



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE  
ET POPULAIRE



Ministère de l'Enseignement supérieur  
et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA  
**Faculté de technologie**  
**Département de mécanique**

Mémoire de fin d'études  
En vue de l'obtention du diplôme master  
En **Conception mécanique**

*Thème*

**Interface de calcul pour l'analyse  
vibratoire des machines tournantes**

Réalisé par :  
Ahmed Bacha Aissa

Suivi par :  
Mr: Ouali Mohammed  
Mr: Magraoui Rabah

2012/2013

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*A la mémoire de mes grands-parents Allah yerhamhom.*

*A mes parents, affables, honorables, aimables : vous représentez pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de sagesse et l'exemple du dévouement.*

*Vos prières et vos bénédictions m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études.*

*Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que vous méritez, pour tous les sacrifices que vous n'avez cessé de me donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte.*

*A mon frère et sœur qui m'ont été d'un grand soutien moral, je vous remercie du fond du cœur.*

*A tous mes proches de la famille Ahmed Bacha et la famille Bouguerra.*

*A mes chers amis et collègues de l'université de Blida.*

# *Remerciements*

*Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.*

*En second lieu, je remercie mon encadrant Mr : Ouali Mohamed pour ses précieux conseils et son aide durant toute la période du travail.*

*Je tiens aussi à remercier Mr : Maghraoui rabbah, pour ses explications, sa disponibilité, et son dévouement.*

*Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail, en acceptant de l'examiner et l'enrichir par leurs propositions.*

*A ma famille et mes amis qui m'ont toujours soutenu par leurs prières et encouragements.*

*Et enfin, j'adresse ma gratitude à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

## ملخص

مصادر الاهتزازات متعددة في آلة دوارة، مما يجعل تفسير حالتها العملية صعب ولهذا السبب نستخدم تقنيات كتحليل الاهتزازات لتشخيص هذه الآلات.

في عملنا هذا سنقوم بدراسة حالتين تطبيقيتين لهذه التقنية وسوف نقوم بإنشاء واجهة بيانية بواسطة MATLAB لتسهيل الحسابات النظرية

## Résumé

Les sources de vibrations sont multiples dans une machine tournante, ce qui rend l'interprétation de son état de santé difficile.

C'est pourquoi nous faisons appel à des techniques telles que l'analyse vibratoire afin de diagnostiquer ces machines.

Dans ce travail nous allons étudier deux cas pratiques faisant appel à l'analyse vibratoire, puis nous allons établir une interface graphique avec le matlab afin de faciliter les calculs théoriques

## Abstract

Sources of vibration are multiple in a rotating machine, which makes the interpretation of its shape difficult.

That's why we use techniques such as vibration analysis to diagnose these machines.

In this work we study two practical cases involving vibration analysis, and we will establish a graphical interface with matlab to facilitate theoretical calculations

# Sommaire

Remerciements.....	2
Dédicace.....	3
Résumé.....	4
Introduction.....	5
I) Chapitre I : La maintenance.....	7
I).1 Définition de la maintenance .....	7
I).2 Quelques techniques de diagnostics des pannes .....	8
I).2.1 Mesure de température et thermographie infrarouge.....	8
I).2.2 Thermographie .....	8
I).2.3 Thermographie infrarouge et maintenance .....	8
I).2.4- Quelques exemples pratiques utilisant la thermographie infrarouge .....	9
I).2.5 Analyse des huiles .....	9
I).2.5.1 Introduction.....	9
I).2.5.2 Types d'analyse des huiles .....	9
I).2.5.3 vérifications quotidiennes.....	10
II) Chapitre II : Présentation de l'analyse vibratoire.....	12
II).1 Introduction [3].....	12
II).2 Les applications industrielles [3].....	13
II).3 Quelques notions fondamentales .....	14
II).3.1 La fréquence [4].....	14
II).3.2 L'amplitude.....	14
II).3.3 Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude.....	15
II).4 Dommages causés par les vibrations excessives.....	16
II).4.1 Fatigue.....	16
II).4.2 Frottement et usure de contact.....	17
II).4.3 Déséquilibre massique des rotors. Balourds.....	17
II).4.3.1 Balourd d'origine mécanique.....	18
II).4.3.2 Balourd d'origine thermique.....	19
II).4.4 Défauts d'alignement ou de flexion du rotor.....	21
III Chapitre III : Etude pratique.....	23
1 <sup>er</sup> cas : VENTILATEUR ATOMISEUR 01 .....	23
III.1.1 Nomenclature.....	23
III.1.2 Description du ventilateur .....	25
III.1.3 Choix des points de mesure des vibrations.....	25
III.1.4 Historique .....	26
III.1.5 Etude de cas .....	30
III.1.6 Correction du déséquilibre.....	32

2eme cas : Exhaure ciment.....	35
III.2.1 Nomenclature.....	35
III.2.2 Description.....	37
III.2.3 Choix des points de mesures des vibrations.....	37
III.2.4 Historique.....	37
III.2.5 Diagnostic et Analyse des résultats.....	48
III.2.6 Travaux réalisés.....	50
III.2.7 Contrôle vibratoire du 18 Août 2013.....	50
III.8. CONCLUSION.....	59
IV    Chapitre 4 : Etude théorique.....	61
Cas -1- ventilateur atomiseur 01.....	61
IV.1 Caractéristiques du système.....	61
IV.2 Calcul des différents paramètres du 1 <sup>er</sup> cas.....	64
Cas – 2 – <i>Ventilateur Exhaure</i> .....	66
IV. 3 Caractéristiques du système .....	66
IV.4 calcul des différents paramètres du 2 <sup>ème</sup> cas.....	68
IV.5 Conclusion .....	70
V.    Chapitre 5 : Interface.....	72
V.1 Etapes de création de l'interface.....	72
V.2 Organigramme des étapes d'exécution de l'interface.....	73
V.3 Utilisation de l'interface .....	74
V.3.1 Menu données : l'utilisateur choisira un des deux cas.....	74
<i>Masse parasite</i> .....	74
<i>Excentricité</i> .....	75
V.4 Menu Affichage.....	76
V.5 Menu Comparaison.....	76
Conclusion.....	78
Bibliographie.....	79
Annexe.....	81
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	

## Liste des tableaux

Tableau III.1 Historique de l'équilibrage de l'atomiseur 01.....	26
Tableau III.2 Analyse de phase de l'atomiseur 01.....	31
Tableau III.3 Equilibrage de l'atomiseur 01.....	32
Tableau III.4-1 : Niveaux globaux de vibrations prises le : 28 Juillet 2011.....	39
Tableau III.4-2 : Niveaux globaux de vibrations prises le : 11 Avril 2012.....	39
Tableau III.4-3 : Niveaux globaux de vibrations prises le : 23 Juin 2013.....	39
Tableau III.5 : Niveaux globaux de vibrations prises le : 18 Août 2013.....	50
Tableau IV.1 Décrément logarithmique de l'atomiseur 01.....	64
Tableau IV.2 Décrément logarithmique du ventilateur Exhaure.....	69

## Liste des figures

*Figure I.1: les différents types de maintenance*

*Figure I.2 : fusible avec contacts à couteaux*

*Défaut de serrage de conducteur (droite) avec conduction élevée dans le câble et influence par rayonnement sur les voisins*

*Figure I.3 chauffe anormale du corps du moteur électrique coté arbre, mais il faut associer une autre technique afin de diagnostiques.*

*Figure I.3 : différentes zones d'une goutte d'huile de moteur*

*Figure II).1 : Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (en a), complexe (en b), impulsionnel périodique (en c)*

*Figure II.2 : Représentations du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées*

*Figure II).3 : Quelques causes du déséquilibres (ou balourds)*

*Figure II).4 : Phénomènes de frottement-échauffement (rotor / parties fixes) Figure II).5 : Alignement, défaut de concentricité et défaut angulaire.*

*Figure II).6 Flexion d'arbre due à un défaut d'alignement ou de concentricité des paliers*

*Figure III.1: Nomenclature du ventilateur atomiseur 01.*

*Photo III.01 : Ventilateur ATOMISEUR 01.*

*Photo III.2 : Ventilateur ATOMISEUR 01.*

*Figure III.2 : Schéma cinématique du ventilateur Atomiseur et choix des points de mesure.*

*FigureIII.3 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens horizontal*

*Figure III.4 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens vertical*

*Figure III.5 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens horizontal*

*Figure III.6 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens vertical*

*Figure III.7 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens horizontal*

*Figure III.8 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens vertical*

*Figure III.9 : spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.10 : spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial vertical*

*Figure III.11 : spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.12 : spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.13 : Nomenclature du ventilateur.*

*Photo III.3 : Ventilateur EXHAURE CIMENT côté moteur.*

*Photo III.4 : Ventilateur EXHAURE CIMENT côté palier libre.*

*Photo III.5 : Turbine du ventilateur EXHAURE CIMENT.*

*Figure III.14 Choix des points de mesure.*

*Figure III.15 Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.16 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier Moteur dans le sens axial*

*Figure III.17 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier moteur dans le sens horizontal*

*Figure III.18 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier moteur dans le sens vertical*

*Figure III.19 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°03 dans le sens axial*

*Figure III.20 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.21 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical*

*Figure III.22 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.23 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.24 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens axial*

*Figure III.25 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial horizontal*

*Figure III.26 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

*Figure III.27 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens axial*

*Figure III.28 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.29 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial vertical*

*Figure III.30 Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.31 Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.32 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens axial.*

*Figure III.33 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial horizontal*

*Figure III.34 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

*Figure III.35 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens axial*

*Figure III.22 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.23 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.24 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens axial*

*Figure III.25 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial horizontal*

*Figure III.26 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

*Figure III.27 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens axial*

*Figure III.28 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.29 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial vertical*

*Figure III.30 Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.31 Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.32 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens axial.*

*Figure III.33 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial horizontal*

*Figure III.34 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

*Figure III.35 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens axial*

*Figure III.22 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.23 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.24 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens axial*

*Figure III.25 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial horizontal*

*Figure III.26 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

*Figure III.27 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens axial*

*Figure III.28 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.29 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial vertical*

*Figure III.30 Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.31 Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.32 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens axial.*

*Figure III.33 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial horizontal*

*Figure III.34 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

*Figure III.35 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens axial*

*Figure III.36 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.37 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical*

*Figure III.38: spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*

*Figure III.39 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical*

*Figure III.40 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens axial*

*Figure III.41 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial horizontal*

*Figure III.42 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

*Figure III.43 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens axial*

*Figure III.44 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le radial horizontal*

*Figure III.45 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le radial vertical*

*Figure III.46 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le radial horizontal*

*Figure III.47 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le radial vertical*

## **Introduction**

Les différentes mutations à la fois techniques et économiques que vivent les entreprises aujourd'hui ont généré d'importants changements dans leur politique de dépenses et d'investissements, et en même temps, elles évoluent dans un contexte de plus en plus sévère, en ce qui concerne la qualité, la sécurité et les nuisances, à cause des différentes normes qui sont de plus en plus exigeantes, ce qui laisse, les services de maintenance, occuper une place privilégiée au sein de ces entreprises.

Le service de diagnostic et de maintenance est confronté à des problèmes de plus en plus complexes. Or, les défaillances qui apparaissent dans les machines tournantes sont rarement décelables visuellement, ou alors il est déjà trop tard pour agir.

De ce fait, la résolution nécessite des méthodes spécifiques d'aide à la décision et de nouvelles structures à intégrer dans la stratégie de l'entreprise.

La surveillance et le diagnostic des défauts sont aujourd'hui primordiaux pour la fiabilité, la disponibilité, la maintenabilité et l'efficacité des systèmes de production ainsi que pour la protection de l'environnement, et sans doute l'analyse vibratoire est l'un des moyens les plus efficaces dans le domaine, et ce, grâce aux avantages qu'elle offre, tels que : la non-nécessité d'arrêter ou de démonter les installations, la fiabilité du diagnostic, et son coût relativement contenu.

Nous avons défini la maintenance conditionnelle et l'analyse vibratoire dans le 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> chapitre.

Au 3<sup>ème</sup>, nous avons diagnostiqué deux machines défaillantes n'ayant pas les mêmes défauts, et ce, en utilisant l'analyse vibratoire,

Au 4<sup>ème</sup> chapitre nous avons étudié ces deux cas théoriquement puis nous avons même procédé à la comparaison entre la pratique et la théorie.

Et en fin nous avons élaboré une interface graphique avec le Matlab, afin d'effectuer les calculs théoriques d'une manière beaucoup plus simple et intuitive.

## Nomenclature

$T$  : Calcul du tenseur global d'inertie

$M_t$  : Masse totale du rotor

$m$  : Masse parasite

$e$  : Excentricité

$k$  : Rigidité

$\omega_0$  : Pulsation propre du système

$C_c$  : Amortissement critique

$\Lambda$  : Décrément logarithmique

$C$  : L'amortissement

$\gamma$  : Taux d'amortissement

$\omega$  : Pulsation du rotor

$F_0$  : Force engendrée par le rotor

$A$  : Amplitude vibratoire du déplacement

$A_{\text{eff}}$  : Amplitude vibratoire efficace du déplacement

$V$  : Amplitude vibratoire de la vitesse

$V_{\text{eff}}$  : Amplitude vibratoire efficace de la vitesse

$\Delta_a$  : Erreur absolue

$\varepsilon$  : Erreur relative

# Chapitre I

# **Chapitre II**

# **Chapitre III**

# **Chapitre IV**

# **Chapitre V**

## I La maintenance

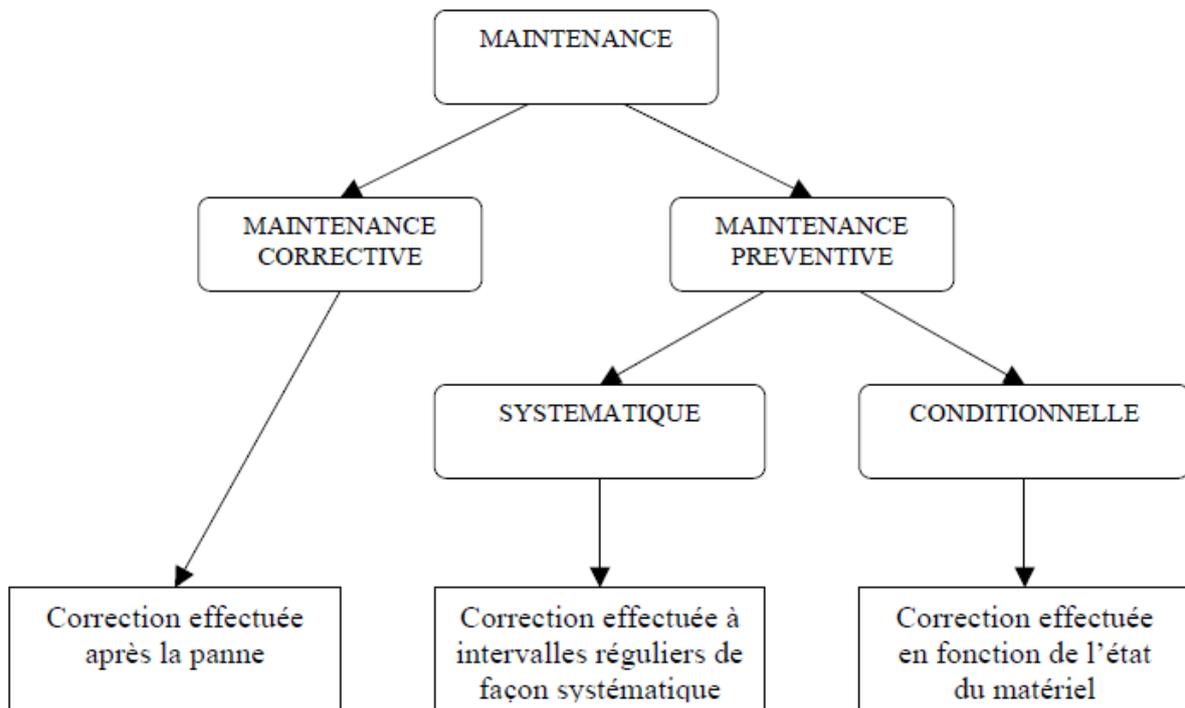
### I.1 Définition de la maintenance [1]

Selon la norme NF- EN-1366-X60-79, « 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 ».

En effet, aussi bien pour des raisons de sécurité que pour des raisons de rentabilité, les activités de maintenance sont essentielles pour la pérennité des machines industrielles. Elles permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits. Il est possible de distinguer trois stratégies de maintenance, comme le montre la figure I.1 :

- la maintenance corrective correspondant à une action effectuée après la panne.
- la maintenance préventive systématique effectuée selon un échéancier fixé sur la base du minimum de durée de vie des composants mécaniques.
- la maintenance préventive conditionnelle subordonnée à un type d'événement prédéterminé.

Cette politique étant propre à chaque entreprise, elle doit tenir compte de la complémentarité des méthodes correctives et préventives. Les paramètres dont il faut tenir compte pour l'élaboration de cette politique sont d'ordre économique et humain.



*Figure I.1: les différents types de maintenance*

Le principe de la maintenance conditionnelle consiste à estimer l'état des composants mécaniques en effectuant différents types de mesure. La nature de ces mesures dépend de la machine à suivre.

Cela peut être des mesures de vibration, des analyses d'huile, des thermographies infrarouges...

# Chapitre I : Maintenance

---

Lorsque le seuil admissible de ces défauts est dépassé, il devient nécessaire de programmer l'arrêt de la machine. Ceci doit être fait en perturbant au minimum le cycle de production, c'est à dire entre deux séries ou lors d'un arrêt programmé.

Ce type de maintenance se caractérise par :

- l'emplacement et le nombre de points de mesure
- la collecte et le traitement des informations
- la nécessité d'obtenir un diagnostic précis
- un investissement important

## **I.2 Quelques techniques de diagnostics des pannes**

### **I.2.1 Mesure de température et thermographie infrarouge [2]**

Sur le plan industriel, il est relativement facile de mesurer des températures. Le coût des capteurs n'est pas très élevé, et ils sont relativement fiables. Les indications qu'ils peuvent donner sur le fonctionnement des machines sont précieuses. En effet, une variation de température sur une machine tournant est souvent signe d'une dégradation ; il est par conséquent intéressant de s'y arrêter.

La mesure de température peut se faire de manière indirecte (sans contact), grâce aux techniques de thermographie infrarouge.

### **I.2.2 Thermographie :**

Technique d'enregistrement graphique des températures de divers point d'un corps par détection du rayonnement infrarouge qu'il émet. (Définition du Dictionnaire Larousse)

### **I.2.3 Thermographie infrarouge et maintenance [2]**

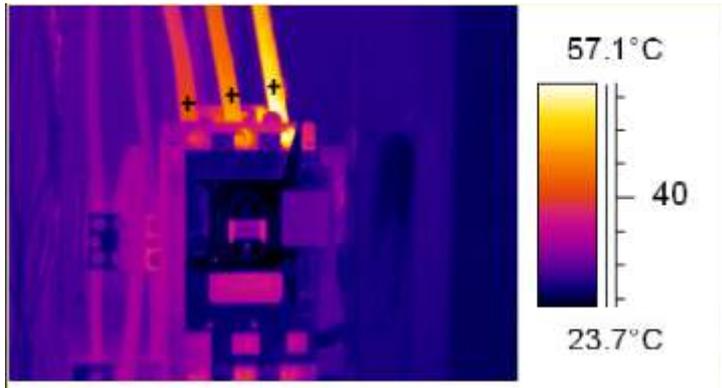
La thermographie infrarouge est utilisée en maintenance industrielle pour détecter des élévations de températures et en localiser la source. Elle permet entre autre, de détecter une élévation de température dans une armoire électrique sans ouvrir celle-ci. Il ne s'agit évidemment pas de connaître avec une très faible incertitude la température absolue de tous les points d'une surface, mais plutôt de s'assurer de la répétabilité de la mesure, l'objectif étant de quantifier l'urgence de l'intervention.

Ainsi, au niveau de l'instrumentation, on prendra soin de choisir un instrument le plus fidèle possible (mesure d'écart de température).

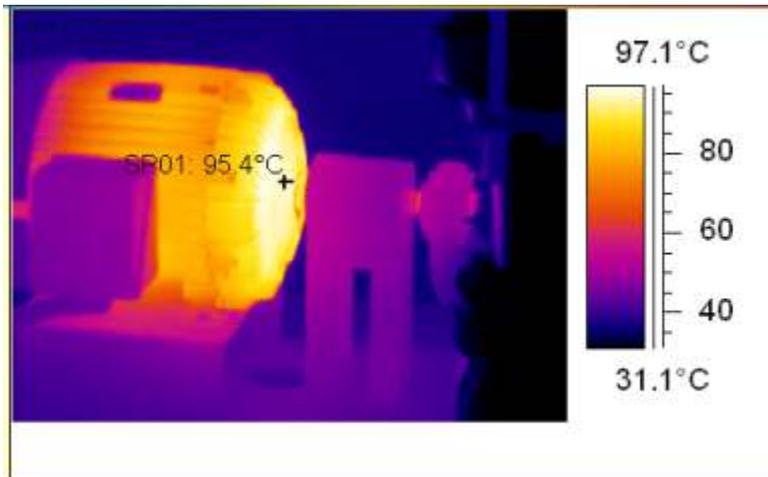
Les avantages de l'utilisation de cette technique sont alors :

- Une analyse rapide ;
- Une absence de contact physique avec les objets à mesurer : objets chauds/en mouvement/sous tension électrique/inaccessibles/polluants....
- Les secteurs d'applications de la thermographie sont :
  - La sidérurgie,
  - La pétrochimie
  - La mécanique
  - L'électricité
  - Le nucléaire
  - L'automobile

### 1.2.4 Quelques exemples pratiques utilisant la thermographie infrarouge



*Figure I.2 : fusible avec contacts à couteaux  
Défaut de serrage de conducteur (droite) avec conduction élevée dans le câble et influence par rayonnement sur les voisins*



*Figure I.3 chauffe anormale du corps du moteur électrique coté arbre, mais il faut associer une autre technique afin de diagnostiques.*

### I).2.5 Analyse des huiles

#### I).2.5.1 Introduction

Un des renseignements les plus importants provient de l'examen de l'huile et des particules en suspension. La quantité de particules est un indicateur de l'état de dégradation des machines. Le type de particules indique la provenance de l'usure et, par conséquent, la pièce ou l'élément défaillant. Ces analyses peuvent être faites en laboratoire avec un microscope électronique.

#### I).2.5.2 Types d'analyse des huiles [2]

Deux éléments : la dégradation et la contamination peuvent intervenir pour modifier les caractéristiques d'un lubrifiant et le rendre inapte à l'emploi.

## Chapitre I : Maintenance

- la dégradation d'un lubrifiant se produit par oxydation sous l'action de la température élevée et de l'oxygène. Les produits d'oxydation entraînent une altération des caractéristiques des lubrifiants. L'amélioration de la durée de vie des lubrifiants est obtenue en maintenant le réservoir d'huile à température inférieure à 60°C et en évitant au maximum l'aération du fluide en service.
- La contamination se caractérise par des particules d'usure, des particules solides et de l'eau en provenance de l'extérieur du système lubrifié. Elle peut être évitée ou minimisée par l'utilisation de filtres et en procédant à l'élimination régulière des particules décantées au fond du réservoir, tendant ainsi vers un certain équilibre. L'un des principaux objectifs des opérations de surveillance des machines est de détecter le plus tôt possible l'apparition de phénomènes d'usure anormale.

### I).2.5.3 vérifications quotidiennes [2]

#### Examen de l'aspect

Un simple examen visuel peut permettre parfois d'observer une modification sensible de la couleur de l'huile (pollution par l'eau ou un autre liquide) ainsi que des particules solides.

#### Observation de la couleur

La couleur d'une huile ne doit quasiment pas varier pendant la phase d'utilisation (elle peut brunir légèrement).

Si elle noircit, c'est qu'elle s'est chargée en suies dans le cas d'une huile moteur ou qu'elle a chauffée dans le cas d'une huile industrielle.

Une autre teinte proviendra d'un mélange avec un autre composant liquide.

#### L'odeur

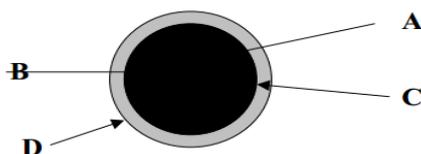
Une odeur de pétrole traduit une huile en bon fonctionnement.

Une huile rance indiquera une oxydation, une odeur de brûlé une huile ayant chauffée.

#### Test du filtre

Une goutte d'huile du moteur déposée sur un papier filtre s'étale et présente les différentes zones circulaires ci-dessous :

- une ronde centrale plus ou moins grise ou noire (A)
- une auréole plus foncée limitant la partie centrale (B)
- une zone circulaire dans laquelle se diffusent les impuretés (C)
- une zone circulaire extérieure où l'huile seule pénètre (D)



*Figure I.3 : différentes zones d'une goutte d'huile de*

### II Présentation de l'analyse vibratoire

#### II.1 Introduction [3]

Toute machine possédant des composants en mouvement génère un certain niveau de vibration, images des efforts dynamiques, quel que soit le soin apporté à leur fabrication. De ce fait, toute modification du processus dynamique de la machine engendre une variation des énergies vibratoires. Ces vibrations sont stable si la machine fonctionne normalement, quantifiable et reproductible, si l'environnement est le même. Ces vibrations sont caractéristiques de l'état de fonctionnement de l'équipement et constituent sa signature cinématique. Au fur et à mesure que l'état de la machine se détériore, le niveau vibratoire augmente et change radicalement avec l'apparition d'un défaut, première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradation et de panne.

Les vibrations sont le résultat d'un ensemble d'efforts exercé par la machine elle même ou le résultat de l'interaction avec l'environnement dans lequel la machine est intégrée. On peut distinguer des efforts d'origine mécanique (balourd, désalignement, roulement, engrènement, etc.), d'origine électrique (vibrations de stator, transformateurs, etc.), d'origine hydraulique (cavitation, turbulences, pulsations de pression, etc.) et de réponse du milieu (broutement des machines outils, pompage des compresseurs, etc.).

L'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un « bilan mécanique » complet du système, qui caractérise qualitativement et quantitativement son état à un instant donné, et ainsi d'y reconnaître d'éventuelles « maladies ».

Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse vibratoire, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet d'améliorer la disponibilité et la sécurité par la détection précoce et le suivi de la dégradation des éléments critiques, ainsi localiser l'organe défectueux sans démontage de la machine. Par conséquent, la correction éventuelle et la programmation des opérations de maintenance seront limitées aux seuls maillons et organes défaillants, si possible pendant les arrêts programmés de la production ou en la perturbant le moins possible, tout en tenant compte de la disponibilité de l'équipe d'intervention et de l'approvisionnement des pièces de rechange.

### II.2 Les applications industrielles [3]

Les applications industrielles de la surveillance vibratoire des équipements en fonctionnement sont diversifiées, que ce soit pour des structures mécaniques complexes (plateformes, pont, barrages, bâtiments,...) ou les machines (turbo - alternateurs, système d'engrenage,...) ou certains organes des machines de productions (roulements, pignons, rotors, ...etc.) contenant la signature cinématique de la machine, reliée aux conditions de fonctionnement.

Les techniques de l'analyse vibratoire, permettent à tout industriel qui les met en application :

- de connaître à tout moment « l'état de santé » de ces machines et d'estimer la longévité potentielle des différents composants et ainsi prévenir l'usure prématurée des différentes pièces :
  - Pour un équipement neuf, l'analyse vibratoire permet la détection d'anomalies ou défauts de montage - sources potentielles de pannes- pratiquement indécélables par d'autres techniques d'investigation ;
  - Pour un équipement venant de faire l'objet d'une remise en état, l'analyse vibratoire vérifie si cette opération a bien corrigé les anomalies identifiées ayant conduit à la prise de décision d'arrêt ou, au contraire, a généré un autre comportement anormal susceptible d'induire, à brève échéance, une nouvelle panne (maintenance mal adaptée).
- d'en déduire l'évolution de l'état de santé pour les semaines ou les mois à venir et de faire des prévisions sur leur destin : faire un bilan de santé ;
- d'enrichir et affiner les informations juste et pertinentes nécessaires pour la maîtrise des risques ;
- d'évaluer avec précision le niveau de vibration aux endroits envisagés pour l'utilisation d'équipements sensibles et ainsi évaluer l'emplacement idéal d'un équipement requérant de faibles niveaux vibratoires ;
- Améliorer l'environnement de travail.

Les avantages suivants peuvent être perçus :

- éviter la casse des machines (vrais pour plus de 90 des cas) ;
- éviter les arrêts de production non programmés ;
- augmenter la durée de vie des équipements ;
- assurer un contrôle qualité permanent de réparation, du montage et du graissage ;
- pratiquer l'équilibrage in situ de ces équipements ;
- augmenter la sécurité dans les secteurs d'activités tels que le pétrole, la pétrochimie et la chimie ;
- éviter les erreurs humaines, lors des arrêts et des remises en état ;
- améliorer la disponibilité des équipements et la sécurité de l'environnement.

### II.3 Quelques notions fondamentales

#### II.3.1 La fréquence [4]

La fréquence représente la cadence de répétition d'un phénomène ou le nombre de fois qu'il se reproduit en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisi est la seconde, la fréquence s'exprime en Hertz (Hz).

Une vibration qui se produira 50 fois/seconde aura donc une fréquence de 50 Hz.

1 Hertz = 1 cycle par seconde

#### II.3.2 L'amplitude

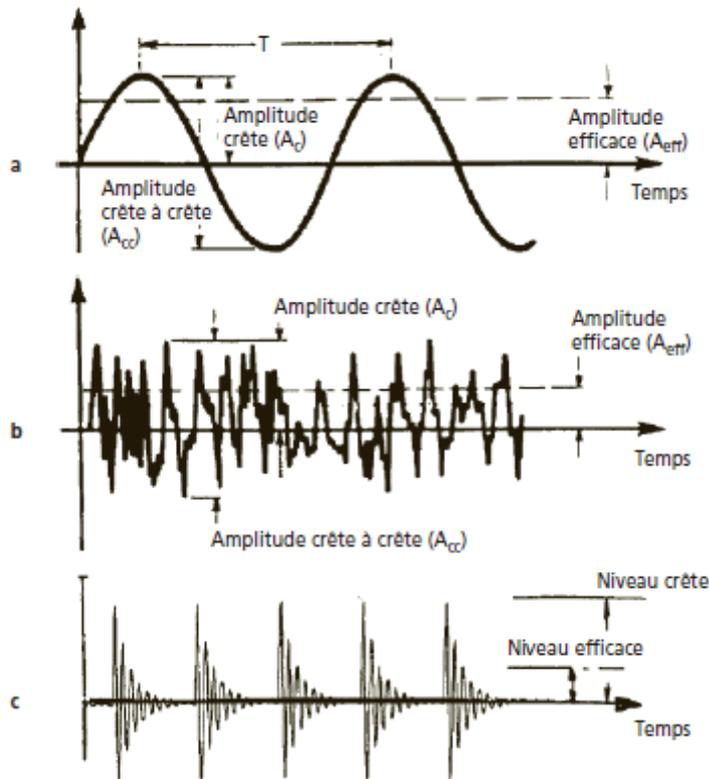
L'amplitude est la première sensation ressentie lorsque l'on pose la main sur le palier d'une machine qui vibre.

##### *Définitions*

On appelle amplitude d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre.

De cette définition générale, la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs (figure 1) pour caractériser son amplitude.

- **L'amplitude « crête (Ac) »**. Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre. [4]
- **L'amplitude « crête à crête (Ac-c) »** appelée « peak to peak » (Ap-p) en anglais. Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double » ( $Ac-c = 2Ac$ ). [4]
- **L'amplitude « efficace (Aeff) »** ou RMS en anglais (Root Mean Square). Comme en électricité, elle représente l'amplitude corrigée « statique » du signal redressé, indiquant ainsi l'énergie donnée par le mouvement vibratoire. [4]

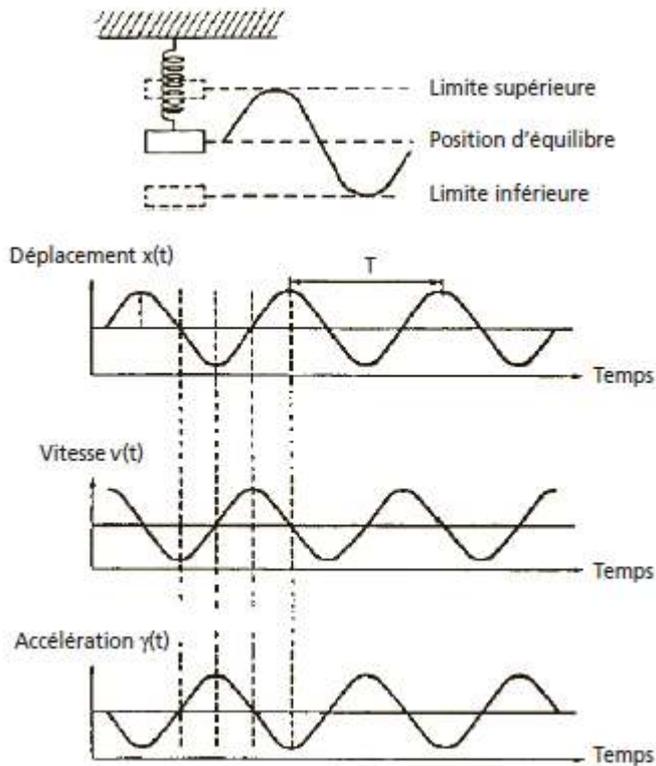


*Figure II.1 : Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (en a), complexe (en b), impulsionnel périodique (en c)*

### II.3.3 Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude

Si nous reprenons l'exemple du système mécanique précédent, on constate (figure 2) que le mouvement de la masselotte se traduit par :

1. Un **déplacement**. La position de la masselotte varie de part et d'autre de la position d'équilibre, allant de la limite supérieure à la limite inférieure du mouvement.
2. Une **vitesse** de déplacement. Cette vitesse sera nulle au point haut et au point bas du mouvement de la masselotte et sera maximale autour du point d'équilibre.
3. Une **accélération**. Celle-ci permet à la masselotte de passer de sa vitesse minimale en début de course à sa vitesse maximale au point d'équilibre avant de décélérer en fin de course.



**Figure II.2 :** Représentations du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées

### II.4 Dommages causés par les vibrations excessives

Les vibrations excessives doivent être évitées et rapidement supprimées lorsqu'elles sont détectées parce qu'elles ont pour effet d'accélérer l'usure de l'équipement, qu'elles causent des dommages et qu'elles peuvent provoquer une défaillance et parfois même un accident catastrophique.

Les effets des vibrations causant de l'usure et des dommages sont les suivants :

- Fatigue
- Frottement et usure de contact
- Balourd
- Défauts de jeu ...etc.

#### II).4.1 Fatigue [5]

La fatigue se produit dans des pièces comme les paliers, les accouplements, les lames et les aubes des machines tournantes, les tubes des échangeurs de chaleur et la tuyauterie. Selon l'EPRI (Electric Power Research Institute), les emboîtements soudés des tubes de petit diamètre ( $\leq 2$  po) sont les pièces les plus susceptibles de subir une rupture par fatigue.

