

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTERE

en Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

**DIAGNOSTIC DE QUELQUES CAS DE
MACHINES TOURNANTES PAR L'ANALYSE
VIBRATOIRE**

Par

MAGRAOUI Rabah

Devant le jury composé de :

H. FERDJANI
A. ALLALI
S. ABUDURA
M. OUALI

M.C.A Université de Blida
M.C.A Université de Blida
Professeur Université de Médéa
Professeur Université de Blida

Président
Examineur
Examineur
Rapporteur

Blida, Mai 201

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier en premier lieu le Dieu **Allah**, le tout puissant, de m'avoir donné autant de courage, de patience et de volonté pour mener à terme ce travail.

J'adresse mes reconnaissances à mon Directeur de mémoire le Professeur **Mohammed OUALI**, Professeur à l'Université Saad Dahlab de Blida non seulement pour ses conseils, mais aussi pour le temps qu'il m'a accordé et pour le partage de ses compétences scientifiques.

Je remercie Docteur **H. FERDJANI** Maître de conférences à l'université de Blida qui a bien voulu assurer la Présidence de mon jury. Je remercie aussi le Docteur **A. ALLALI** Maître de conférences à l'Université de Blida et le Docteur **S. ABUDURA** Professeur à l'Université de Médéa, pour avoir accepté de juger ce modeste travail.

Il convient également de saluer l'ensemble du corps enseignant de la Post-graduation de l'université de Blida auprès desquels j'ai souvent pu trouver réponses à mes questions.

Mes remerciements vont aussi à mes collègues de longues dates **Mr A. KHODJA** et **E. OSMANI** pour leur soutien inconditionnel et leur disponibilité permanente qui a permis à ce travail d'aboutir, tout en gardant une fidèle amitié.

Je tiens à exprimer mes sentiments les plus chaleureux à tous mes collègues de la promotion 2008, ainsi que toutes les personnes ayant contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

TABLE DES MATIERES

RESUME	05	
Liste des figures	07	
Liste des principaux symboles et de abréviations	11	
Liste des tableaux	13	
INTRODUCTION	14	
Chapitre 01	INTRODUCTION A LA MAINTENANCE CONDITIONNELLE ET PREVENTIVE	
1-1	Evolution du concept de maintenance	16
1-2	Les stratégies de la maintenance	16
1-3	La maintenance conditionnelle ou prévisionnelle	17
1-4	Les apports de la maintenance prévisionnelle	17
1-5	Technique de surveillance par la maintenance conditionnelle	19
1-5-1	Notions d'indicateurs	19
1-5-2	Les indicateurs principaux ou précoces	20
1-5-3	Les indicateurs secondaires ou tardifs	20
1-6	La vibration, un outil pour la surveillance et la maintenance prédictive des machines	21
1-6-1	Composition d'une chaîne cinématique	23
1-6-2	Intérêt pratique de l'analyse spectrale	24
1-6-3	Notions de modulation	27
1-6-3-1	Modulation d'amplitude	27
1-6-3-2	Modulation de fréquence	28
1-6-4	Suivi vibratoire	28
Chapitre 02 :	ANALYSE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES STRUCTURES	
2-1	Omniprésence des vibrations	29
2-2	Identification des structures	29
2-3	Systèmes continus et systèmes discrets linéaires	29
2-4	Formulation du comportement vibratoire des systèmes discrets	31
2-4-1	Coordonnées généralisées	31
2-4-2	Equation de Lagrange dans le cas général	31
2-4-3	Analyse dynamique du comportement des structures	32
2-5	Analyse modale théorique	33
2-5-1	Système conservatif	34
2-5-1-1	Définition du problème aux valeurs propres	34
2-5-1-2	Orthogonalité des modes propres de vibrations	34
2-5-1-3	Décomposition modale (spectrale)	37
2-5-1-4	Projection dans la base modale	37
2-5-2	système dissipatif	38

Chapitre 03 :	THEORIE DES VIBRATIONS	
3-1	Notion des vibrations	40
3-2	Définitions	40
3-3	Les grandeurs de mesure des vibrations	42
3-4	Relation mathématique entre déplacement, vitesse et accélération	43
Chapitre 04 :	ANALYSE ET ETUDE DE CAS PRECIS	
	Etude du comportement dynamique d'un système	
	à un (01) degré de liberté	
4-1	Arbre rigide court par rapport à la section tournant libre sans frottement	45
4-2	Rotor rigide court par rapport à la section tournant libre avec frottement	49
4-3	Rotor rigide court par rapport à la section tournant avec frottement et	
	Soumis à une force centrifuge	52
4-3-1	Déséquilibre statique	52
4-3-2	Déséquilibre dynamique	53
4-3-3	Modélisation du système	54
4-3-3-1	Etude dynamique du système rotor palier	54
4-3-3-2	Modélisation	56
4-3-3-3	Différents régimes	57
4-3-3-4	Résolution des équations du modèle théorique	58
4-3-4	Conclusion	60
Chapitre 05 :	DIAGNOSTICS VIBRATOIRES DE CAS PRATIQUES ET	
	APPLICATIONS	
5-1	Principaux défauts mécaniques	61
5-2	Défaut de balourd	61
5-2-1	Généralités	61
5-2-2	Conséquences pratiques	63
5-2-3	Intérêt de l'analyse de phase	63
5-2-3-1	Distinction entre effort rotatif et directionnel	63
5-2-3-2	Distinction entre balourd statique et dynamique	64
5-2-4	Critères d'équilibrage	64
5-2-4-1	Balourd résiduel	64
5-2-4-2	Vitesse d'équilibrage	65
5-3	Diagnostic vibratoire relatif au ventilateur Fumée du Four Email POPPI	65
5-3-1	Nomenclature	65
5-3-2	Description du ventilateur	66
5-3-3	Choix des points de mesures de vibrations	67
5-3-4	Historique	67
5-3-5	Analyse de vibrations et commentaires	69
5-3-6	Correction du déséquilibre	71
5-3-7	Conclusion	82
5-4	Calcul des caractéristiques du système équivalent au ventilateur	
	Fumée du Four Email Poppi	83

5-4-1	Présentation du rotor du ventilateur	83
5-4-2	Détermination de la fréquence propre du système	83
5-4-3	Calcul du tenseur d'inertie de chaque organe du système	83
5-4-4	Détermination du centre de gravité du système par rapport au repère (o x y z)	88
5-4-5	Calcul du tenseur d'inertie du système en (O)	90
5-4-6	Détermination de l'amortissement critique du système C_r	93
5-4-7	Détermination du coefficient d'amortissement du système C	93
5-4-7-1	Détermination du décrément logarithmique Δ	93
5-4-7-2	Détermination du coefficient d'amortissement C	97
5-4-8	Détermination de la fréquence de vibrations amortie, de la pulsation réduite et du taux d'amortissement α du système	98
5-4-9	Calcul du facteur d'amplification dynamique (Agrandissement) G et de l'amplitude dynamique A de la vibration	101
5-4-10	Détermination du déplacement (x), de la vitesse (v) et de l'accélération vibratoire (a)	101
5-5	VALIDATION DES RESULTATS	103
5-5-1	Confrontation de la vitesse en prenant le niveau de raie de la composante prépondérante	104
5-5-2	Vitesse et accélération en prenant le niveau global de vibrations en RMS	104
5-6	CONCLUSION	105
	CONCLUSION GENERALE	106
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	108
	Annexe 01	111
	Annexe 02	113
	Annexe 03	120

ملخص

نقترح أنجاز دراسة الآلات الإستراتيجية و دائمة الاستعمال في سلسلة إنتاجية في الجزائر ، حيث تتطلب مراقبة دورية على الطريقة الاهتزازية ، لتجنب توقفاتهم التي لم تكن في الحسبان ، زيادة إنتاجهم وتمكين برمجة التدخلات الإصلاحية بمجرد ظهور أي خلل تقني أثناء التشغيل .
تمثل المراقبة الاهتزازية موجه حقيقي لحالة الآلة الصناعية. تسمح باستباق و التنبؤ بالإعطاب الممكن حدوثها ، واخذ الإجراءات اللازمة للتموين بقطع الغيار.
يساعد التحليل الاهتزازي على كشف وتعيين بدقة النقائص الميكانيكية، كما يراقب بشدة، الاهتزازات أثناء استلام التجهيزات الحديثة.
حاليا ، تمثل الصيانة الشرطية ، بالتحليل الاهتزازي بالنسبة للآلات ذات الحركة الدائرية عدة ايجابيات تقنية واقتصادية للمساهمة في النجاح و التطور الصناعي و ضمان تحقيق أي برنامج مسطر بالنسبة لهذه المؤسسة .

RESUME

Dans ce mémoire, on s'intéresse à l'étude de machines stratégiques et courantes dans une chaîne de production en Algérie. Elles nécessitent un contrôle vibratoire systématique, afin d'éviter leurs arrêts intempestifs, augmenter leurs disponibilités et programmer des interventions pour réparation dès l'apparition des défauts qui peuvent surgir en cours de fonctionnement.

La surveillance vibratoire est un indicateur réel de l'état de la machine et de son comportement .Elle permet d'anticiper et de prévoir d'éventuelles pannes et de prendre les dispositions nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechanges.

L'analyse vibratoire aide non seulement à détecter et localiser avec précision les défaillances mécaniques, mais aussi à contrôler la sévérité vibratoire lors de la réception des équipements neufs.

Aujourd'hui, la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire des machines tournantes présente plusieurs avantages techniques et économiques pour contribuer à la réussite et au progrès industriel et garantir les prévisions de l'entreprise pour un programme donné.

ABSTARCT

It is proposed to conduct the study of strategic and machines common in a production line in Algeria. They require a systematic vibration control to prevent their untimely stoppages, increase their availability and program interventions to repair the appearance of defects that can arise during operation.

Vibration monitoring is a real indicator of the state of the machine and its behavior. It allows us to anticipate and predict potential failures and take the necessary steps to procure spare parts.

Vibration analysis not only helps to detect and pinpoint mechanical failures, but also to control the severity of vibration when receiving new equipment.

Today, condition for vibration analysis of rotating machines has several technical and economic advantages to contribute to the success and industrial progress and ensure the company forecasts for a given program.

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Stratégies de maintenance	18
Figure 1-2 : La surveillance conditionnelle dans le Marché européen	21
Figure 1-3 : Suivi d'état d'un dispositif	22
Figure 1-4 : Spectre de vitesse sur une bande de fréquence 500 Hz	23
Figure 1-5 : Chaîne de suivi vibratoire	23
Figure 1-6 : Exemple d'un cas pratique – VIS D'ARCHIMEDE	25
Figure 1-7 : Exemple d'interprétation d'un spectre sur un réducteur	26
Figure 1-8 : Exemple d'un cas pratique – Ventilateur d'aspiration Four Dans une cimenterie	26
Figure 1-9 : Exemple d'interprétation d'un spectre sur un Ventilateur d'aspiration Four dans une cimenterie	27
Figure 2-1 : Système continu et discret	30
Figure 3-1 : Représentation graphique d'un mouvement périodique	41
Figure 3-2 : Représentation des différentes amplitudes	42
Figure 3-3 : Comparaison du facteur de crête selon le type de la vibration	43
Figure 3-4 : Représentation du mouvement d'un système masse-ressort	44
Figure 3-5 : Représentation du mouvement vibratoire du type sinusoïdale	44
Figure 4-1 : Désignation du balourd	45
Figure 4-2 : Excentricité entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie	45
Figure 4-3 : Position d'équilibre d'un rotor déséquilibré	46
Figure 4-4 : Rotor déséquilibré en mouvement	46
Figure 4-5 : Centre de gravité (système balourdé)	47
Figure 4-6 : Modélisation du système rotor	47
Figure 4-7 : Excentricité entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie d'un système libre amorti	49
Figure 4-8 : Modélisation du système libre amorti	49
Figure 4-9 : déséquilibre statique sur un rotor	52
Figure 4-10 : déséquilibre dynamique sur un rotor	53
Figure 4-11 : déséquilibre statique et dynamique sur un rotor	53
Figure 4-12 : Modélisation d'un rotor tournant déséquilibré sous l'action d'une force F	54

Figure 4-13 : Rotor tournant déséquilibré par un balourd	55
Figure 4-14 : Le balourd impliquant une force tournante périodique en fonction du temps	56
Figure 4-15 : Représentation de la réponse à l'excitation du balourd	59
Figure 5-1 : Modèle du ventilateur	65
Figure 5-2 : Schéma cinématique et points de mesures de vibrations sur le ventilateur Fumée du Four Email POPPI	67
Figure 5-3 : Disposition des plots d'amortissement et points de mesures de vibrations sur la structure du ventilateur Fumée du Four Email POPPI	68
Figure 5-4 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, et ce le : 21 Mai 2010	73
Figure 5-5 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	73
Figure 5-6 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	74
Figure 5-7 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	74
Figure 5-8 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi	75
Figure 5-9 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	75
Figure 5-10 : spectre pris sur le palier 03 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	76
Figure 5-11 : Différentes fréquence liées au roulement 22212 calculés par le logiciel Atlas du SKF	76
Figure 5-12 : Spectre prélevé sur le point N°01 de la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, dans le sens vertical	77
Figure 5-13 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	79
Figure 5-14 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi,.	79
Figure 5-15 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	80
Figure 5-16 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical du	

ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	80
Figure 5-17 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	81
Figure 5-18 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi	81
Figure 5-19 : Spectre pris sur le point N°01 dans le sens vertical de la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.	82
Figure 5-20 : Système équivalent au rotor arbre turbine	84
Figure 5-21 : Dimensions du système équivalent au rotor arbre turbine	84
Figure 5-22 : Disque 1 équivalent à la poulie réceptrice	85
Figure 5-23 : Disque 2 équivalent à la turbine	86
Figure 5-24 : Arbre du ventilateur	87
Figure 5-25 : Masse parasite sous forme d'un parallélépipède	88
Figure 5-26-a : Représentation d'un solide en général	90
Figure 5-26-b : Représentation du centre de masse G du système	91
Figure 5-27 : Rotor déséquilibré du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, représenté par CATIA	95
Figure 5-28 : Mouvement d'oscillation du balourd autour de la position d'équilibre sur la turbine Fumée du four Email Poppi	96
Figure 5-29 : Mesure de l'écartement (h) du balourd	97
Figure 5-30 : Fréquences et modes propres du ventilateur Fumée du Four Email POPPI, établi par CATIA	100
Figure A 3-1 : Nomenclature du ventilateur Final.	120
Figure A 3-2 : Schéma cinématique et points de mesures	121
Figure A3-3 : Disposition des plots d'amortissement et points de mesures.	121
Figure A3-4 : Courbe de tendance établie sur le palier Moteur – mesures prises dans la direction horizontale.	122
Figure A 3-5 : Courbe de tendance établie sur le palier N°03 – mesures prises dans la direction horizontale.	123
Figure A 3-6 : Courbe de tendance établie sur le palier N°04 – mesures prises dans la direction horizontale.	123
Figure A 3-7 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal	126
Figure A 3-8 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical (30 Octobre 2009).	126
Figure A 3-9 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal	126

Figure A 3-10: Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical (30 Octobre 2009).	127
Figure A 3-11 : Différentes fréquence liées au roulement 22311 déterminées par le logiciel Atlas du SKF.	127
Figure A 3-12 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical	128

LISTE DES PRINCIPAUX SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

L : Lagrangien.

T^* : Énergie cinétique. (N.m)

T_G : Tenseur d'inertie du système par rapport au centre de masse. (N.m)

q , \dot{q} et \ddot{q} : Coordonnée, vitesse et accélération généralisées.

δq et δW : Déplacement virtuel généralisé et travail virtuel.

D , U et E : Énergie de dissipation, Energie potentielle, Énergie totale. (N.m)

$[M]$, $[C]$, $[K]$: Matrice de masse, Matrice d'amortissement et Matrice de rigidité.

$[\Psi]$: Matrice modale ou matrice des vecteurs modaux (propres).

$[\Phi]$: Matrice modale orthonormé.

$[\Lambda]$: Matrice spectrale ou matrice des valeurs propres ou des fréquences propres.

$[I]$: Matrice identité.

$[\alpha]$: Matrice des coefficients d'influence.

$\{Q\}$: Vecteur des forces généralisées.

$\{\Psi\}$: Vecteur propre.

$\{\Phi\}$: Vecteurs propres orthonormés.

$\{P(t)\}$: Coordonnées modales ou principales

s : Variable de Laplace.

ω : Pulsation excitatrice ou fréquence de rotation du système. (rd/s ou Hz)

ω_0 : Pulsation propre du système conservatif à un degré de liberté. (rd/s)

δ : Pulsation propre amortie du système. (rd/s)

ξ : Pulsation réduite.

λ : Valeur propre.

μ : Masse modale ou généralisée.

γ : Rigidité modale ou généralisée.

C_r : Amortissement critique. (Kg. rd/s)

α : Amortissement de Lehr (amortissement relatif) ou taux d'amortissement.

Λ : Décrément logarithmique.

B : La projection de la matrice d'amortissement $[C]$ dans la base modale $[\Psi]$

f : Fréquence de rotation du système. (Hz)

f_0 : Fréquence propre du système conservatif à un degré de liberté. (Hz)

f_a : Fréquence propre du système amorti à un degré de liberté. (Hz)

f_{02} : Fréquence propre déterminée par CATIA. (Hz)

T, T_0 : Période et période du système conservatif à un degré de liberté. (seconde)

T_A : Période du système amorti à un degré de liberté. (seconde)

A, A_c, A_{cc}, A_{eff} : amplitudes crête, crête à crête et efficace. (m)

A_0 : Allongement statique ou l'amplitude statique. (m)

V, V_c, V_{eff} : Vitesse vibratoire, vitesse vibratoire crête et efficace. (mm/s)

a, a_c, a_{eff} : Accélération vibratoire, accélération vibratoire crête et efficace. (m/s^2)

V_0, a_0 : Vitesse et accélération vibratoire mesurée expérimentalement. (mm/s)

β et ϕ : Déphasage à l'instant initial et Déphasage entre r et A . (Radian)

I : moment d'inertie du rotor. ($Kg.m^2$)

M, M_R : Masse du rotor sans masse parasite. (Kg)

M' : Masse du système. (Kg)

m, m_4 : Masse parasite (balourd). (Kg)

m_i : Masse de chaque élément composant le système. (Kg)

e : Excentricité. (m)

r : Distance de la masse m par rapport au centre de rotation. (m)

F : Force de centrifuge créée par le balourd. (Newton)

n, N : nombre de tours / minute. (tr/min)

G : Agrandissement ou rapport de l'amplitude dynamique et statique.

A_x et A_z : Réaction au point A, suivant l'axe x et z respectivement. (Newton)

B_x et B_z : Réaction au point B, suivant l'axe x et z respectivement. (Newton)

ε : l'erreur relative.

CPM : cycle par minute.

RPM : Rotation par minute.

COP, CP: Côté opposé poulie et Côté poulie.

RMS : Root mean square.

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3-1 : Choix du type d'amplitude en fonction de la grandeur fondamentale	44
Tableau 5-1 : Seuils du jugement des vibrations	62
Tableau 5-2 : Opération d'équilibrage	68
Tableau 5-3 : Mesures des niveau de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la chaîne cinématique du ventilateur Fumée du Four Email Poppi	70
Tableau 5-4 : Mesures de phase sur le palier N°04 du ventilateur Fumée du Four Email Poppi	70
Tableau 5-5 : Mesures des niveau de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi	71
Tableau 5-6 : Lancées d'équilibrage de la turbine sur le ventilateur Fumée du Four Email Poppi	72
Tableau 5-7 : Mesures des niveau de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la chaîne cinématique du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, le : 23 Mai 2010	78
Tableau 5-8 : Mesures des niveau de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, le : 23 Mai 2010	78
Tableau 5-9 : Déplacement angulaire (φ) du balourd sur la turbine	97
Tableau 5-10 : Confrontation des résultats théorique et expérimentaux sur le ventilateur Fumée du four Email Poppi	103
Tableau A 3-1 : Opérations d'équilibrages	122
Tableau A 3-2 : Mesures des niveaux de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la chaîne cinématique (30 Octobre 2009)	124
Tableau A 3-3 : Mesures de phase sur le palier N°03 du ventilateur.	125
Tableau A 3-4 : Mesures des niveau de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la structure du ventilateur	128
Tableau A 3-5 : Niveaux de vibrations en termes de vitesse	128
Tableau A 3-6 : Lancées d'équilibrage de la turbine sur le ventilateur	129

INTRODUCTION

Dans le monde industriel, les machines élaborent aujourd'hui les produits finis sans intervention directe de l'homme. Le développement de l'automatisation de la conduite des machines pousse l'homme à quitter la scène de la production. Sa place reste cependant entière dans la maintenance des matériels.

Face aux systèmes automatisés, l'homme seul ne connaît que peu de choses du comportement et de la vie des machines qui fonctionnent quasiment sans son intervention [Claude Pichot – président de l'AFIM] [1].

Les détériorations des machines conduisent à leur indisponibilité d'où une perte de production, à des coûts de maintenance importants, à des bruits et de vibrations (Normes de plus en plus sévères). De ce fait, il est plus que nécessaire de procéder à leur surveillance et au diagnostic [2].

Plusieurs méthodes sont utilisées dont l'analyse vibratoire des machines tournantes qui permet de mieux percevoir les phénomènes dynamiques. Les mesures de vibrations et l'analyse du signal ne nécessitent pas l'arrêt des machines. Une maîtrise de l'analyse vibratoire nécessite une connaissance des outils de mesure et une capacité à interpréter les résultats du diagnostic [3,4 ,5].

La réparation de la machine se faisait lors de la constatation de la panne. Avec, L'entretien des machines s'est amélioré en se basant sur la durée de vie des organes des éléments constructifs de la machine et à leur remplacement à intervalles réguliers (entretien systématique) et ceci grâce à l'expérience des ingénieurs et des industriels. Le remplacement est déterminé par le constructeur à base de constats et de statistiques. L'utilisation des machines diffère d'un milieu à un autre en fonction de l'exploitation de la machine, l'entretien, l'humidité, la poussière, l'étanchéité, le graissage, la surcharge, ... Une panne peut survenir même si la durée de vie des organes est connue. De nos jours, avec la conception des logiciels et des méthodes de diagnostic des défauts de fonctionnement des machines, l'industriel parvient à exploiter sa machine en un temps maximum d'utilisation, avec une garantie de zéro (0) panne. Cette exploitation optimale se fait, entre autres, par la surveillance des machines tournantes par l'analyse vibratoire [6] et la gestion de la maintenance à moindre coût. Dans ce but, il est conseillé de :

- Ne pas stocker la pièce de rechange et acheter au moment opportun.
- Localiser de la défaillance avec précision.
- Intervenir quand c'est nécessaire.
- Assurer la disponibilité de l'outil de production.

Le but de ce présent travail est d'étudier quelques cas pratiques de machines industrielles par la méthode d'analyse de vibrations. Les machines évoluent dans des milieux caractérisés en particulier par des fluctuations de températures et d'humidité. Des machines de type ventilateur extracteur de même chaîne cinématique mais de dimensions

et à vocations différentes ont été considérées. Elles se trouvent dans des milieux différents à savoir : un four, un séchoir, une chaîne d'atomisation et une unité de dépollution. Elles représentent un type de machines tournantes utilisées dans les industries de process.

Ces installations présentent un défaut de déséquilibre qui est l'origine des problèmes qui engendrent d'autres anomalies: défaut d'usure sur les paliers, défaut de roulement... [7,8,41].

Le mémoire comprend :

- une partie théorique où on modélise la machine assujettie à la surveillance vibratoire en des modèles analytique et numérique (logiciel CATIA) et
- une partie expérimentale consacrée à l'étude par diagnostics vibratoires. Elle comprend des mesures et des analyses de spectres de vibrations prélevés sur les points stratégiques de l'équipement par l'intermédiaire d'une instrumentation adéquate. Ces deux parties du mémoire sont organisées en cinq chapitres.

Le premier est une présentation de l'évolution de la maintenance conditionnelle et préventive, ses stratégies et ses apports. On présente aussi les différents indicateurs de contrôle et de surveillance lors du fonctionnement d'une machine, en particulier les indicateurs vibratoires ainsi que le matériel utilisable pour réaliser une chaîne de mesures de vibrations.

Le second chapitre aborde l'étude de l'analyse du comportement dynamique des structures, pour extraire les caractéristiques propres de la structure (caractéristiques modales).

Dans le troisième chapitre, on présente la notion des vibrations et ses caractéristiques.

Le quatrième chapitre, aborde l'étude et l'analyse d'un système composé d'un rotor rigide présentant un déséquilibre statique et dynamique.

Dans le cinquième chapitre, on s'intéresse à des cas pratiques de machines industrielles disponibles dans des unités de production en Algérie. On réalise plusieurs campagnes de mesures et d'analyses de vibrations qui révèlent la présence de défauts de balourd, accompagnés par d'autres défaillances. On procède à des applications pour lesquelles on calcule les paramètres modaux et on détermine des grandeurs vibratoires à savoir : déplacement, vitesse et accélération.

Les résultats obtenus sont validés et confrontés avec ceux de la théorie et de la bibliographie.

On termine le mémoire par une conclusion générale.

CHAPITRE 1

INTRODUCTION A LA MAINTENANCE CONDITIONNELLE ET PREVENTIVE

1-1 Evolution du concept de maintenance :

La surveillance par analyse de vibrations a considérablement évolué ces dernières années. Cette surveillance servait essentiellement à assurer la protection d'une machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes. Cette protection est assurée par le déclenchement d'une alarme ou par l'arrêt de la machine si l'amplitude de la vibration (le plus souvent le déplacement relatif de l'arbre dans un palier) atteint des valeurs excessives pour le bon fonctionnement. Elle donne naissance à une stratégie de maintenance : la maintenance préventive conditionnelle.

Dans ce concept de maintenance, la surveillance doit permettre la détection précoce de défauts et le suivi de leur évolution dans le temps. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires. Ces interventions se font lors des arrêts techniques de fabrication ou en provoquant des arrêts programmés en fonction notamment des impératifs de production.

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

L'évolution du concept de maintenance *préventive conditionnelle* mène vers celui de maintenance prévisionnelle [9].

1-2 Les stratégies de la maintenance :

Jusqu'à ces dernières années, l'entretien des machines et le remplacement des pièces soumises à usure, pouvaient être envisagés uniquement de deux manières [10]:

- L'attente de la casse (Maintenance Corrective) ou
- Le remplacement à intervalles réguliers (Maintenance Systématique).

Le contrôle préventif conditionnel par l'analyse vibratoire cible la connaissance de l'état réel de la machine à tout moment, prévient suffisamment tôt de l'apparition d'un défaut et permet de suivre son évolution pour gérer la maintenance. On distingue trois stratégies de maintenance préventive (figure 1-1) [9,11]:

- la maintenance préventive systématique,
- la maintenance préventive conditionnelle, (la maintenance prévisionnelle).

1-3 La maintenance conditionnelle ou prévisionnelle :

La mise en place une maintenance conditionnelle ou prévisionnelle reposant sur une surveillance d'un niveau de fiabilité insuffisant revient à pratiquer une maintenance corrective sans disposer de la logistique adaptée à cette forme de maintenance (disponibilité permanente d'une équipe d'intervention, des pièces ou équipements de rechange...).

Les fondements et la finalité du diagnostic et les moyens à mettre en œuvre diffèrent fondamentalement de ceux de la surveillance. Cependant, l'évolution des techniques d'investigation et des outils de surveillance associée à l'amélioration considérable des performances de la micro-informatique tendent à rapprocher ces deux fonctions clés de la maintenance prévisionnelle que sont la surveillance et le diagnostic. Ces évolutions techniques ainsi que le développement de l'intelligence artificielle devraient permettre d'associer dans un même système :

- Une unité (portable ou à poste fixe) d'acquisition multivoies, de prétraitement et de stockage des signaux délivrés par différents types de capteurs (vibration, température, pression, débit, puissance, ou courant électrique...).
- Une unité de traitement composée d'un logiciel de gestion des données et d'aide à la décision pilotant automatiquement les traitements de signal et le calcul des indicateurs nécessaires à la formulation automatique d'un pré diagnostic élaboré.

1-4 Les apports de la maintenance prévisionnelle [9,10]:

Ce type de maintenance permet d'assurer le suivi continu des machines en service dans le but de :

- Prévenir les avaries graves et la casse.

- Intervenir uniquement ou c'est nécessaire et justifié.
- Pratiquer la maintenance sur la base d'informations objectives.

Les avantages apportés par la maintenance prévisionnelle ou conditionnelle sont d'ordre technique et économique:

LES STRATEGIES DE MAINTENANCE

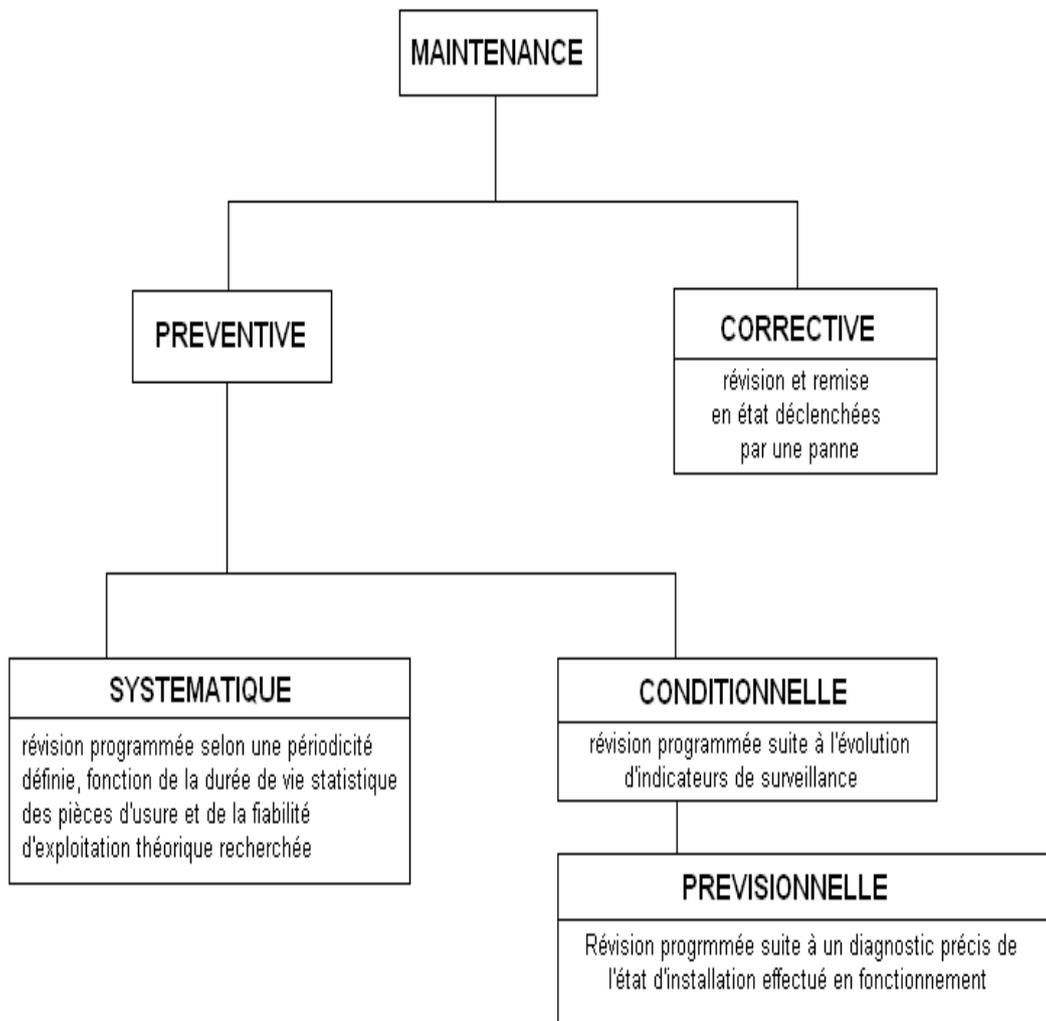


Figure 1-1 : Stratégies de maintenance [9].

Avantages techniques :

- meilleure connaissance de l'état réel du parc machine.
- détection précoce des défauts et une diminution du nombre de pannes.
- Eviter les arrêts intempestifs et espacer les interventions systématiques.

- Diminuer les durées d'interventions.
- Meilleure planification des interventions de remise en état.
- Réduction des taux d'indisponibilité.
- Amélioration de la crédibilité de la maintenance vis-à-vis de la production.
- Fiabilisation de la production.
- Amélioration des approvisionnements en pièces de rechanges.
- Amélioration de l'image de l'entreprise.

Avantages économiques :

- Prolongation de la durée de vie du matériel.
- Réduction des coûts de maintenance et de remise en état.
- Réduction des rebuts de fabrication et des pertes de production.
- Réduire les stocks de pièces de rechange.
- Réduction des montants des primes et franchises d'assurances.
- Réduction des pertes de matières et d'énergie
- Amélioration de la fiabilité de l'outil de production et de la sécurité du personnel.

1-5 Technique de surveillance par maintenance conditionnelle [1,9] :

1-5-1 Notions d'indicateurs :

Le choix d'un certain nombre d'indicateurs est primordial pour la surveillance d'une machine. Ce sont des paramètres ou des grandeurs élaborés lors du fonctionnement de la machine. Par définition, un indicateur doit caractériser l'état ou les performances d'une machine de manière à ce que son évolution dans le temps doit avoir une signification dès l'apparition ou l'aggravation d'un défaut ou d'un ensemble de défauts. Parmi les indicateurs, on cite : la température d'un palier, le taux de concentration dans le lubrifiant de particules métalliques et leur spectre dimensionnel, le rendement mécanique ou thermodynamique d'une machine, le bruit, le spectre ou la forme du courant d'alimentation d'un moteur électrique, le taux de rebuts de fabrication ...

