

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



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA1
FACULTE DES SCIENCES ET
TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Laboratoire de recherche « **STRUCTURES** »

MEMOIRE DE PROJET DE FIN D'ETUDES

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

2 EN GENIE MECANIQUE

Modélisation et simulation numérique d'une machine tournante

Application : Machine Essoreuse

Proposé et dirigé par :

Réalisé par :

Docteur MAGRAOUI Rabah

LOUNI Lounes

Professeur OUALI Mohammed

LAISSOUI Djilali

Année universitaire 2022/2023

Introduction générale

Les machines tournantes occupent une place très importante dans le domaine de la technologie et de l'industrie. On peut citer comme exemple : l'industrie mécanique, la production d'électricité, le transport aérien, le chauffage et la climatisation, les appareils de ménage, etc....

Les défaillances rencontrées dans les machines tournantes sont très nombreuses parmi lesquelles les défauts de balourd, de jeu, de roulement, d'accouplement, d'alignement etc... La majorité de ces défaillances entraînent des vibrations de la machine défaillante. Les vibrations est un indicateur des symptômes de défaillances qui permettraient de d'interpréter l'état mécanique d'une machine tournante. Pour cela, ces vibrations doivent être traitées à travers des outils à la détection et au diagnostic de ces défaillances.

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

Ce mémoire est organisé comme suit :

Une introduction générale avec un état de l'art pour mener et positionner le sujet du mémoire afin que le contenu soit d'actualité.

Le premier chapitre est une explication détaillée de la machine tournante en général

Le deuxième chapitre est une explication détaillée de la machine tournante que nous allons étudier (l'essoreuse), avec mention des composants de la machine.

Le troisième chapitre aborde la Théorie. 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 établis la modélisation et la simulation numérique et fournir des solutions possibles pour résoudre les défauts précédemment découverts

Chapitre I : Généralités sur les machines tournantes.

1-1 Introduction

Les machines tournantes occupent une place très importante dans le domaine de la technologie et de l'industrie mécanique, la production d'électricité, le transport aérien, le chauffage et la climatisation, l'aérospatiale, textiles, appareil de ménageetc.

Elles participent à l'amélioration des conditions de vie et la compréhension du comportement des machines tournante dans le but de les préserver et de les exploiter d'une manière optimale.[1]

1-2 Les machines tournantes

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer : **un rotor**, une structure et des liaisons. [2]

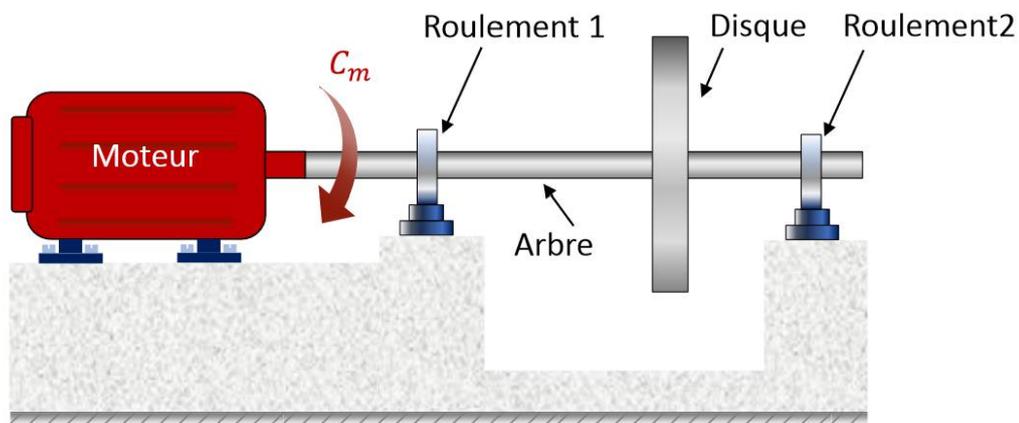


Figure 1-1 : Eléments d'une machine tournante.

1-2-1 Le rotor

Est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation définie en fonction de l'état mécanique de ce dernier, en général distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fabriqué avec plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...) réalise une fonction bien définie : (manipulation fluide, de solide, parcours dans un champ électromagnétique etc...).

1-2-2 La structure

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- Les coussinets : ils sont de faibles dimensions aux droites des tourillons des rotors. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets (roulements).
- Les paliers : qui relient les coussinets (bagues) au stator.

- Le stator : il contient des éléments essentiels, à savoir les circuits magnétiques dans les machines électriques, les ailettes pour les turbomachines.
- Le massif : il peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés au radier.
- Le radier : c'est un élément spécifique au système. Il assure la liaison entre le massif et le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes.

1-2-3 Les liaisons

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

- Les liaisons à fluides.
- Les liaisons à roulements.
- Les liaisons magnétiques.

1-3 Classement des machines [3]

Dans le but de ne pas surveiller certaines machines qui n'ont pas d'importante influence sur la production, il est conseillé de prendre compte ce classement des machines. Selon ce paramètre on peut classer les machines en trois classes :

Machines vitales : qui ne sont pas doublées, leur endommagement entraîne l'arrêt de la production.

Le cout et le temps de la réparation sont importants.

Machines importantes : qui sont doublées ou non doublées leur panne provoque une diminution sensible de la production.

Machines secondaires : qui sont doublées et leur panne n'influe pas sur la capacité de production.

Selon ces classes et les indices de complexité et de simplicité, on détermine les outils de surveillance à employer.

1-4 La maintenance

1-4-1 Définition : [3]

La maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise.

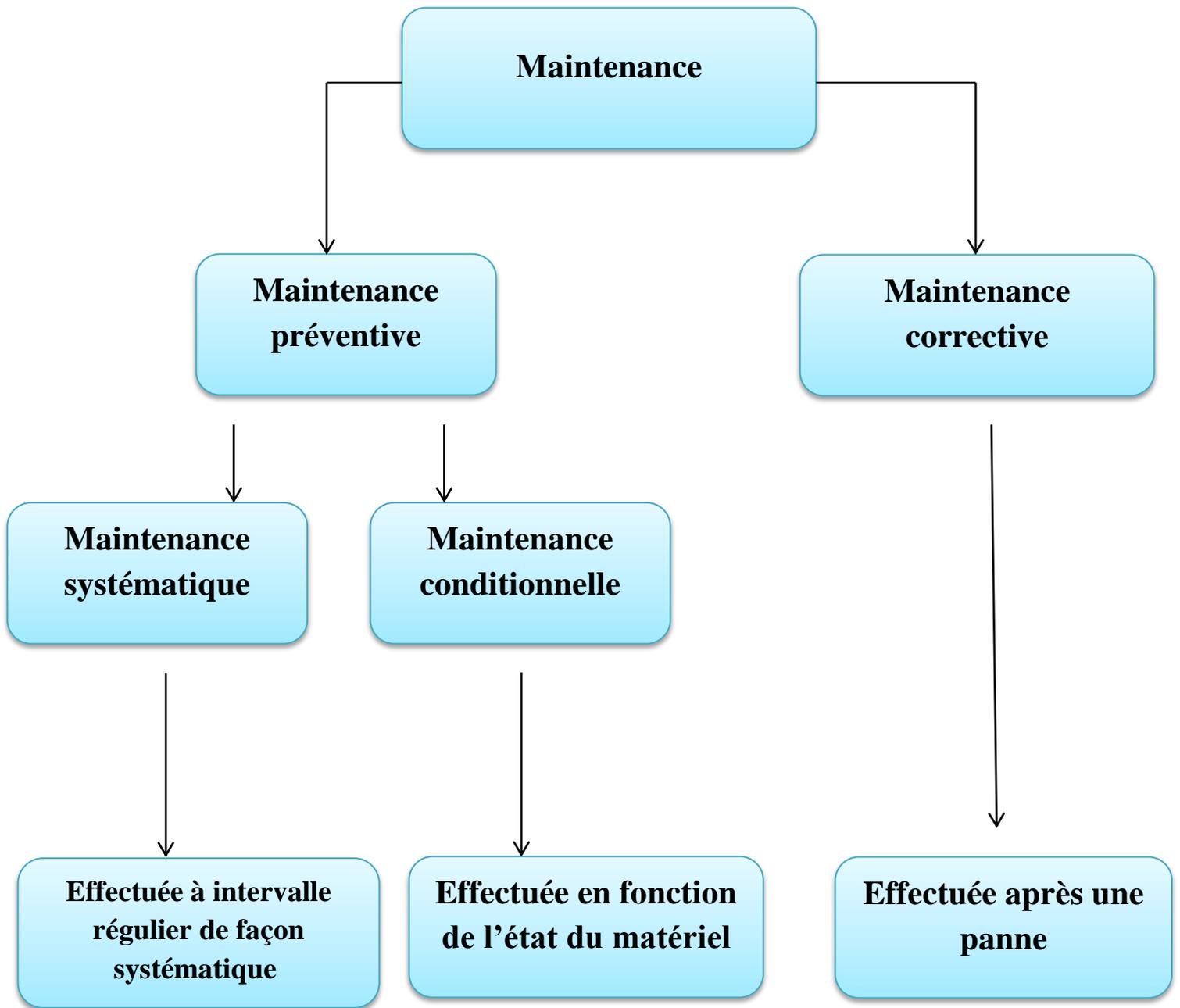


Figure 1-2 : Différentes formes de maintenance.

1-4-2 Les différents types de maintenance

1-4-2-1 Maintenance corrective [3]

C'est la maintenance que nous faisons après avoir détecté l'erreur son objectif est de remettre l'appareil en service pour terminer son fonctionnement et assurer la continuité de la production. Elle a différents Types sont :

1-4-2-2 La maintenance préventive :

C'est une maintenance qui permet d'éviter les pannes en prévoyant la date de l'intervention pour remplacer l'élément usé ou lubrifier l'organe mobile. Elle a Différents types sont :

a) Maintenance systématique

- **Visites systématiques :**

Par principe, la maintenance préventive systématique est effectuée en fonction de conditions qui reflètent l'état d'évolution d'une défaillance. L'intervention peut être programmée juste avant l'apparition de la panne.

- **Remplacement systématique :**

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

- **Ronde ou visite en marche :**

La visite systématique effectuée pendant le fonctionnement permet d'optimiser l'arrêt de la machine. Pour ce type de maintenance, on suit l'effet de la dégradation ou de l'usure pour éviter le démontage indésirable : Les contrôles sont simples à réaliser : 'lecture des valeurs des paramètres, examens sensoriels... Les valeurs des paramètres pour un fonctionnement normal sont connues à l'avance.

b) Maintenance conditionnelle

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. Le suivi de la révolution des paramètres permet de préciser la nature et la date des interventions.

Le paramètre suivi peut être :

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

1-5 les principaux défauts de machines tournantes

1-5-1 Les roulements [4]

D'après les normes ISO355, ISO492, ISO15, ISO104, ISO5593, la fonction d'un roulement est de permettre à deux éléments d'être en rotation l'un par rapport à l'autre avec une précision et avec un frottement optimisé en remplaçant un glissement par un roulement.

- Roulement à billes
- Roulements à aiguilles
- Roulements à rouleaux

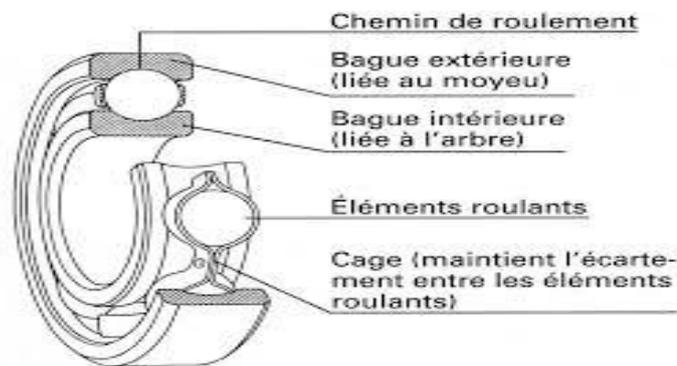


Figure 1-3 : Schéma d'un roulement.

1-5-1-2 Défauts des roulements [3]

Le lubrifiant est un organe essentiel des roulements dans la mesure où il crée un film d'huile protecteur au niveau des contacts bille/bague permettant de protéger les surfaces. Deux types de défauts de lubrification principaux peuvent se présenter. Le premier est une dégradation des qualités lubrifiantes de la graisse ou de l'huile ou bien une absence de lubrifiant. Le second type de défaut de lubrification intervient dans les roulements par l'intermédiaire d'un sur-graissage (la graisse occupe tout le volume libre interne au roulement).

b. Défauts de montage

La mise en place d'un roulement sur l'arbre de la machine d'une part et dans son Logement au niveau des paliers statoriques d'autre part, nécessite d'être effectuée avec soin. Si les alignements ne sont pas respectés, des contraintes fortes sont exercées sur les bagues. Les mêmes effets que précédemment sont observés. Les contraintes exercées peuvent également être très localisées, allant jusqu'à la rupture complète des bagues.

c. Contamination du roulement

Les machines peuvent être installées dans des environnements poussiéreux ou en extérieur, l'air ou les vents peuvent amener des sables ou des poussières. Pour les applications en milieux dits contaminés, les roulements sont de préférence étanches et le lubrifiant choisi est une huile circulant en circuit fermé. Ces systèmes de lubrification sont complexes et chers et ne sont donc pas toujours mis en œuvre.

1-5-2 Les courroies

1-5-2-1 Définition

La courroie est une pièce utilisée pour la transmission du mouvement. Elle est construite dans un matériau souple. Par rapport à d'autres systèmes, elle présente l'avantage d'une grande souplesse de conception — le concepteur a une grande liberté pour placer les organes moteur et récepteur —, d'être économique, silencieuse et d'amortir les vibrations, chocs et à-coups de transmission. Cependant, elle présente une durée de vie limitée, aussi bien en termes de cycles que de temps, et doit être changée régulièrement. Par ailleurs la puissance transmissible est limitée, ce qui est parfois un avantage (par exemple comme limiteur de couple), et sa souplesse lui permet d'alimenter des accessoires placés dans des endroits exigus.

1-5-2-2 Type de courroie

On distingue par ailleurs les courroies selon la forme de leur section.

- Courroie plate.
- Courroie trapézoïdale.
- Courroie striée ou serpentine.
- Courroie synchrone ou dentée.

1-5-2-3 Défauts de transmission par courroies

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée d'une courroie : partie arrachée, défaut de jointure, impliquant un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage f_c .

1-5-3 Défauts de Balourd

1-5-3-1 Définition [5]

Un balourd est par définition, une répartition irrégulière de la masse d'un rotor lors de sa rotation autour d'un axe. L'équilibrage est le procédé qui vise à compenser cette mauvaise répartition par ajout ou enlèvement de masses connues en des endroits déterminent du rotor.

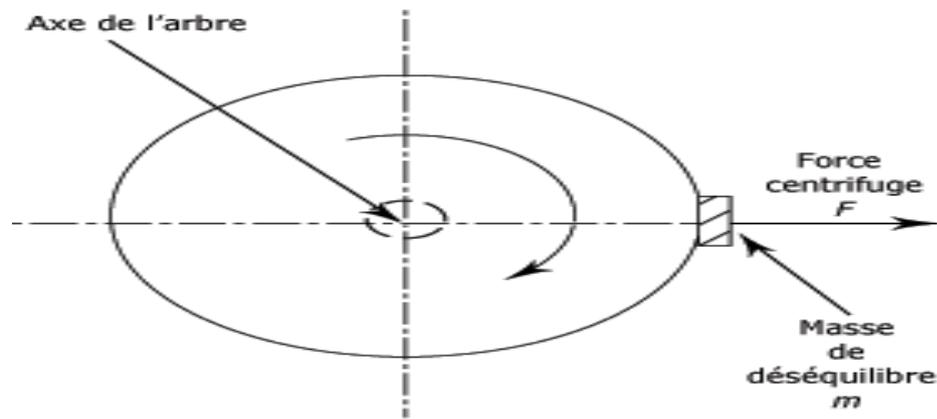
1-5-3-2 Les causes du balourd [5]

D'origine toute pièce présente un balourd plus ou moins important, dont les principales causes sont :

- Défauts de conception : Tolérance trop large sur la cotation des pièces (excentricité, jeu, etc...), Asymétrie de rotation (vilebrequin, mandrin, etc. ...).
- Défauts de fabrication : Mauvaise homogénéité des matériaux utilisés (soufflure, inclusions, etc...), Tolérances d'usinage (circularité, concentricité, etc. ...).
- Défauts de montage : Asymétrie du montage des pièces (montage par clavette, goupilles, etc...), Pièces mal fixées ou montées avec jeu.
- Défauts de service : Usure due a un enlèvement de matière (meule) , Modification de la masse par dépôt (encrassement, corrosion, etc...), Influences thermiques.