## Chapitre II : Analyse vibratoire

---

### II.4.2 Frottement et usure de contact [5]

Le frottement se produit parfois dans les machines tournantes, notamment dans les joints d'étanchéité, les paliers lisses, les bagues d'usure des pompes, les lames des turbines et des compresseurs et les aubes des pompes et des ventilateurs. L'isolant électrique des câbles et des fils peut être également soumis à un frottement qui peut provoquer un défaut de mise à la terre et un défaut phase-phase.

L'usure de contact se produit généralement dans les échangeurs de chaleur lorsque les tubes en vibration frottent contre les plaques supports.

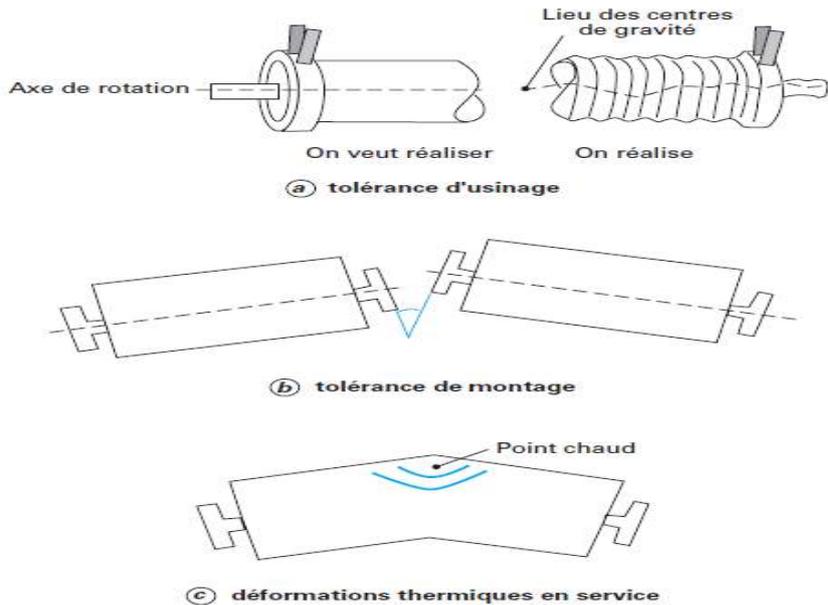
### II.4.3 Déséquilibre massique des rotors. Balourds [6]

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor, ce qui caractérise le balourd. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des efforts centrifuges qui le déforment. Ces efforts se traduisent par des vibrations liées à la fréquence de rotation.

Les déséquilibres proviennent en général de défauts d'usinage, d'assemblage des rotors ou de montage. En fonctionnement, les rotors peuvent alors aussi se déformer sous l'effet d'échauffements dissymétriques. Quelques exemples de causes de déséquilibre (ou balourds) sont représentés figure 3.

Sur cette figure, les défauts semblent exagérés, surtout si l'on se réfère aux déformations réelles des rotors. Mais si l'on considère que ces défauts peuvent être amplifiés par les phénomènes de résonance, les figures deviennent réalistes. En effet, un décentrage du rotor de 10  $\mu\text{m}$  par rapport à son axe de rotation peut se traduire par des vibrations élevées si l'amortissement interne du rotor est faible.

Avec 1 % d'amortissement, c'est-à-dire avec un coefficient d'amplification de 50, les vibrations au passage des vitesses critiques pourront atteindre une amplitude de 500  $\mu\text{m}$ . Or, un usinage à 10  $\mu\text{m}$  près est déjà un bon usinage, difficile à réaliser.



**Figure II.3 : Quelques causes du déséquilibres (ou balourds)**

### II.4.3.1 Balourd d'origine mécanique [6]

- **Perte d'ailette, rupture d'une aube, etc.**

Lorsqu'il y a rupture et départ d'un morceau du rotor, comme par exemple d'une ailette, on observe généralement une évolution instantanée des vibrations.

- **Modification du montage**

Un glissement des plateaux d'accouplement se traduit comme dans l'exemple précédent (perte d'ailette) par une évolution brusque des vibrations synchrones de la rotation. Ce genre d'incident est à corrélérer à des évolutions des efforts de torsion (à-coups de réseaux, évolution du couple transmis pendant une prise de charge). Cela est surtout vrai lors de la première prise de charge après un démontage de l'accouplement qui se remet alors en place en glissant lorsque les efforts de torsion deviennent suffisants.

- **Érosion. Dépôt de matière**

L'érosion des aubes peut créer un déséquilibre si la distribution n'est pas symétrique (ce qui est assez rare).

Le dépôt de matière se rencontre sur des ventilateurs qui fonctionnent dans des ambiances très sales, comme par exemple des tirages de fumées. On observe alors une évolution lente des vibrations à la fréquence de rotation, avec parfois des discontinuités lorsqu'une partie de ce dépôt se décolle sous l'effet des efforts centrifuges.

- **Fluage, défaut de virage**

Lorsque l'on démarre une machine après une période d'arrêt prolongée, on peut, sous certaines conditions, observer des vibrations élevées créées par une déformation permanente du rotor due à :

- un fluage des rotors chauds même lors d'arrêt de courte durée ;
- un fluage des rotors froids s'ils sont très flexibles et arrêtés très longtemps ;
- un coup d'eau (trempe locale due à la présence de fluide froid dans un écoulement de vapeur chaude). Ce phénomène peut se rencontrer lorsque l'on envoie de la vapeur chaude dans une tuyauterie mal purgée.

### II.4.3.2 Balourd d'origine thermique [6]

- **Déformation des rotors de turbine**

Lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques. S'ils se déforment de façon dissymétrique, les centres de gravité se déplacent et les efforts varient.

Le critère de diagnostic repose alors sur la corrélation entre les variations de température et l'évolution des vibrations. La rapidité de l'évolution renseignera sur l'origine du défaut.

- **Déformation des rotors d'alternateurs ou de moteurs électriques : balourd thermique**

Comme précédemment, une non-homogénéité du rotor peut induire des déformations.

En raison de l'énergie importante dissipée par effet Joule ou par hystérésis, il est nécessaire de refroidir les rotors. Toute dissymétrie de débit (canaux de ventilation bouchés ou pertes de charge différentes) se traduira lors d'une variation de puissance par une variation des vibrations.

Les vibrations sont alors fonction de l'échauffement qui dépend de l'intensité du courant dans le rotor, mais aussi de la température du fluide de refroidissement, ou de sa pression.

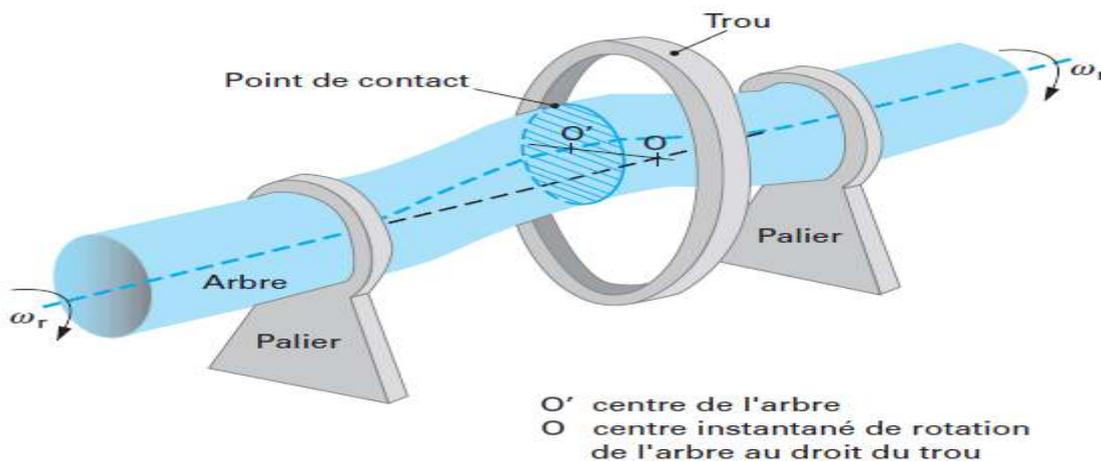
Un effet similaire peut être obtenu en cas de court-circuit entre spires, provoquant une dissymétrie d'échauffement. Il faut, pour trouver l'origine de cette déformation, compléter les informations précédentes par des mesures électriques (isolement, résistance interne ou courants).

- **Glissement et dilatation contrariée des bobinages de machines électriques**

Si un obstacle s'oppose à la dilatation d'une barre, ou si les forces de frottement deviennent élevées, la dilatation du bobinage ne peut plus se faire librement et le rotor se tord. On observe alors dans ce cas une évolution du niveau vibratoire.

- **Frottement. Balourd évolutif**

Si au passage par un orifice (palier, joint d'étanchéité par exemple) l'arbre s'échauffe de manière dissymétrique, soit parce qu'il frotte, soit parce que le brassage d'huile provoque un échauffement plus intense d'un côté de l'arbre que de l'autre, si de plus, la déformation de l'arbre qui résulte de cet échauffement déplace à son tour le point chaud (vibration maximum décalée par rapport au point chaud qui lui donne naissance) (figure 4), alors, toutes les conditions sont réunies pour amorcer un phénomène de variations cycliques du déséquilibre.



**Figure II.4 : Phénomènes de frottement-échauffement (rotor / parties fixes)**

La mise en équation du mouvement montre que la trajectoire du vecteur représentant la vibration à la fréquence de rotation est une spirale amortie ou divergente selon la position des vitesses critiques, ou plus exactement selon la valeur de l'angle que fait la vibration avec la force qui lui donne naissance (balourd créé par l'échauffement).

Le décalage du point d'échauffement s'explique parce qu'il y a déphasage entre la déformation et la force qui la crée. Ce déphasage est celui qui existe par exemple entre un balourd et la vibration qu'il induit :

- il est nul à basse vitesse.
- il est égal à  $\pi/2$  à la vitesse critique.
- il est égal à  $\pi$  aux vitesses élevées.

## Chapitre II : Analyse vibratoire

### II.4.4 Défauts d'alignement ou de flexion du rotor [4]

Avec le défaut de balourd, le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des différents organes (accouplements, roulements, engrenages...) constituant un équipement. Il crée des efforts importants qui vont entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement.

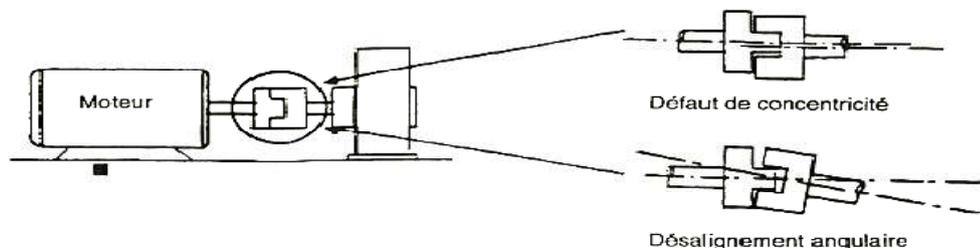
Outre la dégradation de l'accouplement, ces efforts, dus à un défaut de montage ou à une usure des éléments d'entraînement, vont avoir pour effet :

- dans le cas de paliers anti friction, de déverser l'une des bagues et de précipiter la dégradation du roulement par aggravation des contraintes exercées par le mouvement des éléments roulants sur les pistes ;
- dans le cas de paliers à film d'huile, de décharger l'un des paliers de la ligne d'arbres et d'induire des instabilités mettant très rapidement en péril l'installation par rupture du film d'huile, frottement des labyrinthes d'étanchéité ou des ailettes.

#### Généralités

Un défaut d'alignement peut affecter :

- Deux rotors d'une machine : les axes des arbres des deux rotors présentent un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou possèdent un défaut de concentricité (arbres parallèles). Figure II.5



**Figure II.5 : Alignement, défaut de concentricité et défaut angulaire.**

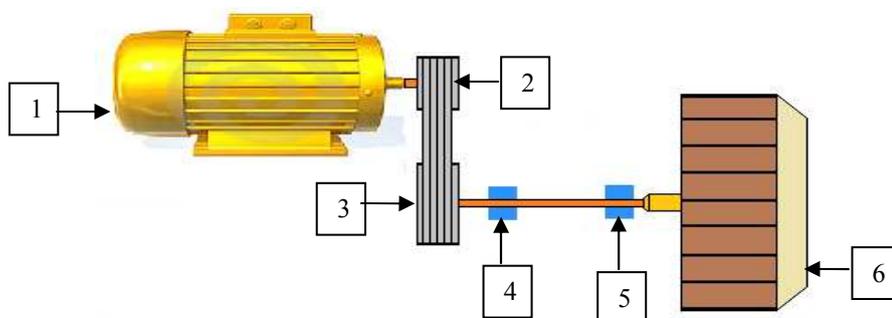
- Deux paliers du même arbre d'une machine : les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple, sous l'effet de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. Figure II.6.



**Figure II.6 Flexion d'arbre due à un défaut d'alignement ou de concentricité des paliers**

### 1<sup>er</sup> cas : VENTILATEUR ATOMISEUR 01

**SITE** : CERAMIQUE HIPPOCAMPE  
**ATELIER** : STATION ATOMISAGE N°01  
**MACHINE** : VENTILATEUR ATOMISEUR.



*Figure III.1: Nomenclature du ventilateur atomiseur 01.*

#### III.1.1 Nomenclature

##### 1- Moteur électrique :

Marque : SIEMENS  
Type : D – 91056  
Puissance : 110 KW  
Vitesse de rotation : 1485 tr/min  
Tension :  
Intensité : 160 A  
Roulement COP : 6317 C3  
Roulement CP : 6317 C3

##### 2- Poulie réceptrice:

Diamètre : 400 mm  
Largeur : 150 mm  
Nombre de gorges : 05

##### Courroie :

Longueur :  
Largeur :

##### 6- Turbine :

Diamètre : 1200 mm  
Largeur : 420 mm  
Nombre de pales : 12  
Vitesse : 25 Hz (1500 tr/min)

##### 3- Poulie motrice:

Diamètre : 400 mm  
Largeur : 100 mm  
Nombre de gorges : 05

##### 4 - 5 Paliers et roulements :

Type de palier : monobloc  
Référence de palier :  
Type de roulement :  
Référence de roulement :  
Type de graisse :



*Photo III.01 : Ventilateur ATOMISEUR 01.*



*Photo III.2 : Ventilateur ATOMISEUR 01.*

### III.1.2 Description du ventilateur :

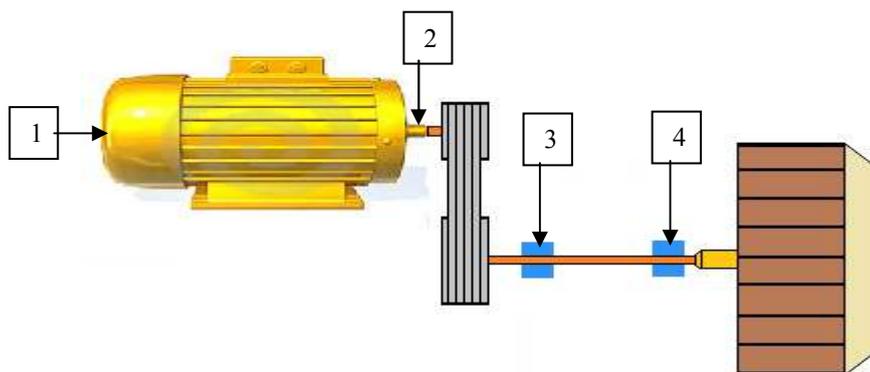
Le ventilateur Atomiseur est une machine d'extraction du mélange barbotine / l'argile dans une station de préparation d'une céramique située à Bousmail, au même temps, il aspire les déchets d'atomisation sous forme de gaz en les évacuant à travers la cheminée de la sortie, positionnée sur une ligne d'aspiration sur la chaîne de production de la faïence (voir photos III.1 & 2).

La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 1485 tr/min, et de puissance de 110 KW, le mouvement est transmis par des courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice, vers une ligne d'arbre supportée par deux paliers séparés à roulements, et supportant une turbine d'aspiration de diamètre de 1200 mm et de largeur de 420 mm, tournant à une vitesse de 1481 tr/min, composée d'une seule rangée à 12 pales.

### III.1.3 Choix des points de mesure des vibrations

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir le maximum d'informations concernant les conditions de fonctionnement de la machine, et ce, pour cerner toutes les anomalies mécaniques ou électriques qui peut surgir sur le ventilateur. La figure III.2 montre la chaîne cinématique et les points de mesures de vibrations qui sont prélevés sur les paliers et programmés dans deux directions, à savoir :

- Radiale horizontale.
- Radiale verticale.



*Figure III.2 : Schéma cinématique du ventilateur Atomiseur et choix des points de mesure.*

## Chapitre III : Etude pratique

### III.1.4 Historique:

Cet équipement représente une grande stratégie dans la chaîne de production dans la céramique, qui nécessite un suivi périodique par la technique de l'analyse vibratoire car sa panne provoque facilement l'arrêt immédiat de l'usine. La première campagne de mesure sur le ventilateur était le : 15 Juillet 2007, où nous avons détecté un défaut de balourd sur la turbine générant des vibrations d'un niveau de 08 mm/s, jugé alarmant en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056, accompagné d'un défaut de roulement sur les deux paliers N°03 & 04 comme l'indique le schéma cinématique du ventilateur représenté dans la figure III.2.

Après une semaine environs, c'est-à-dire le 20 Juillet 2007, une panne de roulement surgit sur la machine, où ils étaient obligés de l'arrêter pour changer les deux roulements, et là, nous avons profité de l'occasion pour réaliser la première opération d'équilibrage afin de corriger le balourd précité, dont nous avons réussi à faire baisser le niveau vibratoire jusqu'à 01,38mm/s.

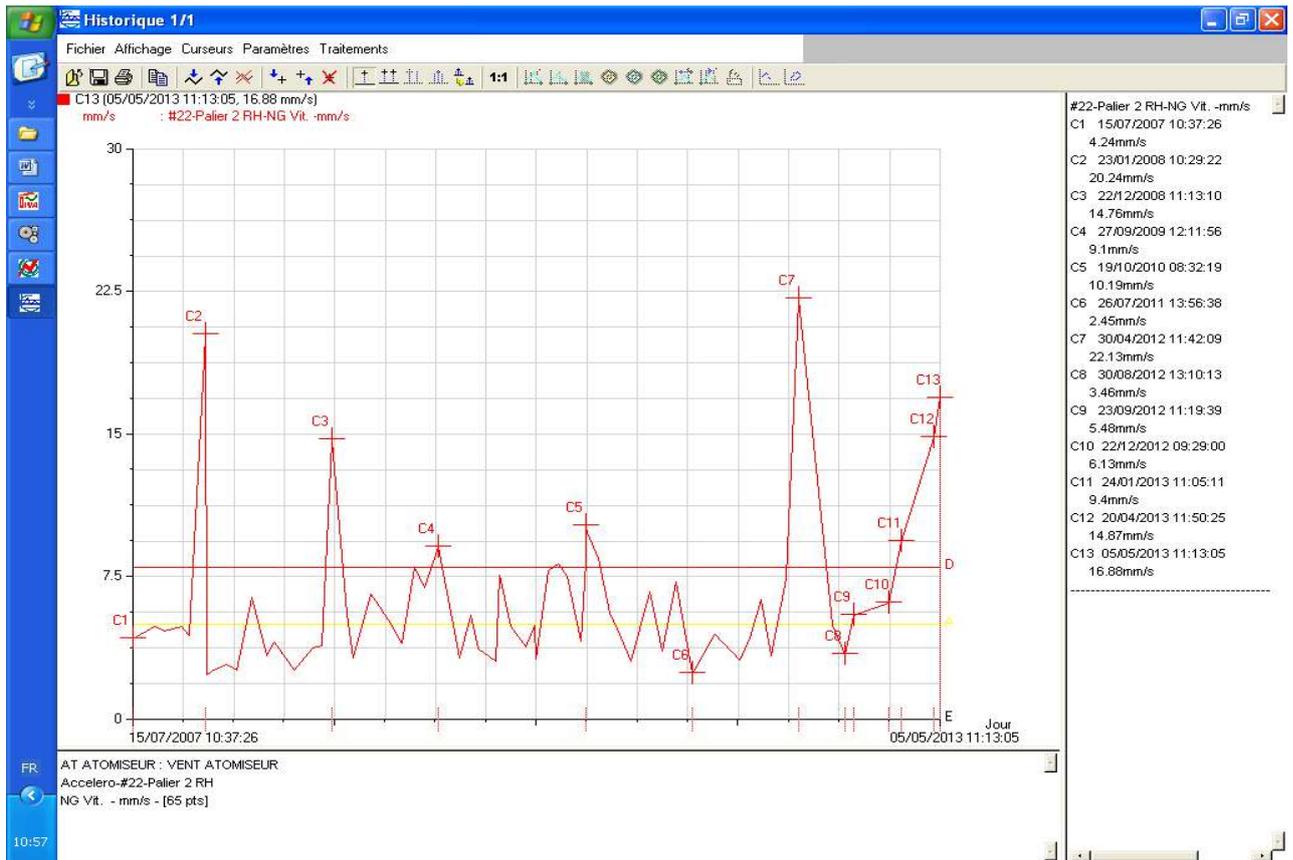
Plusieurs opérations d'équilibrage ont été faites sur la turbine de ce ventilateur durant son fonctionnement qui sont illustrés dans le tableau III.1, suite aux défauts de balourd révélés lors des campagnes des mesures de vibrations périodiques d'après les courbe de tendance N°04, 05 et 06 enregistrées sur les paliers moteur et paliers portant la roue du ventilateur. Aussi, il est à signaler que cet équipement a connue un seul changement concernant les roulements, et ce grâce aux corrections des déséquilibres de la turbine dès leur apparition, ainsi qu'au graissage régulier (une fois par mois) de ces roulements.

La dernière opération d'équilibrage de la turbine a été réalisée le 13 Octobre 2012, comme on le montre ci-dessous en détail.

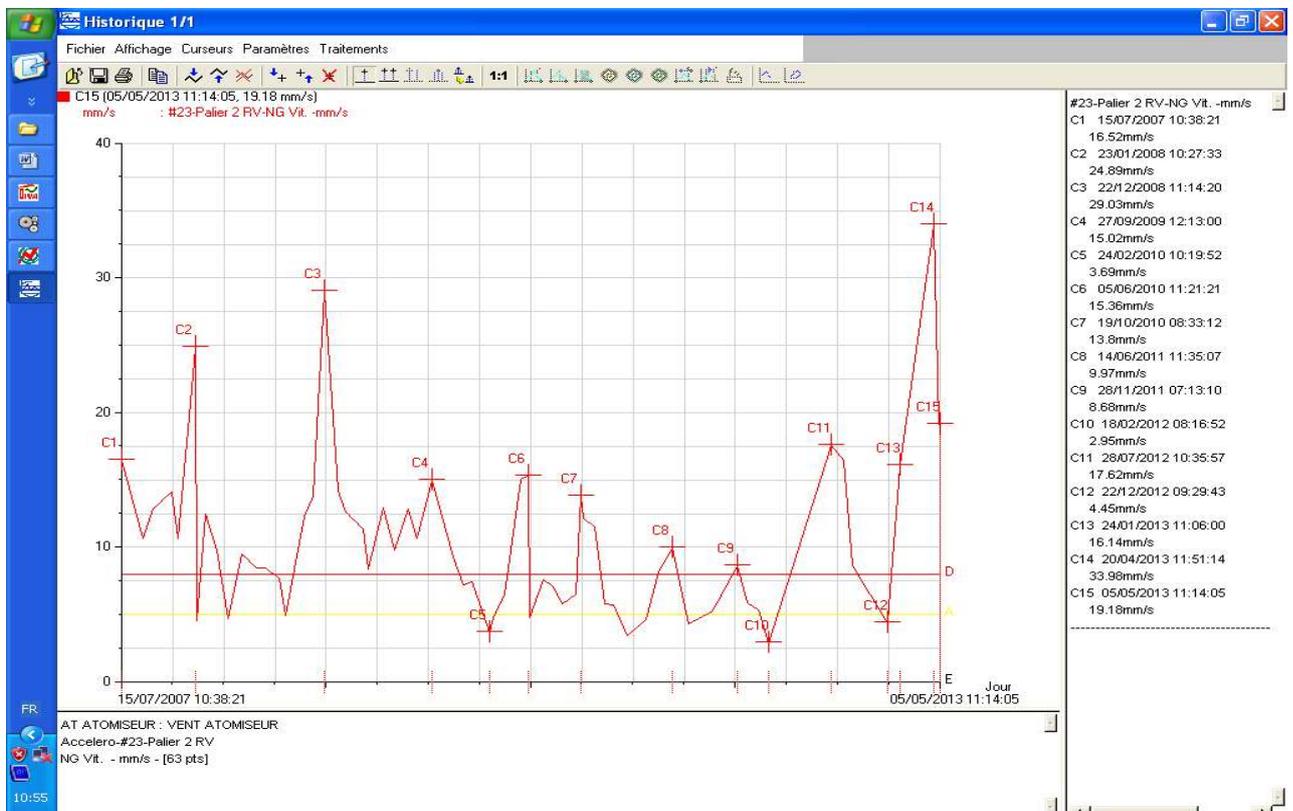
Date d'intervention	Niveau de balourd avant l'équilibrage (mm/s)	Niveau de balourd après l'équilibrage (mm/s)
Le : 20 Juillet 2007 Changement des roulements	08	01.38
Le : 27 Février 2008	12.91	01.77
Le : 26 Juillet 2008	10.36	02.31
Le : 27 Septembre 2009 Usinage de la portée de roulement de l'arbre du moteur électrique.	12.67 sur le moteur	01.40
Le : 09 Juin 2010	10.53	01.62
Le : 24 Janvier 2012	21.48	02.59
Le : 13 Octobre 2012	14.01	03.71