Le fonctionnement de tout dispositif comportant au moins une pièce en mouvement s'accompagne de vibrations qui représentent les images directes des forces dynamiques

provoquées par les organes en mouvement. Elles sont caractéristiques de l'état de la machine et constituent ce qu'on appelle sa signature vibratoire. Les prélèvements et les techniques de traitement des signaux vibratoires permettent de définir plusieurs indicateurs de surveillance dont certains peuvent être extrêmement sensibles à l'apparition d'un défaut ou d'une anomalie et permettent sa localisation, voire même l'identification de sa nature, ainsi qu'au suivi de son évolution dans le temps sans effectuer le démontage.

L'analyse vibratoire est aussi dans le cadre de l'acquisition d'un nouvel équipement ou de sa remise en état, ce qu'on appelle le contrôle de sévérité vibratoire:

- Pour un équipement neuf, l'interprétation spectrale des mesures vibratoires permet la détection d'anomalies ou défauts de montage, pratiquement indécélables par d'autres techniques.
- Pour un équipement venant de faire l'objet d'une révision, elle permet de déceler un autre comportement anormal susceptible d'induire un nouvel arrêt intempestif.

On distingue deux catégories d'indicateur : les indicateurs principaux et secondaires.

1-5-2 Les indicateurs principaux ou précoces :

Ils permettent la détection des défauts à un stade précoce et d'en suivre l'évolution. A cet effet, les informations tirées des signaux émis par un équipement en fonctionnement permettent de réduire d'une façon remarquable le nombre d'arrêts inopinés sur panne et de planifier les interventions d'entretien le plus tard possible et uniquement quand cela devient nécessaire en perturbant au minimum la fabrication, notamment en les intégrant, dans la mesure du possible, dans les arrêts techniques programmés de production. Ceci se traduit non seulement par la réduction des temps d'arrêt des installations, mais il permet aussi d'optimiser la gestion du stock de pièces de rechange.

1-5-3 Les indicateurs secondaires ou tardifs :

Pour ce type d'indicateurs, une évolution significative traduit déjà des dégradations avancées et nécessite un arrêt à brève échéance, voire immédiate de la machine.

Il serait cependant peu réaliste et grave de penser que la fiabilité d'une surveillance repose uniquement sur le traitement des informations détectées par des capteurs ou véhiculées par un lubrifiant.

La première forme de surveillance est l'inspection visuelle régulière du parc machines. C'est une partie intégrante de toute stratégie de maintenance - conditionnelle ou prévisionnelle [10, 15].

Dans la majorité des cas vécus dans l'industrie, cette forme de surveillance permet d'identifier les défauts potentiellement générateurs d'incidents graves à courte durée omis par les autres techniques (thermométrie, thermographie, fuite de garniture...).

La fiabilité et le coût d'une surveillance en général dépendent non seulement de la nature des techniques de surveillance appliquées, mais aussi du nombre et du choix d'indicateurs associés à ces techniques, ainsi qu'à la périodicité de ces contrôles.

En résumé, la maintenance conditionnelle ou prévisionnelle fait appel à plusieurs techniques de surveillance, on cite: l'analyse des vibrations, l'analyse des huiles, la thermographie infrarouge, l'analyse des particules.

L'analyse vibratoire représente la majeure partie des techniques utilisées par la maintenance conditionnelle (figure 1-2). Le traitement des signaux vibratoires permet de déceler ou d'identifier la totalité des pathologies susceptibles d'affecter un équipement industriel. Les autres indicateurs de surveillances jouent souvent un rôle complémentaire important dans la décision d'arrêter une installation.

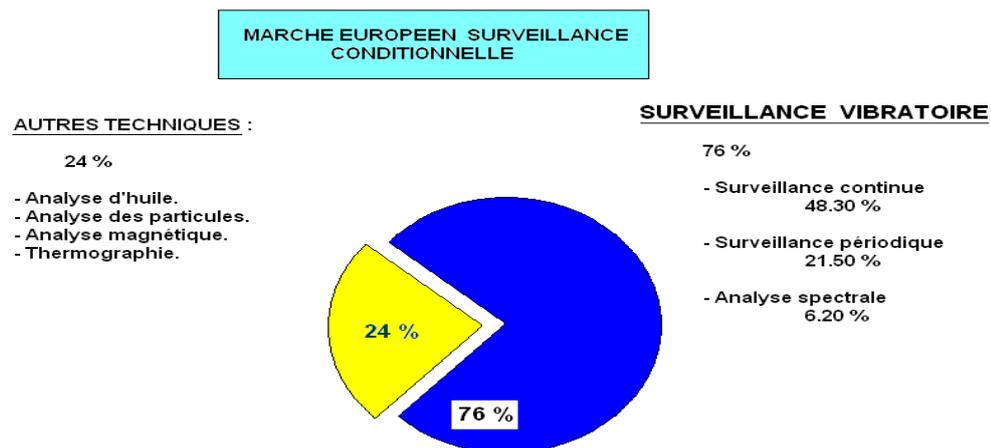


Figure 1-2 : La surveillance conditionnelle dans le marché européen [10].

1-6 La vibration, outil de surveillance et de maintenance prédictive des machines :

Toute machine comporte des pièces en mouvement qui exercent des efforts sur sa structure et engendrent des déformations. Ces déformations et ces efforts, varient au

rythme du mouvement et se traduisent par des déplacements de la surface de la structure par rapport à elle-même d'où l'apparition de vibrations [2,14].

La vibration n'est pas directement l'image mais le résultat de l'effort sur la structure. Elle est fonction de l'effort et de la structure (figure 1-3) et peut être caractérisée indifféremment par l'un des paramètres suivant : le déplacement ; la vitesse et l'accélération.

Le capteur utilisé est l'accéléromètre qui délivre un signal directement proportionnel à l'accélération mais par traitement il est facile de remonter à la vitesse et au déplacement. Certains appareils de mesure permettent de suivre l'un ou l'autre de ces paramètres.

Si nous examinons un spectre type prélevé sur un déchiqueteur de papiers d'une usine de production de produits d'hygiène, nous constatons qu'en vitesse il est relativement homogène, c'est-à-dire, que les diverses raies ont des amplitudes du même ordre dans tous les domaines de fréquence (figure 1-4). Par contre, par suite du filtrage associé à l'intégration (passe - bas) ou à la dérivation (passe - haut), nous constatons que les basses fréquences sont favorisées en déplacement et les hautes fréquences en accélération.

Suivant la nature du phénomène à observer (plage de fréquences) on utilisera le paramètre la mettant le mieux en évidence. Nous pouvons considérer trois domaines de fréquences :

- $f < 100$ ou 200 Hz pour le déplacement ;
- $f < 1000$ ou 2000 Hz pour la vitesse ;
- $f > 1000$ ou 2000 Hz pour l'accélération.

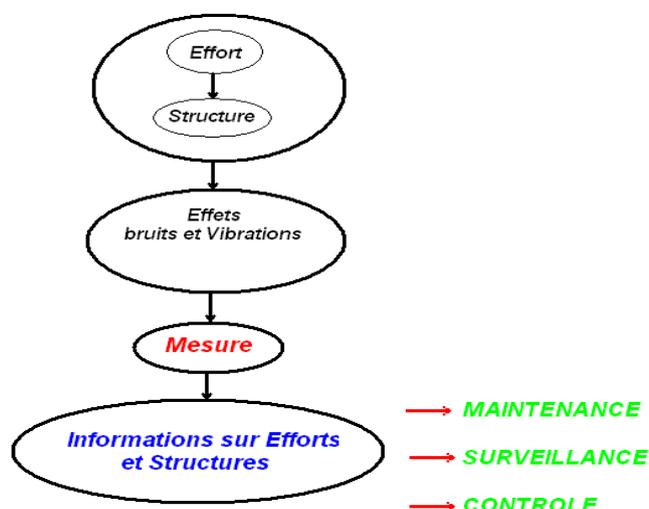


Figure 1-3 : Suivi d'état d'un dispositif [10].

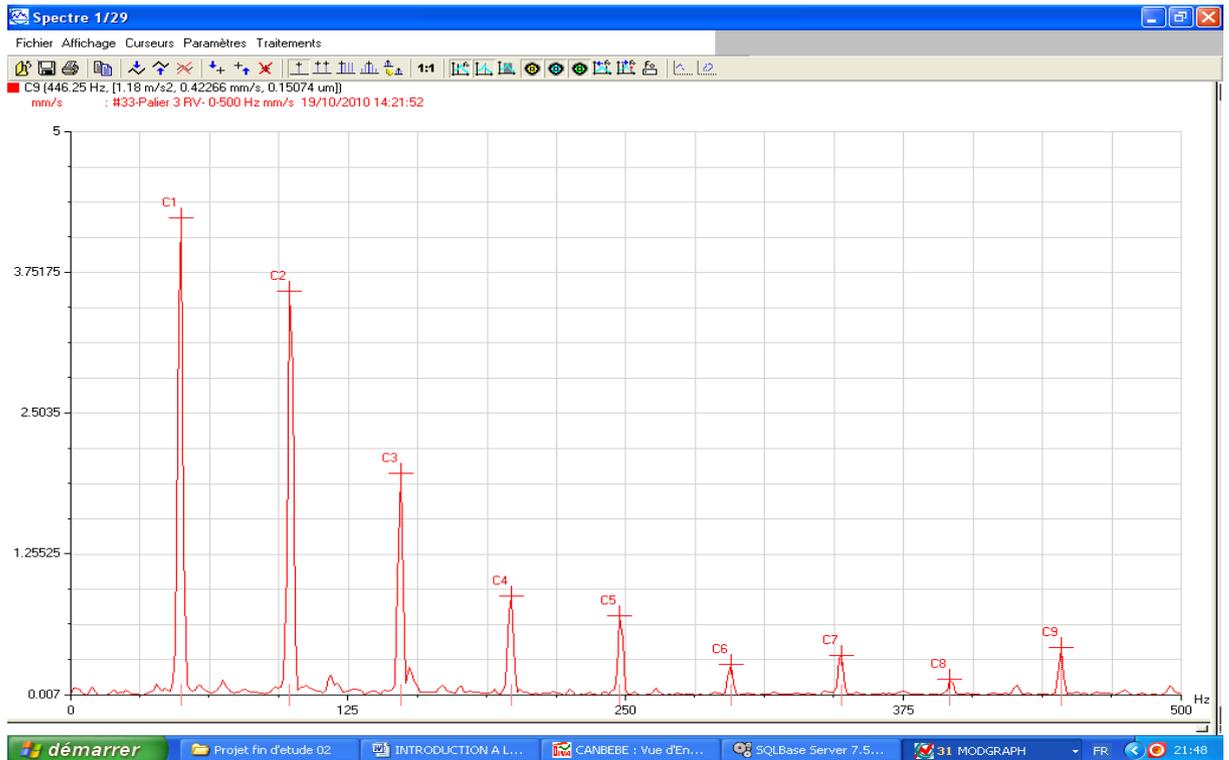


Figure 1-4 : Spectre de vitesse sur une bande de fréquence 500 Hz – Peigne de raies espacées à la fréquence fondamentale de 50 Hz.

1-6-1 Composition d'une chaîne cinématique [10].

Le signal vibratoire est un signal dynamique très riche, il est constitué par un grand nombre de composantes dans un large domaine de fréquences, ce qui ne permet pas de l'exploiter directement. Toute chaîne de suivi vibratoire comporte trois fonctions : le prélèvement de l'information, le conditionnement du signal et le traitement (figure 1-5).

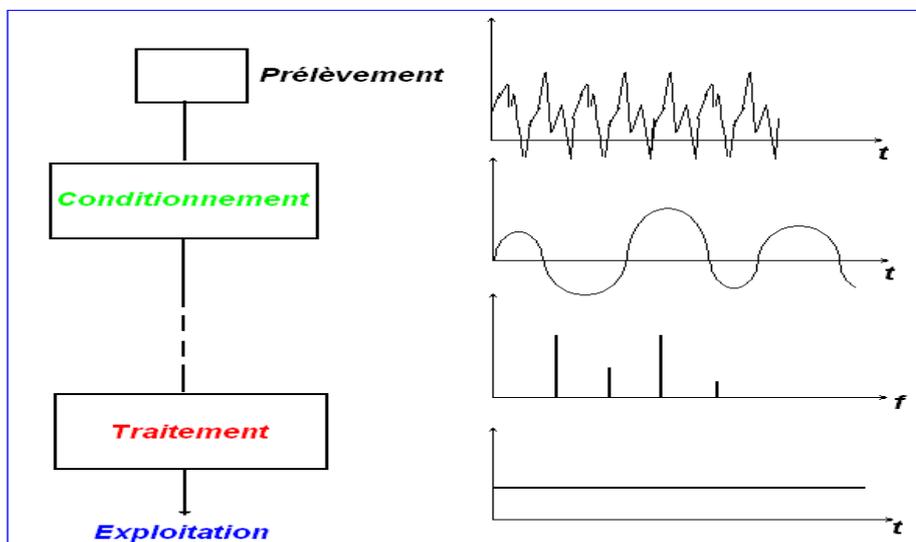


Figure 1-5 : Chaîne de suivi vibratoire

1-6-2 Intérêt pratique de l'analyse spectrale [1].

Toute anomalie affectant une machine tournante se traduit par des vibrations dont les fréquences correspondent aux fréquences d'apparition des forces qui les génèrent et à leurs harmoniques (multiples des fréquences d'apparition). La connaissance de la chaîne cinématique de la machine permet d'identifier et/ou de localiser l'origine de l'anomalie.

Un spectre est un graphe dans le quel sont représentées les amplitudes et les fréquences de toutes les composantes vibratoires élémentaires induites par le fonctionnement d'une machine. Chaque composante est représentée par un segment vertical appelé raie dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée, l'amplitude.

Exemple 1-1 : Vis d'Archimède de la Figure 1-6

La figure 1-6 représente une Vis d'Archimède disponible dans une station d'épuration des eaux usées (Baraki Algérie). Le spectre obtenu par prises de mesures de vibrations sur le réducteur est donné sur la figure 1-7. Nous notons qu'un pic de faible amplitude de 0.055 mm/s dont la fréquence est de 25 Hz (1500 tr/min) correspond à la fréquence de rotation du moteur ou du premier arbre (curseur C1), comme l'indique la figure 1-7. Une augmentation notable de l'amplitude de cette composante traduirait une anomalie au niveau de cette ligne d'arbre, vraisemblablement un déséquilibre.

De même un pic à 50 Hz, (deux fois la fréquence de rotation – curseur C2), correspond à l'harmonique de la fréquence d'apparition 25 Hz. Il est représentatif d'un défaut d'usure à l'état précoce au niveau de la portée de roulement dans le palier moteur N°02. Ce défaut peut engendrer un défaut électromagnétique dans le cas où il y a apparition d'un pic à 100 Hz correspondant à deux fois la fréquence du courant d'alimentation.

Le pic à 322,5 Hz (curseur C4) correspond à la fréquence d'engrènement du premier train d'engrenages (fréquence d'engrènement = nombre de dents x fréquences de rotation de l'arbre correspondant). Il est de faible amplitude de 0.286 mm/s. A ses harmoniques correspondent les composantes C8 et C12 relatives aux fréquences 642,5 Hz et 966 Hz et ayant des amplitudes de 0,130 mm/s et 0,144 mm/s respectivement. Les pics C4 et C6 de la fréquence d'engrènement C5, sont modulées à la fréquence de rotation 25 Hz (Fréquence de rotation d'entrée réducteur, qui est la même que celle du moteur, car les diamètres des poulies motrice et réceptrice sont égaux). Les pics C7 et C9 de l'harmonique C8, sont modulées aussi à la fréquence de 25 Hz. Ces résultats nous permettent de statuer sur l'état du premier train d'engrenages et sur les autres organes reliant ce train. Ainsi, on confirme la présence d'un défaut d'engrènement engendré par un léger jeu sur la portée de roulement dans le palier portant la ligne d'arbres du pignon d'attaque du réducteur.

Remarque: les curseurs C1, C2.... Sont indiqués sur le spectre de Figure 1-7.

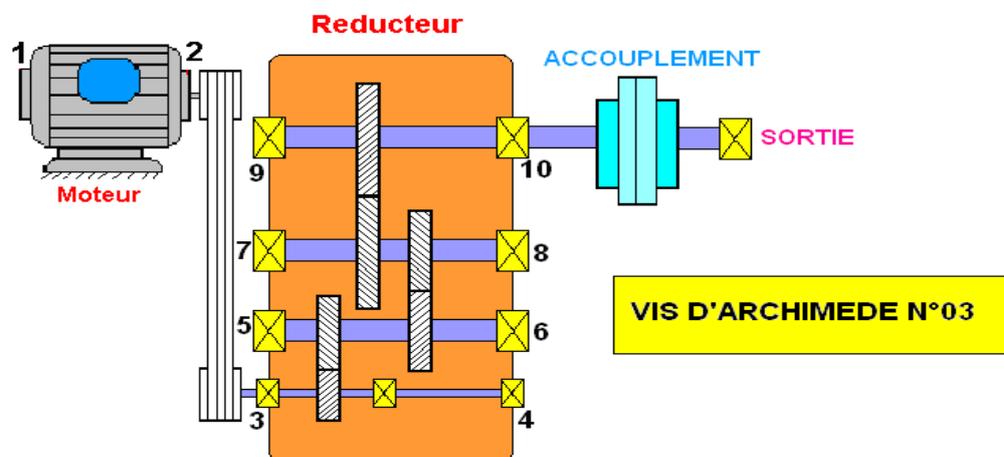
Exemple 1-2 : Ventilateur d'aspiration d'air chaud d'une cimenterie figure 1-8

Un pic C1 d'un niveau de 0.419 mm/s à la fréquence 16.25 Hz (975 tr/min) correspond à la fréquence de rotation du moteur ou de la ligne d'arbres portant la roue du ventilateur (figure 1-9). Cette augmentation de l'amplitude de cette composante traduit la présence d'une anomalie au niveau de cette ligne d'arbres, elle est relative à un déséquilibre du rotor moteur ou du rotor portant la turbine.

Le pic C2 à 33,75 Hz d'amplitude de 0.877 mm/s (02 fois la fréquence de rotation) représente l'état d'alignement entre l'arbre moteur et celui de la turbine. Notons que l'amplitude de ce pic est presque deux fois supérieure à celle de C1. On confirme la présence d'un mauvais alignement entre les deux arbres sus cités.

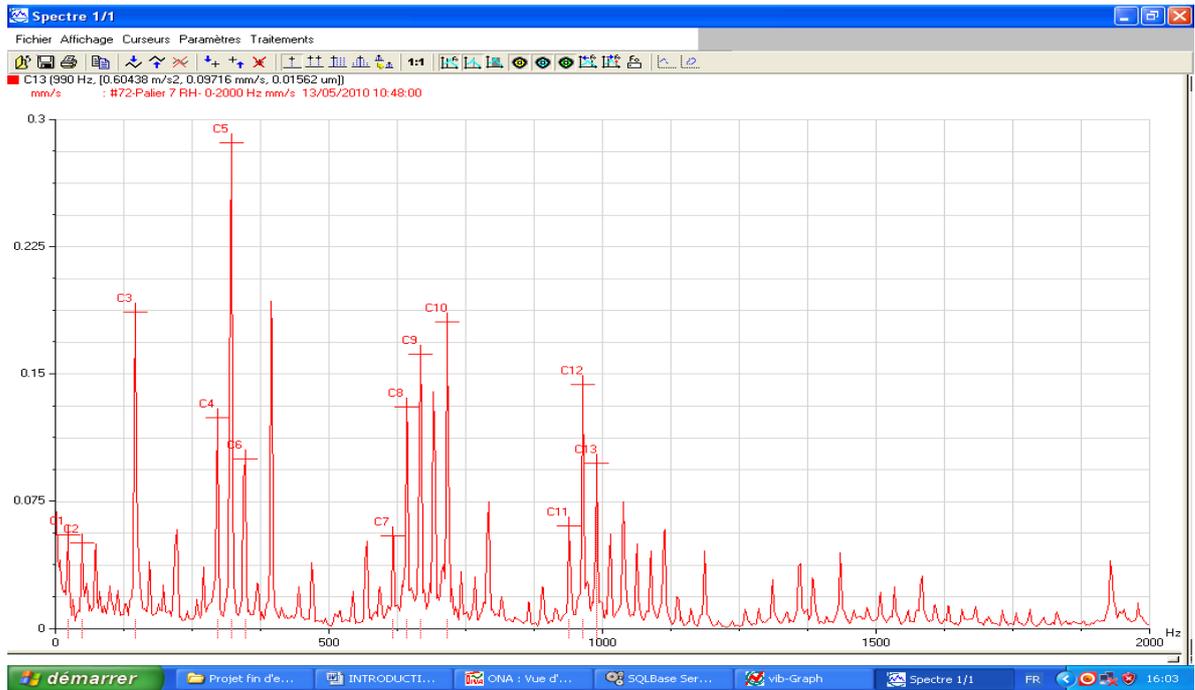
De même, un pic C4 à 100 Hz (02 fois la fréquence du courant d'alimentation), montre la présence d'un défaut électromagnétique. Pour cette campagne de mesures de vibrations l'amplitude de cette composante est faible (0,330 mm/s), mais il se pourrait qu'elle évolue. Ces exemples montrent la densité des renseignements qu'on peut tirer de l'analyse d'un spectre [16]. L'interprétation d'un spectre mène à de renseignements concernant les conditions de fonctionnement et la cinématique de la machine. On peut citer :

- La marque et le type des moteurs, le nombre de pales du ventilateur ;
- La marque et le type des roulements; le type d'accouplement et le nombre de dents;
- Le diamètre des poulies, la longueur et le nombre de courroies ; Le nombre de dents des engrenages et leurs diamètres ;...



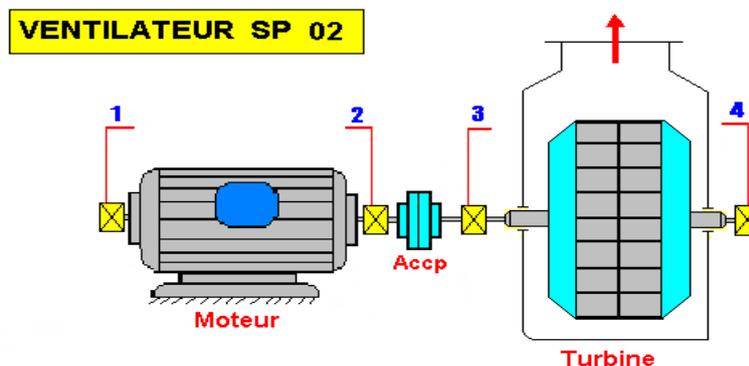
Schema cinématique et points de mesures de vibrations

Figure 1-6 : Exemple d'un cas pratique – VIS D'ARCHIMEDE



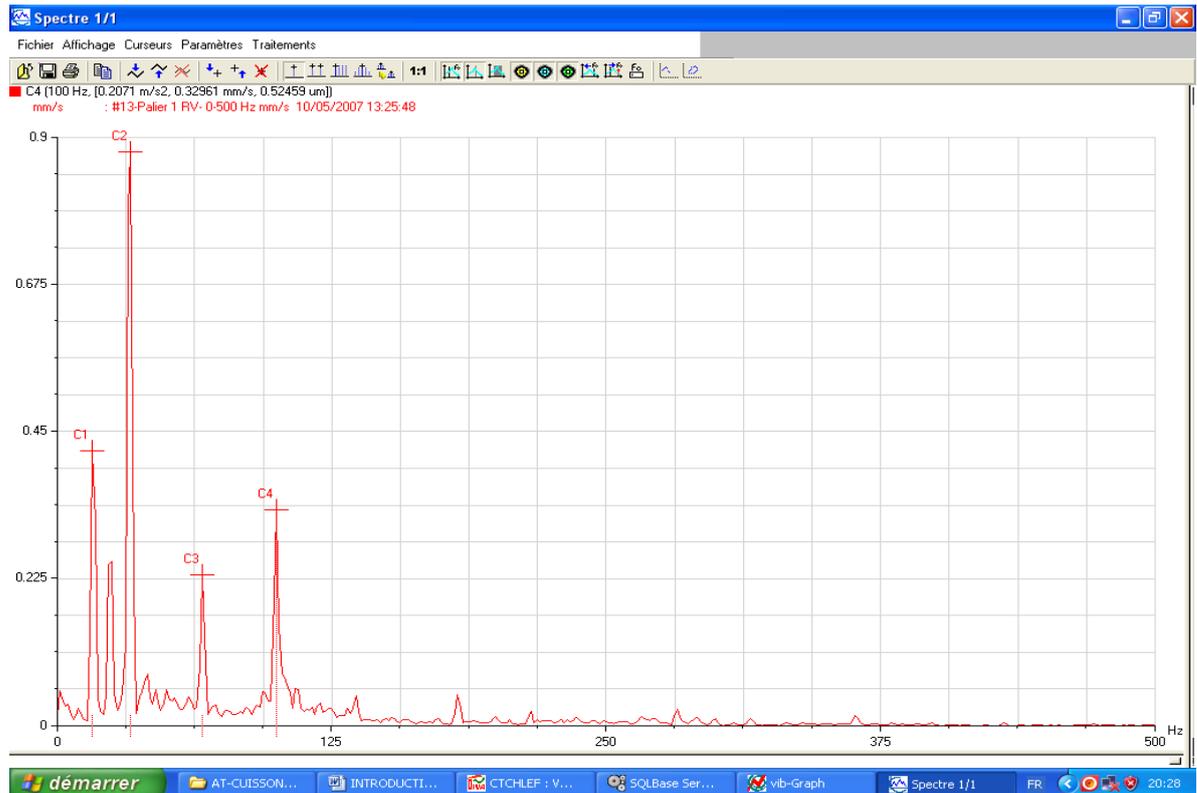
Fréquence Hz	Niveau (mm/s)	Interprétation
25 (C1)	0,055	Rotation du moteur (fréquence fondamentale)
50 (C2)	0,050	Usure sur le palier moteur
297,5 (C4)	0,124	Modulation de la fréquence d'engrènement
322,5 (C4)	0,286	Engrènement du premier train d'engrenage
347,5 (C6)	0,100	Modulation de la fréquence d'engrènement

Figure 1-7 : Exemple d'interprétation d'un spectre sur un réducteur – Présence d'un défaut d'engrènement du premier train d'engrenages, avec un défaut d'usure sur le palier d'entrée réducteur.



Schema cinématique et points de mesures de vibrations

Figure 1-8 : Exemple d'un cas pratique – Ventilateur d'aspiration Four dans une cimenterie.



Fréquence Hz	Niveau (mm/s)	Interprétation
16,25 (C1)	0,419	Rotation du moteur (fréquence fondamentale)
33,75 (C2)	0,877	Alignement moteur – ligne d’arbre turbine
66,25 (C3)	0,230	Alignement moteur – ligne d’arbre turbine
100 (C4)	0,330	Défaut électromagnétique

Figure 1-9 : Exemple d’interprétation d’un spectre sur un Ventilateur d’aspiration Four dans une cimenterie – Présence d’un désalignement des deux arbres (moteur et turbine).

1-6-3 Notions de modulation [1].

Certains défauts peuvent se manifester par deux types de modulations : la modulation d’amplitudes et celle des fréquences

1-6-3-1 Modulation d’amplitude :

Un organe de machine peut être soumis à des efforts dont l’amplitude varie de manière périodique. C’est le cas des efforts d’engrènement d’un réducteur, qui augmentent et diminuent à chaque tour de l’arbre si ce dernier est excentré ou déformé.

L’effort principal d’engrènement est modulé à chaque tour par l’effort supplémentaire imprimé par la déformation de l’arbre qui modifie le jeu d’engrènement et la pression

exercée sur chaque dent en prise. L'amplitude du signal vibratoire induit par l'engrènement est une fonction périodique du temps. On dit alors que ce signal est modulé en amplitude.

1-6-3-2 Modulation de fréquence :

Des jeux d'accouplement et de clavette, des écaillages de denture, des ruptures de barres du moteur,... entraînent des variations de la vitesse de rotation instantanée des lignes d'arbres et, donc, des variations de fréquences des composantes caractéristiques liées à ces dernières (fréquence de passage des encoches, fréquence d'engrènement, fréquence d'accouplement,...). Les fréquences de ces composantes deviennent des fonctions périodiques du temps. On dit que ces composantes sont modulées en fréquence.

Les informations apportées par ces modulations sont importantes pour la formulation d'un diagnostic. Leur décodage nécessite des techniques de traitement du signal spécifiques [1].

1-6-4 Suivi vibratoire :

Pour effectuer une chaîne de mesure des vibrations, il faut passer par les étapes suivantes :

1- Transformer les vibrations mécaniques en un signal électrique : c'est le rôle du capteur. [33] . Le signal délivré peut être exprimé à l'aide des grandeurs suivantes :

- La tension électrique (en mV/g, mV/ μ m,...) pour les capteurs de tension.
- La charge électrique (en pC/g) pour les accéléromètres piézoélectriques.

L'accéléromètre piézoélectrique [17].est considéré comme le meilleur capteur disponible pour les mesures de vibrations absolues (Annexe1).Mais, il y a différents types de capteurs.

2- Amplifier le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable : c'est le rôle de préamplificateur.

3- Intégrer le signal. Ceci permet de transformer les accélérations mesurées avec un accéléromètre, en vitesse ou déplacement, ou encore les vitesses mesurées avec un vélocimètre, en déplacements.

4- Limiter la plage de fréquence du signal : c'est le rôle des filtres passe-haut ou passe-bas à fréquences de coupure ajustable ou non. Cette opération permet de concentrer l'étude sur une plage de fréquence bien déterminée.

5- Amplifier de nouveau le signal obtenu pour le transmettre soit à un appareil de détection et affichage en mode global, à un convertisseur analogique/numérique, à un analyseur de spectre ou à une unité de stockage pour un traitement différé des signaux.

Le matériel utilisé pour réaliser ces différentes étapes, est constitué par des capteurs de vibrations et des appareils d'analyses et de surveillance vibratoire.

CHAPITRE 2

ANALYSE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES STRUCTURES [18, 42,43]

2-1 Omniprésence des vibrations :

Depuis longtemps, on a conscience de l'importance des effets des vibrations et des chocs mécaniques sur la vie des structures et sur le bien-être et la santé des individus. Les vibrations sont généralement la cause de l'imprécision dans la fabrication des pièces mécaniques, d'usures prématurées et de fatigue des composants, machines ou installations. Aussi, les vibrations sont parfois provocatrices de l'inconfort et de la fatigue des usagers de véhicules ou d'engins, amenant à des risques de la sécurité de conduite. Parfois elles jouent un rôle actif dans certains équipements pour lesquels la source de vibrations est nécessaire pour remplir une fonction donnée.

A cet effet, dans tout projet de conception, il est primordial de se préoccuper des problèmes de vibrations, ainsi l'expérience montre même qu'une modification constructive mineure peut parfois provoquer une amplification dangereuse des vibrations dans une structure. Il est très important d'identifier les sources de vibrations, de pouvoir analyser leurs effets sur le reste de la structure et de rechercher les possibilités de leur atténuation.

2-2 Identification des structures :

Les concepteurs reconnaissent l'importance de la mécanique vibratoire pour la prédiction du comportement dynamique des structures. Le progrès de l'informatique permet de une approche rationnelle de la conception et de l'optimisation des systèmes mécaniques. Aussi, il est à signaler que l'interaction du domaine expérimentale avec la modélisation numérique a créé ce qu'on appelle l'identification, le recalage ou l'adéquation d'une modélisation numérique qui permet d'affiner correctement le modèle numérique.

2-3 Systèmes continus et systèmes discrets linéaires :

Les systèmes continus [18] sont composés de masses réparties et déformables, ainsi que d'éléments élastiques et dissipatifs continus et liés en général directement aux propriétés constitutives des masses associées. Ils sont considérés comme étant formés d'une infinité de particules ou éléments infinitésimaux et possèdent un nombre infini de degrés de liberté

donc un nombre infini de coordonnées généralisées. Ils présentent une infinité de fréquences et de modes propres. Leur réponse dynamique à une excitation extérieure est obtenue par superposition d'une infinité de contributions modales. Le comportement des systèmes continus est décrit par un système d'équations aux dérivées partielles ou équations intégrales associés à des conditions aux limites en espace et en temps, alors que le comportement d'un système discret est représenté par un système d'équations différentielles ordinaires[18] .

En dynamique des structures, et dans la plus -part des systèmes dynamiques, les solutions exactes pour les réponses (déplacements, vitesses ou accélérations) sont difficiles et parfois impossibles à obtenir. L'étude est alors remplacé par une approximation du modèle continu par un modèle discret, le passage du système continu au système discret soulève toujours la question de la précision de l'approximation effectuée (figure 2-1). La discrétisation géométrique du système étudié est un processus de découpage spatial en éléments infinitésimaux. Les techniques numériques d'extraction pour l'analyse dynamique en régime libre (modèle modal) n'est possible qu'avec la connaissance des caractéristiques propres (caractéristiques modales) du système et qui sont représentées par :

- Les fréquences et modes propres ;
- Les coefficients d'amortissements modaux.

