.76 Hz.

Liste de photos

Photo 5-1 : Déchiporteur cellulose

Photo 5-2 : Rotor Déchiporteur cellulose.

Liste des tableaux :

Tableau 3.1 : Calcul du coefficient de la concentration de contraintes

Tableau 3.2 : Résistance à la flexion .Diagramme du moment fléchissant et de l'effort
Tranchant

Tableau 3.3 : vérification de l'arbre à la torsion et à la flexion

Tableau 4-1 : Propriétés de l'étude de la simulation du déchiqueteur.

Tableau 4-2 : Informations sur le maillage du modèle établi par Solidworks.

Tableau 4-3 : Fréquences propres du système - Solidworks.

Tableau 5-1 : Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur les paliers du déchiqueteur.

Tableau 6-1 : Résultats des fréquences des organes de la machine détectés pratiquement.

Tableau 6-2: Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec les
résultats expérimentaux pour la machine Déchiqueteur.

Tableau 6-3 : Informations sur le maillage du déchiqueteur modifié.

Tableau 6-4 : Liste des modes établis sur le déchiqueteur modifié.

Nomenclature

m_2 : masse de l'arbre

m_{Te} : masse totale des lames

m_{pa} : masse de la poulie réceptrice

F : la force composé du poids de la poulie

T_c : la tension des courroies

T : L'effort tranchant

M_f : Moment fléchissant

τ : contrainte de glissement

θ : angle unitaire de torsion

M_t : moment de torsion

I_o : moment quadratique de la section considérée par rapport au centre (o).

$I_{o/y}$: module de flexion

R_{pg} : résistance pratique au cisaillement

G : coefficient d'élasticité transversal

P : puissance transmise

ω : vitesse angulaire

c : couple moteur

ω : pulsation ou vitesse angulaire du moteur

ω' : vitesse angulaire de l'arbre de transmission

N' : vitesse de rotation de l'arbre de transmission

D : diamètre de la poulie motrice $D=245$ mm

D' : diamètre de la poulie réceptrice $D'=220$ mm

S : coefficient de sécurité

R_e : limite d'élasticité.

K : coefficient de concentration de contraintes

ρ : masse volumique

d_{PR} : diamètre de la poulie réceptrice,

d'_{PR} : diamètre intérieur de la poulie réceptrice

d' : diamètre de l'arbre portant la poulie réceptrice,

C' : couple moteur transmis

r : rayon de la poulie réceptrice

R : réaction

g : gravité

I_z : moment quadratique

Y : la fibre la plus éloignée

W : module de flexion

R_p : résistance pratique

R_e : limite élastique

S : coefficient de sécurité

σ : Contrainte normale maximale

τ : Contrainte de cisaillement maximale

$[M]$: la matrice d'inertie

$[K]$: la matrice de rigidité

S : Variable de Laplace

D : forces de dissipations

L : le Lagrangien

T : énergie cinétique

U : énergie potentielle

C : coefficient d'amortissement

K : Rigidité

x : L'allongement provoqué par la force (F)

E : Module de Young

ω_0 : Pulsation propre du système.

f_0 : Fréquence propre.

CHAPITRE 01 : Introduction générale et état de l'art.

1.1 Introduction générale :

La production en milieu industriel est caractérisée par une complexité toujours plus croissante. Ceci entraîne la conception de systèmes de plus en plus complexes qui ne peuvent être exempts de perturbations et de défaillances de plusieurs types. D'importantes machines tournantes industrielle sont très souvent nécessairement présentent au cœur de ces systèmes industriels. On peut citer par exemple les machines tournantes de production telle que les alternateurs de centrales, les broyeurs dans les cimenteries etc.

Dans ce travail, on se propose d'étudier le comportement dynamique d'une machine tournante dans une usine des produits d'hygiène, il s'agit d'un déchiqueteur de cellulose. Cette installation présente plusieurs défauts mécaniques, portant atteinte à sa disponibilité en provoquant des arrêts inattendus de tout le système de production. A cet effet, un manque à gagner inhérent et très considérable est enregistré sur la production, en s'étalant vers la qualité du produit, ce qui nous a poussés à étudier le système et proposer des solutions à ces problèmes rencontrés depuis la mise en marche de la machine.

Ce mémoire est organisé comme suit :

Le premier chapitre comporte une introduction générale avec un état de l'art pour diriger et ajuster le thème du mémoire afin que le contenu soit d'actualité.

Le deuxième chapitre dans lequel on a présenté de manière générale les différents types de maintenance dans le domaine industriel et l'importance de la maintenance conditionnelle ainsi que son application pour les machines tournantes. Nous avons illustrés les défauts mécaniques qui peuvent surgir lors de fonctionnement de ces machines tournantes. Nous avons cité un nombre important de ces défauts, leurs natures et leurs naissances.

Le troisième chapitre aborde la Théorie de la résistance des matériaux, ou nous avons pu vérifier les dimensions de l'arbre portant le déchiqueteur par rapport à la torsion, à la flexion et à la sollicitation composée torsion-flexion. Les résultats obtenus sont confrontés et validés avec ceux trouvés par l'analyse statique numérique établie par le logiciel RDM7. Aussi, dans ce chapitre, nous avons établis une analyse modale théorique du système. Nous avons modélisé ce système, et calculer les pulsations propres de ce dernier.

Dans le quatrième chapitre, nous avons établi la modélisation et la simulation numérique du Déchiqueteur. Grâce à cette étude numérique, nous avons pu déterminer les modes et fréquences propres du système ainsi que les déformées modales. Ces résultats nous ont éclairés sur la nature du problème et la méthode technique pour remédier à ce problème.

Le cinquième chapitre aborde la partie expérimentale. Nous avons effectué des diagnostics vibratoires sur la machine Déchiqueteur. Nous avons détecté les défaillances mécaniques survenues lors de fonctionnement de cette machine. Des niveaux de vibrations ont été enregistrés sur toute la chaîne cinématique de l'installation, qui sont jugés alarmants et dangereux selon les normes internationales. Il s'agit aussi de montrer les interventions menées sur l'équipement suite aux résultats expérimentaux vibratoires obtenus.

Enfin, le sixième chapitre est dédié à la confrontation et la validation des résultats obtenus théoriquement, numériquement et pratiquement.

1.2 Etat de l'art :

Pendant la dernière moitié du siècle les machines tournantes ont été étudiées de plus en plus en détail. Durant cette période, le domaine a connu un développement rapide dans un but d'établir un diagnostic efficace dans la détection de défauts des machines tournantes. De nombreux centres de recherche, des bureaux d'étude de l'industrie des transports et de la production d'électricité, ainsi que les centres nucléaires s'intéressent à cette évolution de ce domaine.

Les recherches actuelles ont contribué dans ce domaine le développement de plusieurs méthodes et techniques permettant la détection et le diagnostic de défauts des machines tournantes.

La méthode d'analyse vibratoire fréquemment utilisée pour la surveillance d'état des machines tournantes est connue comme étant une aide au diagnostic. Elle a été examinée par Stewart en 1976[1], Smith en 1980[2] et Taylor en 1995[3]. Smith a déterminé les défauts de déséquilibre massique du rotor, les fissures dans les arbres... Il les a décrits d'une façon qualitative. Ces défauts peuvent être identifiés par leurs caractéristiques vibratoires. Stewart et Taylor ont également inclus des informations sur le processus réel d'analyse et de traitement de données pour chaque diagnostic.

Diverses études ont été décrites sur la détection des défauts dans les paliers, les engrenages, les roulements et les ailettes des turbines...

Thomas en 1984 [4] décrit une stratégie de surveillance typique de vibration pour des grands turbogénérateurs (au-dessus de 500 MW).

En 1985, Mac Fadden [5] propose aussi une technique pour le diagnostic d'une fissure dans les engrenages afin d'obtenir l'enveloppe d'un signal démodulé en amplitude. Cette technique a permis de mettre en évidence de la présence d'une fissure.

Su et Lin en 1992 [6], développent un modèle précédent proposé par Mac Fadden et Smith pour décrire les vibrations d'un roulement provoqué par un défaut simple, et ont donné un aperçu détaillé sur l'analyse des spectres de vibration.

Sekhar et Prabhu en 1995 [7], ont discuté l'effet du désalignement d'accouplement sur les vibrations des machines tournantes. Le désalignement de l'axe peut être une cause très importante de vibration, due aux forces de réactions produites par les accouplements des axes.

En 1999 Shiroishi et autres [8], étudient les méthodologies de détection des défauts de roulement basées sur l'analyse de vibration pour l'identification du rapport entre les caractéristiques du signal et la taille du défaut,

Le travail présenté par Miloudi et Bezouene [9], s'intéresse à l'application de l'analyse spectrale pour la détermination de la périodicité des chocs générés par le défaut de roulement.

Le diagnostic de défaut de rotor est l'un des grands axes de plusieurs recherches.

Chérif Khélifi et Mohammed Ouali [10] s'intéressent à l'analyse des différentes études effectuées sur la stabilité des lignes d'arbre en torsion et des machines tournantes. Ils ont développé une approche de modélisation dynamique de la chaîne d'entraînement électromécanique d'une éolienne rapide à trois masses en torsion.

M. Ouali, R.Magraoui [11, 12] analysent des défaillances mécaniques et procèdent à leurs études tout en insistant sur l'analyse vibratoire.

Chapitre 2 : Introduction aux machines tournantes:

2-1- Définition:

Une machine tournante est un ensemble de pièces mécaniques hydrauliques ou électriques exerçant une ou plusieurs fonctions, elle est dite tournante car elle comprend des éléments en rotation (compresseur, alternateur, pompe, turbine...etc.). suivant les cas, il peut s'agir de structure relativement simple constituée d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs paliers, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournants à des vitesses de rotation différentes.

Selon la norme NF C 01 441: Une machine électrique tournante est un appareil électrique utilisant l'induction magnétique pour son fonctionnement, constituée d'éléments pouvant effectuer un mouvement relatifs de rotation et destiné à la transformation d'énergie.

Une machine tournante est composée d'organes complexes soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles qui sont la source de défaillance. [13].

2-2- Composantes d'une machine tournante :

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

- Un rotor
- Une structure
- Des liaisons

❖ **Le rotor :**

Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation, en général gauche c'est-à-dire distincte d'un axe (ligne droite), fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...) il effectue une fonction bien définie : manipulation de fluide, de solide, parcours dans un champ électromagnétique. [10]

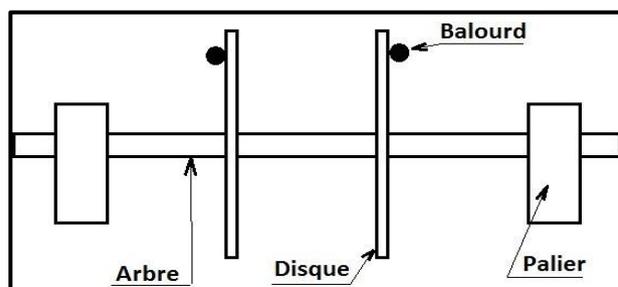


Figure 2.1: Model d'un rotor

❖ La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivant:

- les coussinets (bagues) de faibles dimensions au droit de tourillons de rotor, peuvent être remplacés par des Roulements.
- Les paliers qui relient les coussinets au stator.
- Le stator ou enveloppe de la machine, il contient des éléments essentiels: Circuit magnétiques dans les machines électriques, ailettes pour les turbomachines...
- Le radier est un élément spécifique aux systèmes terrestres assurant la liaison entre le massif et le sol. Il sert à limiter les pressions exercées au sol dans des valeurs acceptables. [14]

❖ Les liaisons :

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage de rotor.

Les Liaisons sont classées dans trois ensembles:[14]

- Les liaisons à fluide
- Les Liaisons à roulements
- Les Liaisons magnétiques

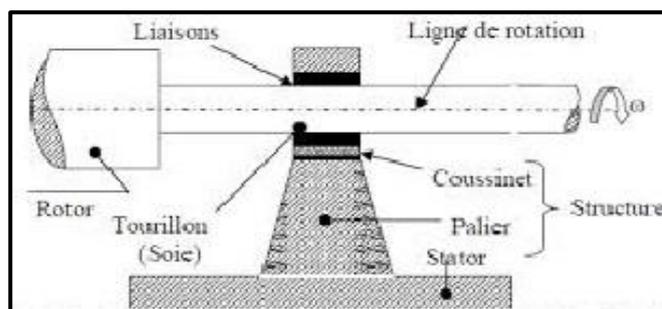


Figure 2.2 : éléments d'une machine tournante

2-3- Classement « VIS » des machines tournante :[15]

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

- machines Vitales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptable ;

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

2-4- Maintenance industrielle :

2-4-1- Introduction :

Selon la définition de l'AFNOR, la maintenance vise à maintenir ou à rétablir un bien dans un état spécifié afin que celui-ci soit en mesure d'assurer un service déterminé.

La maintenance regroupe ainsi les actions de dépannage et de réparation, de réglage, de révision, de contrôle et de vérification des équipements matériels (machines, véhicules, objets manufacturés, etc.) ou même immatériels (logiciels).

Un service de maintenance peut également être amené à participer à des études d'amélioration du processus industriel, et doit, comme d'autres services de l'entreprise, prendre en considération de nombreuses contraintes comme la qualité, la sécurité, l'environnement, le coût, etc. [16]

2-4-2- Typologie de la maintenance des machines :

Les stratégies de maintenance peuvent être répertoriées en deux grandes catégories:

- Maintenance corrective :
 - Maintenance palliative
 - Maintenance curative
- Maintenance préventive :
 - Maintenance préventive systématique
 - Maintenance préventive conditionnelle

Dans notre cas on s'intéresse à la maintenance préventive :

2-4-3- Maintenance préventive :

La maintenance préventive est « la maintenance destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien »

Elle est effectuée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits. Par ailleurs, une maintenance préventive est intéressante, en considérant le coût comme critère d'évaluation, si les coûts de réparation sont relativement faibles comparés aux coûts induits par la perte de performance. [17].

La maintenance préventive se subdivise à son tour en :

2-4-3-1- Maintenance préventive systématique [18] :

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

La maintenance systématique consiste à arrêter les machines à intervalles de temps ou à cycles d'utilisation déterminés par calcul ou par expérience pour effectuer des inspections ou remplacement de composants (partiel ou total), est aujourd'hui encore la méthode la plus employée.

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

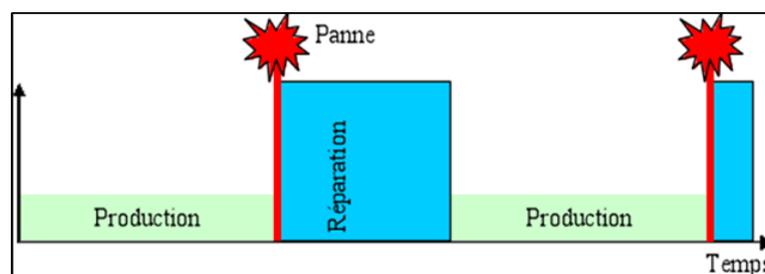


Figure 2.3 Réparation après l'incident.

Les contraintes économiques que peut entraîner une panne soudaine ou le changement de pièces encore utilisables, nous emmène à penser à aller vers une maintenance tenant compte de l'état en temps réel de la machine et n'effectuant les réparations que quand elles sont nécessaires qui est la maintenance conditionnelle.

2-4-3-2- Maintenance préventive conditionnelle [20] :

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

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

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

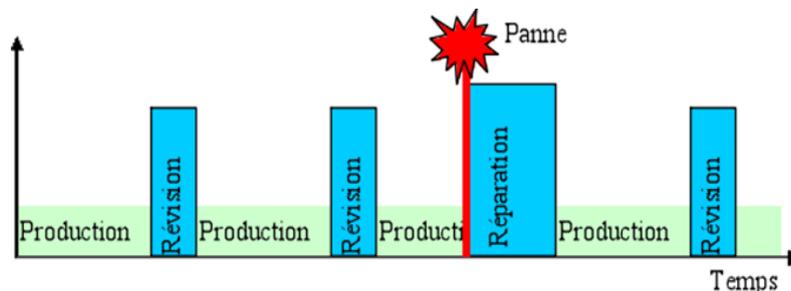


Figure.2.4. Intervention à intervalles

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

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

2-5-5- Objectifs visés par la maintenance préventive :

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

2-5- Analyse vibratoire :

2-5-1- introduction :

La surveillance d'un équipement de machine est assurée en relevant périodiquement un indicateur d'état de dégradation (ou de performance). Il existe différentes techniques d'analyse (figure.2.5) tels que l'analyse vibratoire, l'émission acoustique, la thermographie, l'analyse des huiles et des lubrifiants, la variation de résistance dans un circuit électrique, etc...

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement utilisée car adaptée aux composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. [21]

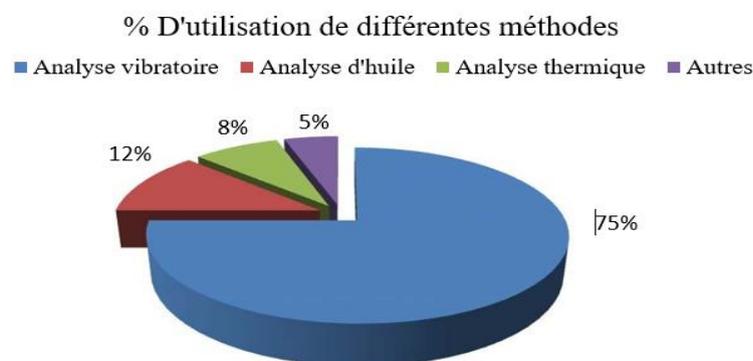


Figure.2.5 : Différentes méthodes d'analyse

2-5-2- Objectif :

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs :

- la détection des défauts
- l'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet des paramètres calculés :

- soit dans le domaine temporel
- soit dans le domaine fréquentiel
- soit dans les deux à la fois

2-5-3- Surveillance :

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions de fonctionnement identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire. A partir de ces mesures, il est possible d'obtenir un historique de l'évolution du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature

vibratoire de la machine en bon état. La norme [ISO10816] fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts et donc de l'état de fonctionnement de la machine. La sévérité vibratoire représente la valeur efficace de la vitesse de vibration mesurée dans la bande fréquentielle [10-1000 Hz] sachant que les critères d'évaluation dépendent de la classe dans laquelle la machine se situe. Mais ces méthodes dites « mesures des niveaux globaux » restent imprécises et ne permettent pas la détermination de la cause de l'augmentation du niveau vibratoire. [22]

2-5-4- Diagnostic :

Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés. Ces outils doivent assister l'opérateur et lui permettre de remonter aux origines du ou des défauts. Mais dans l'absolu, les signaux vibratoires sont insuffisants pour établir un diagnostic. C'est pourquoi il est indispensable de connaître non seulement la cinématique de la machine, mais également les caractéristiques de ses composants ainsi que leurs différents modes de dégradation. La connaissance de ces modes de défaillance et de leurs influences sur le niveau de vibration est à la base d'un diagnostic et d'une surveillance fiable.

2-5-5- Méthode de mesure

L'ensemble complet de mesure et d'analyse comporte

- Un capteur
- Un collecteur de données
- Un calculateur ou un micro-ordinateur avec un logiciel d'exploitation

a- Capteur de vibration

Le rôle des capteurs est de transformer l'énergie mécanique dispensée par la machine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. Il existe deux grandes familles de capteurs :

- les absolus (accéléromètre, vélocimétrie)
- les relatifs (proximètres)

b- Accéléromètre:

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 piézo-électrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leur large gamme de fréquences d'utilisation. [19]

c- Vélocimètre :

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

D'après la référence [23], les avantages du vélocimètre sont :

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

Les inconvénients sont :

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

d- Capteurs de déplacement

Avantage :

- mesure sans contact,
- 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 des vibrations de l'arbre et du palier influençant la mesure,
- implantation difficile,

2-5-6- Points de mesure

Les interférences entre vibrations d'origines différentes rendent l'exploitation des relevés très délicate. L'accéléromètre devrait être monté de telle façon que la direction de

mesure désirée coïncide avec l'axe de sensibilité principale. Les accéléromètres sont légèrement sensibles aux variations transversales mais ce point peut être négligé puisque la sensibilité transversale est inférieure à 1% de celle de l'axe principal. Si la machine le permet, les mesures se font suivant les trois axes : axial, horizontal et Vertical (Figure 2-6).

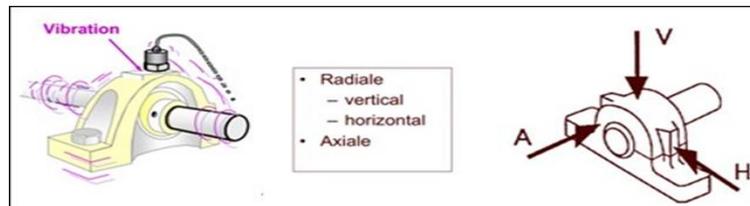


Figure.2.6. points de mesure

2-5-7- Seuils d'alarmes en basse et moyenne fréquence [20]

La norme ISO 2372 définit les seuils de vitesses efficaces selon les types de machines

- groupe K : petites machines jusqu'à 15KW ;
- groupe M : machines moyennes de 15 à 75 KW ou jusqu'à 300 KW sur fondations spéciales ;
- groupe G : machines lourdes sur fondations rigides et lourdes.
- groupe T : machines lourdes fonctionnant à des vitesses supérieures à la fréquence naturelle de leurs fondations (cas des turbomachines).

Chapitre 03 : Modélisation et étude théorique :

3-1-Introduction :

La modélisation est un outil mathématique et analytique utilisé dans divers domaines de recherche, son apport est très important en matière de gain de temps et d'argent ; puisqu'elle permet de faciliter la compréhension du comportement de structures étudiées en simplifiant le modèle physique, elle permet de réduire le recours systématique à l'expérience.

Dans notre cas, On se propose d'étudier analytiquement et numériquement les principaux organes (éléments) de notre machine.