1-5-3-3 Les effets de balourd

Balourd crée dans les pièces des forces centrifuges générant des vibrations au niveau des paliers susceptibles d'accélérer leur dégradation. Sous l'action permanente de ces vibrations, les éléments d'assemblage peuvent se rompre. Les forces centrifuges (proportionnelles au carré de la vitesse de rotation) nécessitent un équilibrage très précis d'autant plus nécessaire que la pièce est utilisée à une vitesse de rotation élevée **Figure 1- 9**



Force centrifuge non compensée, le rotor vibre

Figure 1-4 : Force centrifuge due au balourd. [6]

1-5-3-4 Les différents types de balourd

Nous venons de voir que l'ajout d'une seule masse permet d'équilibrer un rotor plan (exemple : disque, ventilateur...). Dans le cas où le rotor a une longueur non négligeable, plusieurs types de balourds peuvent se produire.

Avant tout, il est nécessaire d'introduire une nouvelle notion : tout solide a tendance à tourner plus facilement autour d'un axe qui ne dépend que de la répartition de ces masses. Cet axe est appelé axe principal d'inertie. Il passe par le centre de gravité.

Un rotor est équilibré lorsque l'axe de rotation coïncide avec l'axe principal d'inertie. Tout ajout de balourd va changer la répartition des masses et donc modifier la position de l'axe principal d'inertie. Selon sa position relative par rapport à l'axe de rotation on distingue les différents types de balourd.

a) Balourd statique

C'est l'état tel que le balourd est situé au milieu du rotor. L'axe principal d'inertie (D) est uniquement déplacé parallèlement par rapport à l'axe de rotation de l'arbre (**Fig. I.10**) En pratique, il correspond essentiellement aux rotors sur lesquels le déséquilibre est prépondérant dans un seul plan de diamètre important (ventilateur, disque). Dans ce cas, une seule masse disposée diamétralement opposée au balourd permet d'équilibrer le rotor (équilibrage en un seul plan).

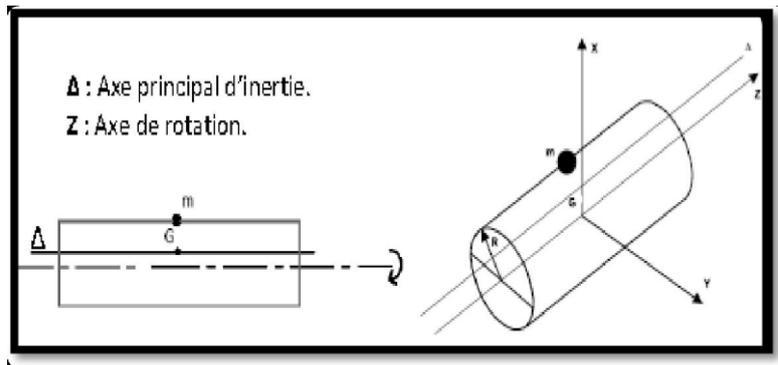


Figure 1-5 : Balourd statique. [6]

b) Couple de Balourd

Le centre de gravité est bien sur l'axe de rotation : l'équilibre statique est réalisé, mais les deux axes ne coïncident pas. L'axe central d'inertie (D) coupe l'axe de rotation de l'arbre au centre de gravité

Figure 1-6 Il est nécessaire d'installer au minimum deux masses pour équilibrer ce rotor : par exemple deux masses diamétralement opposées à m_1 et m_2 (équilibrage en deux plans).

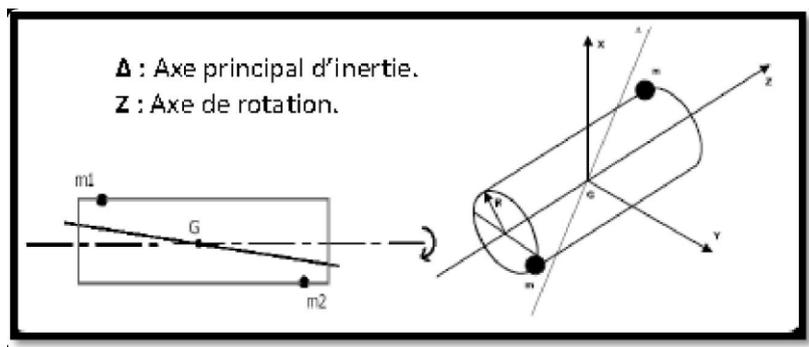


Figure 1-6 : Couple de balourd. [6]

c) Balourd dynamique

C'est une combinaison des deux balourds ci-dessus. Le centre de gravité n'est pas sur l'axe de rotation et cet axe n'est pas parallèle à l'axe principal d'inertie **Fig 1-12** Il faut en général deux masses pour rattraper ce type de déséquilibre (équilibrage en deux plans).

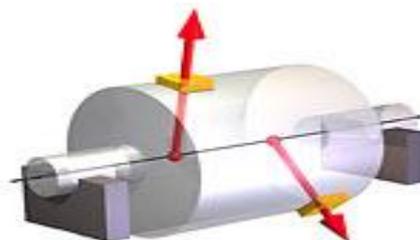


Figure 1-7 : Balourd dynamique. [5]

1-6 Conclusion

Ce présent chapitre consiste à donner quelques généralités sur les machines tournantes et de donner une vue générale de quelque principaux défauts rencontrés lors de fonctionnement de ces machines. Dans ce travail, nous avons abordé l'étude d'une machine tournante Essoreuse, opérationnelle dans le domaine de recyclage. Cette étude s'étalera à partir du chapitre 02

Chapitre II : Caractéristiques techniques de la machine Essoreuse

2-1 introductions

Dans ce travail, on se propose d'étudier une machine tournante stratégique dans une usine de produits de recyclage plastiques. Cette machine s'appelle Essoreuse, présentant des vibrations au niveau des paliers portant le rotor portant l'essoreuse. Ce problème a engendré des défauts mécaniques et des déformations au niveau du rotor, à savoir : Un déséquilibre répété, échauffement des paliers, usure des portées de roulement et des défauts de roulements. Ces défaillances ont suscité des arrêts intempestifs à maintes reprises.

L'interprétation spectrale des mesures de vibrations prises, s'avère délicate, car ces défauts sont associés et génèrent les mêmes images spectrales.

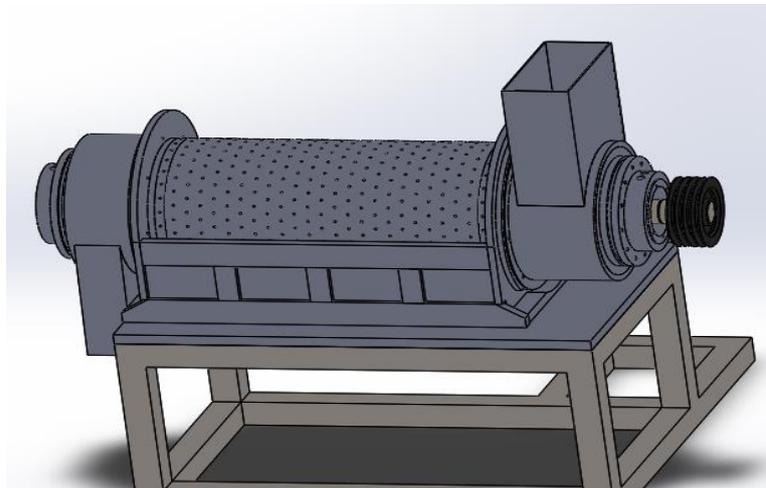


Figure 2-1 : Image « SolidWorks » de l'essoreuse.

2-2 Description de la machine

L'essoreuse est un équipement stratégique dans une usine industrielle de recyclage du plastique, situé dans la zone préparation son rôle est l'essorage de la matière recyclé et broyé pénétrant dans l'enceinte de la machine **Figure 2-1** La matière arrive à l'essoreuse de la partie droite côté poulie réceptrice, à partir d'un entonnoir comme l'indique la **Figure 2-1** . Elle sera interceptée dans l'enceinte de la machine, ou elle sera bouillonnée et essorée grâce à la vitesse importante du rotor, équivalente à 1710 tr/min. Le produit essoré sortira de la partie droite de la machine côté palier libre, ou elle sera réceptionnée dans un tapis roulant situé juste au-dessous de la machine **Figure 2-1**

L'installation est composée d'un moteur électrique de puissance de 55 KW, tournant à 1485 tr/min, entraînant une ligne d'arbre horizontale montée sur deux (02) paliers à roulements référence 2319, supportant une ligne d'arbre de diamètre de 200 mm et de longueur de 1774 mm, composée de quatre (04) rangés de pales.

2-2 Caractéristiques de la machine

2-2-1 Moteur électrique

Marque	Type	Puissance	Vitesse de rotation	Intensité	Roulement COP	Roulement CP
SIEMENS	D - 91056	55 KW	1485 Tr/min	160 A	6312 C3	6312

Tableau 2-1 : Caractéristiques du moteur électrique



Figure 2-2 : Moteur électrique.

2-2-2 Poulie motrice

Diamètre	Largeur	Nombre de gorges
280 mm	115 mm	04

Tableau 2-2 : Caractéristiques de poulie motrice.



Figure 2-3 : Poulie motrice.

2-2-3 Courroie

Type : C-120

Langueur : 3000 mm

Largeur : 22mm

La hauteur : 14 mm



Figure 2-4 : Courroie.

2-2-4 Poulie réceptrice

Diamètre	Largeur	Nombre de gorges
280mm	115mm	04

Tableau 2-3 : Caractéristiques de poulie réceptrice.



Figure 2-5 : Poulie réceptrice.

2-2-5 Les paliers

Palier à roulement où le contact s'effectue par l'intermédiaire de billes ou de rouleaux contenus dans des cages. On a là un phénomène de résistance au roulement (parfois appelé improprement « frottement de roulement ») qui permet une plus grande charge sur les paliers et une plus grande vitesse de rotation.

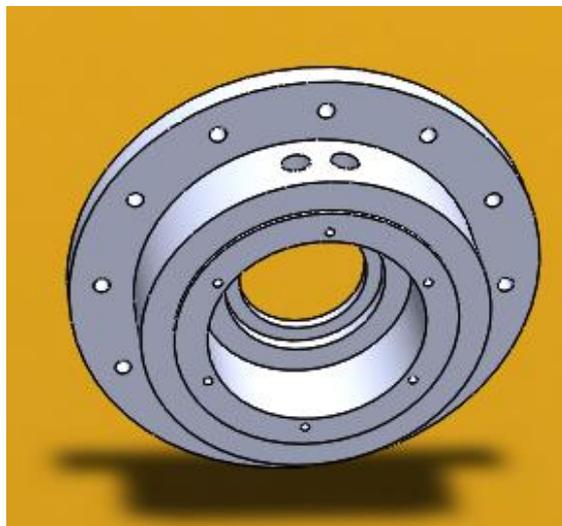


Figure 2-6 : Image présentée par « SolidWorks » de Palier.

2-2-6 Les bagues de correction d'alignement

C'est un cylindre séparateur entre l'entrer et sortir de la machine et les Palier,



Figure 2-7 : Bagues de correction d'alignement.

2-2-7 Les roulements

Type de palier	Référence	Référence des roulements	Type de graisse
Monobloc	ZKL	2319	LGMT SKF

Tableau 2-4 : Caractéristiques des paliers et roulements.



Figure 2-8. Roulement.

2-2-8 Joint spi

Le joint spi empêche les fuites de la graisse à l'extérieur de Les paliers.

Type: XK13-025-00082

D=150 mm

d=120 MM

EP=13 mm

Nombre de Joint spi : 02



Figure 2-9. Joint spi.

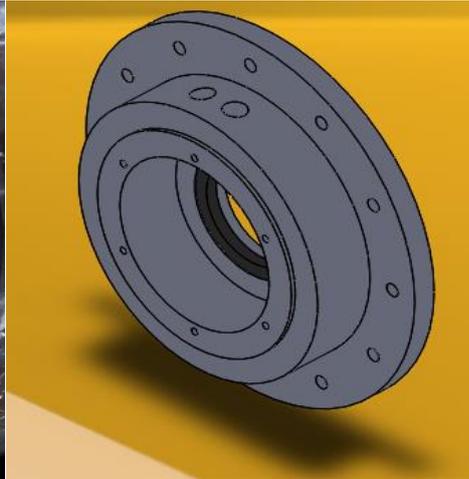


Figure 2-10. Image Joint spi « SolidWorks ».

2-2-9 L'Arbre essoreuse

Diamètre extérieur	Longueur	Nombre de pales	Vitesse de rotation
200 mm	2330mm	27	28,5 Hz (1710 Tr/min)

Tableau 2-5 : Caractéristiques de turbine.

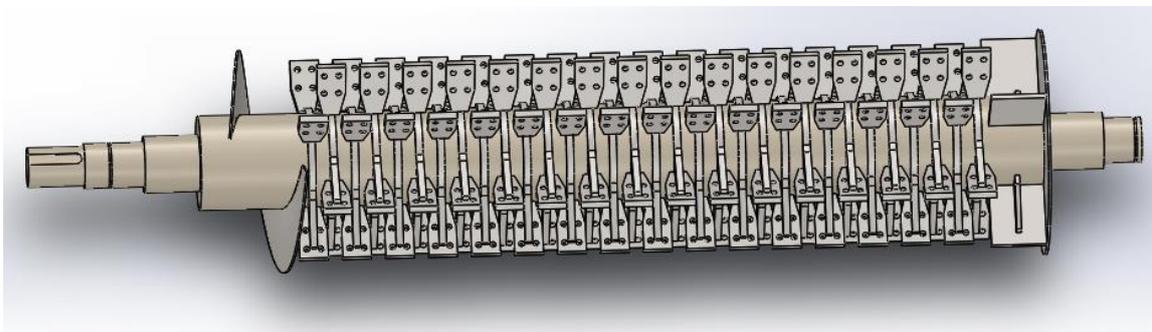


Figure 2-11 : Arbre.

On se propose d'étudier un cas pratique par l'analyse vibratoire, vécu dans une usine de recyclage du plastique, il s'agit d'un équipement stratégique dans l'atelier préparation : c'est l'essoreuse.

4-4 Historique de la machine

Le suivi par la méthode de l'analyse vibratoire de la machine a été fait en collaboration avec EURL VIBRATECH. Il a commencé le : 21 Février 2022, où l'interprétation spectrale révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant le rotor de l'essoreuse, générant des vibrations d'un niveau global de 23,22 mm/s sur le palier N°03 d'après la chaîne cinématique de la machine de la **figure 2-1**, jugé Danger d'après les normes internationales VDI 2056.

Durant le suivi vibratoire de cet équipement, l'analyse vibratoire, nous a permis de conclure la présence d'un déséquilibre sur le rotor su indiqué, pratiquement chaque diagnostic de vibrations de la machine, en particulier le : 14 Mai 2022, 21 Septembre 2022 et le 20 Janvier 2023 où le niveau de vibrations a pris une tendance haussière respectivement de 36,24 mm/s, 37,92 mm/s et 57,70 mm/s, jugé Danger d'après les normes VDI 2056, comme l'indique le **tableau 2-6**.