Ceci passe par une analyse modale [18, 20, 21,42] aussi bien théorique pour le calcul des paramètres modaux (fréquences et modes propres) du système qu'une analyse modale expérimentale pour la détermination de la matrice de transfert ou la fonction de réponse fréquentielle. Mathématiquement, l'analyse modale consiste à élaborer des problèmes aux valeurs propres, eux même construits à partir des équations du mouvement. Les méthodes d'analyses modales se divisent en deux grandes familles opérant dans le domaine temporel et dans le domaine fréquentiel. L'analyse modale théorique et expérimentale est une étude préalable à toute étude dynamique avant d'entamer l'analyse des structures.

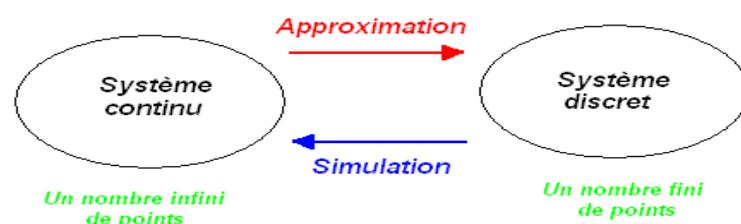


Figure N° 2-1 : Système continu et discret.

2-4 Formulation du comportement vibratoire des systèmes discrets :

2-4-1 Coordonnées généralisées [19]:

Les approches essentielles qui souvent permettent d'établir les équations de mouvement des systèmes mécaniques sont :

- Le principe d'équilibre dynamique de D'Alembert.
- Le principe de déplacement virtuel (ou travaux virtuels).
- Le principe de Hamilton (principe énergétique ou variationnel).

Le principe des déplacements virtuels et le principe de Hamilton conduisent aux équations de Lagrange. En mécanique analytique, on utilise les coordonnées cartésiennes, sphériques ou polaires pour déterminer la position du système à l'instant (t) donné. On peut choisir d'autres grandeurs indépendantes les unes des autres : $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$, qui déterminent la position du système discret à un instant donné, exemple : angle, vitesse,..etc, et qui décrivent son mouvement. Le nombre de ces variables indépendantes représente le nombre de degrés de liberté du système, et dans ce cas on parle de coordonnées généralisées. Les équations de mouvement sont souvent établies sous termes de coordonnées généralisées.

2-4-2 Equation de Lagrange dans le cas général [19]:

Les équations de Lagrange décrivant le mouvement général d'un système dynamique dissipatif (non conservatif) à n degrés de liberté, donc ayant n coordonnées généralisées q , sont :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad ; (i = 1, 2, 3, \dots, n). \quad (2-1)$$

$$L = T^* - V \quad (2-2)$$

Où, L : Le Lagrangien. ; T^* : L'énergie cinétique. V : L'énergie potentielle. ;

\dot{q}_i : Les vitesses généralisées et

Q_i : Fonction qui dépend du temps en général, elle représente toute autre force non conservative

Les forces généralisées non conservatives sont obtenues à partir de l'expression du travail

virtuel :

$$\delta \bar{W} = \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \delta q_i \quad (2-3)$$

Avec : δq_i : Déplacement virtuel généralisé.

Les équations de Lagrange (2-1), représentent un système de n équations différentielles ordinaires non linéaires de second ordre. Pour résoudre ce système, on a souvent recours à des méthodes de linéarisation. La résolution analytique de systèmes d'équations différentielles non linéaires est laborieuse.[24].

2-4-3 Analyse dynamique du comportement des structures :

Les équations régissant le mouvement d'une structure (système linéaire) dans le cas général se présentent également sous la forme matricielle par [18, 21, 24] :

$$[M] \cdot \{\ddot{q}\} + ([C] + [G]) \cdot \{\dot{q}\} + ([K] + [H] + [P]) \cdot \{q\} = \{Q\} \quad (2-4)$$

Avec : $[M] = [m_{ij}] = [M]^T$: Matrice de masse ou d'inertie symétrique. (2-5)

$$[C] = [c_{ij}] = [C]^T \quad : \text{Matrice d'amortissement visqueux (linéaire)}. \quad (2-6)$$

Ils existent de différents types d'amortissement, on cite :L'amortissement visqueux (dit : linéaire, proportionnel), l'amortissement structural (interne , non linéaire), l'amortissement de coulomb (frottement sec, non linéaire).

$$[K] = [k_{ij}] = [K]^T \quad : \text{Matrice de rigidité (Raideur)}. \quad (2-7)$$

$$[G] = [g_{ij}] = -[G]^T \quad : \text{Matrice gyroscopique ou de Coriolis, antisymétrique.}$$

$$[G] = [F]^T - [F] \quad (2-8)$$

Où : $[F] = [f_{ij}]$

$$[H] = [h_{ij}] = -[H]^T \quad : \text{Matrices associées aux forces non conservatives, ne dérivant pas d'un potentiel (matrices circulatoires ou rotatoires).}$$

$[P]$: Matrice d'accélération centrifuge, antisymétrique, liée a la vitesse variable d'un système tournant ($\dot{\omega} \neq 0$). Si le système tourne à une vitesse constante, alors : $[P]$ est nulle.

Selon la présence ou non de l'une des matrices $[M]$, $[C]$, $[K]$, $[G]$, $[P]$, ou $[H]$, on définit le comportement dynamique du système. On observe plusieurs régimes, a savoir :

- Système conservatif gyroscopique.
- Système conservatif non gyroscopique.
- Système dissipatif gyroscopique.

-etc.

Il est à signaler que la présence des deux matrices d'inertie $[M]$, et de rigidité $[K]$ est indispensable pour que le système soit qualifié de vibratoire.

Les matrices sus citées sont connues, si et seulement si on connaît les formes quadratiques des fonctions : T_2^* , T_1^* , T_0^* , D^* et U .

T_0^* : est un terme qui ne dépend que des coordonnées généralisées q_i et du temps (t), tel que : $T_0^* = T_0^*(q_i, t)$

T_2^* : est l'énergie cinétique en fonction de vitesses quadratiques \dot{q}_i , \dot{q}_j . Elle est donnée

par la relation :
$$T_2^* = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{ij} \cdot \dot{q}_i \cdot \dot{q}_j$$

T_1^* : est une fonction linéaire des vitesses généralisées associées aux forces de type

coordonnées gyroscopiques, exprimée par la relation suivante :
$$T_1^* = \sum_{j=1}^n f_j \cdot \dot{q}_j$$

D : représente la fonction de dissipation de Rayleigh, c'est une énergie liée à la force d'amortissement. Elle est donnée par la relation suivante :

$$D = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n C_{ij} \cdot \dot{q}_i \cdot \dot{q}_j$$

Avec : $C_{ij} = C_{ji}$: Coefficients d'amortissement symétriques .

L'énergie potentielle : $U = V - T_0^*$

2-5 Analyse modale théorique :

Toute analyse de comportement dynamique d'une structure commence par une analyse modale c'est-à-dire en régime libre. Pour prévoir est comprendre le comportement d'une structure, il est indispensable de connaître ses paramètres modaux. Les informations modales sont également nécessaires en identification des structures lors de la validation d'un modèle numérique par rapport au modèle expérimental équivalent [18, 22].

Si les caractéristiques modales d'une structure sont disponibles, alors, il est possible de résoudre les équations différentielles régissant son comportement dynamique dans la base modale des modes propres préalablement extraits. En pratique, l'analyse modale d'une structure ou d'un dispositif mécanique peut être souvent limitée à l'étude de son régime libre conservatif. Cette simplification, justifiée par la faible influence des amortissements

sur les pulsations propres, facilite en outre les développements mathématiques de même que les calculs numériques. Dans ce chapitre nous verrons essentiellement les propriétés des paramètres modaux des systèmes conservatifs (non -amortis), et des systèmes amortis, cependant, deux cas sont envisagés : Système conservatif et système dissipatif

2-5-1 Système conservatif :

2-5-1-1 Définition du problème aux valeurs propres :

On suppose que le système discrétisé soit immobile (non gyroscopique, coïncidence des repère lié et fixe), et en négligeant l'amortissement de type visqueux

($[C] = 0$), l'équation matricielle (2-4) pour un régime libre prend la forme suivante :

$$[M] \bullet \{\ddot{q}(t)\} + [K] \bullet \{q(t)\} = 0 \quad (2-9)$$

Où $[M]$ et $[K]$ désignent les matrices globales réelles de taille $(n \times n)$ de masse et de rigidité symétriques et définies positives.

$$[M] = [M]^T \in \mathfrak{R} \quad \text{et} \quad [K] = [K]^T \in \mathfrak{R}$$

$\{q(t)\}$ représente le vecteur des coordonnées généralisées, dépendant du temps.

L'expression (2-9) est un système d'équations différentielles ordinaires couplées du second ordre. Les solutions recherchées de cette équation, après des considérations physiques et mathématiques aboutissent à la solution du système qui peut être exprimée en fonction de quantités réelles, sous la forme :

$$\{q(t)\} = \sum_{r=1}^n C_r \bullet \cos(\omega_r \cdot t - \theta_r) \bullet \{\Psi_r\} \quad (2-10)$$

En terme de mécanique des structures, $\{\Psi_r\}$ est le vecteur propre de rang r du système et ω_r est la pulsation propre associée, mesurée en radians par seconde (rd/s), alors que $q_r(t)$ est le mode propre élastique de rang r à amplitude de référence C_r et déphasage θ_r . En terme d'algèbre linéaire, les paires $(\lambda_r, \{\Psi_r\})$, $(r = 1, 2, \dots, n)$ sont les valeurs et vecteurs propres correspondant au problèmes aux valeurs propres généralisées, ou : $\lambda_r = \omega_r^2$.

2-5-1-2 Orthogonalité des modes propres de vibrations [18]:

L'orthogonalité des vecteurs modaux et des modes propres d'une structure constitue une propriété fondamentale. Elle permet de montrer leur indépendance linéaire et elle revêt une

grande importance dans la formulation générale de la solution du régime libre ou forcé du système.

Pour pouvoir démontrer cette propriété, considérons d'abord le cas de deux pulsations propres distinctes (différentes $\omega_i \neq \omega_j$) ω_i et ω_j correspondant aux vecteurs propres respectifs $\{\Psi_i\}$ et $\{\Psi_j\}$, et écrivons la relation matricielle qui représente un problème aux valeurs propres pour ces deux valeurs :

$$\text{Pour le mode } i : \quad \lambda_i \bullet [M] \bullet \{\Psi_i\} = [K] \bullet \{\Psi_i\} \quad (2-11)$$

$$\text{Pour le mode } j : \quad \lambda_j \bullet [M] \bullet \{\Psi_j\} = [K] \bullet \{\Psi_j\} \quad (2-12)$$

La première relation d'orthogonalité des vecteurs modaux s'écrit :

$$\{\Psi_i\}^T \bullet [M] \bullet \{\Psi_j\} = 0 \quad (2-13)$$

$$i, j = 1, 2, 3, \dots, n ; i \neq j$$

La seconde relation d'orthogonalité des vecteurs modaux :

$$\{\Psi_i\}^T \bullet [K] \bullet \{\Psi_j\} = 0 \quad (2-14)$$

$$i, j = 1, 2, 3, \dots, n ; i \neq j$$

En multipliant les deux relations (2-13) et (2-14) respectivement par les fonctions temporelles ($e^{S_i t}$) et ($e^{S_j t}$), l'orthogonalité des vecteurs modaux, d'après la définition (2-10), peut être étendue aux modes propres de la structure :

$$\{q_i\}^T \bullet [M] \bullet \{q_j\} = 0 \quad (2-15 a)$$

$$\{q_i\}^T \bullet [K] \bullet \{q_j\} = 0 \quad (2-15 b)$$

$$i, j = 1, 2, 3, \dots, n ; i \neq j$$

Ces expressions montrent que le produit scalaire, pondéré par les masses ou les rigidités, de deux modes propres de rang différent (i) et (j), est nul. En terme énergétique, on peut dire que le travail virtuel des forces d'inertie et des forces élastique d'un mode donné, lors de déplacement selon un autre mode, est nul.

Pour ($i = j$), les formes quadratiques (2-13) et (2-14) ne sont pas nulles, et deviennent :

$$\{\Psi_k\}^T \bullet [M] \bullet \{\Psi_k\} = \mu_k \quad \text{et} \quad \{\Psi_k\}^T \bullet [K] \bullet \{\Psi_k\} = \gamma_k \quad (2-16)$$

Avec: $i = j = k = 1, 2, 3, \dots, n$

Ces deux quantités mesurent respectivement la contribution du mode (k) à l'énergie cinétique donnée par la première relation (2-16)), et à l'énergie de déformation donnée par la seconde relation (2-16), on les appelle :

μ_k : Masse modale ou généralisée du mode k .

γ_k : Rigidité modale ou généralisée du mode k .

$$k = 1, 2, 3, \dots, n$$

On démontre que la pulsation propre ($\omega_i = \sqrt{\lambda_i}$) associée au mode propre de rang (i) est égale à la racine carrée du rapport entre la rigidité modale et la masse modale, c'est-à-dire :

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i} = \sqrt{\frac{\gamma_i}{\mu_i}} \quad (2-17)$$

Comme les modes propres et par conséquent les vecteurs modaux ne sont définis qu'à un facteur près, il est possible de choisir n'importe quelle technique pour fixer la norme des formes propres. En dynamique des structures, on choisit souvent de normer par rapport à la matrice de masses, c'est la méthode la plus largement répandue qui rend les masses généralisées μ_i ($i = 1, 2, 3, \dots, n$) unitaires. Par ce choix, les conditions d'orthogonalité deviennent des relations d'orthonormalité.

Remarque : le rapport de la rigidité modale et la masse modale du rang ($i = j = k$) est connu sous le nom quotient de Rayleigh, tel que :

$$R(\Psi_k) = \frac{\gamma_k}{\mu_k} = \omega_k^2 \quad (2-18)$$

Pour un système masse ressort à un degré de liberté, on aboutit à la relation :

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m} \quad (2-19)$$

Les propriétés d'orthonormalité reliant les caractéristiques structurelles ($[M], [K]$), aux caractéristiques modales ($\{\Phi_k\}, \omega_k$) peuvent être explicitées par les relations matricielles :

$$[\Phi]^T \bullet [M] \bullet [\Phi] = [I] \quad (2-20a)$$

$$[\Phi]^T \bullet [K] \bullet [\Phi] = [\Lambda] \quad (2-20b)$$

Avec : $[\Phi]$: Matrice modale ou matrice des vecteurs modaux de taille ($n \times n$).

$[\Lambda]$: Matrice spectrale ou matrice des valeurs propres ou des fréquences propres, est une diagonale de taille ($n \times n$).

$[I]$: Matrice identité de taille ($n \times n$).

Le système physique est représenté par les caractéristiques mécaniques $[M]$ et $[K]$. Ce pendant le système mathématique est représenté par les caractéristiques modales $[\Phi]$ et $[\Lambda]$. On montre que dans le cas de fréquences propres multiples (cas de système dégénéré)

ou deux ou plusieurs fréquences sont égales, les relations d'orthogonalité et par la suite les propriétés d'orthonormalité, sont valables et en particulier pour les modes de corps rigides (plusieurs fréquences propres nulles) (pas de déformation), dans ce cas on parle de [25]. Orthogonalisation de Gram-Schmidt.

2-5-1-3 Décomposition modale (spectrale) [18,23, 27,40]:

Il y a un résultat important lié à l'orthogonalité des formes propres qui est la décomposition spectrale d'un vecteur quelconque dans la base modale du système. Comme les vecteurs modaux élastiques et éventuellement rigides de la structure sont linéairement indépendants, ils forment une base dans laquelle un vecteur arbitraire $\{u\}$ peut être exprimé selon la combinaison linéaire. On aboutit à:

$$\{u\} = [\Phi] \cdot [\Phi]^T \cdot [M] \cdot \{u\} = \sum_{i=1}^n \{\Phi_i\} \cdot \{\Phi_i\}^T \cdot [M] \cdot \{u\} = \sum_{i=1}^n (\{\Phi_i\}^T \cdot [M] \cdot \{u\}) \cdot \{\Phi_i\} \quad (2-21)$$

où $\{\Phi_i\}$ ($i = 1, 2, 3, \dots, n$) sont les modes propres orthonormés

$\{c\} = \{c_1, c_2, c_3, \dots, c_n\}^T$ est un vecteur de coefficients réels représentant les coordonnées du vecteur $\{c\}$ dans la base propre $[\Psi]$ des vecteurs modaux $\{\Psi_i\}$

Appelée quelque fois Théorème d'expansion, cette décomposition revêt une importance toute spéciale dans certaines méthodes numériques d'extraction modale et dans la résolution par superposition modale du régime forcé du système.

2-5-1-4 Projection dans la base modale :

La projection dans la base modale permet de découpler les équations du mouvement par diagonalisation des matrices structurelles $[M]$ et $[K]$. C'est la théorie de base de l'analyse modale théorique, ceci peut se faire, en prenant l'équation du mouvement (2-9) pour les systèmes conservatifs, et en posant :

$$\{q(t)\} = [\Psi] \cdot \{P(t)\} \quad (2-22)$$

Où $\{q(t)\}$ sont les coordonnées généralisées exprimées dans la base modale $[\Psi]$.

On remplace la relation (2-22) dans l'équation de mouvement (2-9), on obtient :

$$[M] \cdot [\Psi] \cdot \{\ddot{P}(t)\} + [K] \cdot [\Psi] \cdot \{P(t)\} = 0 \quad (2-23)$$

Et en multipliant les deux membres de cette expression par $[\Psi]^T$, on aura :

$$[\Psi]^T \cdot [M] \cdot [\Psi] \cdot \{\ddot{P}(t)\} + [\Psi]^T \cdot [K] \cdot [\Psi] \cdot \{P(t)\} = 0 \quad (2-24)$$

D'après les relations d'orthogonalité qui peuvent s'écrire sous formes matricielles :

$$[\Psi]^T \bullet [M] \bullet [\Psi] = [\mu] = \text{diag} (\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n) \quad (2-25 \text{ a})$$

$$[\Psi]^T \bullet [K] \bullet [\Psi] = [\gamma] = \text{diag} (\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n) \quad (2-25 \text{ b})$$

En tenant compte des relations (2-25), l'expression (2-24) devient :

$$[\mu] \bullet \{\ddot{P}(t)\} + [\gamma] \bullet \{P(t)\} = 0 \quad (2-26)$$

Exemple : pour un système à trois (03) degrés de liberté ($n=3$), l'équation (2-26) s'écrit :

$$\begin{bmatrix} \mu_1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_2 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_3 \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} \ddot{P}_1 \\ \ddot{P}_2 \\ \ddot{P}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \gamma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \gamma_3 \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix} = 0 \quad (2-27)$$

Après la multiplication matrice- vecteur, on obtient le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \mu_1 \bullet \ddot{P}_1 + \gamma_1 \bullet P_1 = 0 \\ \mu_2 \bullet \ddot{P}_2 + \gamma_2 \bullet P_2 = 0 \\ \mu_3 \bullet \ddot{P}_3 + \gamma_3 \bullet P_3 = 0 \end{cases} \quad (2-28)$$

D'après le système d'équations (2-28), l'expression (2-26) prend la forme :

$$\mu_k \bullet \ddot{P}_k + \gamma_k \bullet P_k = 0 \quad (2-29)$$

L'équation de mouvement (2-9) correspondant au système à n degrés de liberté peut se transformer à l'équation (2-29) correspondant à n systèmes à un (01) degré de liberté, en exprimant les coordonnées généralisées $\{q(t)\}$ dans la base modale $[\Psi]$.

2-5-2 Système dissipatif :

Si le solide considéré conservatif est rendu dissipatif par un mécanisme d'amortissement interne ou externe de type visqueux, son comportement en régime libre, lorsque le corps est admis non tournant, est régi par les équations :

$$[M] \bullet \{\ddot{q}(t)\} + [C] \bullet \{\dot{q}(t)\} + [K] \bullet \{q(t)\} = 0 \quad (2-30)$$

Ou $[M]$, $[C]$ et $[K]$ dénotent respectivement les matrices de masse de taille ($n \times n$), d'amortissement et de rigidité du modèle discrétisé, alors que $\{q(t)\}$ représente les vecteurs des n degrés de liberté des coordonnées généralisées, les trois matrices structurelles sont symétriques et définies positives.

Dans le cas général, la matrice modale $[\Psi]$ ou $[\Phi]$ ne diagonalise pas la matrice d'amortissement $[C]$, c'est-à-dire le système d'équations différentielles (2-30) ne peut être découplé que si la matrice d'amortissement vérifié la condition :

$$[C] \bullet [M]^{-1} \bullet [K] = [K] \bullet [M]^{-1} \bullet [C] \quad (2-31)$$

La matrice d'amortissement $[C]$ est conditionnée par la répartition des inerties $[M]$ et des raideurs $[K]$. Donc la présence de la matrice d'amortissement rend plus difficile l'analyse du comportement dynamique, ceci conduit à émettre des hypothèses simplificatrices sur l'amortissement.

Dans le cas où la matrice des pertes $[C]$ est par hypothèse de la famille des amortissements proportionnels et peut se mettre sous la forme [26] :

$$[C] = \alpha.[M] + \beta.[K] \quad (2-32)$$

Où α et β sont des constantes déterminées expérimentalement.

Si par hypothèse, le système est faiblement amorti, alors physiquement cohérent avec l'adoption d'une matrice d'amortissement diagonale dans la base modale du système conservatif associé (S.C.A), alors:

$$B_r = \{\Psi_r\}^T \bullet [C] \bullet \{\Psi_r\} \quad (2-33)$$

Avec B_r : est la projection de la matrice d'amortissement $[C]$ dans la base modale $[\Psi]$.

Le fait de pouvoir diagonaliser la matrice d'amortissement $[C]$, permet de découpler le système d'équations différentielles et de transformer le problème d'un système à n degrés de liberté en un problème de n système à un (01) degré de liberté indépendants.

CHAPITRE 03

THEORIE DES VIBRATIONS

3-1 Notion de vibration :

La vibration fait partie de la vie de tous les jours.

Elle peut être :

- Utile (montre, rasoir électrique, haut parleur ...)
- Agréable (berceau, balançoire, instrument de musique, ...)
- Désagréable (marteau-piqueur, mal de mer, ...)
- Fatigante ou nuisible pour l'homme, les machines, les bâtiments (transports, tremblement de terre, ...)

Une vibration, c'est un mouvement autour d'une position d'équilibre.

3-2 Définitions [12].

a) La vibration : est variation avec le temps de la valeur d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque la grandeur est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. Le mouvement vibratoire est le résultat du fonctionnement d'un appareil, ou de l'effet de l'environnement sur cet appareil. Ainsi si l'on prend l'exemple du moteur d'un véhicule automobile, les pistons, les bielles, les soupapes,, décrivent un mouvement qui se répète exactement à chaque tour. Un tel mouvement est dit périodique (figure 3-1), et il engendre des vibrations périodiques de période T .

b) La fréquence : est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz (Hz).

c) Degré de liberté : le nombre de degrés de liberté d'un système mécanique est égal au nombre minimal de paramètres indépendants qui sont nécessaires pour définir complètement et à toute instant les coordonnées de tous les points du système.

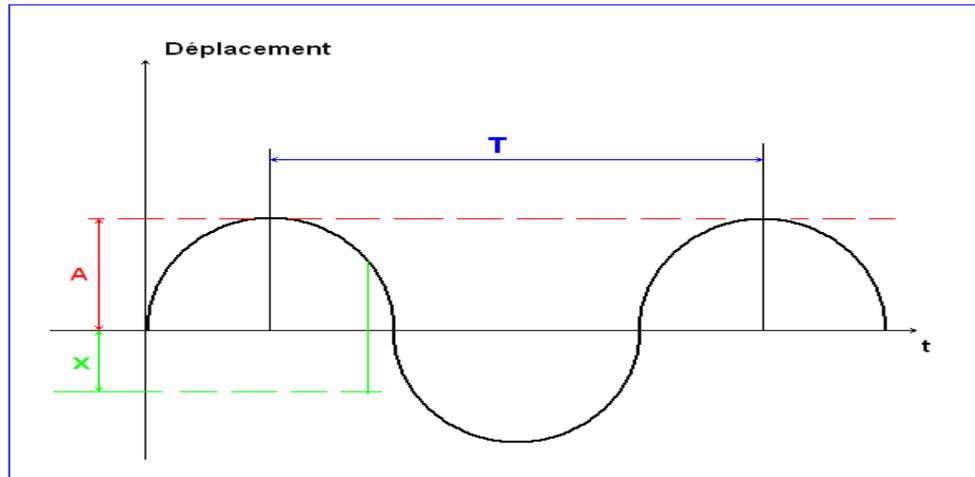


Figure N° 3-1 : Représentation graphique d'un mouvement périodique

A : Valeur maximale de la fonction appelée amplitude

d) Amplitude : On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre. On peut définir :

- L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelé amplitude crête (A_c) ou niveau crête ;
- L'amplitude double est aussi appelé l'amplitude crête à crête (A_{cc}).
- L'amplitude efficace (A_{eff}) : aussi appelé RMS ou niveau efficace.

Dans le cas d'une vibration de type sinusoïdale (figure 3-2-a), l'amplitude efficace s'exprime en fonction de l'amplitude crête de la façon suivante :

$$A_{eff} = \frac{A_c \cdot \sqrt{2}}{2} = 0.707 \cdot A_c \quad (3-1)$$

Dans le cas d'une vibration complexe quelconque (figure 3-2-b), il n'existe pas de relation simple entre la valeur crête de l'amplitude (A_c) et la valeur efficace de l'amplitude (A_{eff}) qui se définit mathématiquement par la relation :

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T A^2(t) dt} \quad (3-2)$$

Avec : $A(t)$ est l'amplitude instantanée du signal vibratoire.

T est la durée d'analyse du signal vibratoire.

e) Le facteur de crête : est l'indicateur le plus simple, c'est le rapport de la valeur crête (A_c) sur la valeur efficace (A_{eff}) de l'amplitude enregistrée par le capteur [6]:

Une vibration de type sinusoïdal aura un facteur de crête voisin de $\sqrt{2}$ et la vibration de type impulsionnel aura un facteur de crête beaucoup plus important la figure 3-3.

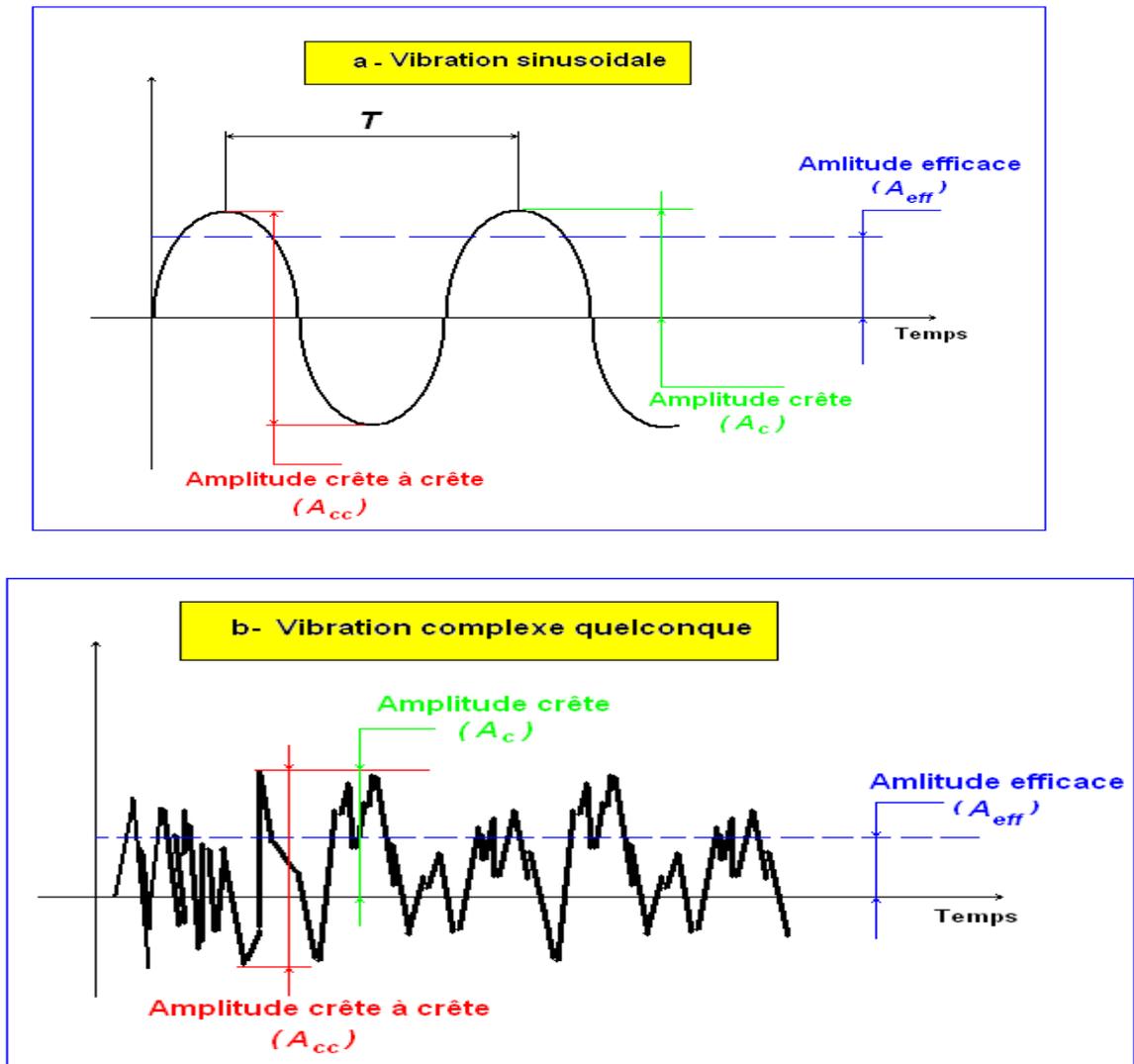


Figure N° 3-2 a et b : Représentation des différentes amplitudes

3-3 Les grandeurs de mesure des vibrations [1,10].

La vibration est le mouvement résultant d'un effort, elle peut être caractérisée indifféremment par l'un des paramètres suivant : Déplacement ; Vitesse ou accélération.

Si on prend un système mécanique simple, masse-ressort (figure 3-4), on remarque que le mouvement de la masse se traduit par : Un déplacement, une vitesse de déplacement et Une accélération.

Dans le cadre de la surveillance des machines tournantes, les trois grandeurs fondamentales déplacement x , vitesse v et accélération a peuvent aussi être mises en

évidence dans l'étude du phénomène bien connu d'un déséquilibre (balourd) sur un rotor. Le balourd est un défaut provenant d'un effort rotatif. Ce dernier peut être représenté par la projection d'un vecteur \vec{A} tournant à une vitesse constante ω (pulsation du mouvement vibratoire) comme l'indique la figure 3-5.

La rotation du vecteur \vec{A} entraîne une variation sinusoidale de sa projection x .

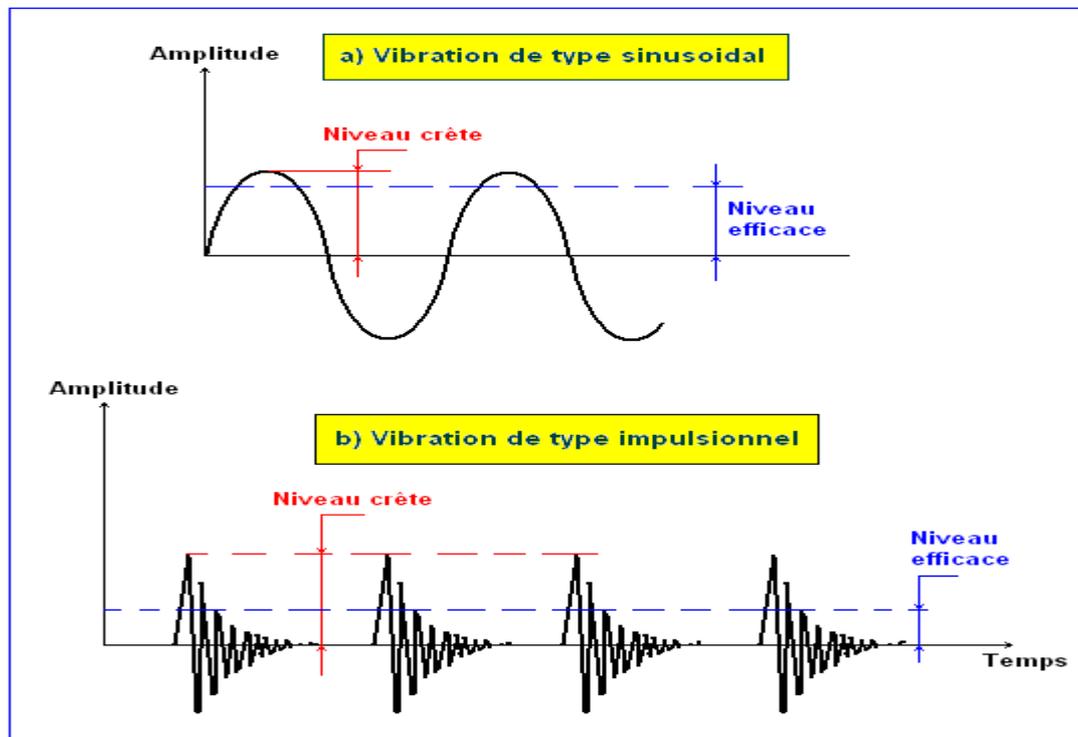


Figure N° 3-3 : Comparaison du facteur de crête selon le type de la vibration

3-4 Relation mathématique entre déplacement, vitesse et accélération :

Le déplacement étant la distance du point de mesure (masselotte) par rapport à sa position d'équilibre, est donné par la relation :

$$x(t) = A \cdot \sin(\omega t) \quad (3-3)$$

En dérivant cette équation par rapport au temps, on obtient la vitesse v du mouvement et son accélération. Généralement, pour le déplacement, l'amplitude sera donnée en valeur crête (A_c), ou en valeur crête à crête (A_{cc}); pour la vitesse, l'amplitude sera donnée en valeur crête (A_c) ou en valeur efficace (A_{eff}); pour l'accélération, l'amplitude sera donnée en valeur efficace (A_{eff}). Les raisons de ces choix sont :

- La mesure de l'amplitude crête ou crête à crête pour le déplacement permet de mieux voir l'ampleur du mouvement vibratoire.
- La mesure de l'amplitude efficace pour la vitesse ou l'accélération permet de mieux apprécier l'énergie dépensée.