3-2- Désignation : Déchiqueteur BD07

3-2-1- La chaîne cinématique :

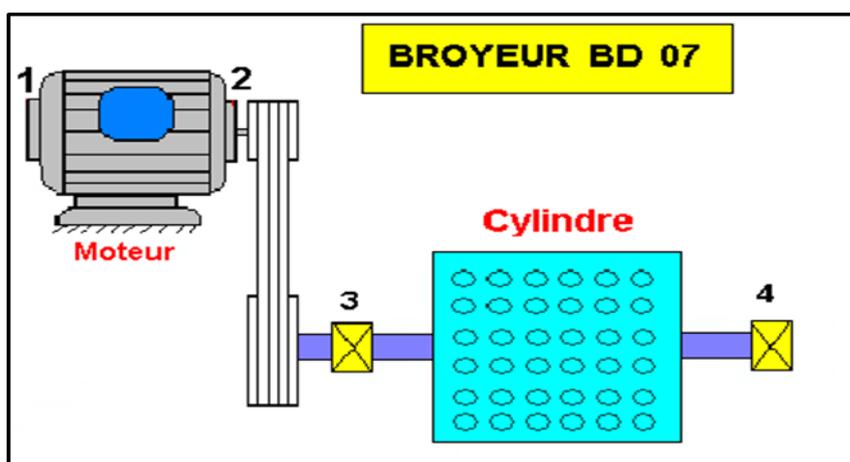


Figure 3.1.la chaîne cinématique

3-2-2- Nomenclature du système :

Moteur électrique :	Poulie motrice :	Poulie réceptrice :
Puissance : 45 KW	Diamètre : 245 mm	Diamètre : 220 mm
Vitesse : 2985 tr/min	Largeur : 139 mm	Largeur : 139 mm
Couple : 0.85	Nombre de gorge : 06	Nombre de gorge : 06
Marque : ABB		
Roulement : référence 6213 zz/C3		

Lames du déchiqueteur :	Roulement avec palier :
Référence : 2316.C3	Référence : 2316.C3
Nombre de rangées : 16	
Nombre de lames sur chaque rangée : 33 et 34	
Masse d'une lame : 502.495 g	
Masse total des lames : 269.286 Kg	

3-3- Etude statique du système :

Un arbre de transmission se calcule ou se vérifie à la torsion et éventuellement à la flexion ou à la flexion- torsion

3-3-1- verification à la torsion:

- condition de résistance :

$$\tau = \frac{M_t}{I_{o/y}} \leq R_{pg} \quad (3-1)$$

- concentration de contraintes aux endroits des accidents et de forme :

$$\tau_{max} = \tau_{calculé} \cdot k \leq R_{pg} \quad (3-2)$$

Avec :

K : coefficient de concentration de contraintes lié à la géométrie de la section (variation de diamètre pour épaulement et congé). [Voir page 95 du livre mécanique appliqué]

- condition de déformation : $M_t = F \cdot \theta \cdot I_o$ (3-3)

Avec :

τ : contrainte de glissement (N/m²)

θ : angle unitaire de torsion (rad/s)

M_t : moment de torsion max (N/m)

I_o : moment quadratique de la section considérée par rapport au centre (o). Pour un

$$\text{arbre cylindrique (notre cas) } I_o = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (m^4) \quad (3-4)$$

$$I_{o/y} : \text{module de flexion : } y=d/2 \text{ donc } I_o = \frac{\pi d^3}{16} \quad (3-5)$$

R_{pg} : résistance pratique au cisaillement (N/m²)

G : coefficient d'élasticité transversal, par un arbre courant

$G=8 \text{ à } 8.8(10^{10}) \text{ (N/m}^2\text{) ou (Pa)}$

- Le moment de torsion s'écrit : $M_t = \frac{P}{\omega}$ (3-6)

Avec :

P: puissance transmise en (W)

ω : vitesse angulaire en (rad/s).

3-3-1-1- Vérification du diamètre de l'arbre de transmission :

- Au niveau du moteur électrique la puissance s'écrit :

$$P = C \cdot \omega \quad (3-7)$$

Avec :

c: couple moteur

ω : pulsation ou vitesse angulaire du moteur

$$\omega = 2\pi \cdot f = \frac{2\pi N}{60} \quad (3-8)$$

AN: N= 2985 Tr/min

$$\omega = \frac{2\pi 2985}{60} \rightarrow \omega = 312.43 \text{ (rad/s)}$$

- Au niveau de l'arbre de transmission, la puissance s'écrit:

$$P = C' \omega' \quad (3-9)$$

Avec :

C' : couple transmis

ω' : vitesse angulaire de l'arbre de transmission

- donc à partir des équations (3-7) et (3-9) on a :

$$C \omega = C' \omega' \rightarrow C' = \frac{C \omega}{\omega'} = \frac{P}{\omega'} \quad (3-10)$$

- On calcule ω' : d'après la transmission par courroie :

$$ND = N'D' \rightarrow N' = \frac{ND}{D'}$$

Avec :

N' : vitesse de rotation de l'arbre de transmission

D : diamètre de la poulie motrice D=245 mm

D' : diamètre de la poulie réceptrice D'=220 mm

A.N : $N' = \frac{2985 \cdot 245}{220} = 3324.21 \text{ tr/min}$

Donc :

$$\omega' = \frac{2\pi N'}{60} \rightarrow \omega' = 347.93 \text{ rad/s} \quad (3-11)$$

de l'équation (3-10) nous avons : $C' = \frac{45.10^3}{347.93} \rightarrow C' = 129.34 \text{ Nm}$

Qui représente le moment de torsion M_t : donc :

$$M_t = 129.34 \text{ Nm} \quad (3-12)$$

3-3-1-2- Détermination du diamètre « d » de l'arbre :

De l'équation (3-2) nous avons : $\tau_{calculé} \cdot k \leq R_{pg}$

Avec $\tau_{calculé} = \frac{M_t}{I_{o/y}}$ (d'après la relation 3-1)

En considérant la relation (3-5), nous avons :

$$I_{o/y} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \rightarrow \frac{M_t}{\pi \cdot d^3 / 16} \cdot k \leq R_{pg} \rightarrow \frac{16M_t \cdot k}{\pi \cdot d^3} \leq R_{pg}$$

Donc :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot k}{\pi \cdot R_{pg}}} \quad (3-13)$$

3-3-1-3 Détermination de la résistance pratique en cas de torsion :

Nous avons : $R_{pg} = \frac{R_e}{S}$

Ou :

S : coefficient de sécurité

R_e : limite d'élasticité.

Dans le cas de torsion, on pose : $R_e = \frac{\tau_e}{0.7}$ et $R_{pg} = \tau_p$

Donc : $\tau_p = \frac{\tau_e}{S}$ (3-14)

L'arbre N°07 (chaîne cinématique) du déchetueur présente des différentes sections, donc il est sollicité à des concentrations de contraintes, dans ce cas :

$$\tau_{calculé} \cdot k \leq \tau_p \quad (3-15)$$

K : coefficient de concentration de contraintes ou k sera déterminé à partir des rapports : $\frac{D}{d}$ et $\frac{r}{D}$ qui sont donnés dans la figure (3-2) [page 95 du livre mécanique appliquée].

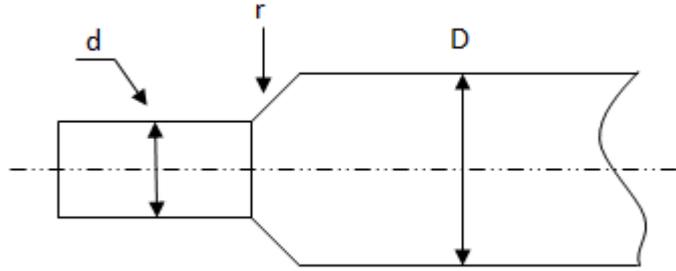


Figure 3.2. Représentation de l'épaulement

Donc pour notre cas, nous avons :

D (mm)	d (mm)	r (mm)	D/d	r/D	k
72	62	0.8	1.161	0.011	
80	72	0.8	1.111	0.010	1.7
90	80	0.8	1.125	0.009	1.7

Tableau 3.1 : Calcul du coefficient de la concentration de contraintes

r : est déterminé à partir du guide [chevalier page : 187] on prend r=0.8mm

On remarque que la valeur de k est : 1.7 pour les (03) épaulements de l'arbre du déchetueur donc : k=1.7 (3-16)

3-3-1-4- condition de résistance :

D'après la relation (3-1) : le moment de torsion :

$$\tau_{calculé} = \frac{M_t}{I_{o/y}} ; M_t = 129.34 \text{ Nm (D'après la relation 3-12)}$$

Donc ;

$$I_{o/y} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi(62 \cdot 10^{-3})^3}{16} = 46.772 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Avec : $d = 62 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ (le diametre minimal)

$$\tau_{calculé} = \frac{129.34}{46.772 \cdot 10^{-6}} = 2.765 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$I_{o/y} = 46.772 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \tag{3-17}$$

$$\tau_{calculé} = 2.765 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \tag{3-18}$$

_ La résistance pratique τ_p sera : $\tau_p = \frac{\tau_e}{S}$ (d'après la relation 3-14) et : $\tau_e = 0.7Re$ (cas de torsion).

_ La matière de fabrication de l'arbre est un acier faiblement allié de nuance : 35 NCD 16 qui présente une limite élastique minimale importante de : $Re_{min}=127.5 \text{ N/mm}^2$ [chevalier].

Donc : $\tau_e = 0.7Re = 0.7.127.5. 10^6$

$$\tau_e = 89.25. 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (3-19)$$

D'après la relation (3-14) on a : $\tau_p = \frac{\tau_e}{S}$

Où : S : coefficient de sécurité $S=2_5$ selon le degré de précision.

Vu la vitesse de rotation de fonctionnement qui est de $N'=3324.21\text{tr/min}$ et vu la longueur de l'arbre portant le déchiqueteur qui est de : 1426mm, donc les deux facteurs contribuent à la naissance facile de plusieurs défaillances mécaniques lors du fonctionnement de la machine, de ce fait, nous allons prendre un coefficient de sécurité important ou : $S=4$.

$$\tau_p = \frac{89.25.10^6}{4} \rightarrow \tau_p=22.313.10^6 \text{ N/m}^2 \quad (3-20)$$

D'après (3-15) on a : $\tau_{calculé}.k = 2.765. 10^6. 1.7 \rightarrow \tau_{calculé}.k = 4.701. 10^6 \text{ N/m}^2$

Finalement on remarque que : $\tau_{calculé}.k \leq \tau_p$ (3-21)

Remarques : Même dans le cas ou $S=5$ cette condition de résistance est vérifiée

Conclusion : la condition de la résistance à la torsion est vérifiée.

3-3-2- vérification à la flexion :

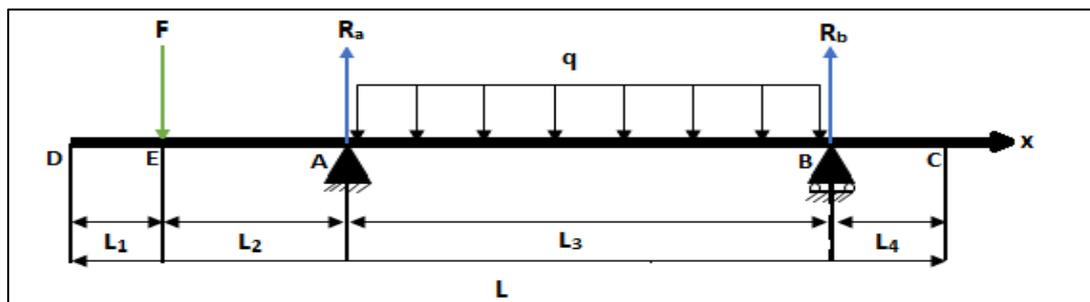


Figure 3.3. Charges appliquées

Données :

$$L_1=64 \text{ mm}$$

$$L_2= 132/2+44+77/2=148.5 \text{ mm}$$

$$L_3=77/2+177+15+540+15+177+77/2=1001 \text{ mm}$$

$q.L_2$ = charge répartie suivant la longueur L_2 .

m_{10} = Masse totale de l'arbre ($\varnothing 90$) de longueur 924 mm avec la masse totale des lames de déchiqueteur (arbre 536)

a- Masse d'une lame :

$$m_e = \rho V = 7.85(0.08 * 0.4 * 2) \quad (3-22)$$

$$m_e = 502.4 \text{ g}$$

b- Masse totale des lames :

$$m_{Te} = 536 * 502.4 = 269.286 \text{ Kg} \quad (3-23)$$

Masse de l'arbre portant les lames (m_2) qui est répartie entre les deux paliers A et B donc c'est le tronçon de l'arbre de $\varnothing 90$ et de longueur 924 mm, de ce fait :

$$m_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} L_2 \cdot \rho \quad (3-24)$$

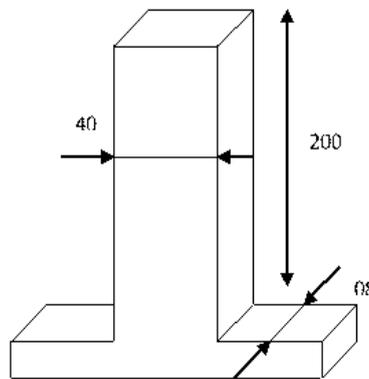


Figure 3.4. Lame du déchiqueteur

Avec : $d=90$ mm et $L_2=924$ mm

Et ρ : masse volumique de l'acier, $\rho= 7.85\text{Kg/dm}^3$.

$$m_2 = \frac{3.14 \cdot 0.09^2}{4} \cdot 9.24 * 7.85 = 46.121 \text{ Kg}$$

Donc : $qL_3 = 269.286 + 46.121$

$$q \cdot L_3 = m_{Te} + m_2 \quad (3-25)$$

$$qL_3 = 315.407 \text{ Kg} \quad (3-26)$$

c- Détermination de la force \vec{F} :

C'est la force composée du poids de la poulie réceptrice de Ø220 mm, et la tension de la courroie, donc :

$$F = P_{poulie+Ar} + T_c \quad (3-27)$$

- Masse de la poulie réceptrice avec tronçon arbre Ø62 :

$$m_{poulie} = \frac{\pi(d_{PR})^2}{4} \cdot L_{PR} \cdot \rho_F - \frac{\pi(d'_{PR})^2}{4} \cdot L_{PR} \rho_F \quad (3-28)$$

Avec :

d_{PR} : diamètre de la poulie réceptrice, $d_{PR}=220$ mm.

L_{PR} : largeur de la poulie réceptrice, $L_{PR}= 132$ mm.

d'_{PR} : diamètre intérieur de la poulie réceptrice $d'_{PR}=62$ mm

ρ_F : masse volumique de la fonte, $\rho_F=7.2$ kg/dm³. [Formulaire pratique]

$$m_{poulie} = \frac{\pi L_{PR} \rho_F}{4} [(d_{PR})^2 - (d'_{PR})^2] - \left[\frac{\pi 0.4 * 7.2}{4} [(1.9)^2 - (0.9)^2] \right] 2$$

A.N :

$$m_{poulie} = 33.242 - 12.661 = 20.581 \text{ Kg}$$

- Masse du tronçon de l'arbre de Ø62 mm :

$$m_{arbre} = \frac{\pi d^2}{4} L_{PR} \cdot \rho \quad (3-29)$$

Avec :

d' : diamètre de l'arbre portant la poulie réceptrice, $d'=62$ mm.

P : masse volumique de l'acier.

$$m_{arbre} = \frac{3.14(0.62)^2}{4} \cdot 1.39 * 7.85 = 3.293 \text{ Kg}$$

- La masse de la poulie réceptrice et arbre de Ø62 mm sera :

$$m_{PA} = m_p + m_A = 20.581 + 3.293 \quad (3-30)$$

$$m_{PA} = 23.874 \text{ Kg}$$

Donc le poids \vec{P}_{PA} sera : $P_{PA} = m_{PA} \cdot g \quad (3-31)$

A.N : $P_{PA} = 234.204 \text{ N} \quad (3-32)$

- Calcul de la tension des courroies \vec{T}_c :

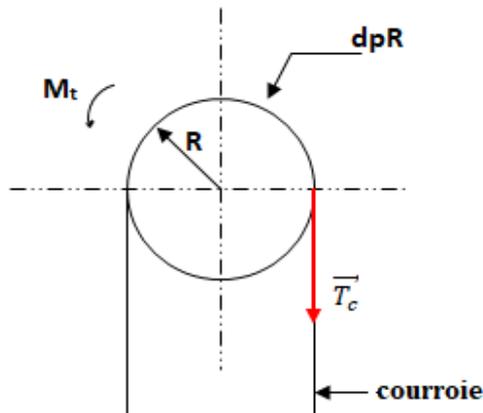


Figure 3.5.Schéma de tension de la courroie

Nous avons la puissance transmise :

$$P = C' \omega' ; \text{ avec } C' = M_t.$$

M_t : moment de torsion

C' : couple moteur transmis, d'après (3-10) : $C' = \frac{P}{\omega'}$ et d'après (3-12) ;

$$C' = M_t = 129.34 \text{ Nm}$$

au niveau de la poulie receptrice, nous avons, la tension des courroies T_c , sera :

$$T_c = \frac{M_t}{r} = \frac{C'}{r} \quad (3-33)$$

Avec : r : rayon de la poulie réceptrice ; $r = 110 \text{ mm}$

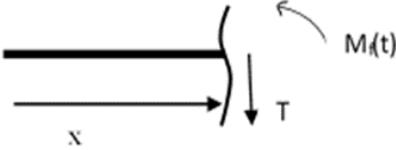
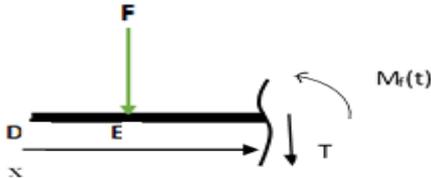
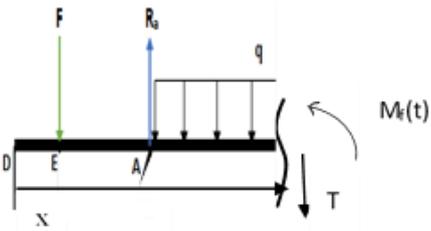
A.N :

$$T_c = \frac{129.34}{0.110} \rightarrow T_c = 1175.818 \text{ N} \quad (3-34)$$

D'après la relation (3-27) la force \vec{F} sera : $F = P_{PA} + T_c = 234.204 + 1175.818$

$$F = 1410.022 \text{ N}$$

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

<p>Données</p>	<p>$L_1 = 64 \text{ mm}$ $L_2 = 148.5 \text{ mm}$ $L_3 = 1001 \text{ mm}$</p>	<p>$m_{Te} = 2690286 \text{ Kg}$ $m_2 = 46.121 \text{ Kg}$ $F = 1410.022 \text{ N}$</p>
<p>Détermination des réactions : R_A R_B</p>	<p>$R_A = q \frac{L_3}{2} g + F \left(1 + \frac{L_2}{L_3}\right)$ $R_B = \frac{q L_3 \cdot g}{2} - \frac{F \cdot L_2}{L_3}$</p>	<p>Application numérique : $R_A : 3166.720 \text{ N}$ $R_B : 1337.892 \text{ N}$</p>
<p>Tronçon considéré</p>	<p>Schéma du tronçon</p>	<p>Application numérique</p>
<p>Tronçon DE: $0 \leq x \leq L_1$</p>	 <p align="center">Figure.3.6 Schéma de tronçon DE</p>	<p>$\sum F = 0 \rightarrow T = 0$ $\sum M = 0 \rightarrow M_f = 0$</p>
<p>Tronçon EA: $L_1 \leq x \leq L_1 + L_2$</p>	 <p align="center">Figure.3.7 Schéma de tronçon EA</p>	<p>$T = -F = -1410.022 \text{ N}$ $M_f = -F(x - L_1)$ si $x = L_1$: $M_f = 0$ si $x = L_1 + L_2$: $M_f = -209.388 \text{ N.m}$</p>
<p>Tronçon AB: $L_1 + L_2 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3$</p>	 <p align="center">Figure.3.8 Schéma de tronçon AB</p>	<p>$T = R_A - F - q(x - L_1 - L_2)g$ si $x = L_1 + L_2 \rightarrow T = R_A - F$ $T = 1756.25 \text{ N}$ si $x = L_1 + L_2 + L_3 \rightarrow T = R_A - F - q \cdot L_3 \cdot g$ $T = 1339.893 \text{ N}$ $M_f = R_A(x - L_1 - L_2) - F(x - L_1) - q \frac{(x - L_1 - L_2)^2}{2} \cdot g$ si $x = L_1 + L_2 \rightarrow M_f = -FL_2$ $M_f = -209.388 \text{ Nm}$ si $x = L_1 + L_2 + L_3 \rightarrow M_f = R_A L_3 - F(L_2 + L_3) - q \frac{L_3^2}{2} g$ $M_f = 0$</p>

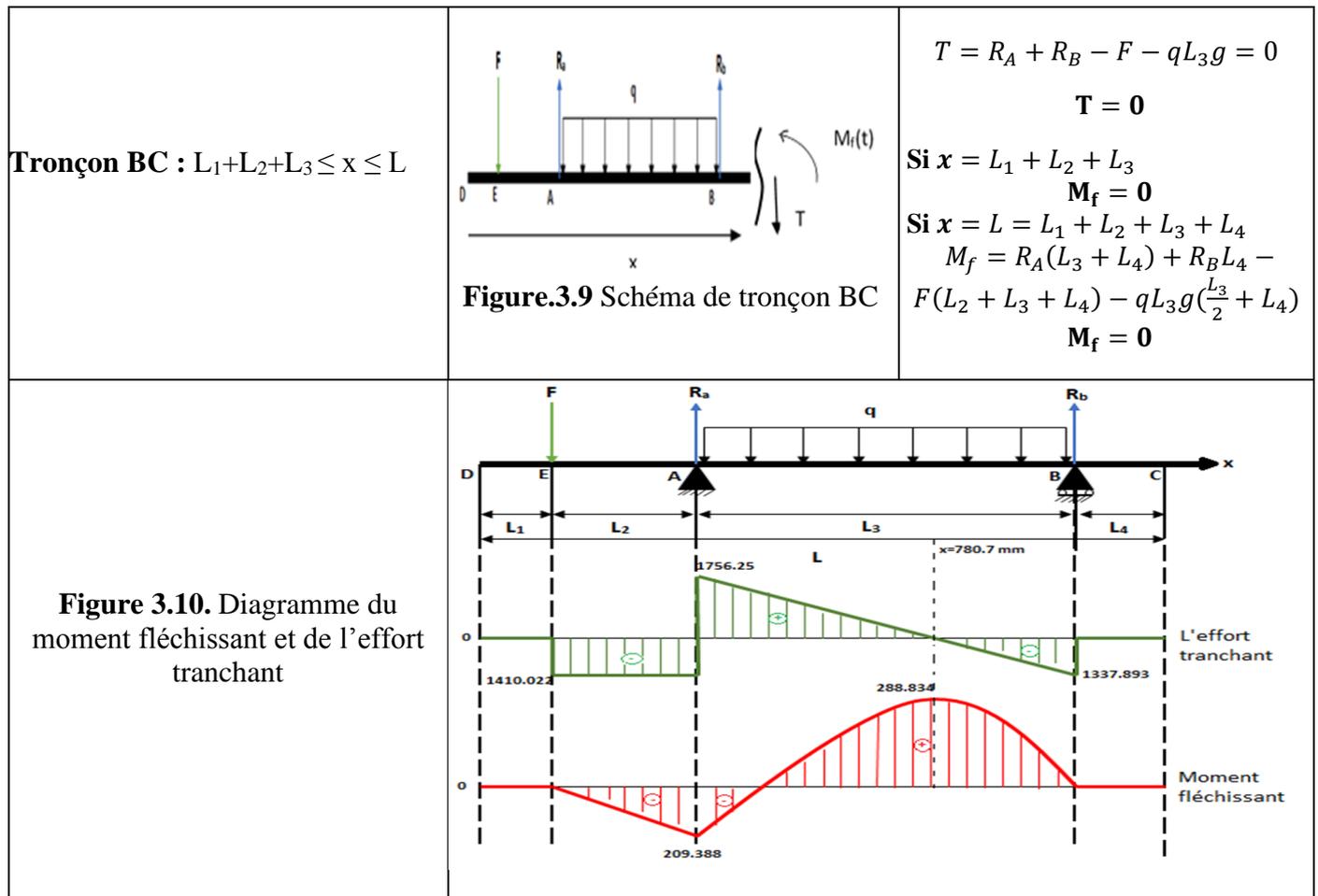


Tableau 3.2 : Résistance à la flexion .Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant

Remarque : M_{fmax} sur le tronçon AB correspond à $x=780.7mm$, à cette valeur :

$$M_{fmax} = R_A(x - L_1 - L_2) - F(x - L_1) - q \frac{(x - L_1 - L_2)^2}{2} g$$

$$M_{fmax} = 3166.272(0.781 - 0.064 - 0.149) - 1410.022(0.781 - 0.064) - 315.092 \frac{(0.781 - 0.064 - 0.144)^2}{2} 9.81 = 288.834 \text{ Nm}$$

Condition de résistance : on doit vérifier la condition suivante :

$$\sigma = M_{fmax} \frac{y}{I_z} = \frac{M_{fmax}}{w} \leq Rp \tag{3-39}$$

Avec :

M_{fmax} : moment fléchissant max

I_z : moment quadratique

Y : la fibre la plus éloignée

$$W : \text{module de flexion} \rightarrow w = \frac{I_y}{y} \quad (3-40)$$

$$R_p : \text{résistance pratique avec : } R_p = \frac{R_e}{S} \quad (3-41)$$

R_e : limite élastique

S : coefficient de sécurité

On calcule la contrainte à chaque tronçon avec un moment fléchissant max, et on le compare avec la résistance pratique R_p , donc on établit une étude de vérification

On détermine la résistance pratique R_p de l'acier utilisé. Le rotor est fabriqué avec un acier faiblement allié de nuance : 35 NCD 16. [D'après le guide chevalier]. La limite élastique minimale est : $R_{e_{min}} = 127.5 \text{ N/mm}^2$

Comme on a précisé précédemment le coefficient de sécurité est pris $S=4$.