Afin de remédier à ce problème, nous avons recommandé à maintes reprises l'équilibrage du rotor portant l'essoreuse. A chaque inspection de la turbine, nous avons remarqué une usure dégradée sur les pales. De ce fait, nous avons procédé à l'équilibrage du rotor. En conséquence, la présence répétée du déséquilibre a suscité la naissance d'un choc sur la ligne d'arbre de ce rotor et des défauts de roulement dans les deux paliers N°03 et 04.

Date de mesure	Niveau de vibrations global en (mm/s) sur le palier N°03	Niveau de vibrations global en (mm/s) sur le palier N°04,	Commentaires
21 Février 2022	23,22	20,43	Equilibrage du rotor portant la turbine.
14 Mai 2022	36,24	32,60	Equilibrage du rotor portant la turbine.
21 Septembre 2022	21,92	37,92	Equilibrage du rotor portant la turbine et changement des roulement.
20 Janvier 2023	57,70	49,51	Equilibrage du rotor portant la turbine et changement des roulements et paliers.

Tableau 2-6 : Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur palier N°03 et 04, ainsi que les interventions sur cet équipement.

2-5 Conclusion :

Les installations du type traité nécessitent un contrôle vibratoire périodique, afin d'augmenter leurs disponibilités. Grace au suivi périodique de l'essoreuse, nous avons pu planifier des interventions de réparation et équilibrage sans perturber la production. L'installation avait plusieurs défauts mécaniques, notamment le défaut déséquilibre, dû à l'usure flagrante des pales. Cette défaillance a touché plusieurs organes : détérioration des roulements et portées de roulements, ainsi que la déformation de l'arbre du rotor portant l'essoreuse. Nous avons remédié à tous ces problèmes par les travaux réalisés et précités.

CHAPITRE III : Etude théorique et modélisation de la machine ESSOREUSE.

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 des structures étudiées en simplifiant le modèle physique, elle permet de réduire le recours systématique à l'expérience. Dans notre cas, la machine en question présente des anomalies du point de vue conception. Anomalies détectées lors de la surveillance et le suivi vibratoire qui a engendrent l'échauffement des roulements de la ligne d'arbre et la déformation de l'arbre provoquant le blocage des roulements à maintes reprises. A cet effet, nous avons modélisé l'arbre et les paliers ainsi que la poulie réceptrice, au point de vue résistance des matériaux et analyse modale de vibrations. L'étude de la résistance des matériaux nous a permis en premier lieu de vérifier l'arbre aux conditions de résistance à la torsion, de déterminer les réactions aux appuis et de tracer le diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant à travers la poutre (arbre). De même, on vérifie les conditions de résistances à la flexion. Le second modèle est établi pour l'étude de l'analyse modale vibratoire, afin de déterminer l'équation caractéristique, les valeurs propres et les fréquences propres, et ce pour comprendre le comportement vibratoire de la chaîne cinématique de l'installation et s'assurer du fonctionnement de cette dernière en dehors des caractéristiques propres.

3-2 Puissance de moteur électrique

Le but est de calculer la puissance transmis vers un rotor.

3-2-1 Calcul du moment d'inertie du rotor par rapport à l'axe de rotation

Exemple : on considéré le rotor comme un disque plein de rayon R , et de longueur L , tournant suivant X

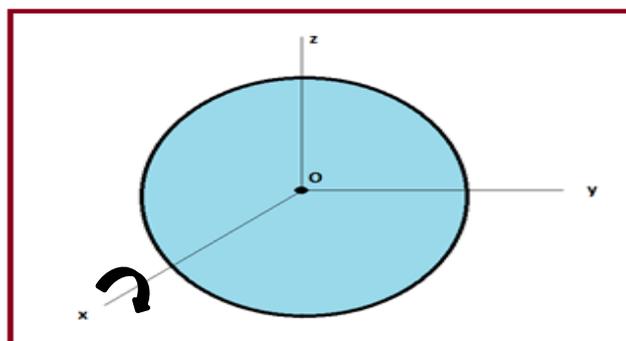


Figure 3-1 : Rotor.

$$\text{On a , } M_x = \frac{mR^2}{2} \quad (3-1)$$

$$M_y = M_y = \frac{mR^2}{4} + \frac{mL^2}{12} \quad (3-2)$$

3-2-2 Calcul du couple pour vaincre l'inertie du rotor C_1 avec C_1 :

$$C_1 = M_x \cdot \dot{\omega} \quad (3-3)$$

avec: $\dot{\omega}$: L'accélération angulaire de rotor

ω : vitesse angulaire de rotor (rad/s).

$$\omega = \frac{2\pi.n}{60} \quad \text{en rad/s} \quad (3-4)$$

Le rotor démarre de la vitesse (0) jusque à (n) tr/min durant un temps (t)

$$\text{Donc : } \dot{\omega} = \omega/t, \text{ si } t=20s \rightarrow \dot{\omega} = \omega/20 \quad (3-5)$$

3-2-3 Calcul du couple C_2 :

On va tenir compte de la matière en contact avec le rotor ; le couple C_2 est :

$$C_2 = F.R \quad (3-6)$$

Avec : F: force statique qui dépend de la masse de du corps (matière) en rotation.

R : Rayon du rotor.

Cas de l'essoreuse :

le rotor fait tourner un corps de masse $m=50\text{Kg}$

$$\text{Donc : } F = mg = 50 \cdot 9.81 = 490.5 \text{ N} \quad (3-7)$$

Si $R=500 \text{ mm}$

$$\rightarrow C_2 = 490.5 \cdot 0.5 = 245.25 \text{ N} \quad (3-8)$$

3-2-4 Calcul du couple de frottement au niveau des paliers C_3 :

$$C_3 = M_0 + M_1 + M_2. \quad (3-9)$$

C_3 : Moment résistant total d'un roulement

M_0 : Moment de frottement indépendant de la charge

M_1 : Moment de frottement dépendant de la charge provenant des déformations élastiques et des mouvements de glissement qui se produisent dans les zones de contact.

M_2 : Moment de frottement qui dépend de la charge axiale pour les roulements à rouleaux cylindriques.

On calcul la puissance transmise vers le rotor « P »

$$P = C \cdot \omega \text{ en (W)} \quad (3-10)$$

Avec : C : couple total, $C = C_1 + C_2 + C_3$. (3-11)

ω : vitesse angulaire du rotor en (rad/s)

Vitesse angulaire :

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 1700}{60} = 177.93 \text{ rad/s} \quad (3-12)$$

Accélération angulaire de rotor :

$$\dot{\omega} = 177.93 / 20 = 8.9 \text{ rad/s} \quad (3-13)$$

Couple C_1 :

$$C_1 = M_x \cdot \dot{\omega} \quad (3-14)$$

$$M_x = 500 \cdot 0.25^2 / 2 \quad (3-15)$$

Avec :

$$m = 500 \text{ kg}$$

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

$$M_x = 15.625 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3-16)$$

D'après l'équation (3-14) :

$$C_1 = 15.625 \cdot 8.9 = 139.06 \text{ Nm} \quad (3-17)$$

Le couple du corps en contact C_2 :

$$C_2 = FR \quad (3-18)$$

$$F=50*9.81=490.5N$$

$$R=250mm$$

$$C_2=490.5*0.25=122.625Nm \quad (3-19)$$

Le couple de frottement au niveau des paliers C_3 : [7]

$$C_3=2 M_{rr}=2(\phi_{ish} \phi_{rs} G_{rr}(\vartheta n)^{0.6}) \quad (3-20)$$

M_{rr} = moment de frottement par roulement [N mm]

ϕ_{ish} = facteur de réduction de la chaleur due au cisaillement en entrée

ϕ_{rs} = facteur modérateur « cisaillement/échauffement » du lubrifiant [7]

G_{rr} = variable , en fonction : [7]

- du type de roulement
- du diamètre moyen du roulement d_m [mm] = 0,5 (d + D)
- de la charge radiale F_r [N]
- de la charge axiale F_a [N]
- n = vitesse de rotation [tr/min]
- ϑ = viscosité de la graisse [mm²/s]

→ Afin de lubrifier les roulements, nous avons utilisé la graisse EP 02.

Facteur de réduction de la chaleur :

$$\phi_{ish}=1/[1 + 1.84 * 10^{-9}(nd_m)^{1.28}\vartheta^{0.64}] \quad (3-21)$$

$$\vartheta =150[mm^2/s] \quad [8]$$

$$n = 1700 [tr/min]$$

$$d_m= 0,5 (d + D)$$

avec:

$$d=95[mm]$$

$$D=200[mm]$$

$$d_m = 0,5 (95 + 200) =147.5 [mm]$$

Donc :

$$\phi_{ish}=0.72 \quad (3-22)$$

Facteur modérateur :

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{k_{rs} \cdot \vartheta \cdot n \cdot (d + D) \sqrt{\frac{k_z}{2(D-d)}}}} \quad (3-23)$$

ϕ_{rs} = facteur modérateur « cisaillement/ échauffement » du lubrifiant

e = base des logarithmes népériens $\approx 2,718$

k_{rs} : Constante de l'appoint/insuffisance cinématique :

→ $3 \cdot 10^{-8}$ bain d'huile a faible niveau et une lubrification par jet d'huile

→ $6 \cdot 10^{-8}$ lubrification a la graisse et air-huile

k_z = constante géométrique liée au type de roulement (tableau) = 4.8

ϑ = viscosité de fonctionnement effective de l'huile ou de l'huile à base de graisse

[mm²/s]

n = vitesse de rotation [tr/min]

d = diamètre d'alésage du roulement [mm]

D = diamètre extérieur du roulement [mm]

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{6 \cdot 10^{-8} \cdot 150 \cdot 1700 \cdot (95 + 200) \sqrt{\frac{4.8}{2(200-95)}}}} = 0.5 \quad (3-24)$$

Variable G_{rr} :

$$G_{rr} = R_1 d_m^2 (F_r + F_g + R_2 * F_a)^{0.54} \quad (3-25)$$

$$F_g = R_3 * d_m^{3.5} * n^2 \quad (3-26)$$

F_r : charge radiale [N]

F_a : charge axiale [N]

F_g : charge [N]

Les constantes géométriques R :

$$R_1 = 3.11 \cdot 10^{-7}$$

$$R_2 = 3.87$$

$$R_3 = 5.41 \cdot 10^{-12}$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.41 \rightarrow F_a \leq 0.41 * F_r \quad [9] \quad (3-27)$$

$$P = F_r + 1.5 F_a \quad [9] \quad (3-28)$$

$$P=m*g=94.66\text{N} \quad (3-29)$$

P: charge dynamique équivalente

M : masse de roulement =9.65 [Kg]

$$g = 9.81 \text{ [N/Kg]}$$

D'après l'équation (3-27) et (3-28):

$$F_r=94.66/1.615=58.61 \text{ N} \quad (3-30)$$

$$F_a=0.41*58.61=24.03 \text{ N} \quad (3-31)$$

$$F_g=5.41 * 10^{-12} (0.5 * 295)^{3.5} * 1700^2 = 609.35 \text{ N} \quad (3-32)$$

$$\text{Alors : } G_{rr} = 3.11 * 10^{-7} * (0.5 * 295)^2 * (58.61 + 609.35 + 3.87 * 24.03)^{0.54}$$

$$G_{rr} = 0.24 \quad (3-33)$$

$$\text{Donc : } C_3=2 M_{rr}=2(0.72 * 0.5 * 0.24 * (150 * 1700)^{0.6})$$

$$C_3=303.01 \text{ [N.mm]} = 0.303 \text{ [Nm]} \quad (3-34)$$

La puissance :

$$P= C.\omega \quad (3-35)$$

$$C= 139.06+122.625+0.303=261.99 \text{ [Nm]} \quad (3-36)$$

$$\omega = 177.93 \text{ rad/s}$$

$$P= 46.615 \text{ KW} \quad (3-37)$$

Il n'y a pas de moteur électrique de puissance 46 kW sur le marché. On consulte les normes et la disponibilité de moteurs-marché algérien. On opte pour un moteur de puissance de 55 kW :

$$P = 55 \text{ kw} \quad (3-38)$$

La chaîne cinématique de notre machine objet de l'étude est la suivante :

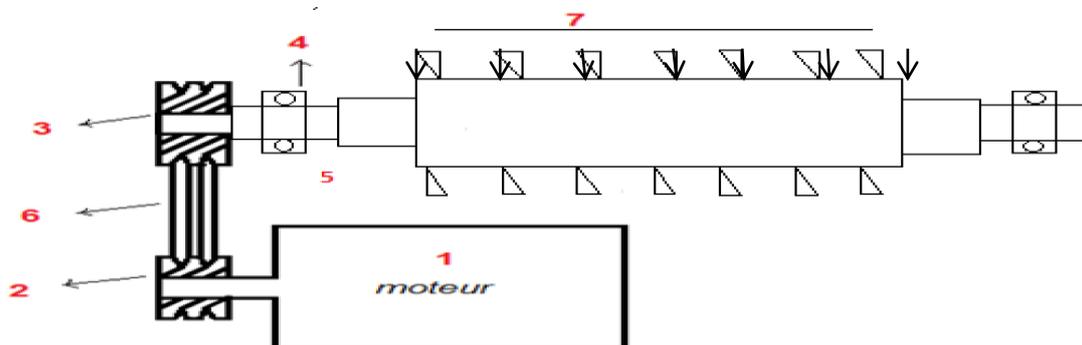


Figure3-2 : Chaîne cinématique.

- 1- Moteur Electrique : Puissance $P = 55 \text{ KW}$
 $N = 1485 \text{ tr/min}$
- 2- Poulie Motrice : Diamètre $\varnothing = 280 \text{ mm}$
 Largeur = 115 mm
 Nombre de gorges = 04
- 3- Poulie Réceptrice : Diamètre $\varnothing = 280 \text{ mm}$
 Largeur = 115 mm
 Nombre de gorges = 04
- 4- Roulement : Type : 2319-ZKL
- 5- Arbre : $\varnothing = 95 \text{ mm}$ au niveau de la portée de roulement
- 6- Courroies : Trapézoïdales, C-120
- 7- Palettes: $\varnothing = 500 \text{ mm}$

3-3 Etude de RDM

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

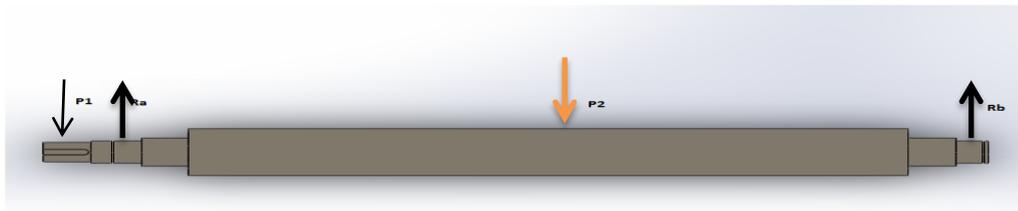


Figure 3-3 : Dessin de l'arbre.

3-3-1 Résistance à la torsion :

- Condition de résistance $\tau = \frac{M_t}{I_0/r} \leq R_{Pg}$ (3-39)

- Concentration de contrainte aux endroits des accidents de forme :

$$\tau_{max} = \tau_{calculée} \cdot K \leq R_{Pg} \quad (3-40)$$

- Condition de déformation $M_t = G \cdot \theta \cdot I_0$ (3-41)

Avec :

τ : Contrainte de glissement (N/m^2).

θ : Angle unitaire de torsion (rad/s).

M_t : Moment de torsion max (N.m).

- Le moment de torsion peut s'écrire : $M_t = \frac{P}{\omega}$ (3-42)

P : Puissance de transmission (W).

ω : vitesse angulaire (rad/s).

I_0 : Moment quadratique de la section considérée par rapport au centre (o).

Pour un arbre cylindrique (notre cas) : $I_0 = \frac{\pi d^4}{32} (m^4)$ (3-43)

$\frac{I_0}{r}$: Module de flexion, $r = \frac{d}{2}$, donc : $\frac{I_0}{r} = \frac{\pi d^3}{16}$ (3-44)

R_{pg} : Résistance pratique au cisaillement (N/m^2).

G : Coefficient d'élasticité transversal, pour un arbre courant, $G = 8 \text{ à } 8,8 \cdot 10^{10}$ (Pa).