Ces choix sont recensés dans le tableau N° 3-1 en fonction l'indicateur de surveillance.

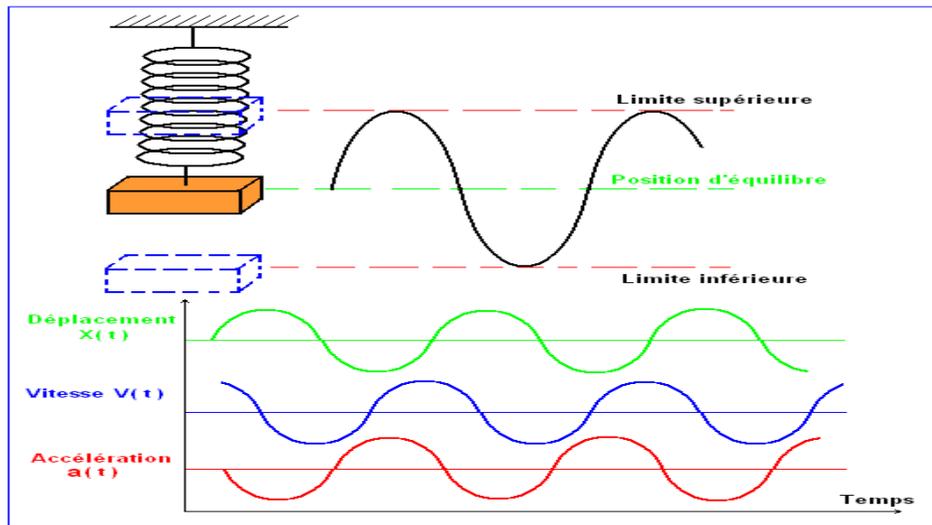


Figure N° 3-4 : Représentation du mouvement d'un système masse-ressort

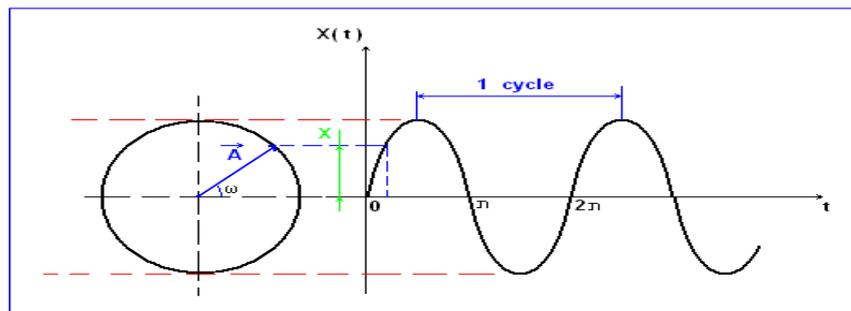


Figure N° 3-5 : Représentation du mouvement vibratoire du type sinusoïdale

Indicateur de surveillance	Amplitude	
	Déplacement x	Valeur crête (A_c)
Vitesse v	Valeur crête (A_c)	Valeur efficace (A_{eff})
Accélération a	Valeur efficace (A_{eff})	

Tableau N° 3-1 : Choix du type d'amplitude en fonction de la grandeur fondamentale

CHAPITRE 4
ANALYSE ET ETUDE DE CAS PRECIS
ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE
D'UN SYSTEME A UN DEGRE DE LIBERTE

4-1 Arbre rigide court par rapport à la section tournant libre sans frottement [21].

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 soit négligeable devant M , et crée un balourd statique (figure 4-1). L'axe principal d'inertie du système se déplace d'une excentricité e par rapport à l'axe de rotation (figure 4-2).

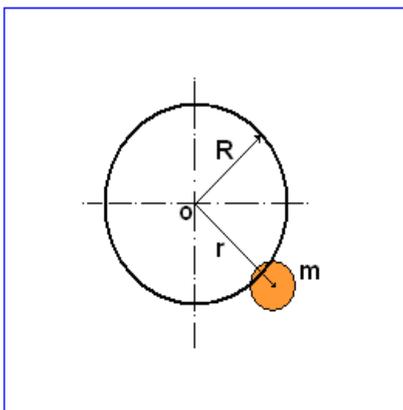


Figure 4-1 : Désignation du balourd

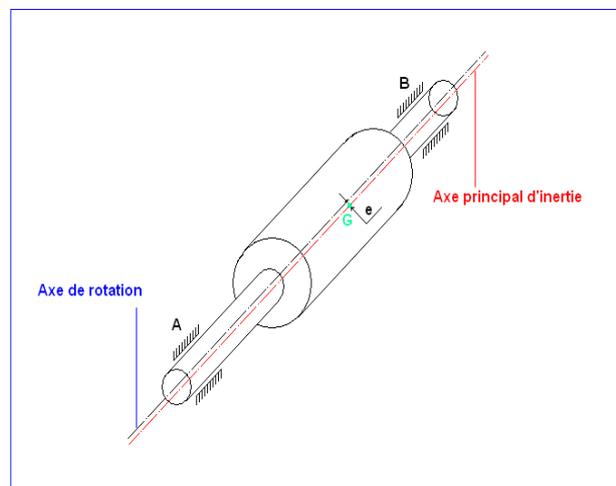


Figure 4-2 : Excentricité entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie

Quand le rotor tourne sans frottement sur les deux paliers **A** et **B** par rapport à l'axe de rotation sous l'action du poids **P** du rotor 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 déterminer la fréquence propre.

Position d'équilibre : (Figure 4-3)

On a:

$$(M + m).g = R \quad \text{Avec :} \quad R : \text{Résultante des réactions au point (o).}$$

$$\text{Et } \sum M / o = 0 \Rightarrow M(P)/o + M(R)/o = 0$$

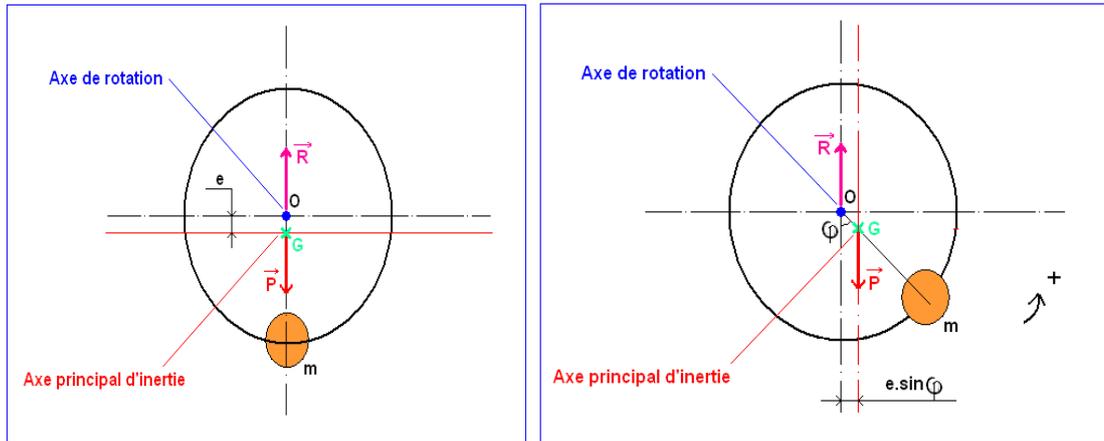


Figure 4-3 : Position d'équilibre d'un rotor **Figure 4-4** : Rotor déséquilibré

On a : $M(R)/o = 0$ car le point d'application du vecteur R est le point o .

Cela implique que : $M(P)/o = 0$

Cela veut dire que : $P \cdot b = 0$, avec b est le bras de levier de la pesanteur 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.

Système en mouvement : (Figure 4-4)

L'équation différentielle du second ordre, de forme :

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \cdot \varphi = 0 \quad (4-1)$$

Avec : I_{OY} : moment d'inertie du rotor par rapport à l'axe Oy .

φ : Angle d'écartement du système en rotation par rapport à l'axe verticale passant par le centre de rotation.

$$\omega_0^2 = [(M + m) \cdot e \cdot g] / I_{OY} > 0$$

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

Application de la théorie énergétique : (Figure 4-5)

L'énergie cinétique du système est : $T^* = \frac{1}{2} I_{OY} \cdot \dot{\varphi}^2 \quad (4-2)$

L'énergie potentielle du système est :

$$U = (M + m) \cdot g \cdot h = (M + m) \cdot g \cdot e \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (4-3)$$

Avec, I_{OY} : moment d'inertie du rotor. et $h = e (1 - \cos \varphi)$

L'équation du mouvement du système est de la forme : $\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \cdot \varphi = 0 \quad (4-4)$

avec comme pulsation propre du système $\omega_0 = \sqrt{\frac{(M + m) \cdot g \cdot e}{I_{OY}}}$

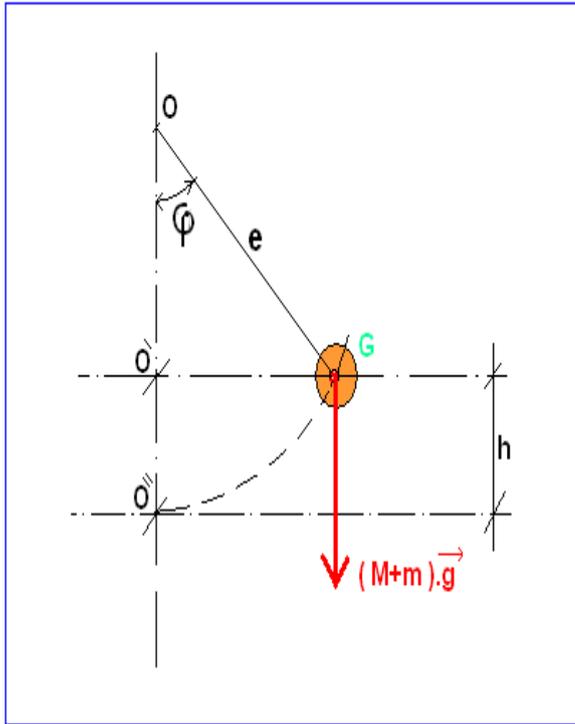


Figure 4-5 : Centre de gravité
(système balourdé)

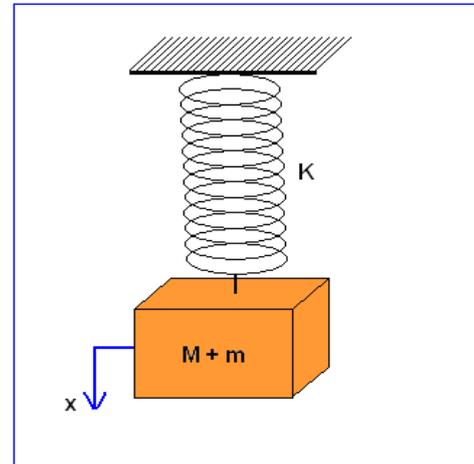


Figure 4-6 : Modélisation du système rotor

Modélisation du système :

D'après l'équation (4-4), on remarque que notre système est composé d'un rotor de masse M balourdé par une masse m , et supporté par deux paliers tournant sans frottement. Ce système peut être considéré d'une manière approchée à un système simple conservatif, composé d'un corps rigide de masse $(M + m)$, et lié à l'une des extrémités à un ressort de rigidité K , l'autre extrémité étant fixe (Figure 4-6).

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

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 [21]:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 \cdot x = 0 \quad (4-5)$$

Avec : $\omega_0 > 0$: pulsation propre du système donnée par : $\omega_0^2 = \frac{k}{(M + m)}$

Et, on aboutit à : $\omega_0^2 = \frac{(M + m) \cdot g \cdot e}{I_{OY}} = \frac{k}{(M + m)}$ (4-6)

La solution peut être considérée sous la forme :

$$x = c_0 \cdot e^{\lambda t} \quad (4-7)$$

On remplace les équations (4-6) et ses dérivées dans l'équation (4-5), après des transformations on obtient l'équation caractéristique:

$$\lambda^2 + \omega_0^2 = 0 \quad (4-8)$$

Les solutions de (4-8) donnent les valeurs λ_1 et λ_2 correspondant aux vibrations possibles

$$\lambda_{1,2} = \pm i \cdot \omega_0 \quad (4-21)$$

La solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières, donc :

$$x = c_1 \cdot e^{i \cdot \omega_0 \cdot t} + c_2 \cdot e^{-i \cdot \omega_0 \cdot t} \quad (4-22)$$

Où : c_1 et c_2 sont des nombres complexes arbitraires dépendant des conditions initiales.

Parmi les solutions générales complexes, seules les solutions réelles ont une importance pratique.

φ : est le déplacement angulaire à l'instant (t) du rotor réel

Pour valider et confronter nos résultats théoriques avec ceux mesurés expérimentalement, on utilise un capteur accéléromètre qui permet d'avoir des niveaux vibratoires en accélération et on procède à un traitement permettant de remonter jusqu'à la vitesse vibratoire et le déplacement linéaire $x(t)$.

C'est la raison pour laquelle, on a modélisé le système réel par un modèle masse ressort amortisseur soumis à une force centrifuge et où le déséquilibre dynamique provient d'un balourd. L'excitation engendrée est une force tournante périodique en fonction du temps, de pulsation (ω) identique à la fréquence de rotation du rotor considéré.

On aboutit à l'obtention (relations qu'on exposera dans le chapitre suivant) : du déplacement linéaire $x(t)$, de la vitesse vibratoire $v(t)$ et l'accélération vibratoire $a(t)$.

Tous ces paramètres seront validés automatiquement par ceux prélevés par l'accéléromètre. Vu la particularité et les spécificités du matériel disponible, si on considère le déplacement angulaire $\varphi(t)$, on aura des difficultés à confronter les résultats théoriques avec ceux de la pratique.

4-2 Rotor rigide court tournant librement avec frottement :

Le rotor est soumis à l'influence d'un balourd statique de masse parasite m , mais le rotor tourne (pivote) avec frottement sur les deux paliers A et B (figure 4-7).

Lors des études dynamiques des systèmes mécaniques, on considère les éléments mobiles des machines comme des corps rigides, alors qu'en élasticité, on les considère comme des corps élastiques linéaires dont les formes géométriques changent sous l'effet des forces et des moments. En général, pour résoudre les problèmes de vibrations, nous avons besoin d'un modèle dans le quel on retrouve aussi bien les corps rigides que les corps élastiques.

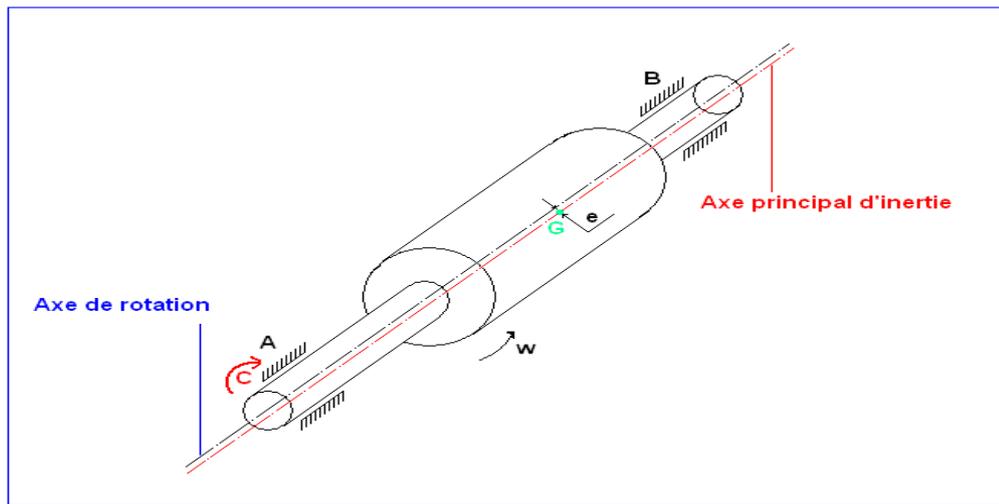


Figure 4-7 : Excentricité entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie d'un système libre amorti

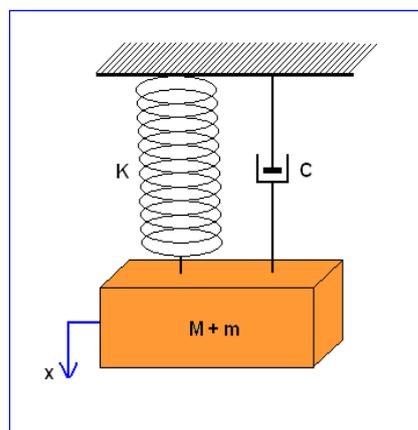


Figure 4-8 : Modélisation du système libre amorti

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:

$$E = T^* + U = \text{constante}$$

L'énergie potentielle se compose en général de l'énergie due au mouvement dans le champ de gravitation d'une part, et de l'énergie emmagasinée lors des déformations élastiques des corps d'autre part.

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 mécanique 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, cela veut dire qu'elles peuvent être dérivées d'une fonction de dissipation de Rayleigh :

$$D = \frac{1}{2} C_{ij} \cdot \dot{q}_i \cdot \dot{q}_j = \frac{1}{2} \dot{\vec{q}}^T \cdot [C] \cdot \dot{\vec{q}} \quad (4-23)$$

avec \dot{q}_i , \dot{q}_j : les vitesses généralisées.

C_{ij} : coefficient d'amortissement.

Donc la force de dissipation généralisée est : $Q_i = -\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = -C_{ij} \cdot \dot{q}_j$

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 ont des déformations négligeables au cours du mouvement du système, les paliers sont fixes mais le rotor est mobile, donc on peut les considérer comme des éléments rigides, d'où le rotor à une énergie cinétique durant le mouvement.
- L'autre partie est composée des éléments de masses négligeables, dans notre cas la masse parasite du balourd m est négligeable devant celle du rotor.

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 correcte d'un système réel est constitué d'un rotor mobile de masse M , balourdé par une masse parasite de masse m , et des supports (considérés rigide sans élasticité), et d'un ressort sans masse et sans résistance interne, ainsi qu'un amortisseur sans masse correspondant à la dissipation d'énergie proportionnelle à la vitesse de déformation (figure 4-8-b).

Donc notre modèle est un système libre amorti à un degré de liberté, 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 :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = 0 \quad (4-24)$$

Avec : $L = T^* - U$

L'énergie cinétique, potentielle et de dissipation sont respectivement:

$$T^* = \frac{1}{2}(M + m) \bullet \dot{x}^2, \quad U = \frac{1}{2}k \bullet x^2 \quad \text{et} \quad D = \frac{1}{2}C \bullet \dot{x}^2 \quad .$$

On remplace ces résultats dans l'équation de Lagrange (4-24) on aura l'équation de mouvement pour notre système dissipatif :

$$\ddot{x} + \frac{C}{(M + m)} \bullet \dot{x} + \frac{k}{(M + m)} \bullet x = 0 \quad (4-25)$$

Avec : C : coefficient d'amortissement.

k : rigidité du ressort, et pour notre modèle elle est :

$$k = \frac{(M + m)^2 \bullet g \bullet e}{I_{oy}} \quad (4-26)$$

On procède à des considérations mathématiques et on aboutit à l'équation caractéristique :

$$\lambda^2 + \frac{C}{(M + m)} \bullet \lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (4-27)$$

Le discriminant de l'équation caractéristique est :

$$\Delta' = \left[\frac{C}{2(M + m)} \right]^2 - \omega_0^2 \quad (4-28)$$

Donc les solutions de l'équation caractéristique seront :

$$\lambda_{1,2} = -\frac{C}{2(M + m)} \pm \sqrt{\left[\frac{C}{2(M + m)} \right]^2 - \omega_0^2} \quad (4-29)$$

En considérant le discriminant Δ' de l'équation caractéristique, on distingue trois cas :

1°- Cas d'un amortissement faible :

$$\Delta' < 0 \Rightarrow \frac{C}{2(M + m)} < \omega_0 \Rightarrow C < 2(M + m) \bullet \omega_0 \quad (4-30)$$

2°- Cas d'un amortissement important :

$$\text{Dans ce cas : } \Delta' > 0 \Rightarrow \frac{C}{2(M + m)} > \omega_0 \Rightarrow C > 2 \cdot \omega_0 \cdot (M + m) \quad (4-31)$$

3°- Cas d'un amortissement critique :

$$\text{C'est le cas ou : } C = C_r = 2 \cdot \omega_0 \cdot (M + m) \quad (4-32)$$

Conclusion :

Pour un système libre amorti à un degré de liberté :

- Si l'amortissement est inférieur à la valeur critique, le mouvement sera vibratoire d'une période constante, mais d'amplitude décroissante.
- Si l'amortissement est supérieure ou égale à la valeur critique ($C \geq C_r$), le mouvement sera apériodique.
- Dans tout les cas, le déplacement x tend asymptotiquement vers zéro (0), c'est-à-dire vers la position d'équilibre.

4-3 Rotor rigide court par rapport à la section, tournant avec frottement et soumis à une force centrifuge [13,19].

Soit une masse m , placée à une distance r du centre de rotation d'un disque de masse M telle que m soit petite devant M , et cause un déséquilibre :(balourd) statique ou dynamique.

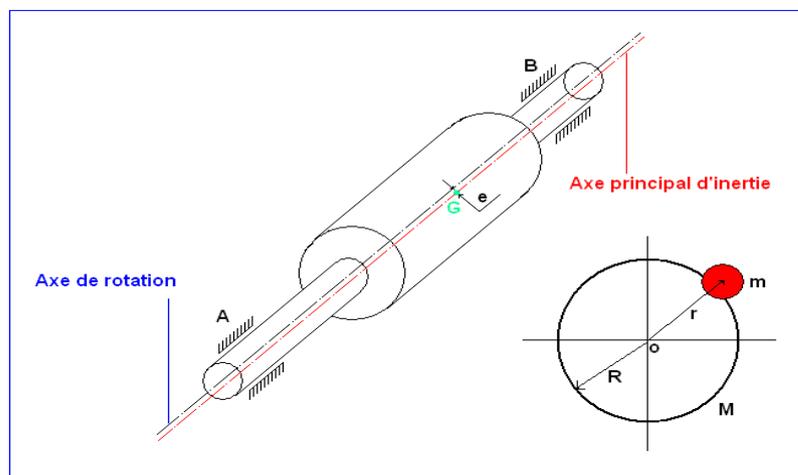


Figure 4-9 : déséquilibre statique sur un rotor.

4-3-1 Déséquilibre statique :

Le déséquilibre statique correspond à une translation linéaire de l'axe principal d'inertie du rotor par rapport à son axe de rotation, les deux axes restent parallèles, alors le centre de gravité du rotor se trouve à une excentricité "e" de l'axe de rotation (figure 4-9).

Quand le rotor pivote autour de la position d'équilibre, sur des supports A et B, on a :

$$M \bullet e = m \bullet r \quad (4-33)$$

L'excentricité "e" du centre de gravité a alors pour expression :

$$e = r \bullet \frac{m}{M} \quad (4-34)$$

4-3-2 Déséquilibre dynamique :

Dans le cas de déséquilibre dynamique sous forme de couple, l'axe principal d'inertie ne coïncide pas avec l'axe de rotation du rotor. En G, l'axe principale d'inertie s'incline d'un angle constant par rapport à l'axe de rotation au cours de mouvement (figure 4-10).

Dans le cas général, le déséquilibre du rotor correspond à la superposition des déséquilibre statique et dynamique sous forme de couple [48] (figure 4-11).

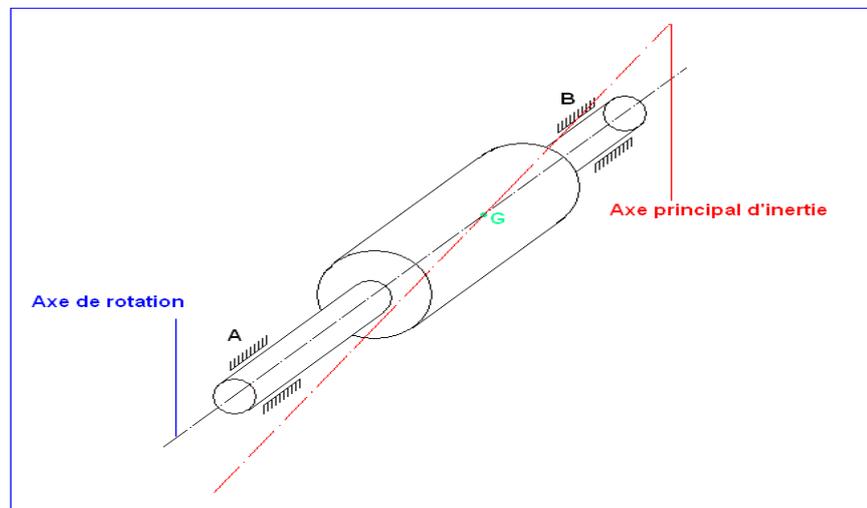


Figure 4-10 : déséquilibre dynamique sur un rotor.

La correction du déséquilibre dynamique d'un rotor nécessite une redistribution des masses sur le rotor dans deux plans différents. Il est nécessaire de détecter dans deux plans les vibrations créés par le balourd sur le rotor. En général les plans des paliers qui supportent le rotor sont choisis, tandis que deux autres plans sont définis pour recevoir la correction de masse qui permet d'équilibrer dynamiquement le rotor.

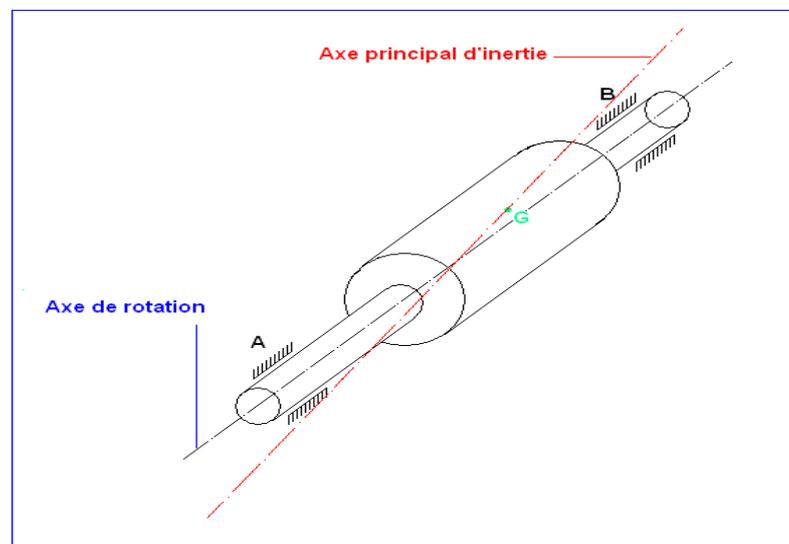


Figure 4-11 : déséquilibre statique et dynamique sur un rotor.

4-3-3 Modélisation du système :

En modélisant l'ensemble rotor - paliers comme un système forcé amorti à un degré de liberté soumis à une force centrifuge \vec{F} (figure 4-12-a), tournant à la fréquence de rotation ω , le système sera équivalent à l'ensemble masse ressort amortisseur sous l'action d'une force \vec{F} (figure 4-12-b) [13, 19].

Donc l'équation différentielle du mouvement de notre système sera équivalente à celle du système forcé masse ressort amortisseur, et peut être exprimée par :

$$(M + m) \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + k \cdot x = F \quad (4-35)$$

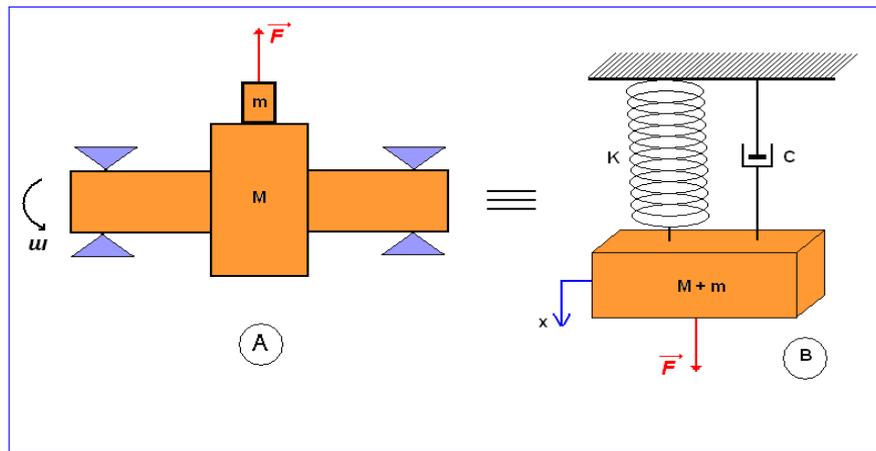


Figure 4-12 : Modélisation d'un rotor tournant déséquilibré sous l'action d'une force F.

M et m : respectivement masse du rotor et masse parasite (déséquilibre).

k : rigidité du support en (N/m).

C : coefficient d'amortissement (amortissement du support) en (N/m.s).

x : l'amplitude du mouvement en (m).

F_0 : Force de centrifuge créée par le balourd tel que :

$$F_0 = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (4-36)$$

ω : fréquence de rotation du rotor en (rd/s).

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

L'équation de mouvement du système devient [34]:

$$(M + m) \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + k \cdot x = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (4-37)$$

4-3-3-1 Etude dynamique du système rotor palier :

On considère toujours le rotor rigide de masse M et une masse parasite m (balourd), tournant à ω constante. Durant le mouvement le système est soumis à l'action d'une force centrifuge extérieure \vec{F} , suivant la normale \vec{n} (figure 4-13).

L'accélération a deux composantes normale et tangentielle tel que :

$$\vec{a} = \vec{a}_n + \vec{a}_t \quad (4-38)$$

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

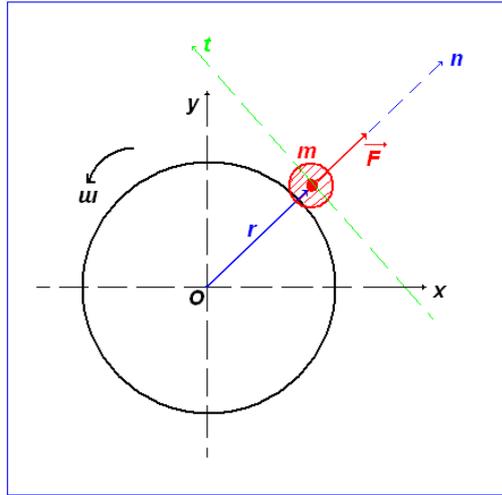


Figure 4-13 : Rotor tournant déséquilibré par un balourd.

L'existence de la masse parasite m crée un déséquilibre dynamique lors du mouvement du rotor à la vitesse angulaire ω .

L'effort exercé sur le rotor est dû à un balourd générant une force centrifuge :

$$F_0 = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (4-39)$$

Cette force est une " force tournante " périodique en fonction du temps (figure 4-14), s'exerçant dans le plan radial, son expression suivant un axe (horizontal, vertical ou radial c'est celui de la position du capteur de vibrations) est de la forme [34] :

$$F = F_0 \cdot \sin \omega t = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \omega t \quad (4-40)$$

Remarque :

Toute machine comporte des pièces en mouvement qui exercent des efforts sur sa structure engendrant des déformations. Ces déformations comme les efforts, varient au rythme du mouvement et se traduisent par des déplacements de la structure par rapport à elle-même. Ces derniers mènent vers les vibrations.

La vibration n'est pas directement l'image de l'effort mais le résultat de cet effort sur la structure, donc la vibration est fonction de l'effort et de la structure.

Dans notre cas, le rotor est balourdé avec une masse (m), située sur une rayon (r) par rapport à l'axe de rotation, lorsqu'il tourne d'une vitesse de rotation (ω) qui est la pulsation

excitatrice, alors les paliers seront soumis à une force centrifuge (F) et qui s'exerce sur la structure (4-40) :

$$F = m.r.\omega^2.\sin(\omega t)$$

Cette force tourne à la même vitesse que le rotor (force tournante), et elle produit sur les paliers des vibrations (oscillations) sinusoïdales qui sont à même fréquence que la fréquence de rotation (voir relation 4-47). Ceci est concrétisé sur tous les spectres vibratoires qui s'interprètent par la présence de la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation du rotor en question lorsqu'il s'agit d'un défaut de balourd dans une machine tournante.

4-3-3-2 Modélisation :

Le rotor tourne avec frottement sur les paliers A et B, donc il y'a une dissipation d'énergie lors du mouvement, et aussi la présence de la force de centrifuge \vec{F} , considérée comme une force extérieure. Ainsi, notre modèle se compose d'une masse rigide ($M + m$) sans élasticité, d'un ressort sans masse de rigidité k , et d'un amortisseur sans masse de coefficient C , correspondant à la dissipation d'énergie.