D'après la relation (3-41), la résistance pratique sera :

$$R_p = \frac{127.5}{4} \rightarrow R_p = 31.875 \text{ N/mm}^2 \quad (3-42)$$

Maintenant on calcule la contrainte σ à chaque tronçon

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{w} \quad (3-43)$$

L'arbre à vérifier présente des épaulements et congés, donc la contrainte (σ) doit être multipliée Par le coefficient (k) (coefficient de concentration de contraintes) à cet effet :

$$\sigma k \leq R_p \quad (3-44)$$

- **Tronçon DE :**

La contrainte de flexion : $\frac{M_{fmax}}{W} \leq R_p$

- $M_{fmax} = 0$

- Le module de flexion : $W = \frac{I_z}{Y}$

- Avec $I_z =$ moment quadratique suivant l'axe (z) (voir figure 3-4)

Donc :

$$I_z = \iint y^2 ds \quad ; \quad \text{avec } ds = r dr d\theta \quad \text{et} \quad y = r \sin \theta$$

$$I_z = \int_0^R \int_0^{2\pi} r^3 \sin^2 \theta dr d\theta$$

$$I_z = \left[\frac{R^4}{4} \right] \int_0^{2\pi} \sin^2 \theta d\theta$$

Nous avons : $\sin^2 \theta = \frac{1 - \cos 2\theta}{2}$

$$I_z = \left[\frac{R^4}{4} \right] \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \frac{1 - \cos 2\theta}{2} d\theta = \frac{R^4}{8} \left[\theta - \frac{\sin 2\theta}{2} \right]_0^{2\pi}$$

Donc :

$$I_z = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3-45)$$

- Y : fibre la plus éloignée perpendiculaire à x implique $y = R = \frac{d}{2}$ donc le module de flexion sera :

$$W = \frac{I_z}{Y} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3-46)$$

Sur le tronçon DE, nous avons : $d = 62 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Donc :

$$W = \frac{\pi (62 \cdot 10^{-3})^3}{32} = 23.386 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

De (3-43) on a : $\sigma = \frac{0}{23.386 \cdot 10^{-6}}$ et d'après (3-44) : $\sigma k \leq R_p$

$$\Rightarrow 0 \leq R_p = 31.875 \cdot 10^{-6} \text{ N/m}^2 \quad \text{avec } k=1.7 \quad (3-16)$$

Donc : la condition de la résistance à la flexion de ce tronçon est vérifiée

- **Tronçon EA :**

Sur le tronçon le diamètre : $d = 80 \text{ mm}$ qui correspond à $y = \frac{d}{2}$, c'est la fibre la plus éloignée perpendiculaire à l'axe x, donc il correspond au grand diamètre dans ce tronçon.

Depuis la relation (3-46) nous avons :

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (80 \cdot 10^{-3})^3}{32} = 50.240 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

De relation (3-43) :

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{W} \leq R_p \quad \text{avec} \quad M_{fmax} = 209.388 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donc :

$$\sigma = \frac{209.388}{50.24 \cdot 10^{-6}} = 4.168 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad \Rightarrow \sigma = 4.168 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

D'après (3-44) :

$$\sigma k \leq R_p \quad \text{avec} \quad k=1.7 \quad \text{et d'après la relation (3-16)}$$

$$\text{Donc : } 4.168 \cdot 10^6 \cdot 1.7 = 7.086 \cdot 10^6 \leq R_p = 31.875 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Donc : la condition de la résistance à la flexion de ce tronçon est vérifiée

- **Tronçon AB :**

Sur le tronçon le diamètre : $d = 90 \text{ mm}$ qui correspond à $y = \frac{d}{2}$, c'est la fibre la plus éloignée perpendiculaire à l'axe x, d'après (3-46) nous avons :

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (90 \cdot 10^{-3})^3}{32}$$

$$W = 71.533 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad \text{et le} \quad M_{fmax} = 288.834 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donc :

$$\sigma = \frac{288.834}{71.533 \cdot 10^{-6}} = 4.038 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

d'après (3-44) :

$$\sigma k \leq R_p \text{ avec } k=1.7 \text{ et d'après la relation (3-16)}$$

donc :

$$4.0.38 \cdot 10^6 \cdot 1.7 = 6.865 \cdot 10^6 \leq R_p$$

La condition de la résistance à la flexion de ce tronçon est vérifiée

- **Tronçon BC :**

Sur le tronçon le diamètre : $d = 90$ mm qui correspond à la fibre la plus éloignée perpendiculaire à l'axe x .

Le moment fléchissant dans ce tronçon est nul donc :

$$M_{fmax} = 0 \text{ N.m} \Rightarrow \sigma = 0 \Rightarrow \sigma k = 0$$

$$\Rightarrow \sigma k = 0 \leq R_p$$

\Rightarrow la condition de la résistance à la flexion de ce tronçon est vérifiée

3-3-3- Vérification de l'arbre de transmission à la flexion et à la torsion (solicitation composée)

La contrainte admissible est :

$$\tau_{admissible} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (3-47)$$

Avec :

σ : Contrainte normale maximale (N/m^2)

$$\sigma = M_{fmax} \frac{y}{I_z} \quad (3-48)$$

τ : Contrainte de cisaillement maximale (N/m^2)

$$\tau = M_T \frac{y}{I_0} \quad (3-49)$$

Pour un arbre circulaire de diamètre (d) :

$Y = \frac{d}{2}$ et la contrainte peut s'écrire :

$$\tau_{admissible} = \sqrt{\left[\frac{M_f \cdot V}{2 \cdot I_z}\right]^2 + \left[\frac{M_T \cdot V}{I_0}\right]^2} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3}\right) \sqrt{(M_T^2 + M_f^2)} \quad (3-50)$$

Avec :

$$I_0 = 2 I_Z = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (3-51)$$

Nous avons le choix d'utiliser la relation (3-47) ou (3-50) mais pour vérification efficace, nous allons utiliser la relation (3-50) car nous avons $M_T = \text{cste}$ sur toute la longueur de l'arbre, et M_f varie avec le diamètre de l'arbre sur toute sa longueur.

Donc : $M_T = 129.34 \text{ N.m}$ d'après (3-12)

- Tronçon DE :

$$M_f = 0 \quad M_T = 129.34 \text{ N.m} \quad d=62 \text{ mm} \text{ et d'après (3-50) } \tau_{adm} = \left(\frac{16}{\pi \cdot 0.062^3}\right) 129.34$$

$$\tau_{adm} = 2.765 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

L'arbre pré subi des épaulements donc, $k=1.7$

$$\tau_{adm} \cdot k \leq R_p \Rightarrow 2.765 \cdot 10^6 \cdot 1.7 = 4.701 \cdot 10^6 \text{ N.m}^2$$

$$\tau_{adm} \cdot 1.7 \leq R_p = 31.875 \cdot 10^6$$

- Tronçon EA :

$$M_f = 209.388 \text{ N.m} \quad M_T = 129.34 \text{ N.m} \quad d=80 \text{ mm} \text{ et d'après (3-50)}$$

$$\tau_{adm} = \left(\frac{16}{\pi \cdot 0.08^3}\right) \sqrt{(129.34^2 + 209.388^2)} \Rightarrow \tau_{adm} = 2.449 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{adm} \cdot 1.7 \leq R_p \Rightarrow 4.164 \cdot 10^6 \leq R_p = 31.875 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

- Tronçon AB :

$$M_f = 288.834 \text{ N.m} \quad M_T = 129.34 \text{ N.m} \quad d=90 \text{ mm} \text{ et d'après (3-50)}$$

$$\tau_{adm} = \left(\frac{16}{\pi \cdot 0.09^3}\right) \sqrt{(129.34^2 + 288.834^2)} \Rightarrow \tau_{adm} = 2.212 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{adm} \cdot 1.7 \leq R_p \Rightarrow 3.76 \cdot 10^6 \leq R_p = 31.875 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

- Tronçon BC :

$$M_f = 0 \text{ N.m} \quad M_T = 129.34 \text{ N.m} \quad d=80 \text{ mm} \text{ et d'après (3-50)}$$

$$\tau_{adm} = \left(\frac{16}{\pi \cdot 0.08^3}\right) 129.34 \Rightarrow \tau_{adm} = 1.287 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{adm} \cdot 1.7 \leq R_p \Rightarrow 2.188 \cdot 10^6 \leq R_p = 31.875 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Donc la condition de la résistance aux sollicitations composées torsion-flexion est vérifiée

tronçon	Diamètre (mm)	Moment de torsion M_T (N.m)	Moment de flexion M_f (N.m)	Contrainte $\tau_{adm} \cdot 1.7$	τ_{adm} (N/m ²)
DE	62	129.34	0	4.701. 10 ⁶	2.765. 10 ⁶
EA	80	129.34	209.388	4.164. 10 ⁶	2.449. 10 ⁶
AB	90	129.34	288.834	3.760. 10 ⁶	2.212. 10 ⁶
BC	80	129.34	0	2.188. 10 ⁶	1.287. 10 ⁶

Tableau 3.3 : vérification de l'arbre à la torsion et à la flexion

Conclusion :

Les conditions de la résistance à la torsion, à la flexion, ainsi qu'à la sollicitation composée torsion-flexion sont vérifiées. De ce fait, nous allons procéder à l'étude dynamique du système qui sera utilisé dans le chapitre qui suit.

3-4- Analyse de vibration libre de système modale

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

$$[M] \cdot \{\ddot{q}\} + [K] \cdot \{q\} = 0 \quad (3-52)$$

Où :

$[M]$ et $[K]$ Sont respectivement la matrice d'inertie et la matrice de rigidité sont des matrices carrées (n x n) pour un système à (n) degré de liberté.

Les solutions de l'équation (3-52) sont de types

$$\{q(t)\} = \{\psi\}e^{st} \quad (3-53)$$

$\{q(t)\}$: Coordonnées généralisée.

S : Variable de Laplace, pour transformer de Fourier $S = j.\omega$, $j = -1$

On remplace (3-53) dans (3-52) on aura :

$$([K] + S^2[M]) \cdot \{\psi\} = 0 \quad (3-54)$$

$$\text{Ou bien :} \quad [K] \cdot \{\psi\} = \lambda \cdot [M] \cdot \{\psi\} \quad (3-55)$$

$$\text{Avec :} \quad \lambda = -S^2$$

Donc l'équation (3-55) représente un problème aux valeurs propre (λ). Ce système admet des solutions non triviales ($\{\psi\} \neq 0$) si et seulement si :

$$\det([K] + S^2[M]) = \det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (3-56)$$

C'est l'équation caractéristique à l'équation aux valeurs propres, ou physiquement :

Equation aux fréquences propres

3-4-1- Modélisation du système :

L'arbre de transmission est composé d'un arbre portant une poulie réceptrice de masse 20.581 Kg, et d'un rotor déchiqueteur ayant un nombre important de couteaux de masse 315.407 Kg, le système est supporté par deux paliers a roulement, le modèle de ce système peut-être approcher par :

- Un disque de moment d'inertie I_1 correspondant à la poulie réceptrice,
- Un disque de moment d'inertie I_2 relatif au rotor déchiqueteur,
- L'arbre est caractérisé par sa rigidité K_1 et K_2 entre les deux (2) disques sa déformation φ_1 et φ_2 (déformation angulaire).

Le système équivalent peut-être un modèle de deux (2) degrés de liberté (voir figure 3.11)

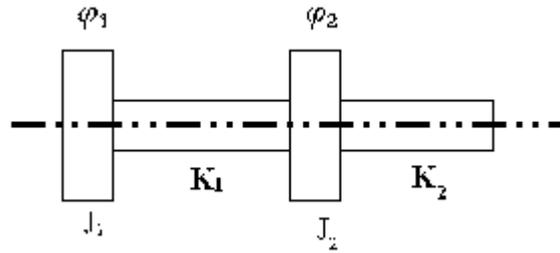


Figure 3.11. Modèle théorique de système.

3-4-2- Équation de mouvement du système libre :

- L'énergie cinétique :

$$T = \frac{1}{2}J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \quad (3-57)$$

- L'énergie potentielle :

$$U = \frac{1}{2}K_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2}K_2\varphi_2^2 \quad (3-58)$$

- Equation de Lagrange :

$$L = T - U \quad (3-59)$$

$$L = \frac{1}{2}J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - \frac{1}{2}K_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2}K_2\varphi_2^2 \quad (3-60)$$

Le système d'équation s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0 \end{array} \right. \quad (3.61)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0 \end{array} \right. \quad (3.62)$$

de l'équation (3.61) :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \Rightarrow \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = -K_1(\varphi_2 - \varphi_1)$$

L'équation devient :

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (3.63)$$

de l'équation (3.62) :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \Rightarrow \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = -K_1(\varphi_2 - \varphi_1) - K_2\varphi_2$$

L'équation devient :

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + (K_1 + K_2) \cdot \varphi_2 - K_1 \varphi_1 = 0 \quad (3.64)$$

Regroupons maintenant les deux (02) équations (3.63) et (3.64), on obtient le système d'équation suivant :

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1 \cdot \varphi_1 - K_1 \cdot \varphi_2 = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - K_1 \cdot \varphi_1 + (K_1 + K_2) \cdot \varphi_2 = 0 \end{cases} \quad (3.65)$$

Le système (3.65) peut s'écrire sous la forme matricielle suivant :

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (3.66)$$

Ou :

$$[M] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [K] \cdot \{\varphi\} = 0 \quad (3.67)$$

Avec :

[M] : Matrice d'inertie.

[k] : Matrice de rigidité.

Donc :

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (3.68) \quad [K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} \quad (3.69)$$

Calcul de matrice de rigidité (K) :

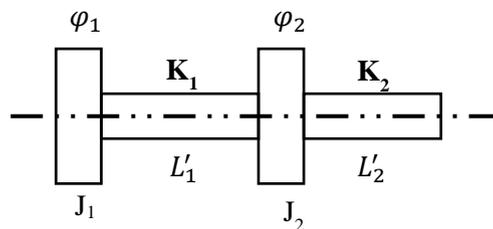


Figure 3.12.Modèle théorique de système.

On déterminé \$K_1\$ et \$K_2\$:

$$\text{On a :} \quad M_t = G\theta I_0 \quad (3.70)$$

Avec :

\$M_t\$: Moment de torsion

\$G\$: Module d'élasticité transversal (MPa)

$$\theta : \text{Angle unitaire de torsion (rad/mm) Donc : } \theta = \alpha/L \quad (3.71)$$

\$I_0\$: Moment quadratique (m⁴)

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{d'après la relation (3.4)}$$

Donc :

$$M_t = \frac{G\alpha I_0}{L} = \frac{GI_0}{L} \cdot \alpha \quad (3.72)$$

L'arbre se comporte comme un ressort, ce qui nous permet à dire que :

$$F = K \cdot x \quad (3.73)$$

Avec :

F : force de rappel

K : Rigidité

x : L'allongement provoqué par la force (F)

Dans notre cas, l'effort exercé sur l'arbre c'est le moment de torsion M_t , Cela implique que :

$$M_t = K \cdot \alpha \quad (3.74)$$

Par identification avec la relation (3.72), on calcule :

$$K = \frac{GI_0}{L} \quad (3.75)$$

Pour les métaux, nous avons : $G = 0.4 E$ (3.76)

Avec : E : Module de Young, pour l'acier :

$$E = 210 \text{ MPa} \quad (3.77)$$

Notre système à 2 d.d.l, composé de (2 disques J_1 et J_2 avec des rigidités K_1 et K_2 avec aussi des longueurs L_1 et L_2 qui sont : (d'après la figure 1-5).

$$L_1 = L_1 + L_2 + L_3/2$$

$$L_2 = L_3/2 + L_4$$

Avec : $L_1 = 64 \text{ mm}$; $L_2 = 148.5 \text{ mm}$; $L_3 = 1001 \text{ mm}$; $L_4 = 212.5 \text{ mm}$

Donc :

$$L_1 = 64 + 148.5 + \frac{1001}{2} \Rightarrow L_1 = 713 \text{ mm}$$

$$L_2 = \frac{1001}{2} + 212.5 \Rightarrow L_2 = 713 \text{ mm}$$

Pour la longueur L_1 , correspond à la rigidité K_1 et au diamètre $d_1 = 62 \text{ mm}$; $d_2 = 72 \text{ mm}$; $d_3 = 80 \text{ mm}$ et $d_4 = 90 \text{ mm}$.