3-3-1-1 Vérification du diamètre de l'arbre de transmission N°05 :

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

$$P = C \cdot \omega \quad (3-45)$$

Avec : C : Le couple moteur

ω : La pulsation du moteur (rad/s)

$$\text{Où : } \omega = 2\pi f = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad (3-46)$$

$$\text{A.N: } \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1485}{60} \rightarrow \omega = 155.51 \text{ (rad/s)} \quad (3-47)$$

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

$$P = C \cdot \dot{\omega} \quad (3-48)$$

Avec : \dot{C} : Le couple transmis

ω : La pulsation de l'arbre

Donc à partir des équations (3-45) et (3-48) on obtient :

$$C \cdot \omega = \dot{C} \cdot \dot{\omega} \rightarrow \dot{C} = \frac{C \cdot \omega}{\dot{\omega}} = \frac{P}{\dot{\omega}} \quad (3-49)$$

On calcule $\dot{\omega}$: d'après la transmission par courroies :

$$N \cdot D = \dot{N} \cdot \dot{D} \rightarrow \dot{N} = \frac{N \cdot D}{\dot{D}} = \frac{1485 (280 \cdot 10^{-3})}{2.44 \cdot 10^{-3}} = 1700 \text{ (tr/min)} \quad (3-50)$$

Donc la vitesse de rotation de l'arbre est :

$$\dot{N} = 1700 \text{ (tr/min)} \rightarrow \dot{\omega} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \dot{N}}{60} \rightarrow \dot{\omega} = 177.93 \text{ (rad/s)} \quad (3-51)$$

D'après l'équation (3-49), le couple \dot{C} s'obtient :

$$\dot{C} = 309.10 \text{ (N.m)} \quad (3-52)$$

Qui représente le moment de torsion M_t ; donc :

$$M_t = 309.10 \text{ (N.m)} \quad (3-53)$$

3-3-1-2 Calcul du diamètre de l'arbre d :

D'après l'équation (3-40) : $\tau_{calculée} \cdot K \leq R_{pg}$

$$\text{Avec : } \tau_{calculée} = \frac{M_t}{I_0/r} \text{ d'après la relation} \quad (3-54)$$

$$\text{On a : } \frac{I_0}{r} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \text{ d'après la relation} \quad (3-55)$$

$$\rightarrow \frac{M_t}{\pi \cdot d^3 / 16} \cdot K \leq R_{pg} \rightarrow \frac{16 \cdot M_t \cdot K}{\pi d^3} \leq R_{pg}$$

$$\text{Donc : } d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot K}{\pi \cdot R_{pg}}} \quad (3-56)$$

On détermine la résistance pratique R_p pour l'acier :

D'après le chevalier, pour le 42 CD 4 (...) on a :

$R_e = 850\text{MPa}$: la limite élastique.

On a : $R_p = \frac{R_e}{S}$, où S : coefficient de sécurité $S=2$

Donc : on pose $R_p = \tau_p$ et, $0.7.R_e = \tau_e(\text{Torsion}) \rightarrow \tau_p = \frac{\tau_e}{2}$ (3-57)

L'arbre présente de différentes sections, donc il est sollicité à des concentrations de contraintes, dans ce cas :

$$\tau_{calculée} \cdot K \leq \tau_p \quad (3-58)$$

Ou : K : coefficient de concentration de contrainte lié à la géométrie de la section. (Variation de diamètres pour épaulement et congé).

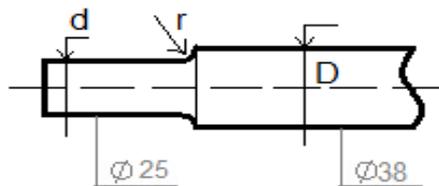


Figure 3-4. Dessin d'une section d'arbre.

D'après la ligne [1-2] (Mécanique Appliquée Page 93). [10]

On a : $D/d = 120/95 = 1.26$ (3-59)

Et : $r/d = 1.9/95 = 0.02$ (3-60)

r : congé déterminé selon le chevalier [11]

Ceci nous permet de conclure que : $K=2.5$ [11]

3-3-1-3 Condition de résistance à la torsion :

$$\tau_{calculée} = \frac{M_t}{I_0/r} \quad \text{D'après (3-39) et } M_t = 309.10 \text{ (N.m) d'après} \quad (3-61)$$

$$\text{Donc : } \frac{I_0}{r} = \frac{\pi.d^3}{16} = \frac{\pi.(2.4 \cdot 10^{-2})^3}{16} \rightarrow \frac{I_0}{r} = 2.71 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} \quad (3-62)$$

$$\rightarrow \tau_{calculée} = \frac{309.1}{2.71 \cdot 10^{-6}} \rightarrow \tau_{calculée} = 114.05 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (3-63)$$

D'après la relation (3-58):

$$\tau_{calculée} \cdot K \leq \tau_p \rightarrow 114.05 \cdot 10^6 \cdot 2,5 = 285.15 \cdot 10^6$$

$$\rightarrow \tau_{calculée} \cdot K = 285.15 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (3-64)$$

D'après la relation (3-57):

$$\tau_p = \frac{\tau_e}{2} = \frac{850 \cdot 0,7}{2} = 297.5 \text{ (MPa)} = 297.5 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (3-65)$$

En comparant la relation (3-64) avec la relation (3-65), nous avons :

$$\tau_{calculée} \cdot K \leq \tau_p, \text{ donc : } 285.15 \cdot 10^6 \leq \tau_p \quad (3-66)$$

Ce qui confirme que la condition de résistance à la torsion est vérifiée.

3-3-2 Résistance à la flexion :

En se référant sur la figure 3-3 avec les données suivantes

Dans une première approche, on peut considérer que l'arbre est soumis aux forces comme l'indique la figure suivante :

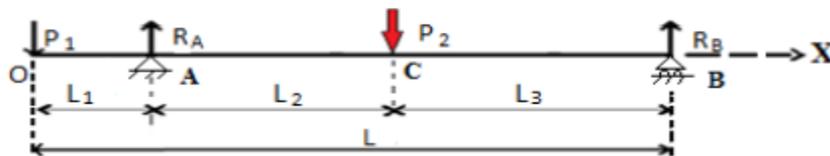


Figure 3-5. Schéma représentant les forces statiques appliquées.

Données :

$$L_1 = 209.5 \text{ (mm)}$$

$$L_2 = 1035.5 \text{ (mm)}$$

$$L_3 = 1038.5 \text{ (mm)}$$

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = 2283.5 \text{ (mm)}$$

$$P_1 = m_1 \cdot g \rightarrow P_1 = 272.72 \text{ (N)} \quad (m_1 = 27.8 \text{ Kg de la poulie receptrice)}$$

$$P_2 = m_2 \cdot g \rightarrow P_2 = 5958.3 \text{ (N)} \quad (m_2 = 607.37 \text{ Kg de l'arbre)}$$

3-3-2-1 Détermination des réactions R_A et R_B

$$R_B = 2947.3 \text{ (N)} \quad (3-67)$$

$$R_A = 3283.72 \text{ (N)} \quad (3-68)$$

3-3-2-2 Détermination des efforts tranchants et des moments fléchissant :

Tronçon1 : $0 \leq x \leq L_1$



Figure 3-6 : Schéma du tronçon1.

Tronçon2 : $L_1 \leq x \leq L_2 + L_1$

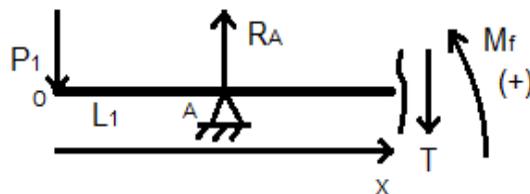


Figure 3-7 :Schéma du tronçon2.

Tronçon3 : $L_1 + L_2 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3$



Figure 3-8 :Schéma du tronçon3.

Les tronçons	Les équations du l'effort tranchant et moment fléchissant	Résultat T(N) /M _f (N.m)
Tronçon1 : $0 \leq x \leq L_1$	$T = -P_1$ $M_f = -P_1 \cdot L_1$	$T = -272.72$ $M_f = 0$ $M_f = -57.13$
Tronçon2 : $L_1 \leq x \leq L_2 + L_1$	$T = R_A - P_1$ $M_f = (R_A \cdot (x - L_1)) - (P_1 \cdot x)$	$T = 3011$ $M_f = -57.13$ $M_f = 3060$
Tronçon3 : $L_1 + L_2 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3$	$T = R_A - P_1 - P_2$ $M_f = -P_1 \cdot x + R_A(x - L_1) - P_2(x - L_1 - L_2)$	$T = -2947.3$ $M_f = 3060$ $M_f = 0$

Tableau 3-1 : Efforts tranchants et moments fléchissants pour l'ancienne machine.

3-3-2-3 Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant :

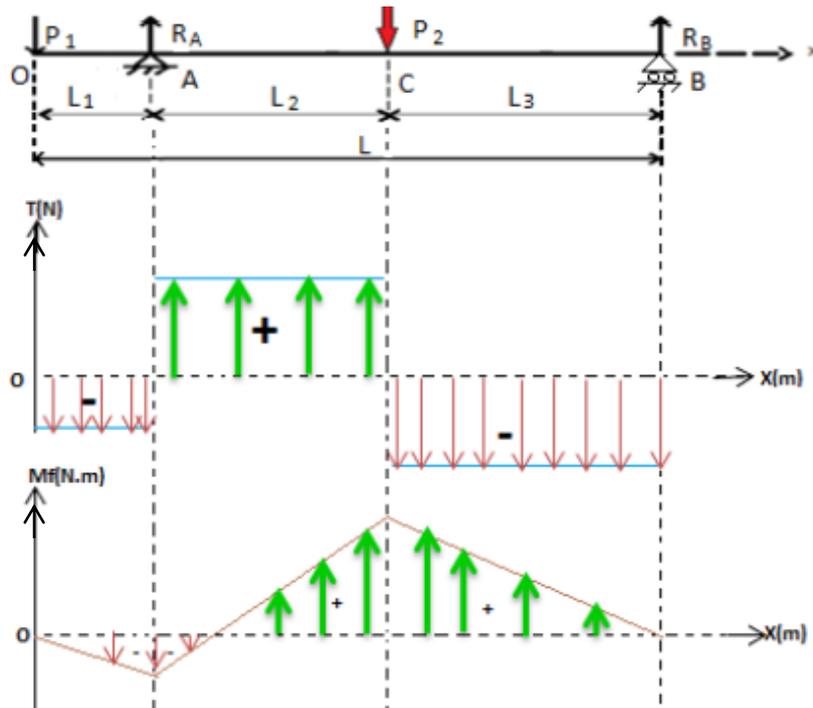


Figure3-9 : Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant.

3-3-2-4 Condition de résistance :

Il faut calculer la contrainte à chaque tronçon avec un moment fléchissant maximal, et le comparer avec la résistance pratique \$R_p\$, donc on va établir une étude de vérifications.

On doit vérifier la condition suivante :

$$\sigma = M_{fmax} \cdot \frac{Y}{I_Y} = \frac{M_{fmax}}{W} \leq R_p \quad (3-69)$$

Avec :

\$M_{fmax}\$: Moment fléchissant maximal.

\$I_Y\$: Moment quadratique.

\$Y\$: Fibre le plus éloigné perpendiculaire à \$x\$.

$$W : \text{Module de flexion} \rightarrow W = \frac{I_Y}{Y} = \frac{\pi d^3}{16} \quad (3-70)$$

$$R_p : \text{Résistance pratique} \rightarrow R_p = \frac{R_e}{S} \quad (3-71)$$

R_e : La limite élastique

S : Coefficient de sécurité

Il faut calculer les contraintes à chaque tronçon avec un moment fléchissant max, et le comparer avec la résistance pratique, donc on va établir **une étude de vérification**.

On détermine la résistance pratique pour l'acier :

Pour le 42 CD 4 (E) $R_e = 850 \text{ MPa} = 850 * 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ [11]

Remarque :

Dans le cas de torsion : la limite élastique est : $\tau_e = 0,7R_e$ (3-72)

Pour l'acier mi-dur (voir le livre Mécanique appliquée Page 83) [10]

On calcule la contrainte σ à chaque tronçon, ou :

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{W} \quad (3-73)$$

L'arbre vérifié présente des épaulements et congés donc la contrainte σ doit être multipliée par un coefficient K (coefficient de concentration de contrainte) donc :

$$\sigma \cdot K \leq R_p \quad (3-74)$$

3-3-2-5 Vérification de la condition de résistance à la flexion

Tronçon1 : $0 \leq x \leq L_1$ $d = 84 \text{ (mm)}$ $M_{fmax} = -57.13 \text{ (N.m)}$

$$W = \frac{I_Y}{Y} = \frac{\pi d^3}{16} \rightarrow W = \frac{\pi(84 \times 10^{-3})^3}{16} = 1.14 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)} \quad (3-75)$$

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{W} \rightarrow \sigma = \frac{-57.13}{1.14 * 10^{-4}} = 5.01 * 10^5 \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (3-76)$$

$$\rightarrow \sigma \cdot K = 5.01 * 10^5 * 2,5 = 1.25 * 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (3-77)$$

Pour les autres tronçons, le **Tableau 3-2** résume les résultats obtenus :

	Le module de flexion W (m^3)	La contrainte pratique σ (N/m^2)	La condition de résistance $\sigma \cdot K$ (N/m^2)
Tronçon1	$1.14 * 10^{-4}$	$5.01 * 10^5$	$1.25 * 10^6$
Tronçon2	$1.68 * 10^{-4}$	$18.2 * 10^6$	$45.3 * 10^6$
Tronçon3	$3.92 * 10^{-2}$	$7.81 * 10^4$	$1.95 * 10^5$

Tableau 3-2 : Vérification de condition de résistance pour l'ancienne machine.

D'après les résultats du **Tableau 3-2** on remarque que toutes ces valeurs vérifient la condition de la résistance à la flexion car : $\sigma \cdot K \leq R_p$.

3-3-2-6 Calcul de la flèche

Détermination de l'équation de la déformée $Y = F(x)$

La dérivée seconde de la courbe $Y = F(x)$ déformée de la poulie est :

$$\ddot{Y} = -\frac{M_f}{I_{Gz}} \cdot \frac{1}{E} \quad (3-78)$$

Avec :

M_f : Moment fléchissant

E : Module de Young

I_{Gz} : Moment d'inertie de la section par rapport à l'axe z.

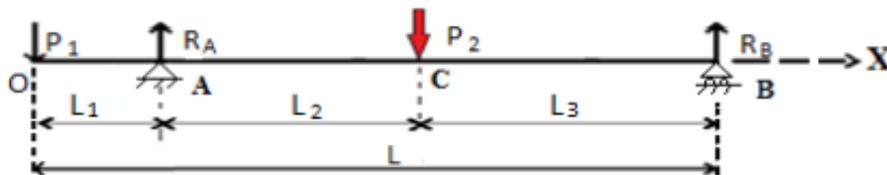


Figure 3-10 : Schéma représentant la flèche.

$$\text{Tronçon OA : } M_f = -P_1 \cdot x \rightarrow \ddot{Y} = \frac{P_1 \cdot x}{I} \cdot \frac{1}{E} \quad (3-79)$$

$$\rightarrow \dot{Y} = \frac{P_1}{E \cdot I} \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 \quad (3-80)$$

C_1 : Etant une constante pour l'instant inconnue.

\dot{Y} : Dérivée première de représente la pente de la tangente.

$$\text{En (O) est horizontal, donc : } \dot{Y} = 0 \quad (3-81)$$

$$\text{Ainsi pour } x = 0 \rightarrow \dot{Y} = 0$$

$$\text{De l'équation (3-80) } \rightarrow C_1 = 0 \rightarrow \dot{Y} = \frac{P_1}{E \cdot I} \cdot \frac{x^2}{2} \quad (3-82)$$

En intégrant cette nouvelle équation, nous obtenons :

$Y = F(x)$ De la déformée de la poulie.

Donc :

$$Y = \frac{P_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x^3}{3} + \dot{C}_1 \quad (3-83)$$

\dot{C}_1 : Etant une constante qui se calcule comme la suite.