**Tableau III.1 Historique de l'équilibrage de l'atomiseur 01**

## Chapitre III : Etude pratique



**Figure III.3** Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens horizontal



**Figure III.4** Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens vertical

# Chapitre III : Etude pratique

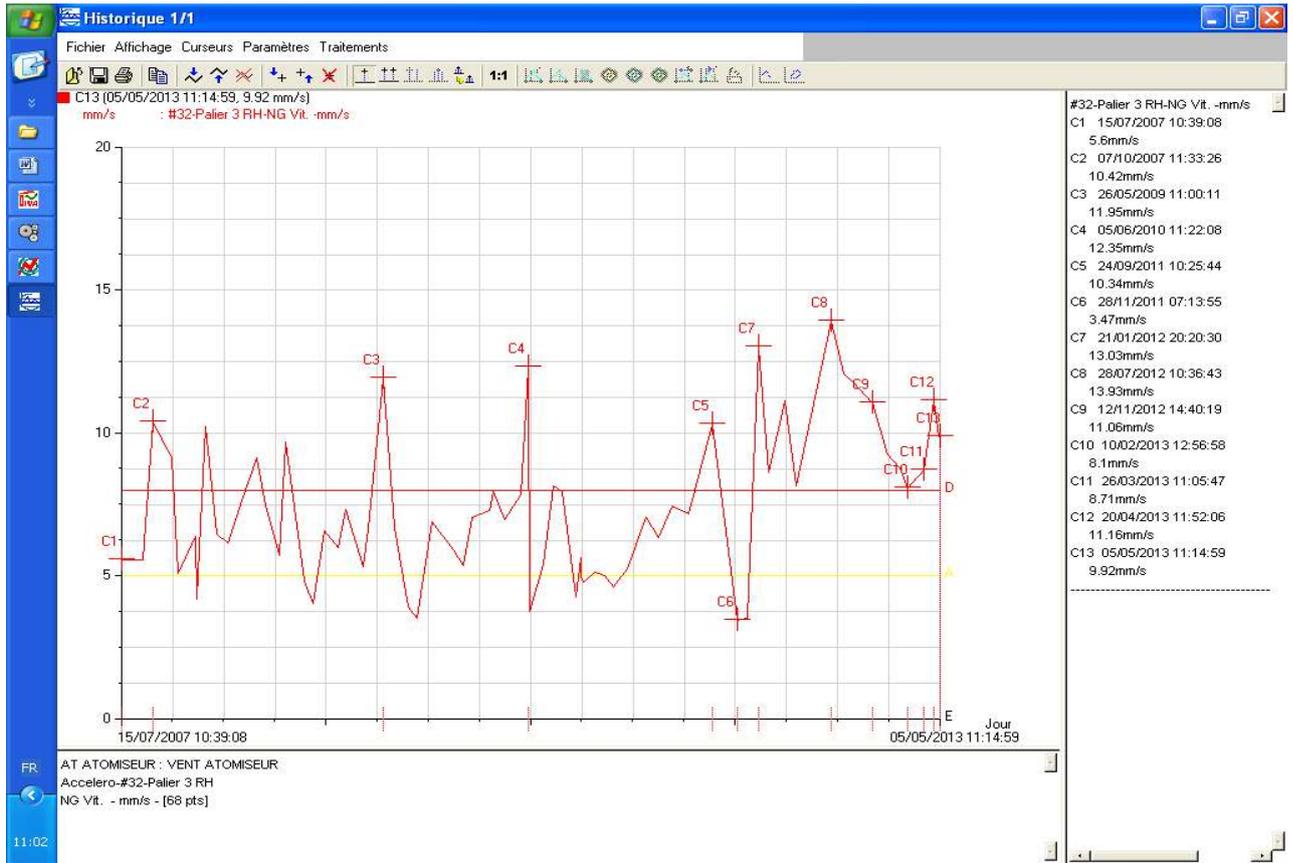


Figure III.5 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens horizontal

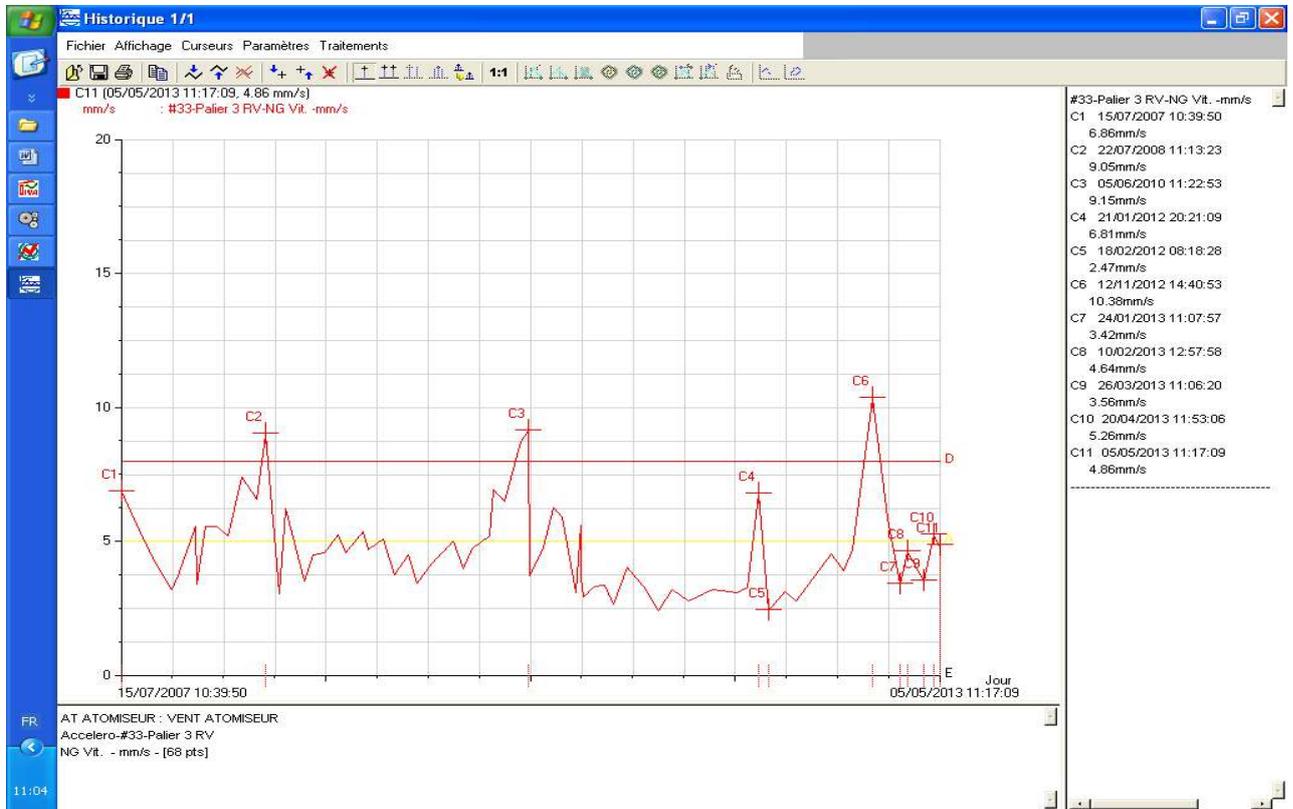


Figure III.6 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens vertical

# Chapitre III : Etude pratique

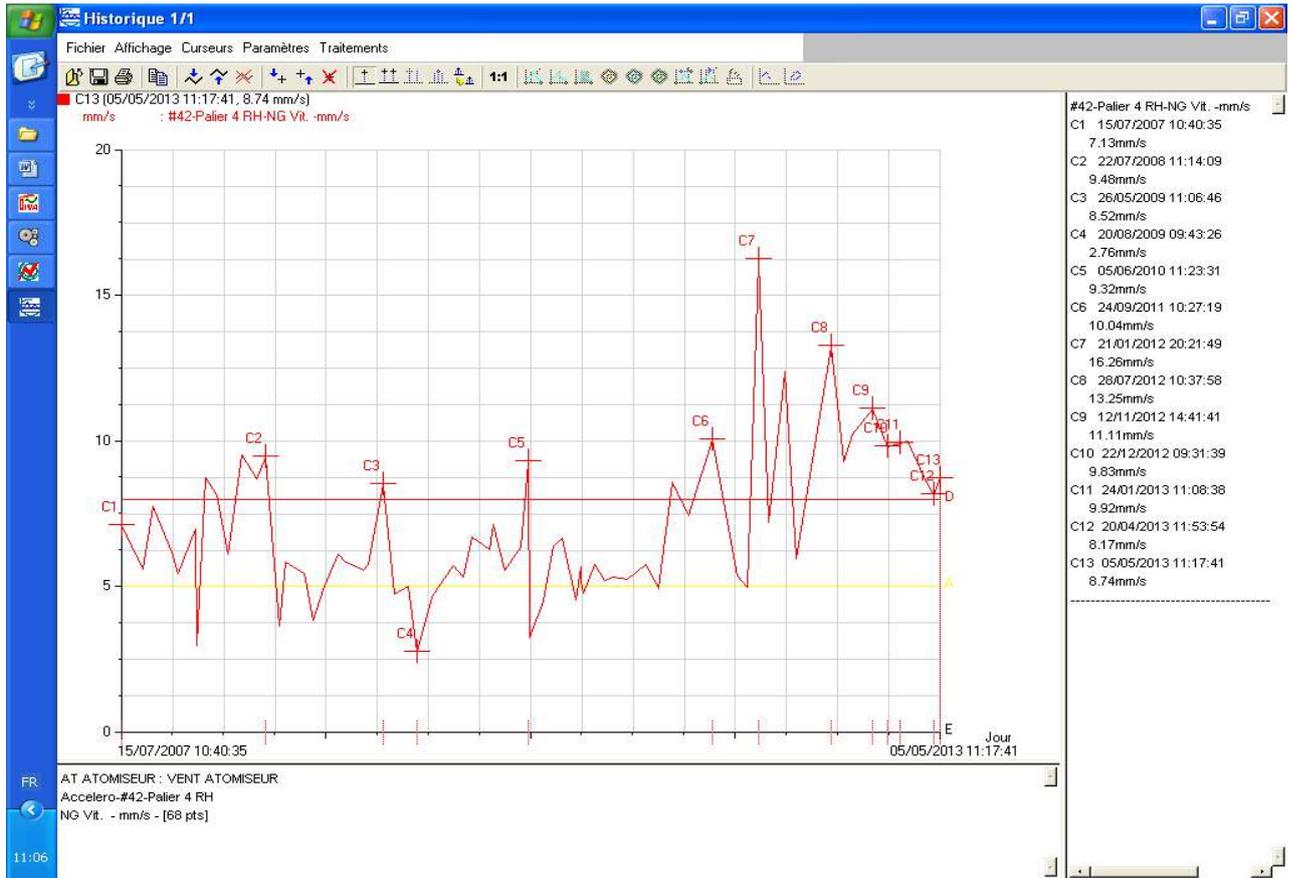


Figure III.7 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens horizontal

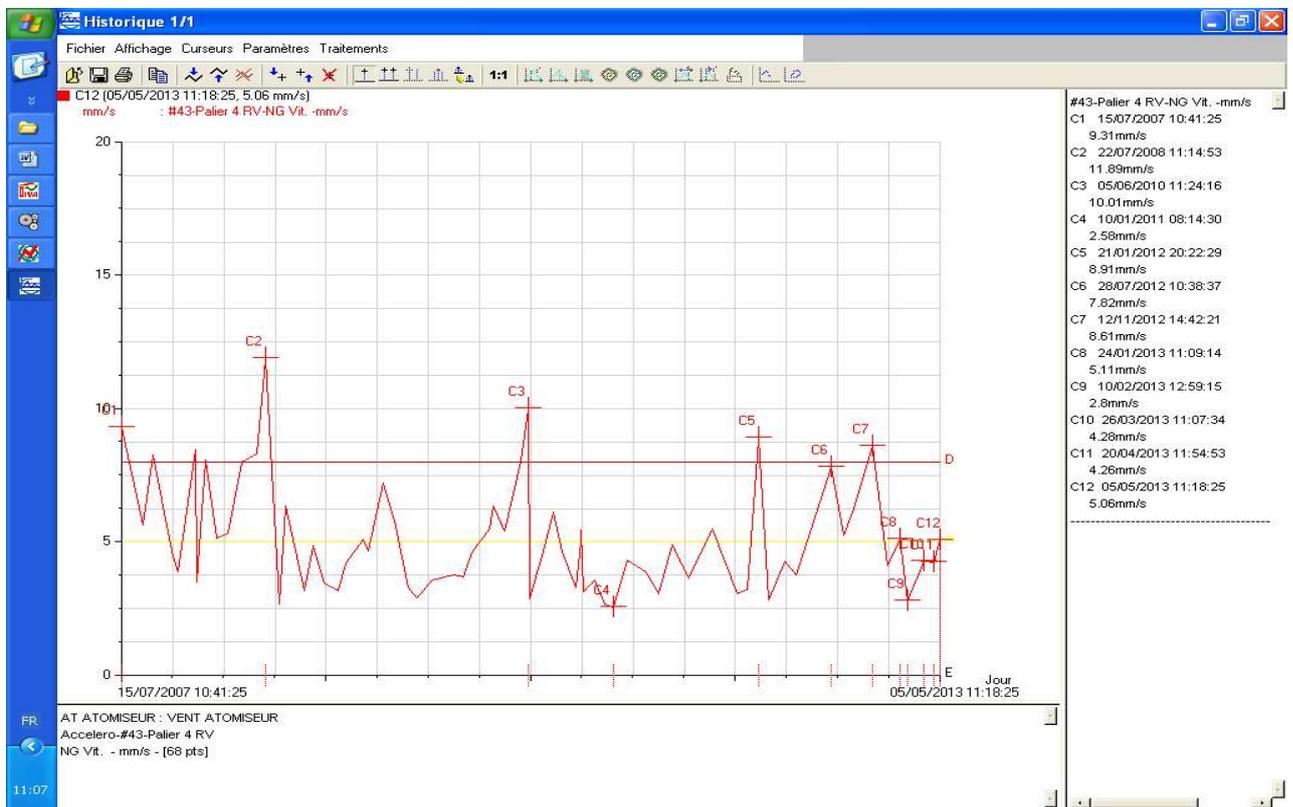


Figure III.8 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens vertical

## Chapitre III : Etude pratique

---

### **III.1.5 Etude de cas :**

Les vibrations enregistrées sur cet équipement durant tout le suivi par la technique d'analyse de vibrations sont à l'origine d'un déséquilibre lié à un effort rotatif qui est le balourd, pratiquement, si on divise les six années de contrôle vibratoire sur le nombre des opérations d'équilibrage faites sur la turbine du ventilateur, on trouvera la moyenne d'un équilibrage par an, cela veut dire qu'on est devant un problème de conception ou une défaillance liée aux conditions du travail auxquelles l'appareil est soumis.

La dernière supposition est loin d'être envisagée, car les conditions de température, pression et poussières sont normales, ce qui nous permet de conclure la présence d'un défaut de conception relatif à l'usure présente sur les pales, cône et disque de la turbine par la matière aspirée, même l'inspection visuelle de la turbine lors de l'équilibrage de la turbine confirme cela.

Ce défaut de balourd a provoqué l'apparition d'un défaut de roulement sur les deux paliers de l'arbre portant la turbine (N°03 & 04), ainsi qu'un défaut de jeu présenté sur le flasque moteur côté poulie motrice (N°02 d'après la chaîne cinématique de la machine), ces deux défauts ont été remédiés par un changement des roulements et paliers ainsi qu'un chargement et l'usinage de la portée de roulement de l'arbre du moteur électrique. En l'occurrence, les opérations d'équilibrages de la turbine sont faites avec succès, on cite la dernière du : 13 Octobre 2012, suite à un balourd détecté sur l'ensemble des paliers du ventilateur.

Le déséquilibre est une force centrifuge tournante qui se manifeste à la fréquence de rotation du rotor (turbine), il provoque des vibrations dans un plans radial, qui se propage premièrement sur les paliers de la machine (paliers N°03 & 04 comme l'indique la figure N°02), et évidemment sur les roulements.

A cet effet, l'analyse spectrale des mesures de vibrations prélevées le : 23 Septembre 2012 sur les deux paliers N°03 & 04 de la chaîne cinématique de la machine, révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine, qui se voit nettement sur tous les spectres pris radialement dans les deux sens horizontal et vertical, qui sont représentés sur les figures III.9 jusqu'à la figure III.12, qui présentent une composante d'amplitude prépondérante liée à la fréquence de rotation du rotor qui est de 25 Hz, tel que le niveau maximal est de 11,78 mm/s enregistré sur le palier N°03 dans la direction radiale horizontale, jugé Danger d'après les normes internationales VDI 2056, tandis que sur le palier N°04 dans le sens horizontal, les

## Chapitre III : Etude pratique

vibrations générées sont de l'ordre de 09,67 mm/s, jugé Alarmant en se référant aux mêmes normes.

Avant d'entamer l'opération d'équilibrage du rotor du ventilateur, il faut toujours s'assurer que ce déséquilibre est vraiment lié à l'effort rotatif qui est le balourd, car plusieurs défauts s'expriment par une composante prépondérante d'amplitude élevée liée à la fréquence de rotation et c'est l'analyse des phases qui permet de distinguer entre les défauts provenant d'un effort rotatif comme le balourd, et les défauts provenant d'un effort directionnel ( non tournant ) comme l'effort induit par une courroie trop tendue, usure des paliers, un desserrage de palier, défaut de roulement, une excentricité de poulie, désalignement.....etc.

En faisant deux mesures de phase sur le palier N°04 dans le sens horizontale et verticale, qui sont illustrés dans le tableau III.2 ci-dessous :

Position	Phase
Horizontale	06,090
Verticale	03,112

**Tableau III.2 Analyse de phase de l'atomiseur 01**

La turbine est constituée de douze (12) pales, donc chaque pales représente : 30°.

Le déphasage entre les deux mesures de phases horizontale et verticale est :

$$06,090 - 03,112 = 2.978$$

Ce qui donne un déphasage de : 89,34°

En effet, pour deux points de mesures radiaux situés à 90° sur un même palier, le déphasage entre composantes de fréquence égale à la fréquence de rotation

(Composante d'ordre 1 de la rotation) est :

- Proche de 90°, dans le cas d'un défaut lié à un effort rotatif comme le balourd.
- Proche de 0° ou 180°, dans le cas d'un défaut lié à un effort directionnel.

Pour notre cas, le déphasage est de 89,34°, est proche de 90° ce qui nous permet de confirmer la détection d'un défaut de balourd sur le rotor portant la turbine lié à l'effort rotatif.

## Chapitre III : Etude pratique

### III.1.6 Correction du déséquilibre :

Généralement, il est impossible d'obtenir une concentricité parfaite des centres de gravité de chaque organe constitutif d'un rotor. De cette non concentricité, résulte l'application des forces centrifuges qui déforme le rotor. Ces déséquilibres proviennent généralement de défauts d'usinage, défauts d'assemblage et de montage, qui sont la conséquence :

- D'une altération mécanique (perte d'ailette, érosion ou encrassement...).
- D'une altération thermique (déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor, ou à des différences de température localisées,...)

Donc il existe un déséquilibre résiduel normal ou anormal qui se traduit sur un spectre vibratoire, par la présence d'une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation du rotor déséquilibré (turbine, poulie, cylindre, ... etc).

La procédure est résumée dans le tableau III.3 ci-après :

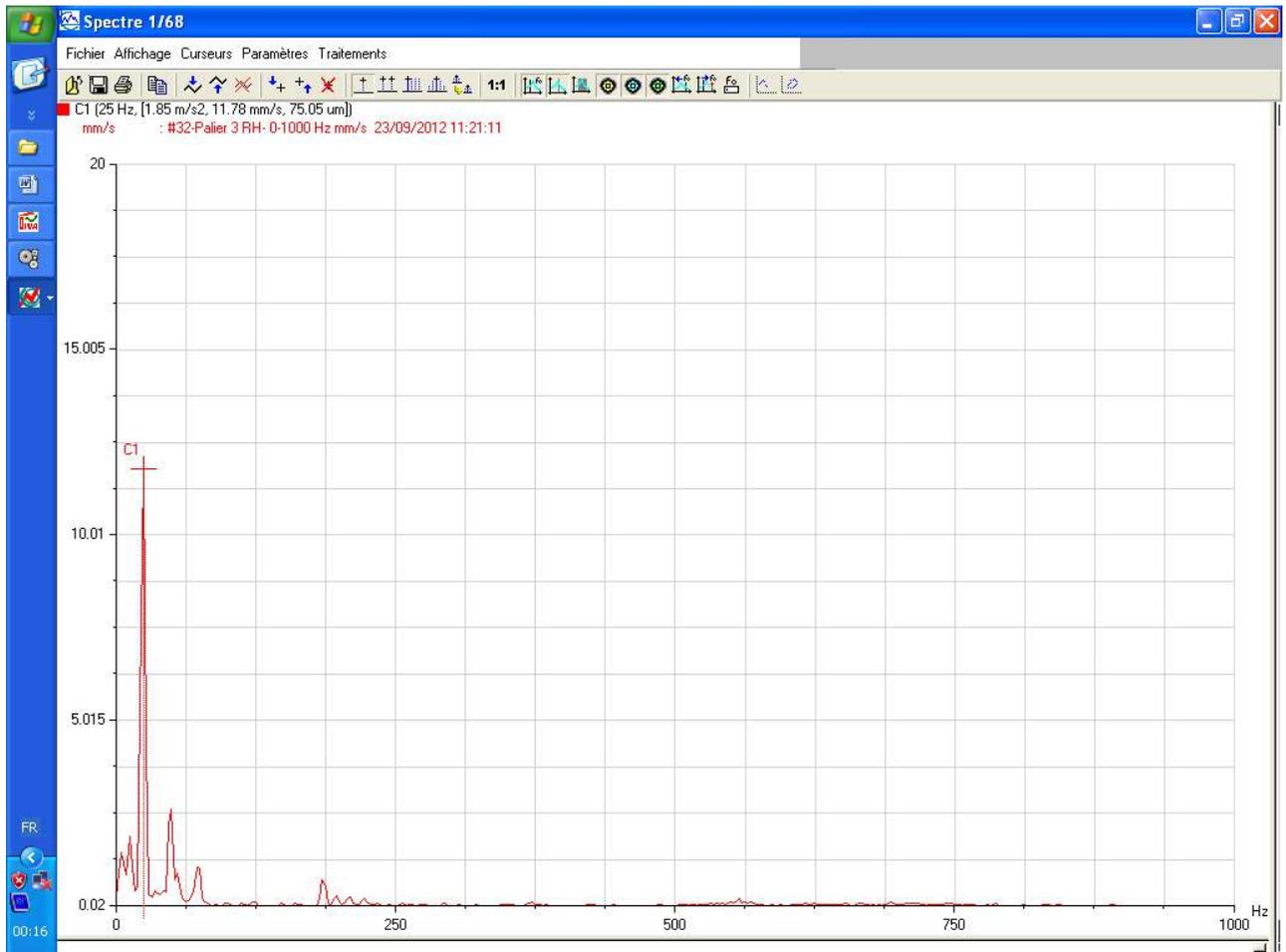
LANCEE	MASSE ( gr )	MESURE HORIZONTALE		MESURE VERTICALE		MESURE AXIALE	
		NIVEAUX ( mm/s )	PHASE	NIVEAUX ( mm/s )	PHASE	NIVEAUX ( mm/s )	PHASE
N°01	-	14.014	06.090	-	-	-	-
N°02	42 gr Position : 0	09.187	05.258	-	-	-	-
N°03	Correction : 85.537 gr Position : 10.86	03.716	11.58	-	-	-	-
RAFFINAGE	22.681 gr Position : 04.35	-	-	-	-	-	-

**Tableau III.3 Equilibrage de l'atomiseur 01**

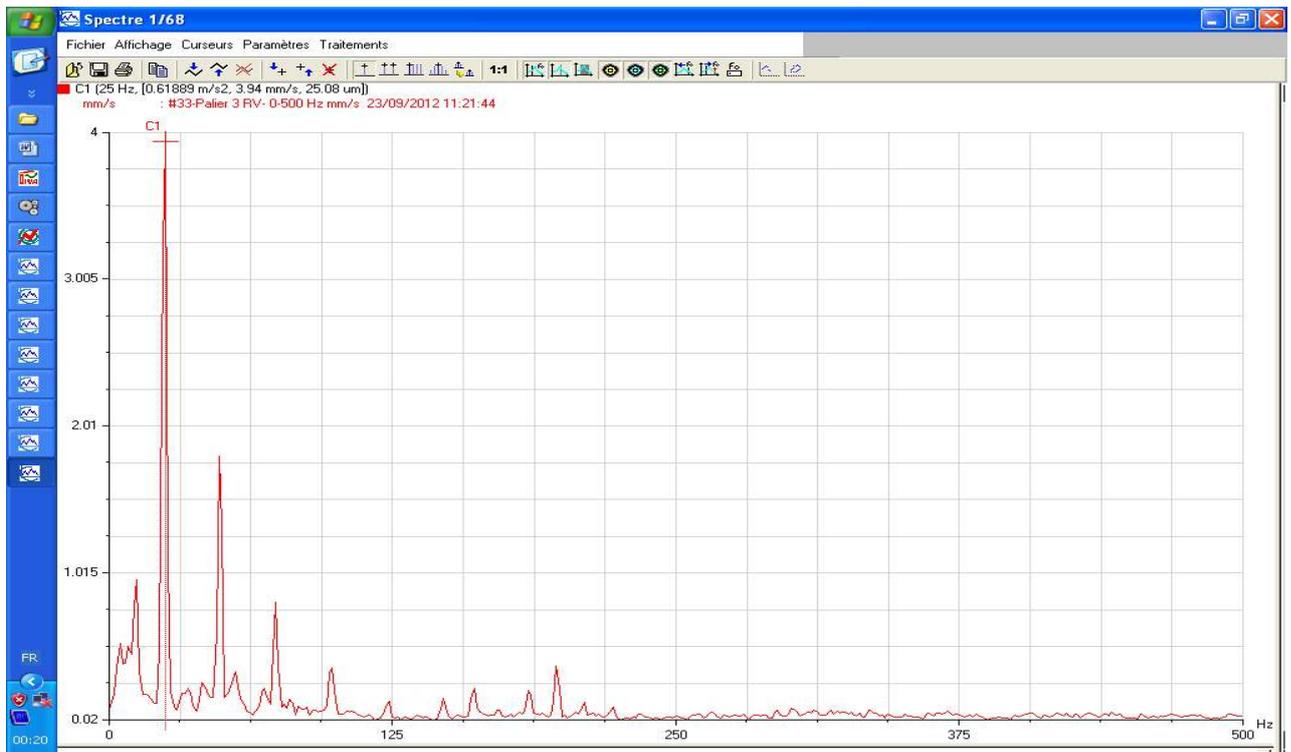
### Conclusion

L'opération d'équilibrage du rotor s'est déroulé avec succès, où le niveau de vibrations provoqué par le déséquilibre jusqu'à 03,716 mm/s, jugé acceptable en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056.

## Chapitre III : Etude pratique

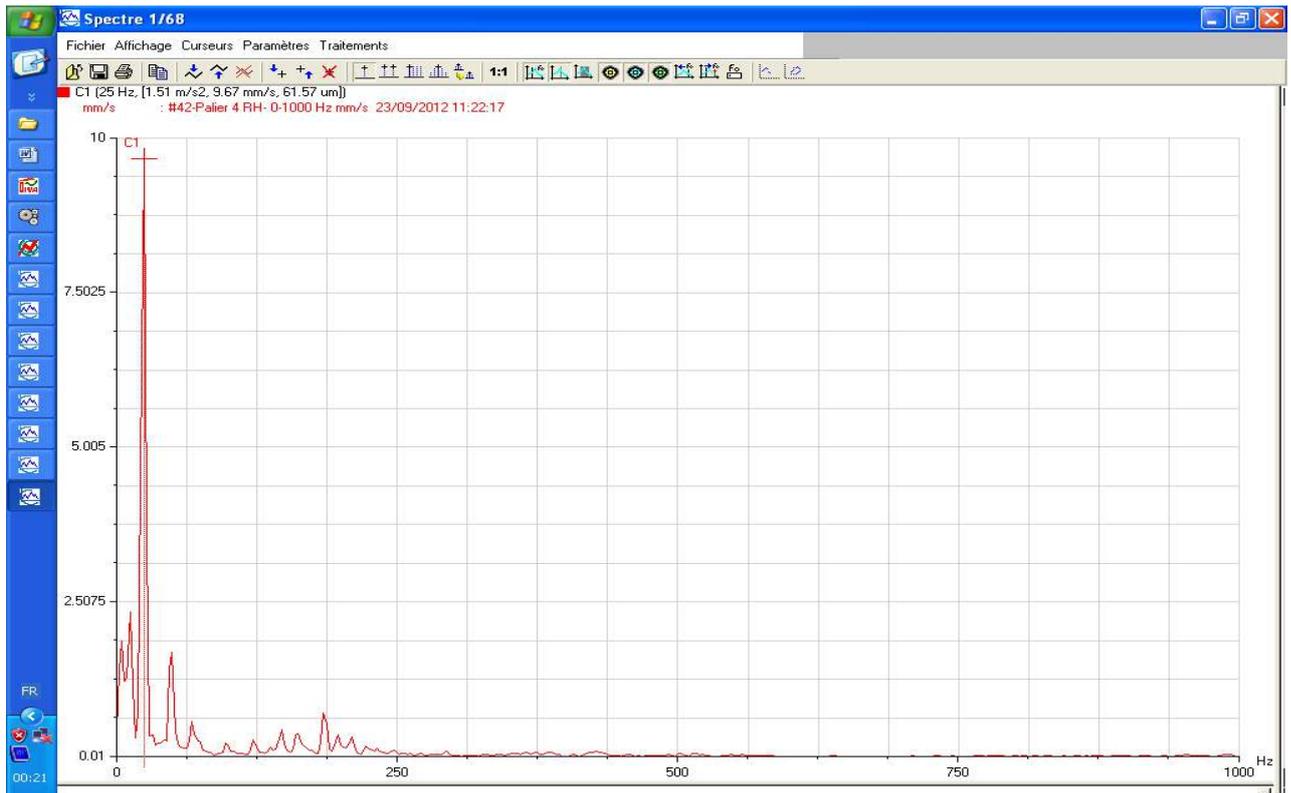


*Figure III.9 : spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal*

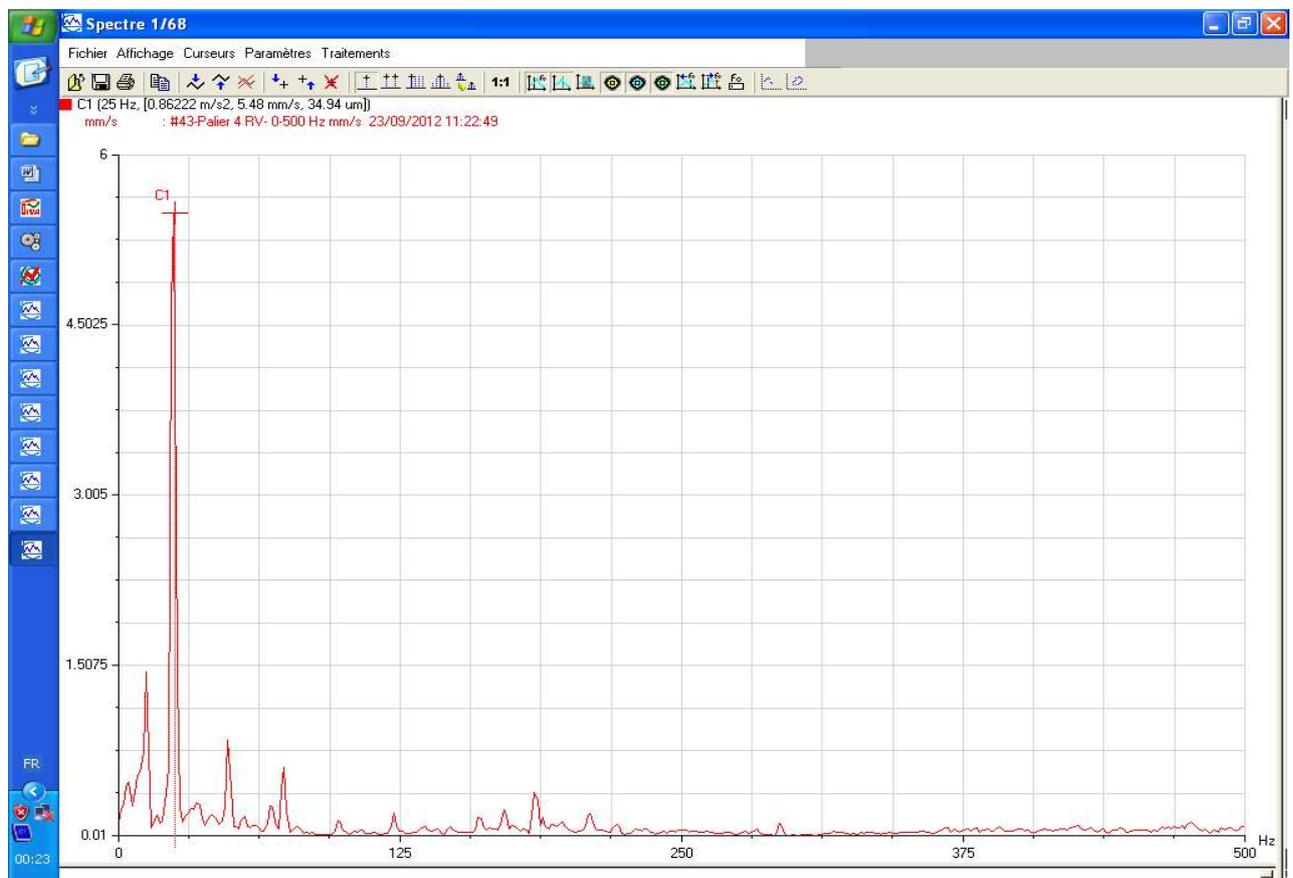


*Figure III.10 : spectre pris sur le palier N°03 dans le sens radial vertical*

## Chapitre III : Etude pratique



*Figure III.11 : spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*



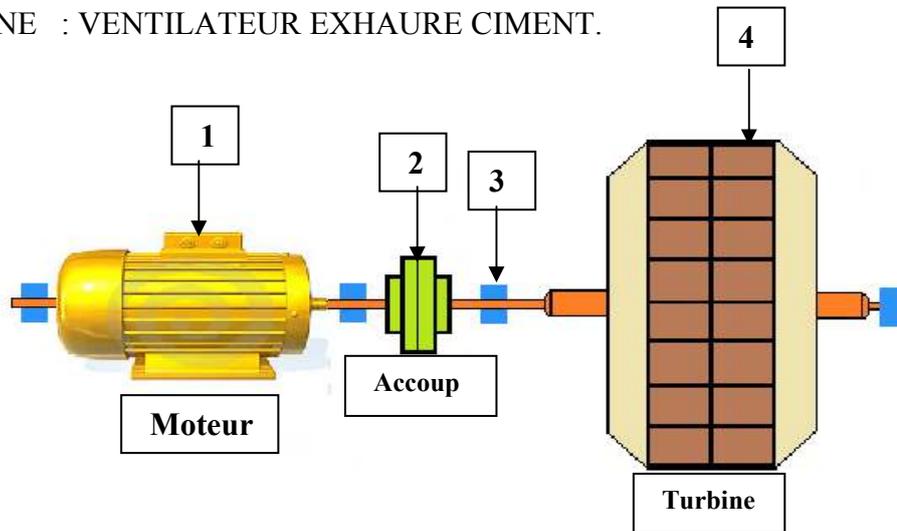
*Figure III.12 : spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial vertical*

### 2eme cas : Exhaure ciment

SITE : CIMENTERIE SAIDA

ATELIER : CIMENT

MACHINE : VENTILATEUR EXHAURE CIMENT.



*Figure III.13 : Nomenclature du ventilateur.*

#### III.2.1 Nomenclature

##### 1- Moteur électrique:

Marque : SIEMENS

Type :

Puissance : 250 KW

Vitesse de rotation : 1000 tr/min

Tension :

Intensité : A

Roulement COP :

Roulement CP :

##### 2- Accouplement :

Type : Nepeux 280

Diamètre : 300 mm

Largeur : 225 mm

##### 3- Paliers et roulements :

Type de palier :

Référence de palier :

Type de roulement :

Référence de roulement : 6322 C 3

Type de graisse :

##### 4- TURBINE :

Diamètre : 1540 mm

Largeur : 890 mm

Nombre de pales : 16 à double rangées

Vitesse : 16,50 Hz (990 tr/min)



**Photo III.3** : Ventilateur EXHAURE CIMENT côté moteur.



**Photo III.4** : Ventilateur EXHAURE CIMENT côté palier libre.



**Photo III.5** : Turbine du ventilateur EXHAURE CIMENT.

### III.2.2 Description:

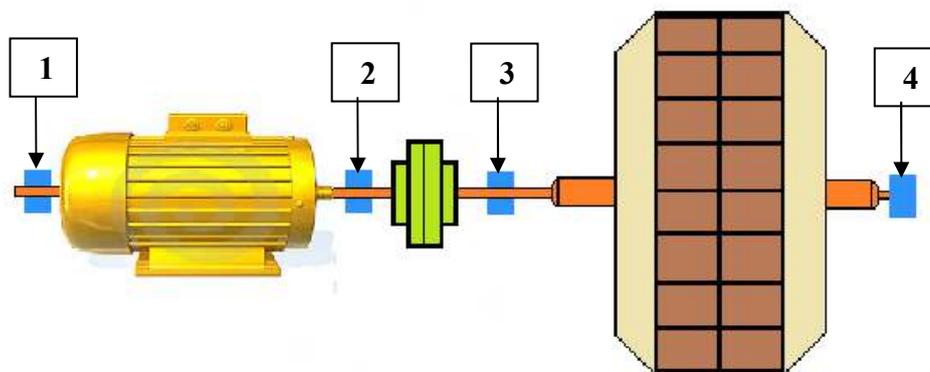
Le ventilateur Exhaure ciment est une machine d'extraction et de filtrage la matière ciment dans la station ciment de la cimenterie de Saida, il aspire les particules fines non désirées après broyage de la matière sous forme de gaz en les évacuant à travers la cheminée de la sortie, positionnée sur une ligne d'aspiration après le ventilateur Broyage ciment et le ventilateur séparateur ciment situé en avant de la chaîne (voir photo III.3 & 4).

La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant a 990 tr/min, et de puissance de 250 KW, le mouvement est transmis à l'aide d'un accouplement semi élastique, vers une ligne d'arbre supportée par deux paliers séparés à roulements, et supportant une turbine d'aspiration positionnée au milieu de cette ligne d'arbre, ayant un diamètre de 1540 mm et de largeur de 890 mm, tournant à une vitesse de 990 tr/min, composée de deux rangés à 16 pales ( voir photo III.5 ).

### III.2.3 Choix des points de mesures des vibrations:

Les points de mesures de vibrations qui sont prélevées sur les paliers et programmés dans trois directions, à savoir :

- Radiale horizontale.
- Radiale verticale.
- Axiale



*Figure III.14 Choix des points de mesure.*

### III.2.4 Historique

La première campagne de mesure sur le ventilateur était le : 28 Juillet 2011, où les prises de mesures de vibrations sur toutes la chaîne cinématique de la machine n'ont pas révélé d'anomalies importantes susceptibles d'être citées, à l'exception d'un très léger choc sur la ligne d'arbre portant la turbine, en particulier sur le palier libre N°04, d'après le spectre prélevé sur ce palier dans la direction radiale horizontale présentant un peigne de raies ayant des composantes d'ordre 1, 2, 3...etc, dont la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation qui est de 17,5 Hz ce qui indique aussi la présence d'un léger déséquilibre sur la

## Chapitre III : Etude pratique

---

turbine, générant des légères vibrations d'un faible niveau de 03,41 mm/s, comme l'indique le schéma de spectre dans la figure III.15 sur une bande de fréquence de 1000 Hz.

En examinant ce choc, on remarque que la deuxième composante liée à la deuxième harmonie du spectre a un niveau plus important par rapport à celles de la troisième et la quatrième et ainsi de suite, mais moins à celle de la fréquence fondamentale, ce qui signifie la présence d'un léger désalignement entre l'arbre moteur et celui du ventilateur.

A cet effet, nous avons conseillé les responsables de la maintenance de procéder au contrôle de l'alignement entre les deux arbres précités.

A priori, les niveaux de vibrations enregistrés et illustrés dans le tableau III 4-1 sont jugés acceptables en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056.

Malheureusement, ce problème à l'état précoce n'a pas été pris en considération, en dépit de nos recommandations faites à chaque campagne de mesures et analyse de vibrations, mais cette défaillance s'est amplifiée d'où, ce choc commence à apparaître plus nettement suite à notre campagne de mesures du : 11 Avril 2012, où le nombre de composantes du bouquet de raies s'est augmenté avec leurs niveau de chaque pique comme l'indiquent les spectres pris sur l'ensemble des paliers de la machine, dans toutes les directions axiale, radiale horizontale et radiale verticale, d'après les figures III.16, jusqu'à la figure III.23.

Il est à signaler que les niveaux globaux prélevés sur chaque palier de la machine se sont amplifiés d'un taux considérable par rapport aux mesures initiales du : 28 Juillet 2011, à savoir :

Sur le palier moteur, nous avons enregistré un taux d'amplification de : 148 %. Sur le palier N°03 côté accouplement le niveau s'est augmenté de : 107 %, et sur le palier libre N°04 s'est élevé de : 150 %. Nous vous communiquons les différentes valeurs des niveaux vibratoires illustrés dans le tableau III 4-2, ainsi que les courbes de tendances sur chaque palier et suivant chaque direction axiale, radiale horizontale et radiale verticale, voir figures III.24 jusqu'à III.31. il est à signaler, qu'aucun contrôle n'a été fait malheureusement, mais le défaut de désalignement présenté évolue dans le temps, engendrant un déséquilibre dû à un effort directionnel sur le rotor portant la turbine, suite à l'usure sur la portée de roulement dans les deux palier N°03 & 04, en particulier sur le palier libre, jusqu'au 23 Juin 2013, où le niveau

## Chapitre III : Etude pratique

de vibrations global sur ce palier a pris une ampleur arrivant jusqu'à : 25,97 mm/s en terme de vitesse dans la direction radiale verticale, jugée Danger d'après les normes internationales VDI 2046, ces différentes valeurs sur chaque palier et sur chaque direction sont illustrées dans le tableau III.4-3.

Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	02,63	02,46	03,78	01,78	03,52	03,16	04,69	02,30

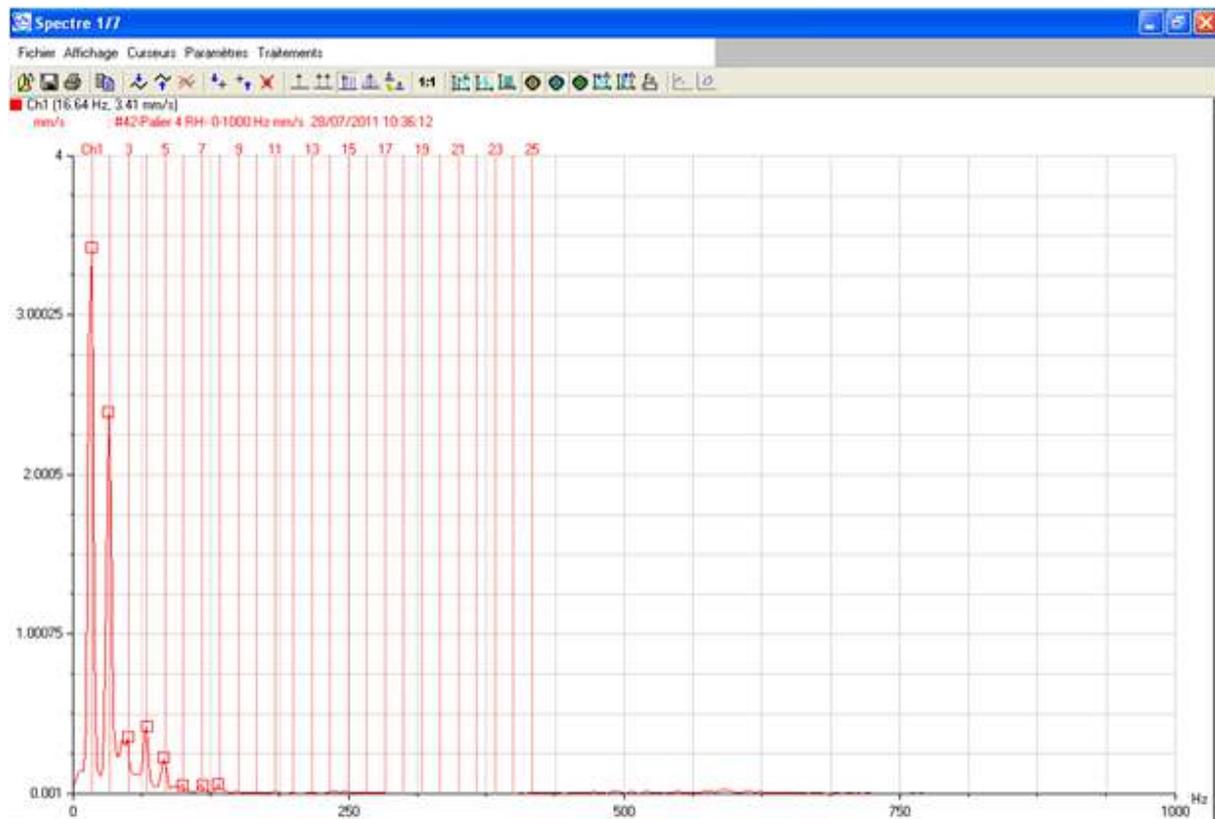
**TABLEAU III.4-1** : Niveaux globaux de vibrations prises le : 28 Juillet 2011

Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	03,26	06,10	04,32	03,69	04,41	04,72	07,97	05,74

**TABLEAU III.4-2** : Niveaux globaux de vibrations prises le : 11 Avril 2012

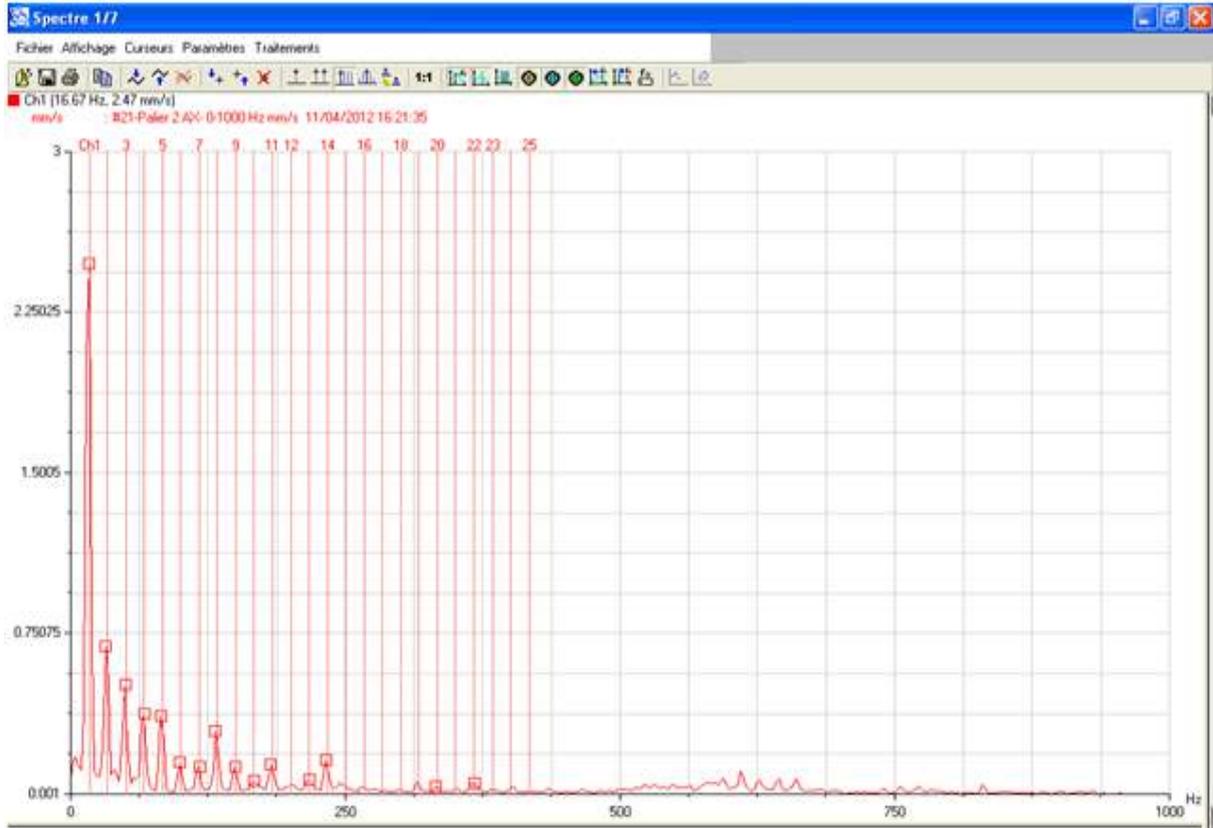
Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	15,08	19,05	10,01	13,38	14,23	10,76	25,26	25,97

**TABLEAU III.4-3** : Niveaux globaux de vibrations prises le : 23 Juin 2013

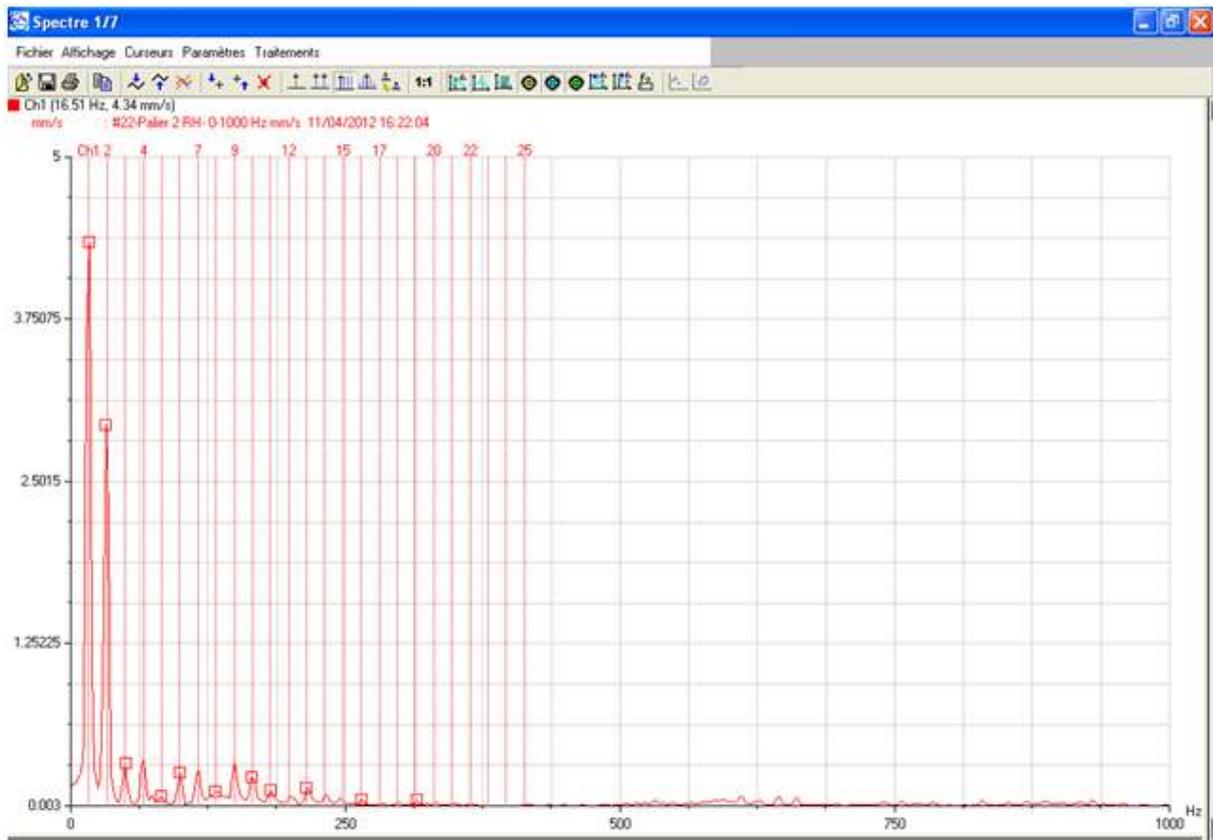


**Figure III.15** Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

## Chapitre III : Etude pratique

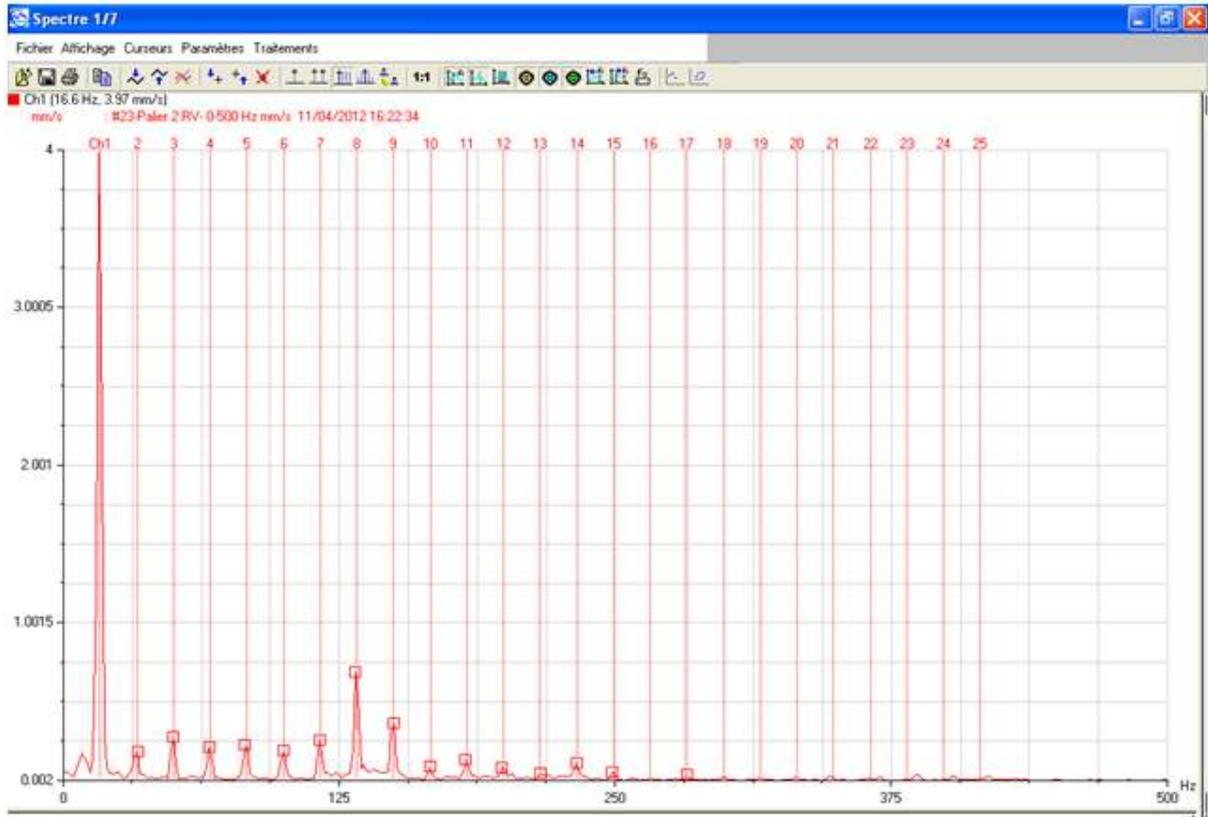


*Figure III.16 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier Moteur dans le sens axial*

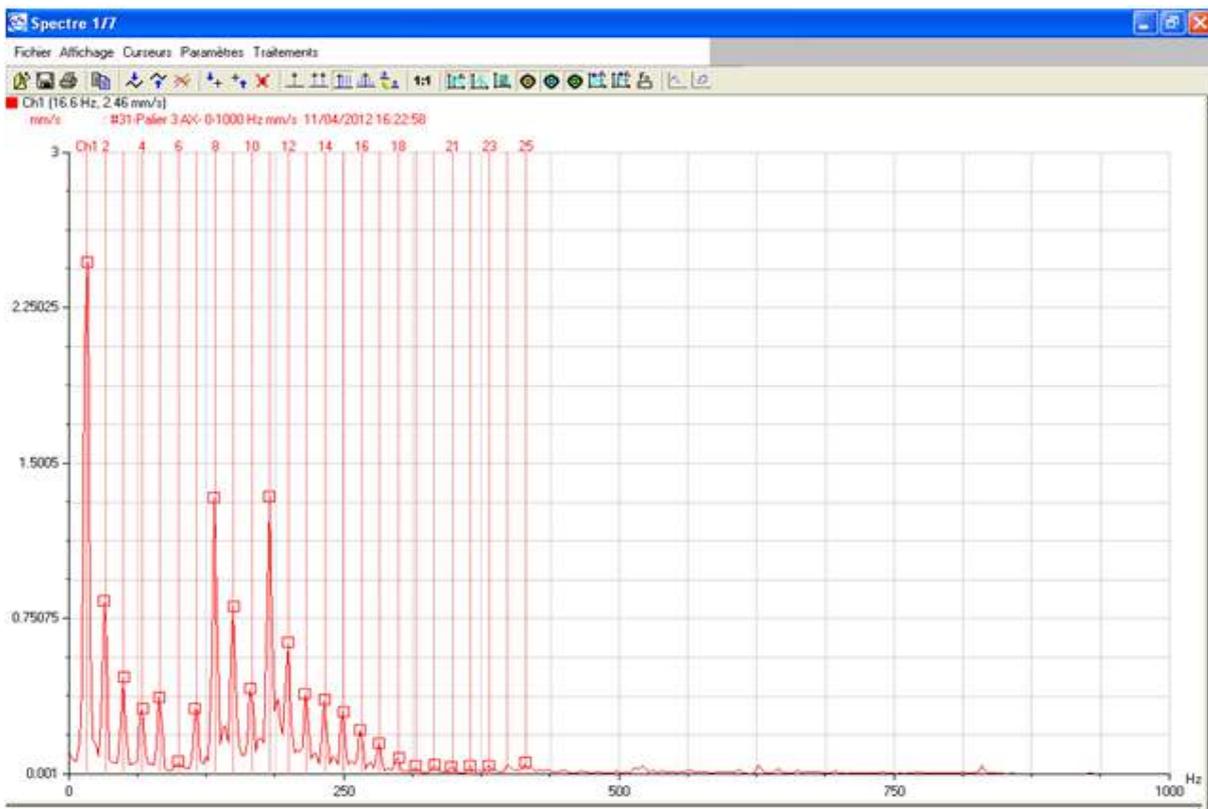


*Figure III.17 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier moteur dans le sens horizontal*

## Chapitre III : Etude pratique

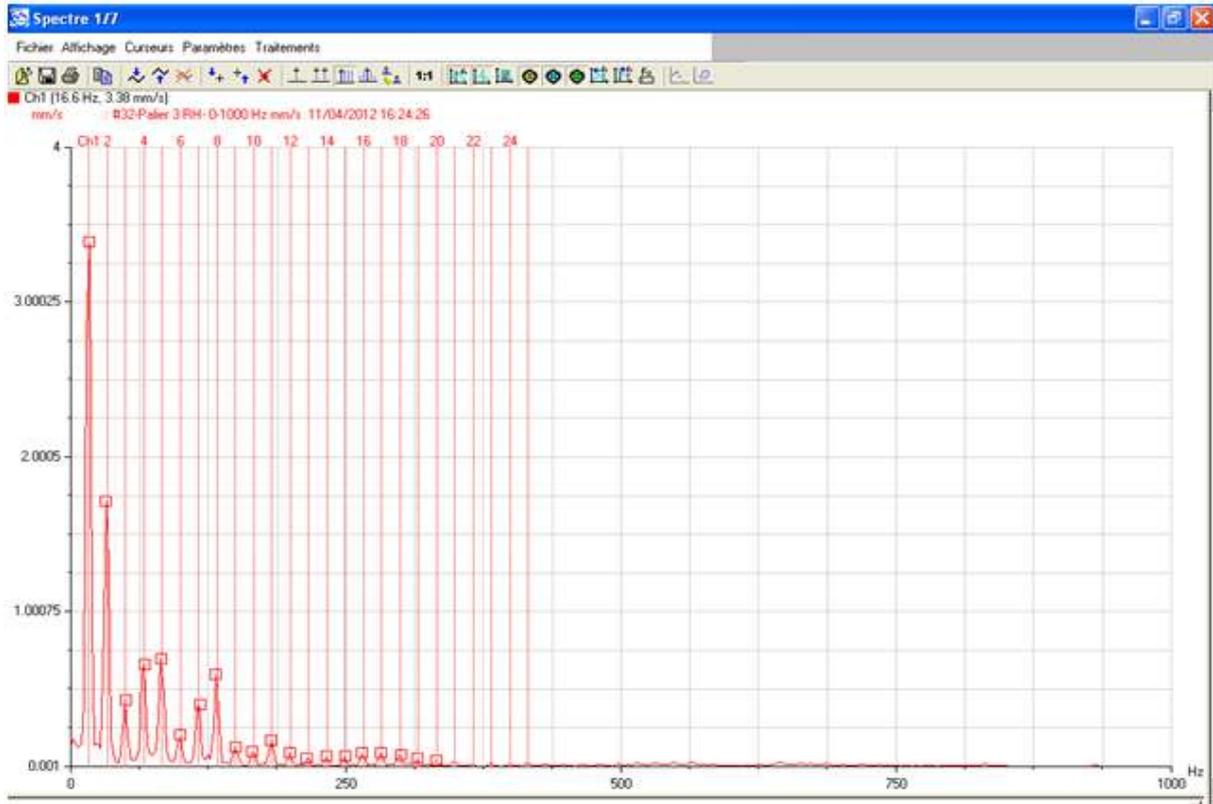


*Figure III.18 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier moteur dans le sens vertical*

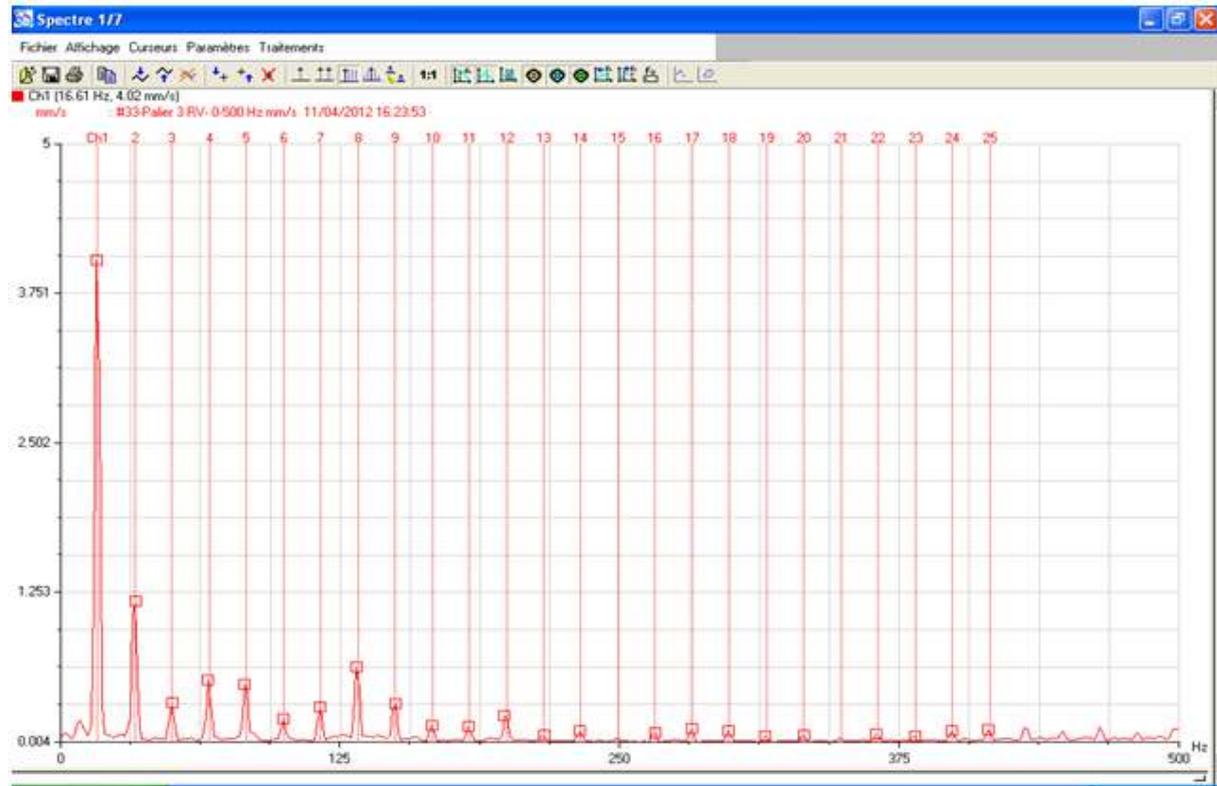


*Figure III.19 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°03 dans le sens axial*

## Chapitre III : Etude pratique

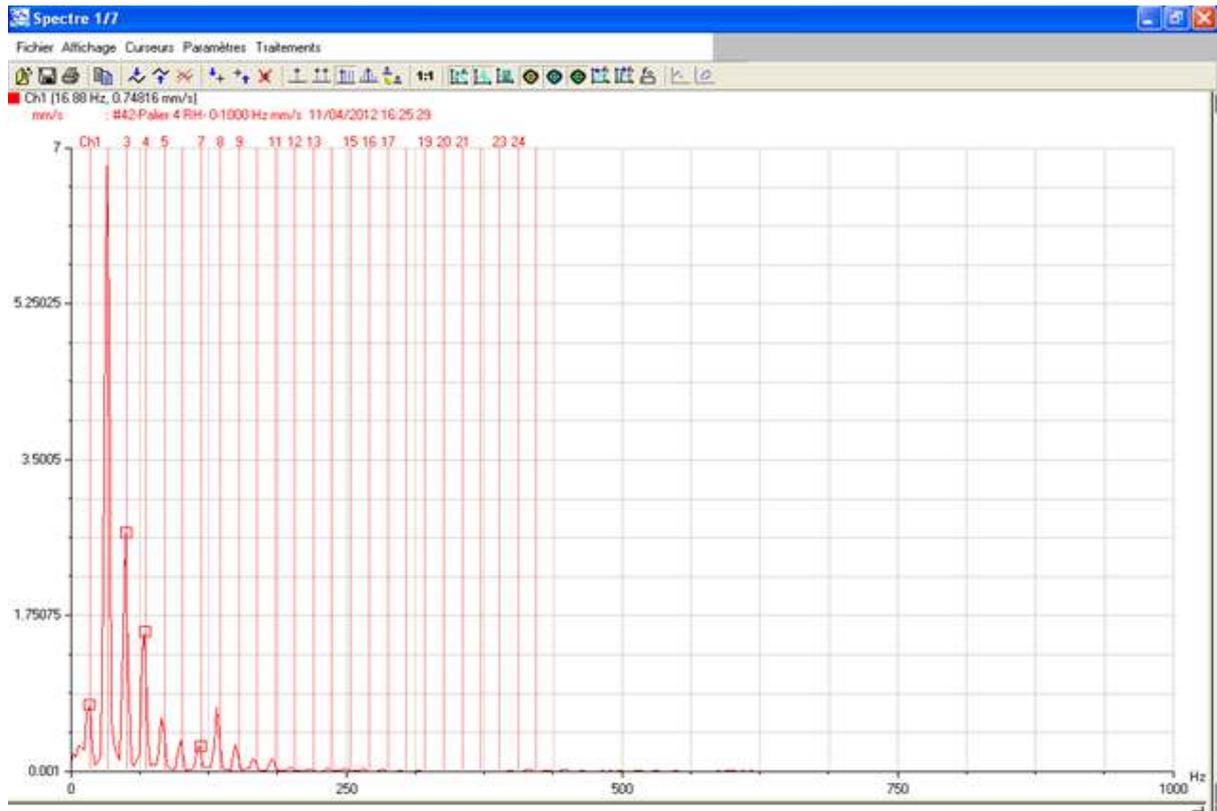


**Figure III.20** Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

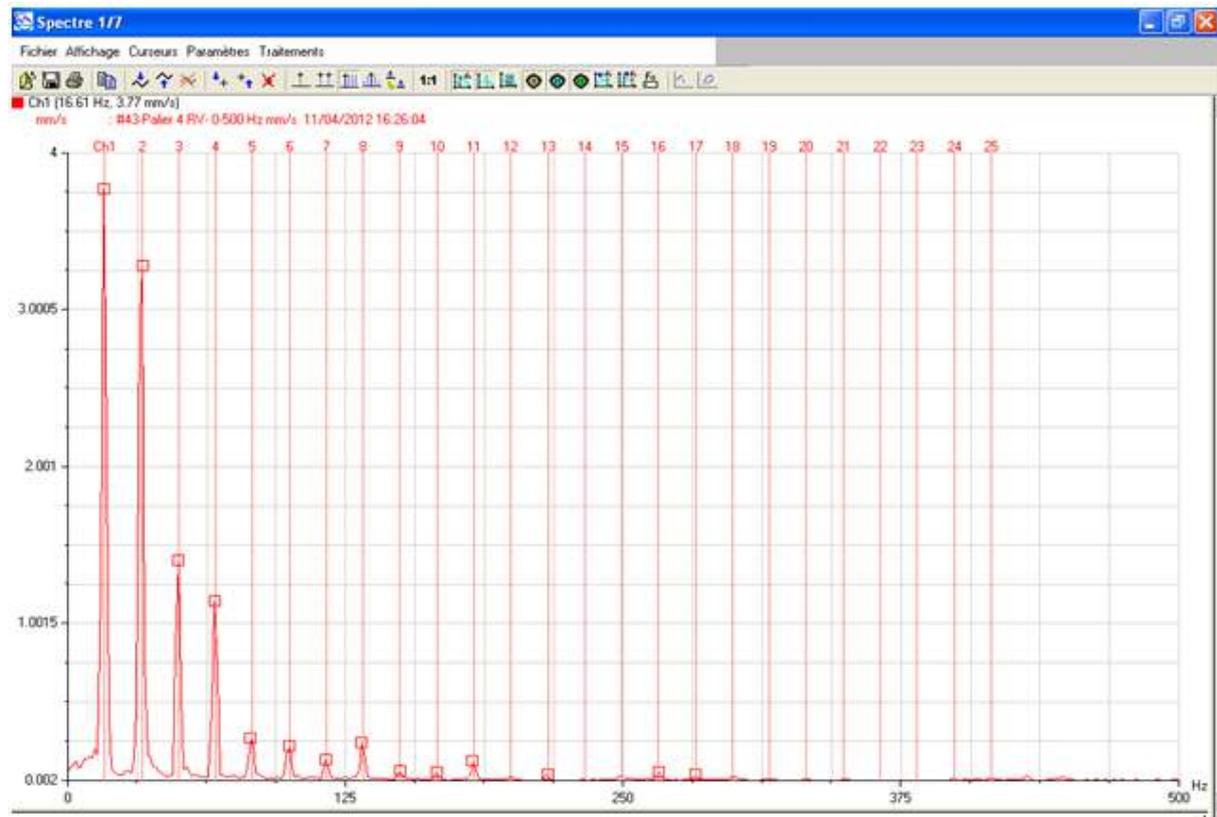


**Figure III.21** Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

## Chapitre III : Etude pratique



*Figure III.22 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal*



*Figure III.23 Spectre pris le : 28 Juillet 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical*

## Chapitre III : Etude pratique

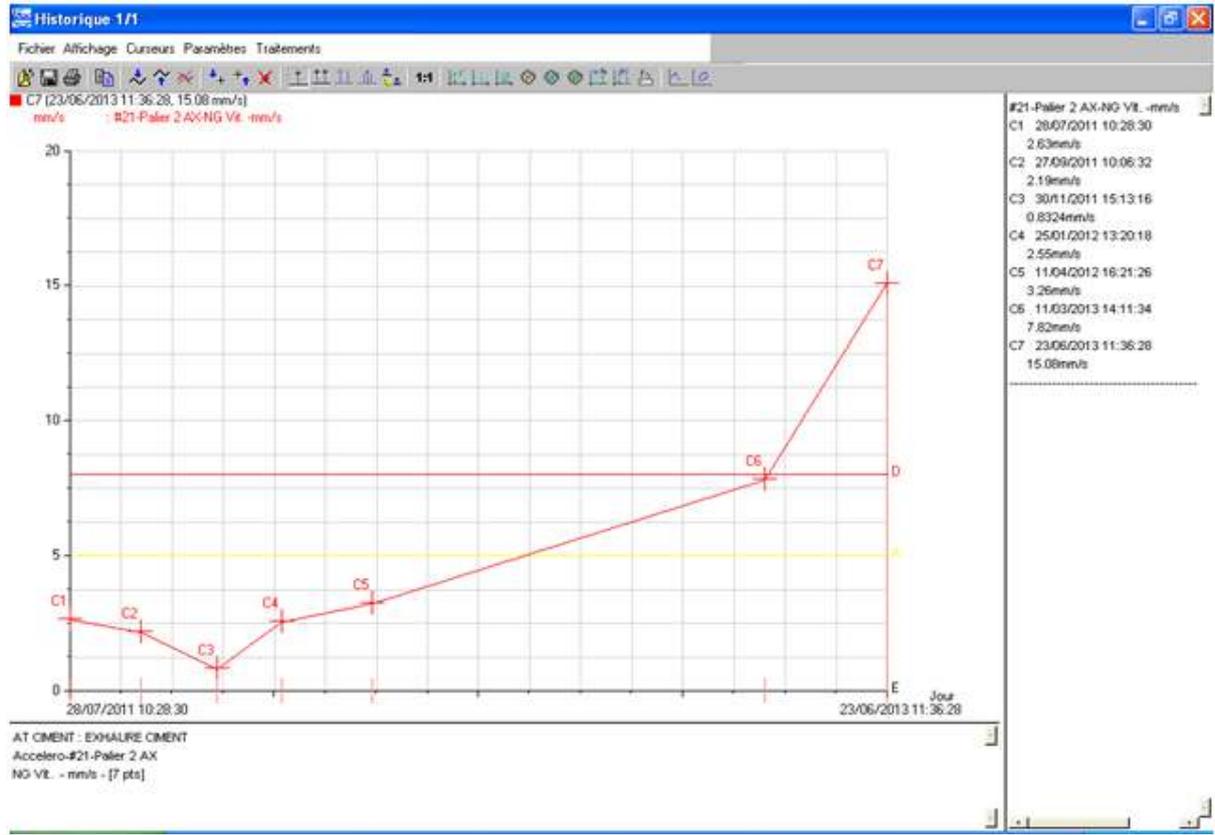


Figure III.24 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens axial

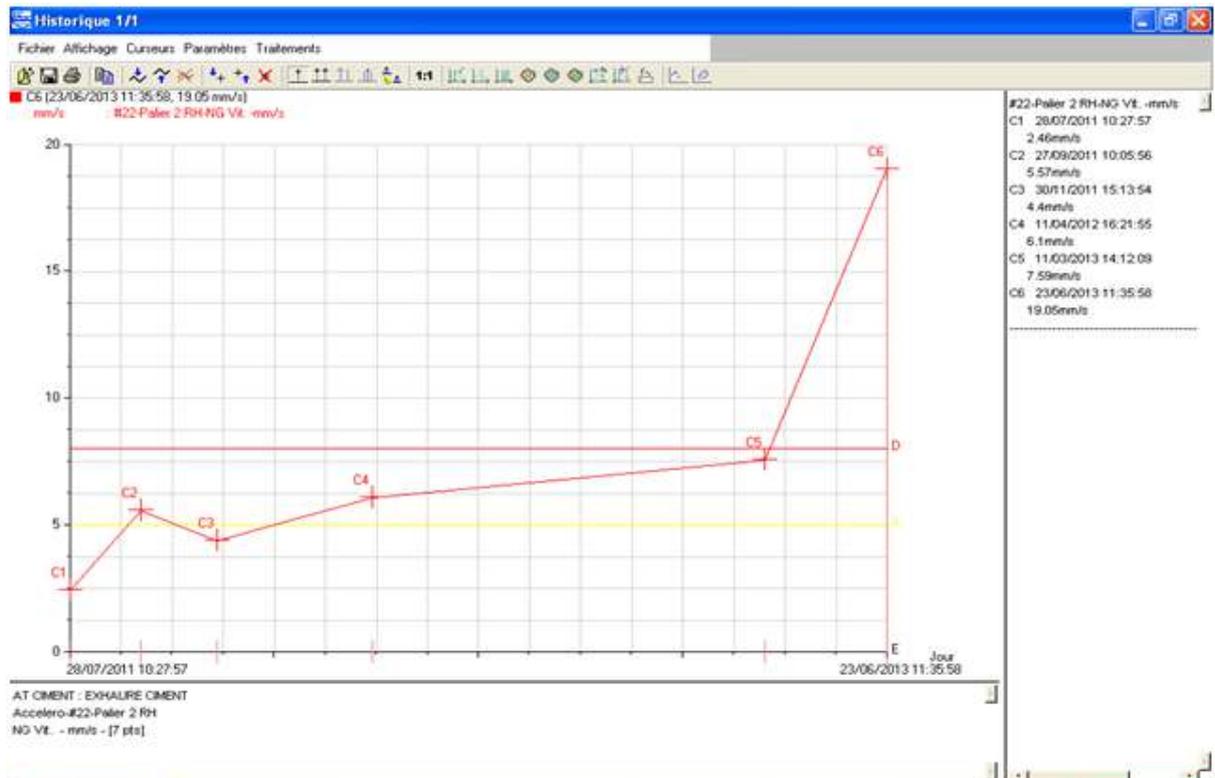


Figure III.25 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial horizontal