Calcul de la rigidité K_1 :

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4} \quad (3.78)$$

Avec :

\dot{K}_1 : Rigidité de l'arbre au moyen de $\emptyset d_1 = 62$ mm

\dot{K}_2 : Rigidité de l'arbre au moyen de $\emptyset d_2 = 72$ mm

\dot{K}_3 : Rigidité de l'arbre au moyen de $\emptyset d_3 = 80$ mm

\dot{K}_4 : Rigidité de l'arbre au moyen de $\emptyset d_4 = 90$ mm

D'après la relation (3.75):

- $\dot{K}_1 = \frac{GI_0}{L_{01}}$

Avec : $G = 0.4 \cdot E$

$$G = 0.4 \cdot 210 = 84 \text{ GPa}$$

$$L_{01} = 130 \text{ mm}$$

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (62 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 144.99 \cdot 10^{-8} m^4$$

A.N:

$$\dot{K}_1 = 936.878 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

- $\dot{K}_2 = \frac{GI_{02}}{L_{02}}$

Avec : $d_2 = 72$ mm

$$G = 0.4 \cdot 210 = 84 \text{ GPa}$$

$$L_{02} = 44 \text{ mm}$$

$$I_{02} = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (72 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 263.700 \cdot 10^{-8} m^4$$

A.N:

$$\dot{K}_2 = 5034.273 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

- $\dot{K}_3 = \frac{GI_{03}}{L_{03}}$

Avec : $d_3 = 80$ mm

$$G = 0.4 \cdot 210 = 84 \text{ GPa}$$

$$L_{03} = 77 \text{ mm}$$

$$I_{03} = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (80 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 401.920 \cdot 10^{-8} m^4$$

A.N:

$$\dot{K}_3 = 4348.582 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

- $K_4 = \frac{GI_{04}}{L_{04}}$

Avec : $d_4 = 90 \text{ mm}$

$$G = 0.4 \cdot 210 = 84 \text{ GPa}$$

$$L_{04} = L_1 - L_{01} - L_{02} - L_{03} = 462 \text{ mm}$$

$$I_{04} = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (90 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 643.798 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

A.N:

$$K_4 = 1170.542 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

D'après la relation (3.78):

$$K_1 = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4}{K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 + K_1 \cdot K_3 \cdot K_4 + K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 + K_1 \cdot K_2 \cdot K_3} \quad (3.79)$$

A.N:

$$K_1 = 425.858 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Calcul de la rigidité K_2 :

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4} \quad (3-80)$$

Avec :

K_1'' : Rigidité de l'arbre au niveau du diamètre $d_1 = 62 \text{ mm}$

K_2'' : Rigidité de l'arbre au niveau du diamètre $d_2 = 72 \text{ mm}$

K_3'' : Rigidité de l'arbre au niveau du diamètre $d_3 = 80 \text{ mm}$

K_4'' : Rigidité de l'arbre au niveau du diamètre $d_4 = 90 \text{ mm}$

Pour raison du système (fig 1-2) de l'arbre, on remarque que :

$$K_1'' = K_1' = 936.878 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

$$K_2'' = K_2' = 5034.273 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

$$K_3'' = K_3' = 4384.273 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

$$K_4'' = K_4' = 1170.542 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Donc : $K_1 = K_2 = 425.858 \cdot 10^3 \text{ N/m}$

D'après la relation (3-66), la matrice de rigidité sera :

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 425.858 \cdot 10^3 & -425.858 \cdot 10^3 \\ -425.858 \cdot 10^3 & 851.716 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \quad (3-81)$$

Calcul de la matrice d'inertie : $[M]$:

D'après la relation (3-66), la matrice d'inertie :

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (3-82)$$

Avec : J_1 moment d'inertie de la poulie réceptrice correspondant à un disque plein de rayon

r_1 : donc : $J_1 = \frac{1}{2} m_1 r_1^2$ avec $m_1 = 20.581 \text{ Kg}$; masse de la poulie receptrice

$r_1 = 110 \text{ mm}$; rayon de la poulie receptrice.

$$\text{A.N: } J_1 = \frac{1}{2} 20.581 (110 \cdot 10^{-3})^2 = 124.515 \cdot 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_1 = 124.515 \cdot 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

J_2 : moment d'inertie du rotor déchiquteur équivalent à un disque de rayon r_2 donc :

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 r_2^2$$

Avec :

$$m_2 = 315.407 \text{ Kg d'apres (1-26)}$$

$$r_2 = 250 \text{ mm}$$

Donc :

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot 315.407 (0.25)^2 \rightarrow J_2 = 9.856 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La matrice d'inertie sera :

$$[M] = \begin{bmatrix} 124.515 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 9.856 \end{bmatrix} \quad (3-83)$$

Détermination de l'équation caractéristique :

D'après la relation (3-56), nous avons :

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (3-84)$$

$$\det \left(\begin{bmatrix} 425.858 \cdot 10^3 & -425.858 \cdot 10^3 \\ 425.858 \cdot 10^3 & 851.716 \cdot 10^3 \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} 124.515 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 9.856 \end{bmatrix} \right) = 0$$

$$\det \begin{bmatrix} 425.858 \cdot 10^3 - \lambda 124.515 \cdot 10^{-3} & -425.858 \cdot 10^3 \\ -425.858 \cdot 10^3 & 851.716 \cdot 10^3 - \lambda 9.856 \end{bmatrix} = 0$$

$$\rightarrow 1.227 \lambda^2 - 4.303 \cdot 10^6 \lambda + 544.065 \cdot 10^8 = 0 \quad (3-85)$$

C'est l'équation caractéristique

Avec : λ : valeur propre du système qui correspond aux fréquences propres de notre système

Pour déterminer(λ), on résout l'équation (3-34), donc :

$$\Delta' = 1.483.932.112 \cdot 10^6 \quad (3-86)$$

$$\text{Et: } \lambda_{1/2} = \frac{4.303.10^6}{2} \pm \sqrt{1.483.932.112.10^6} \quad (3-87)$$

$$\lambda_2 = 3.370.10^6 \quad (3-88)$$

$$\lambda_1 = 0.934.10^6 \quad (3-89)$$

Nous avons :

$$S = j\omega \rightarrow S^2 = j^2 \omega^2$$

Avec: $j^2 = -1$: j : nombre imaginaire.

$$\text{Ainsi: } \lambda = -S^2 \rightarrow \lambda = \omega^2 \quad (3-90)$$

Calcul des fréquences propres :

$$\text{On a: } \lambda_1 = \omega_{01}^2 \rightarrow \omega_{01} = \sqrt{\lambda_1} \quad (3-91)$$

$$\rightarrow \omega_{01} = \sqrt{0.934.10^6} \rightarrow \omega_{01} = 0.966.10^3 \text{ rad/s}$$

$$\text{Aussi: } \lambda_2 = \omega_{02}^2 \rightarrow \omega_{02} = \sqrt{\lambda_2} \quad (3-92)$$

$$\omega_{02} = \sqrt{3.370.10^6} \rightarrow \omega_{02} = 1.836.10^3 \text{ rad/s}$$

$\omega_{01}; \omega_{02}$: Pulsations propres du système.

Pour calculer les fréquences propres, nous avons :

$$\omega_0 = 2\pi f \quad (3-93)$$

$$\text{Donc : } f = \frac{\omega_{02}}{2\pi} \quad (3-94)$$

La première fréquence propre :

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi} \quad (3-95)$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi} = \frac{0.936.10^3}{2\pi}$$

$$f_{01} = 149.045 \text{ Hz} \quad (3-96)$$

La deuxième fréquence propre :

$$f_{02} = \frac{\omega_{02}}{2\pi} \quad (3-97)$$

$$f_{02} = \frac{1.836.10^3}{2\pi}$$

$$\text{Donc : } f_{02} = 292.357 \text{ Hz} \quad (3-98)$$

Conclusion :

Les fréquences propres du système obtenues sont classées dans le domaine moyen fréquence, qui serait confronté avec celles détectées expérimentalement.

CHAPITRE 04 : Conception et simulation du rotor portant Déchiqueteur.

4-1 Introduction :

Comme il a été signalé dans le [chapitre 2](#), la machine a connu des arrêts intempestifs répétés, provoqué par l'élévation du niveau de vibrations sur les paliers ainsi que la température sur les roulements, et ce à raison de 10 à 15 jours environ. Cette défaillance est engendrée par l'usure des portées de roulements sur les paliers ([photo 5-2](#)). De ce fait, et pour enrichir notre étude théorique statique et dynamique, nous avons procédé à la simulation numérique par Solidworks, afin de confronter les résultats obtenues dans le [chapitre 03](#).

4-2 Conception et simulation du système par le logiciel Solidworks :

Avant d'entamer n'importe quelle étude du système, il est primordial de passer par une analyse modale théorique ou numérique de ce système. A cet effet, nous avons établis une conception par le logiciel SOLIDWORKS, ensuite nous avons procédé à la simulation numérique pour déterminer les modes et fréquences propres du système ([Figure 4-1](#)).

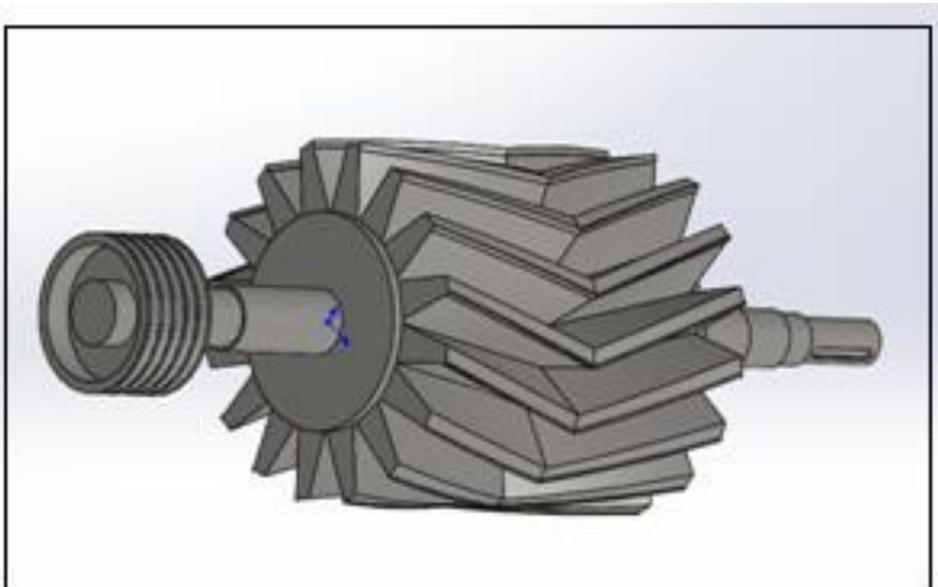


Figure 4-1 : Conception du déchiqueteur cellulose (Solidworks)

4-2-1 Modélisation du rotor portant le déchiqueteur :

Le rotor portant le déchiqueteur est composé d'un arbre de différentes section fabriqué en acier 32 NCD 16 (figure 4-1), de longueur de : 1426 mm en symétrie. Les sections sont étalées comme suit:

- Diamètre 62 mm sur une longueur de : 130 mm. surface sur laquelle est montée la poulie réceptrice.
- Diamètre 72 mm, sur une longueur de : 44 mm.
- Diamètre 80 mm, sur une longueur de : 77 mm. surface sur laquelle sont montés les roulements de référence 2316 C3.
- Diamètre 90 mm, sur une longueur de : 177 mm. Représente la surface libre sans charge (aucune pièce n'est montée sur elle).
- Diamètre 90 mm, sur une longueur de : 15 mm. Surface sur laquelle est montée une couronne de larguer 15 mm et de diamètre extérieure 200 mm.
- Diamètre 90 mm, sur une longueur de : 540 mm. surface sur laquelle sont montées les lames réparties en 16 rangées (figure 4-2).

La poulie réceptrice est fabriquée en fonte de diamètre 220 mm .

Les lames sont réparties en 16 rangées, situées à 500 mm de diamètre, portées sur une longueur de 540 mm. La masse totale des lames est de : 269,286 Kg.

Le modèle réalisé par le logiciel Solidworks est représenté dans la figure 4-2.

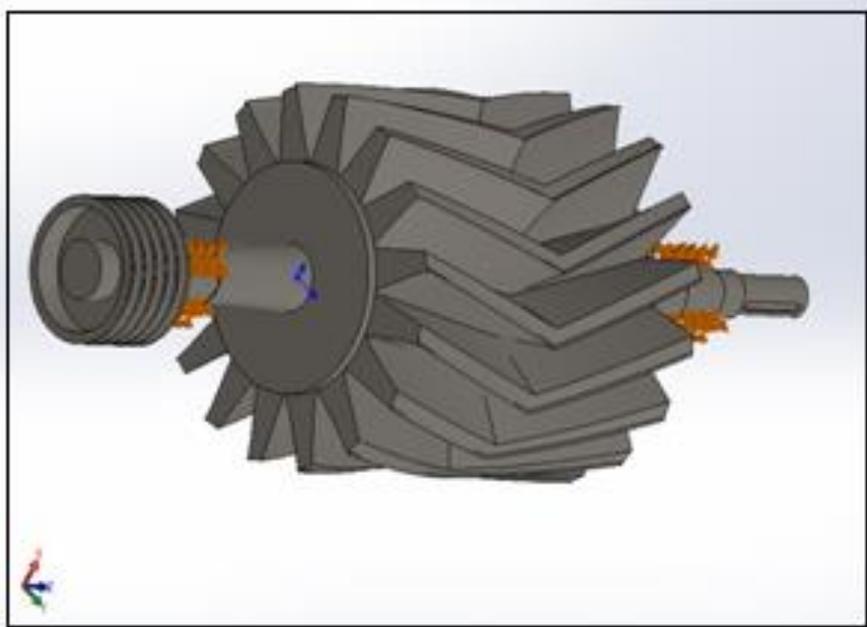


Figure 4-2 : Modélisation du déchiqueteur cellulose (Solidworks)

4-2-2 Simulation du système par Solidworks :

Propriétés de l'étude de la simulation : ces propriétés sont indiquées sur le [tableau 4-1](#), et les conditions aux limites ainsi que le type de fixation sont indiquées dans [la figure 4-3](#).

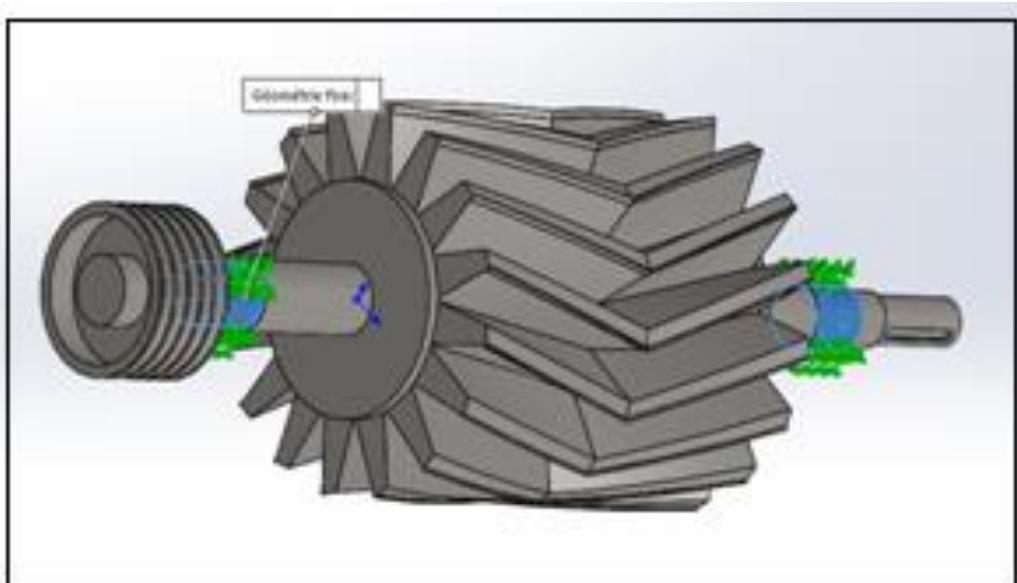


Figure 4-3 : Conditions de fixation du modèle du déchiqueteur établi par Solidworks.

Nom d'étude	Fréquence 10
Type d'analyse	Fréquence
Type de maillage	Maillage volumique
Nombre de fréquences	10
Type de solveur	FFEPlus
Faible raideur:	Désactivé(e)
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin
Inclure la pression du fluide calculée par SOLIDWORKS Flow Simulation	Désactivé(e)
Dossier de résultats	Document SOLIDWORKS (C:\Users\asus\Desktop \DECHIQUETEUR BD 07)

Tableau 4-1 : Propriétés de l'étude de la simulation du déchiqueteur.

Informations sur le maillage : Le maillage établi est représenté dans la [figure 4-4](#) et les informations sur le maillage sont indiquées sur le [tableau 4-2](#).

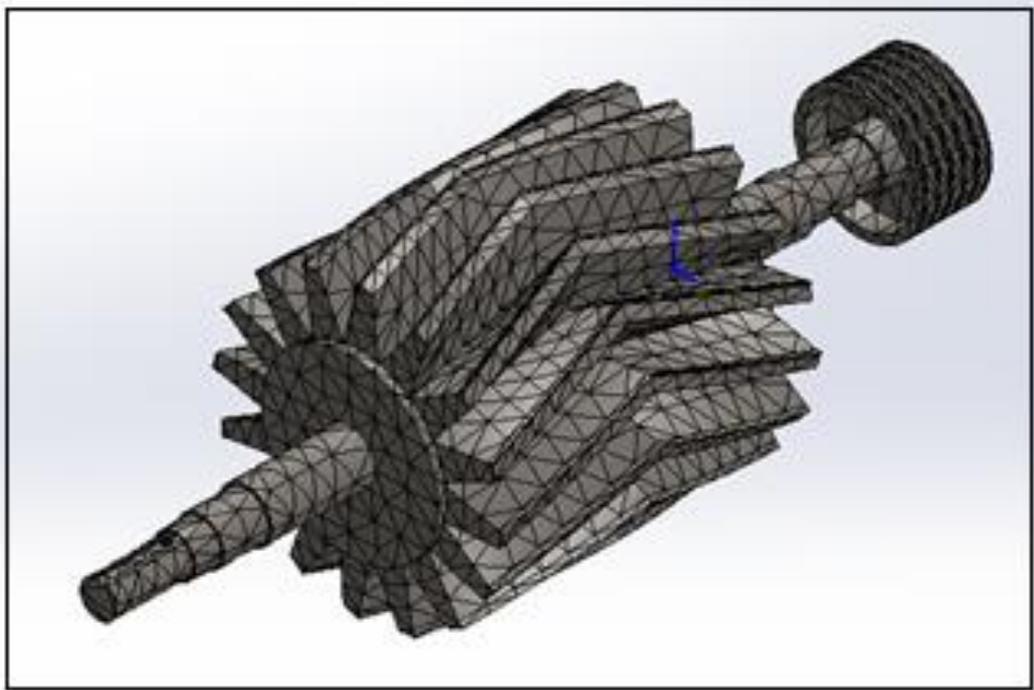


Figure 4-4 : Maillage du modèle déchetueur établi par Solidworks.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément	42.8125 mm
Tolérance	2.14062 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	20247
Nombre total d'éléments	11049
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:08

Tableau 4-2 : Informations sur le maillage du modèle établi par Solidworks.

4-2-3 Résultats de la simulation par Solidworks :

Les déformées modales du système sont illustrées dans les figures 4-5 jusqu'à 4-15, comme suit :

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude1
Mode : 1 Valeur = 102.42 Hz
Echelle de déformation: 1.97052

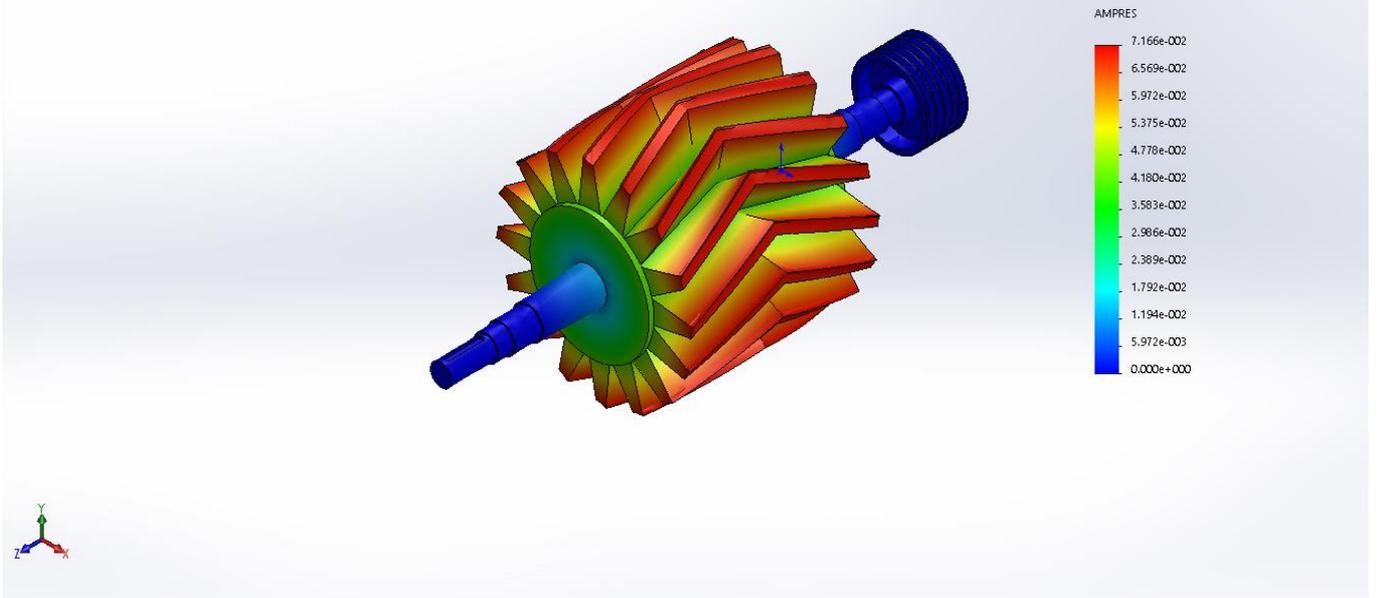


Figure 4-5 : Premier mode de vibrations (torsion) à la fréquence de 102.422 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude2
Mode : 2 Valeur = 244.78 Hz
Echelle de déformation: 3.56818

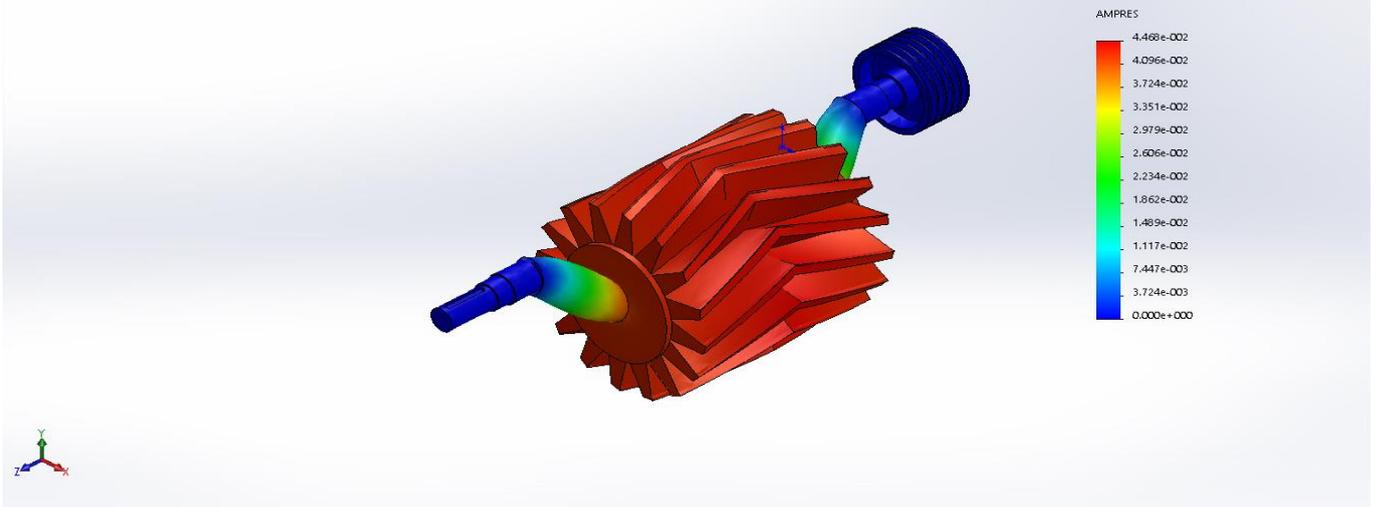


Figure 4-6 : Deuxième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 244.782 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude3
Mode : 3 Valeur = 245,36 Hz
Echelle de déformation: 3,56713