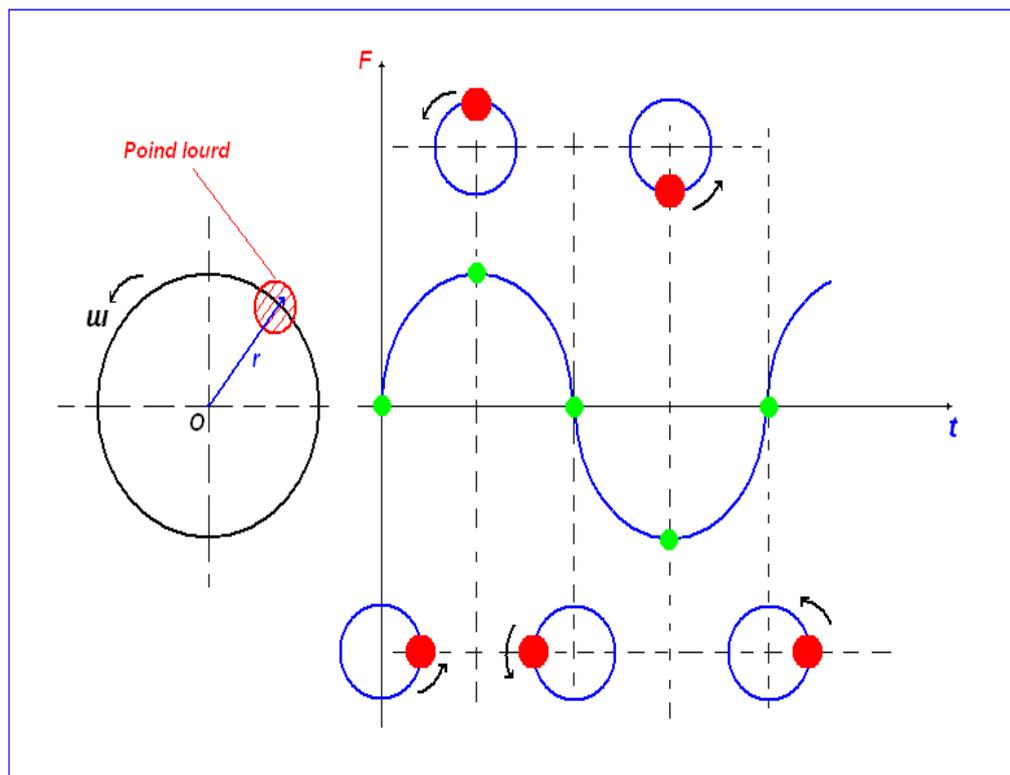


Figure 4-14 : Le balourd impliquant une force tournante périodique en fonction du temps.

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

$$(M + m) \ddot{x} + C \dot{x} + k x = m \omega^2 r \sin \omega t \quad (4-41)$$

On introduit la pulsation propre ω_0 du système conservatif :

$$\omega_0^2 = \frac{k}{M + m},$$

ainsi que le rapport α (amortissement relatif) du coefficient d'amortissement C , et du coefficient d'amortissement critique C_r [35]:

$$\alpha = \frac{C}{C_r} = \frac{C}{2.(M + m).\omega_0} = \frac{C}{2.\sqrt{k.(M + m)}} \Rightarrow \frac{C}{M + m} = 2.\alpha.\omega_0 \quad (4-42)$$

Il est appelé amortissement de Lehr, et on supposera que le rapport :

$\alpha < 1$ pour qu'on ait un mouvement vibratoire, c'est le cas d'un amortissement faible. En pratique la valeur de α est petite, par exemple dans le cas d'un ressort en acier : $\alpha = 0.001$, et pour un ressort en caoutchouc : $\alpha = 0.05$.

Après des considérations théoriques on aboutit à la notion d'agrandissement G :

$$G = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \xi^2)^2 + 4.\alpha^2.\xi^2}} \quad (4-43)$$

G : est le rapport de l'amplitude dynamique A , et l'amplitude statique A_0 .

ξ est le rapport des pulsations excitatrice ω et propre ω_0 du système conservatif, tel que :

$$\xi = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (4-44)$$

ξ est appelé pulsation réduite.

4-3-3-3 Différents régimes [13, 19] :

Les différents régimes sont :

- Lorsque la vitesse de rotation du rotor est plus faible que la fréquence de résonance du support, alors l'ensemble se comporte comme si les paliers étaient très rigides et:

$$G = \frac{M \cdot \omega^2}{k} \quad (4-45-a)$$

- Lorsque la vitesse de rotation du rotor est plus élevée que la fréquence de résonance du support, alors l'ensemble se comporte comme si les paliers étaient très souples, les

forces d'inertie dans le système sont plus grandes que les forces élastiques exercées par la suspension qui peuvent être négligées, alors :

$$G = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\frac{(M+m)}{M} \cdot \left(\left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - 1 \right)} \quad (4-45-b)$$

Qui lorsque $\omega_0 \ll \omega$ peut être simplifié en :

$$G = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{M} \quad (4-45-c)$$

Ceci montre que si les capteurs de vibration mesurent le mouvement A des paliers comme étant représentatif de l'excentricité (e), alors le rapport entre la masse parasite et la masse du rotor sera minimisé pour obtenir la plus haute sensibilité.

- Lorsque la vitesse du rotor coïncide avec la fréquence naturelle du support, les forces d'inertie et élastique sont en opposition de phases et ont la même amplitude. L'amplitude du déplacement radial est alors liée au terme d'amortissement α . Si cet amortissement est faible, l'effet dynamique peut produire des déplacements radiaux importants.

4-3-3-4 Résolution des équations du modèle théorique :

En vertu de l'équation du mouvement, la solution de l'équation différentielle sans second membre (dite transitoire) est :

$$x = B \cdot e^{\frac{-c}{2(M+m)}t} \cdot \sin(\delta.t + \beta)$$

Et en considérant la solution particulière sous la forme :

$$x = A \cdot \sin(\omega.t - \phi) = G \cdot A_0 \cdot \sin(\omega.t - \phi)$$

La solution générale avec second membre sera :

$$x = B \cdot e^{\frac{-c}{2(M+m)}t} \cdot \sin(\delta.t + \beta) + G \cdot A_0 \cdot \sin(\omega.t - \phi) \quad (4-46)$$

La solution transitoire comportant des exponentielles à exposant négatif s'éteint très vite, il ne reste que la solution particulière liée à la vibration forcée :

$$x = G \cdot A_0 \cdot \sin(\omega.t - \phi) \quad (4-47)$$

C'est une fonction sinusoïdale, sa pulsation correspond à celle de la force excitatrice, mais elle est déphasée d'un angle ϕ comme l'indique la figure (4-15), dépendant de l'amortissement de Lehr α et du rapport ξ des deux pulsations excitatrice ω et la pulsation propre ω_0 .

$$\text{On a : } \quad \text{tg } \phi = \frac{2.\alpha.\xi}{1-\xi^2} \quad \text{et} \quad \phi = \text{Arctg}\left(\frac{2.\alpha.\xi}{1-\xi^2}\right) \quad (4-48)$$

Si $\alpha = 0$ (système conservatif), le déphasage ϕ est nul, la réponse est en phase avec la force excitatrice, et donc : $\phi = 0$ ou $\phi = \pi$

D'après la relation de G, on remarque que l'amplitude de la vibration forcée A dépend aussi de l'amortissement de Lehr α et du rapport des pulsation ξ .

La valeur maximum de l'amplitude en fonction de ξ est déterminé par:

$$\xi = \sqrt{1-2.\alpha^2} \quad (4-49)$$

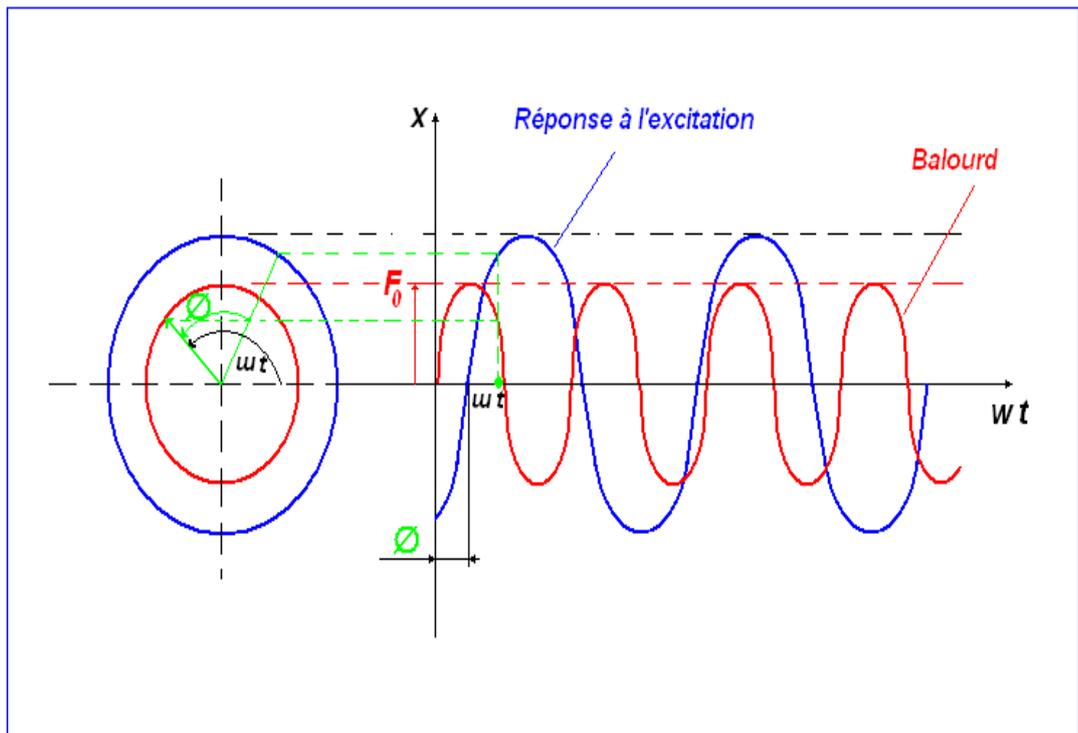


Figure 4-15 : Représentation de la réponse à l'excitation du balourd.

Donc l'agrandissement maximum sera déterminé en remplaçant l'expression (4-49) du rapport des pulsations dans la relation de G ce qui donne :

$$G_{\max} = \frac{1}{\sqrt{[1-(1-2.\alpha^2)]^2 + 4.\alpha^2.(1-2.\alpha^2)}} = \frac{1}{\sqrt{4.\alpha^4 + 4.\alpha^2 - 8.\alpha^4}} = \frac{1}{\sqrt{4.\alpha^2 - 4.\alpha^4}} \quad (4-50)$$

L'agrandissement maximum sera :

$$G_{\max} = \frac{1}{2.\alpha.\sqrt{1-\alpha^2}} \quad (4-51)$$

La pulsation de la force excitatrice ω correspondant à l'agrandissement maximum est :

$$\omega = \omega_0.\xi \quad (4-52)$$

Le rapport ξ , avec $\alpha = \frac{C}{C_r}$, est :

$$\xi = \sqrt{1-2.\alpha^2} = \sqrt{1-2.\left(\frac{C}{C_r}\right)^2} \quad (4-53)$$

Donc la pulsation de la force excitatrice sera :

$$\omega = \omega_0.\sqrt{1-2.\left(\frac{C}{C_r}\right)^2} \quad (4-54)$$

A cette pulsation, l'amplitude de la vibration atteint une valeur maximale et vaut approximativement $\frac{1}{2.\alpha}$, et on parle de résonance [35].

Avant la fréquence de résonance, la transmissibilité est égale à 1, c'est-à-dire que le mouvement de la masse est identique à celui imposé à la base du ressort.

Au-delà de la résonance, l'amplitude décroît en $\frac{1}{\omega^2}$, c'est-à-dire qu'au-delà d'une certaine fréquence, la transmissibilité sera proche de zéro (0), et donc la masse restera immobile quelque soit le mouvement de la base sur laquelle est encastré le ressort, c'est le principe des dispositifs de filtrage des vibrations.

.

4-3-4 Conclusion :

Dans une grande partie des cas pratiques, en considérant l'amortissement faible, la valeur de l'amortissement de Lehr α est très proche de zéro (0), et dans le cas où $\omega = \omega_0$ l'amplitude de la vibration croît d'une manière inadmissible, en produisant une rupture dans les éléments du système. A cet effet, l'une des tâches la plus importante au cours de l'étude d'un système vibratoire, réside dans la détermination des pulsations propres, pour éviter les phénomènes de résonances, et réaliser les cas : $\omega \neq \omega_0$

CHAPITRE 05

DIAGNOSTICS VIBRATOIRES DE CAS PRATIQUES ET APPLICATIONS

5-1 Principaux défauts mécaniques :

Le dépistage des anomalies à un stade précoce, le suivi de leur évolution et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement ; l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts [47, 48].

La connaissance des images vibratoires et de la cinématique de la machine permet de définir les indicateurs de suivi, les techniques de traitement des signaux nécessaires aux calculs de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images et, enfin, de formuler un diagnostic sur l'état de la machine.

Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts. Il faut donc généralement établir la liste de tous les défauts correspondant à chaque image et, par déduction, entreprendre les analyses complémentaires et rechercher d'autres symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable. [1].

Chaque machine a ces propres organes pour lesquels il faut déterminer les défaillances probables qui peuvent surgir. Dans l'ensemble, les défauts probables sont : de balourd, d'alignement, d'engrènement, phénomènes de chocs, phénomènes de résonances, ...etc.

Dans ce chapitre, on étudie les images vibratoires (spectres) du défaut du déséquilibre engendré par un effort rotatif (balourd), suivi par un défaut de jeu sur la ligne d'arbre portant la turbine à l'état précoce. Il est à noter que toutes les amplitudes sont données en mode vitesse, grandeur physique souvent utilisée à partir d'un accéléromètre.

5-2 Défaut de balourd [1, 12,36] :

5-2-1 Généralités :

En pratique, il est impossible d'obtenir une concentricité parfaite des centres de gravité de chaque élément constitutif d'un rotor. De la non concentricité, résulte l'application des forces centrifuges qui déforme le rotor. Ce déséquilibre provient généralement de défauts d'usinage, défauts d'assemblage et de montage, ou ils 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. En comparant l'amplitude de la vibration induite à des seuils fixés dans des normes ou à des spécifications de constructeur, on peut statuer sur le caractère acceptable ou inacceptable du déséquilibre, et sur la nécessité de procéder ou non à l'équilibrage (tableau 5-1).

NORMES VDI 2056			
45	NON ADMISSIBLE	NON ADMISSIBLE (DANGER)	NON ADMISSIBLE
28			NON ADMISSIBLE
18			TOLERABLE
11.20			
7.10		TOLERABLE	
4.50	TOLERABLE		ACCEPTABLE
2.80		ACCEPTABLE	
1.80			
1.12	ACCEPTABLE	BON	Grandes machines de fréquence opératoire supérieure à la fréquence naturelle de la fondation (turbomachines)
0.71	BON	BON	
0.45	BON	BON	
0.28	petites machines jusqu'à 15 KW	machines moyennes à grandes 15-25 KW ou jusqu'à 300 KW sur support special	
0.18	GRUPE K	GRUPE M	GRUPE T
		GRUPE G	

Tableau 5-1 : Seuils du jugement des vibrations

Remarque :

La vibration peut être caractérisée indifféremment par l'un des paramètres : déplacement, vitesse et accélération.

Ces paramètres sont prélevés à l'aide d'un accéléromètre piézoélectrique qui délivre un signal directement proportionnel à l'accélération. Par simple et double intégration et ce par traitement, il est facile de remonter à la vitesse et au déplacement.

Ces paramètres représentent l'amplitude de la vibration en termes de déplacement, vitesse ou accélération vibratoire.

Le tableau (5-1) désigne les seuils du jugement des vibrations en amplitude exprimé en terme de vitesse vibratoire (normes internationales VDI 2056). Suivant ces normes, les machines industrielles sont classées dans des groupes : K, M, G et T selon la puissance de la machine.

5-2-2 Conséquences pratiques :

Un déséquilibre va donc induire, dans un plan radial, une vibration de type sinusoïdale dont le spectre présente une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation du rotor, et peu d'harmoniques de cette fréquence de rotation. Cette particularité se voit plus nettement sur un spectre issu d'une mesure prise radialement souvent dans la direction horizontale, exceptée pour les rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également, dans la direction axiale, la prépondérance de la composante correspondant à la fréquence de rotation.

5-2-3 Intérêt de l'analyse de phase :5-2-3-1 Distinction entre effort rotatif et directionnel :

De nombreux défauts s'expriment par une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation et c'est l'analyse des phases qui permet de différencier entre les défauts provenant d'un effort rotatif comme le balourd, et les défauts provenant d'une contrainte directionnelle (non tournante) comme l'effort induit par une courroie trop tendue, un desserrage de palier, une excentricité de poulie,....

Pour deux points de mesures radiaux situés à 90° sur un même palier, le déphasage entre composantes de fréquences égales 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.

Un cas intéressant, est examiné et montré dans l'annexe 02, où le déphasage entre ces deux composantes confirme la présence d'un effort rotatif lié au déséquilibre de la turbine, et d'un effort directionnel lié à l'usure sur la ligne d'arbre portant la turbine.

5-2-3-2 Distinction entre balourd statique et dynamique :

En cas d'un balourd statique, les deux paliers supportant le rotor réagissent en même temps, donc il n'y a aucun déphasage entre les mesures prises au même point sur les deux paliers.

En cas de balourd dynamique, les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage est voisin de 180° entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs.

5-2-4 Critères d'équilibrage :

Chaque fois qu'une opération de contrôle industriel est effectuée, le résultat doit être comparé à un critère. Il en est de même en équilibrage. Les normes et codes de construction des machines fixent des critères [37].

5-2-4-1 Balourd résiduel :

La norme ISO 1940-1, générale pour tout type de machine, mais relative aux rotors rigides, donne des **classes d'équilibrage**, comme par exemple :

- G 250 : pour les gros moteurs Diesel rapides à 4 cylindres ;
- G 100 : pour les moteurs complets de voitures, camions et de locomotives ;
- G 40 : pour les roues de voitures, les vilebrequins de moteur ;
- G 16 : pour les arbres d'hélice ;
- G 6,3 : pour les ventilateurs, les machines-outils, les moteurs électriques ;
- G 2,5 : pour les turbines, alternateurs, turbocompresseurs ;
- G 1 : pour les entraînements de meules ;
- G 0,4 : pour les broches de précisions, les gyroscopes.

La valeur numérique correspond à la vitesse efficace mm/s du déplacement du centre de masse à la vitesse de rotation nominale. Cette définition qui permet de calculer le balourd résiduel ne peut s'appliquer qu'à un rotor en fonctionnement rigide.

Les normes ISO 10436, 10437, 10439 etc., relatives aux turbomachines destinées à l'industrie pétrolière, définissent un balourd résiduel admissible par palier :

$$U_r = 6350 \cdot \frac{W}{N}$$

Avec : U_r (g · mm) : balourd résiduel admissible,
 W (daN) : charge statique du palier,

N (tr/min) : vitesse de rotation maximale.

Ce critère est de même nature que la classe d'équilibrage G 0,66 de l'ISO 1940-1, mais s'applique pour la vitesse maximale continue, que le rotor soit en fonctionnement rigide ou flexible.

Bien trop souvent, lorsque le critère G de l'ISO 1940-1 est utilisé, on ne lui associe pas de vitesse de rotation, ou bien alors on l'utilise pour un rotor flexible sans tenir compte de la présence du mode propre élastique de flexion. Un critère d'équilibrage doit être :

- correctement défini (balourd résiduel à une vitesse de rotation donnée, nature de fonctionnement du rotor à cette vitesse) ;
- cohérent avec l'objectif de vibration admissible.

5-2-4-2 Vitesse d'équilibrage :

La vitesse d'équilibrage fait partie de la définition du critère d'équilibrage. Il est souhaitable qu'elle corresponde à la vitesse nominale de rotation de la machine. Cela n'est pas toujours possible.

5-3 Diagnostic vibratoire relatif au ventilateur Fumée du four email POPPI :

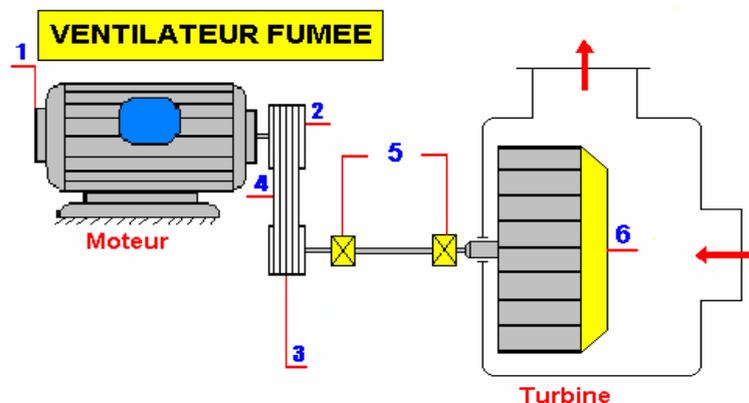


Figure 5-1 : Modèle du ventilateur.

Les points de mesures sont indiqués sur les figures 5-2 et 5-3.

5-3-1 Nomenclature du ventilateur :

La machine est composée des organes suivants, numérotés d'après la figure 5-1 de la chaîne cinématique du ventilateur, à savoir :

1- Moteur électrique :	$\cos \varphi : 0.85$
Marque : ENEL	Roulement COP :
Puissance : 15 KW	Roulement CP :
Vitesse de rotation : 1460 tr/min	2- Poulie motrice :
Tension : 380 v	Diamètre : 290 mm
Intensité : 29 A	Largeur : 44 mm
	Nombre de gorges : 02

3- Poulie réceptrice :	Largeur : 44 mm
Diamètre : 240 mm	Nombre de gorges : 02
4- Courroies :	Référence de roulement :
Largeur : 15 mm	22212- EAK- B 33
Entraxe : 1070 mm	Référence de manchon : H312
	Type de graisse : OMEGA 71
5- Palier & roulement :	6- Turbine :
Type de palier : SKF	Diamètre : 800 mm
Référence de palier : 512 - 610	Largeur : 230 mm
Type de roulement :	Nombre de pales : 06
Roulement à rotule sur	Vitesse : 29.90 Hz (1794
rouleau à alésage conique	tr/min)
avec manchon de serrage	

Les roulements à rotule sur rouleaux, comportent deux rangées de rouleaux avec un chemin de roulement sphérique commun dans la bague extérieure. L'ensemble bague intérieure, cage et éléments roulants peut donc basculer librement à l'intérieur de la bague extérieure et compenser ainsi, dans une certaine mesure, un défaut d'alignement ou un défaut de flexion de l'arbre. En plus des charges radiales, le roulement peut également admettre des charges axiales agissant dans les deux sens. Les roulements à rotule sur rouleaux sont fabriqués avec alésage cylindrique ou conique [38].

5-3-2 Description du ventilateur :

Le ventilateur Fumée est une machine d'aspiration des fumées à l'intérieur d'un four émail d'une céramique située à Bousmail. Son rôle est de faire extraire les gaz brûlés dans le four, et les faire dégagés vers l'extérieure à l'aide d'une cheminée. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 1460 tr/min, et de puissance de 15 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 à roulements, et supportant une turbine d'aspiration des fumées de diamètre de 800 mm, et de largeur de 230 mm, tournant à une vitesse de 1794 tr/min, composée d'une seule rangée à 06 pales, fabriquée en tôle galvanisée.

5-3-3 Choix des points de mesures de vibrations :

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir des informations concernant les conditions de fonctionnement de la machine, et ce pour cerner toutes les éventuelles anomalies mécaniques du ventilateur. Les points de mesures de vibrations sont programmés sur deux parties de la machine, la première partie est programmée sur la chaîne cinématique du ventilateur comme l'indique la figure 5-2, et la seconde est programmée sur la structure de l'installation (figure 5-3). Ces de mesures sont prélevées sur les paliers et programmées dans trois directions, à savoir [36]: Radiale horizontale, radiale verticale et axiale.

5-3-4 Historique :

Les interventions sur cet équipement ont commencé le 15 Juillet 2007, suite à l'apparition d'un défaut de balourd sur la turbine, générant des vibrations d'un niveau élevé de 34,15 mm/s sur le palier moteur côté poulie motrice (N°02) (figure 5-2) de la chaîne cinématique du ventilateur dans le sens vertical, tandis que sur la ligne d'arbre portant la turbine, on a enregistré un niveau de 21,90 mm/s sur le palier N°04 dans le sens horizontal. Dans le sens vertical on a constaté la présence d'un choc à la fréquence de rotation de

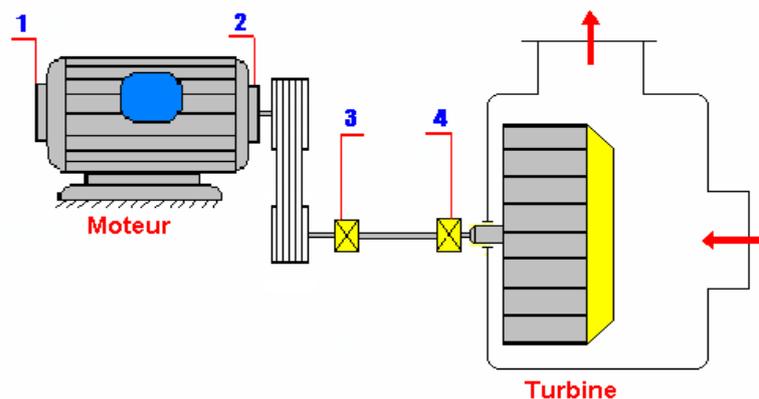


Figure 5-2 : Schéma cinématique et points de mesures de vibrations sur le ventilateur Fumée du Four Email POPPI.

28,75 Hz propre à la turbine, suite à un jeu sur la portée de roulement dans ce palier. En tenant compte de ce diagnostic vibratoire, l'équipe de maintenance a procédé immédiatement au changement des deux roulements dans les deux paliers N°03 et 04 d'après la figure 5-2, avec un nettoyage des pales de la turbine de la matière colmatée (source de balourd).

Vu la stratégie que représente cette installation dans la chaîne de production, il a été décidé de suivre ce ventilateur par la technique de l'analyse vibratoire. Dans la plus parts des diagnostics vibratoires, la présence du balourd sur la turbine était toujours présent, et après chaque nettoyage des pales, le niveau de vibrations diminue et prend une valeur admissible, jusqu'au 21 Mai 2010 où l'interprétation spectrale des mesures prélevées révèle la présence d'un balourd sur la turbine provoquant des vibrations d'un niveau de 19,79 mm/s sur le palier moteur côté poulie motrice dans le sens vertical, et de 07,08 mm/s sur le palier N°04 dans le sens horizontale. Cette fois ci le nettoyage des pales n'a pas donné un résultat, donc nous étions obligés d'intervenir pour remédier à ce problème, donc c'est la seule opération d'équilibrage qu'a connu ce ventilateur (tableau N° 5-2).

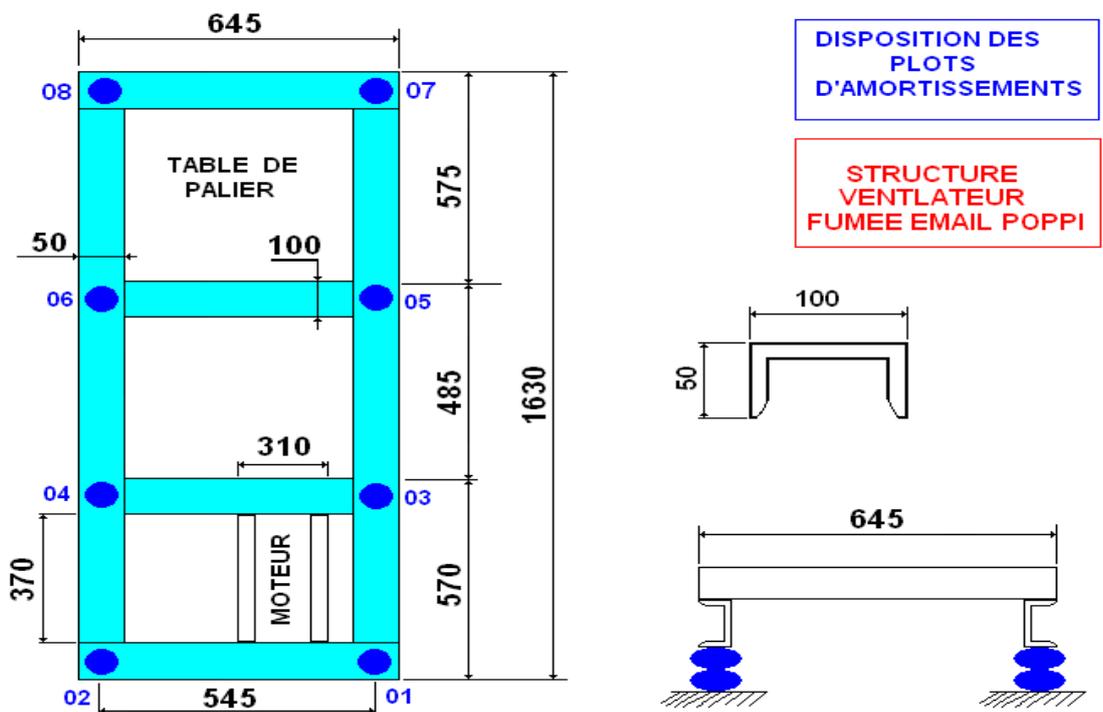


Figure 5-3 : Disposition des plots d'amortissement et points de mesures de vibrations sur la structure du ventilateur Fumée du Four Email POPPI.

Date d'intervention	Niveau de balourd avant l'équilibrage (mm/s) sur le palier N°04	Niveau de balourd après l'équilibrage (mm/s) sur le palier N°04
21 Mai 2010	09.197	02.666

TABLEAU N° 5-2 : Opérations d'équilibrage

5-3-5 Analyse de vibrations et commentaire :

Diagnostic de vibrations du : 21 Mai 2010.

L'analyse spectrale des mesures de vibrations prélevées sur toute 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 de l'ensemble des paliers indiqués dans la figure 5-2, et représentés sur les figures 5-4 jusqu'à 5-9. Ils présentent une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation du rotor qui est de 28,75 Hz. Cependant, le niveau de vibrations maximal du pic relatif à un éventuel balourd est de 19,79 mm/s enregistré sur le palier moteur dans la direction radiale verticale comme l'indique la figure 5-5. Jugé Danger en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056. Tandis que sur la ligne d'arbre portant la roue du ventilateur, le niveau de ce pic est de 05 mm/s sur le palier N°03 dans le sens horizontal d'après la figure 5-6, et de 07,08 mm/s sur le palier N°04 dans le sens horizontal aussi à la fréquence de 30 Hz (c'est la même fréquence de rotation du rotor portant la turbine, en tenant compte du déplacement du curseur qui est 01,25 Hz) figure 5-8. Aussi, on a remarqué l'apparition d'une peigne de raies spectrales dont les composantes sont d'ordre 2, 3, 4, jusqu'au 8, comme l'indique le spectre de la figure 5-7. Seulement, elles se manifestent à faible amplitude par rapport à la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation liée au déséquilibre du rotor portant la turbine. C'est l'apparition d'un choc à l'état précoce sur le palier N°03 du côté poulie réceptrice, provoqué par un commencement d'usure sur la portée de roulement dans ce palier ou sur l'arbre porté par ce roulement.

En inspectant aussi les autres pics comme celui de 15 Hz sur le même palier et dans le sens vertical, figures 5-7 et 5-10, le niveau de vibration relatif à ce pic est faible et de 0,93 mm/s. En consultant les défauts de fréquences liées aux éléments constituant le roulement de référence 22212 EAK, donnés par le logiciel Atlas du SKF figure 5-11, on remarque qu'il n'y a pas d'apparition de ces fréquences dans les différents spectres prélevés, donc on peut affirmer que l'état du roulement est bon et que le pic situé à 15 Hz est la sous harmonie de la composante prépondérante relative à celle du déséquilibre du rotor portant la turbine (30 Hz). Dans l'ensemble, on remarque que ce défaut (jeu) se manifeste sévèrement sur le palier moteur, générant des vibrations d'un niveau global de 22,20 mm/s en termes de vitesse, par rapport aux deux paliers de la ligne d'arbre portant la turbine tableau 5-3 :

Poste	Palier 02	Palier 03	Palier 04
Niveau en mm/s	22,20	06,77	07,57
Niveau en g	0,5899	01,0300	0,5316

TABLEAU 5-3 : Mesures des niveaux de vibrations globaux en terme vitesse et accélération sur la chaîne cinématique du ventilateur Fumée du Four Email Poppi,

A cet effet, pour pouvoir localiser la source de cette anomalie relative à la composante prépondérante précitée, on a procédé immédiatement à l'analyse de phase, afin de s'assurer qu'il s'agit bien d'un défaut lié à un effort rotatif (balourd), ou un défaut lié à un effort directionnel comme une excentricité de poulie ou un desserrage du palier. Plusieurs défauts s'expriment par une composante d'amplitude élevée 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, un desserrage de palier, une excentricité de poulie,....etc.

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.

On fait deux mesures de phases sur le palier N°04 dans le sens horizontal et vertical tableau 5-4.

Position : palier N°04	Phase
Radiale Horizontale	0,975
Radiale Verticale	01,236

TABLEAU 5-4 : Mesures de phases sur le palier N°04 du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.

La turbine est constituée de six (06) pales placées à 60°.