## Chapitre III : Etude pratique

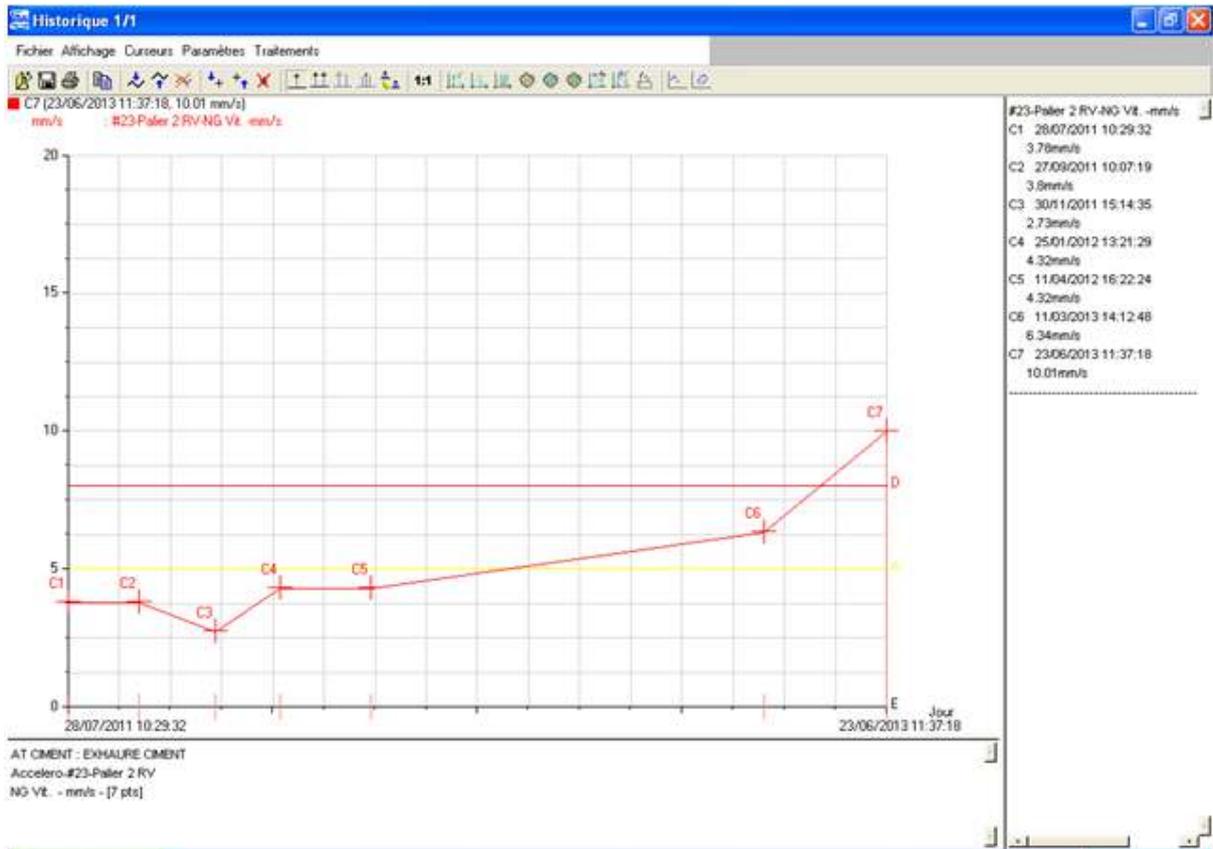


Figure III.26 Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial vertical

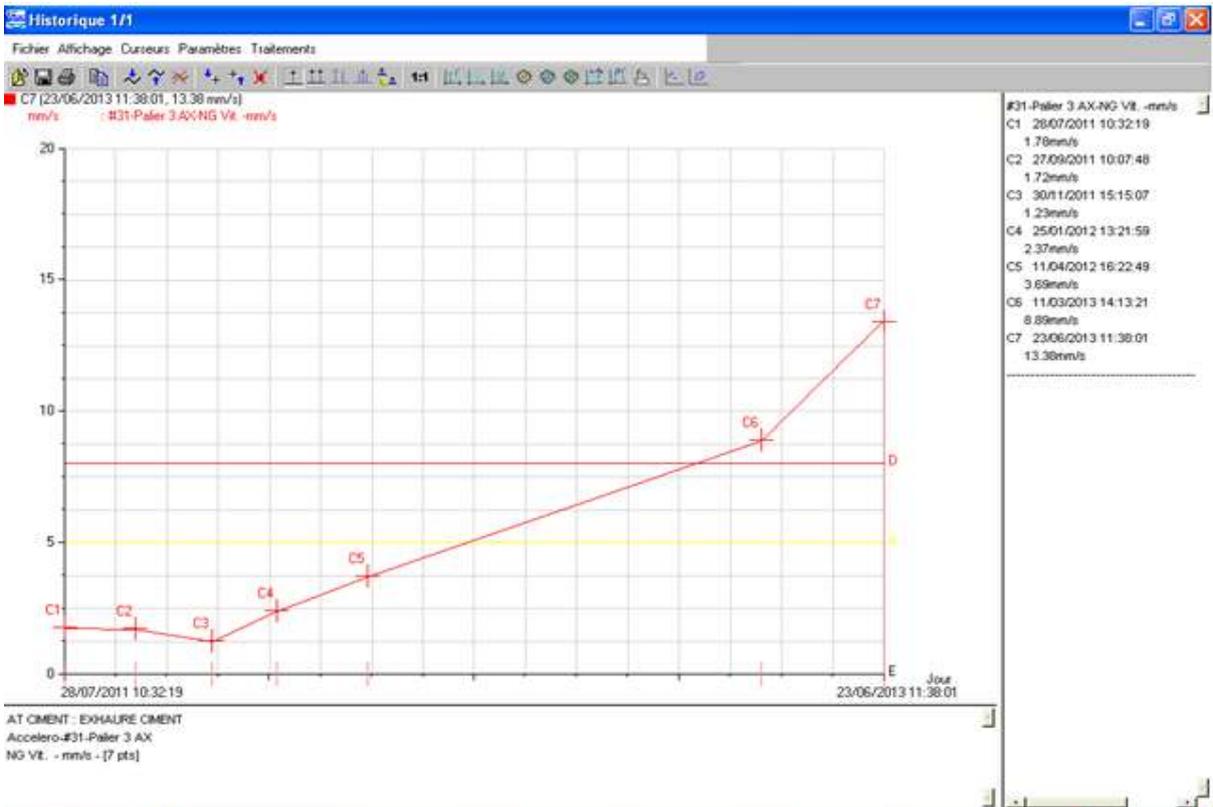
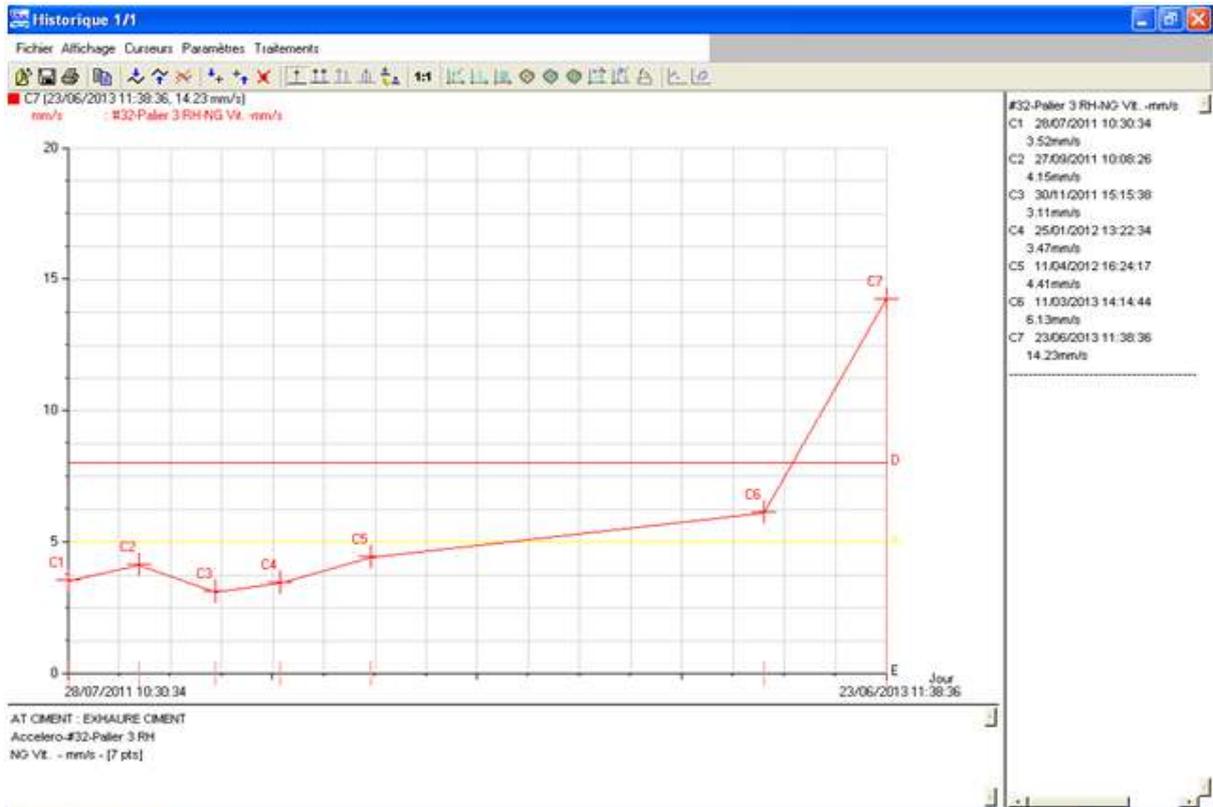
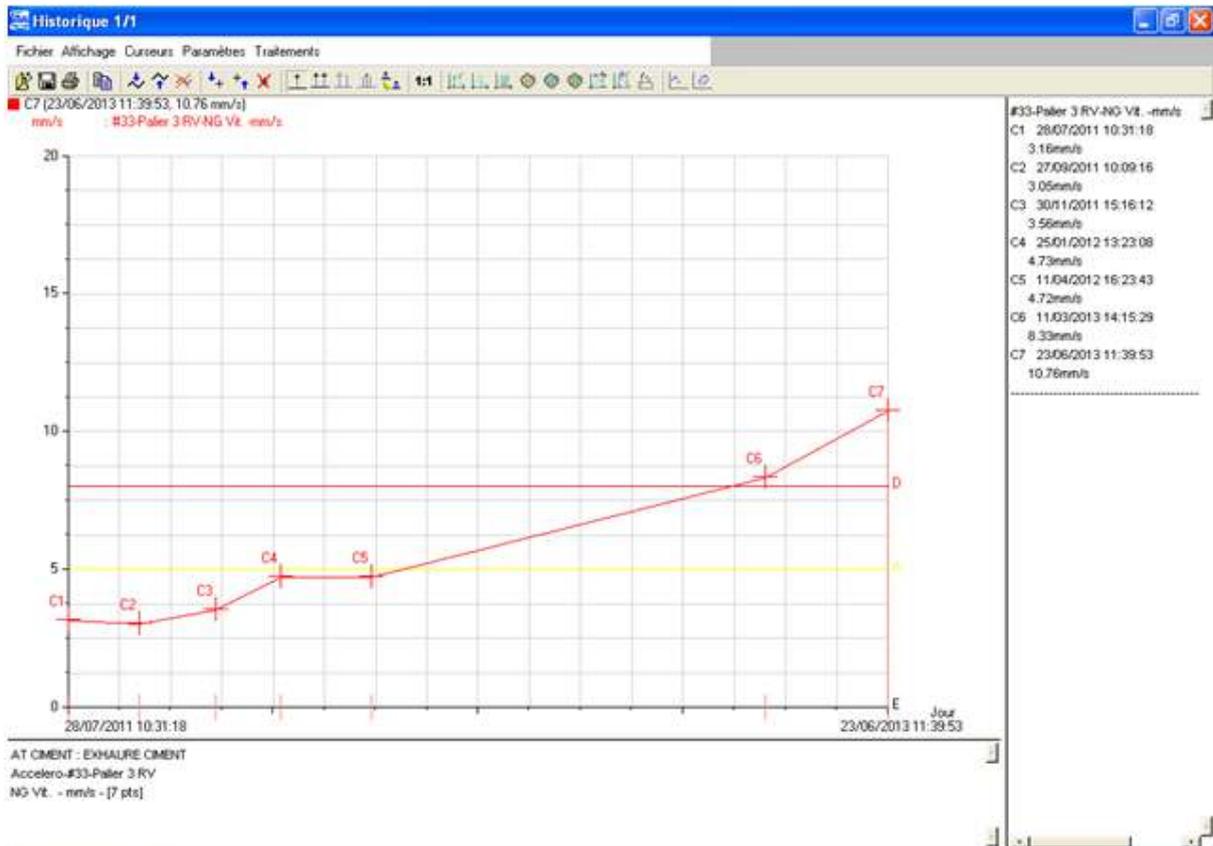


Figure III.27 Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens axial

## Chapitre III : Etude pratique

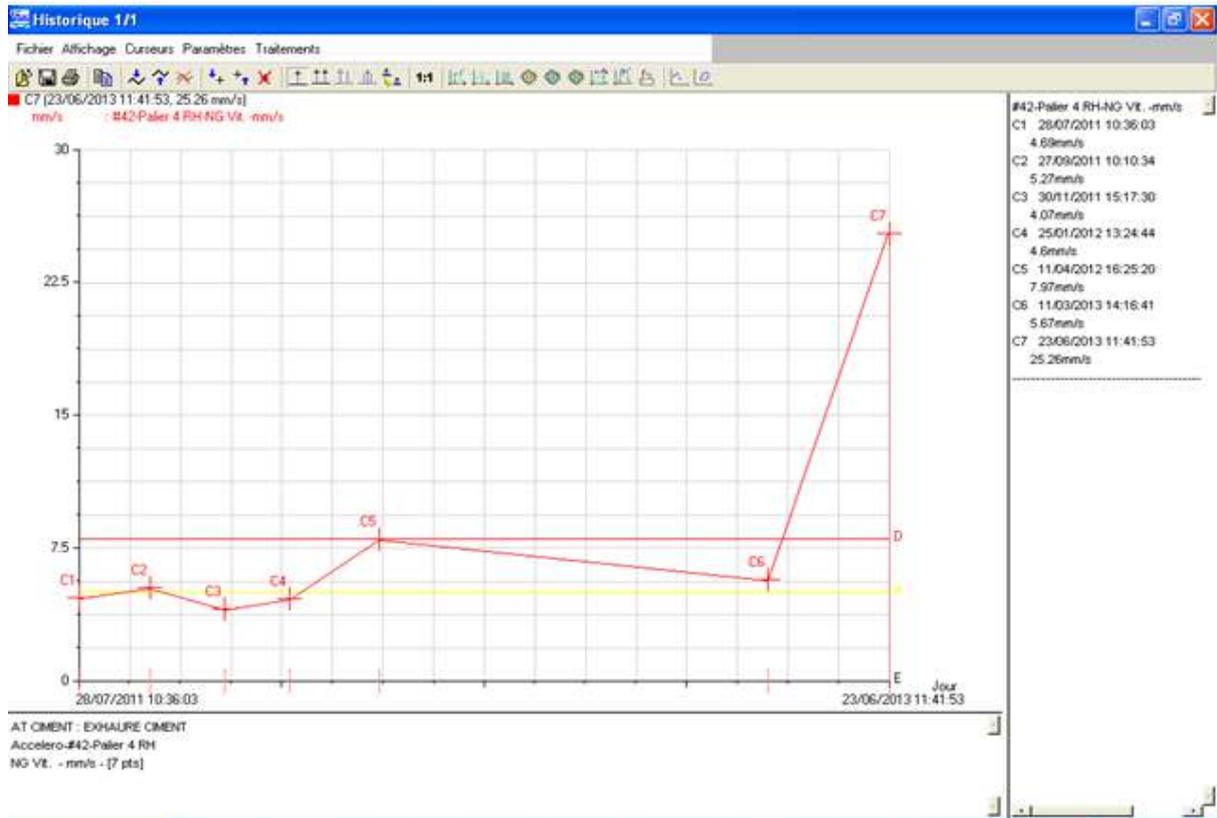


**Figure III.28** Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial horizontal

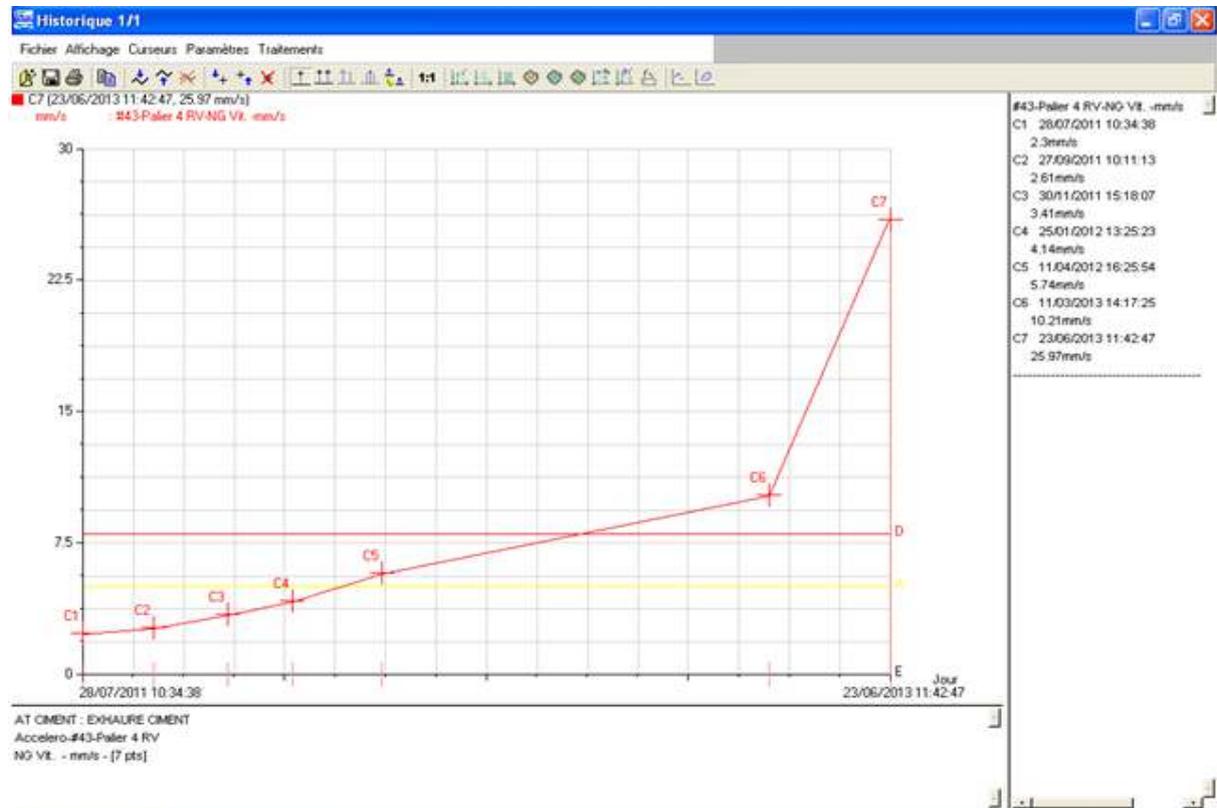


**Figure III.29** Courbe de tendance prise sur le palier N° 03 dans le sens radial vertical

## Chapitre III : Etude pratique



**Figure III.30** Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial horizontal



**Figure III.31** Courbe de tendance prise sur le palier N° 04 dans le sens radial vertical

### III.2.5 Diagnostic et Analyse des résultats :

Les prélèvements de mesures de vibrations du : 23 Juin 2013 sur toute la chaîne cinématique de la machine révèlent la présence d'un choc sur l'ensemble des paliers du ventilateur, selon les spectres pris dans toutes les directions qui présentent un peigne de raies espacé à la fréquence fondamentale de 16,25 Hz.

Sur le palier moteur, N°02 selon le schéma cinématique sur lequel nous avons prélevé des mesures de vibrations, nous avons un spectre d'un peigne de raies de composante d'ordre 1, 2, 3, 4...etc, espacées équidistantes de la première composante prépondérante liée à la fréquence fondamentale de rotation ayant un pic d'amplitude de vibrations de 12,56 mm/s, tandis que les autres harmonies ont une faible amplitude par rapport à celle de la fréquence dominante (17 Hz) comme l'indique le spectres de la figure III.31 pris dans la direction axiale, néanmoins, dans le spectre pris suivant le sens radial horizontal et vertical (figure III.32 et III.33) la forme du spectre n'a pas changé, mais une remarque importante s'impose, dans la direction horizontale où le pic de la deuxième fréquence dépasse la première avec un niveau de vibrations important par rapport à celle de la fondamentale qui reflète sur la présence d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine.

Le point de mesure de vibrations sur le palier N°03 côté accouplement en position axiale à la rotation de la machine (Figure III.34), nous indique un spectre d'un niveau important aussi à une fréquence dominante à la première fréquence de rotation avec une composante prépondérante liée à elle d'un niveau de 11,93 mm/s, mais le spectre n'a pas changé de sa forme avec le peigne de raies indiquant le jeu dans la ligne d'arbre de la machine.

Cependant, la mesure de vibrations dans la direction horizontale de ce palier ( N°03 ) nous permet de conclure la présence d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine comme l'indique le spectre de la figure III.35, où le deuxième pic de ce bouquet de raies ayant une valeur vibratoire importante à celle de la première fréquence dominante de rotation, avec la présence de l'ensemble des harmonies indiquant l'apparition du choc en dehors du moteur électrique se propageant le long de la ligne d'arbre portant la turbine qui se voit aussi et nettement dans l'image spectrale suivant le sens radial vertical de ce palier N°03, d'après le spectre représenté dans la figure III.36., accompagné d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine générant des vibrations d'un niveau de 06,51 mm/s, comme l'indique la composante prépondérante liée à la fréquence fondamentale de rotation.

## Chapitre III : Etude pratique

---

Il est à signaler que les niveaux globaux de vibrations suivant ces directions sont partagés par le déséquilibre lié à l'effort directionnel, qui représente environs 55 %, mais le reste de l'énergie spectrale est noyée dans le jeu sur la ligne d'arbre de la machine.

Finalement, les prises des mesures des niveaux globaux de vibrations et des signatures sur le palier libre N°04, dans les deux directions horizontale et verticale indiquent qu'ils sont plus dangereux, et se propagent avec un niveau vibratoire de 25,97 mm/s ( voir tableau de mesures des niveaux globaux tableau III.4.3 ) montre la présence toujours du peigne de raies espacées et équidistantes de la fréquence fondamentale de rotation, ayant les composantes :02, 03, 04...etc, révélant la détection d'un choc concentré dans ce palier, accompagné d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine comme l'indique la deuxième harmonie de la fréquence dominante de 16,25 Hz, d'après le spectre de la figure III.37, pris dans la direction radiale horizontale.

Tandis que, sur le spectre pris dans la direction radiale verticale, nous remarquons l'apparition d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine, générant des vibrations d'un niveau de 21,03 mm/s, jugé Danger en se référant aux critères du jugement des vibrations d'après les normes internationales VDI 2056, selon le spectre de la figure III.38, indiqué par le premier pic de la première composante prépondérante liée à la fréquence de rotation de la turbine.

En matière d'analyse d'énergie, nous constatons que sur l'ensemble des paliers du ventilateur, l'énergie spectrale est un peu dispersée sur toute la bande de fréquence soit de 500 Hz ou de 01 KHz, suivant la direction horizontale, mais concentrée sur la deuxième harmonie (deuxième pic) du bouquet de raies, révélant le désalignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine.

Cependant, dans la direction radiale verticale, l'énergie spectrale est concentrée sur la première composante prépondérante liée à la fréquence dominante de rotation, indiquant la présence de déséquilibre de la turbine, qui a pris une ampleur importante sur le palier libre N°04.

Il en découle par conséquent, le résultat de ce diagnostic vibratoire, révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine lié soit à un défaut provenant d'un effort rotatif qui est le balourd sur la turbine, soit à un défaut provenant d'une contrainte directionnelle ( non tournante ) comme le desserrage des paliers, une excentricité des pièces en rotation,...etc, mais dans notre cas et comme nous l'avons précisé, notre installation présente des défauts d'alignement et du jeu sur la ligne d'arbre portant la turbine, cela implique que nous sommes devant un déséquilibre sur le rotor portant la turbine lié à une contrainte directionnelle engendré

## Chapitre III : Etude pratique

par un mauvais alignement qui a provoqué à son tour un jeu sur la portée de roulement sur l'arbre au niveau de deux palier fixe ( N°03 ) et libre ( N°04 ).

Ceci nous permet de conclure qu'il s'agit bien d'un défaut d'excentricité entre l'axe principal d'inertie et l'axe de rotation provenant d'un effort directionnel, suite au désalignement de l'accouplement reliant l'arbre moteur et celui de la turbine, en provoquant avec le temps un jeu sur les portées de roulement.

### III.2.6 Travaux réalisés :

Suite à notre rapport d'analyse de vibrations précisant les anomalies détectées, et révélant la présence du jeu sur la portée de roulement et le désalignement ainsi que le déséquilibre sur le rotor portant la turbine, des mesures ont été entreprises pour remédier à ces problèmes à savoir :

- ❖ Changement de l'arbre portant la turbine.
- ❖ Changement des paliers.
- ❖ Changement des roulements.
- ❖ Alignement de l'arbre moteur avec celui de la turbine.

### III.2.7 Contrôle vibratoire du 18 Août 2013 :

La vérification faite sur l'installation le : 18 Août 2013, après le changement des organes précités, ainsi que le travail correctif présenté par l'alignement des deux arbres du ventilateur, ne révèle aucune anomalie le long de la chaîne cinématique. A priori, les niveaux de vibrations enregistrés ( voir tableau III.5 ) sont jugés acceptables, en se référant aux critères du jugement des vibrations d'après les normes internationales VDI 2056, même cette amélioration remarquable sur les niveaux globaux de vibrations se voit nettement sur les courbes de tendances sur chaque palier du ventilateur pris horizontalement, verticalement et axialement, représentés dans les figures III.40 jusqu'à figure III.47, ceci malgré l'absence de l'équilibrage de la turbine, où nous avons signalé auparavant qu'il y avait un défaut de déséquilibre, mais ce dernier est lié à une contrainte directionnelle provoquée par un jeu et un désalignement, et non pas un effort rotatif lié au balourd, ce qui confirme la disparition de ce défaut dès qu'on a éliminé le jeu et le désalignement.

Point de mesures	02			03			04	
	AXIAL	R.H	R.V	AXIAL	R.H	R.V	R.H	R.V
Niveau en mm/s	0,66	01,96	02,06	0,53	01,71	01,61	01,02	01,36

**TABEAU III.5 :** Niveaux globaux de vibrations prises le : 18 Août 2013

## Chapitre III : Etude pratique

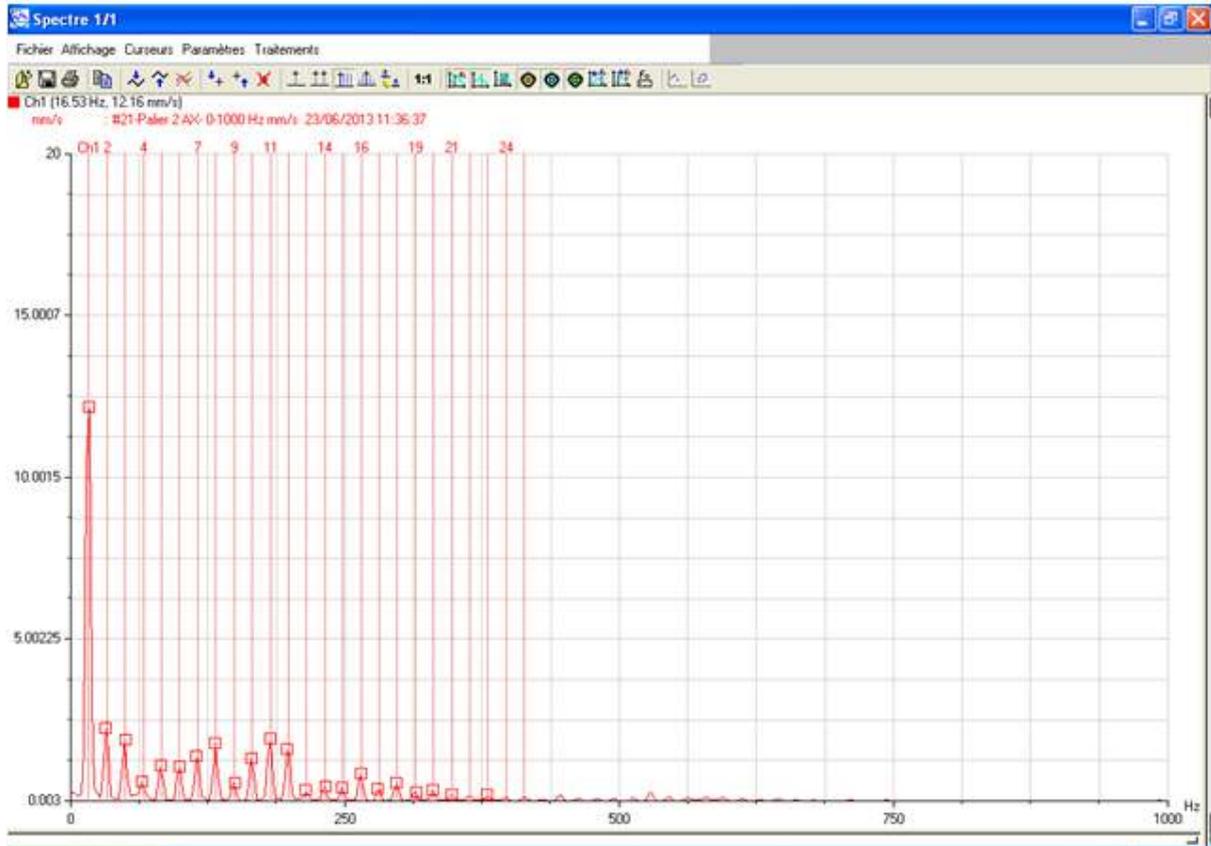


Figure III.32 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens axial.

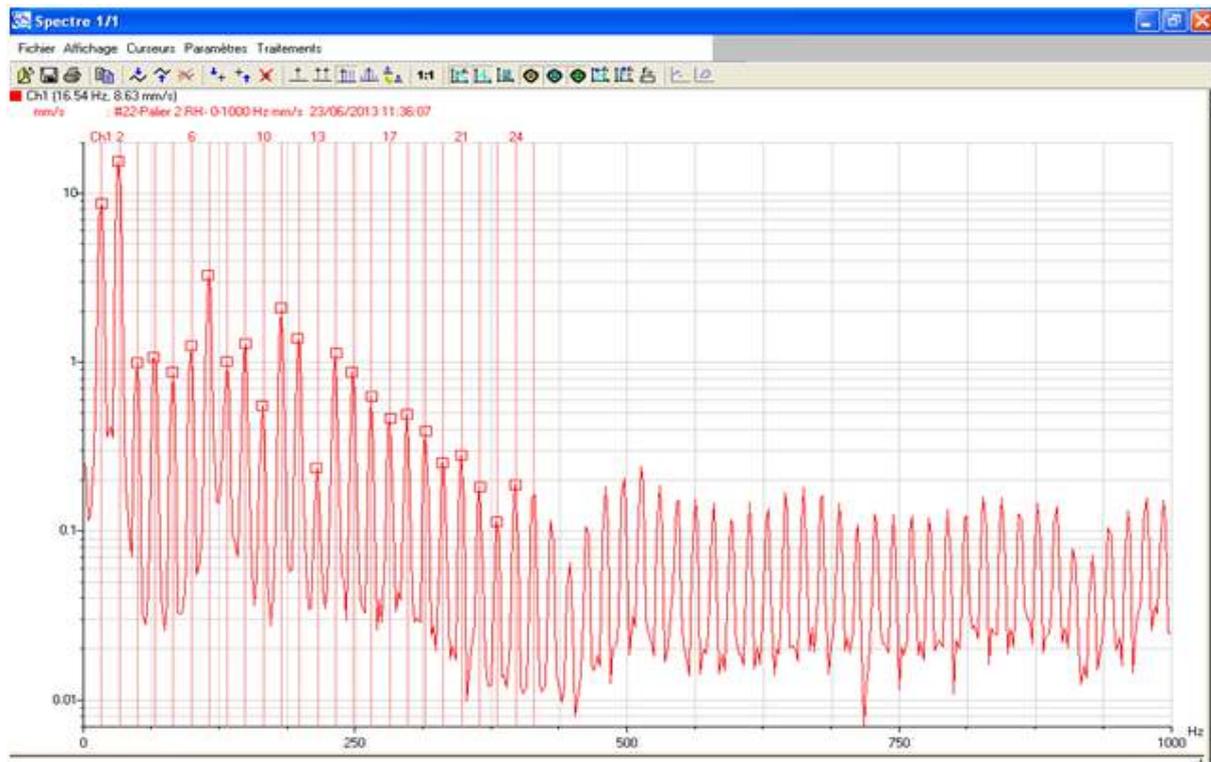
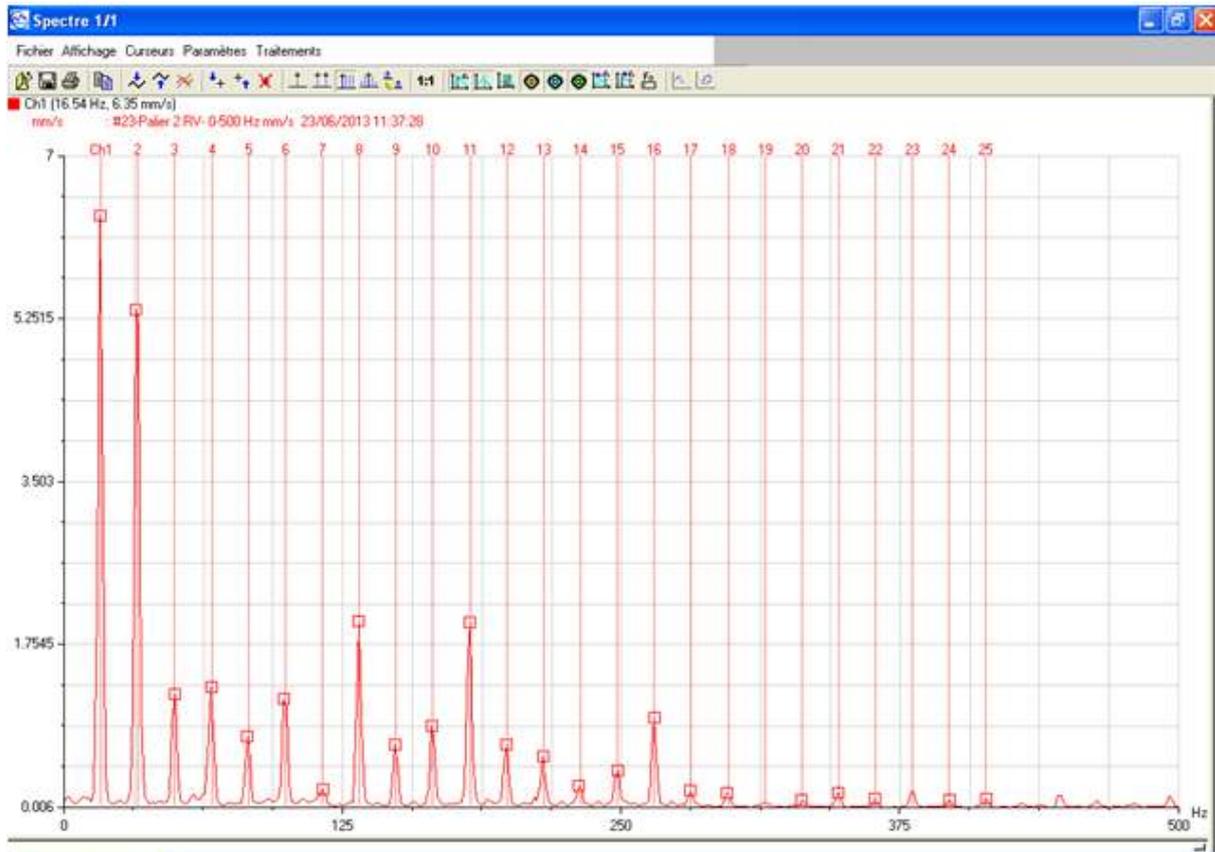
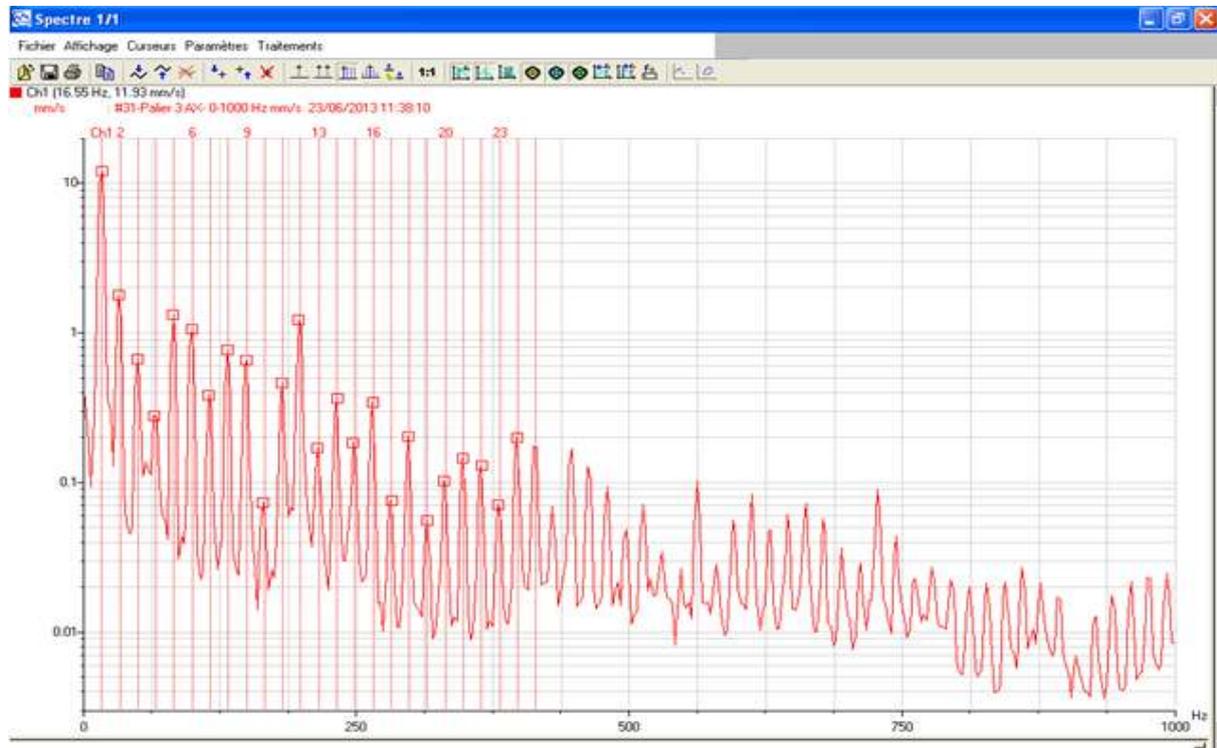