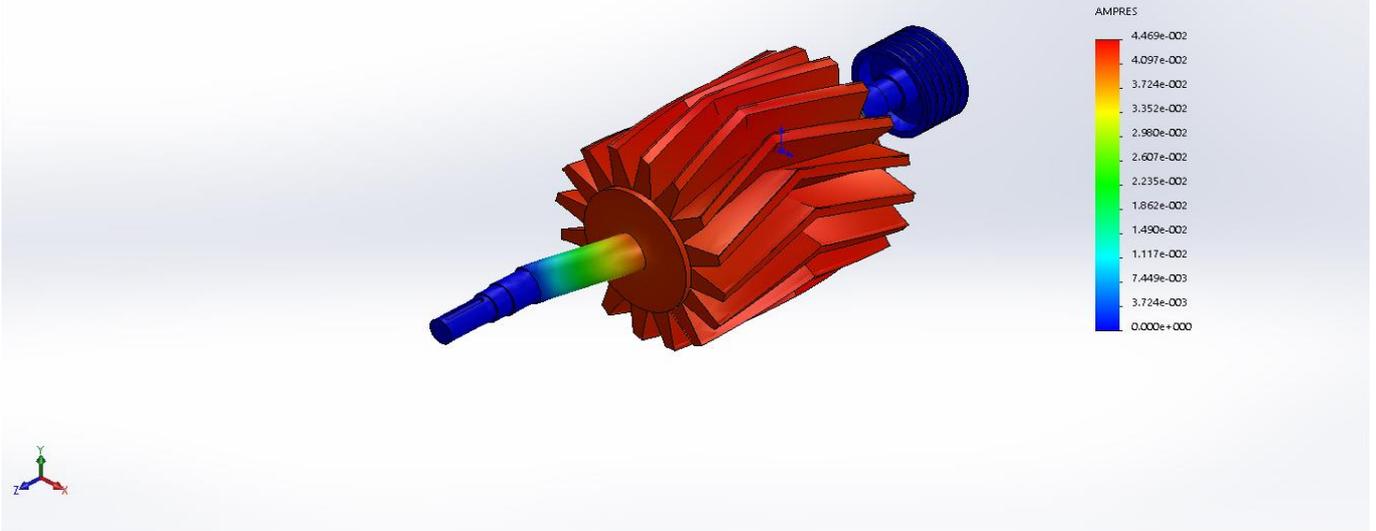


Figure 4-7 : Troisième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 245.364 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude4
Mode : 4 Valeur = 474,49 Hz
Echelle de déformation: 2,46803

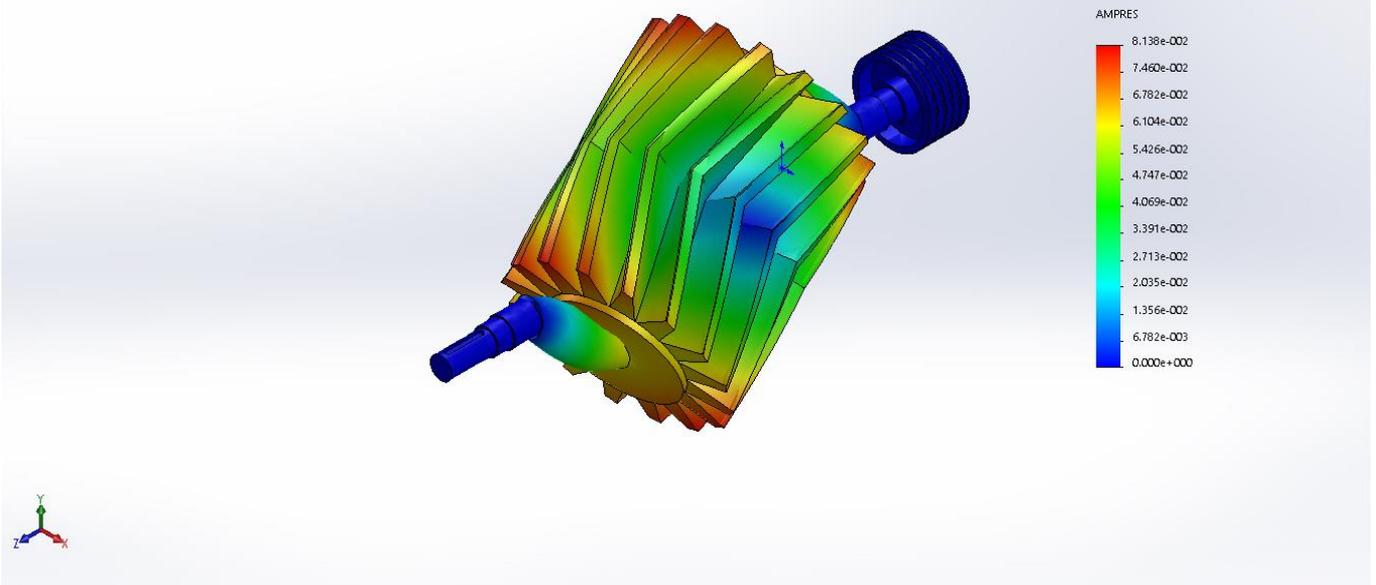


Figure 4-8 : Quatrième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 474.491 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude5
Mode : 5 Valeur = 475.31 Hz
Echelle de déformation: 2.48713

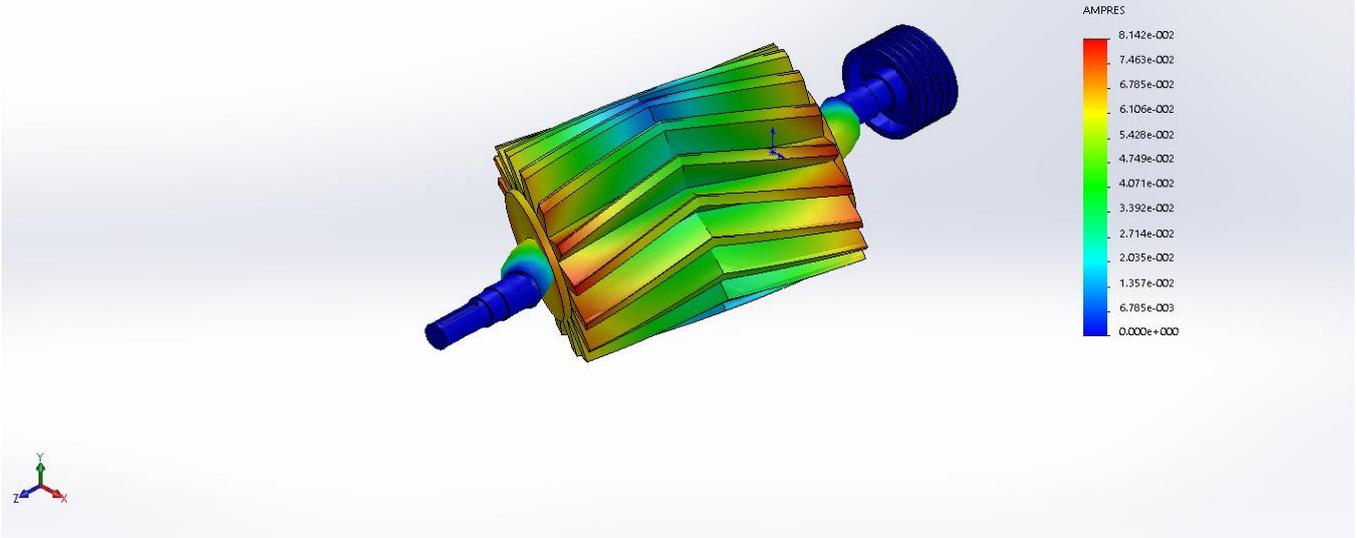


Figure 4-9 : Cinquième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 475.308 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude6
Mode : 6 Valeur = 705.21 Hz
Echelle de déformation: 3.16191

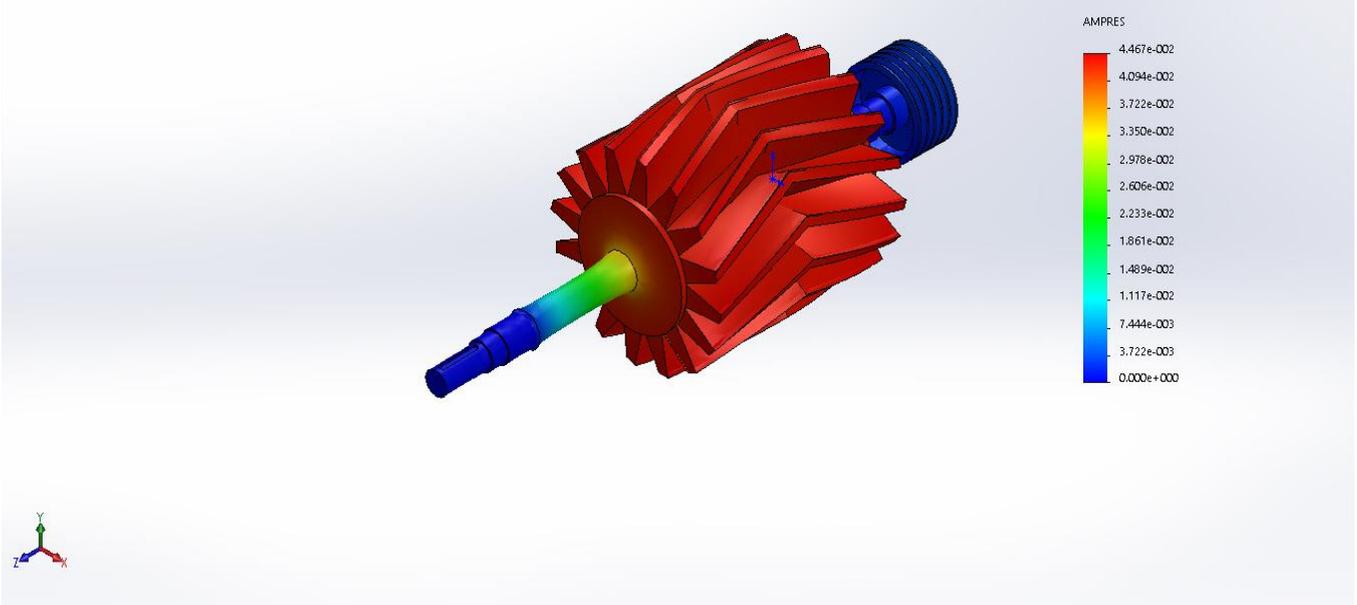


Figure 4-10 : Sixième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 705.212 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10[Défaut-]
Type de tracé: Fréquence Amplitude7
Mode : 7 Valeur = 708.58 Hz
Echelle de déformation: 0.43785

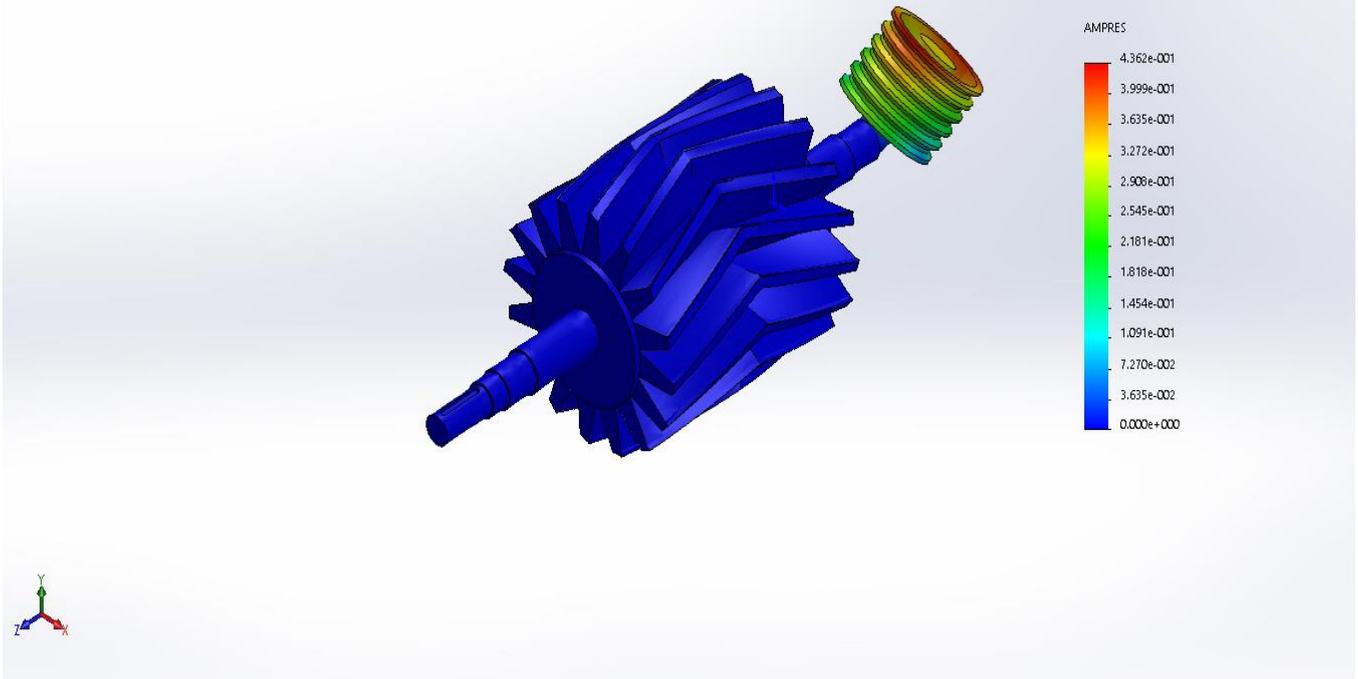


Figure 4-11 : Septième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 708.585 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10[Défaut-]
Type de tracé: Fréquence Amplitude8
Mode : 8 Valeur = 711.52 Hz
Echelle de déformation: 0.438214

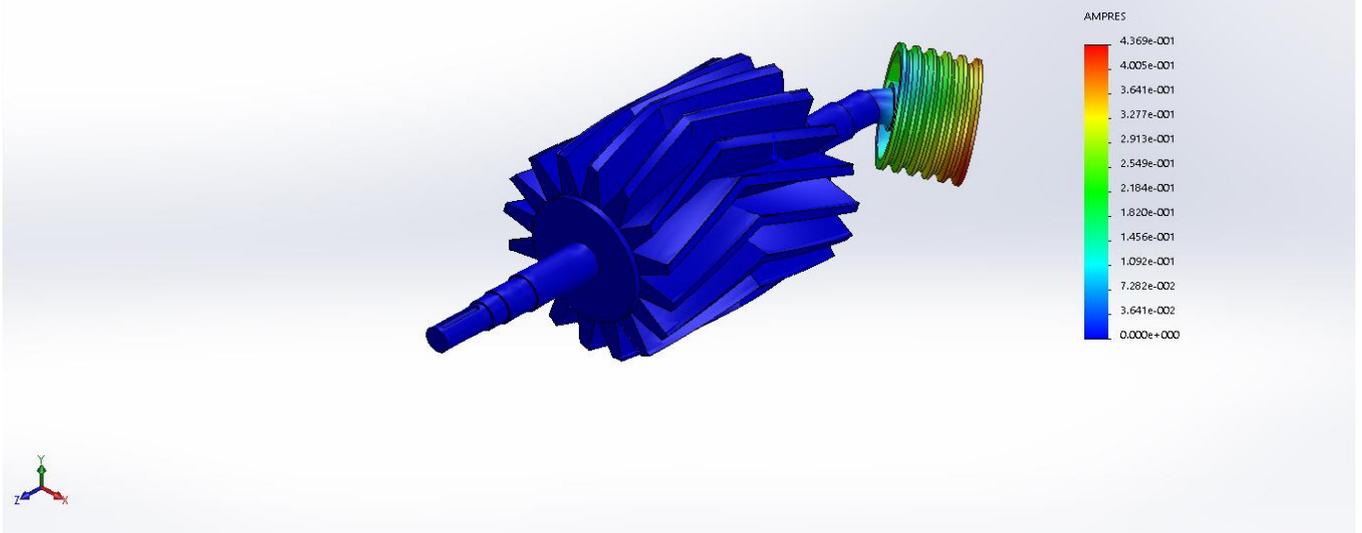


Figure 4-12 : Huitième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 711.516 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude9
Mode : 9 Valeur = 848.85 Hz
Echelle de déformation: 0.392465

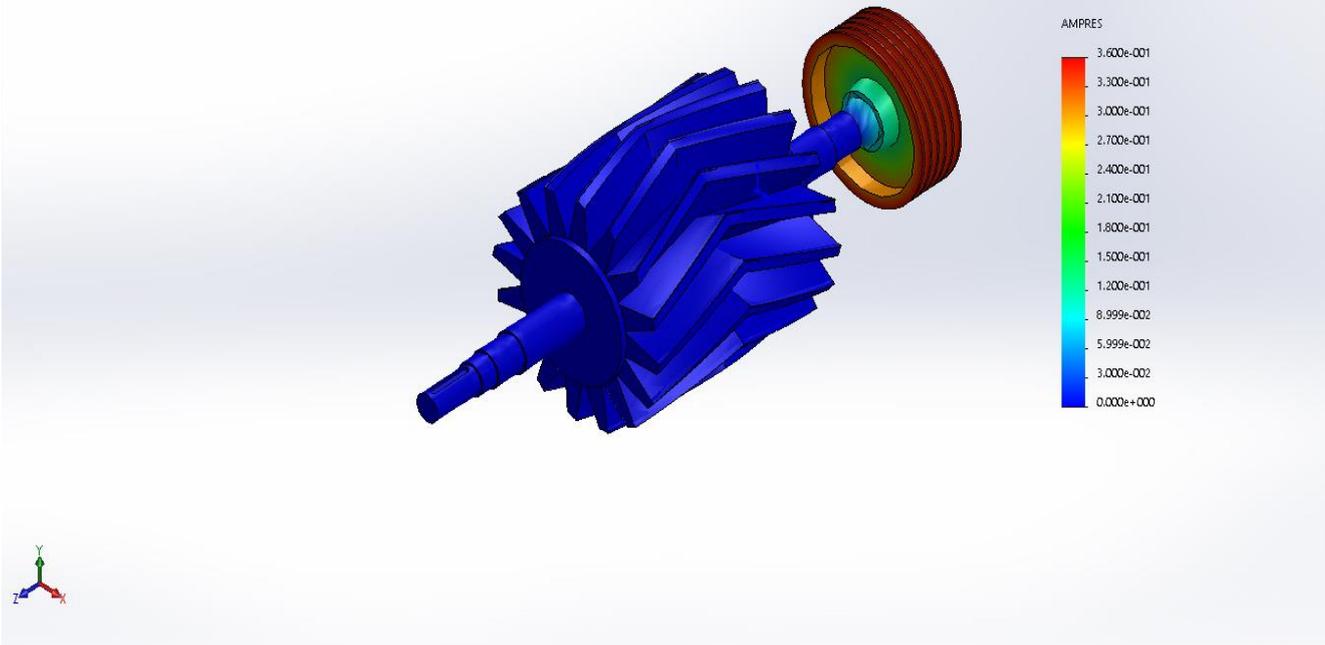


Figure 4-13 : Neuvième mode de vibrations (torsion) à la fréquence de 848.852 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
Nom de l'étude:Fréquence 10(-Défaut-)
Type de tracé:Fréquence Amplitude10
Mode : 10 Valeur = 1499.9 Hz
Echelle de déformation: 0.139037

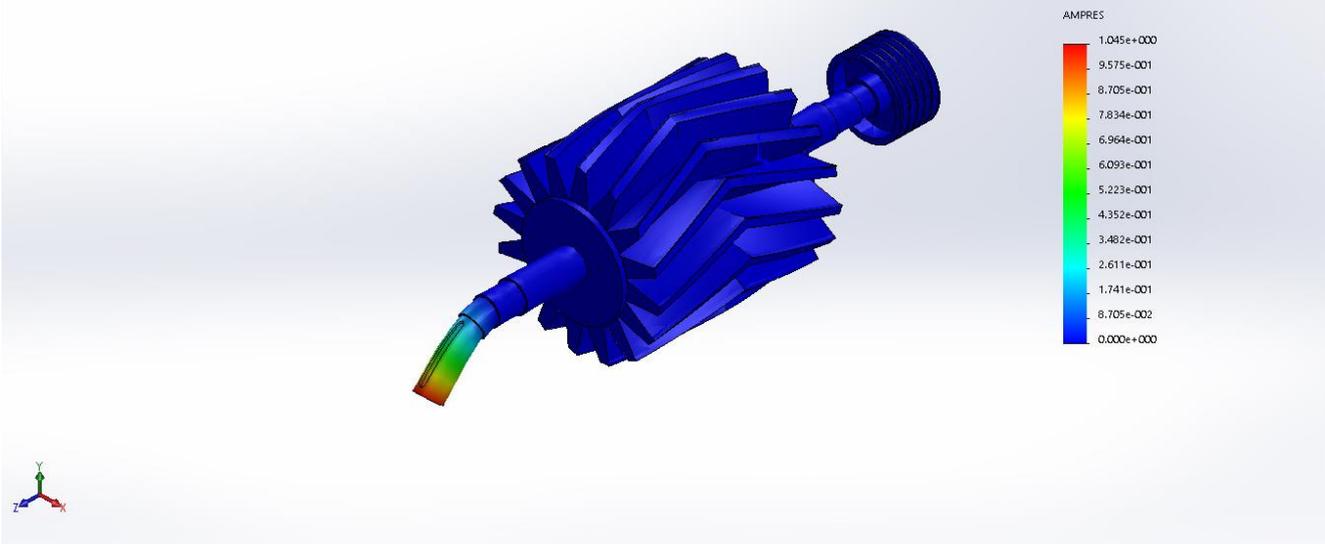


Figure 4-14 : Dixième mode de vibrations (torsion) à la fréquence de 1499.87 Hz.