Le déphasage entre les deux mesures de phases situées à 90°, radiale horizontale et radiale verticale est :

$$01,236 - 0,975 = 0,261$$

Ce qui donne un déphasage de : 15,660°

Cette valeur (15,660°), peut être proche de (0°), mais d'une façon non suffisante, ce qui nous permet d'avoir des doutes sur la présence d'un défaut lié à l'effort directionnel, donc on était obligé de contrôler le serrage des paliers ainsi que les points de fixation de la machine sur la structure. Ensuite, on a procédé immédiatement aux prélèvements de mesures sur l'ensemble des points de fixation de la machine (figure 5-3). On a enregistré tous les niveaux de vibrations globaux en termes de vitesse et accélération de chaque point de mesures le tableau 5-5. Il est à signaler, que le niveau maximal est mesuré sur le point N°01 dans les sens vertical, provoqué par l'existence du balourd, générant des vibrations d'un niveau très élevé de 31,36 mm/s comme l'indique la figure 5-12, jugé **danger** d'après les normes internationales VDI 2056.

Poste	01	02	03	04	05	06	07	08
Niveau en mm/s	33,39	12,99	08,17	04,92	07,82	04,47	13,07	13,51
Niveau en g	0,7318	0,5248	0,3822	0,3769	0,2864	0,2736	0,3776	0,3958

Tableau 5-5 : Mesures des niveaux de vibrations globaux en termes de vitesse et accélération sur la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.

5-3-6 Correction du déséquilibre :

Vu le niveau de vibrations important qui dépasse **le seuil de danger**, enregistré sur la palier moteur d'un niveau globale de 22,20 mm/s tableau 5-3, et de 33,39 mm/s d'après le tableau 5-5, la machine s'est trouvée devant une situation critique. On tente ainsi une expérience d'équilibrage de la turbine, pour pouvoir diminuer éventuellement ce niveau de vibrations, et essayer de l'améliorer dans les mesures du possible, vu le peu de temps disponible, car cet équipement ne permet pas un arrêt au delà de une heure. Ceci à cause des risques d'endommagement des tubes de transport de carreaux à l'intérieur du four

LANCEE	MASSE (gr)	MESURE HORIZONTALE		MESURE VERTICALE		MESURE AXIALE	
		Niveaux	Phase	Niveaux	Phase	Niveaux	Phase
		(mm/s)		(mm/s)		(mm/s)	
N°01		09,197	0,975	05,094	01,236	0,622	02,740
N°02	14,30 gr Position : 0	15,204	0,963	09,557	0,707	02,390	02,885
N°03	Correction : 22,193 gr Position : 3,03	06,138	04,240	03,881	03,694	0,365	03,611
Raffinage	14,811 gr Position : 0,30	02,666	0,750	02,717	01,973	0,427	04,222

Tableau 5-6 : Lancées d'équilibrage de la turbine sur le ventilateur

Fumée du Four Email Poppi.

(chocs thermiques). Dans de tels conditions, on a procédé rapidement à l'équilibrage de la turbine dans un seul plan, composé de plusieurs lancées. la première lancée est de procéder aux mesures du niveau vibratoire avec la phase sans masse d'essai, la seconde se réalise avec une masse d'essai calculée suivant la vitesse de rotation du rotor à équilibrer, de son rayon et de son poids. La dernière lancée s'effectue avec la masse de correction dans la position calculée. Parfois cette masse de correction avec son positionnement ne donne pas la valeur du niveau de vibrations désirée, donc on améliore cette correction par une opération d'affinage.

Les mesures de niveau et de phases sont prélevées dans les trois directions horizontale, verticale et axiale sur le palier N°04 tableau 5-6. On utilise une sonde laser pour détecter avec précision la vitesse de rotation du rotor portant la turbine. Cette dernière était à 29.90 Hz correspondant à la fréquence d'excitation du balourd, qui peut être exprimée aussi par :

Sachant que $1 \text{ Hz} = 1 \text{ CPM} / 60 = 1 \text{ RPM} / 60$, la vitesse de rotation en tour / minute sera : $N = 1794 \text{ tr/min}$ (5-1)

La pulsation excitatrice :

$$\omega = \frac{2.\pi.N}{60} = 2.\pi.f \Rightarrow \omega = 187,86724 \text{ rd/s} \quad (5-2)$$

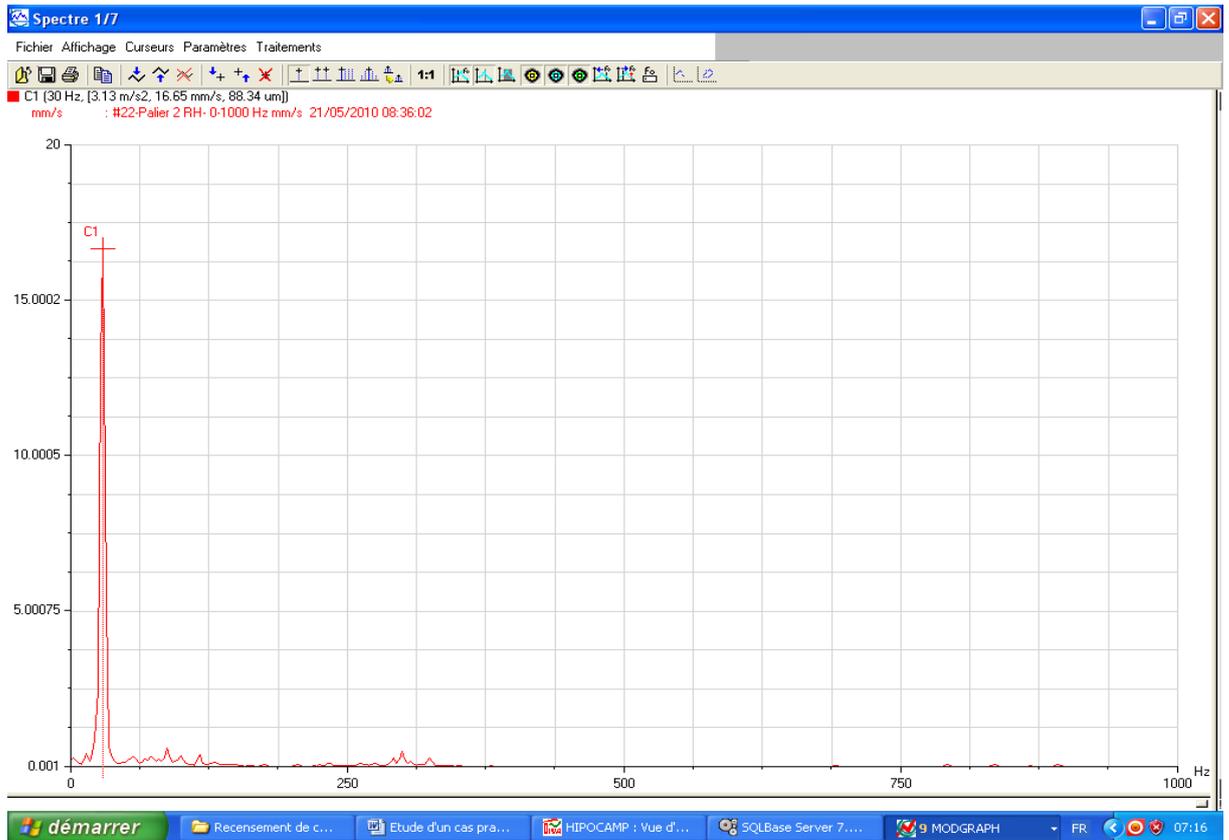


Figure 5-4 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 16,65 mm/s.

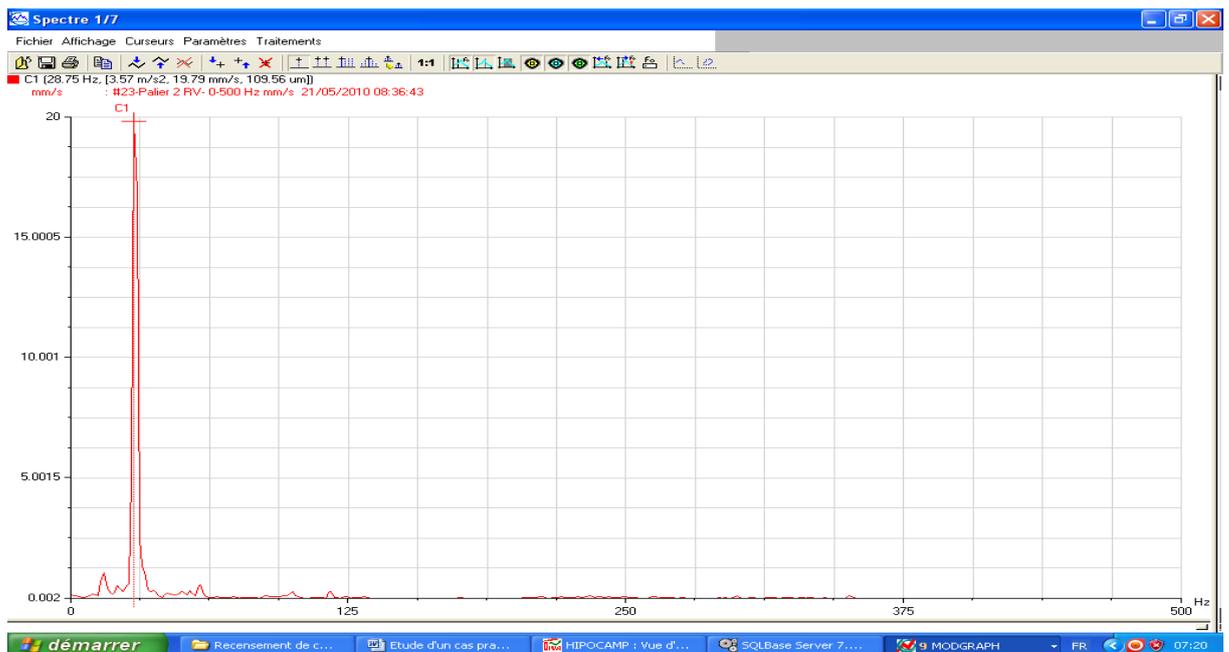


Figure 5-5 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 19,79 mm/s.

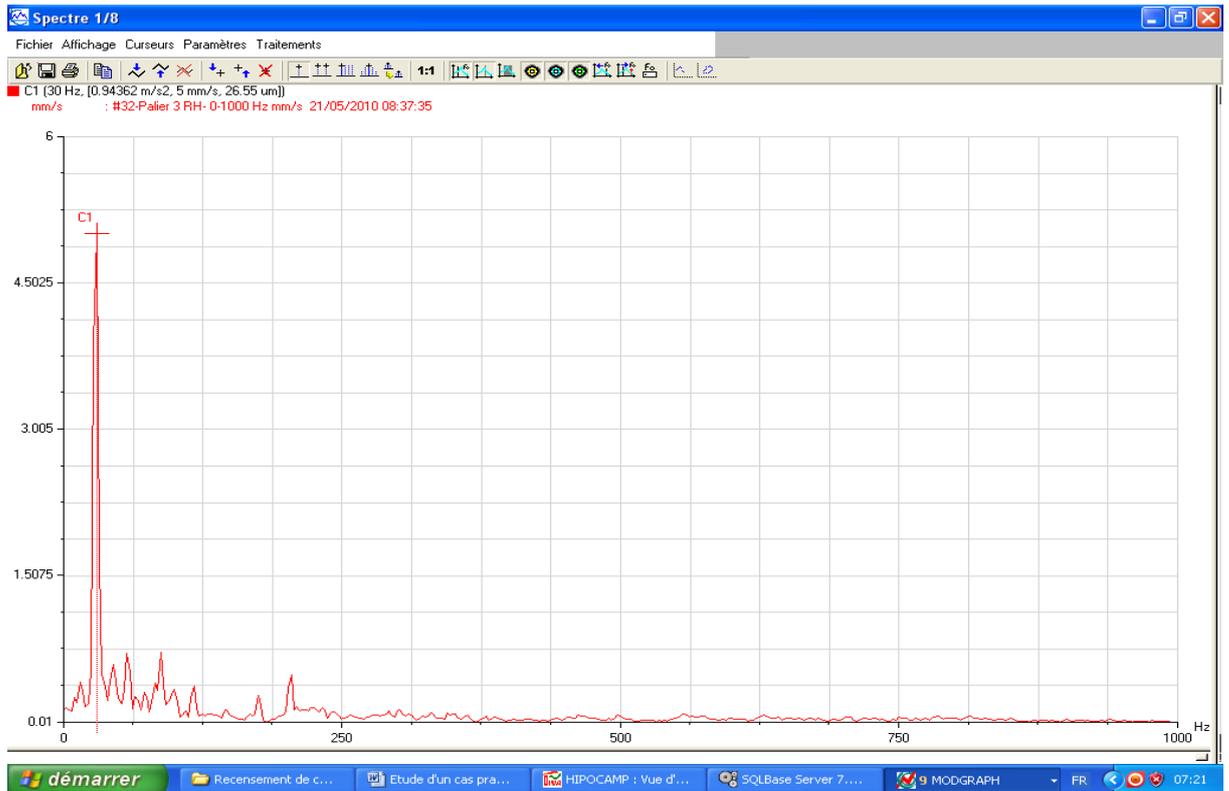


Figure 5-6 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 05 mm/s

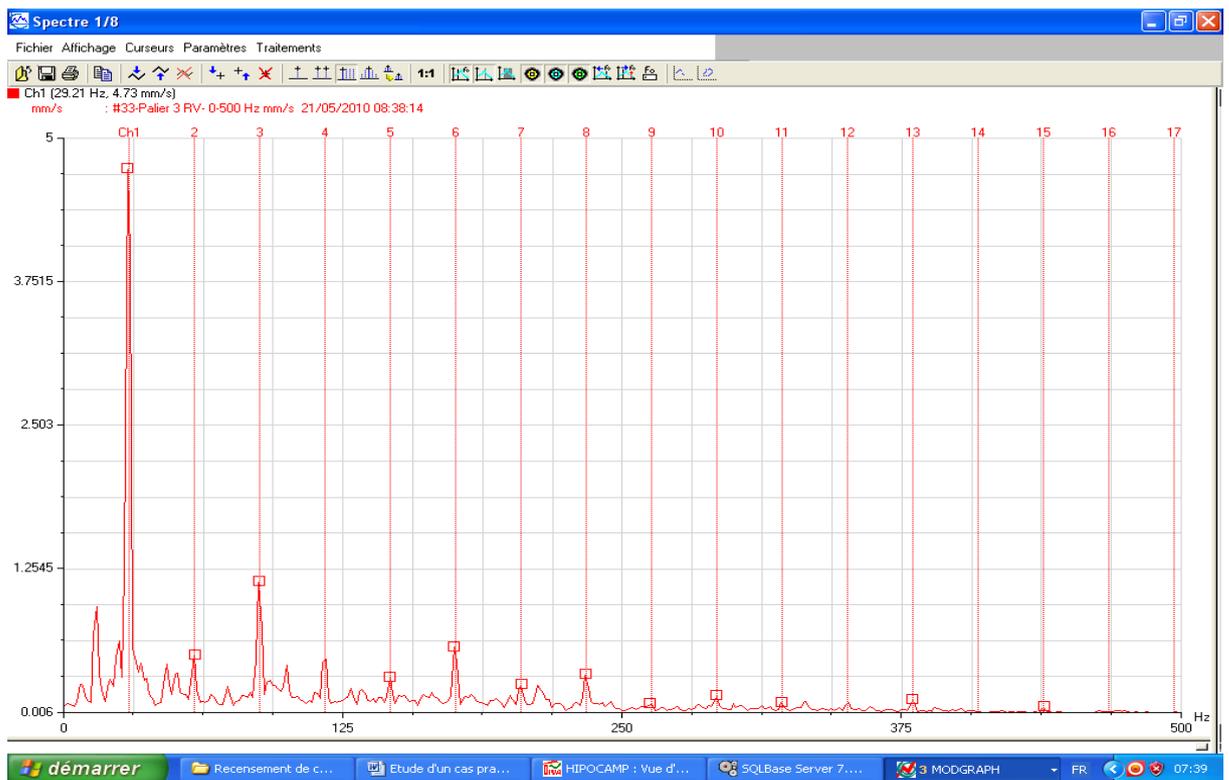


Figure 5-7 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi – Jeu à l'état précoce sur le portée de roulement.

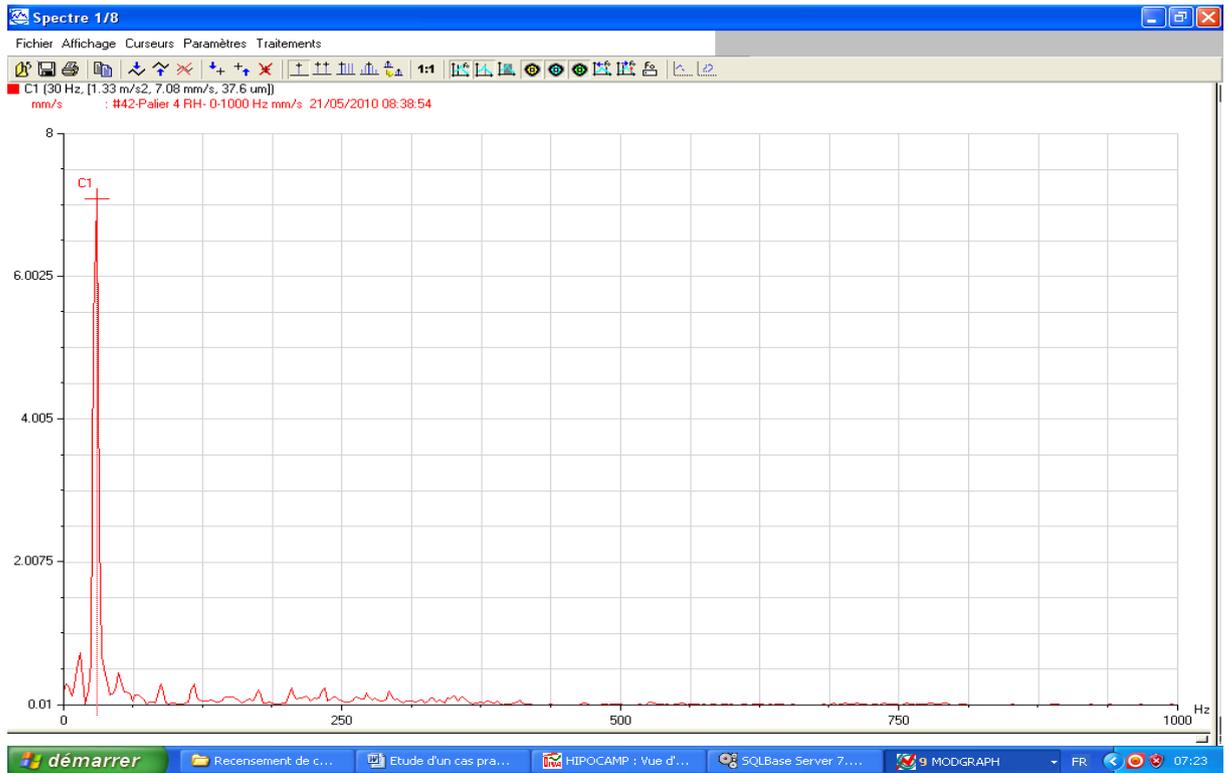


Figure 5-8 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 07,08 mm/s.

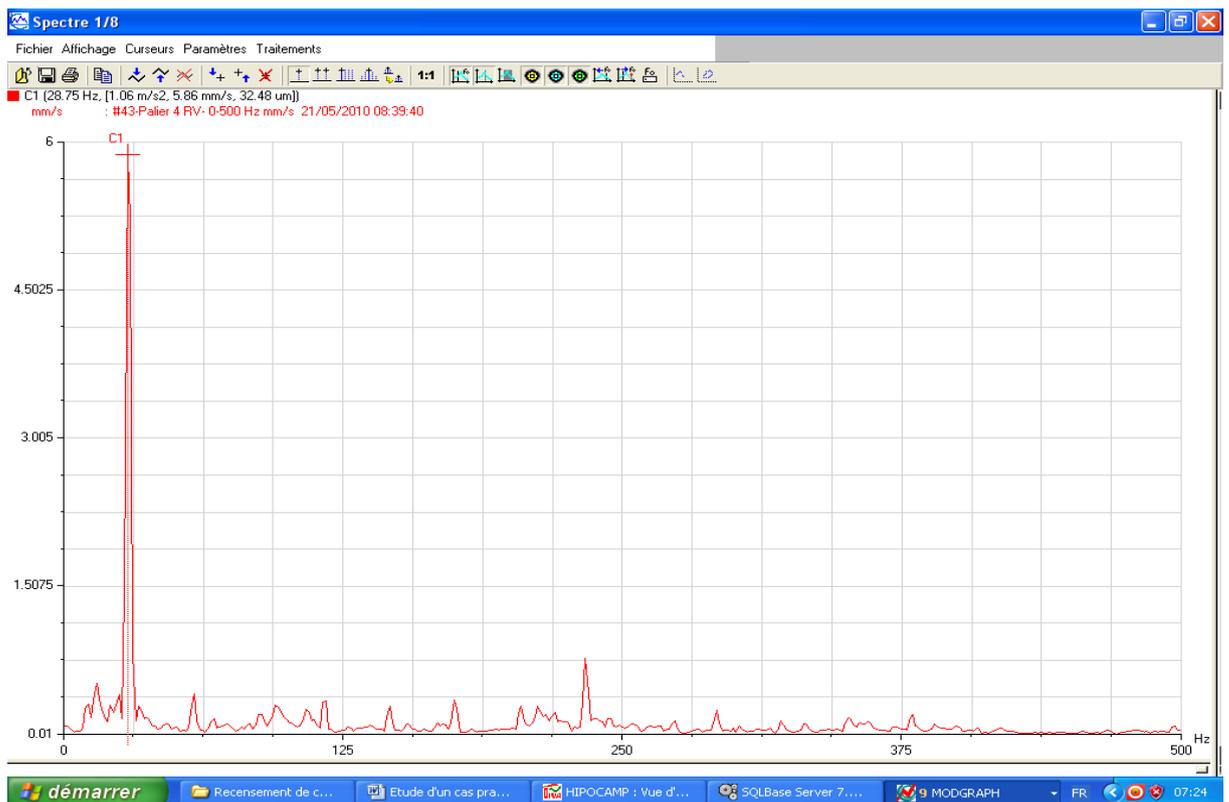


Figure 5-9 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 05,86 mm/s.

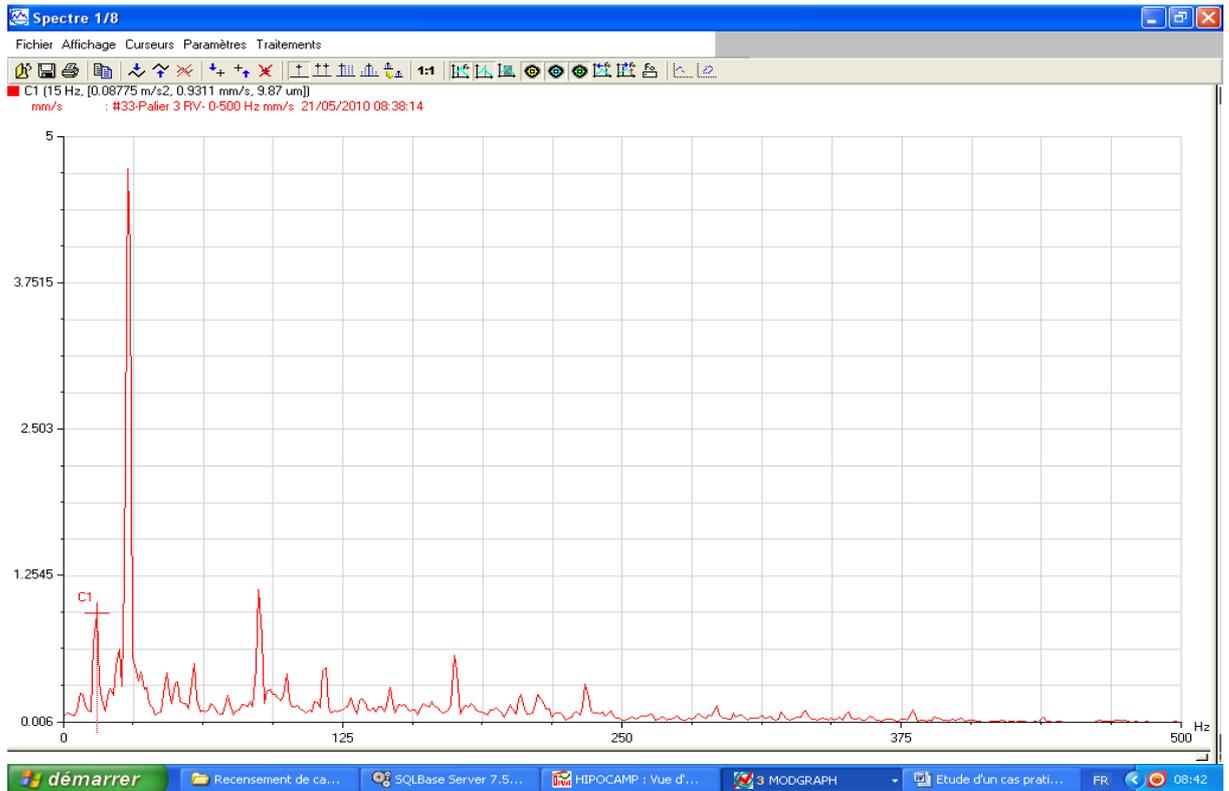


Figure 5-10 : Spectre pris sur le palier 03 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi – Présence de la sous harmonique de la fréquence fondamentale relative à l'usure du palier N°03.

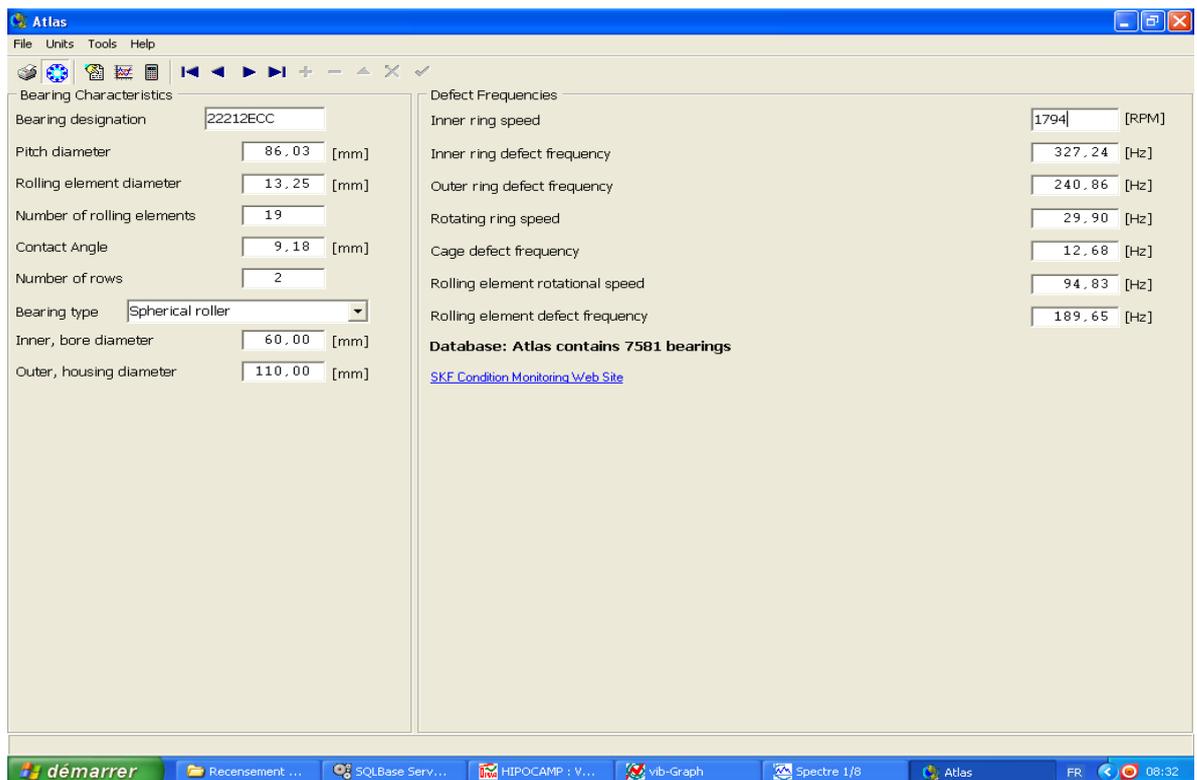


Figure 5-11 : Différentes fréquences liées au roulement 22212 calculés par le logiciel Atlas du SKF.

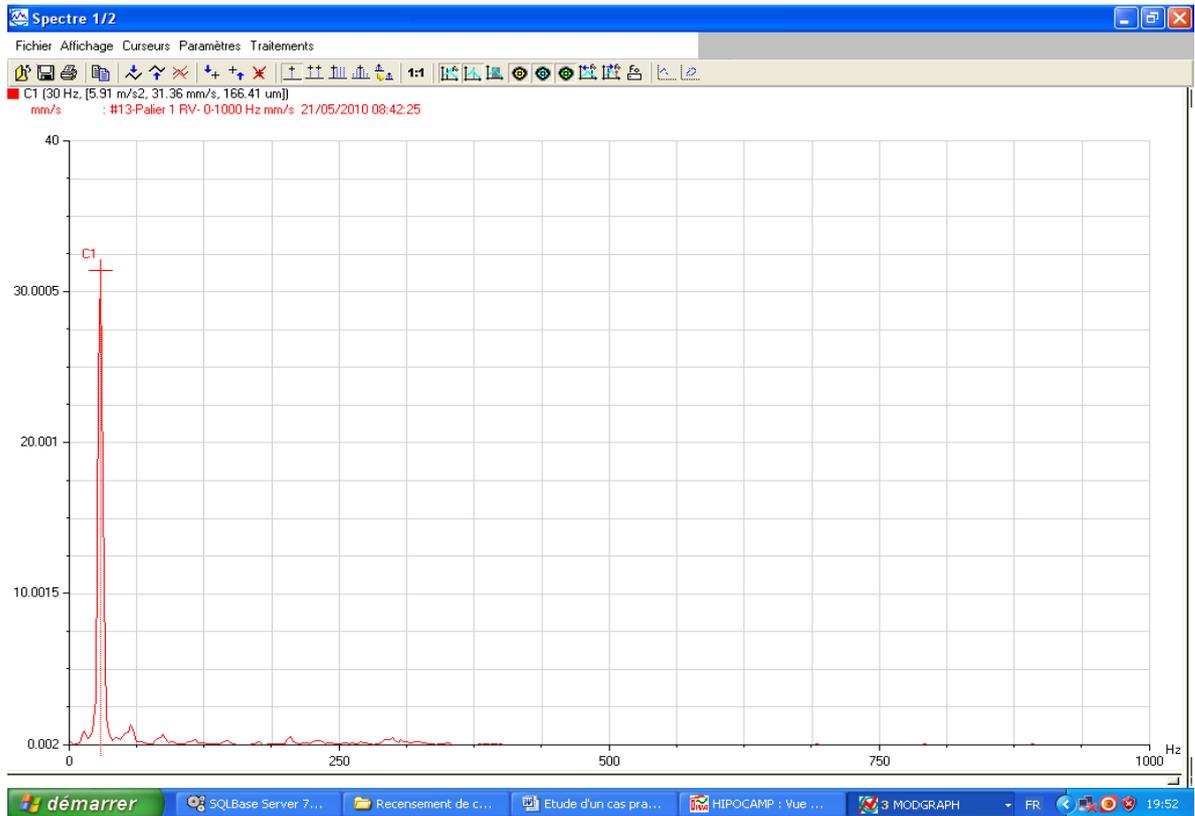


Figure 5-12 : Spectre prélevé sur le point N°01 de la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, dans le sens vertical - balourd sur la turbine de 31,36 mm/s.

Diagnostic de vibrations du : 23 Mai 2010.

Cette fois ci, les prélèvements de mesures de vibrations sont réalisés pour vérifier et voir la stabilité du niveau vibratoire après deux (02) jours de l'équilibrage de la turbine. A cet effet, on refait la campagne de mesures sur toute la chaîne cinématique du ventilateur en vitesse et en accélération (tableau 5-7), ainsi qu'aux points de fixations du châssis du ventilateur avec la structure (tableau 5-8). L'interprétation spectrales de ces mesures révèle toujours l'apparition du défaut de déséquilibre sur la turbine, représenté par une composante prépondérante à la fréquence de 30 Hz d'après le spectre indiqué sur la figure 5-13, pris sur le palier moteur dans la direction horizontale, générant des vibrations d'un niveau de 12,56 mm/s jugé inadmissible d'après les normes internationales VDI 2056 (tableau 5-1) des seuils du jugement des vibrations. Ce défaut apparut nettement dans tous les spectres pris sur toute la chaîne cinématique de la machine, représenté toujours par le pic qui se manifeste à la fréquence de 28,75 Hz sur la bande de fréquence de 500 Hz, et de 30 Hz dans la bande de fréquence de 1000 Hz, relatif la fréquence de rotation de la ligne d'arbre portant la turbine (le déplacement du curseur est de 1,25 Hz), ceci est illustré dans l'ensemble des figures 5-14 jusqu'au 5-18.