Figure III.33 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial horizontal

## Chapitre III : Etude pratique

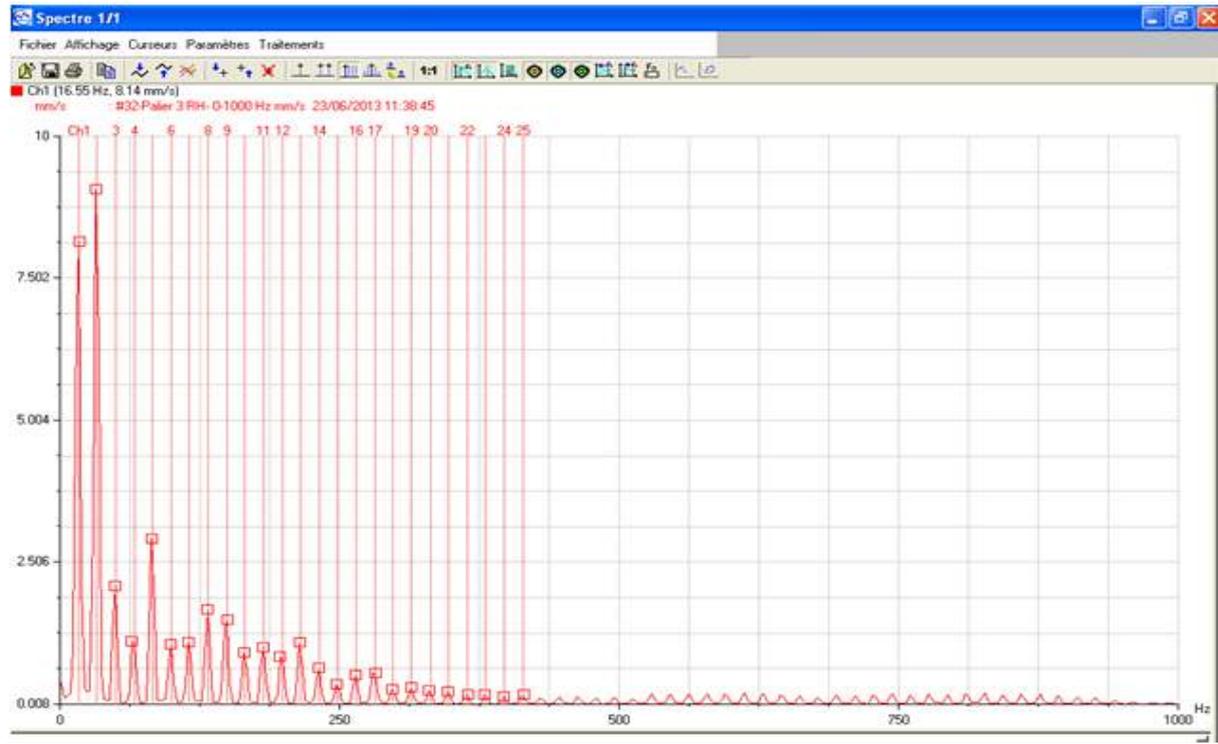


*Figure III.34 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier moteur dans le sens radial vertical*

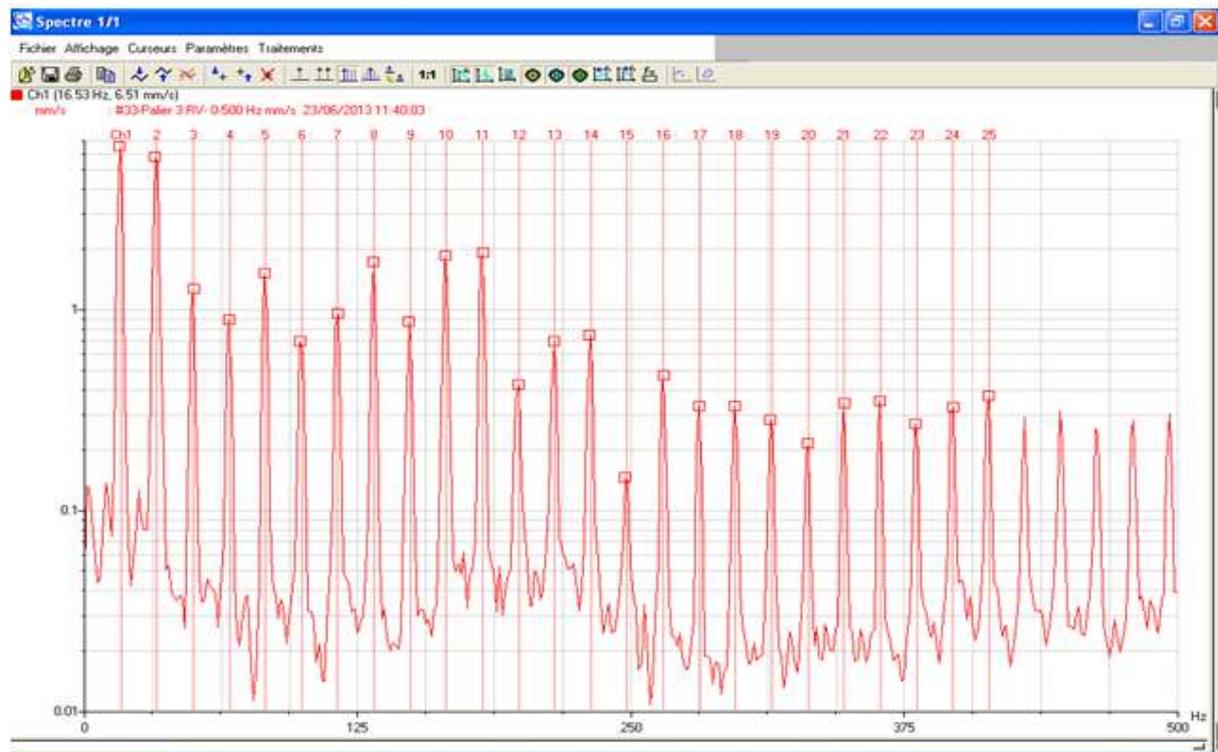


*Figure III.35 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens axial*

## Chapitre III : Etude pratique



*Figure III.36 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal*



*Figure III.37 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical*

## Chapitre III : Etude pratique

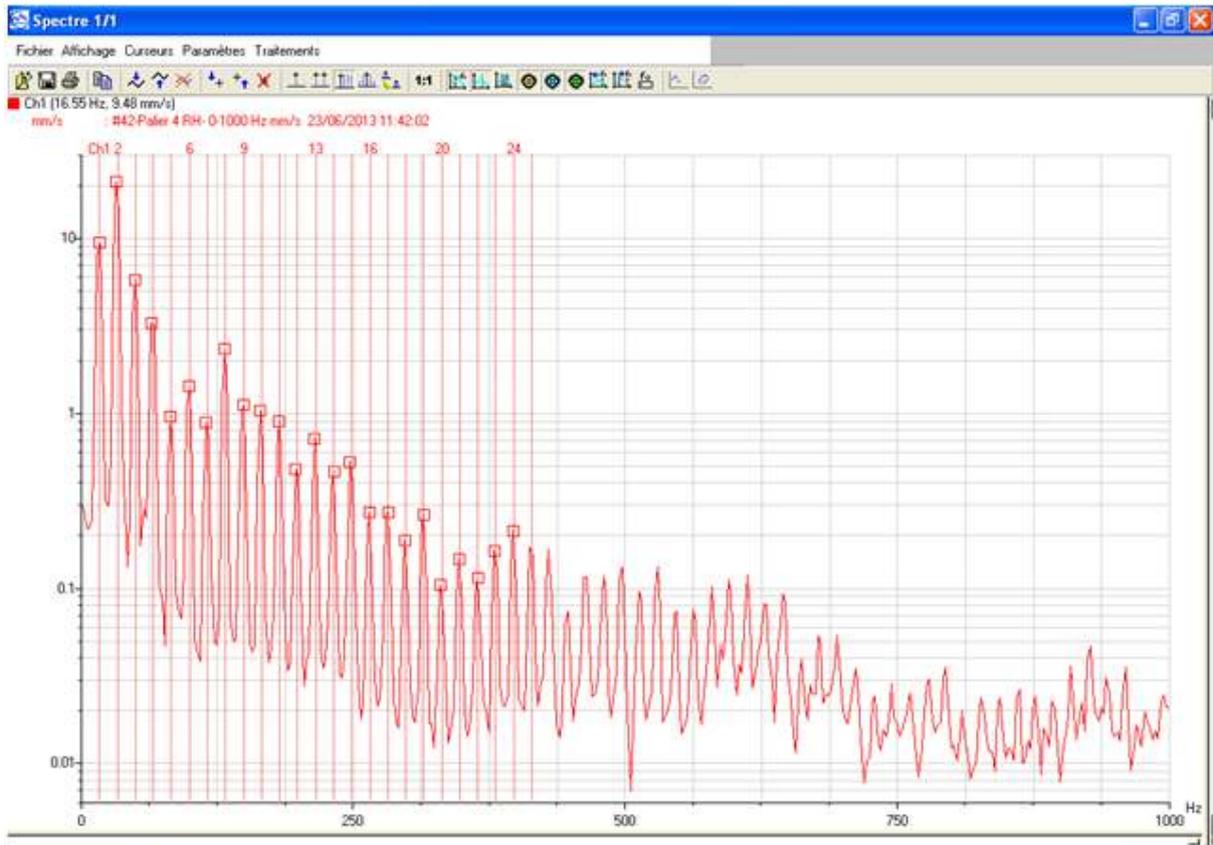


Figure III.38: spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

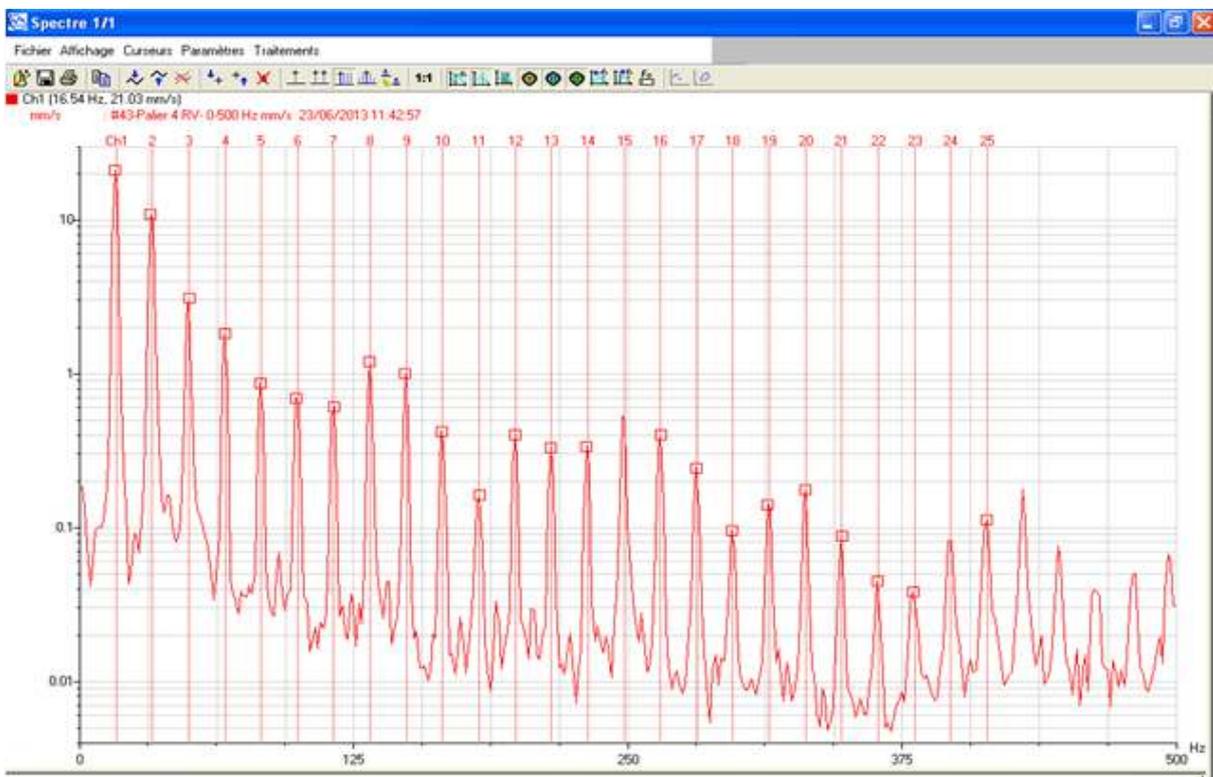
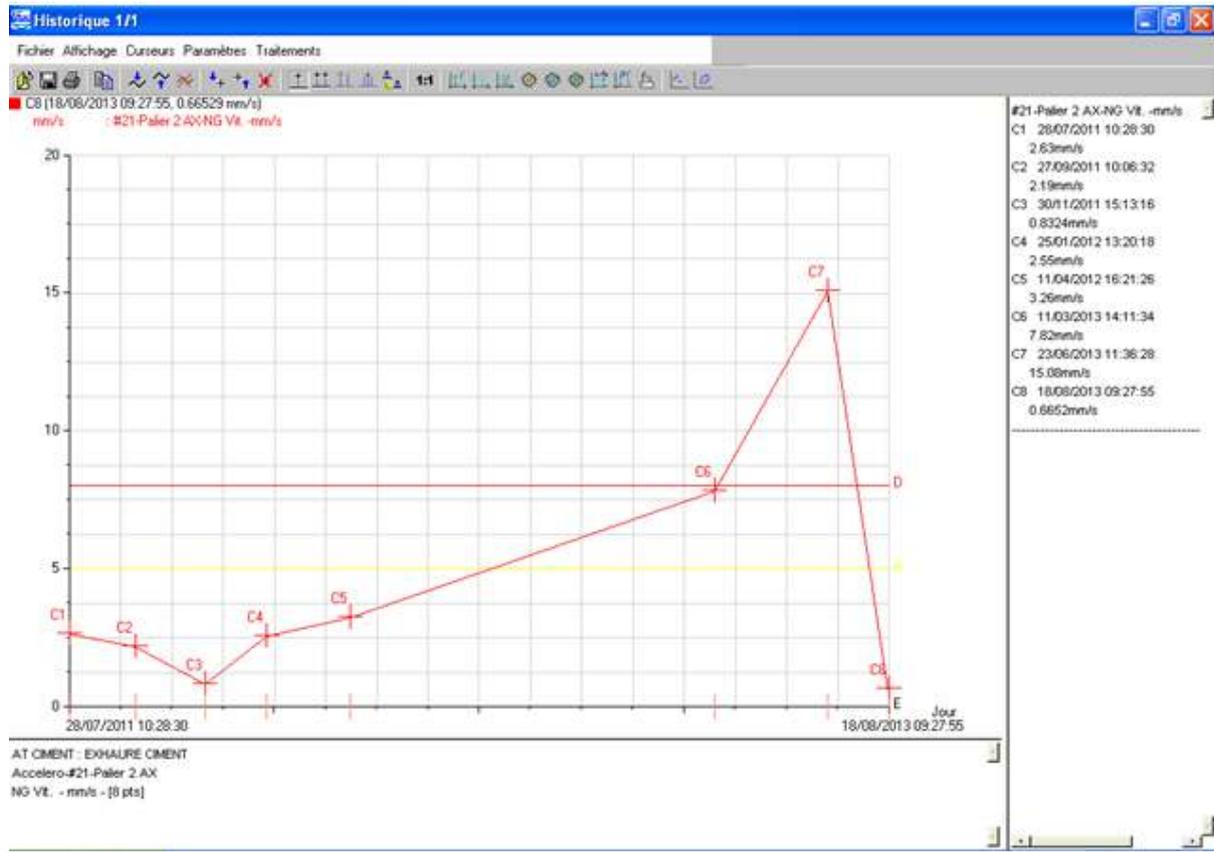
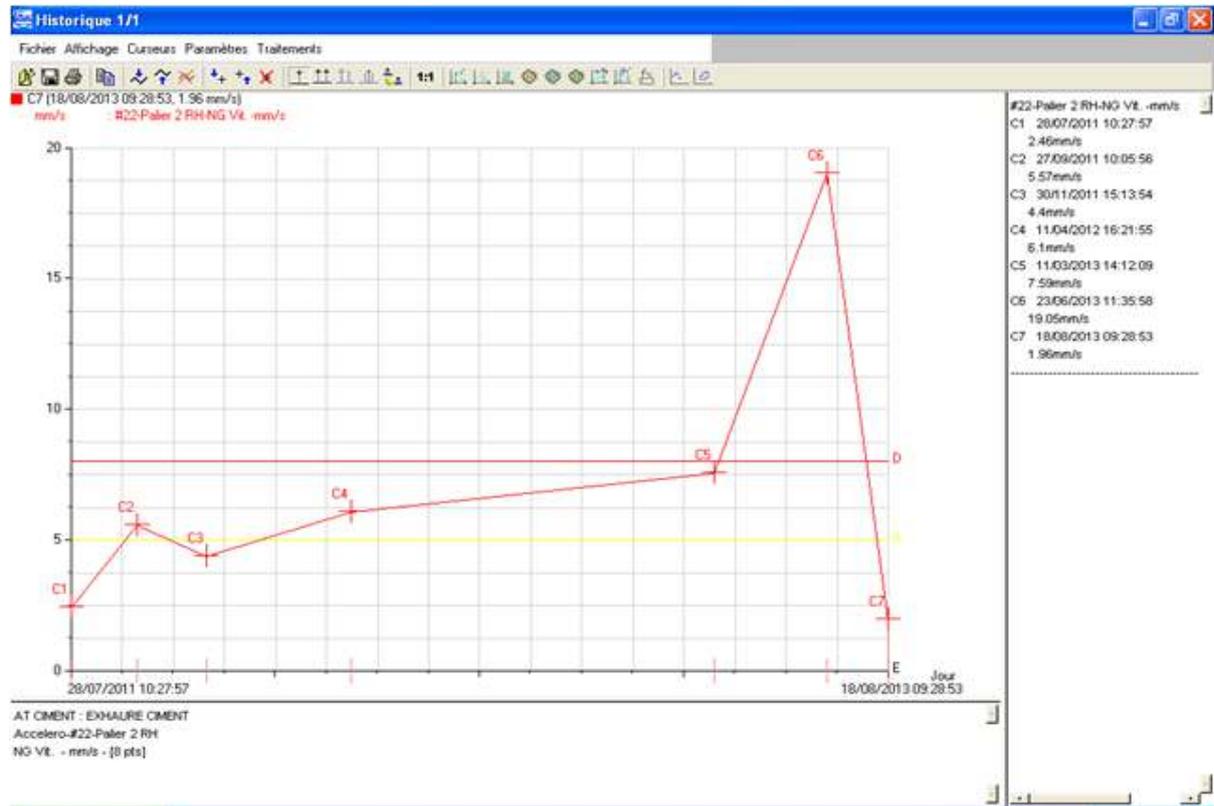


Figure III.39 : spectre pris le : 23 Juin 2013 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

## Chapitre III : Etude pratique

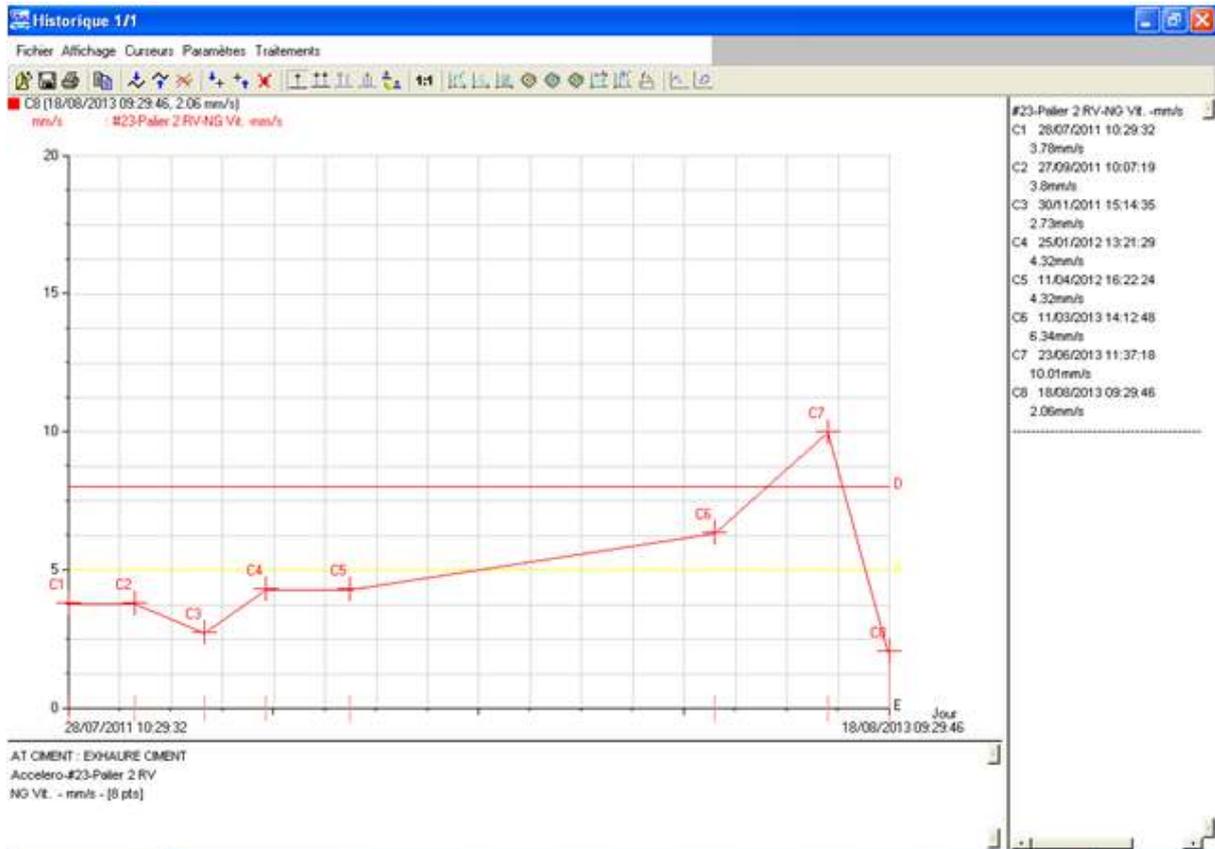


**Figure III.40** Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens axial

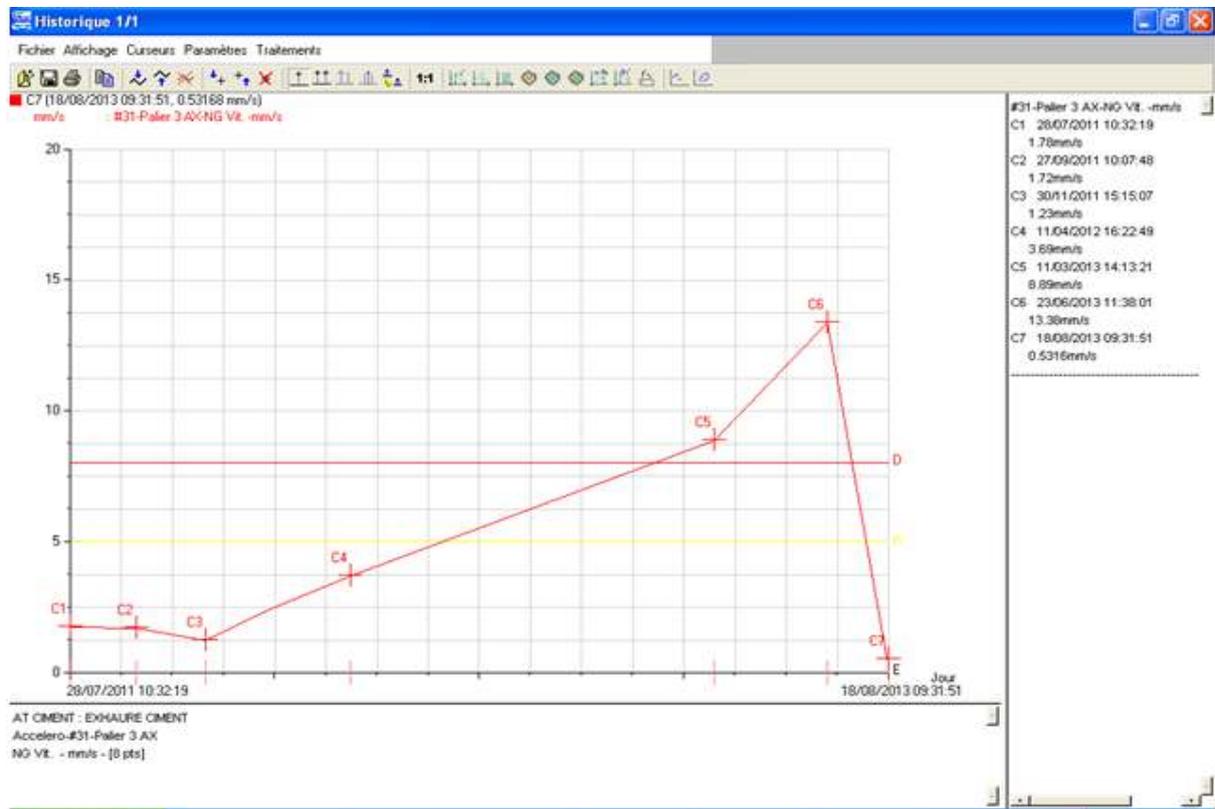


**Figure III.41** Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial horizontal

## Chapitre III : Etude pratique



**Figure III.42** Courbe de tendance prise sur le palier moteur dans le sens radial vertical



**Figure III.43** Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens axial

## Chapitre III : Etude pratique

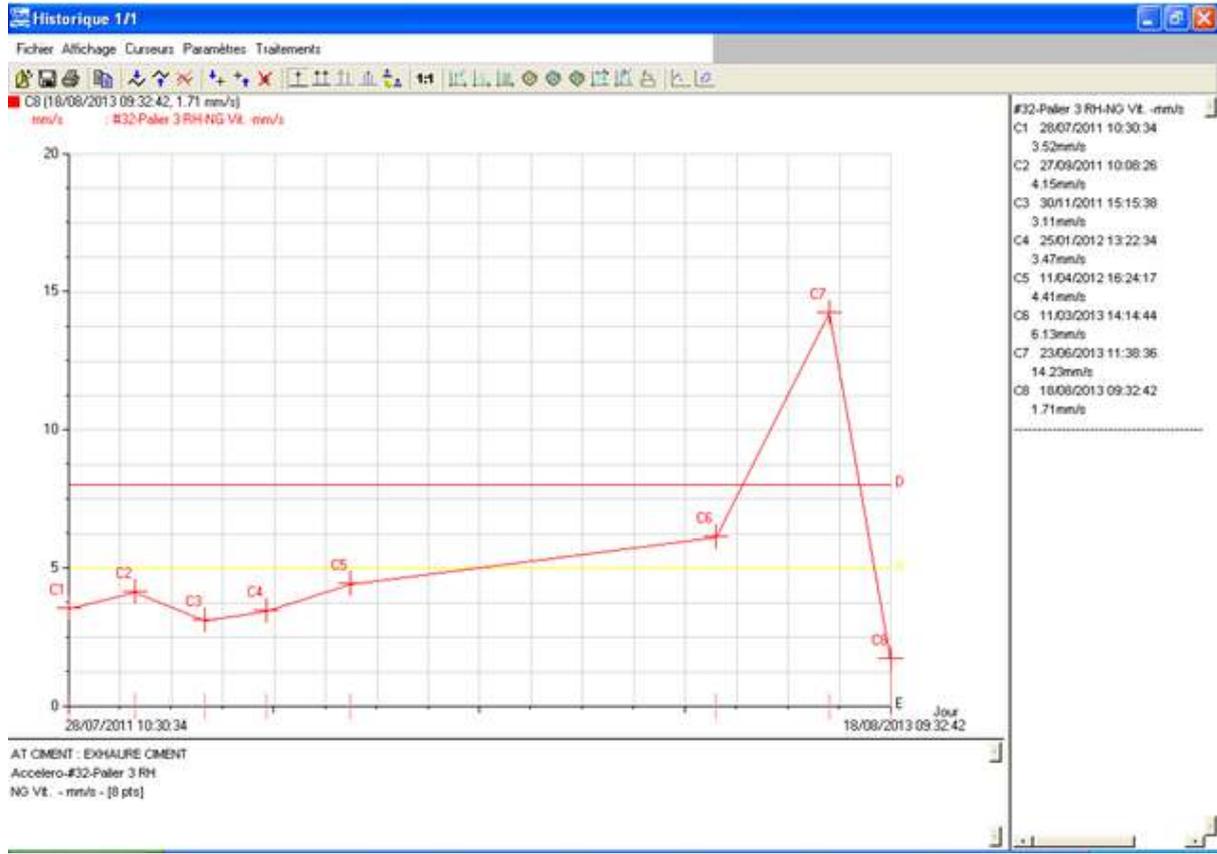


Figure III.44 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le radial horizontal