Nom du modèle:dechecteur (1)
 Nom de l'étude:Fréquence 10;-Défaut-
 Type de tracé: Fréquence Déplacements1
 Mode : 1 Valeur = 102.42 Hz
 Echelle de déformation: 1.97052

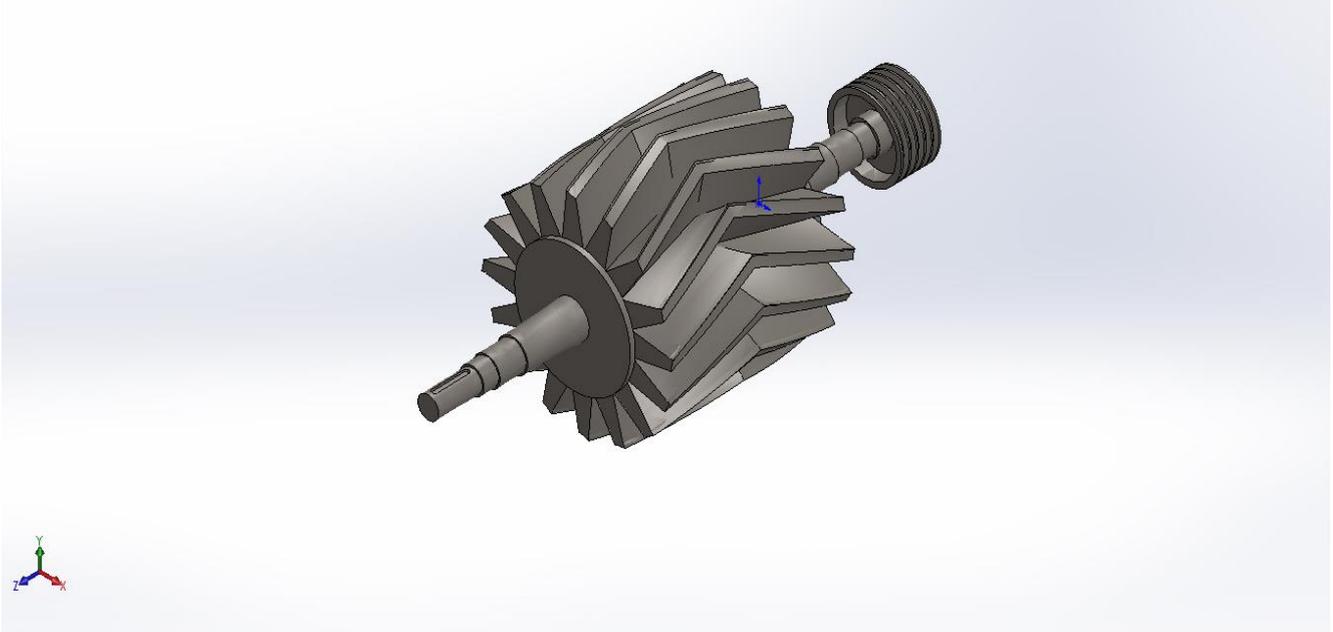


Figure 4-15 : Déformée des modes de vibrations.

4-2-4 Liste des modes propres de vibrations :

Les fréquences propres du système sont illustrées dans le [tableau 4-3](#) suivant :

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	643.54	102.42	0.0097635
2	1538	244.78	0.0040853
3	1541.7	245.36	0.0040756
4	2981.3	474.49	0.0021075
5	2986.4	475.31	0.0021039
6	4431	705.21	0.001418
7	4452.2	708.58	0.0014113
8	4470.6	711.52	0.0014054
9	5333.5	848.85	0.0011781
10	9424	1499.9	0.00066672

Tableau 4-3 : Fréquences propres du système - Solidworks.

4-3 Interprétation des résultats de la simulation :

Les résultats de la simulation numérique par Solidworks (analyse modale) du système déchiquteur ont été résumés dans le [tableau 4-3](#). En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associés sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques.

Le premier mode de vibrations représente le mode de torsion qui se manifeste à la fréquence de 102,42 Hz. Le deuxième et troisième mode de vibrations représente les modes de flexion, qui sont respectivement : 244,78 Hz et 245,36 Hz. Le quatrième et cinquième mode, représente les modes de flexion aussi, se manifestent respectivement à : 474,49 Hz et 475,31 Hz. Le sixième, le septième et le huitième mode de vibrations sont aussi des modes de flexion, se manifestent respectivement à 705,21 Hz, 708,58 Hz et 711,52 Hz. Le neuvième et dixième mode de vibrations représente le mode de torsion se manifestent respectivement à 848,85 Hz et 1499,9 Hz. A cet effet, on constate que, sur les dix (10) modes propres de vibrations, nous avons sept (07) modes de flexion et trois (03) modes de torsion, qui nous permet à dire que notre système travaille à la flexion plus qu'à la torsion.

Mais le premier mode de vibrations est un mode de torsion et il est proche de la fréquence de fonctionnement de la machine. Cette fréquence propre (102,42 Hz) représente la deuxième harmonie de la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation du moteur électrique (50 Hz). L'apparition de premier mode de torsion au début montre que le système subit des contraintes de torsion au démarrage dans le cas où le système présente des phénomènes de jeu au montage des organes constituant la machine. Cette déduction est en accord avec les études fondamentales théoriques.

4-4 Conclusion :

L'examen de tous ces modes propres, nous permet de conclure que les fréquences propres du système coïncident avec celles du fonctionnement de l'installation, et ce dans le cas où il y a présence de défaillances mécaniques dans le système. Ainsi, ces modes propres de vibrations constituent un risque permanent pendant le fonctionnement de cette machine.

Les résultats obtenus seront confrontés à ceux trouvés expérimentalement.

CHAPITRE 05 : ETUDE EXPERIMENTALE

Analyse vibratoire d'une machine tournante

Cas d'un Déchiqueteur Cellulose

5.1 Introduction

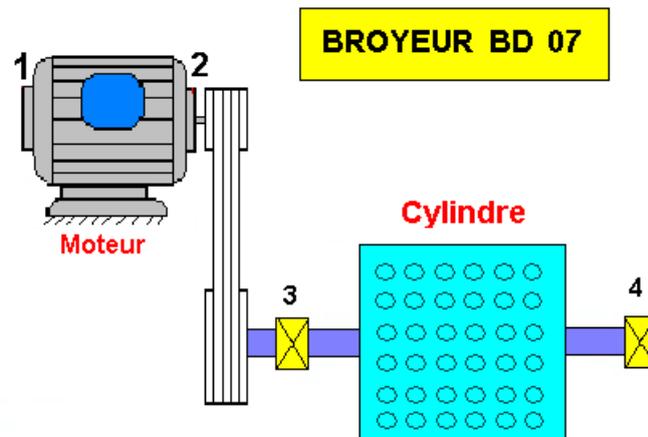
La surveillance par analyse de vibrations a évolué ces dernières années d'une façon considérable. Cette surveillance servait essentiellement à assurer la protection d'une machine tournante avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes. Cette protection est assurée par le déclenchement d'une alarme ou par l'arrêt de la machine si l'amplitude de vibrations atteint des valeurs excessives. Cela rentre dans le cadre d'une nouvelle stratégie de maintenance : la maintenance préventive conditionnelle par la technique de l'analyse vibratoire.

L'analyse vibratoire doit permettre la détection précoce de défaut et le suivi de son évolution dans le temps. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires. Ces interventions se font lors des arrêts techniques de fabrications ou en provoquant des arrêts programmés en fonction notamment des impératifs de production.

La connaissance de la nature d'un défaut et sa gravité permet à l'ingénieur de maintenance de prendre une décision d'où la détection à un stade précoce d'un défaut et le suivi de son évolution présentent un grand intérêt. En effet, il est impératif dans un contexte industriel difficile ou la disponibilité de l'outil de production, l'absence de stock et la réduction des coûts sont des objectifs stratégiques, de connaître de manière précise l'état du parc de machines. La réponse à ces nouvelles exigences et du ressort du diagnostic vibratoire.

Dans le but de procéder à l'application de l'analyse vibratoire tant sur le plan théorique que sur le plan expérimental, nous avons choisi un type de machine industrielle, celle de Déchiqueteur Cellulose, présentant plusieurs défauts mécaniques à savoir : Déséquilibre, échauffement des paliers, usure des portées de roulement et des défauts de roulements, qui ont surgie lors du fonctionnement de cette machine. L'interprétation spectrale s'avère délicate, car ces défauts sont superposés et se manifestent aux mêmes composantes d'amplitudes élevés correspondants aux harmonies de la fréquence égale à la fréquence de rotation du rotor.

5.2 Application : Exemple d'un Cas vécu.



Schema cinématique et points de mesures de vibrations

Figure.5.1. Schéma cinématique et points de mesures de vibrations.

Nomenclature :

Moteur électrique : Marque : ABB

Puissance : 45 Kw

Vitesse de rotation : 2985 Tr/min équivalent à 49,75 Hz

Référence de roulements : 6213 ZZ C3.

Poulie Motrice : Diamètre : 245 mm.

Largeur : 139 mm.

Nombre de gorges : 06.

Poulie réceptrice : Diamètre : 220 mm.

Largeur : 139 mm.

Nombre de gorges : 06.

Roulements : Référence : 2316 C3.

Arbre portant le Déchiqueteur : (photo 5-2)

Déchiqueteur : Nombre de rangées : 16

Nombre de lames sur chaque rangée : 33 & 34.

Diamètre extérieur où se situent les lames : 500 mm.

Masse d'une lame : 502,4 gr.

Masse totale des lames : 269,286 Kg.

Masse du déchiqueteur : 315,407 Kg.



Photo 5-1 : Déchiqueteur cellulose.



Photo 5-2 : Rotor Déchiqueteur cellulose.

On se propose d'exposer un cas pratique vécu dans une usine de fabrication de produit d'hygiène, il s'agit d'un équipement stratégique dans l'atelier de préparation : Déchiqueteur cellulose.

5-3 Machine Déchiqueteur cellulose :

5-3-1 Description de la machine

Le Déchiqueteur Cellulose est une machine de broyage de cellulose en particules très fines, dans une usine de fabrication des produits d'hygiène. L'installation est en liaison avec une chaîne de production constituée de rouleurs et ventilateurs qui transportent la matière déchiquetée le long de cette chaîne de production (voir [photo 5-1](#)).

La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 2985 (tr/min), ayant une puissance de 45 (KW). Le mouvement est transmis par des courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice, vers une ligne d'arbre portant le rotor Déchiqueteur ([Figure 5-1](#)). Ce rotor est supporté par deux paliers à roulements à billes à alésage cylindrique, de référence 2316 C3. Le rotor déchiqueteur est composé par des lames ([Photos 5-2](#)). Elles sont réparties sur 16 rangées, chaque rangée comporte 33 à 34 lames. La masse totale du rotor du déchiqueteur est de : 315,407 Kg. Sa longueur est de 1426 mm ([Figure 4-1](#))

5-3-2 Diagnostic vibratoire et analyse des résultats :

L'interprétation spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique machine, nous a permis de conclure la présence des anomalies suivantes :

- Détection d'un léger déséquilibre sur le rotor moteur à la vitesse de rotation de 2985 tr/min correspondant à 49,75 Hz, comme l'indique le spectre représenté dans les [figures 5-2 & 5-3](#), pris sur le palier moteur N°02, respectivement le : 30 Avril 2018 et 10 Décembre 2019. Il est à signaler que ce défaut est engendré par un léger défaut de courroies reliant les deux poulies motrice et réceptrice.
- Détection d'un choc sur la ligne d'arbre portant le rotor du déchiqueteur, il s'agit d'un jeu sur la portée de roulement dans le palier N°03 côté poulie réceptrice, comme l'indique les deux spectres vibratoires représentés dans [les figures 5-4 & 5-5](#), pris sur le palier N°03 respectivement le : 12 Novembre 2018 et 10 Décembre 2019. Ces deux spectre montrent la présence d'un peigne de raies de composantes d'ordre 1,2,3..etc de fréquences respectivement de 55,46 Hz, 110,93 Hz, 166,38 Hz..etc.
- Apparition d'un léger balourd sur le rotor portant le déchiqueteur, générant des vibrations d'un niveau globale de **11,10 mm/s** sur le palier N°03, et **09,07 mm/s** dans le palier N°04, et ce à la fréquence de 55,46 Hz, correspondant à la vitesse de rotation de 3328 tr/min, jugé respectivement **Danger** et **Alarmant** d'après les normes internationales VDI 2056. Ces niveaux enregistrés sont indiqués dans les courbes de tendance représentés dans [les figure 5-6, 5-7 & 5-8](#), en date du : 19 Février 2020.

Il est à signaler que la récapitulation du suivi vibratoire, ainsi que l'évolution des niveaux globaux de vibrations sur l'ensemble des paliers de la machine, sont représenté dans les [figure 5, 6 & 7](#), ainsi que dans le [tableau 5-1](#).

[La figure 8](#) donne une fenêtre concernant le suivi périodique de toutes les machines stratégiques de l'usine de production, en particulier le déchiqueteur BD 07.

5-3-3 Travaux réalisés : ces travaux sont illustrés dans le tableau 5-1, à savoir :

- Changement du moteur électrique.
- Changement du roulement de référence 2316 M C3 dans le palier N°03
- Changement du palier N°03.

<i>Date de mesure de vibrations</i>	Niveau en mm/s sur Palier 2	Niveau en mm/s sur Palier 3	Niveau en mm/s sur Palier 4	Observations
22 Octobre 2018	08.51	08.59	07.72	
11 Novembre 2018	07.58	09.28	09.34	
12 Novembre 2018	05.68	07.04	06.94	Changement du roulement dans le palier N°03- Réf : 2316 M C3
15 Novembre 2018	05.46	08.63	07.92	
30 Décembre 2018	08.07	08.52	07.83	
11 Février 2019	08.72	09.02	08.14	
17 Mars 2019	09.14	09.57	09.66	
04 Avril 2019	07.84	09.52	08.92	
11 Juin 2019	09.03	09.62	09.93	
26 Septembre 2019	11.60	08.78	09.27	
25 Novembre 2019	09.38	08.88	09.33	
10 Décembre 2019	09.14	08.78	08.42	Changement du roulement et palier N°03- Réf : 2316 M C3
23 Janvier 2020	11.50	09.36	09.64	
19 Février 2020	07.96	11.10	09.07	

Tableau 5-1 : Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur les paliers du déchiqueteur.

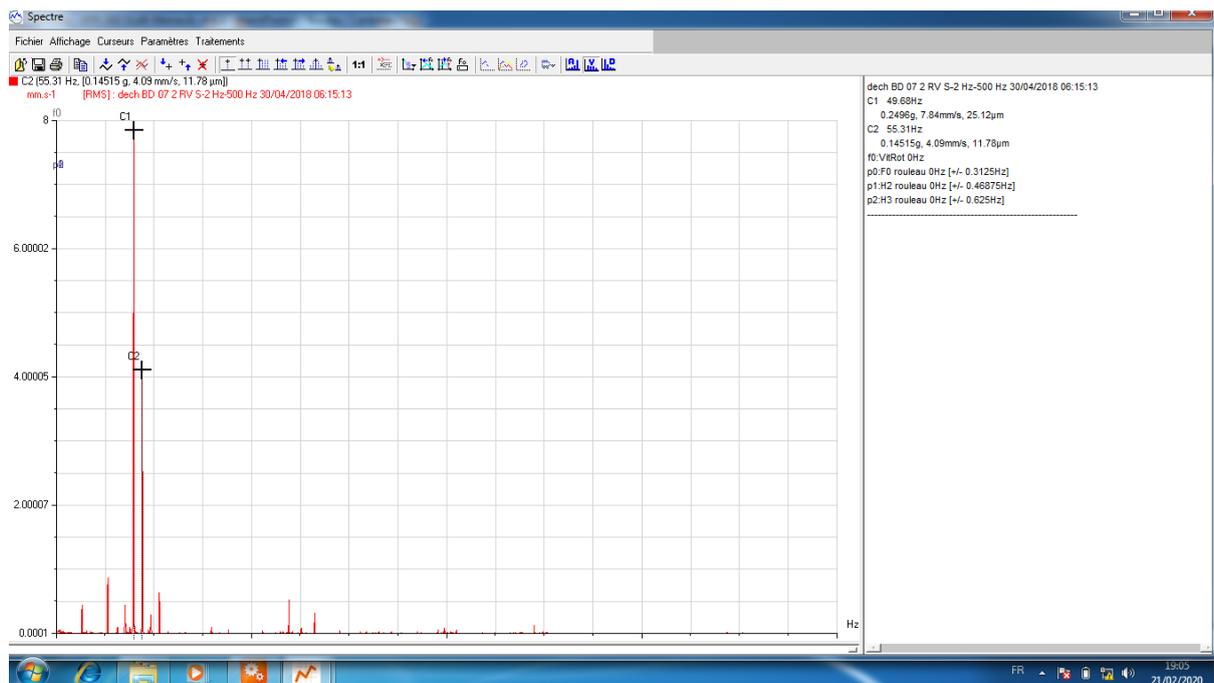


Figure 5-2 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 le : 30 Avril 2018. Révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor moteur de : 07,84 mm/s à la fréquence de 49,68 Hz.

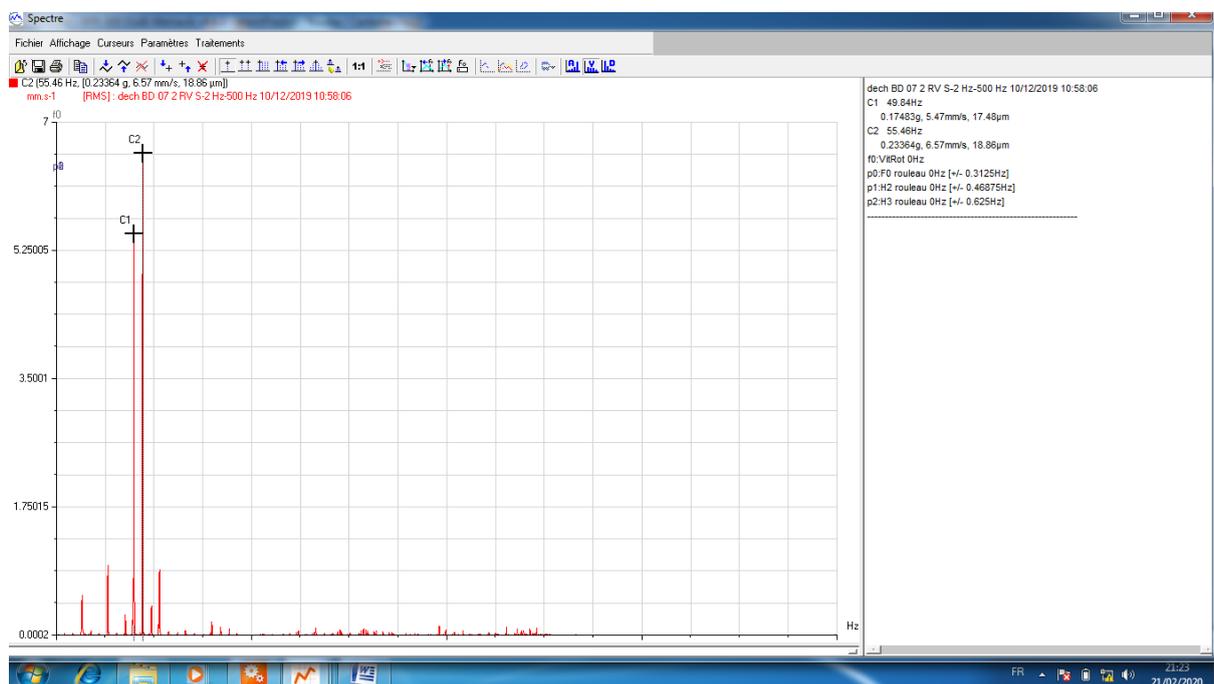


Figure 5-3 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 le : 10 Décembre 2019, indiquant la présence d'un défaut de déséquilibre sur le rotor moteur et le rotor de déchiquteur.

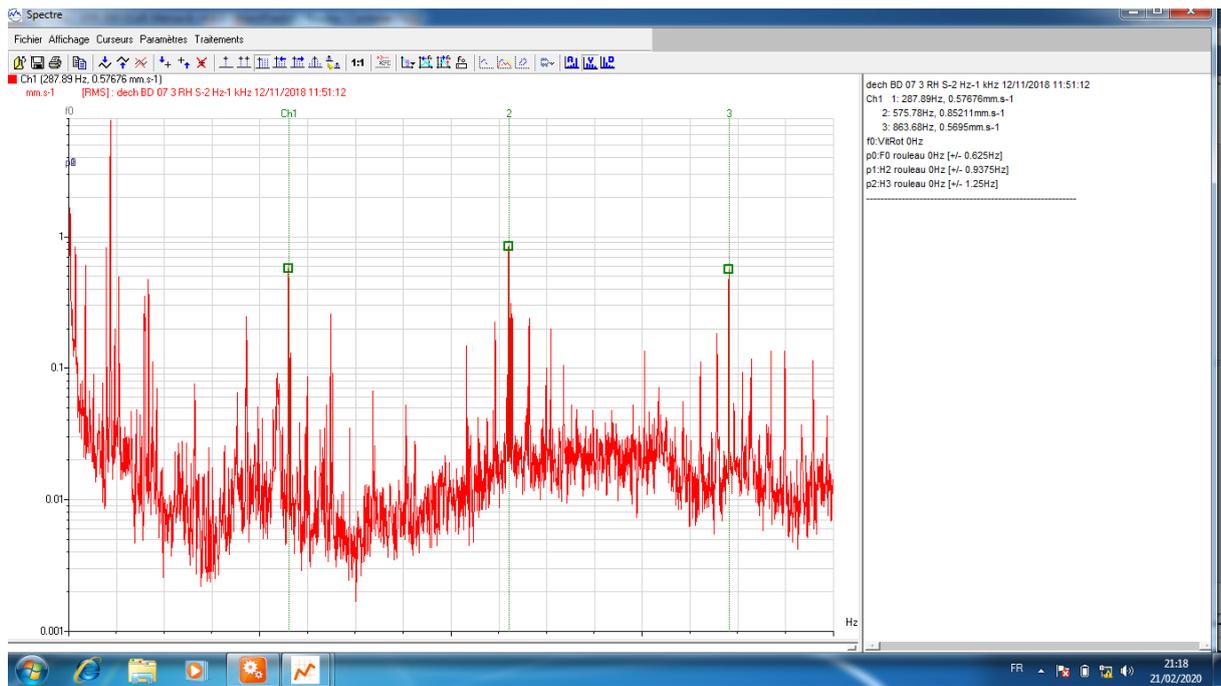


Figure 5-4 : Spectre pris sur le palier N°03, le : 12 Novembre 2018 indiquant la présence d'un défaut de roulement dans ce palier.