Nous savons que pour $x = L_1, Y = 0$ (au point A)

De l'équation (3-83) :

$$0 = \frac{P_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x^3}{3} + \dot{C}_1 \rightarrow \dot{C}_1 = -\frac{P_1 \cdot L_1^3}{6 \cdot E \cdot I} \quad (3-84)$$

Donc les déformée sera :

$$Y = \frac{P_1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x^3}{3} - \frac{P_1 \cdot L_1^3}{6 \cdot E \cdot I} \quad (3-85)$$

Tronçon AC :

En s'appuyant sur (3-85) et la référence [10], on aboutit à :

$$Y = (-1.85 * 10^{-3}) x^3 + (6.71 * 10^{-4}) x^2 - (2.81 * 10^{-4}) x - 4.64 * 10^{-5} \quad (3-86)$$

3-3-2-7 Détermination de la flèche maximale Y_{max}

Y_{max} Correspond à $\dot{Y} = 0$, donc $x = L_1 = 209.5$ (mm).

Pour $x = 209.5$ mm, l'équation (3-86) devient :

$$Y_{max} = (-1.85 * 10^{-3})(0.2095)^3 + (6.71 * 10^{-4})(0.2095)^2 - (2.81 * 10^{-4})(0.2095) - 4.64 * 10^{-5} \quad (3-87)$$

$$\rightarrow Y_{max} = -1.7 * 10^{-5} + 2.95 * 10^{-5} - 5.89 * 10^{-5} - 4.64 * 10^{-5}$$

$$Y_{max} = -9.28 * 10^{-5}(\text{m}) \quad (3-88)$$

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

$$e.M = r.m \quad (3-89)$$

Avec :M masse du rotor.

m : Masse du balourd (inconnue).

r : Rayon ou le balourd est situé.

AN:

$$M = 607.37 \text{ Kg}$$

$$e = 9.28 * 10^{-5}(\text{m})$$

$$r = 125 * 10^{-3}(\text{m})$$

Donc:

$$m = \frac{e.M}{r} \quad (3-90)$$

$$m = \frac{9.28 * 10^{-5} * 607.37}{125 * 10^{-3}} = 0.30 \text{ Kg} \quad (3-91)$$

3-4 Etude vibratoire pour le calcul des caractéristiques propres du système

3-4-1 Détermination du système d'équations de mouvement du système

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

$$[M].\{\ddot{q}\} + [K].\{q\} = 0 \quad (3-92)$$

Les solutions de l'équation (3-92) sont de type :

$$\{q(t)\} = \{\varphi\}.e^{St} \quad (3-93)$$

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

Remarque : (3-92) est un système d'équations différentielles ordinaires couplées du deuxième ordre.

La relation (3-92) devient : $([K] + S^2.[M]).\{\varphi\} = 0 \quad (3-94)$

Où bien : $[K].\{\varphi\} = \lambda.[M].\{\varphi\} \quad (3-95)$

Avec : $-S^2 = \lambda \quad (3-96)$

Donc la relation (3-95) représente un problème aux valeurs propres.

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

$$\det([K] + S^2.[M]) = \det([K] - \lambda.[M]) = 0 \quad (3-97)$$

C'est l'équation caractéristique où équation aux valeurs propres:

Equation aux fréquences propres.

3-4-1-1 Modélisation du système

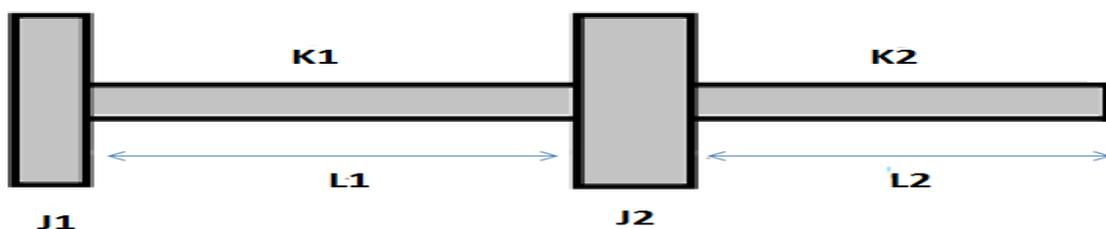


Figure 3-11 : Schéma de modélisation du système.

L'arbre de transmission, d'un arbre, une poulie réceptrice ainsi que deux (02) hélices, supporté par deux (02) roulement peut être modélisé par :

- Un disque du moment d'inertie J_1 correspondant à la poulie
- Un disque du moment d'inertie J_2 correspondant aux Palettes
- L'arbre est caractérisé par sa rigidité K_1, K_2 , et sa déformation, φ_1, φ_2 et, (déformation angulaire).
- On obtient un système à 02 d .d . l.

3-4-1-2 Application de la méthode de Lagrange

En appliquant les équations de Lagrange de la seconde espèce ,on aboutit au système d'équations suivant :

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_2 K_1 \cdot \varphi_1 + (K_1 + K_2) \cdot \varphi_2 = 0 \end{cases} \quad (3-98)$$

Le système (3-98) peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ K_1 & (K_1 + K_2) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3-99)$$

$$\rightarrow [M] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [K] \cdot \{\varphi\} = 0 \quad (3-100)$$

$$\text{Avec : } [M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (3-101)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ K_1 & (K_1 + K_2) \end{bmatrix} \quad (3-102)$$

$[M]$: Matrice d'inertie

$[K]$: Matrice de rigidité

3-4-1-3 Calcul de la matrice de rigidité $[K]$

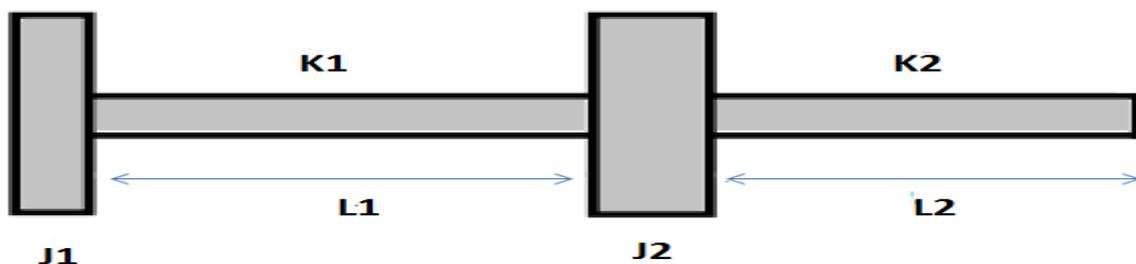


Figure 3-12 : Modèle adopté.

On a :
$$M_t = G \cdot \theta \cdot I_0 \quad (3-103)$$

M_t : Moment de torsion

G : Module d'élasticité transversale (MPa)

θ : Angle unitaire de torsion (rad/mm), $\theta = \alpha/L$ (3-104)

I_0 : Moment quadratique (m^4) $I_0 = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ (3-105)

Donc : $M_t = \frac{G \cdot \alpha \cdot I_0}{L} = \frac{G \cdot I_0}{L} \cdot \alpha$ (3-106)

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

$$F = K \cdot x \quad (3-107)$$

Avec :

F : Force de rappel

K : Rigidité

x : L'allongement provoqué par l'effort F

Le moment de torsion M_t , exercé sur l'arbre est :

$$M_t = K \cdot \alpha \quad (3-108)$$

Suite à la relation (3-108), donc par identification avec la relation (3-106), on trouve que

$$K = \frac{G \cdot I_0}{L} \quad (3-109)$$

Pour les métaux, on a : $G \simeq 0,4 \cdot E$ (3-110)

Avec :

E : Module de Yong, pour l'acier :

$$E = 2.100000031 \cdot 10^{11} = (N/m^2) \quad (3-111)$$

$$\rightarrow G = 2.100000031 \cdot 10^{11} \cdot 0.4 \rightarrow G = 8.400000124 \cdot 10^{10} (N/m^2) \quad (3-112)$$

Pour notre système, (modèle à 2 d.d.l), composé de trois disques (J_1, J_2), et de rigidités K_1, K_2

Avec :

$$L1 = L_{11} + L_{12} = 240 \text{ (mm)},$$

$$L2 = L_{21} + L_{22} = 189 \text{ (mm)}$$

- **Détermination de K_1 et K_2**

Pour la longueur L_1 , et aux diamètres $d_{11} = 95 \text{ (mm)}$ et $d_{12} = 120 \text{ (mm)}$, on a :

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K_{11}} + \frac{1}{K_{12}} \quad (3-113)$$

Calcul de K_{11} et K_{12} :

On a:

$$I_{11} = \frac{\pi \cdot d_{11}^4}{32} \quad (3-114)$$

$$\rightarrow I_{11} = \frac{\pi \cdot (95 \cdot 10^{-3})^4}{32} \rightarrow I_{11} = 7.99 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^4\text{)}$$

$$\text{Où : } K_{11} = \frac{G \cdot I_{11}}{L_{11}} \quad (3-115)$$

$$\rightarrow K_{11} = \frac{7.99 \cdot 10^{-6} \cdot 8.400000124 \cdot 10^{10}}{240 \cdot 10^{-3}} \rightarrow K_{11} = 5.37 \cdot 10^6 \text{ (N/m)} \quad (3-116)$$

$$I_{12} = \frac{\pi \cdot (120 \cdot 10^{-3})^4}{32} \rightarrow I_{12} = 2.03 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^4\text{)} \quad (3-117)$$

$$\rightarrow K_{12} = \frac{8.400000124 \cdot 10^{10} \cdot 2.03 \cdot 10^{-5}}{189 \cdot 10^{-3}} \rightarrow K_{12} = 14.3 \cdot 10^6 \text{ (N/m)} \quad (3-118)$$

Donc :

D'une manière analogue, on obtient K_2 :

	Le coefficient de rigidité K (N/m)
Tronçon1	$6.41 * 10^6$
Tronçon2	$5329.15 * 10^6$

Tableau 3-3 : Valeurs des coefficients de rigidité pour l'ancienne machine.

Donc la matrice de rigidité est la suivante :

$$[K] = \begin{bmatrix} 6.41 * 10^6 & - 6.41 * 10^6 \\ 6.41 * 10^6 & 2332.56 \end{bmatrix} \quad (3-119)$$

3-4-1-4 Calcul de la matrice d'inertie [M] :

D'après la relation (3-101), la matrice d'inertie :

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix}$$

Avec : J_1 moment d'inertie de la poulie réceptrice correspondant à un disque plein de rayon r_1

Donc :

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 r_1^2 \quad (3-120)$$

Avec :

$m_1 = 28 \text{ Kg}$: Masse de poulie.

$r_1 = 140 \text{ mm}$: Rayon de la poulie réceptrice.

AN :

$$J_1 = \frac{1}{2} * 28 * 0.14^2$$

$$J_1 = 274.4 * 10^{-3} [\text{Kg} \cdot \text{m}^2]. \quad (3-121)$$

J₂ : moment d'inertie du rotor à un disque de rayon r₂ donc :

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 r_2^2 \quad (3-122)$$

Avec : m₂ : masse du rotor portant la décortiqueuse, il est composé de l'arbre de diamètre 200 mm ayant la masse m₂₁, sur lequel sont montés vingt-sept (27) Cercle avec des palettes des masse m'₂₂ et disque à la fine de l'arbre de masse m''₂₂.

ρ_{42CrMo4} : Masse volumique de l'acier, ρ_{42CrMo4} = 7800 Kg /m³.

Donc :

$$m_2 = m_{21} + (m'_{22} + m''_{22}). \quad (3-123)$$

$$m_{21} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} L_2 \cdot \rho_{42CrMo4}$$

$$m_{21} = \frac{3.14 \cdot 0.2^2}{4} 1.774 \cdot 7800$$

$$m_{21} = 434.5 \text{ Kg}$$

$$m'_{22} = 4.6 \cdot 27 = 124.2 \text{ Kg}$$

$$m''_{22} = 11.8 \text{ Kg}$$

D'après l'équation (3-123), nous avons : m₂ = m₂₁ + (m'₂₂ + m''₂₂) = 434.5 + (124.2 + 11.8)

$$m_2 = 570.5 \text{ Kg}$$

Le rayon du disque 2 est : r₂ = 100 mm

Donc :

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot 570.5 \cdot 0.1^2$$

$$J_2 = 2.85 \text{ [Kg} \cdot \text{m}^2\text{]}. \quad (3-124)$$

La matrice d'inertie sera :

$$[M] = \begin{bmatrix} 274.4 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 2.85 \end{bmatrix} \quad (3-125)$$

D'après l'équation (3-97), nous avons :

$$\det ([K] - \lambda [M]) = 0 \quad (3-126)$$

$$\det \left(\begin{bmatrix} (6.41 * 10^6 - 274.4 * 10^{-3} * \lambda) & -6.41 * 10^6 \\ 6.41 * 10^6 & (2332.56 - 2.85 * \lambda) \end{bmatrix} \right) = 0$$

$$\rightarrow 0.782 * \lambda^2 - 1.83 * 10^7 + 4.11 * 10^{13} = 0 \quad (3-127)$$

(3-127) représente l'équation caractéristique

Avec : λ : valeur propre du système qui correspond aux fréquences propres de notre système pour déterminer(λ), on résoud l'équation (3-127), donc :

$$\Delta' = b^2 - 4ac \Rightarrow \Delta' = 2.063 * 10^{14} \quad (3-128)$$

$$\text{Et : } \lambda_{1/2} = \frac{-b \pm \sqrt{\Delta'}}{2a} \quad (3-129)$$

Nous avons :

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

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

$$\text{Ainsi : } \lambda = -S^2 \rightarrow \lambda = \omega^2 \quad (3-130)$$

Calcul des fréquences propres :

$$\text{On a : } \lambda_1 = \omega_{01}^2 \rightarrow \omega_{01} = \sqrt{\lambda_1} \quad (3-131)$$

$$\text{Aussi : } \lambda_2 = \omega_{02}^2 \rightarrow \omega_{02} = \sqrt{\lambda_2} \quad (3-132)$$

ω_{01} ; ω_{02} : Pulsations propres du système.

Pour calculer les fréquences propres, nous avons :

$$\omega_0 = 2\pi f \quad (3-133)$$

$$\text{Donc : } f = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad (3-134)$$

La première fréquence propre :

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi} \quad (3-135)$$

La deuxième fréquence propre :

$$f_{02} = \frac{\omega_{02}}{2\pi} \quad (3-136)$$

Les valeurs des coefficients λ , la pulsation propre et les fréquences propres sont regroupées dans le **Tableau 3-4**.

Le coefficient λ	La pulsation propre ω (rad/s)	La fréquence propre f (Hz)
$2.52 * 10^6$	$1.587 * 10^3$	252.58
$2.09 * 10^7$	$4.572 * 10^3$	727.66

Tableau 3-4 : Coefficients λ , pulsations propres et fréquences propres pour l'ancienne machine.

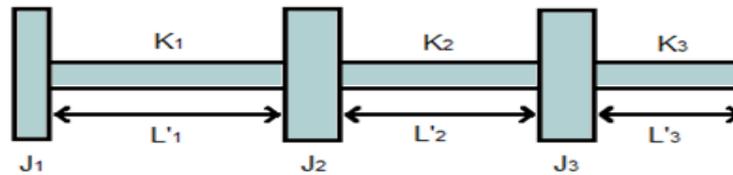


Figure 3-13 : Modèle adopté pour 3 ddl.

- Un disque du moment d'inertie J_1 correspondant à la poulie réceptrice
- Un disque du moment d'inertie J_2 correspondant à l'hélice 01.
- Un disque du moment d'inertie J_3 correspondant à l'hélice 02.
- L'arbre est caractérisé par sa rigidité K_1 , K_2 et K_3 , et sa déformation, φ_1 , φ_2 et φ_3 , (déformation angulaire).
- On obtient un système à 03 d.d.l.