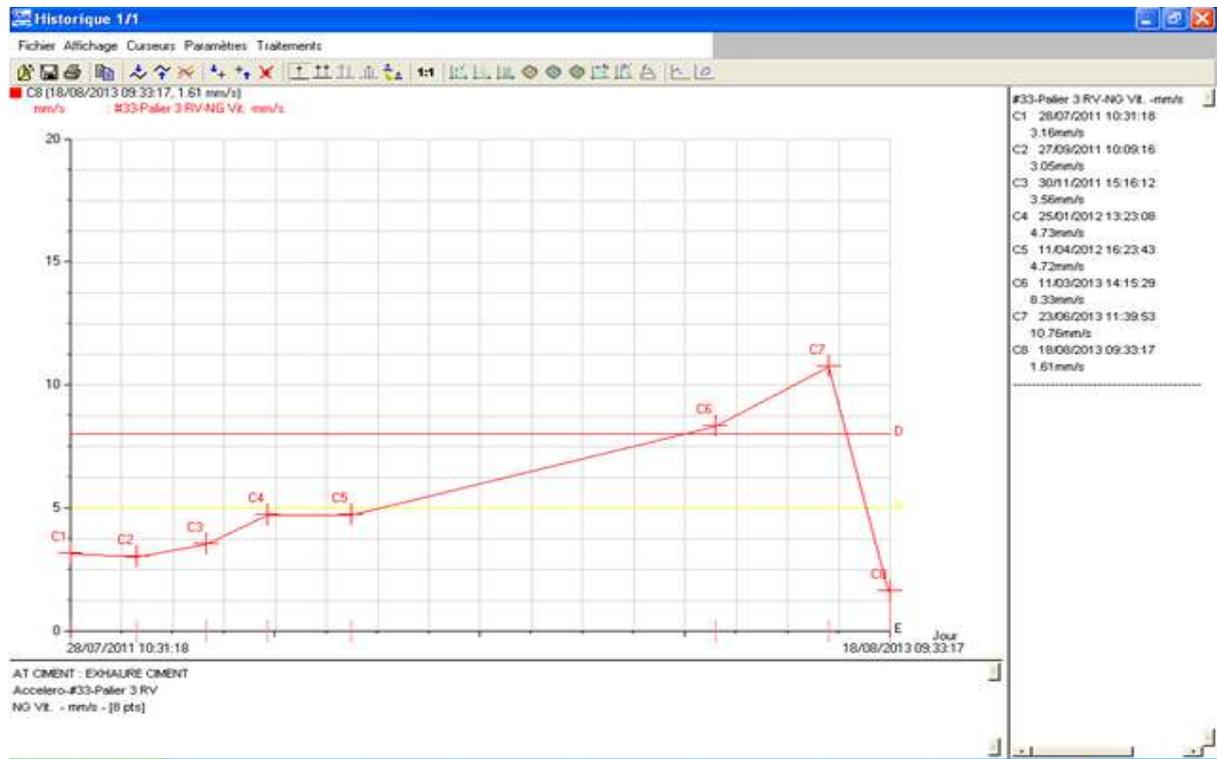
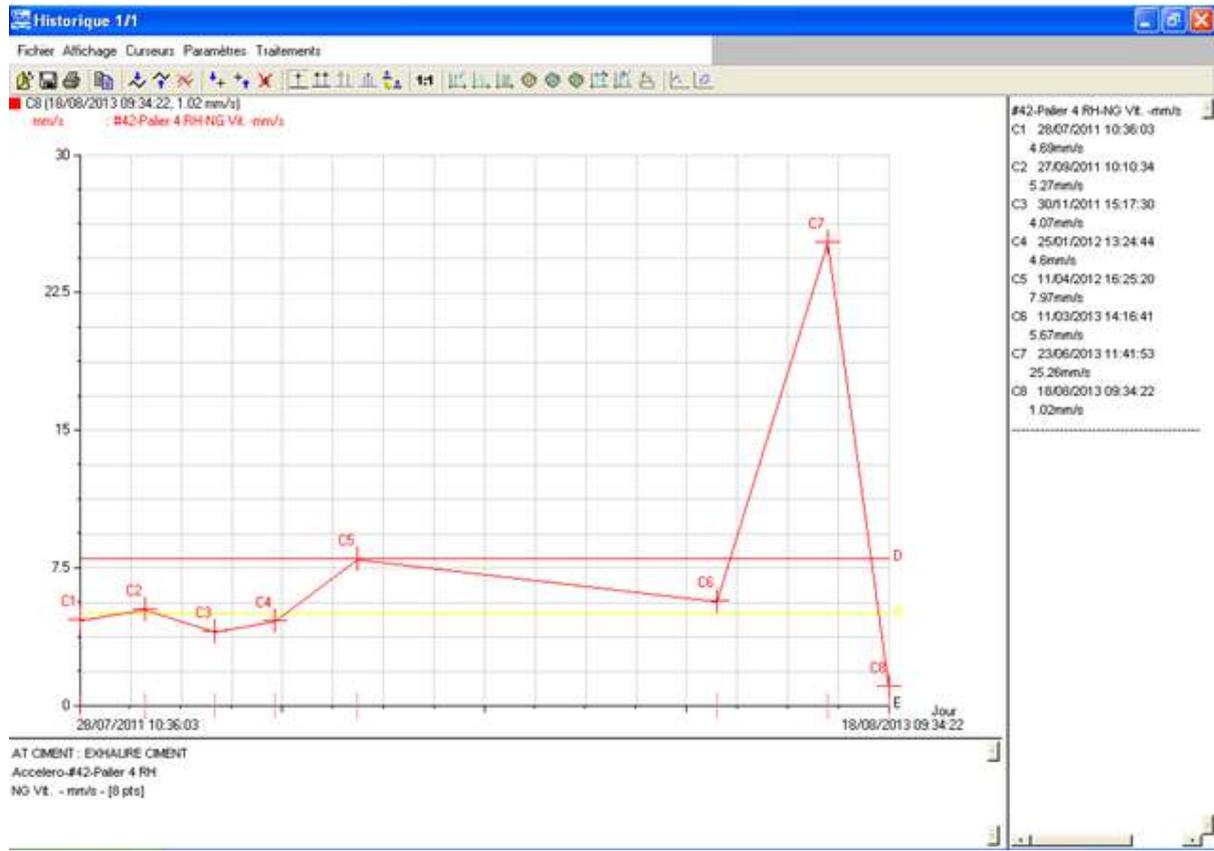
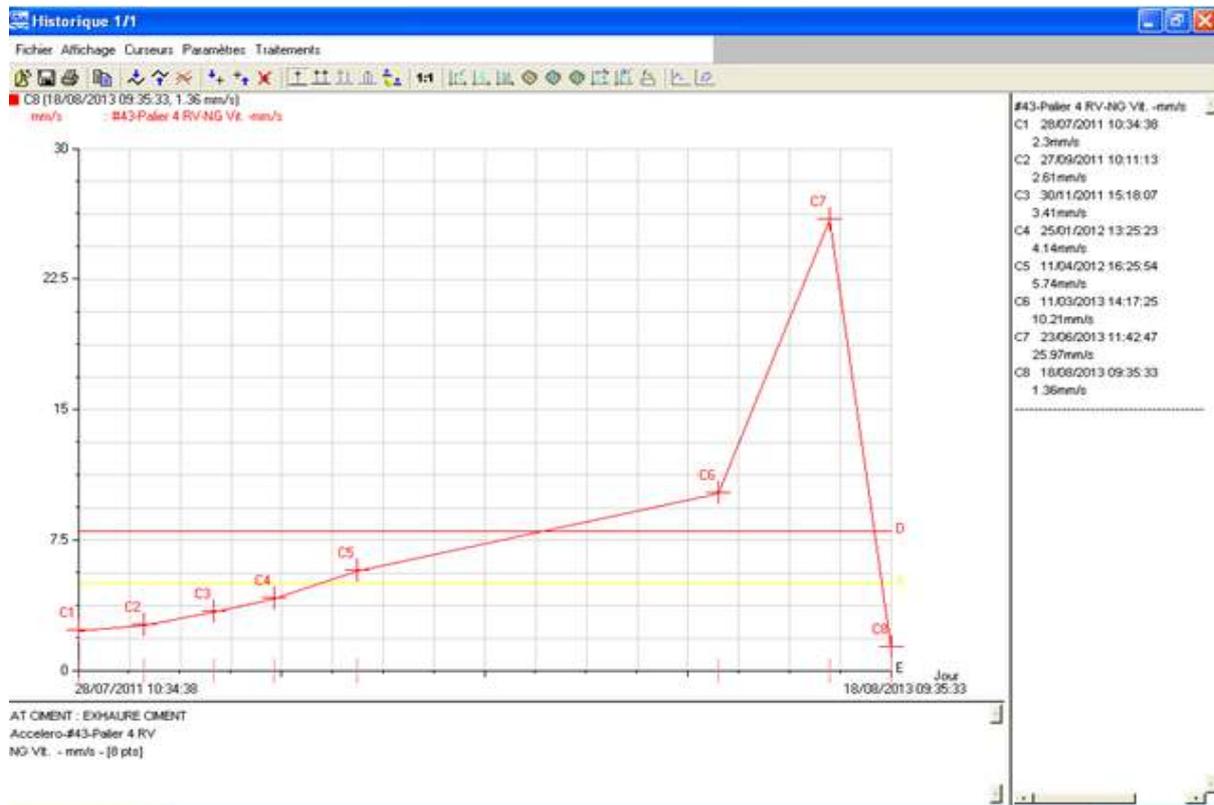


Figure III.45 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le radial vertical

## Chapitre III : Etude pratique



**Figure III.46** Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le radial horizontal



**Figure III.47** Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le radial vertical

### III.8. CONCLUSION

Cette installation représente une grande stratégie dans la chaîne de production de la cimenterie, c'est pourquoi ce type de machine nécessite une surveillance périodique par la technique d'analyse de vibrations, afin d'éviter leur arrêts intempestifs et augmenter leurs disponibilité, ainsi que la programmation des interventions pour réparation dès l'apparition des défauts mécaniques qui peuvent surgir lors de fonctionnement.

Dans notre cas nous avons détecté un désalignement à l'état précoce, où nous avons recommandé aux responsables de maintenance de procéder au contrôle de l'alignement qui risquait d'engendrer d'autres défauts mécaniques, malheureusement et comme dans certains cas, nos conseils ne sont pas pris en considération, ce qui provoque la catastrophe si le problème détecté persiste toujours et reste sans réparation.

Ce défaut d'alignement a persisté durant presque une année, ce qui a suscité l'apparition d'un défaut d'usure sur les portées de roulement dans les deux paliers libre et du côté de l'accouplement ou le niveau de vibrations a pris une ampleur jugée danger d'après les normes internationales VDI 2056, dû à l'excentricité flagrante entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie, d'environ 0.3 mm sur le rayon de la portée de roulement sur l'arbre portant la turbine côté libre.

A cause du retard de l'intervention pour réparation, la dégradation s'est étalée jusqu'au portées de roulements sur l'arbre et sur les paliers, où le changement de ces organes était alors indispensable vu leurs état (0.3 mm de jeu).

A cet effet, les niveaux de vibrations globales se sont très bien améliorés, et sont devenus acceptables après le changement de ces organes, sans l'opération de l'équilibrage qui nous a confirmé la présence d'un déséquilibre lié à une contrainte directionnelle provoqué par le défaut de jeu, et non pas le balourd qui est lié à l'effort rotatif.

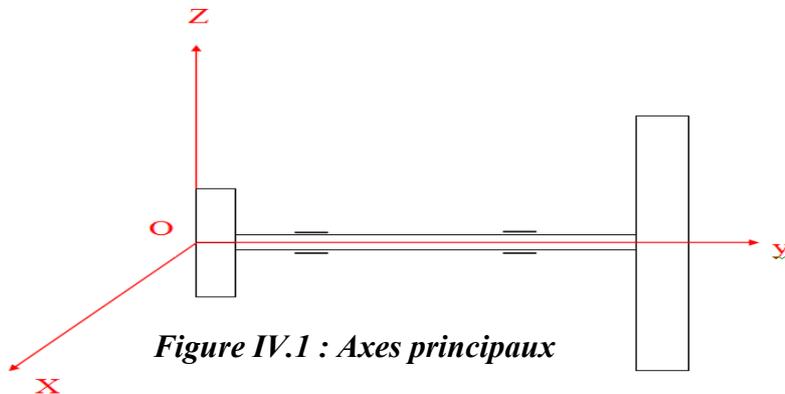
## Chapitre IV : Etude théorique

Dans ce chapitre nous allons voir toutes les étapes de calcul des différents paramètres caractérisant notre système, ce dernier est composé par une roue réceptrice (qu'elle soit une poulie comme dans le 1<sup>er</sup> cas ou une bride d'accouplement mécanique comme dans le 2<sup>eme</sup> cas), un arbre et une turbine.

Dans le 1<sup>er</sup> cas de l'atomiseur, nous avons les caractéristiques de la masse parasite, et ce, suite à un équilibrage effectué sur site, ce qui nous a permis de calculer l'excentricité et par la suite tout le reste des paramètres comme c'est indiqué ci-dessous.

Dans le 2<sup>eme</sup> cas, du ventilateur Exhaure, nous avons l'excentricité comme donnée ; qu'on a pu mesurer directement sur le rotor après son démontage, et c'est ce qui nous a permis de déterminer tous les paramètres du système en calculant d'abord les caractéristique du balourd (masse, volume, position).

### Cas -1- ventilateur atomiseur 01



*Figure IV.1 : Axes principaux*

#### IV.1 Caractéristiques du système :

- **La poulie :**

Matériau : fonte grise

Masse volumique : 7200 kg/m<sup>3</sup>

Volume : 0.0172828 m<sup>3</sup>

Masse : 124.43 kg

Longueur : 0.15 m

Rayon : 0.2 m

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X1 \\ Y1 \\ Z1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.075 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de la poulie par rapport à O1X1Y1Z1

$$T01 = \begin{bmatrix} I_{x1} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y1} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m1.R_1^2}{4} + \frac{m1.h_1^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m1.R_1^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m1.R_1^2}{4} + \frac{m1.h_1^2}{12} \end{bmatrix}$$

## Chapitre IV : Etude théorique

---

Tenseur d'inertie de la poulie par rapport à (Oxyz)

On applique le théorème de Guldin

$$T_1 = T_{01} + \begin{bmatrix} m1(Y1^2 + Z1^2) & -m1(X1^2 + Y1^2) & -m1(X1^2 + Z1^2) \\ -m1(X1^2 + Y1^2) & m1(X1^2 + Z1^2) & -m1(Y1^2 + Z1^2) \\ -m1(X1^2 + Z1^2) & -m1(Y1^2 + Z1^2) & m1(Y1^2 + X1^2) \end{bmatrix}$$

- **L'arbre :**

Matériau : acier de construction E360

Masse volumique : 7800 kg/m<sup>3</sup>

Volume : 0.0120426 m<sup>3</sup>

Masse : 93.93 kg

Longueur : 1.16 m

Rayon : 0.0575 m

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X2 \\ Y2 \\ Z2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.58 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de l'arbre par rapport à O2X2Y2Z2

$$T_{02} = \begin{bmatrix} I_{x2} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y2} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m2.R_2^2}{4} + \frac{m2.h_2^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m2.R_2^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m2.R_2^2}{4} + \frac{m2.h_2^2}{12} \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de l'arbre par rapport à (Oxyz)

$$T_2 = T_{02} + \begin{bmatrix} m2(Y2^2 + Z2^2) & -m2(X2^2 + Y2^2) & -m2(X2^2 + Z2^2) \\ -m2(X2^2 + Y2^2) & m2(X2^2 + Z2^2) & -m2(Y2^2 + Z2^2) \\ -m2(X2^2 + Z2^2) & -m2(Y2^2 + Z2^2) & m2(Y2^2 + X2^2) \end{bmatrix}$$

- **Turbine**

Matériau : acier de construction E360

Masse volumique : 7800 kg/m<sup>3</sup>

Volume : 0.0296974 m<sup>3</sup>

Masse : 231.64 kg

Longueur : 0.42 m

Rayon : 0.6 m

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X3 \\ Y3 \\ Z3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.34 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Calcul du tenseur d'inertie de la turbine par rapport à O3X3Y3Z3

$$T_{03} = \begin{bmatrix} I_{x3} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y3} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m3.R_3^2}{4} + \frac{m3.h_3^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m3.R_3^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m3.R_3^2}{4} + \frac{m3.h_3^2}{12} \end{bmatrix}$$

$$T_3 = T_{03} + \begin{bmatrix} m3(Y3^2 + Z3^2) & -m3(X3^2 + Y3^2) & -m3(X3^2 + Z3^2) \\ -m3(X3^2 + Y3^2) & m3(X3^2 + Z3^2) & -m3(Y3^2 + Z3^2) \\ -m3(X3^2 + Z3^2) & -m3(Y3^2 + Z3^2) & m3(Y3^2 + X3^2) \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de la turbine par rapport à (Oxyz)

$$T_3 = T_{03} + \begin{bmatrix} m3(Y3^2 + Z3^2) & -m3(X3^2 + Y3^2) & -m3(X3^2 + Z3^2) \\ -m3(X3^2 + Y3^2) & m3(X3^2 + Z3^2) & -m3(Y3^2 + Z3^2) \\ -m3(X3^2 + Z3^2) & -m3(Y3^2 + Z3^2) & m3(Y3^2 + X3^2) \end{bmatrix}$$

- **Masse parasite**

Matériau : Acier ordinaire

Masse volumique : 7500 kg/m<sup>3</sup>

Longueur : 0.098 m

Largeur : 0.03 m

Epaisseur : 0.004 m

Volume 0.08537 kg

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X4 \\ Y4 \\ Z4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.43 \\ 0.585 \end{bmatrix}$$

Calcul du tenseur d'inertie de la masse parasite (balourd) par rapport à O4X4Y4Z4

$$T_{04} = \begin{bmatrix} I_{x4} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y4} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m4.(a^2+b^2)}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m4.(b^2+L^2)}{12} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m4.(a^2+L^2)}{12} \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de la masse parasite par rapport à (Oxyz)

$$T_4 = T_{04} + \begin{bmatrix} m4(Y4^2 + Z4^2) & -m4(X4^2 + Y4^2) & -m4(X4^2 + Z4^2) \\ -m4(X4^2 + Y4^2) & m4(X4^2 + Z4^2) & -m4(Y4^2 + Z4^2) \\ -m4(X4^2 + Z4^2) & -m4(Y4^2 + Z4^2) & m4(Y4^2 + X4^2) \end{bmatrix}$$

### IV.2 Calcul des différents paramètres du 1<sup>er</sup> cas

Calcul du tenseur global d'inertie

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4$$

Calcul de la masse totale du rotor

$$M_t = M_{\text{poulie}} + M_{\text{arbre}} + M_{\text{turbine}}$$

$$M_t = 124.43 + 93.93 + 231.64 = 450 \text{ (kg)}$$

Calcul de l'excentricité « e »

$$e = r * \frac{m}{M_t} \rightarrow e = 1.109 * 10^{-04} \text{ (m)}$$

Calcul de la rigidité k

$$k = \frac{e * (M_t + m_4)^2 * g}{I_y} \rightarrow k = 4.9658 \text{ (N/m)}$$

Calcul de la pulsation propre du rotor  $\omega_0$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{(M_t + m_4)}} \rightarrow \omega_0 = 0.1050 \text{ (rd/s)}$$

Calcul de l'amortissement critique

$$C_c = 2 * \omega_0 * (M_t + m_4) \rightarrow C_c = 94.5525 \text{ (N/m)}$$

Calcul du décrétement logarithmique «  $\Lambda$  »

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

$$\Lambda = \frac{\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3 + \Lambda_4 + \Lambda_5 + \Lambda_6 + \Lambda_7}{7} \rightarrow \Lambda = 0.148$$

Temps ( s )	t	t + T <sub>A</sub>	t + 2T <sub>A</sub>	t + 3T <sub>A</sub>	t + 4T <sub>A</sub>	t + 5T <sub>A</sub>	t + 6T <sub>A</sub>	t + 7T <sub>A</sub>
h (mm)	300	285	265	240	210	175	115	40
$\varphi$ ( degré )	60	58.331	56.082	53.13	49.458	44.927	36.099	21.092
$\varphi$ ( radiant )	1.047	1.018	0.978	0.927	0.863	0.784	0.63	0.368
$\Lambda$	0.028	0.039	0.054	0.071	0.096	0.0218	0.0537	-

**Tableau IV.1 Décrétement logarithmique de l'atomiseur 01**

Calcul de l'amortissement C

$$C = \frac{\Lambda * C_c}{2\pi} \rightarrow C = 2.2272 \text{ (N/m)}$$

## Chapitre IV : Etude théorique

---

Calcul du taux d'amortissement

$$\gamma = \frac{c}{c_c} \rightarrow \gamma = 0.0236$$

Calcul de la pulsation du rotor

$$\omega = 2 * \pi * f \rightarrow \omega = 157.0796 \text{ (rd/s)}$$

Calcul de la force engendrée par le balourd

$$F_0 = \omega^2 * m * r \rightarrow F_0 = 1.2323 * 10^{-4} \text{ (N)}$$

Calcul de l'amplitude vibratoire du déplacement

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(k - (M+m)\omega^2)^2 - (C\omega)^2}} \rightarrow A = 1.1096 * 10^{-4} \text{ (m)}$$

Calcul de l'amplitude vibratoire efficace du déplacement

$$A_{\text{eff}} = A * \frac{\sqrt{2}}{2} \rightarrow A_{\text{eff}} = 0.7844 * 10^{-4} \text{ (m)}$$

Calcul de l'amplitude de la vitesse vibratoire

$$V = A * \omega \rightarrow V = 0.0174 \text{ (m/s)}$$

Calcul de l'amplitude efficace de la vitesse

$$V_{\text{eff}} = V * \frac{\sqrt{2}}{2} \rightarrow V_{\text{eff}} = 0.0123 \text{ (m/s)}$$

Validation des résultats

D'après les résultats obtenus dans la pratique (voir chapitre précédent) on peut les comparer avec ceux obtenus théoriquement pour pouvoir valider les calculs.

Valeurs déterminées	Déplacement vibratoire (m)	Vitesse vibratoire (mm/s)
Théoriquement	<b>0.7844 * 10<sup>-4</sup></b>	<b>12.30</b>
Expérimentalement	<b>0.7505 * 10<sup>-4</sup></b>	<b>11.78</b>

Calcul de l'erreur absolue du déplacement vibratoire

$$\Delta_a = A_0 - A_{\text{eff}} \rightarrow \Delta = 0.0339 * 10^{-4} \text{ (m)}$$

Avec A<sub>0</sub> : valeur mesurée expérimentalement et A<sub>eff</sub> : valeur calculée théoriquement.

Calcul de l'erreur relative du déplacement

$$\epsilon = \frac{\Delta_a}{A_{\text{eff}}} \rightarrow \epsilon = 0.0432 \rightarrow \epsilon = 4.32\%$$

## Chapitre IV : Etude théorique

Calcul de l'erreur absolue de la vitesse vibratoire

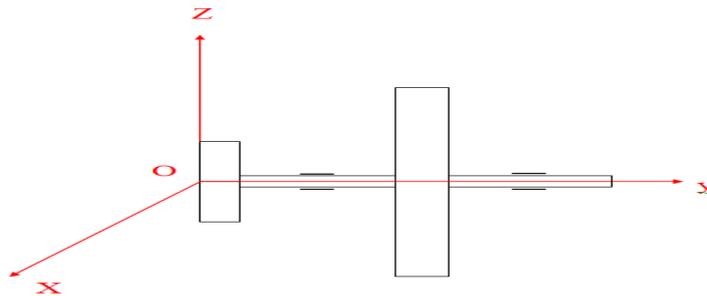
$$\Delta_a = V_0 - V_{\text{eff}} \rightarrow \Delta = 0.52 \text{ (mm/s)}$$

Avec  $V_0$  : valeur mesurée expérimentalement et  $V_{\text{eff}}$  : valeur calculée théoriquement.

Calcul de l'erreur relative du déplacement

$$\varepsilon = \frac{\Delta_a}{V_{\text{eff}}} \rightarrow \varepsilon = 0.0422 \rightarrow \varepsilon = 4.22\%$$

### Cas -2- Ventilateur Exhaure



**Figure IV.2 : axes principaux**

### IV.3 Caractéristiques du système :

#### Accouplement :

Matériau : fonte grise

Masse volumique :  $7200 \text{ kg/m}^3$

Volume :  $0.005891 \text{ m}^3$

Masse :  $42.42 \text{ kg}$

Longueur :  $0.225 \text{ m}$

Rayon :  $0.09 \text{ m}$

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X1 \\ Y1 \\ Z1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.061 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de la poulie par rapport à  $O1X1Y1Z1$

$$T_{O1} = \begin{bmatrix} I_{x1} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y1} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m1.R_1^2}{4} + \frac{m1.h_1^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m1.R_1^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m1.R_1^2}{4} + \frac{m1.h_1^2}{12} \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de la poulie par rapport à (Oxyz) (on applique le théorème de Guldin)

$$T_1 = T_{O1} + \begin{bmatrix} m1(Y1^2 + Z1^2) & -m1(X1^2 + Y1^2) & -m1(X1^2 + Z1^2) \\ -m1(X1^2 + Y1^2) & m1(X1^2 + Z1^2) & -m1(Y1^2 + Z1^2) \\ -m1(X1^2 + Z1^2) & -m1(Y1^2 + Z1^2) & m1(Y1^2 + X1^2) \end{bmatrix}$$

### 1- L'arbre :

Matériau : acier de construction E360

Masse volumique : 7800 kg/m<sup>3</sup>

Volume : 0.084102 m<sup>3</sup>

Masse : 656 kg

Longueur : 3.247m

Rayon : 0.093 m

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X2 \\ Y2 \\ Z2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.6985 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de l'arbre par rapport à O2X2Y2Z2

$$T_{O2} = \begin{bmatrix} I_{x2} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y2} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m2.R_2^2}{4} + \frac{m2.h_2^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m2.R_2^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m2.R_2^2}{4} + \frac{m2.h_2^2}{12} \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de l'arbre par rapport à (Oxyz)

$$T_2 = T_{O2} + \begin{bmatrix} m2(Y2^2 + Z2^2) & -m2(X2^2 + Y2^2) & -m2(X2^2 + Z2^2) \\ -m2(X2^2 + Y2^2) & m2(X2^2 + Z2^2) & -m2(Y2^2 + Z2^2) \\ -m2(X2^2 + Z2^2) & -m2(Y2^2 + Z2^2) & m2(Y2^2 + X2^2) \end{bmatrix}$$

### 2- Turbine

Matériau : acier de construction E360

Masse volumique : 7800 kg/m<sup>3</sup>

Volume : 0.223458 m<sup>3</sup>

Masse : 1742.98 kg

Longueur : 0.89 m

Rayon : 0.77 m

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X3 \\ Y3 \\ Z3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.5485 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Calcul du tenseur d'inertie de la turbine par rapport à O3X3Y3Z3

$$T_{O3} = \begin{bmatrix} I_{x3} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y3} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m3.R_3^2}{4} + \frac{m3.h_3^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m3.R_3^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m3.R_3^2}{4} + \frac{m3.h_3^2}{12} \end{bmatrix}$$

## Chapitre IV : Etude théorique

$$T_3 = T_{03} + \begin{bmatrix} m_3(Y_3^2 + Z_3^2) & -m_3(X_3^2 + Y_3^2) & -m_3(X_3^2 + Z_3^2) \\ -m_3(X_3^2 + Y_3^2) & m_3(X_3^2 + Z_3^2) & -m_3(Y_3^2 + Z_3^2) \\ -m_3(X_3^2 + Z_3^2) & -m_3(Y_3^2 + Z_3^2) & m_3(Y_3^2 + X_3^2) \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de la turbine par rapport à (Oxyz)

$$T_3 = T_{03} + \begin{bmatrix} m_3(Y_3^2 + Z_3^2) & -m_3(X_3^2 + Y_3^2) & -m_3(X_3^2 + Z_3^2) \\ -m_3(X_3^2 + Y_3^2) & m_3(X_3^2 + Z_3^2) & -m_3(Y_3^2 + Z_3^2) \\ -m_3(X_3^2 + Z_3^2) & -m_3(Y_3^2 + Z_3^2) & m_3(Y_3^2 + X_3^2) \end{bmatrix}$$

### IV.4 calcul des différents paramètres du 2<sup>ème</sup> cas

Calcul de la masse totale du rotor

$$M_t = M_{\text{accouplement}} + M_{\text{arbre}} + M_{\text{turbine}}$$

$$M_t = 42.42 + 656 + 1742.98 = 2441.3 \text{ (kg)}$$

Calcul de la masse parasite

$$e = r * \frac{m}{M_t} \rightarrow m = \frac{e * M_t}{r} \rightarrow m = 0.9701 \text{ (kg)}$$

#### Masse parasite

Matériau : Acier ordinaire

Masse volumique : 7500 kg/m<sup>3</sup>

Longueur : m

Largeur : 0.03 (m)

Epaisseur : 0.004 (m)

Volume : 1.2934 \* 10<sup>-4</sup> (kg)

Centre de gravité par rapport au repère Oxyz

$$\begin{bmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ Z_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.9935 \\ 0.755 \end{bmatrix}$$

Calcul du tenseur d'inertie de la masse parasite (balourd) par rapport à O4X4Y4Z4

$$T_{04} = \begin{bmatrix} I_{x4} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y4} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m_4 \cdot (a^2 + b^2)}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m_4 \cdot (b^2 + L^2)}{12} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_4 \cdot (a^2 + L^2)}{12} \end{bmatrix}$$

Tenseur d'inertie de la masse parasite par rapport à (Oxyz)

$$T_4 = T_{04} + \begin{bmatrix} m_4(Y_4^2 + Z_4^2) & -m_4(X_4^2 + Y_4^2) & -m_4(X_4^2 + Z_4^2) \\ -m_4(X_4^2 + Y_4^2) & m_4(X_4^2 + Z_4^2) & -m_4(Y_4^2 + Z_4^2) \\ -m_4(X_4^2 + Z_4^2) & -m_4(Y_4^2 + Z_4^2) & m_4(Y_4^2 + X_4^2) \end{bmatrix}$$

## Chapitre IV : Etude théorique

Calcul du tenseur global d'inertie

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4$$

Calcul de la rigidité k

$$k = \frac{e * (Mt + m4)^2 * g}{I_y} \rightarrow k = 33.7066 \text{ (N/m)}$$

Calcul de la pulsation propre du rotor  $\omega_0$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{(Mt + m4)}} \rightarrow \omega_0 = 0.1175 \text{ (rd/s)}$$

Calcul de l'amortissement critique

$$C_c = 2 * \omega_0 * (Mt + m4) \rightarrow C_c = 573.8325 \text{ (N/m)}$$

Calcul du décrétement logarithmique «  $\Lambda$  »

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

$$\Lambda = \frac{\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3 + \Lambda_4 + \Lambda_5 + \Lambda_6 + \Lambda_7}{7} \rightarrow \Lambda = 0.109$$

Temps ( s )	t	t + T <sub>A</sub>	t + 2T <sub>A</sub>	t + 3T <sub>A</sub>	t + 4T <sub>A</sub>	t + 5T <sub>A</sub>	t + 6T <sub>A</sub>	t + 7T <sub>A</sub>
h (mm)	600	550	495	435	370	300	225	145
$\varphi$ (degré)	77.29	73.73	69.51	64.53	59.33	52.41	45.57	35.9
$\varphi$ (radian)	1.3489	1.2868	1.2131	1.1262	1.0355	0.9147	0.7953	0.6265
$\Lambda$	0.047	0.085	0.074	0.084	0.124	0.139	0.238	-

Calcul de l'amortissement C

**Tableau IV.2 Décrétement logarithmique du ventilateur Exhaure**

$$C = \frac{\Lambda * C_c}{2\pi} \rightarrow C = 9.9548 \text{ (N/m)}$$

Calcul du taux d'amortissement

$$\gamma = \frac{C}{C_c} \rightarrow \gamma = 0.0173$$

Calcul de la pulsation du rotor

$$\omega = 2 * \pi * f \rightarrow \omega = 103.6726 \text{ (rd/s)}$$

Calcul de la force engendrée par le balourd

$$F_0 = \omega^2 * m * r \rightarrow F_0 = 7.8718 * 10^{-4} \text{ (N)}$$

Calcul de l'amplitude vibratoire du déplacement

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(k - (M+m)\omega^2)^2 - (C\omega)^2}} \rightarrow A = 2.2988 * 10^{-4} \text{ (m)}$$

## Chapitre IV : Etude théorique

Calcul de l'amplitude vibratoire efficace du déplacement

$$A_{\text{eff}} = A * \frac{\sqrt{2}}{2} \rightarrow A_{\text{eff}} = 1.6252 * 10^{-4} \text{ (m)}$$

Calcul de l'amplitude de la vitesse vibratoire

$$V = A * \omega \rightarrow V = 0.0311 \text{ (m/s)}$$

Calcul de l'amplitude efficace de la vitesse

$$V_{\text{eff}} = V * \frac{\sqrt{2}}{2} \rightarrow V_{\text{eff}} = 0.0220 \text{ (m/s)}$$

### Validation des résultats

D'après les résultats obtenus dans la pratique (voir chapitre suivant) on peut les comparer avec ceux obtenus théoriquement pour pouvoir valider les calculs.

Valeurs déterminées	Déplacement vibratoire (m)	Vitesse vibratoire (mm/s)
Théoriquement	<b>0.7844 * 10<sup>-4</sup></b>	<b>22.0</b>
Expérimentalement	-	<b>21.03</b>

Calcul de l'erreur absolue du déplacement vibratoire

$$\Delta_a = A_0 - A_{\text{eff}} \rightarrow \Delta = 0.0339 * 10^{-4} \text{ (m)}$$

Avec  $A_0$  : valeur mesurée expérimentalement et  $A_{\text{eff}}$  : valeur calculée théoriquement.

Calcul de l'erreur relative du déplacement

$$\varepsilon = \frac{\Delta_a}{A_{\text{eff}}} \rightarrow \varepsilon = 0.0432 \rightarrow \varepsilon = 4.32\%$$

Calcul de l'erreur absolue de la vitesse vibratoire

$$\Delta_a = V_0 - V_{\text{eff}} \rightarrow \Delta = 0.97 \text{ (mm/s)}$$

Avec  $V_0$  : valeur mesurée expérimentalement et  $V_{\text{eff}}$  : valeur calculée théoriquement.

Calcul de l'erreur relative du déplacement

$$\varepsilon = \frac{\Delta_a}{V_{\text{eff}}} \rightarrow \varepsilon = 0.04409 \rightarrow \varepsilon = 4.09\%$$

### IV.5 Conclusion

En comparant entre la pratique et les calculs théoriques, on obtient dans les deux cas des résultats très satisfaisants, avec une erreur inférieure à 5% ce qui reste très intéressant.

Cette différence peut s'expliquer par le fait que le modèle mathématique sur lequel on s'est basé n'est pas identique au réel à 100%, ce qui influe considérablement sur le calcul des masses des différents éléments de nos systèmes, et même sur le reste des paramètres.

### V. Interface

Une interface graphique permet de contrôler une application interactivement avec la souris, plutôt que par lancement des commandes au clavier.

Une interface graphique comprend des menus, des boutons, des "ascenseurs", des cases à cocher, des listes de choix, des zones de texte

Elle permet de "cliquer" directement sur des images, des graphiques ou des objets pour modifier la valeur d'une variable, déclencher des fonctions ou simplement faire apparaître des informations lors d'un survol à la souris..

Les notions principales d'une interface graphique sont :

- les divers objets graphiques, auxquels sont attribués des noms symboliques; ces "poignées de main" ou "handles" permettent de les repérer dans l'interface; pour envisager par exemple une modification dynamique (grisé d'un bouton provisoirement non utilisable, changement du texte d'un bouton, modification d'une liste de choix...)
- les propriétés des objets (couleur, disposition, taille, variable associée)
- les fonctions exécutées par les clic souris sur les éléments ou "callbacks" (décrites en ligne de commande Matlab ).

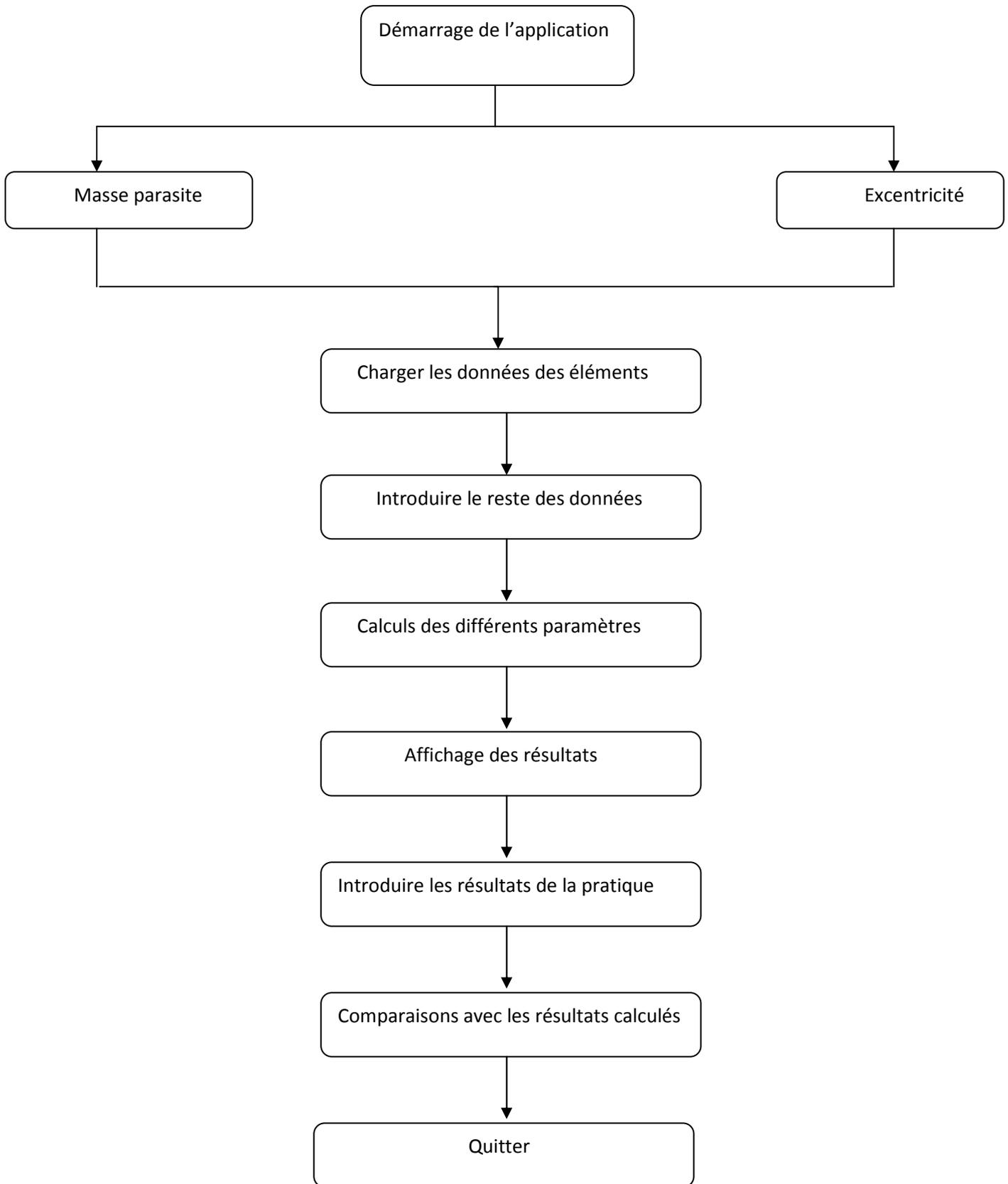
Les versions actuelles de Matlab permettent de construire ces interfaces directement avec la souris grâce au GUIDE (Graphical User Interface Development Environment). Cet outil est capable de construire des applications de très haut niveau. Cependant, son approche est très délicate pour un utilisateur peu expérimenté. L'approche classique par description textuelle de l'interface, moins performante mais compréhensible, permet de se familiariser avec les principales notions.