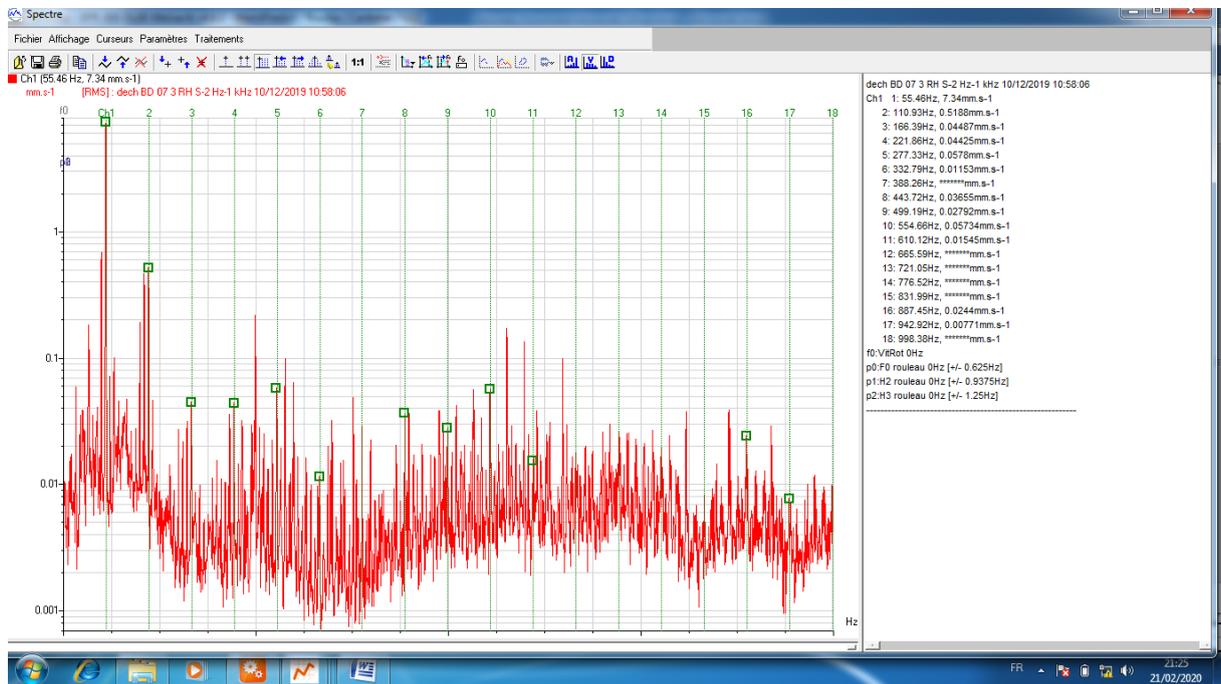


Figure 5-5 : Spectre pris sur le palier N°03 le : 10 Décembre 2019, indiquant la présence d'un défaut de choc sur la ligne d'arbre portant le rotor de déchiqueteur.

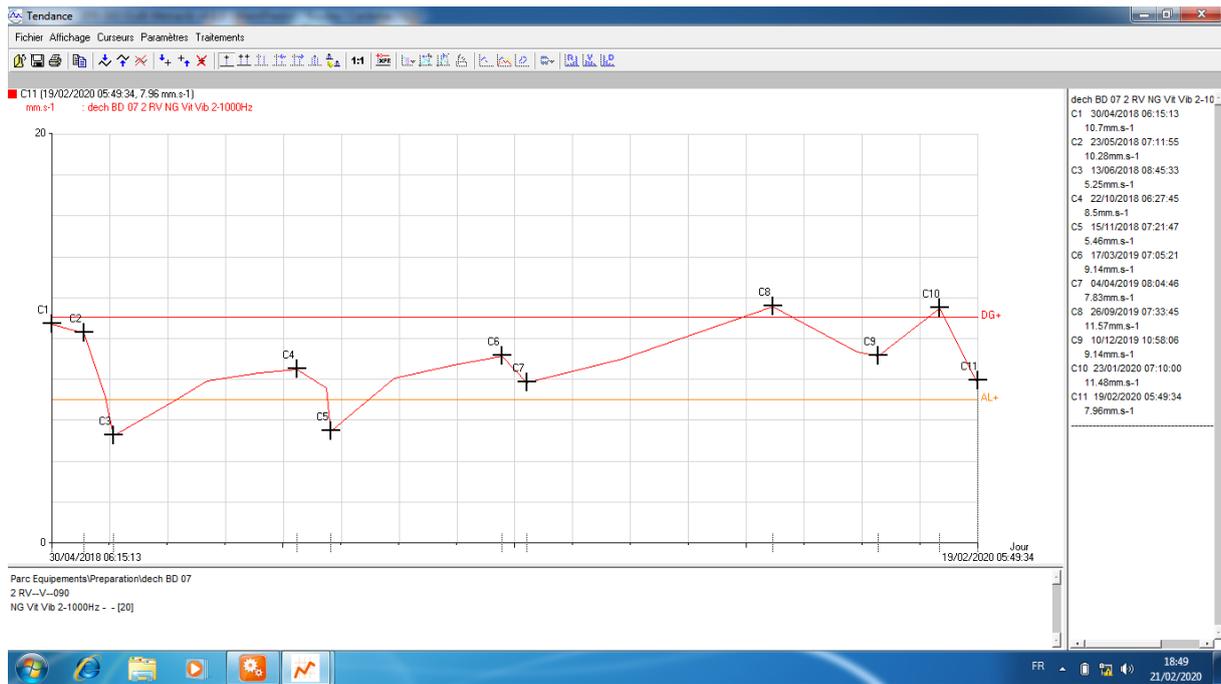


Figure 5-6 : Courbe de tendance des mesures prises sur le palier moteur N°02.

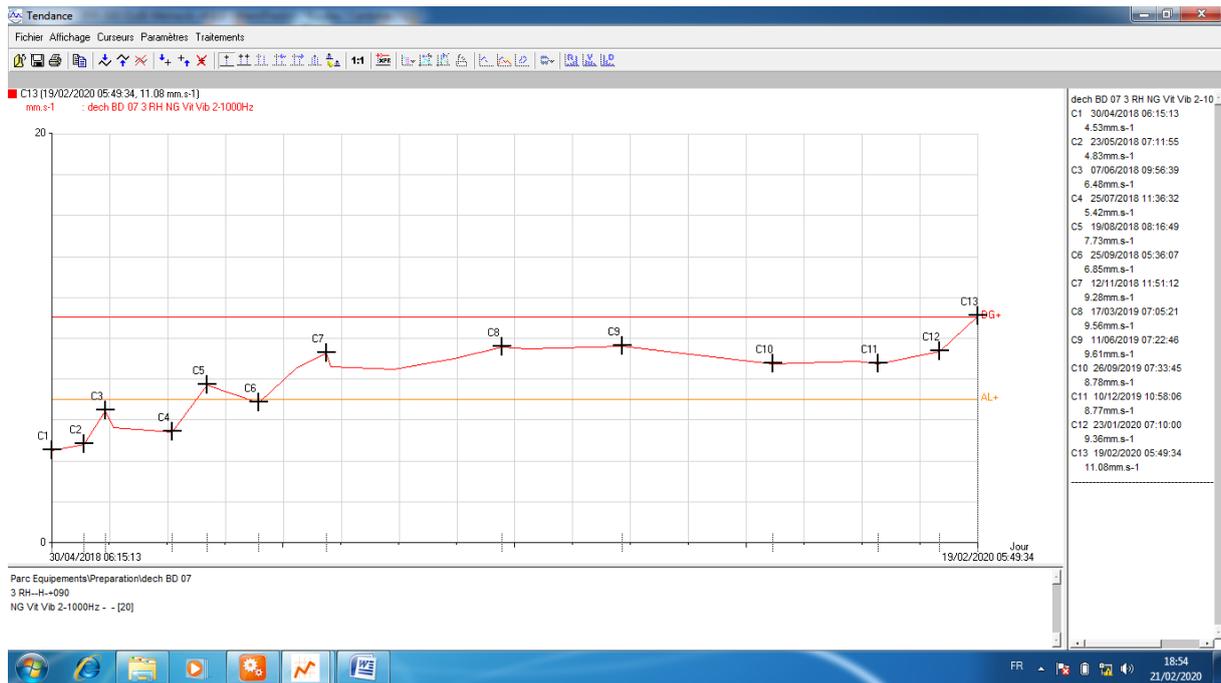


Figure 5-7 : Courbe de tendance des mesures prises sur le palier N°03.

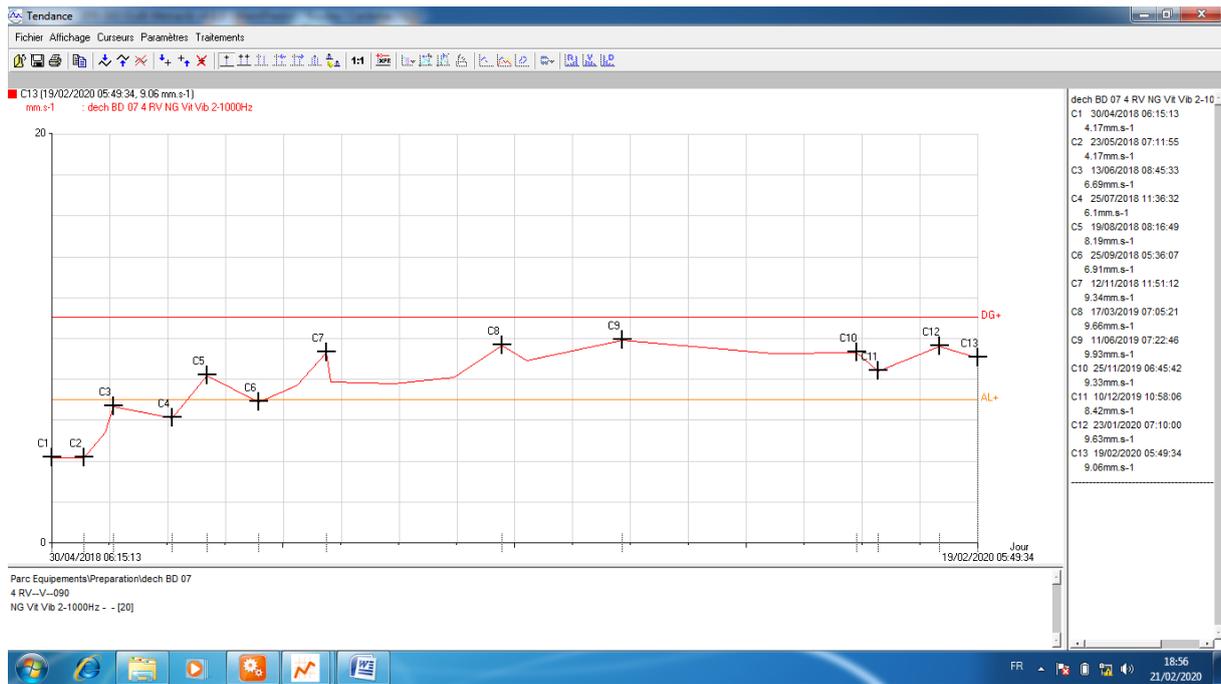


Figure 5-8 : Courbe de tendance des mesures prises sur le palier N°04.

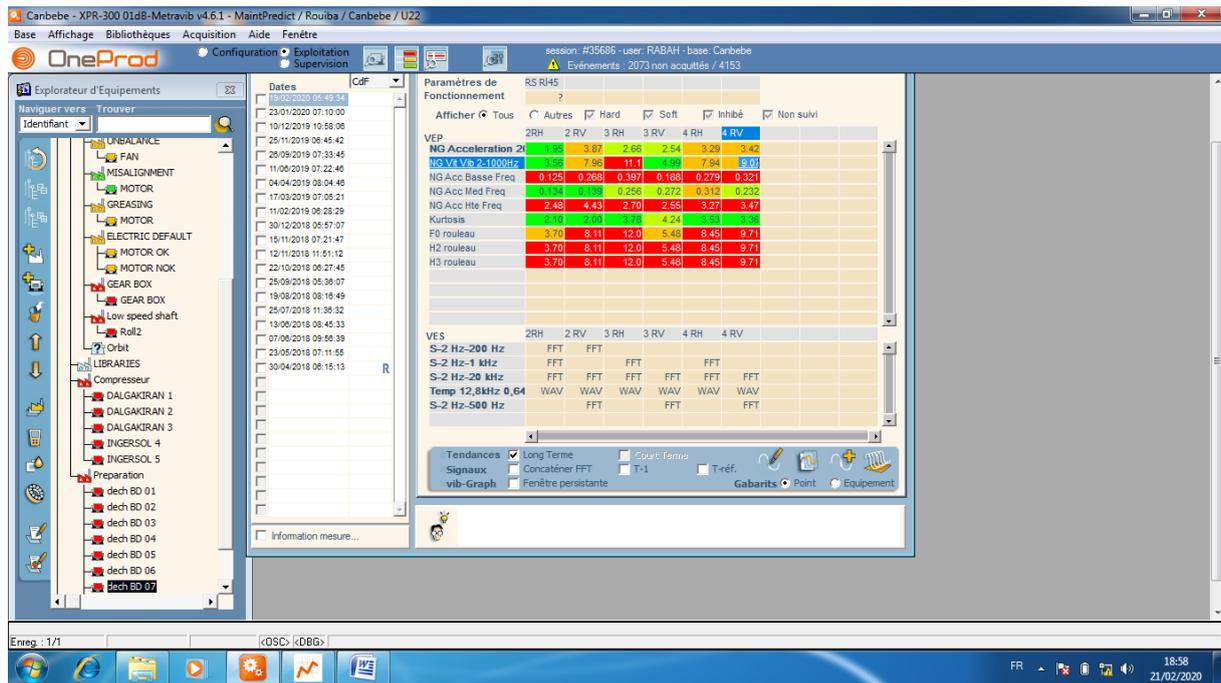


Figure 5-9 : Présentation de la fenêtre du suivi vibratoire sur toute la chaîne cinématique de la machine BD 07

5-4 Conclusion :

La surveillance vibratoire est primordiale pour ce genre de machine traité. On augmente ainsi leur disponibilité et planifier des interventions pour des éventuelles réparations. L'analyse vibratoire, nous permet d'établir un diagnostic des défaillances mécaniques et de proposer des solutions pour les corriger, comme dans ce cas traité, ou une mauvaise conception a engendré des arrêts intempestifs de l'usine et par conséquence des perturbations au niveau de la production. L'analyse vibratoire nous a aidé, non seulement a détecté avec précision ces problèmes, mais aussi de contrôler le montage pendant l'installation de certaines machines neuves. Encore une fois, et grâce à cette nouvelle technique de maintenance par l'analyse de vibrations, on pourra éviter des catastrophes, dans le cas ou nos conseils seront pris en considérations et surtout si les défauts sont à l'état précoce.

Les résultats pratiques enregistrés seront confrontés avec ceux trouvés théoriquement et numériquement, et ce dans le chapitre 06.

CHAPITRE 06 : Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec ceux de l'expérimentation

6-1 Confrontation des résultats de la simulation numérique avec les mesures expérimentales :

Les résultats de la simulation de l'analyse modale du système du déchiqueteur ont été résumés dans le [tableau 4-3](#). En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associées sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques. Comme nous avons montré dans le chapitre 04, le premier mode de vibrations représente le mode de torsion, se manifestant à 102,42 Hz. En comparant cette fréquence naturelle en mode de torsion avec celle détecté par le diagnostic et le suivi vibratoire de l'équipement, on peut conclure que ces deux fréquences sont proches, car la fréquence de rotation du moteur électrique est de : 49,75 Hz, représente la fréquence du défaut de déséquilibre du rotor moteur, et sa première harmonie est de : 99,50 Hz ([tableau 6-1](#)) proche de 102,42 Hz. Ces deux dernières fréquence peuvent se coïncider, s'il y'a lieu d'un changement des poulies ou de courroies, qui ne sont pas conforme au produit d'origine. Même dans le cas où la vitesse de rotation du moteur augmente légèrement, la vitesse de rotation du déchiqueteur augmente automatiquement, qui peut engendrer la coïncidence avec la première fréquence propre. En conclusion, les fréquences de fonctionnement des organes de la machines détectées pratiquement sont proches des fréquences naturelles déterminées par l'analyse modale numérique par Solidworks ([tableau 6-2](#)).

Organes de la machine	Moteur électrique	Courroies	Roulement et palier référence : 2316 C3	Ligne d'arbre portant le déchiqueteur	Commentaire
Fréquence et Défaut lié à l'organe en Hz.	49,752 Hz Défaut de déséquilibre sur le rotor	14,18 Hz Fréquence de passage de la courroie	49,75 Hz, 99,50 Hz, 149,25 Hz, 199 Hz, 248,75 Hz, 298,50 Hz, Fréquences harmonies multiples de la fréquence fondamentale.	55,46 Hz, 110,93 Hz, 166,38 Hz.etc Fréquences harmonies multiples de la fréquence fondamentale.	Les fréquences harmonies détectés sont liées à l'usure de l'organe en question. La fréquence de base représente le déséquilibre de l'organe.

Tableau 6-1 : Résultats des fréquences des organes de la machine détectés pratiquement.

6-2 Confrontation des résultats théoriques avec les mesures pratiques :

Les résultats théoriques de l'analyse modale effectuée sur le système du déchiqueteur, nous a permis de remarquer la coïncidence de la première fréquence propre du système, qui est de 149,045 Hz avec celle trouvée par l'expérimentale qui est de 149,25 Hz, relative à la deuxième harmonie de la fréquence de base liée à la vitesse de rotation du moteur électrique.

Tandis que la deuxième fréquence naturelle théorique du système qui est de : 292,357 Hz, est proche de la cinquième harmonie de la fréquence de base (fondamentale) liée à la fréquence de rotation du moteur qui est de 298,50 Hz. Ces résultats ont été résumés dans le [tableau 6-2](#).

6-3 Confrontation et validation des résultats théoriques et de la simulation numérique avec les mesures pratiques :

Le [tableau 6-2](#) résume la bonne concordance, entre les résultats théoriques et ceux trouvés par la simulation numérique par Solidworks, avec les mesures expérimentales.

Valeur déterminée	Fréquence du défaut de déséquilibre sur le moteur électrique en Hz.	Roulement et palier référence : 2316 C3
Théorie	149,045 Hz Première fréquence propre du système qui coïncide avec la deuxième harmonie de la fréquence fondamentale liée à la vitesse de rotation du moteur électrique.	292,357 Hz,
Simulation numérique	102,42 Premier mode de vibrations proches de la première harmonie de la Fréquence fondamentale liée à la vitesse de rotation du moteur	244,78 Hz 245,36 Hz Respectivement, deuxième et troisième mode de vibration.
Pratique	49,75 Hz Fréquence fondamentale. 99,50 Hz Première harmonie. 149,25 Hz Deuxième harmonie.	248,75 Hz, quatrième harmonie de la fréquence fondamentale liée à la fréquence de rotation.

Tableau 6-2: Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec les résultats expérimentaux pour la machine Déchiqueteur.

6-4 Solutions proposées :

Le déchiqueteur cellulose, présente des défaillances mécaniques, à savoir : le déséquilibre du rotor portant le déchiqueteur, provoqué par une déformation de ce dernier, le déséquilibre du rotor moteur et défaillances de ces roulements, ainsi que l'usure des paliers et roulement

portant la ligne d'arbre du déchiqueteur. Ces défauts rencontrés ont engendré des vibrations d'un niveau très élevé jugé Danger d'après les normes internationales VDI 2056. Ces problèmes ont suscité des arrêts intempestifs fréquents de production, ce qui nous a poussé d'établir des études théorique et numérique afin d'enrichir le diagnostic vibratoire expérimentale sur cette machine. De ce fait, nous avons proposés des modification concernant la conception de l'installation, à savoir :

- L'augmentation de la puissance du moteur électrique, en utilisant une puissance supérieur ou égale à 55 Kw, vu l'échauffement permanent sur les ailettes qui atteint 70° C.
- Changement de la nuance du matériau et opter pour un acié allié, qui est le 35 NCD 16.
- L'utilisation d'un régulateur de vitesse de rotation pour le moteur électrique est indispensables, afin d'échapper aux problèmes de résonances de la structure.
- Le changement des roulements à rotule sur billes portant le rotor déchiqueteur, et les remplacés par des roulements à rotule sur rouleaux, de référence : 22220 EK avec manchon de serrage H320, et ce afin d'augmenter la résistance aux charges radiales et axiales et permettant un fonctionnement avec une vitesse de rotation de base de 3000 tr/min. Cette modification nécessite l'augmentation du diamètre de l'arbre sur la portée de roulement, et ce de 80 mm à 90 mm. Donc cette augmentation élimine directement le changement de section dans cette zone de l'arbre, ce qui conduit à supprimer la concentration de contraintes dans cette partie. Aussi, l'utilisation de ce type de roulement permet le démontage et le remontage facile de ces roulement, donc à économiser un manque à gagner très important sur la production, vu le temps minime de la réparation.
- Possibilité de changer le système de transmission par courroies et le remplacer par un système d'accouplement semi élastique pour assurer la transmission de puissance à 100%.

Ces propositions sont en cours d'étude, sur un plan théorique et numérique approfondi, et ce avant la réalisation. Néanmoins, nous avons commencé par une simulation numérique relative aux solutions proposées précitées, qui se présente comme suit :

6-4-1 Conception et simulation des modifications proposées portées sur le système par Solidworks :

D'après les modes propres déterminés dans le chapitre 04 par le logiciel SOLIDWORKS, nous avons constaté que, sur les dix (10) modes propres de vibrations, nous avons sept (07) modes de flexion et trois (03) modes de torsion, qui nous permet à dire que notre système travaille à la flexion plus qu'à la torsion. A cette effet, la partie ou l'arbre est fixé (appuis) est la plus sollicité qui interprète les résultats sur la réaction aux appuis. Les défaillances mécaniques détectées par l'analyse vibratoire indiquent que ces anomalies sont toutes produites sur cette zone d'appuis. C'est pour cette raison, qu'au départ nous avons envisagé de changer le diamètre de l'arbre aux niveaux des portées de roulements (figure 6-1). La portée de roulement est de diamètre 80 mm, donc on va l'augmenter à 90 mm (figure 6-2). Le maillage est présenté dans la figure 6-3 et ses caractéristiques sont indiquées dans le tableau 6-3.

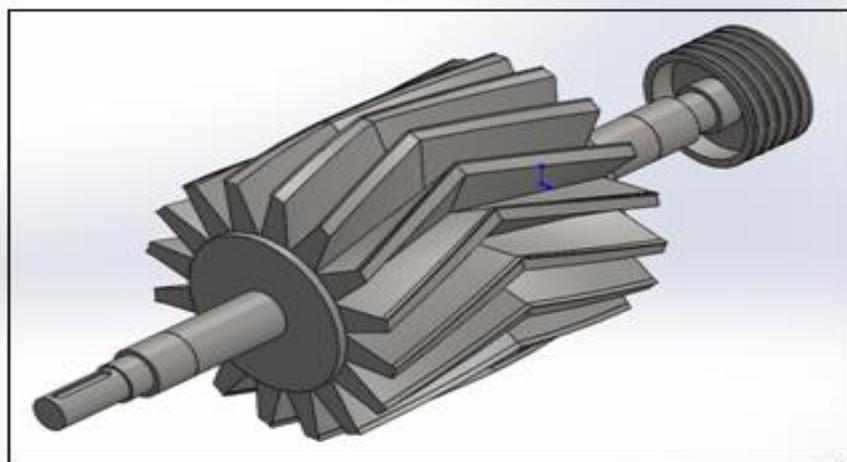


Figure 6-1 : Modélisation du Déchetiseur modifié.