→ En appliquant les équations de Lagrange de la seconde espèce, on aboutit au système d'équations suivant :

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & K_2 + K_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3-137)$$

Donc la matrice de rigidité est la suivante :

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & K_2 + K_3 \end{bmatrix} \quad (3-138)$$

Pour ne pas rentrer dans trop de détails et en procédant d'une manière analogue au cas précédent, on aboutit à :

	Le coefficient de rigidité K (N/m)
Tronçon1	$3.48 * 10^6$
Tronçon2	$1.48 * 10^7$
Tronçon3	$4.51 * 10^6$

Tableau 3-5 : Valeurs des coefficients de rigidité pour l'ancienne machine.

La matrice de rigidité :

$$[K] = \begin{bmatrix} 3.48 * 10^6 & -3.48 * 10^6 & 0 \\ -3.48 * 10^6 & 1.82 * 10^7 & -1.48 * 10^7 \\ 0 & -1.48 * 10^7 & 1.93 * 10^7 \end{bmatrix} \quad (3-139)$$

La matrice d'inertie :

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix} \quad (3-140)$$

	Le moment d'inertie J ($Kg.m^2$)
Tronçon1	0.2744
Tronçon2	1.5025
Tronçon3	1.5025

Tableau 3-6 : Valeurs des moments d'inertie.

La matrice d'inertie est :

$$M = \begin{bmatrix} 0.2744 & 0 & 0 \\ 0 & 1.5025 & 0 \\ 0 & 0 & 1.5025 \end{bmatrix} \quad (3-141)$$

D'après l'équation (3-113), nous avons :

$$\text{Det} ([K] - \lambda [M]) = 0$$

$$\text{Det} \left(\begin{bmatrix} 3.48 * 10^6 & -3.48 * 10^6 & 0 \\ -3.48 * 10^6 & 1.82 * 10^7 & -1.48 * 10^7 \\ 0 & -1.48 * 10^7 & 1.93 * 10^7 \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} 0.2744 & 0 & 0 \\ 0 & 1.5025 & 0 \\ 0 & 0 & 1.5025 \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (3-142)$$

$$(\lambda - 1.25 * 10^7) ((-6.2 * 10^{-1})\lambda^2 + (1.57 * 10^7) \lambda - (1.83 * 10^{13})) = 0 \quad (3-143)$$

Les valeurs des coefficients λ , des pulsations propres et des fréquences propres sont regroupées dans le **Tableau 3-7**.

Coefficient λ	Pulsation propre ω (<i>rad/s</i>)	Fréquence propre f (<i>Hz</i>)
$1.21 * 10^6$	$1.1 * 10^3$	175.07
$1.25 * 10^7$	$3.53 * 10^3$	561.82
$2.41 * 10^7$	$4.91 * 10^3$	781.45

Tableau 3-7 : coefficients λ , pulsations propres et fréquences propres pour l'ancienne machine.

3-5 Conclusion :

Les fréquences propres théoriques du système obtenues sont classées dans le domaine moyenne fréquence. Ces valeurs seront confrontées avec celles déterminées par la simulation numérique.

CHAITRE IV: Simulation numérique par (SolidWorks) du rotor Essoreuse

4-1 Introduction :

L'Essoreuse est un équipement stratégique dans la chaîne de production de l'usine de recyclage du plastique. Il représente le premier maillon de la chaîne. Cet équipement a connu des arrêts répétés intempestifs, suite à des défauts mécaniques, en particulier le déséquilibre du rotor portant la ligne d'arbre essoreuse. Cette défaillance a engendré des niveaux de vibrations très élevés sur les paliers. Afin d'enrichir notre étude théorique de l'analyse modale vibratoire, nous avons procédé à la simulation numérique par Solidworks du système rotor Essoreuse. Les résultats de la simulation numérique seront confrontés avec ceux obtenus par la théorie, illustrés dans le chapitre 03.

4-2 Conception et simulation du système rotor essoreuse par le logiciel (Solidworks) :

Cette partie d'étude, permet d'établir une analyse modale numérique du système rotor essoreuse. A travers la conception et la simulation numérique de ce système par Solidworks, nous avons déterminé les modes et fréquences propres du système **Figure 4-1**

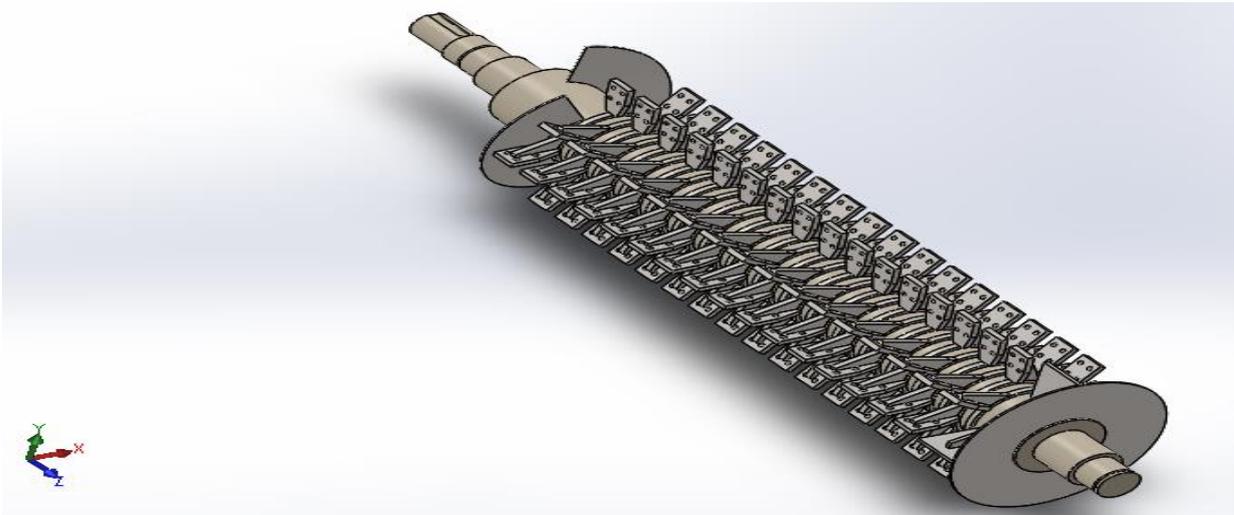


Figure 4-1 : Conception de rotor par (Solidworks).

4-2-1 Modélisation du rotor:

Le rotor est composé des éléments suivants :

- Un arbre de diamètre 120 mm et de longueur 2330 mm en matière 42 CD 4, ayant des portées de roulement aux deux extrémités **figure 4-2**.



Figure 4-2 : Arbre du rotor essoreuse.

- Un tube enveloppe de diamètre 200 mm et de longueur 1774 mm en matière 42 CD 4 **figure 4-3**.

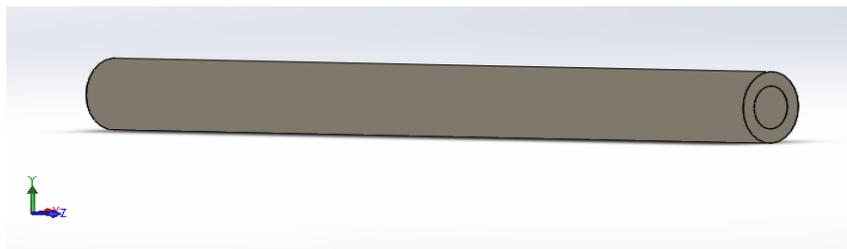


Figure 4-3 : Tube enveloppe du rotor essoreuse.

- Des portes palettes cylindriques, ayant quatre nervures radiales **Figure 4-4**, de diamètre intérieur 200 mm, diamètre extérieur de 240 mm et de largeur 20mm. Le nombre de portes palettes est de 27 Reparti le long du tube enveloppe comme l'indique la **Fig 4-1**.

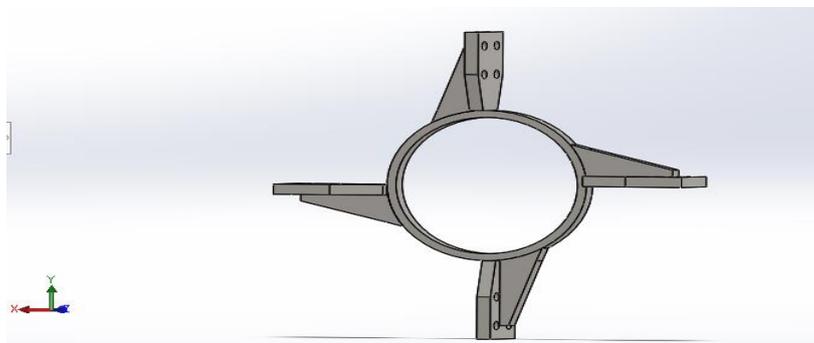


Figure 4-4 : porte palette du rotor essoreuse.

- Des palettes (nombre 180) de forme rectangulaire de longueur 113 mm, de largeur 60 mm et d'épaisseur 15 mm **Figure 4-5**. Les palettes sont fixées sur les quatre nervures des portes palettes. Chaque porte palette contient 04 palettes repartis sur un angle de 90°.

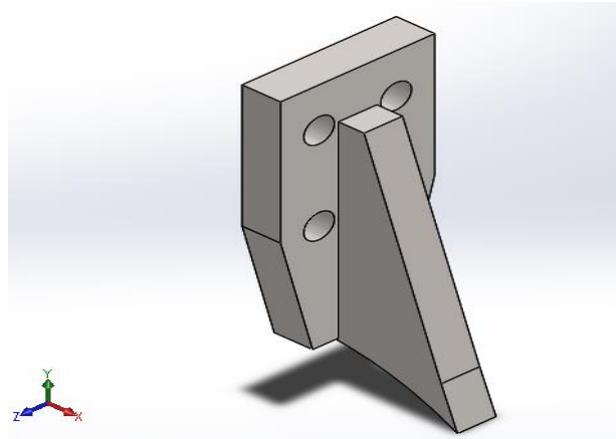


Figure 4-5 : Palette du rotoressoreuse.

- Hélice d'évacuation **Figure 4-6** de diamètre extérieur 530 mm, diamètre intérieur 200 mm et d'épaisseur 03 mm.

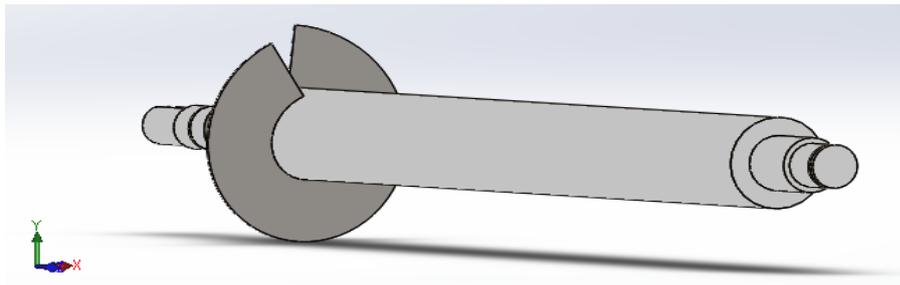


Figure 4-6 : Hélice d'évacuation du rotoressoreuse.

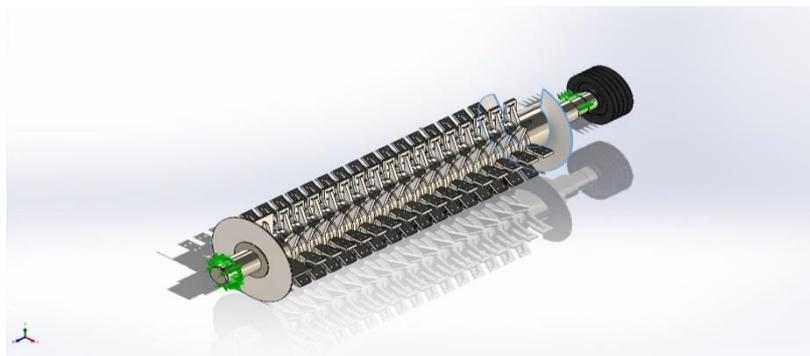


Figure 4-7 : Modélisation et conditions de fixation du modèle de la décortiqueuse.

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 4-7**.

Nom d'étude	Fréquence 3
Type d'analyse	Fréquence
Type de maillage	Maillage volumique
Nombre de fréquences	20
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 (D:\Documents\solid)

Tableau 4-1 : Propriétés d'étude de simulation décorticieuse.

Informations sur le maillage:

Le maillage établi est représenté dans la **Figure 4-8** et les informations sur le maillage sont indiquées sur le **Tableau 4-2**.

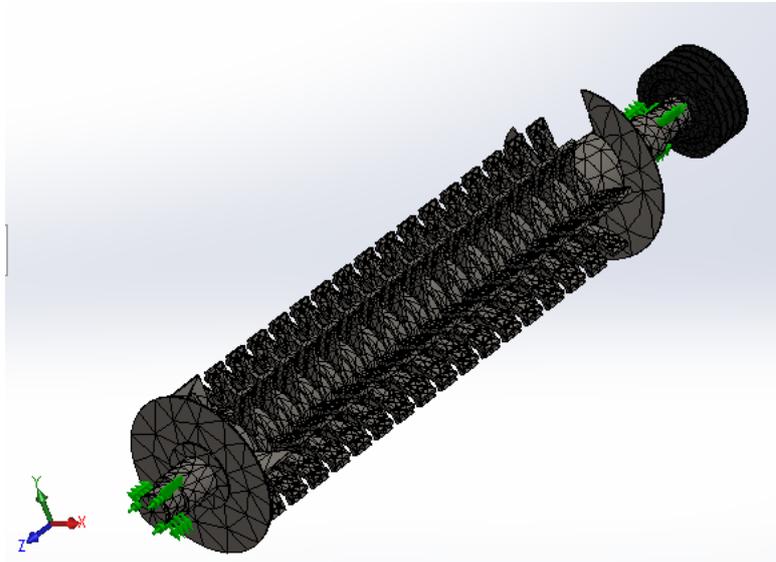


Figure 4-8 : Maillage du modèle de la décortiqueuse établi par (Solidworks).

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage raccordé basé sur la courbure
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 Points
Taille d'élément maximum	78,4754 mm
Taille d'élément minimum	3,92377 mm
Qualité de maillage	Haute

Tableau4-2 : Informations sur maillage du modèle établi par (Solidworks).

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

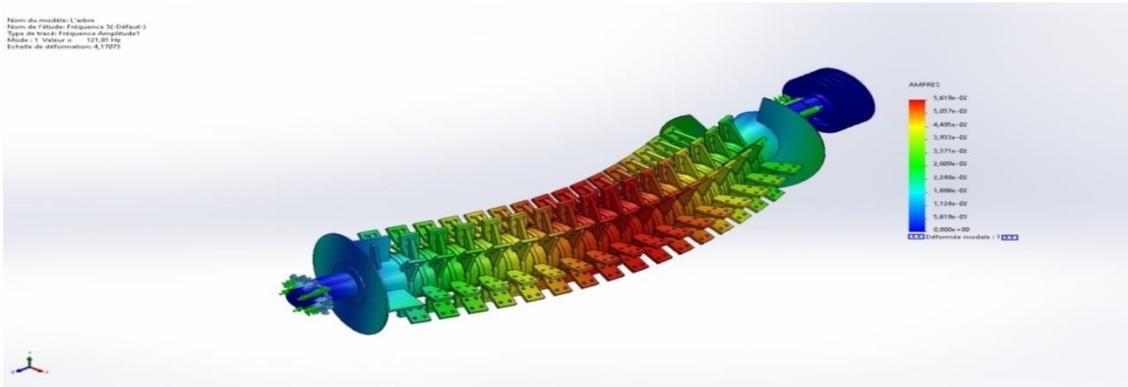


Figure 4-9 : Premier mode de vibrations à la fréquence de 121,81 Hz.