Aussi, on a constaté une légère décroissance du niveau globale de vibrations sur les points de fixation du bâti de la machine avec la structure, tableau 5-8. Concernant le point de mesure N°01, ce niveau reste toujours élevé (19,036 mm/s) et le spectre relatif à ce point montre l'existence du déséquilibre lié à la composante fondamentale de fréquence 28,75 Hz (figure 5-19), ceci est dû à l'usure des plots d'amortissements sur ces points de fixation. Cette défaillance de déséquilibre est accompagnée par un défaut d'usure à l'état précoce d'après le diagnostic établis le : 21 Mai 2010, révélant la présence d'un début d'usure sur la portée de roulement dans le palier N°03, mais cette fois, ce choc est apparu sur la palier N°04 dans le sens vertical, et ce le : 23 Mai 2010 représenté par des harmoniques de la fréquence fondamentale de 28,75 Hz, d'ordre 2, 3, 4 ..., comme l'indique la figure 5-18, mais à faible amplitude et ce à cause de la diminution du niveau de vibrations sur le palier N°04, après l'opération d'équilibrage de la turbine.

Poste	Palier 02	Palier 03	Palier 04
Niveau en mm/s	12,025	07,723	03,986
Niveau en g	0,43383	01,16920	0,42094

Tableau 5-7 : Mesures des niveaux de vibrations globaux en termes de vitesse et accélération sur la chaîne cinématique du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.

Poste	01	02	03	04	05	06	07	08
Niveau en mm/s	19,036	6,7199	3,5851	3,5553	6,7501	4,3910	13,661	12,642
Niveau en g	0,55616	0,4336	0,25972	0,25006	0,24051	0,19839	0,33567	0,28907

Tableau 5-8 : Mesures des niveaux de vibrations globaux en termes de vitesse et accélération sur la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi.

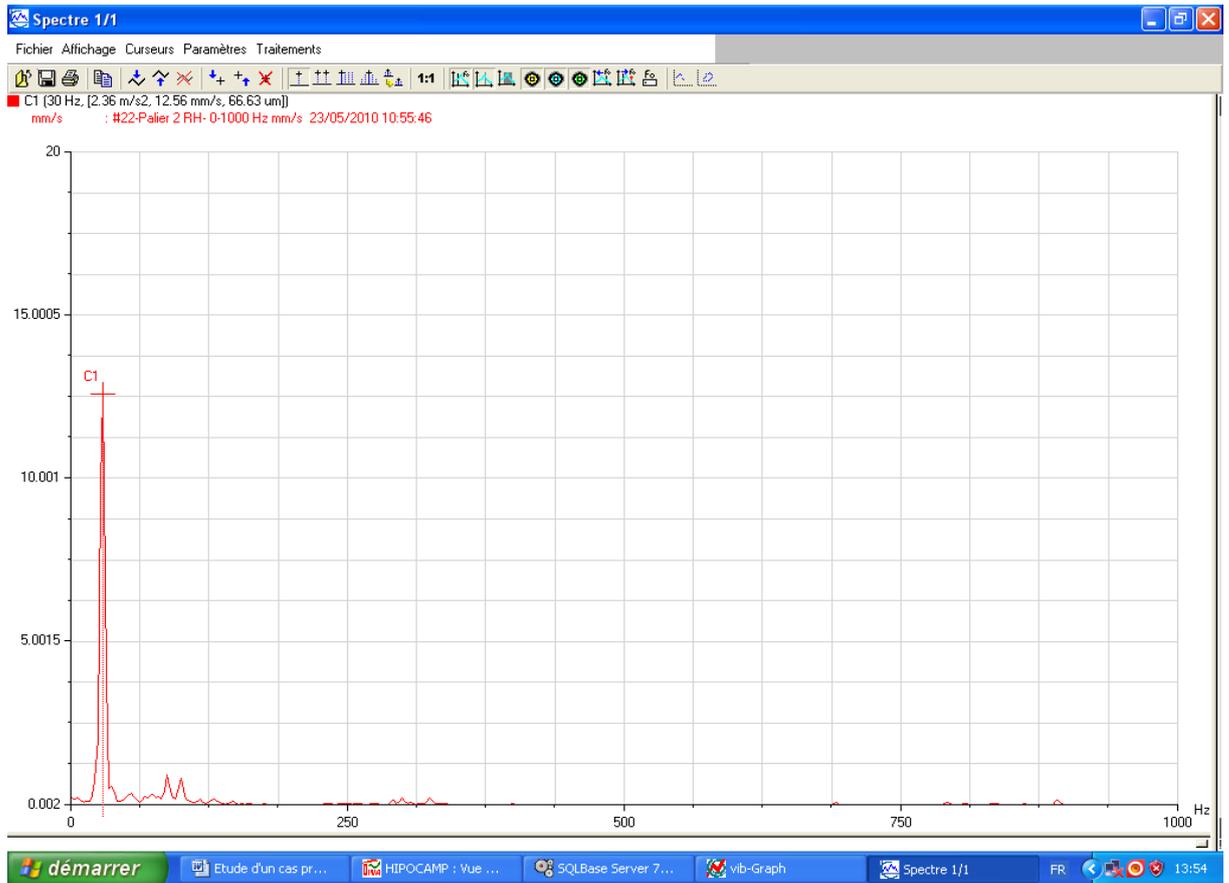


Figure 5-13 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 12,56 mm/s.

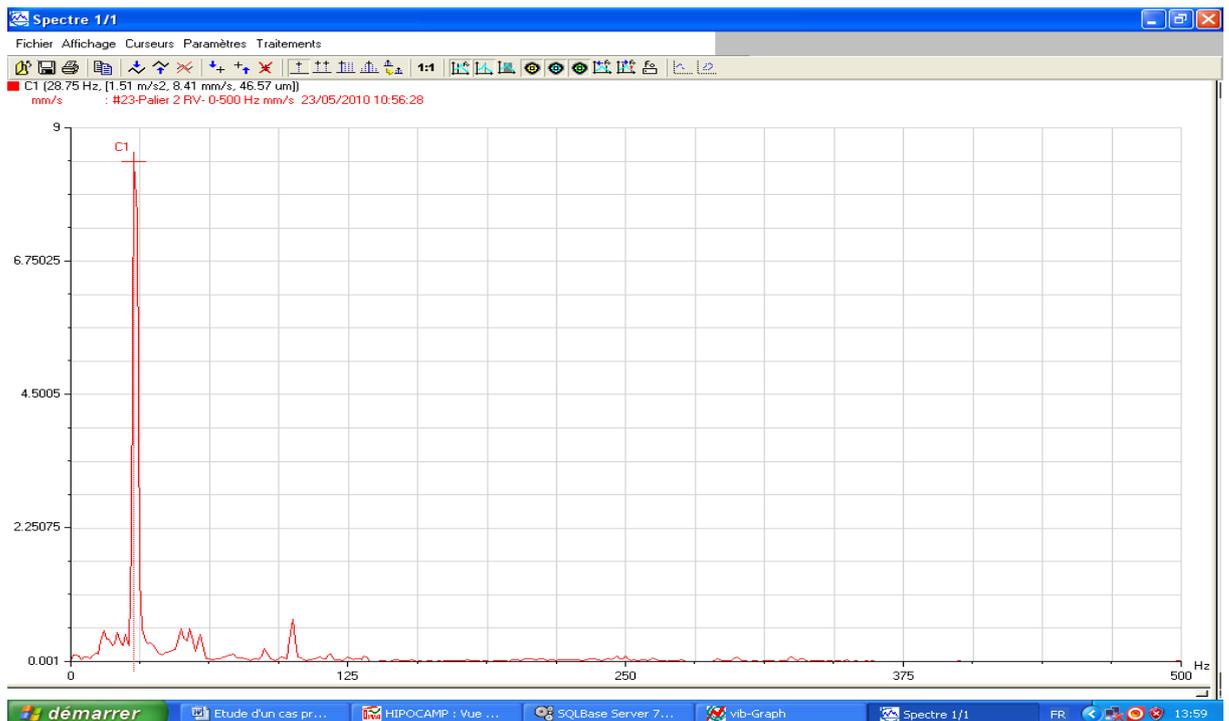


Figure 5-14 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 08,41 mm/s.

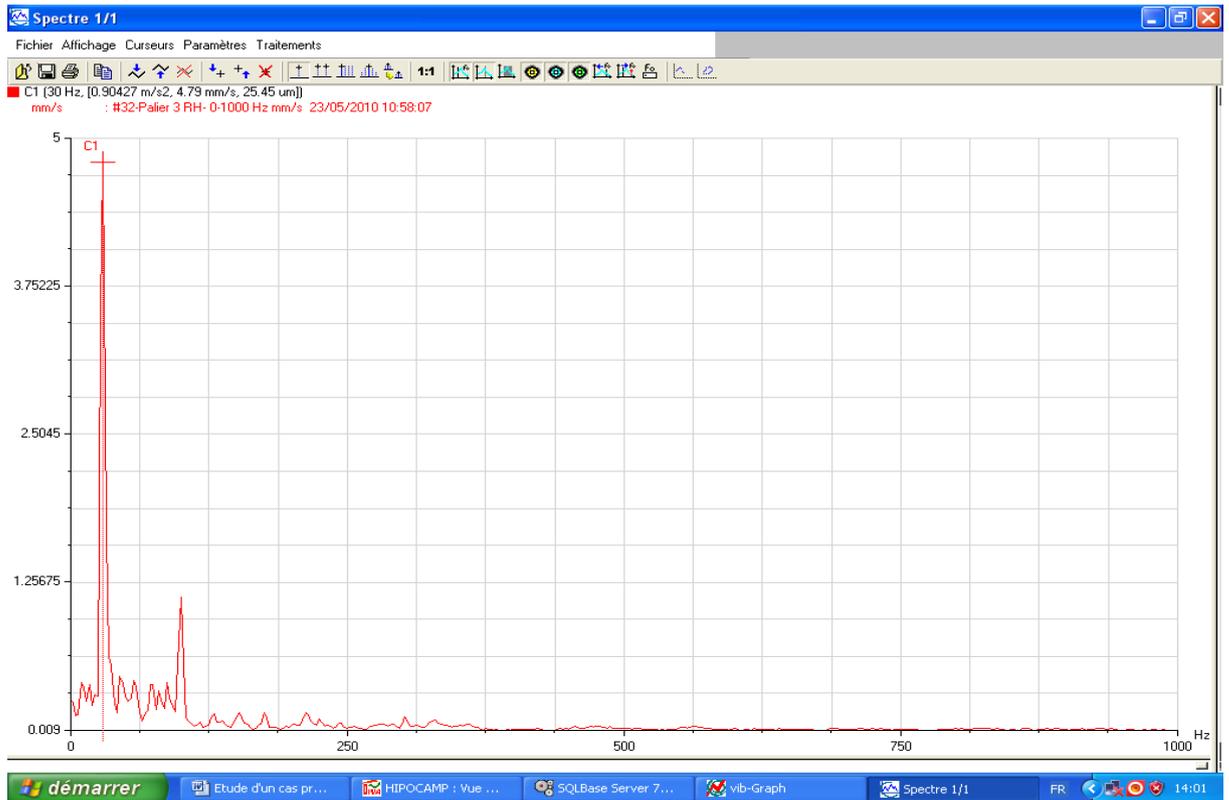


Figure 5-15 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 04,79 mm/s.

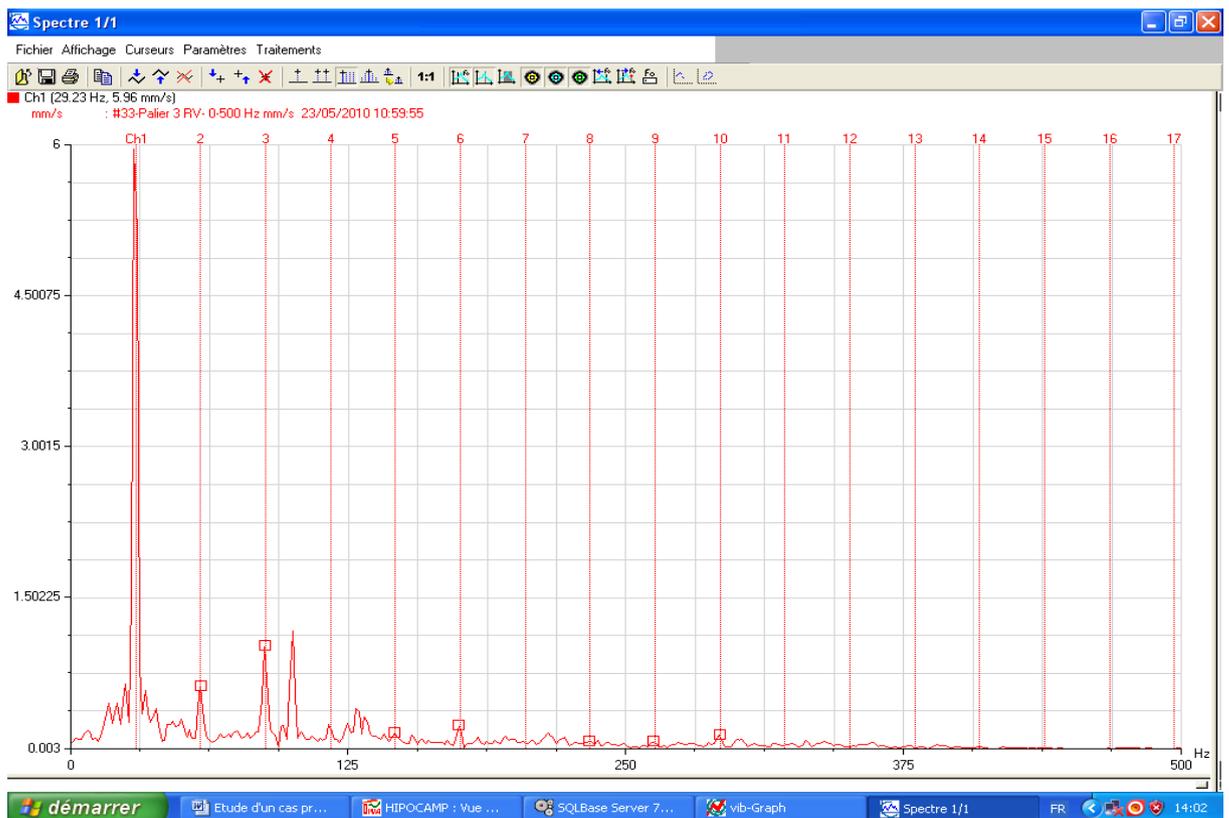


Figure 5-16 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi – jeu à l'état précoce sur la portée de roulement.

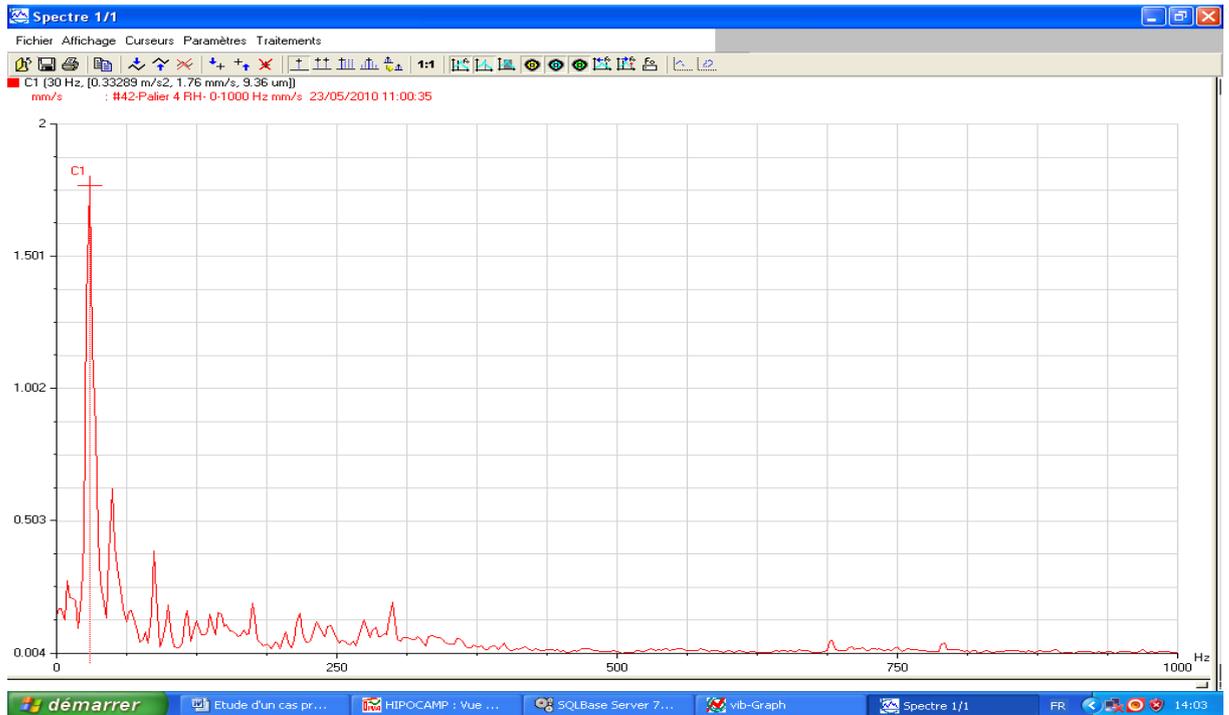


Figure 5-17 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 01,76 mm/s.

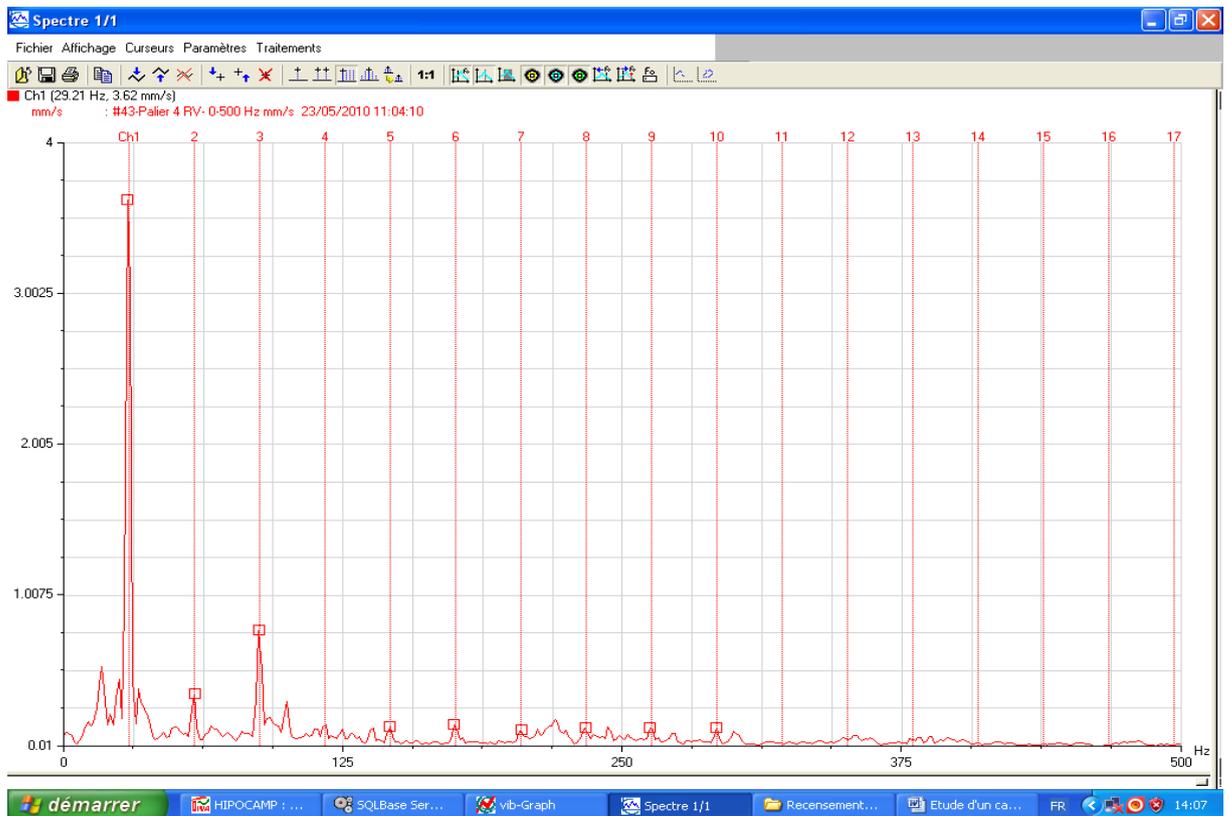


Figure 5-18 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - jeu à l'état précoce sur la portée de roulement.

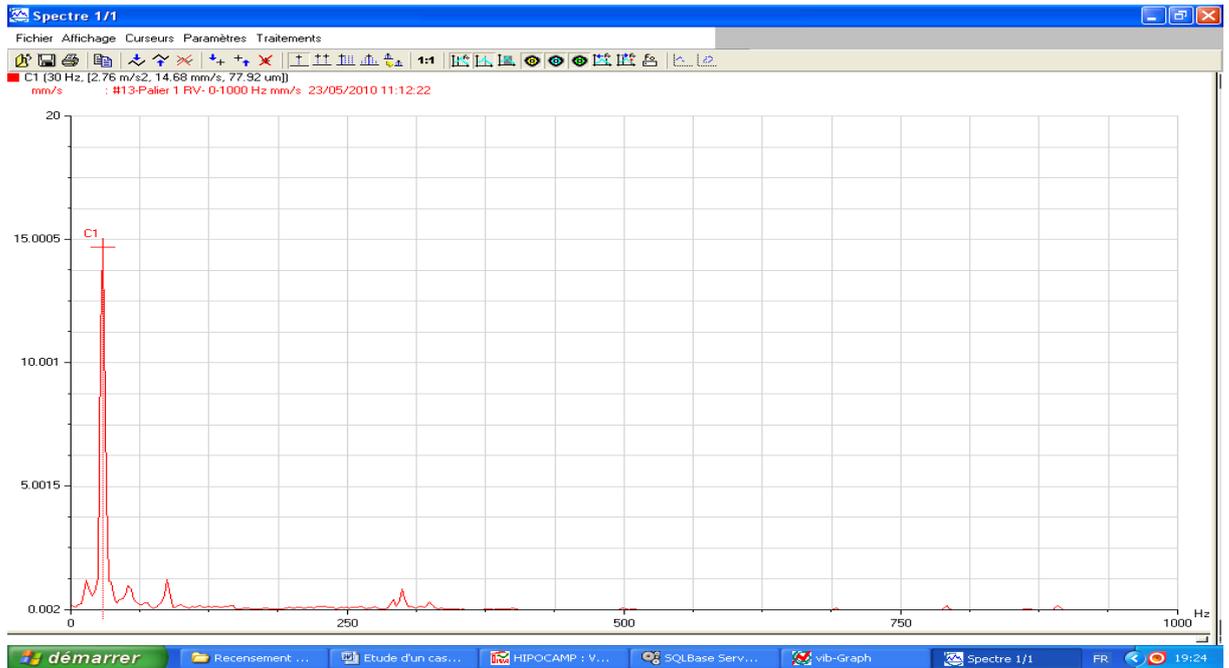


Figure 5-19 : Spectre pris sur le point N°01 dans le sens vertical de la structure du ventilateur Fumée du Four Email Poppi - balourd sur la turbine de 14,68 mm/s.

5-3-7 Conclusion :

L'interprétation spectrale, des mesures sur le ventilateur Fumée, permet de déceler un déséquilibre sur le rotor portant la roue du ventilateur, représenté par une composante prépondérante se manifestant à la fréquence de rotation de la turbine. L'opération de l'équilibrage fait diminuer le niveau de vibrations provoqué par ce déséquilibre jusqu'à 02,666 mm/s (tableau 5-6). Ceci est jugé acceptable selon normes internationales VDI 2056 (tableau 5-1). L'opération de l'équilibrage confirme la présence d'un défaut de déséquilibre lié à l'effort rotatif, car le niveau de vibrations provoqué par cette défaillance s'est amélioré sur la ligne d'arbres portant la turbine. Sur le palier moteur ainsi qu'aux points de fixation du châssis avec la structure il demeure élevé en particulier sur le point N°01 de la structure (tableau 5-8), et pratiquement inchangé aux points N°05, 06, 07 et 08. Ce déséquilibre est lié aussi à l'effort directionnel relatif non seulement à l'usure des plots d'amortissement (fixation), mais aussi au commencement d'usure de la portée de roulement dans les deux paliers N°03 et 04, ou sur la portée de roulement sur l'arbre portant la turbine comme l'indique la figure 5-2.

Ainsi, l'analyse de phase et le déphasage de 15,660° déterminés précédemment confirme cette analyse de vibrations, donc pour résoudre ce problème, on recommande au service de maintenance de procéder au changement de tous les plots d'amortissements et au contrôle du jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers et sur l'arbre portant la turbine.

5-4 Calcul des caractéristiques du système équivalent au ventilateur Fumée du four email POPPI :

5-4 -1 Présentation du rotor du ventilateur :

La machine est composée d'un moteur électrique (figure 5-1) et elle transmet le mouvement de rotation vers une ligne d'arbre composée d'un arbre de diamètre 55 mm, d'une poulie réceptrice de diamètre 240 mm, et d'une turbine de diamètre 800 mm et de largeur de 230 mm. Le rotor est supporté par deux paliers à roulement de référence 22212 avec de manchons de serrage. La turbine est déséquilibrée : balourd de masse: 37,004 gr.

5-4 -2 Détermination de la fréquence propre du système :

D'après la relation (4-6) on a :
$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(M_R + m) \cdot g \cdot e}{I_0}} \quad (5-3)$$

Pour déterminer la fréquence propre ω_0 du système considéré à un degré liberté, on calcule d'abord le moment d'inertie I_0 , la masse $(M_R + m)$ du système et l'excentricité e .

5-4 -3 Calcul du tenseur d'inertie de chaque organe du système :

On suppose que la poulie réceptrice est équivalente à un disque 1 de rayon R_1 et la turbine à un disque 2 de rayon R_2 (figure 5-20). Le système tourne par rapport à un repère fixe (o x y z), et l'arbre est supporté par des appuis en A et B dont les réactions sont : $(A_x$ et $A_z)$ et $(B_x$ et $B_z)$: Réactions respectivement en A et B, suivant les axes x et z.

$$A_y = B_y = 0$$

Les dimensions du système sont données (figure 5-21).

a) Calcul du tenseur d'inertie du disque 1 par rapport au repère $(O_1 X_1 Y_1 Z_1)$:

On considère le disque 1 de la figure 5-22, c'est un modèle de la poulie réceptrice de diamètre 240 mm, et d'épaisseur $L_1=44$ mm, son centre de gravité est O_1 .

Le termes du tenseur d'inertie T_{01} du disque 1 sont calculés par rapport au repère $O_1 X_1 Y_1 Z_1$.

Le centre de masse O_1 se trouve sur l'axe de rotation $O_1 Y_1$:

$$x_{1O_1} = 0, \quad y_{1O_1} = 0, \quad z_{1O_1} = 0 \quad (5-4)$$

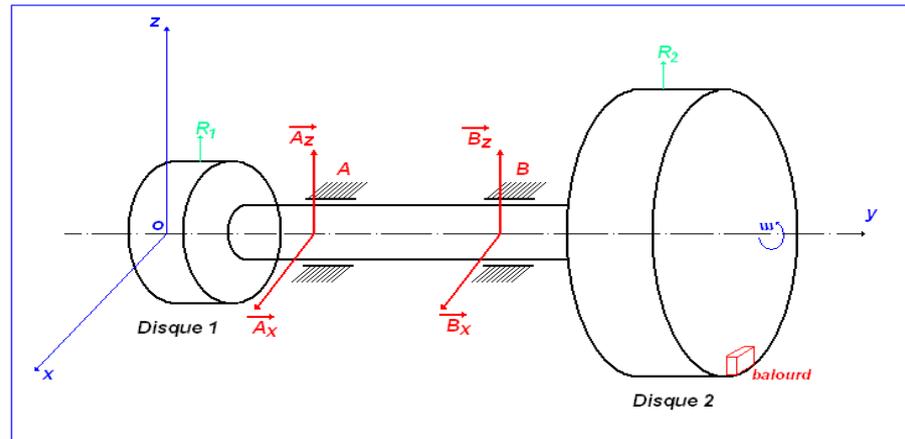


Figure 5-20 : Système équivalent au rotor arbre turbine.

Le tenseur d'inertie T_{01} est de la forme :

$$T_{01} = \begin{bmatrix} I_{x1} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y1} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z1} \end{bmatrix} \quad (5-5)$$

Avec : $I_{x1} = I_{z1} = \frac{m_1 \cdot R_1^2}{4} + \frac{m_1 \cdot h_1^2}{12}$, $I_{y1} = \frac{m_1 \cdot R_1^2}{2}$, $m_1 = \rho \cdot \pi \cdot R_1^2 \cdot h_1$

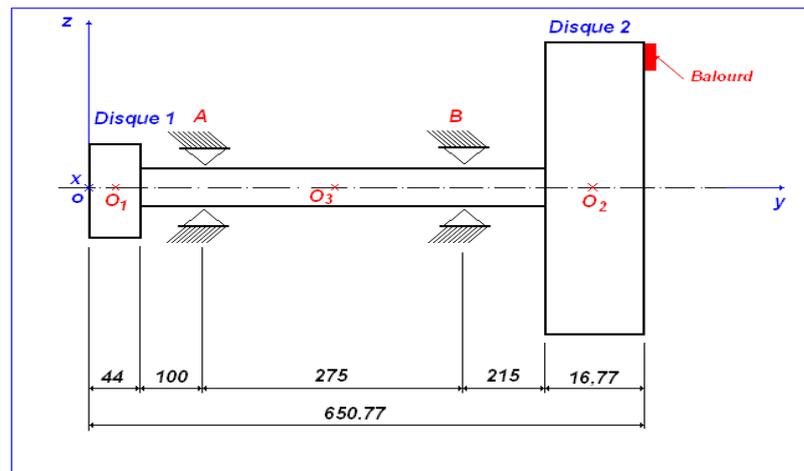


Figure 5-21 : Dimensions du système équivalent au rotor arbre turbine.

Application numérique :

Pour le modèle similaire à la ligne d'arbre portant la turbine du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, on a :

$$\rho = 7860 \text{ kg} / \text{m}^3 \text{ (masse volumique de l'acier).}$$

$R_1 = 0,114 \text{ m}$. (la poulie réceptrice est de diamètre 240 mm , en tenant compte des deux gorges de la poulie sur ce diamètre, alors le disque 1

modèle sera caractérisé par un diamètre de 228 mm.

$$h_1 = L1 = 0,044 \text{ m}$$

La masse m_1 sera : $m_1 = 14,113 \text{ Kg}$

Le moment d'inertie : $I_{x1} = I_{z1} = 0,048 \text{ Kg. m}^2$

Le moment d'inertie : $I_{y1} = 0,092 \text{ Kg. m}^2$

D'après la relation (5-5), le tenseur d'inertie du disque 1 par rapport au repère (O1 x1 y1 z1) sera :

$$T_{01} = \begin{bmatrix} 0,048 & 0 & 0 \\ 0 & 0,092 & 0 \\ 0 & 0 & 0,048 \end{bmatrix} \quad (5-6)$$

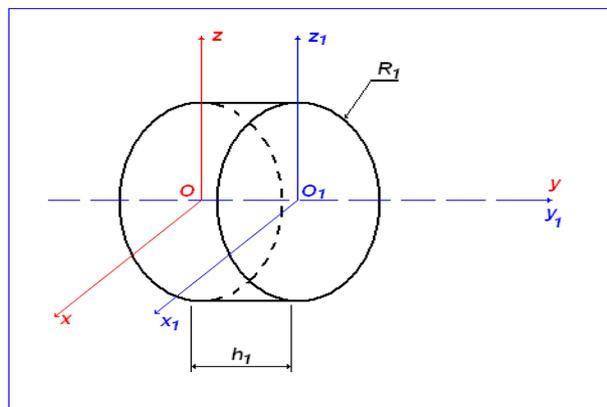


Figure 5-22 : Disque 1 équivalent à la poulie réceptrice.

b) Calcul du tenseur d'inertie du disque 2 par rapport au repère (O₂ X₂ Y₂ Z₂) :

Considérons le disque 2 (voir figure 5-23), c'est un modèle de la turbine de diamètre 800 mm, et de largeur L2 = 230 mm. On effectuant un calcul de la masse m_2 , on trouve :

$$m_2 = 66.232 \text{ Kg} \quad (5-7)$$

Cela veut dire que la largeur du disque qui correspond à ces données est :

$$L2 = \frac{m_2}{\rho \cdot \pi \cdot R_2^2} \quad (5-8)$$

Le tenseur d'inertie du disque 2 par rapport au repère $(O_2 X_2 Y_2 Z_2)$ est :

$$T_{02} = \begin{bmatrix} I_{x2} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y2} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z2} \end{bmatrix} \quad (5-9)$$

Application numérique :

Pour $m_2 = 66.232 \text{ Kg}$, $h_2 = L_2 = 0,01677 \text{ m}$. et $R_2 = 0,4 \text{ m}$, on trouve:

:

$$T_{02} = \begin{bmatrix} 2,65093 & 0 & 0 \\ 0 & 5,29856 & 0 \\ 0 & 0 & 2,65093 \end{bmatrix} \quad (5-10)$$

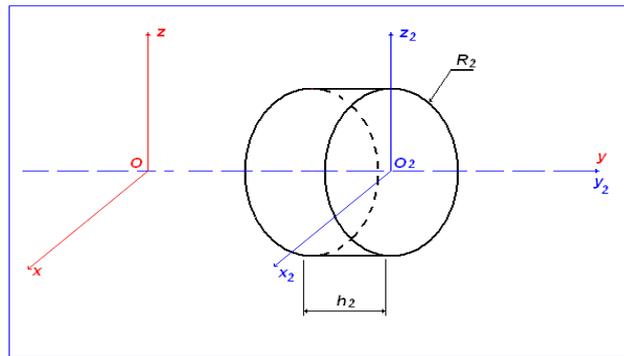


Figure 5-23 : Disque 2 équivalent à la turbine.

c) Calcul du tenseur d'inertie de l'arbre par rapport au repère $(O_3 X_3 Y_3 Z_3)$:

Considérons l'arbre de diamètre 55 mm, et de longueur de $L_3 = 590 \text{ mm}$

(figure 5-24). Sa masse est :

$$m_3 = \rho \cdot \pi \cdot R_3^2 \cdot h_3 \quad (5-11)$$

Avec : $h_3 = L_3 = 0,590 \text{ m}$.