#### V.1 Etapes de création de l'interface

Les étapes nécessaires suivies afin d'élaborer notre interface sont les suivantes :

- Elaboration des algorithmes de calcul pour tous les cas traités.
- Implémentation des algorithmes de calcul en langage de programmation Matlab.
- Comparaison et validation des résultats par rapport à ceux de l'expérience.
- Etablissement de l'organigramme d'exécution de l'interface et son utilisation.
- Implémentation de l'interface avec l'outil « GUIDE » de Matlab.

## V.2 Organigramme des étapes d'exécution de l'interface



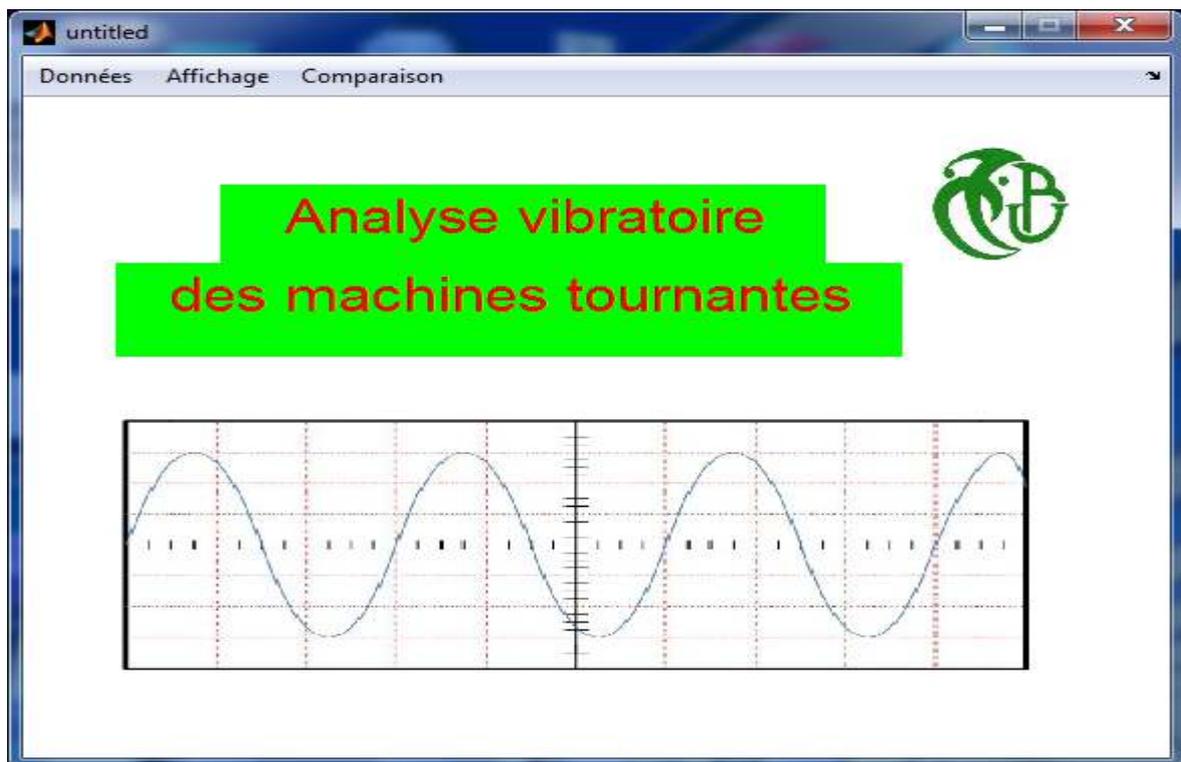
*Figure V.1 : Organigramme des étapes d'exécution de l'interface*

### V.3 Utilisation de l'interface

Page de démarrage de l'application

Dans cette page il y a 3 menus principaux :

- Données : dans ce menu l'utilisateur choisit un des deux modes de calcul :
  - Masse parasite
  - Excentricité
- Affichage : affichage des résultats calculés
- Comparaison : Dans cette page compare le résultat calculé avec ceux de la pratique en précisant l'erreur désirée



*Figure V.2 : page de démarrage*

#### V.3.1 Menu données : l'utilisateur choisira un des deux cas

##### *1- Masse parasite*

Dans cette page l'utilisateur va introduire et charger les données du système étudié, ainsi que celles de la masse parasite, puis il lance le calcul.

The screenshot shows a software window titled 'interface2' with a green header bar containing the text 'Introduction des données'. The form includes the following elements:

- A dropdown menu labeled 'Elément 1'.
- A text input field labeled 'Nom de l'élément'.
- Two radio buttons: 'Cylindrique' (selected) and 'parallélépipédique'.
- Input fields for 'Longueur', 'Largeur', and 'Epaisseur'.
- An input field for 'Masse'.
- A section titled 'Coordonnées par rapport à l'axe principal' with three input fields labeled (X), (Y), and (Z).
- A light green shaded box containing input fields for 'Gravité', 'Décrément logarithmique', and 'Fréquence de rotation'.
- Checkboxes for 'Masse parasite' (checked) and 'Turbine'.
- 'Charger' and 'Calculer' buttons.

Figure V.3 : Introduction des données

### 2- Excentricité

Dans cette page l'utilisateur fera la même chose que dans la page précédente mais cette fois-ci en introduisant l'excentricité, puis il lance le calcul.

The screenshot shows a software window titled 'interface31' with a green header bar containing the text 'Introduction des données'. The form includes the following elements:

- A dropdown menu labeled 'Elément 1'.
- A text input field labeled 'Nom de l'élément'.
- Input fields for 'Longueur' and 'Rayon'.
- An input field for 'Masse'.
- A section titled 'Coordonnées par rapport à l'axe principal' with three input fields labeled (X), (Y), and (Z).
- A light gray shaded box containing input fields for 'Excentricité', 'Gravité', 'Décrément logarithmique', and 'Fréquence de rotation'.
- A checkbox for 'Turbine'.
- 'Charger' and 'Calculer' buttons.

Figure V.4 : Introduction des données

### V.4 Menu Affichage

Après avoir introduit les données et lancer le calcul, dans cette page l'utilisateur affichera les résultats calculés

The screenshot shows a window titled 'interface4' with a green header 'Affichage des résultats'. Below the header, there are six input fields arranged in three rows and two columns. The first row contains 'rigidité k', 'pulsation propre  $w_0$ ', and 'Amortissement c'. The second row contains 'Pulsation du rotor' and 'La force F0'. The third row contains 'Déplacement X' and 'Veff'. A blue 'Afficher' button is located at the bottom right of the input area.

Figure V.5 : Menu affichage

### V.5 Menu Comparaison

Dans cette page, l'utilisateur va introduire les valeurs obtenues expérimentalement puis précisera l'erreur, et en fin il lance la comparaison

The screenshot shows a window titled 'Inter\_Comparaison' with a green header 'Comparaison des résultats'. Below the header, there is a section titled 'Résultats de la pratique' containing a 4x2 grid of input fields. To the right of this grid are two more input fields labeled 'Résultat théorique' and 'L'erreur'. A blue 'Comparer' button is located at the bottom right of the window.

Figure V.6 : Menu Comparaison

# Conclusion

---

## Conclusion générale

Toute installation mécanique est soumise à des efforts et des contraintes très importants lors de son fonctionnement, ce qui engendre des vibrations, par la suite des défaillances ayant parfois les mêmes symptômes. Ces installations nécessitent un entretien et une révision réguliers. A partir d'une simple maintenance systématique, il est possible d'obtenir un diagnostic prédictif relatif à ces machines.

En utilisant l'analyse vibratoire, on peut prédire les futures pannes avec précision ; grâce à des outils de mesures performants appelés collecteur et analyseur de vibrations. Dans notre cas, on utilise le Movilog 2. Cet appareillage nous permet de sortir avec un pronostic fiable et précis pour éviter non seulement les arrêts intempestifs des machines et aussi d'augmenter leur disponibilité et de programmer des interventions pour réparation dès l'apparition des défauts mécaniques qui peuvent surgir lors du fonctionnement.

Dans ce modeste travail, on a présenté des cas pratiques vécus dans des usines industrielles en Algérie, révélant des anomalies qui provoquent les mêmes signatures vibratoires, on cite :

- Le ventilateur atomiseur 01 de la céramique de Bousmaïl
- Le ventilateur Exhaure de la cimenterie de Saïda

Le but recherché dans ce modeste travail se devise en deux partie principales :

- la 1<sup>ère</sup> a été de se mettre en face à des machines défaillantes, les diagnostiquer, et les réparer, ainsi que réétudier leur défaillance théoriquement, pour pouvoir valider les résultats obtenus.
- La 2<sup>ème</sup> partie consistait en l'élaboration d'une interface graphique en utilisant l'outil guide du Matlab.

Après avoir effectué les réparations nécessaires dans le cas des deux machines su-citées, on constate la disparition des défauts (balourd, désalignement et jeu). De ce fait le diagnostic et les opérations de contrôle se trouvent justifiés.

## Références bibliographiques

- [1] Philippe ESTOCQ, thèse de doctorat, Université de Reims Champagne Ardenne U.F.R des sciences exactes et naturelles « Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes » décembre 2004
- [2] Institut Universitaire de Technologie de Mantes en Yvelines Département G.M.P cours sur l'organisation et méthode la maintenance.
- [3] CHAIB RACHID, thèse de doctorat, Université de Mentouri de Constantine, « Contribution à l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire »
- [4] Alain Boulenger, Christian Pachaud, Aide mémoire, surveillance des machines par analyses des vibrations, Edition Dunod
- [5] Ecole polytechnique de Montréal, cours sur les équipements mécaniques et leur maintenance.
- [6] Jacques MOREL, Techniques de l'ingénieur Surveillance vibratoire et maintenance prédictive.
- [7] Magraoui rabah, « diagnostique de quelques cas de machine tournantes par l'analyse vibratoire » mémoire de magistère, université de blida 2012.

## Etude vibratoire des systèmes mécaniques [

### 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 utilise cette méthode pour comprendre le comportement dynamique des principaux organes et étudier quelques défauts des machines tournantes.

On considère une masse  $m$  située à une distance  $r$ , du centre de rotation  $O$  d'un disque (rotor) de masse  $M$  de telle manière que :  $m \ll M$  et crée un balourd statique, donc l'axe principal d'inertie du système se déplace d'une excentricité  $e$  par rapport à l'axe de rotation.

Sachant que le rotor tourne sans frottement sur deux paliers par rapport à l'axe de rotation sous l'action de son poids  $P$  en l'écartant de sa position d'équilibre.

Le système se comporte comme un pendule complexe.

Le but est d'étudier le comportement libre sans amortissement (sans frottement) du système, pour pouvoir déterminer la fréquence propre de ce dernier.

### 3.2 Système en position d'équilibre :

$G$  : centre de gravité du système

En appliquant le 1<sup>er</sup> principe de la dynamique :

$$\sum F = 0 \quad P + R = 0 \quad P = R$$

Donc  $(M+m)g = R$  avec  $R$  : réaction au point  $O$

$$\sum M/O = 0 \quad M(P)/O + M(R)/O = 0$$

$M(P)/O = 0 \rightarrow Pb = 0$  avec  $b$  : est le bras de la force  $P$ .

Ce qui nous ramène à dire que la portée du vecteur pesanteur  $P$  passe par le centre de gravité  $G$  et le centre de rotation  $O$ . ce qui détermine la position d'équilibre.

### 3.3 Système en mouvement

En appliquant le principe de la dynamique :

$$\sum M(F)/O = I \cdot \ddot{\Phi} \quad \text{avec } I : \text{moment d'inertie du rotor}$$

$\Phi$  : angle d'écartement du système en rotation par rapport à l'axe vertical passant par le centre de rotation.

$$M(P)/O + M(R)/O = I \cdot \ddot{\Phi} \quad \text{avec } R : \text{réaction aux appuis A et B tel que : } R = R_A + R_B$$

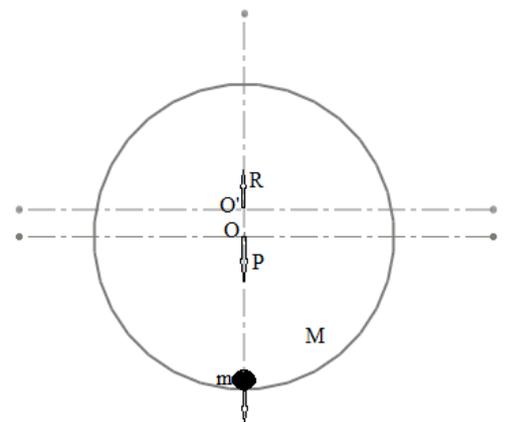


Figure 3 -1 position d'équilibre

On a  $M(R)/o$  (force passante par o)

$$\text{Donc } M(P)/o = I \cdot \ddot{\Phi} \rightarrow -P \cdot L = I \cdot \ddot{\Phi} \quad (3-1)$$

$$P: \text{ est le poids globale du rotor déséquilibré avec } P = (M+m)g \quad (3-2)$$

$L$  : est le bras du  $P$

$e$  : distance du centre de gravité par rapport à  $o$  (excentricité) donc :

$$L = e \cdot \sin \Phi \quad (3-3) \quad \text{on remplace (3-3) et 2 dans (3-1) on obtient :}$$

$$- e \cdot \sin \Phi (M+m) \cdot g = I \cdot \ddot{\Phi} \rightarrow I \cdot \ddot{\Phi} + e \cdot g (M+m) \sin \Phi = 0$$

Pour des petites pulsations on a :

$\sin \Phi \approx \Phi$  on obtient donc :

$$I \cdot \ddot{\Phi} + e \cdot g (M+m) \Phi = 0$$

$$\text{Donc : } \ddot{\Phi} + \frac{(M+m) \cdot e \cdot g}{I} \cdot \Phi = 0 \quad (3-4)$$

Equation différentielle du second ordre de forme :

$$\ddot{\Phi} + \omega_0^2 \Phi = 0 \quad (3-5) \quad \text{avec } \omega_0^2 = \frac{(M+m) \cdot e \cdot g}{I} > 0 \rightarrow \omega_0 = \sqrt{\frac{(M+m) \cdot e \cdot g}{I}} \quad (3-6)$$

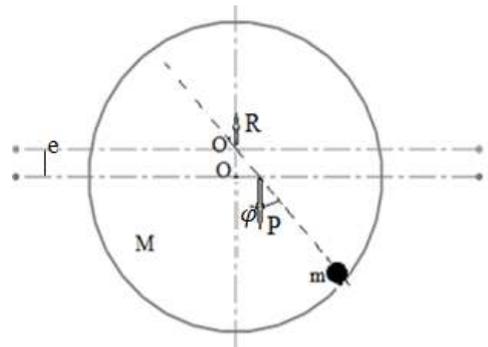


Figure 3-2 système en mouvement

### 3-4 Modélisation du système

#### 3 4-1 systèmes libres non amortie

D'après l'équation (3-5) on remarque que notre système composé d'un rotor de masse  $M$  balourdé par une masse  $m$  et supporté par deux paliers sans frottement peut être considéré d'une manière approchée à un système simple conservatif composé d'un corps rigide de masse  $(M+m)$ , est lié à l'une extrémité d'un ressort de rigidité  $K$ , l'autre extrémité étant fixe.

La masse  $(M+m)$  peut se déplacer sans frottement suivant une droite vertical  $x$ .

Etant donné que le système à 1 ddl, la coordonnée généralisée est le déplacement  $x$  de la masse  $(M+m)$  par rapport à la position d'équilibre.

L'équation de mouvement s'écrit donc :

$$(M+m) \cdot \ddot{x} + k \cdot x = 0 \quad (3-7) \rightarrow \ddot{x} + \frac{K}{(M+m)} \cdot x = 0 \quad (3-8) \rightarrow \ddot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad (3-9)$$

Avec :  $\omega_0 > 0$  pulsation propre du système a pour expression :

$$\frac{K}{(M+m)} = \omega_0^2 = \frac{(M+m) \cdot e \cdot g}{I} \quad (3-10)$$

Dont la solution peut être cherchée sous la forme :

$$x = C_0 \cdot e^{\lambda t} \quad (3-11)$$

$$\dot{x} = C_0 \cdot \lambda e^{\lambda t} = \lambda x \quad (3-12)$$

$$\ddot{x} = C_0 \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda t} = \lambda^2 x \quad (3-13)$$

On remplace les équations dans l'équation (3-9) on obtient :

$$(\lambda + \omega_0^2) \cdot x = 0 \quad (3-14)$$
 On distingue deux solutions :

Soit :  $x=0$  solution triviale qui correspond à l'état de repos du système

$$\text{Ou : } \lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (3-15) \quad \text{représente l'équation caractéristique}$$

La solution de l'équation caractéristique (3-15) donne les valeurs  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  correspondant aux vibrations possibles.

$$\text{Tel que } \lambda_{1,2} = \pm i \cdot \omega_0 \quad (3-16)$$

La solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières :

$$X = C_1 \cdot e^{i\omega t} + C_2 \cdot e^{-i\omega t} \quad (3-17)$$

Ou  $C_1$  et  $C_2$  sont des nombre complexes arbitraire qui dépendent des conditions initiales

Pour avoir des solutions réelles il faut que la constante  $C_1$  soit la conjuguée de la constante  $C_2$  donc :  $C_2 = C_1^* = a - i \cdot b$  (3-18) Ou  $a$  et  $b$  sont des nombres réels.

$$\text{On remplace (3-18) dans (3-17), on aura : } X = a \cdot [e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}] + i \cdot b \cdot [e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}] \quad (3-19)$$

$$\text{Etant donné que : } \cos \omega_0 t = \frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \quad (3-20)$$

$$\text{Et : } \sin \omega_0 t = \frac{e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}}{2i} \quad (3-21)$$

$$\text{On remplace (3-20) et (3-21) dans (3-19), on obtient: } x = 2 \cdot a \cdot \cos \omega_0 t - 2 \cdot b \cdot \sin \omega_0 t \quad (3-22)$$

L'équation (3-22) peut s'écrire sous la forme :

$$x = A \cdot \sin(\omega_0 t + \beta) \quad (3-23)$$

$A$  et  $\beta$  sont de constantes, déterminées à partir des conditions initiales

$$\text{La fréquence propre est : } f_0 = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3-24)$$

$$\text{La période de la vibration est : } T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (3-25)$$

### 3-4-2 Rotor rigide tourne librement avec frottement (système libre amortie)

On considère le même système représenté dans la figure le rotor est soumis à l'influence d'un balourd statique de masse  $m$ , mais à cette fois, le rotor oscille avec frottement sur les deux paliers A et B.

Lors des études dynamiques des systèmes mécaniques on considère les éléments mobiles des machines comme des corps rigides. Au cours d'un mouvement vibratoire d'un système conservatif, une transformation d'énergie se produit entre l'énergie cinétique  $T$  et l'énergie potentielle  $U$  et leur somme donnera l'énergie totale mécanique qui reste constante tel que :  
 $E=T+U=cte$

A cause du frottement interne moléculaire lors des déformations de la matière, une partie de l'énergie mécanique se transforme en énergie calorifique donc l'énergie totale diminue .cela explique la présence des forces de dissipation autre que les forces potentielles.ces forces de dissipation sont proportionnelles aux vitesses de déformation selon les expériences effectuées.

$D=\frac{1}{2} C_i \dot{x}_i$  Tel que  $\dot{x}_i$  : la vitesse généralisée

Donc la fore de dissipation généralisée est :  $X_i = - \frac{dD}{d \dot{x}_i} = C_i \cdot \dot{x}_i$

Pour établir le modèle de notre système vibratoire une approximation est faite de telle manière à diviser les éléments du système en deux groupes :

- Le rotor et les supports des paliers dont les déformations sont négligeables au cours du mouvement du système les paliers sont fixes mais le rotor est mobile donc on pourra les considères comme des éléments rigides dont le rotor à une énergie cinétique durant le mouvement.
- L'autre partie est composées des éléments de masses négligeable par rapport aux autres ,dans notre cas, la masse parasite du balourd  $m$  est négligeable devant la masse du rotor et a réussi à faire déplacer le centre de gravité du rotor de sa position initiale d'une excentricité  $e$  donc c'est une déformation non négligeable ,et on pourra la considérer comme un ressort sans masse ayant une énergie potentielle de déformation au cours du mouvement.

En réalité, au cours des déformations il faut toujours prendre en considération les frottements dans les paliers qui résultent du contact entre le rotor et les supports, et s'interprètent comme étant une dissipation d'énergie.

Par conséquent, un modèle plus correct d'un système réel constitué d'un rotor mobile balourdé et des supports, se compose d'une masse sans élasticité, d'un ressort sans masse et sans résistance interne, aussi qu'un amortisseur sans masse correspondant à la dissipation d'énergie qui est proportionnelle à la vitesse de déformation

Donc notre modèle est un système libre amortie à 1 ddl. Cette fois ci, on aura l'influence de l'amortissement sur la vibration libre d'un système conservatif.

L'équation de Lagrange du modèle de notre système s'écrit :  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = 0$  (3-26)

$$L=T-U= \frac{1}{2}(M+m).\dot{x}^2 - \frac{1}{2}.k.x^2$$

Après dérivation on trouve :  $\ddot{x} + \frac{c}{(M+m)} \dot{x} + \frac{k}{(M+m)} x = 0$  (3-27)

$$k= \frac{(M+m)}{l} g. e \quad (\text{d'après la relation (3-10)}) \quad (3-28)$$

en introduisant la pulsation propre  $\omega_0$  du système conservatif dans l'équation (3-27), on obtient :  $\ddot{x} + \frac{c}{(M+m)} \dot{x} + \omega_0^2 x = 0$  (3-29)

La solution est cherchée sous la forme  $x = C_0.e^{\lambda t}$

Étant donné :  $\dot{x} = C_0.\lambda.e^{\lambda t}$   $\ddot{x} = C_0.\lambda^2.e^{\lambda t}$  on remplace dans l'équation (3-29), on obtient :

$$(\lambda^2 + \frac{c}{(M+m)} \lambda + \omega_0^2). C_0.e^{\lambda t} = 0$$

D'où l'équation caractéristique :  $\lambda^2 + \frac{c}{(M+m)} \lambda + \omega_0^2 = 0$  (3-30)

$\Delta' = \left[ \frac{c}{2(M+m)} \right]^2 - \omega_0^2$  (3-31) Les solutions de l'équation caractéristique seront :

$$\Lambda_{1,2} = - \frac{c}{2(M+m)} \pm \sqrt{\left( - \frac{c}{2(M+m)} \right)^2 - \omega_0^2} \quad (3-32)$$

D'après la relation (3-31) on peut distinguer trois cas :

- Amortissement critique  $\frac{c}{C_c} = 1$
- Amortissement sur critique  $\frac{c}{C_c} > 1$  (apériodique)

- Amortissement sous-critique  $\frac{C}{C_c} < 1$  (oscillatoire)

On s'intéresse au cas  $\frac{C}{C_c} < 1$  (solution harmonique)

**Amortissement sous-critique  $\frac{C}{C_c} < 1$  :**

Donc  $C < 2(M + m) \omega_0 = C_c$  (3-33) Ou  $C_c$  est la valeur critique de l'amortissement

Si on pose  $\delta^2 = -\Delta' = \omega_0^2 - \left[\frac{C}{2(M+m)}\right]^2$  (3-34)

donc les racines de l'équation caractéristique  $\lambda_{1,2}$  sont :  $\lambda_{1,2} = -\frac{C}{2(M+m)} \pm i\delta$  (3-35)

La solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières :

$$X = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} \quad (3-36)$$

Avec  $C_1$  et  $C_2$  sont des nombres complexes dépendants des conditions initiales.

On s'intéresse aux solutions réelles qui ont une importance dans la pratique, pour cela, il faut que la constante  $C_1$  soit la conjuguée de  $C_2$ , donc :  $C_1 = a + ib$  et  $C_2 = a - ib$

On remplace  $\lambda_1, \lambda_2, C_1$  et  $C_2$  dans l'équation (4-36), on trouve :

$$X = e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} [a (e^{i\delta t} + e^{-i\delta t}) + b (e^{i\delta t} - e^{-i\delta t})]$$

$$\text{Sachant que : } \cos \delta t = \frac{e^{\delta t} + e^{-i\delta t}}{2} \quad \text{et} \quad \sin \delta t = \frac{e^{\delta t} - e^{-i\delta t}}{2}$$

$$\text{La solution générale sera : } X = e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} [2a \cos \delta t - 2b \sin \delta t] \quad (3-37)$$

$$X = A e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} \sin (\delta t + \beta) \quad (3-38)$$

La solution (3-38) se présente sous forme sinusoïdale de fréquence :  $f = \frac{\delta}{2\pi}$  (3-39)

et de période :  $T = \frac{2\pi}{\delta}$  (3-40)

d'après la relation (3-38), les vibrations de notre système sont amorties par un amortissement qui est caractérisé par le logarithme du rapport de déplacement  $x(t)$  à l'instant  $t$ , et  $x(t+T)$  à l'instant  $t+T$ , ce rapport est appelé : **décroissement logarithmique des oscillations  $A$**

$$\text{Tel que : } A = \ln \frac{A e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} \sin (\delta t + \beta)}{A e^{-\frac{C}{2(M+m)} (t + \frac{2\pi}{\delta})} \sin ((\delta t + 2\pi) + \beta)} = \frac{C\pi}{(M+m)\delta} \quad (3-41) \quad A = \frac{C\pi}{(M+m)\omega_0} \quad (3-41')$$

### 3-4-3 Système amorti forcé

### 3-4-3-1 Modélisation du système

En modélisant l'ensemble rotor-palier comme un système amorti à 1ddl tournant à la fréquence de rotation  $\omega$ .

L'équation différentielle du mouvement du système rotor-palier sera équivalente à celle d'un système forcé masse-ressort-amortissement et peut être exprimée par :

$$(M+m)\ddot{x} + C\dot{x} + kx = F \quad (3-42) \quad \text{avec} \quad F = m.r.\omega^2 \quad (3-43)$$

Alors on peut écrire l'équation du mouvement sous la forme suivante :

$$(M+m)\ddot{x} + C\dot{x} + kx = m.r.\omega^2 \quad (3-44)$$

### 3-4-3-2 Etude dynamique du système rotor-paliers

On considère toujours le rotor rigide de masse  $M$  déséquilibré par un balourd de masse parasite  $m$  tournant avec une vitesse angulaire  $\omega = \text{cte}$  durant le mouvement le système est soumis à l'action d'une force extérieure  $F$ , suivant la normale  $n$ .

L'accélération a deux composantes, normale et tangentielle, tel que  $a = a_n + a_t$  (3-45)

$$\text{Avec : } a_n = \frac{v^2}{r} = \omega^2.r \quad (3-46)$$

$r$  : la distance de la masse parasite  $m$  par rapport au centre de rotation

$$\vec{a}_t : \text{composante tangentielle avec : } a_t = \frac{dv}{dt} = 0 \quad \text{car } v = \text{cte} \quad (3-47)$$

$$\text{Donc : } \vec{a} = \vec{a}_n + \vec{a}_t = \vec{a}_n \rightarrow a = \omega^2.r$$

$$\text{En appliquant le principe de la dynamique : } \sum \vec{F} = m.\vec{a} \rightarrow F = m.\omega^2.r$$

L'existence de la masse parasite  $m$  a créé un déséquilibre dynamique lors du mouvement du rotor à la vitesse angulaire  $\omega$ , donc l'effort exercé sur le rotor est un balourd générant une force centrifuge d'amplitude :  $F_0 = m.\omega^2.r$  (3-48)

$$\text{Avec : } \omega = 2\pi f = \frac{2\pi N}{60} \quad (3-49)$$

Cette force est une « force tournante » période s'exerçant dans le plan radial, son expression suivant un axe (horizontal, vertical ou radial, c'est celui de la position du capteur de vibration) est de la forme :

$$F = F_0 \sin\omega t = m\omega^2.r \sin\omega t \quad (3-50)$$

Donc le rotor tourne avec frottement sur les deux paliers, il y a donc une dissipation d'énergie lors du mouvement et en plus il y'a la présence de la force de centrifuge  $F$  considérée comme une force extérieure. Ainsi, notre modèle le plus correcte se comporte d'une masse rigide  $(M+m)$  sous élasticité d'un ressort sans masse de rigidité  $K$  et d'un amortisseur sans masse correspondant à la dissipation d'énergie de coefficient  $(C)$

L'équation du mouvement du système considéré dissipatif forcé est :

$$(M+m) \ddot{x} + C \dot{x} + k x = m\omega^2 r \sin\omega t \quad (3-51)$$

$$\text{Donc : } \ddot{x} + \frac{C}{(M+m)} \dot{x} + \frac{K}{(M+m)} x = \frac{m\omega^2 r}{(M+m)} \sin\omega t \quad (3-52)$$

$$\text{D'après les équations (3-10) et (3-33) on a : } \omega_0^2 = \frac{K}{(M+m)} \quad \text{et} \quad C_c = 2(M+m) \omega_0$$

Ainsi que le rapport  $\gamma$  du coefficient d'amortissement  $C$  et du coefficient d'amortissement critique  $C_c$ ,  $\gamma = \frac{C}{C_c} \rightarrow \frac{C}{(M+m)} = 2 \gamma \omega_0 \quad (3-53)$

$$\text{On obtient : } \ddot{x} + 2\gamma \omega_0 \dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{F_0}{(M+m)} \sin\omega t \quad (3-54)$$

On ne supposera que  $\gamma < 1$  pour avoir un mouvement oscillatoire (cas d'amortissement faible)

On vertu de l'équation (3-43) la solution générale de l'équation différentielle homogène (3-29) correspondant à une vibration pseudopériodique amortie, de pulsation :

$$\delta = \sqrt{\omega_0^2 - \left[\frac{C}{2(M+m)}\right]^2} \quad \text{d'après l'équation (3-34)}$$

$$\text{Et en considérant l'équation (3-53) on a : } \frac{C}{2(M+m)} = \gamma \omega_0 \quad \text{Alors : } \delta = \omega_0 \sqrt{1 - \gamma^2} \quad (3-55)$$

Et comme on a vu, l'amplitude décroît exponentiellement dans le temps et après un certain temps ce mouvement transitoire devient négligeable (tend vers la position d'équilibre)

Donc c'est la solution particulière de l'équation différentielle non homogène 54 qui détermine la vibration du régime permanent.

Une solution particulière de l'équation (3-54) peut s'exprimer sous la forme :

$$x = A \sin(\omega t - \Phi) \quad \text{donc : } \dot{x} = A\omega \cos(\omega t - \Phi) \quad \text{et} \quad \ddot{x} = -A\omega^2 \sin(\omega t - \Phi)$$

On remplace dans l'équation (3-54) on aura :

$$A[(\omega_0^2 - \omega^2)\sin(\omega t - \Phi) + 2\gamma \omega_0 \omega \cos(\omega t - \Phi)] = \frac{F_0}{(M+m)} \sin\omega t \quad (3-56)$$

$$\text{Sachant que : } \sin(\alpha - \beta) = \sin\alpha \cos\beta - \cos\alpha \sin\beta \quad (3-57)$$

$$\cos(\alpha - \beta) = \cos\alpha \cos\beta + \sin\alpha \sin\beta \quad (3-58)$$

On remplace (3-57) et (3-58) dans (3-56) et après quelque simplification on trouve :

$$A[(\omega_0^2 - \omega^2)\cos\Phi + 2\gamma \omega_0 \omega \sin\Phi] = \frac{F_0}{(M+m)}$$

$$A[(\omega_0^2 - \omega^2)\sin\Phi - 2\gamma \omega_0 \omega \cos\Phi] = 0 \quad (3-59)$$

En introduisant le rapport  $\xi$  de la pulsation d'excitation  $\omega$  et la pulsation propre  $\omega_0$  du système conservatif tel que :  $\xi = \frac{\omega}{\omega_0}$  (pulsation réduite) **(3-60)**

De l'équation (3-59) on a :  $A \omega_0^2 [(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}) \sin\Phi - 2\gamma \frac{\omega}{\omega_0^2} \cos\Phi] = 0$

$$\rightarrow (1 - \xi^2) \sin\Phi - 2\gamma \xi \cos\Phi = 0 \rightarrow \tan\Phi = \frac{2\gamma \xi}{1 - \xi^2} \quad \text{(3-61)}$$

Après quelque simplification de l'équation (3-59) en introduisant des relations trigonométriques et les deux relations (3-60) et (3-61) on trouve :

$$A \sqrt{(1 - \xi^2)^2 + (2\gamma \xi)^2} = \frac{F_0}{(M+m)\omega_0^2} \quad \text{(3-62)}$$

D'après l'équation (3-10) la pulsation propre du système :

$$\omega_0^2 = \frac{K}{(M+m)} \rightarrow \omega_0^2 (M+m) = k \quad \text{(3-63)}$$

On remplace (3-63) dans la relation (3-62), on obtient :

$$A \sqrt{(1 - \xi^2)^2 + (2\gamma \xi)^2} = \frac{F_0}{K} \rightarrow A = \frac{F_0}{k \sqrt{(1 - \xi^2)^2 + (2\gamma \xi)^2}} \quad \text{(3-64)}$$

Ou A est l'amplitude de déplacement vibratoire