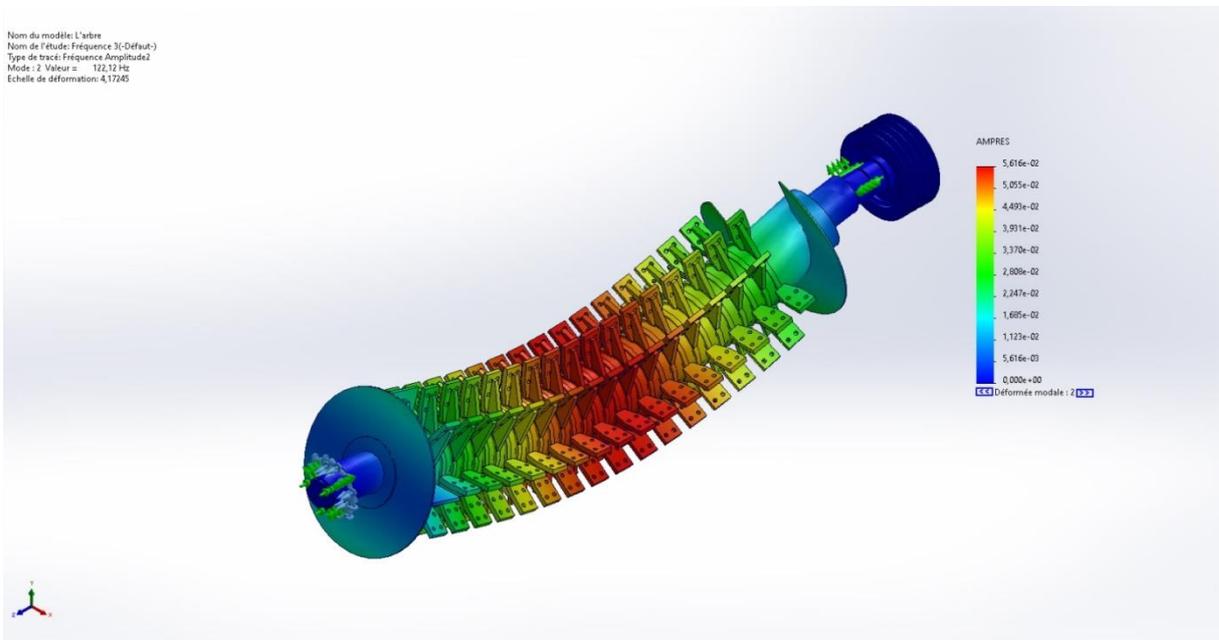


Figure 4-10 : Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 122,12Hz.

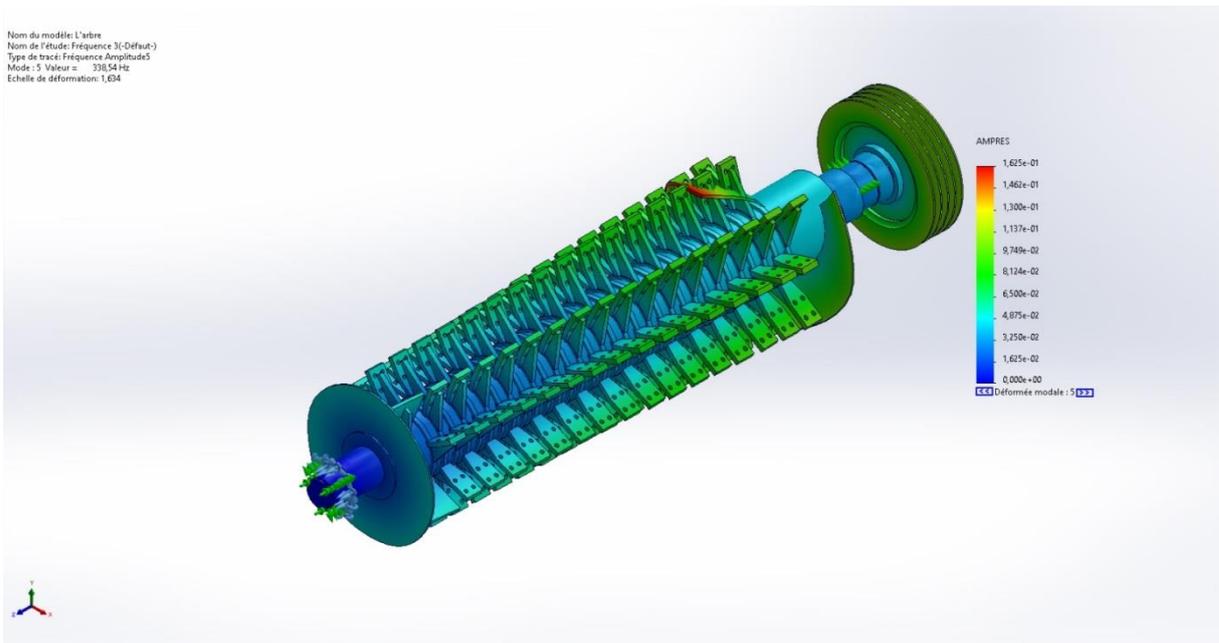


Figure 4-11 : Cinquième mode de vibrations à la fréquence de **338,54Hz**.

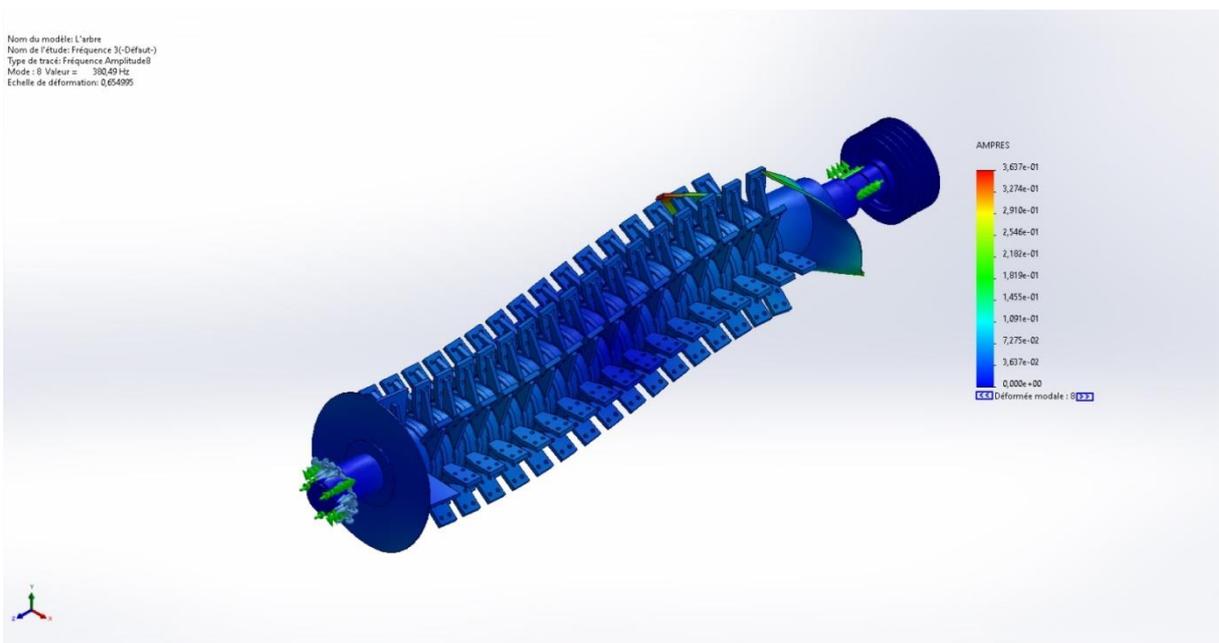


Figure 4-12 : Huitième mode de vibrations à la fréquence de **380,49Hz**.

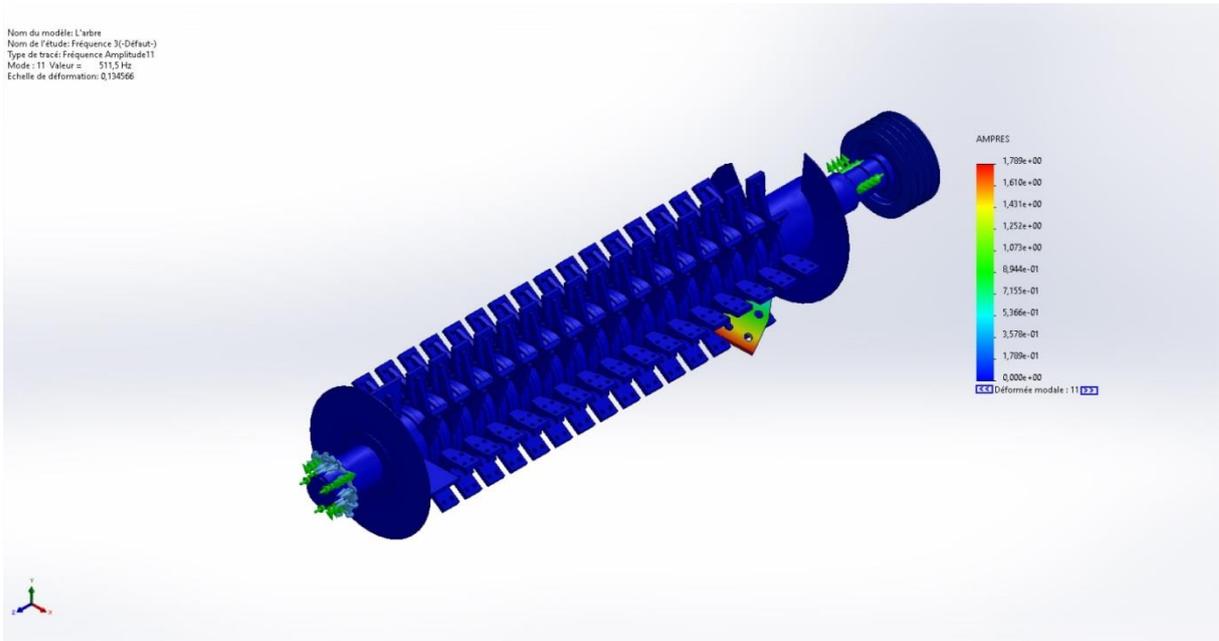


Figure 4-13 : Onzième mode de vibrations à la fréquence de **511,5Hz**.

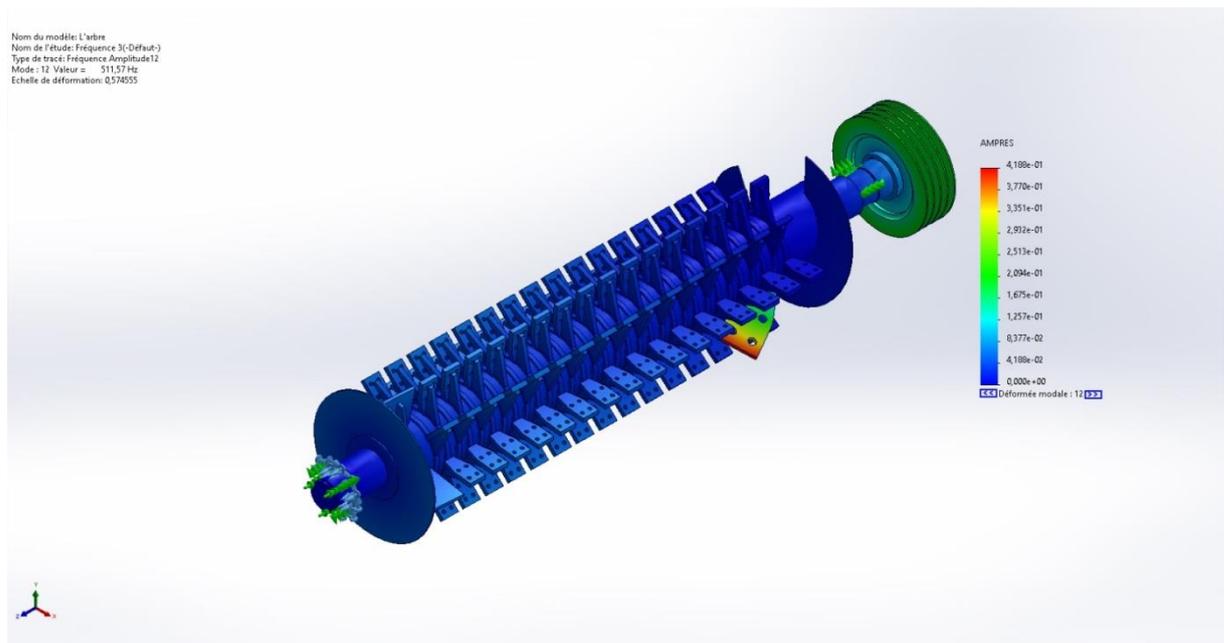


Figure 4-14 : Deuxième mode de vibrations à la fréquence de **511,57Hz**.

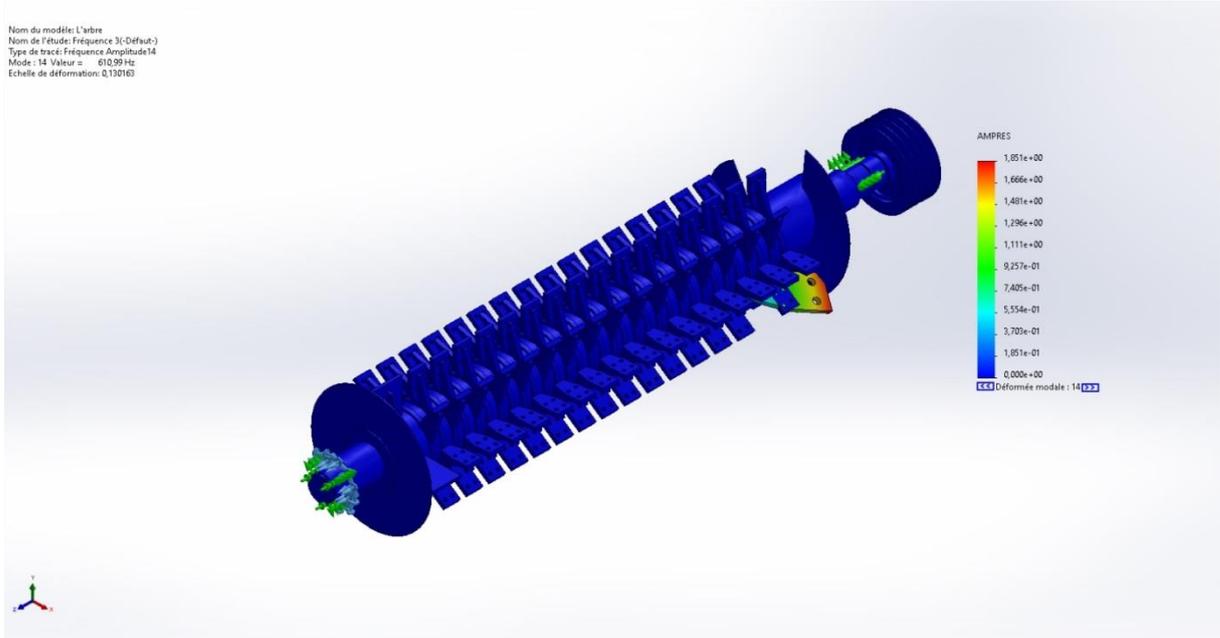


Figure 4-15 : Quatorzième mode de vibrations à la fréquence de **610,99 Hz**.