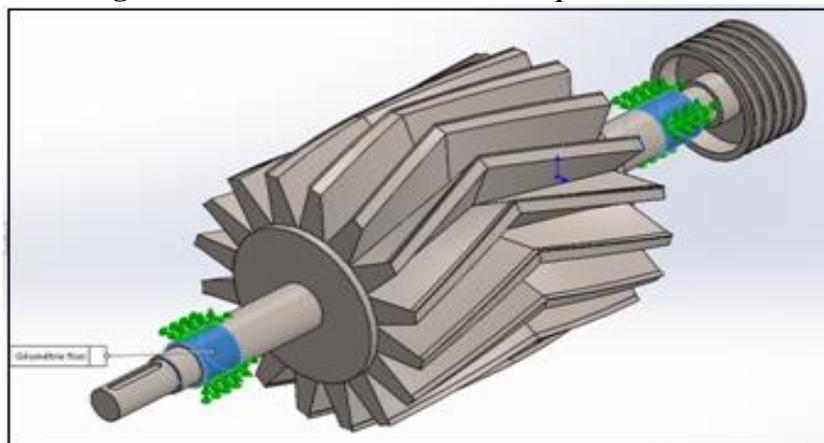


Figure 6-2 : Conditions aux limites sur le Déchetiseur modifié.

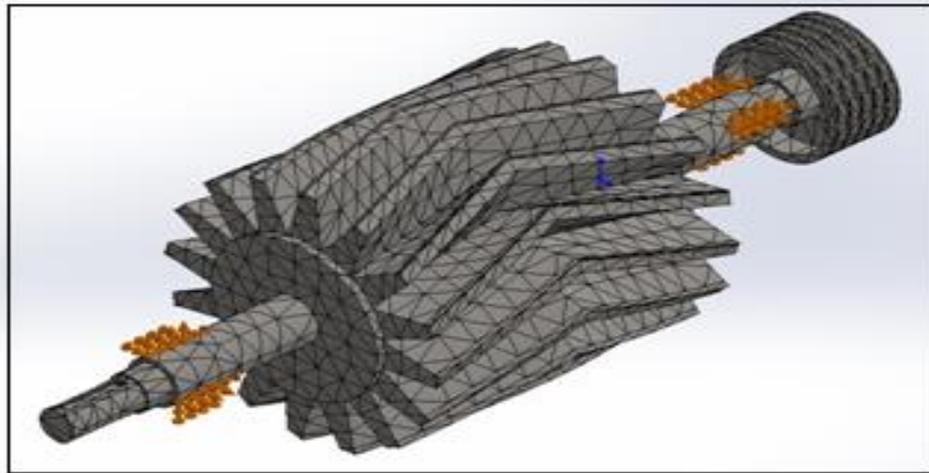


Figure 6-3 : Maillage sur le Déchiqueteur modifié.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément	42.8518 mm
Tolérance	2.14259 mm
Nombre total de noeuds	20044
Nombre total d'éléments	10944

Tableau 6-3 : Informations sur le maillage du déchiqueteur modifié.

6-4-2 Résultats de la simulation par Solidworks et liste des modes propres:

Nous avons illustré la simulation jusqu'à dix (10) modes propres, qui sont indiquées dans le [tableau \(6-4\)](#). A titre d'exemple, nous allons présenter les cinq premiers modes propres et leurs déformées modales, se présentent dans les [figures 6-4 à 6-8](#), comme suit :

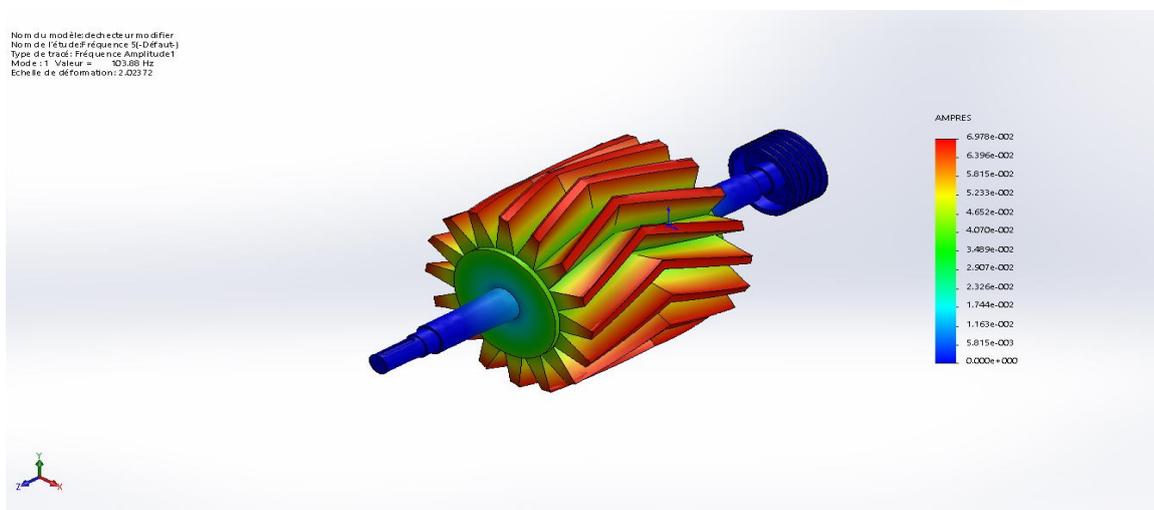


Figure 6-4 : Premier mode de vibrations (torsion) à la fréquence de 103.88 Hz.

Nom du modèle: detecteur modifier
 Nom de l'étude: Fréquence 5 (Défaut)
 Type de trace: Fréquence Amplitude3
 Mode : 2 Valeur = 255.22 Hz
 Echelle de déformation: 3.37941

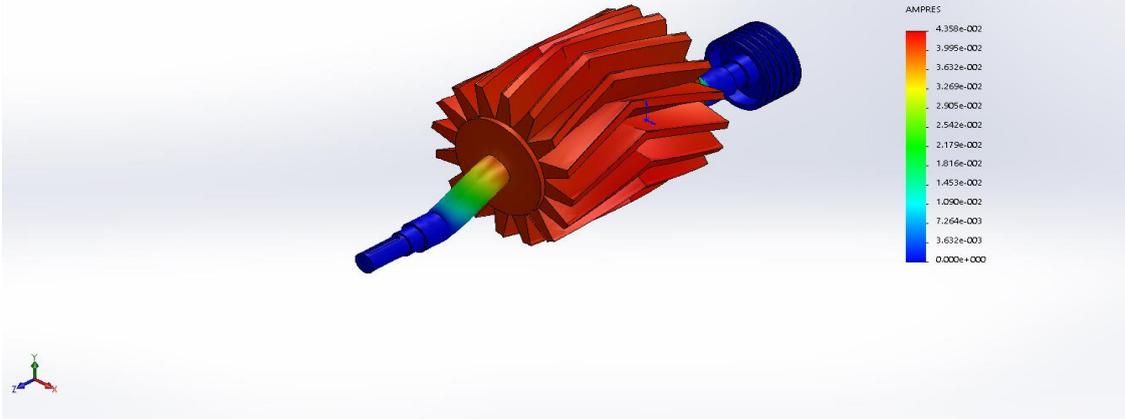


Figure 6-5 : Deuxième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 255.222 Hz.

Nom du modèle: detecteur modifier
 Nom de l'étude: Fréquence 5 (Défaut)
 Type de trace: Fréquence Amplitude3
 Mode : 3 Valeur = 255.43 Hz
 Echelle de déformation: 3.38009

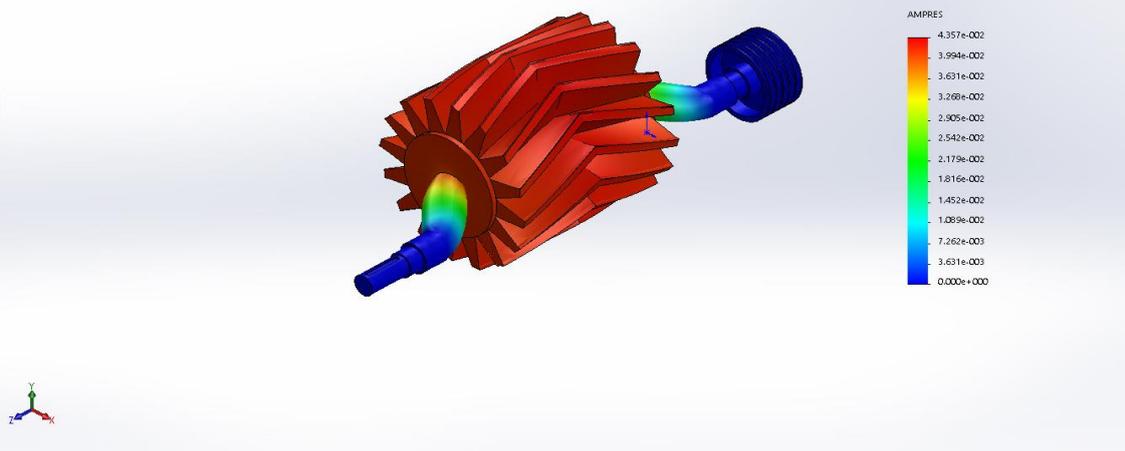


Figure 6-6 : Troisième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 255.429 Hz.

Nom du modèle: detecteur modifier
 Nom de l'étude: Fréquence 5 (Défaut)
 Type de trace: Fréquence Amplitude4
 Mode : 4 Valeur = 493.35 Hz
 Echelle de déformation: 2.61218

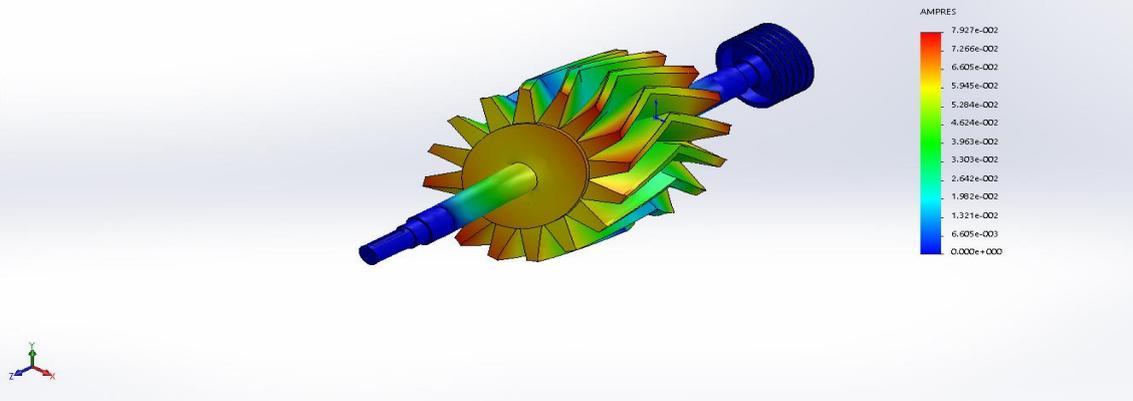


Figure 6-7 : Quatrième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 493.349 Hz.

Nom du modèle: décheteur modifié
 Nom de l'étude: Fréquence 5 (Défaut)
 Type de tracé: Fréquence Amplitude 5
 Mode: 5 Valeur = 493.76 Hz
 Echelle de déformation: 2.61728

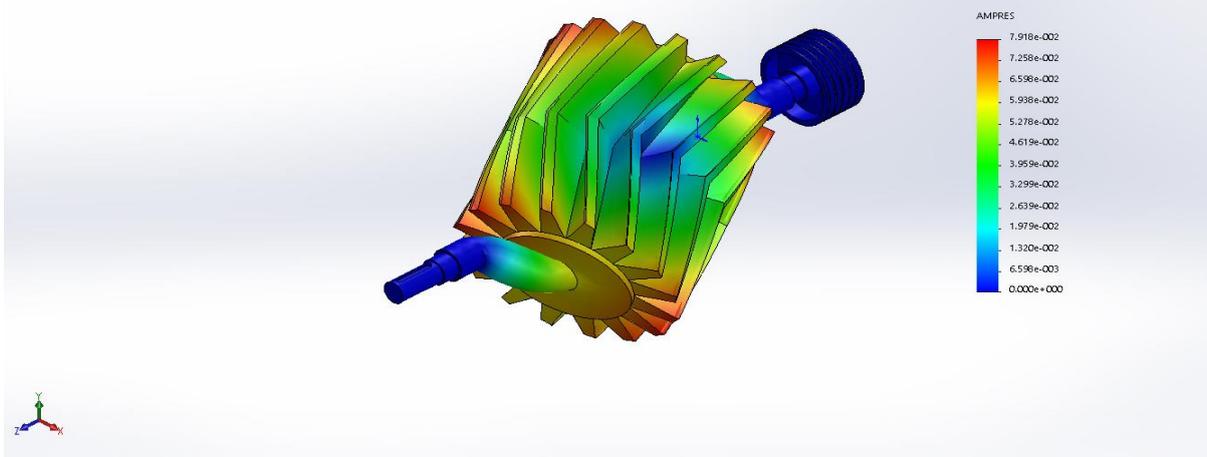


Figure 6-8 : Cinquième mode de vibrations (flexion) à la fréquence de 493.76 Hz.

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	652.7	103.88	0.0096265
2	1603.6	255.22	0.0039182
3	1604.9	255.43	0.003915
4	3099.8	493.35	0.002027
5	3102.4	493.76	0.0020253
6	4531.1	721.15	0.0013867
7	4536.3	721.97	0.0013851
8	4548	723.83	0.0013815
9	5409.6	860.97	0.0011615
10	9583.4	1525.2	0.00065563

Tableau 6-4 : Liste des modes établis sur le décheteur modifié.

6-4-3 Interprétation des résultats de la simulation :

Les résultats de la simulation numérique par Solidworks (analyse modale) du système décheteur ont été résumés dans le [tableau 6-4](#).

Le premier mode de vibrations représente le mode de torsion qui se manifeste à la fréquence de 103,88 Hz. Le deuxième et troisième mode de vibrations représente les modes de flexion, qui sont respectivement : 255,22 Hz et 255,43 Hz. Le quatrième et cinquième mode,

représente les modes de flexion aussi, se manifestent respectivement à : 493,35 Hz et 493,76 Hz.

Il est à signaler, que ces modes propres se sont décalés en évolution par rapport à ceux déterminés sur l'ancien système, et c'est notre objectif de s'échapper le maximum possible des fréquences naturelles et d'éliminer les risques de coïncidence de ces dernières avec celles de fonctionnement de l'appareil. Donc, ces nouvelles valeurs sont proportionnelles aux nouvelles dimensions de l'arbre et le nouveau matériau proposé.

6-5 Conclusion :

L'examen de tous ces modes propres du nouveau modèle, nous permet de conclure que les fréquences propres de ces déformées modales avec celles du fonctionnement de l'installation ne se coïncident pas. A cet effet, et par les nouvelles mesures proposées, nous avons pu s'échapper aux résonances provoqués par ces fréquences propres et leurs coïncidence avec celles provoqué par les éventuelles défaillances, qui pourront surgir lors de fonctionnement de la machine.

Ces résultats peuvent être améliorés dans le cas où le reste des solutions proposées seront réalisées.

Enfin, nous avons pu atteindre notre objectif et répondre à nos préoccupations, qui visent à remédier aux problèmes rencontrés depuis la mise en marche du Déchiqueteur.

Conclusion générale

Les machines tournantes sont soumises à des contraintes très importantes pendant leur fonctionnement, ce qui engendre des vibrations et des défaillances qui dans la plus part des cas ont les mêmes symptômes et images vibratoires.

Dans ce travail, nous avons examiné le comportement vibratoire d'un système de transmission par courroies vers une ligne d'arbre, il s'agit d'un Déchiqueteur de cellulose. La machine présente des défaillances mécaniques sur la majorité de ses organes : des défauts de déséquilibre sur le rotor du moteur et sur le rotor du déchiqueteur, des défauts de roulement sur les paliers moteur et ceux du rotor du déchiqueteur et des défauts d'usure sur les portées de roulement de l'arbre portant le déchiqueteur. Ces défaillances ont provoqué des arrêts non programmés de la machine, en perturbant fréquemment le système de production. On utilise la méthode de l'analyse vibratoire, grâce à des outils de contrôle et de mesure de vibrations : l'analyseur de vibrations, MOVIPACK, avec le logiciel du suivi vibratoire et d'analyse spectrale XPR 300. Cette instrumentation permet d'établir des diagnostics vibratoires fiables et précis, voire un pronostic afin de prédire les futures pannes qui peuvent surgir lors de fonctionnement de la machine. De ce fait, nous allons éviter non seulement les surprises relatives au mauvais fonctionnement de l'installation, mais aussi augmenter sa disponibilité, et programmer les interventions sur cet équipement dès l'apparition des défauts mécaniques.

Ce modeste travail comprend :

- Le diagnostic de défaillances mécaniques apparaissant lors du fonctionnement du déchiqueteur, et ce par la technique de l'analyse vibratoire. On traite les images spectrales indiquant l'apparition d'un défaut principal, le déséquilibre des deux rotors du moteur et du déchiqueteur. Ce défaut provoque à son tour des défauts de roulement et de jeu sur les portées de roulement.
- Une étude théorique statique et dynamique respectivement par la méthode de la résistance des matériaux et par l'analyse modale vibratoire de la machine. L'étude statique permet la vérification du modèle théorique aux contraintes de torsion, de la flexion et à la sollicitation composée torsion-flexion. On détermine les caractéristiques propres du système relatif à la machine défaillante.
- La modélisation et la simulation numérique de la machine par le logiciel Solidworks. On déterminé les fréquences et modes propres du système.

Les résultats théoriques, numériques et expérimentaux sont confrontés et montrent la bonne concordance entre eux. Aussi, nous avons détecté la coïncidence entre les fréquences de fonctionnement de la machine avec quelques fréquences propres qui peuvent mener à la destruction de quelques organes de l'installation : paliers et roulements lors de fonctionnement de la machine.

De ce fait, nous avons proposé des solutions pour remédier à ces problèmes afin d'augmenter la disponibilité de l'équipement : l'utilisation d'un moteur de puissance élevée, au minimum

55 Kw, avec régulateur de vitesse, changement de type de roulement portant le déchiqueteur et changement du type de la transmission de puissance.

Actuellement, la machine fonctionne avec des difficultés, non seulement les vibrations provoquées par ces défaillances mécaniques, mais aussi l'échauffement des paliers, où la température se propage vers l'arbre portant le déchiqueteur.

Bibliographies

- [01]: STEWART, R.M., 1976, "Vibration analysis as an aid to the detection and diagnosis of faults in rotating machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 223-229.
- [02]: 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.
- [03]: TAYLOR, J.I., 1995, "Back to the basics of rotating machinery vibration analysis," Sound and Vibration, Vol. 29(2), pp. 12-16.
- [04]: THOMAS, D.L., 1984, "Vibration monitoring strategy for large turbogenerators," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 91-99.
- [05]: 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.
- [06]: Su, Y.T., and Lin, S.J., 1992, "On initial fault-detection of a tapered roller bearing - Frequency-domain analysis," Journal of Sound and Vibration, Vol. 155(1), pp. 75-84.
- [07]: SEKHAR, A.S., and Prabhu, B.S., 1995, "Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery" Journal of Sound and Vibration, Vol. 185(4), pp. 655-671.
- [08]: Shiroishi, J.; Y. Li, S. Liang; S. Danyluk; T. Kurfess 1999 "Vibration analysis for bearing outer race condition diagnostics", Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences vol.21 no.3 Rio de Janeiro Sept. 1999.
- [09] : MILOUDI, A et Bezouene, B ; Communication : utilisation de l'analyse cepstrale dans le diagnostic des roulements. Actes des 4èmes congrès Maghrébines d'étude de Génie Mécanique, JMEGM'99, Tome 2; pp 129-134 28-30 novembre 1999, Constantine, Algérie.
- [10] : Chérif Khélifi et Mohammed Ouali Modélisation dynamique d'un aérogénérateur par un modèle à trois masses, Revue des Energies Renouvelables SMEE'10 Bou Ismail Tipaza (2010) 219 – 236 cder.edu.dz, www.cder.dz/download/smee_2010_23.pdf -

- [11,12] : M.OUALI, R.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 http://oujda-portail.net/ma/wpcontent/uploads/2010/03/congres2011_annonce_preliminaire.pdf
- [13] : Pr.M.Ouali cours machines tournantes dispense à l'université de Blida année 2019/2020
- [14] : Roland Bigret, Jacques Louis Feron. Diagnostique-maintenance disponibilité des machines tournantes, Masson, Paris, 1994
- [15] : DAVID Augeix analyse vibratoire des machines tournantes technique d'ingénieur BM5 145 INSA 2012
- [16] : la maintenance pratique des équipements industriels édition WEKA
- [17]: Basile, O, Dehombreux, P,Riane, F. Evaluation of the uncertainty affecting reliability models.Journal of Quality in Maintenance Engineering, 13(2):137-151, 2007
- [18]J.BAUDY, A.BOIDIN, G.BRENIER, H.DELANNOY et L.PILOT, VIBRATION – EQUILIBRAGE – APLICATION A LA MAINTENANCE CONDITIONNELLE, éd.SCHENCK, Paris, 1994.
- [19] : Alaine BOULENGER et Christian PACHAUD, analyse vibratoire en maintenance, ed.DUNOD, Paris, 2003
- [20] : JEAN Heng, Pratique de la maintenance préventive, 2e éd.DUNOD, paris, 2002/2005 tirage corrigé 2008
- [21] : Chevalier R., «Etat de l'art de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes à EDF», RFM, 2001
- [22] : Augeix D., "Analyse vibratoire des machines tournantes", Techniques de l'ingénieur, BM5 -145, 2001
- [23] : Paresh Girdhar, "Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance", Book of IDC technologies, Newnes an imprint of Elsevier, 2004