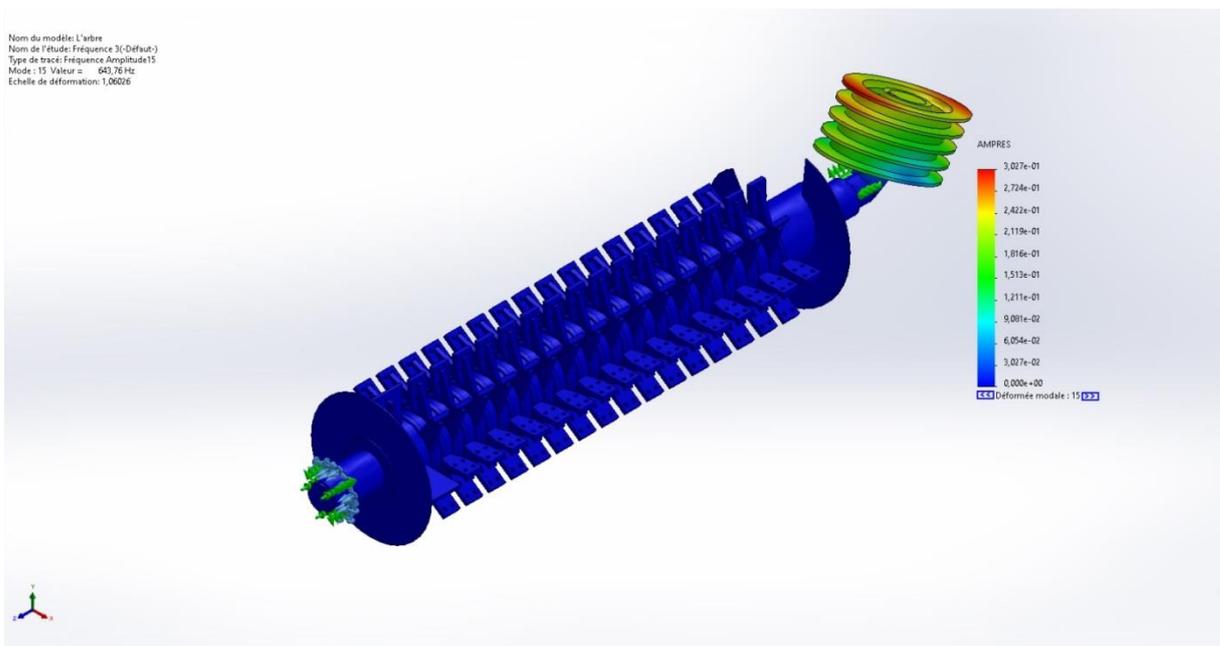


Figure 4-16 : Quinzième mode de vibrations à la fréquence de **643,76Hz**.

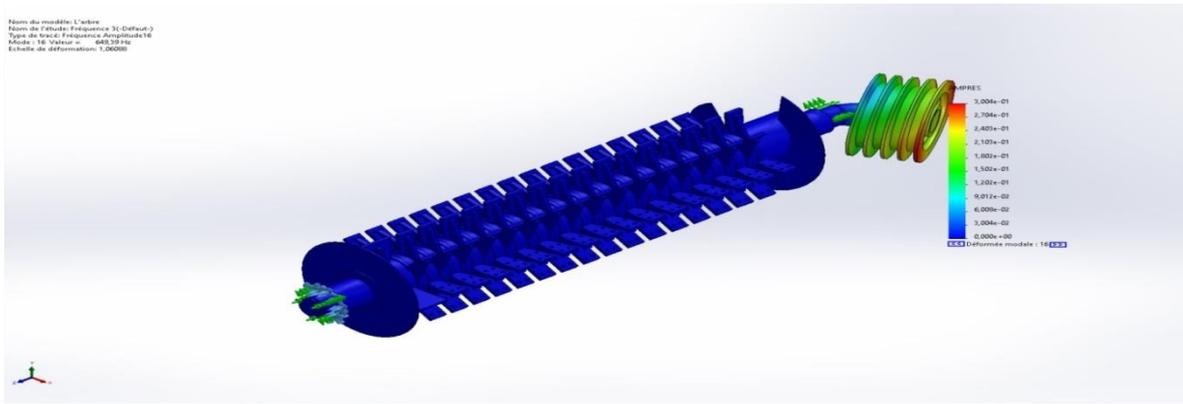


Figure4-17 : Seizième mode de vibrations à la fréquence de **649,39 Hz**.

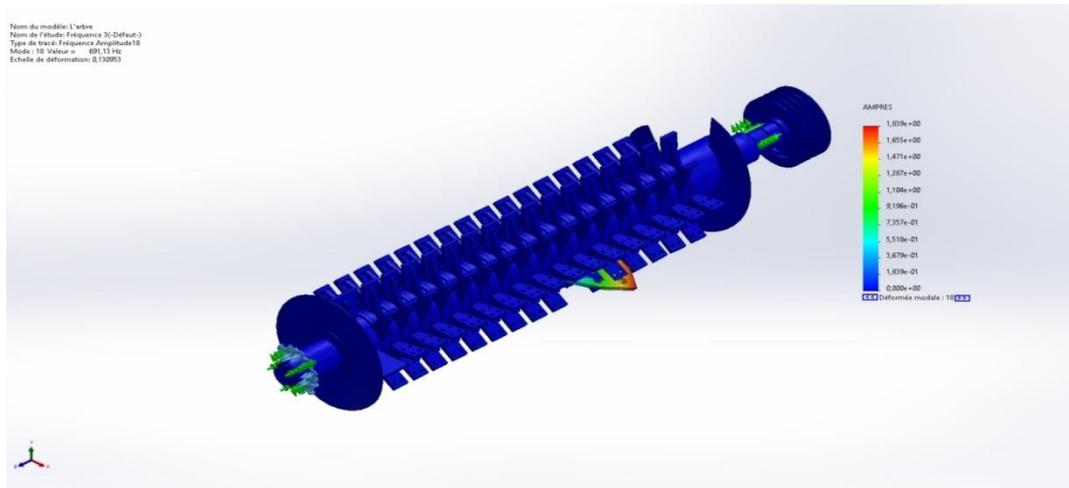


Figure 4-18 : Dix-huitième mode de vibrations à la fréquence de **691,13 Hz**.

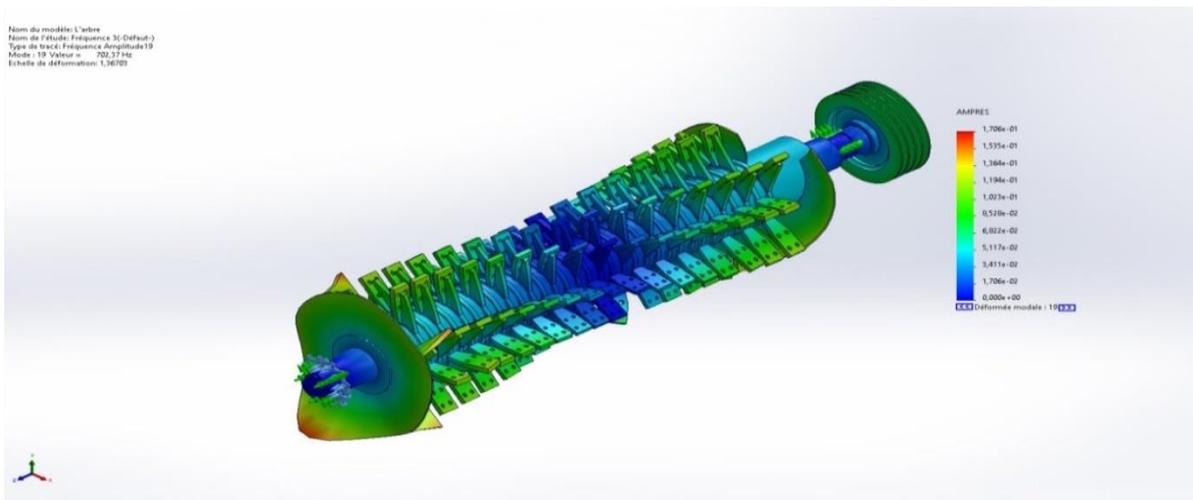


Figure 4-19 : Dix-neuvième mode de vibrations à la fréquence de **702,37 Hz**.

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	765,33	121,81	0,0082097
2	767,31	122,12	0,0081886
3	1 650,8	262,73	0,0038062
4	1 914,1	304,64	0,0032826
5	2 127,1	338,54	0,0029539
6	2 268,7	361,07	0,0027696
7	2 383,4	379,34	0,0026362
8	2 390,7	380,49	0,0026282
9	2 785,7	443,36	0,0022555
10	3 143,9	500,37	0,0019985
11	3 213,8	511,5	0,001955
12	3 214,3	511,57	0,0019548
13	3 591	571,52	0,0017497
14	3 839	610,99	0,0016367
15	4 044,9	643,76	0,0015534
16	4 080,3	649,39	0,0015399
17	4 115,6	655,02	0,0015267
18	4 342,5	691,13	0,0014469
19	4 413,1	702,37	0,0014237
20	4 445,4	707,51	0,0014134

Tableau 4-3 : Liste des fréquences propres du système établis par (Solidworks).

4-2-4 : Interprétation des résultats de la simulation

Les résultats de la simulation numérique par Solidworks (analyse modale) du système Essoreuse 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 et deuxième mode de vibrations représentent le mode de flexion, sont respectivement : **121,81 Hz** et **122,12Hz**. Le troisième, le quatrième et le cinquième mode, jusqu'au dixième mode représente les modes de torsion, se manifestent respectivement à **262,73, 304,64Hz, 338,54Hz, 361,07 Hz, 379,34 Hz, 380,49 Hz, 443,36 Hz et 500,37 Hz**.

Le onzième et douzième mode de vibrations représentent les modes de flexion, se manifestent aux fréquences respectivement : **511,5 Hz et 511,57 Hz**.

Du treizième mode (**571,52 Hz**) au vingtième mode (**707,51 Hz**) de vibrations représentent des modes de torsion.

D'après ces résultats, on constate que, sur les vingt (20) modes propres de vibrations, nous avons seize (16) modes de torsion et quatre (04) modes de flexion, ceci permet de conclure, que notre système travaille à la torsion plus qu'à la flexion.

Aussi, il est à signaler que le treizième mode de vibrations se manifestant à 571,52 Hz, se coïncide avec la vingtième harmonie de la fréquence de rotation du rotor de l'essoreuse qui est de 28,5 Hz, équivalent à 1710 tr/min d'après le diagnostic vibratoire de la machine mentionné dans le chapitre 02.

Ce problème pourra engendrer une résonance, dans le cas d'apparition d'un défaut d'usure sur les portées de roulement dans les deux paliers portant le rotor de l'essoreuse. Il est à rappeler que ce type de défaut mécanique, provoque des chocs sous forme d'harmonies ou des composantes d'amplitudes à la fréquence de base relative à celle de rotation du rotor. Donc l'apparition de la treizième harmonie (571,52 Hz) dans le cas d'un défaut d'usure précité suscitera un danger lors de fonctionnement de l'appareil.

Nous avons représenté quelques modes vibratoires parmi les vingt modes de vibrations calculés, le fait que certains modes de vibrations n'ont pas d'explication physique, ou probablement dû à la déformation élastique de l'hélice d'évacuation d'épaisseur 03 mm. Les figures de ces modes de vibrations sont illustrées dans l'annexe

4-2-5 : Confrontation et validation des résultats de la simulation avec ceux de la théorie:

Les valeurs des fréquences obtenues pour un système à 2.d.d.l peuvent être interprétées comme suit.

Les valeurs des fréquences théoriques obtenues proches de celles du **Tableau4-3**

$$\begin{cases} f_{th} = 252.58 \text{ Hz} \\ f_{simu} = 262,73 \text{ Hz} \end{cases}$$

On note que pour la simulation on s'est arrêté à 20 modes et la valeur $f = 727.66(\text{Hz})$ ne peut être comparée, malgré qu'on juge qu'elle est proche de celle du 21 mode.

De même, pour DDL= 3

$$\begin{cases} f_{th} = 175.07 \text{ Hz} \\ f_{simu} = 262,73 \text{ Hz} \\ f_{th} = 561.82 \text{ Hz} \\ f_{simu} = 571,52 \text{ Hz} \end{cases}$$

On note que pour la simulation on s'est arrêté à 20 modes et la valeur $f = 781.45(\text{Hz})$ ne peut être comparée, malgré qu'on juge qu'elle est proche de celle du 21 mode.

4- 3 Les solutions à prévoir :

- Augmenter l'épaisseur de l'hélice.
- Remplacer Les bagues de correction d'alignement par une bride de correction d'alignement.
- Changer le type de palier et le type de roulement par des paliers SN a joint diamétral permettant l'utilisation des roulements à rotules sur rouleaux avec manchons de serrage. Cet éventuel changement nécessite l'augmentation de la longueur du rotor portant l'essoreuse, donc une nouvelle étude statique et dynamique de l'équipement est alors impérative.
- Proposition d'envisager une inclinaison du rotor de l'essoreuse avec un angle au minimum 10° , afin de réduire la vitesse de rotation du rotor de l'essoreuse et de permettre une bonne évacuation de la matière avec une bonne qualité d'essorage.

4-4 Conclusion :

L'examen de tous ces modes propres, nous permet de conclure que les fréquences propres du système et celles du fonctionnement de l'installation coïncident, en particulier sur le treizième mode propre de vibrations. Cette coïncidence pourra s'apparaitre dans le cas d'une défaillance mécanique dans le système, qui constitue un risque pendant le fonctionnement de la machine.

Grâce à l'étude théorique et à la simulation numérique par le logiciel Solidworks, nous pouvons réduire le pourcentage de pannes mécaniques et leur trouver des solutions

Conclusion générale

En général, les machines tournantes produisent des vibrations pendant le fonctionnement. Ces vibrations sont un grand danger pour les structures, les organes de machines, l'environnement ...

Dans ce travail, nous avons étudié le comportement vibratoire d'une machine de perforation de plastique recyclé.

Selon l'historique de la machine, depuis le début de son exploitation, elle a été soumise à des pannes mécaniques, panne de déséquilibre du rotor du châssis et panne de roulement. Ces pannes ont entraîné un arrêt prématuré de l'installation, perturbant à chaque fois la production.

L'objectif est de procéder à des analyses sur site, à une surveillance vibratoire et analyse spectrale. Pour ce, des études théoriques, de simulations, des analyses vibratoires et spectrales sont nécessaires.

Suite à notre intervention et à nos études tant théoriques que de simulation, nous sommes parvenus à proposer certaines solutions et modifications.

Par simulation (SOLIDWORKS), nous avons établi des diagnostics vibratoires jugés fiables et précis. En conséquence, nous avons non seulement évité les surprises avec les dysfonctionnements des machines, mais avons également augmenté leur disponibilité.

Dans ce modeste travail ; on confronte les résultats théoriques des modifications proposées suite aux anomalies précitées avec ceux de la simulation.

Parmi les solutions proposées, pour éviter les dysfonctionnements de la machine, et augmenter sa disponibilité, on propose la modification de l'inclinaison du rotor de l'essoreuse d'un angle au minimum de 10° , afin de réduire la vitesse de rotation du rotor de l'essoreuse et de permettre une bonne évacuation de la matière avec une bonne qualité d'essorage. Néanmoins cette proposition nécessite une étude approfondie.

De plus, ce travail nous a permis :

- d'aborder et de se familiariser avec le domaine de la conception de machines tournantes avec toutes leurs complexités et de s'apercevoir de leurs éventuels dysfonctionnements dus à des défauts d'origines diverses et
- d'aborder les défauts des organes des machines et de trouver les solutions pour les traiter.

Les résultats obtenus à l'issue de ce travail témoignent que les résultats théoriques et ceux de l'expérimentation sont relativement similaires..

Références bibliographie :

- [1] : Comparaison entre l'analyse angulaire et temporelle des signaux vibratoire de machines tournantes. Frederic Bonnardot 10/12/2004 Institute National Poly technique de Grenoble.
- [2] : **B.bouchkri**, « analyse des défauts dentures et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages », Thèse de Magister, Université Mentouri Constantine, 2007.
- [3] : **Philippe ESTOCQ**, «Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes». Thèse de doctorat, université de reins champagne Ardenne, 2004
- [4] : **S.Teyar**, «Diagnostic de l'état de machines tournantes par l'analyse vibratoire». Thèse de Magister, Université Mentouri Constantine, 2003.
- [5] : **HATTO Schneider** « technique d'équilibrage »Traduction de la 6e édition allemande. Springer Verlag Berlin Heidelberg 2003.
- [6] : **Landolsi Foued**, «cours de technique de surveillance».
- [7] : Modèle SKF pour le calcul du moment de frottement.
- [8] : Total Bulgim (mars 2013).
- [9] :**M.Chorfi Sofiane**, «cours 2ème année PMI » , ISTA Constantine.
- [10] : Livre mécanique appliquée. Dépôt légal : septembre 1996.
- [11] : Livre chevalier guidage du dessinateur industriel 2004.