Le tenseur d'inertie du disque 3 se présente sous la forme :

$$T_{03} = \begin{bmatrix} I_{x3} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y3} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z3} \end{bmatrix} \quad (5-12)$$

Application numérique :

Pour $m_3 = 11.018 \text{ Kg}$, $h_3 = L_3 = 0,590 \text{ m}$. et $R_3 = 0,0275 \text{ m}$, le tenseur d'inertie de l'arbre considéré est:

$$T_{03} = \begin{bmatrix} 0,32170 & 0 & 0 \\ 0 & 0,00417 & 0 \\ 0 & 0 & 0,32170 \end{bmatrix} \quad (5-13)$$

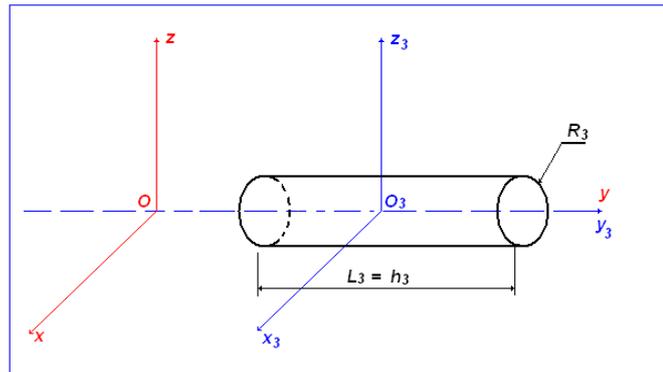


Figure 5-24 : Arbre du ventilateur.

d) Tenseur d'inertie de la masse parasite par rapport au repère (O₄ X₄ Y₄ Z₄) :

On suppose que la masse parasite représenté dans la figure 5-20, a la forme d'un parallélépipède comme l'indique la figure 5-25.)

Les moments d'inerties seront :

$$I_{x4} = \frac{m_4 \cdot (a^2 + b^2)}{12}$$

$$I_{y4} = \frac{m_4 \cdot (b^2 + L^2)}{12}$$

$$I_{z4} = \frac{m_4 \cdot (a^2 + L^2)}{12}$$

Application numérique :

$m_4 = 37.004$ gr (balourd déterminé lors de l'équilibrage du ventilateur

Fumée du Four émail Poppi).

$a = 3$ mm.

$b = 30$ mm.

$L' = 52$ mm

Ces dimensions ont été déterminées à l'aide du logiciel CATIA.

Le tenseur d'inertie de la masse parasite recherché est:

$$T_{04} = \begin{bmatrix} 0,2803 \cdot 10^{-5} & 0 & 0 \\ 0 & 1,1114 \cdot 10^{-5} & 0 \\ 0 & 0 & 0,8366 \cdot 10^{-5} \end{bmatrix} \quad (5-14)$$

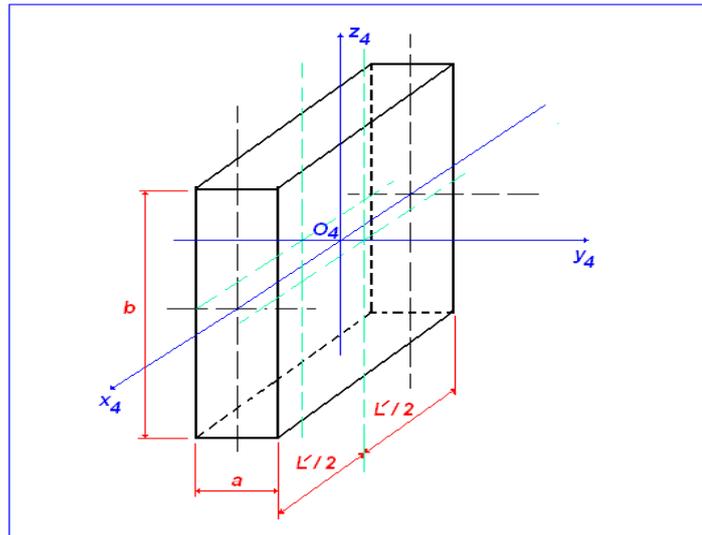


Figure 5-25 : Masse parasite sous forme d'un parallélépipède.

5-4 -4 Détermination du centre de gravité du système par rapport au repère (O X Y Z) :

On considère le système de la figure 5-21, et on calcule le centre de gravité de chaque organe par rapport au repère (O X Y Z).

Notre système est composé de quatre éléments: les disques 1 et 2, l'arbre et la masse parasite,

a) Détermination des centres de gravité des disques 1 et 2 et de l'arbre :

Les coordonnées des centres de gravité O_1 du disque 1 et O_2 du disque 2 par rapport au repère (O X Y Z) sont respectivement:

$$\begin{cases} x_{O_1} = 0 \\ y_{O_1} = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m} \\ z_{O_1} = 0 \end{cases} \quad (5-15)$$

et

$$\begin{cases} x_{O_2} = 0 \\ y_{O_2} = 642,385 \text{ mm} = 0,6424 \text{ m} \\ z_{O_2} = 0 \end{cases} \quad (5-16)$$

Les coordonnées du centre de gravité O_3 de l'arbre par rapport au repère (O X Y Z), sont :

$$\begin{cases} x_{O_3} = 0 \\ y_{O_3} = 339 \text{ mm} = 0,339 \text{ m} \\ z_{O_3} = 0 \end{cases} \quad (5-17)$$

b) Détermination du centre de gravité de la masse parasite :

Les coordonnées du centre de gravité O_4 de la masse parasite par rapport au repère (O X Y Z), sont déterminées suivant la position du balourd pendant la rotation du rotor. Si on choisit la position où le balourd est maximum, à cette position l'axe $O_4 Z_4$ est parallèle à l'axe $O_2 Z_2$ (Figure 5-26 b) . Si on prend la position où le balourd est orienté vers le bas ($Z_2 = -Z_4$), les coordonnées de O_4 par rapport à (O X Y Z) seront :

$$\begin{cases} x_{O_4} = 0 \\ y_{O_4} = 642,385 + 8,385 + 1,500 = 652,27 \text{ mm} = 0,65227 \text{ m} \\ z_{O_4} = -385 \text{ mm} = -0,385 \text{ m} \end{cases} \quad (5-18)$$

Avec :
$$y_{O_4} = y_{O_2} + \frac{h_2}{2} + \frac{a}{2} \quad (5-19)$$

Et :
$$z_{O_4} = -\left(R_2 - \frac{b}{2}\right) \quad (5-20)$$

Pour l'obtention de ces derniers résultats, il faut tenir compte simultanément des figures 5-21, 5-23, 5-25 et 5-26 b.

Pour la détermination des coordonnées du centre de gravité G par rapport au repère (O X Y Z), on a : $m_1 = 14,113 \text{ Kg}$, $m_2 = 66,232 \text{ Kg}$, $m_3 = 11,018 \text{ Kg}$,

$m_4 = 37,004 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}$, la masse du système est donc :

$$M' = 91,4 \text{ Kg}$$

Comme valeurs numériques des coordonnées de G , on trouve :

$$\begin{cases} X_G = 0 \\ Y_G = 0,51004 \text{ m} \\ Z_G = -0,15587 \cdot 10^{-3} \text{ m} \end{cases} \quad (5-21)$$

Z_G représente le décalage de l'axe principale d'inertie du système (rotor) par rapport à l'axe de rotation. Le système est déséquilibré suite au balourd de masse $m_4 = 37,004 \text{ gr}$ qui provoque l'apparition d'une excentricité (e) de valeur :

$$e = 0,15587 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (5-22)$$

Remarque :

L'excentricité (e), peut être déterminée à partir de la relation

$$e = r \cdot \frac{m}{M_R}$$

Ou : r est la distance où la masse parasite m est placée par rapport à l'axe de rotation

(OY). Dans notre cas c'est la distance ($z_{O4} = -0,385$ m), donc :

$$r = 0,385 \text{ m.}$$

m : masse parasite, $m = m_4 = 37,004 \cdot 10^{-3}$ Kg.

M_R :masse du rotor, tel que :

$$M_R = m_1 + m_2 + m_3 = 91,363 \text{ Kg} \quad (5-23)$$

Finalement, l'excentricité (e) a comme valeur :

$$e = 0,15593 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (5-24)$$

En comparant les valeurs des deux relations (5-22) et (5-24), nous constatons que le résultats sont approximativement les mêmes.

5-4 -5 Calcul du tenseur d'inertie du système en (O) :

Théorème d'Huygens généralisé :

Les repères (G X_G Y_G Z_G) et (A X Y Z) sont liés au solide (voir figure 5-26 a).

Les axes des repères sont parallèles entre eux, ce qui donne :

$$A\vec{G} = X_G \cdot \vec{i} + Y_G \cdot \vec{j} + Z_G \cdot \vec{k} \quad (5-25)$$

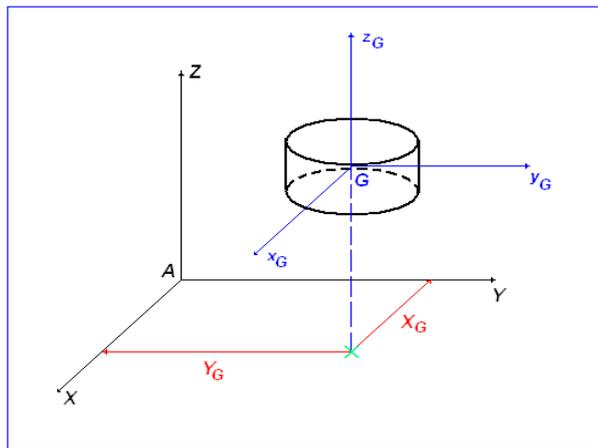


Figure 5-26 a : Représentation d'un solide en général.

Le tenseur d'inertie en (A) est obtenu par la relation matricielle suivante :

$$[T_A] = [T_G] + \begin{bmatrix} m(Y_G^2 + Z_G^2) & -m.X_G.Y_G & -m.X_G.Z_G \\ -m.X_G.Y_G & m(X_G^2 + Z_G^2) & -m.Y_G.Z_G \\ -m.X_G.Z_G & -m.Y_G.Z_G & m(X_G^2 + Y_G^2) \end{bmatrix} \quad (5-26)$$

On détermine les tenseurs d'inerties pour chaque organe en (O). Ensuite on établira la somme de ces tenseurs pour avoir celui du système en (O). A cet effet, les résultats du calcul sont comme suit :

a) Tenseurs d'inertie du disque 1 et du disque 2 en (O) :

Les tenseurs d'inertie T_1 du disque 1 et T_2 du disque 2 par rapport au centre (O) sont respectivement :

$$T_1 = \begin{bmatrix} 0,0548 & 0 & 0 \\ 0 & 0,092 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0548 \end{bmatrix} \quad (5-27)$$

Et

$$T_2 = \begin{bmatrix} 29,98255 & 0 & 0 \\ 0 & 5,29856 & 0 \\ 0 & 0 & 29,98255 \end{bmatrix} \quad (5-28)$$

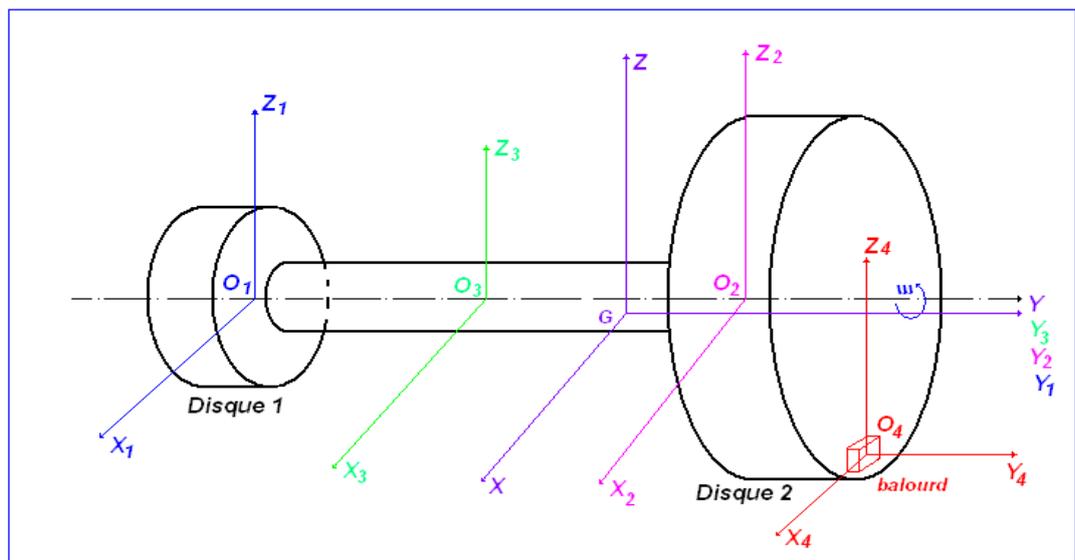


Figure 5-26 b: Représentation du centre de masse G du système.

b) Tenseurs d'inertie de l'arbre et de la masse parasite et T_0 du système en (O) :

Les tenseurs d'inertie respectifs en (O) sont :

$$T_3 = \begin{bmatrix} 1,26620 & 0 & 0 \\ 0 & 0,00417 & 0 \\ 0 & 0 & 1,26620 \end{bmatrix} \quad (5-29)$$

$$T_4 = \begin{bmatrix} 0,02123 & 0 & 0 \\ 0 & 0,00549 & 0,00929 \\ 0 & 0,00929 & 0,01575 \end{bmatrix} \quad (5-30)$$

Alors, le tenseur d'inertie T_0 du système en (O), sera :

$$T_0 = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad (5-31)$$

On aboutit à:

$$T_0 = \begin{bmatrix} 31,32478 & 0 & 0 \\ 0 & 5,40022 & 0,00929 \\ 0 & 0,00929 & 31,31930 \end{bmatrix} \quad (5-32)$$

On remarque d'après les composantes du tenseur d'inertie (5-32) que la majorité des produits d'inertie sont nuls est les autres produits sont négligeables devant les éléments diagonaux. On se propose de les négliger par rapport aux éléments diagonaux. On considère T_0 de la forme :

$$T_0 = \begin{bmatrix} I_{0x} & 0 & 0 \\ 0 & I_{0y} & 0 \\ 0 & 0 & I_{0z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 31,32478 & 0 & 0 \\ 0 & 5,40022 & 0 \\ 0 & 0 & 31,31930 \end{bmatrix} \quad (5-33)$$

Cependant, le moment d'inertie (I_0) du système par rapport au centre (o), s'écrit sous la forme [19,24]:

$$I_0 = \frac{1}{2}(I_{0x} + I_{0y} + I_{0z}) \quad (5-34)$$

Et le moment d'inertie par rapport à l'axe Oy sera : $I_{0y} = 05,40022 \text{ Kg.m}^2$ (5-35)

La pulsation propre du système (chapitre 4) est :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(M_R + m_4) \cdot g \cdot e}{I_{0y}}} \quad (5-36)$$

Où: m est la masse parasite, dans notre cas $m = m_4$

M_R est la masse du rotor sans la masse parasite.

g est le pesanteur.

e est l'excentricité donnée

I_{0y} le moment d'inertie du système par rapport à (Oy)

Application numérique :

$$M_R = 91,363 \text{ Kg}$$

$$m_4 = 37,004 \cdot 10^{-3} \text{ kg}.$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2.$$

$$e = 0,15587 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$I_{oy} = 05,40022 \text{ Kg.m}^2$$

Pour la pulsation propre et la fréquence propre du système on trouve respectivement :

$$\omega_0 = 0,16087 \text{ rd/s} \quad (5-37)$$

et
$$f_0 = \frac{\omega_0}{2.\pi} = 0,0256 \text{ Hz} \quad (5-38)$$

5-4-6 Détermination de l'amortissement critique du système :

D'après la relation (4-32) pour l'amortissement critique C_R on a :

$$C_r = 2 \cdot (M + m) \cdot \omega_0$$

Où: M est la masse du rotor sans la masse parasite $\Rightarrow M = M_R$

m est la masse parasite, pour notre cas : $m = m_4$

Donc l'expression de l'amortissement critique sera :

$$C_r = 2 \cdot (M_R + m_4) \cdot \omega_0 \quad (5-39)$$

Application numérique :

$$M_R = 91,363 \text{ Kg} \quad ; \quad m_4 = 37,004 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \quad ; \quad \omega_0 = 0,16087 \text{ rd/s.}$$

on obtient pour C_r :

$$C_r = 29,40704 \text{ Kg. rd / s} \quad (5-40)$$

5-4 -7 Calcul du coefficient d'amortissement du système C :

5-4 -7 -1 Détermination du décrement logarithmique Λ :

Si on considère le système tournant avec frottement sur les deux paliers supportant le rotor, le décrement logarithmique Λ est donné par [25,27]:

$$\Lambda = \ln \frac{A.e^{-\frac{C}{2.(M+m).t}} \cdot \sin(\delta.t + \beta)}{A.e^{-\frac{C}{2.(M+m).\left(t + \frac{2.\pi}{\delta}\right)}} \cdot \sin(\delta.t + 2.\pi + \beta)} = \frac{C.\pi}{(M + m).\delta} \quad (5-41)$$

Pour notre cas, on a : $M = M_R$ et $m = m_4$, d'où :

$$\Lambda = \ln \frac{A.e^{-\frac{C}{2.(M+m).t}} \cdot \sin(\delta.t + \beta)}{A.e^{-\frac{C}{2.(M+m).\left(t + \frac{2.\pi}{\delta}\right)}} \cdot \sin(\delta.t + 2.\pi + \beta)} = \frac{C.\pi}{(M_R + m_4).\delta} \quad (5-42)$$

Ainsi pour déterminer le coefficient d'amortissement C du système, il faut calculer le décrement logarithmique Λ et la pulsation propre amortie δ du système.

Considérons le rotor portant la turbine du ventilateur Fumée du four Email Poppi, représenté dans la figure 5-27 réalisée par le logiciel CATIA. Le rotor est constitué par un arbre de diamètre 55 mm, supporté par deux paliers à roulements, balourdé par la masse m , comme l'indique la figure 5-28, et situé à une distance r par rapport à l'axe de rotation (OY). On a les considérations suivantes :

La masse parasite est supposée être de forme parallélépipède de masse :

$$m = m_4 = 37.004 \text{ gr.} \quad (5-43)$$

La turbine est de rayon :

$$R = 400 \text{ mm} \quad (5-44)$$

Pour déterminer le coefficient de frottement C , on a procédé à une série de mesures pratiques de l'angle φ (figure 5-28), qui caractérise le déplacement angulaire de la masse parasite à l'instant (t) par rapport à l'axe vertical. On refait cette mesure à l'instant $(t + T_A)$, où T_A est la période des oscillations de la masse parasite ou du système amortie à un degré de liberté.

Si on considère la relation (5-41), on voit que l'amortissement est caractérisé par le logarithme du rapport de déplacement à l'instant (t) et à l'instant $(t + T_A)$.

Alors que la période de vibrations amortie est :

$$T_A = \frac{2 \cdot \pi}{\delta} \quad (5-45)$$

Avec δ est la pulsation propre amortie, qui dépend de la pulsation propre du système conservatif ω_0 et du coefficient d'amortissement C . On a:

$$\delta^2 = \omega_0^2 - \left[\frac{C}{2(M + m)} \right]^2 \quad (5-46)$$

La période T_A est toujours inconnue. Pratiquement, si on écarte la turbine déséquilibrée par une masse parasite m de sa position d'équilibre, d'un angle φ_1 à l'instant t_1 donné, et on la laisse libre, la turbine aura le mouvement d'un pendule complexe. Dès qu'elle revient à sa position initiale après un temps écoulé T_A , on aura une oscillation caractérisée par sa période T_A et sa pulsation propre amortie δ .

Pour mesurer la hauteur h (figure 5-29), à chaque fois on utilise une réglé millimétrique, placée horizontalement à la position et au moment où la turbine s'arrête en effectuant la

première oscillation, ensuite la deuxième oscillation, la troisième ..., ainsi de suite. A chaque fois et après chaque mesure de la hauteur h , on calcule l'angle d'écartement φ qui sera déterminé comme suit :

La hauteur h peut s'écrire sous la forme :

$$h = O'O'' = OO'' - OO' = R - R \cdot \cos \varphi = R \cdot (1 - \cos \varphi)$$

$$\Rightarrow \cos \varphi = 1 - \frac{h}{R} \quad (5-47)$$

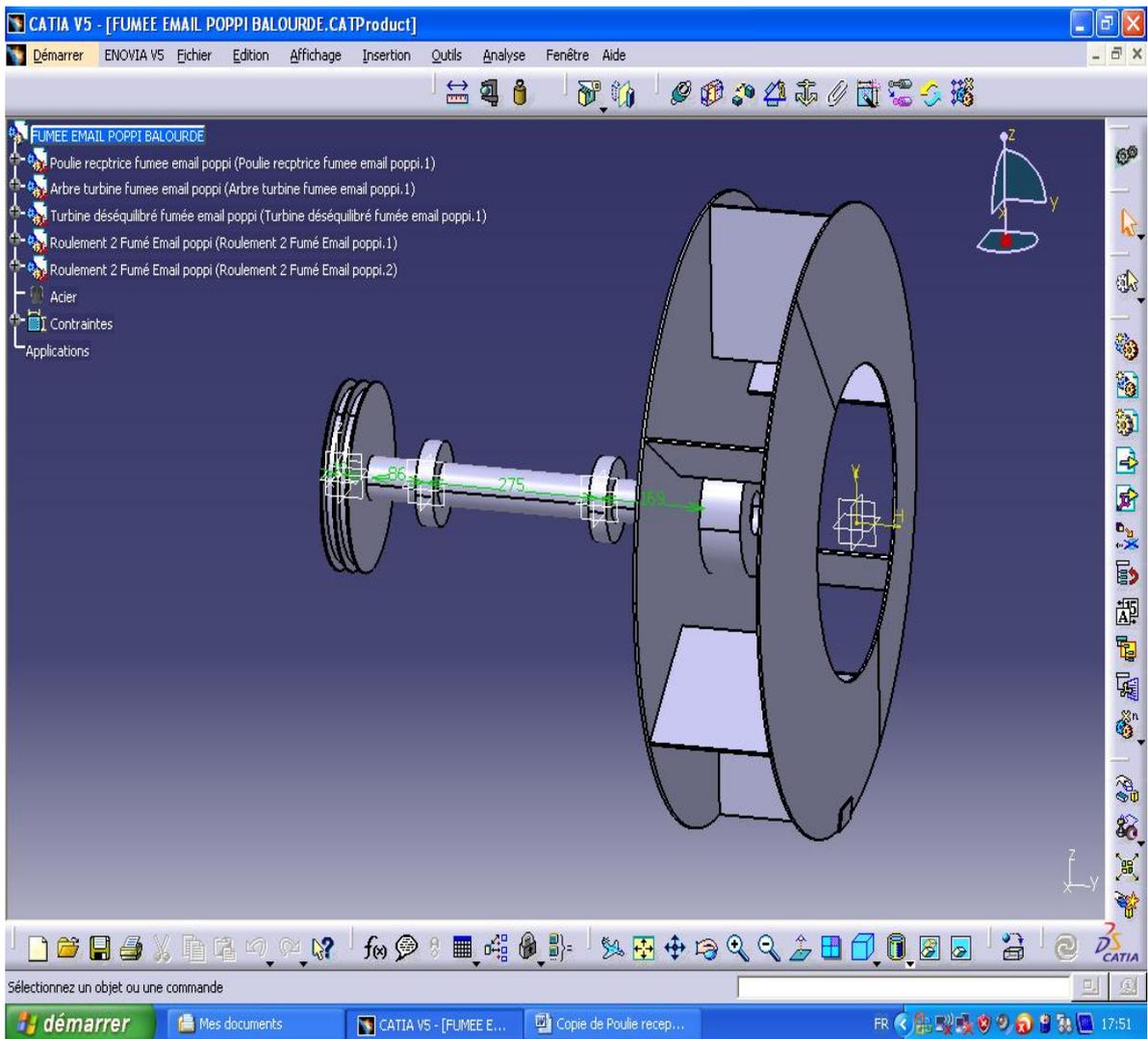


Figure 5-27 : Rotor déséquilibré du ventilateur Fumée du Four Email Poppi, représenté par CATIA.

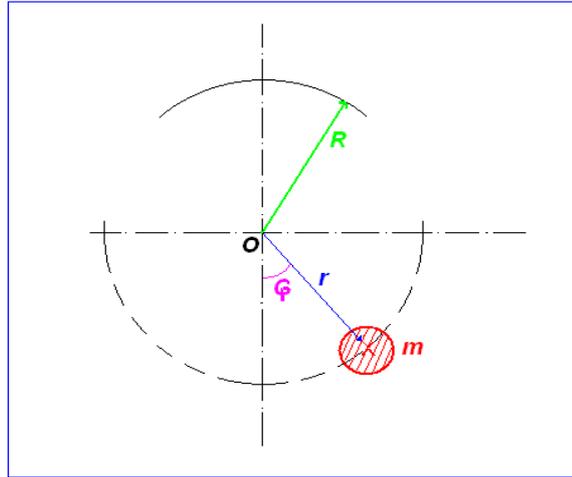


Figure 5-28 : Mouvement d'oscillation du balourd autour de la position d'équilibre sur la turbine Fumée du four Email Poppi.

On déduit que :

$$\varphi = \text{Arc cos}\left(1 - \frac{h}{R}\right) \quad (5-48)$$

A partir de la relation (5-48) on calcule la valeur du déplacement angulaire φ pour chaque période (tableau 5-9).

Pour le décrétement logarithmique: si on prend deux déplacements angulaires φ successifs à l'instant (t) et à l'instant (t + T_A) respectivement et d'après le tableau 5-9, on aura :

$$\Lambda_1 = \ln\left(\frac{\varphi(t)}{\varphi(t + T_A)}\right) \quad (5-49)$$

Et comme valeur numérique: $\Lambda_1 = \ln\left(\frac{0,722741}{0,664063}\right) \Rightarrow \Lambda_1 = 0,084674$ (5-50)

De nouveau, on prend les deux déplacements angulaires φ à (t + T_A) et à (t + 2 T_A) ainsi qu'aux instants (t + 2 T_A) et (t + 3 T_A) pour lesquels on a respectivement:

$$\Lambda_2 = \ln\left(\frac{\varphi(t + T_A)}{\varphi(t + 2T_A)}\right) \text{ et } \Lambda_3 = \ln\left(\frac{\varphi(t + 2T_A)}{\varphi(t + 3T_A)}\right) \quad (5-51)$$

Les valeurs numériques correspondantes sont :

$$\Lambda_2 = \ln\left(\frac{0,664063}{0,578105}\right) \Rightarrow \Lambda_2 = 0,138622 \quad (5-52)$$

$$\Lambda_3 = \ln\left(\frac{0,578105}{0,478901}\right) \Rightarrow \Lambda_3 = 0,188262 \quad (5-53)$$

Finalement, le décrément logarithmique Λ est la moyenne des trois valeurs obtenues, donc :

$$\Lambda = \frac{\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3}{3} \quad \Rightarrow \quad \Lambda = 0,137186 \quad (5-54)$$

5-4 -7 -2 Détermination du coefficient d'amortissement C :

Pour déterminer maintenant le coefficient d'amortissement C, on considère

Les relations (5-42) et (5-46) avec $M = M_R$ et $m = m_4$ et on en déduit que:

$$\delta = \frac{\sqrt{4.(M_R + m_4)^2 . \omega_0^2 - C^2}}{2.(M_R + m_4)} \quad (5-55)$$

et :

$$C = \frac{2 \cdot \Lambda \cdot (M_R + m_4) \cdot \omega_0}{\sqrt{4.\pi^2 + \Lambda^2}} \quad (5-56)$$

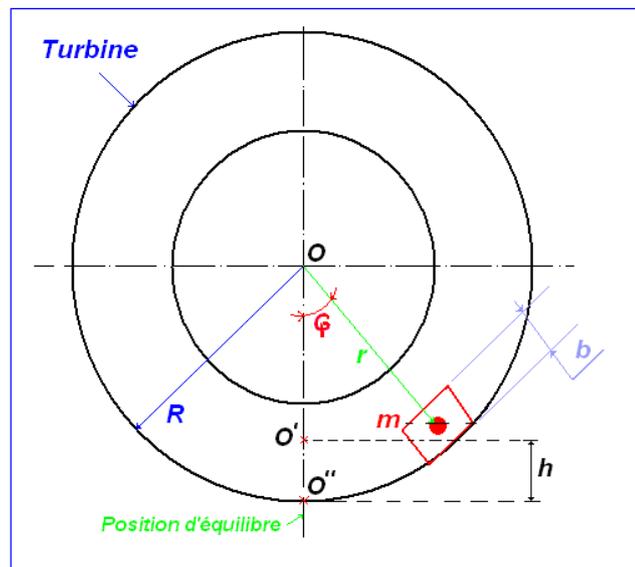


Figure 5-29: Mesure de l'écartement (h) du balourd

Temps (s)	t	t + T _A	t + 2T _A	t + 3T _A
h (mm)	100	85	65	45
φ (degré)	41,140	38,048	33,123	27,439
φ (radiant)	0,722741	0,664063	0,578105	0,478901

Tableau 5-9: Déplacement angulaire (φ) du balourd sur la turbine

Application numérique :

$$M_R = 91,363 \text{ Kg} \quad , \quad m_4 = 37,004 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \quad , \quad \omega_0 = 0,06409 \text{ rd/s} \quad , \quad \Lambda = 0,137186$$

$$\text{Le coefficient d'amortissement sera :} \quad C = 0,64192 \text{ Kg} \cdot \text{rd/s}$$

Remarques :

- On remarque que $C < C_r$, ce qui montre le système faiblement amorti.
- La pulsation propre amortie (5-46) est: $\delta = 0,16083 \text{ rd/s}$.

$\delta < \omega_0$, ce qui implique que le système est faiblement amorti, et que cet amortissement freine et ralentit le mouvement oscillatoire du système. Ceci est du au fait que l'amplitude de vibrations décroît avec le temps (tableau 5-9).

5-4 -8 Détermination de la fréquence, de la pulsation réduite et du taux d'amortissement α du système :

Sachant que la période et la fréquence des vibrations amorties ont respectivement pour expressions :

$$T_A = \frac{2.\pi}{\delta} \quad \text{et} \quad f_a = \frac{1}{T_A} = \frac{\delta}{2.\pi}, \quad f_0 = \frac{\omega_0}{2.\pi} = 0,0256 \text{ Hz}$$

Et connaissant δ , on obtient :

$$T_A = 39,06724 \text{ secondes} \quad \text{et} \quad f_a = 0,02559 \text{ Hz} \quad (5-57)$$

On remarque aussi que $f_a = 0,02559 \text{ Hz}$ est légèrement inférieure à f_0 (5-38).

Selon la relation (4-44), on a : $\xi = \frac{\omega}{\omega_0}$

D'après les données techniques de la machine, la fréquence de rotation de la ligne d'arbre portant la turbine du ventilateur Four Email Poppi est :

$$f = 29.9 \text{ Hz} \quad (5-58)$$

La pulsation (ω) de la force d'excitation est :

$$\omega = 2.\pi.f \quad \text{donc} \quad \omega = 187,86724 \text{ rd/s} \quad (5-59)$$

Concernant la pulsation propre ω_0 , la valeur trouvée est beaucoup plus inférieure à la pulsation excitatrice (ω). Il faut que $\omega_0 > \omega$. Autrement dit, pour que le rapport de pulsation aura une signification, il faut que ($\xi \neq 1$). Pour cela, on a déterminé les différentes fréquences propres et les modes propres du système, en procédant à une analyse modale numérique à l'aide du logiciel CATIA (figure 5-30). On a pris la valeur de la première fréquence supérieure classée après la fréquence excitatrice f correspondante à la pulsation excitatrice ω . Ces valeurs sont représentées dans la figure 5-30. Cependant la valeur prise de la fréquence propre f_{02} relative à la pulsation propre ω_{02} est : $f_{02} = 45,04870 \text{ Hz}$

Sachant que pour la pulsation propre on a: $\omega_{02} = 2.\pi.f_{02}$, on trouve :

$$\omega_{02} = 283,04933 \text{ rd/s}$$

La pulsation réduite sera :

$$\xi = \frac{\omega}{\omega_{02}} \quad \Rightarrow \quad \xi = 0,66373 < 1 \quad (5-60)$$

$$\text{Le taux d'amortissement est : } \alpha = \frac{C}{C_r} \quad (5-61)$$

Où, C_r est l'amortissement critique donné qui dépend de la pulsation propre ω_0 . On remplace cette pulsation par celle donné (ω_{02}) et l'amortissement critique correspond à cette pulsation sera donné par :

$$C_{r2} = 2 \cdot (M_R + m_4) \cdot \omega_{02} \quad (5-62)$$

De même, le coefficient d'amortissement dépend de la pulsation propre ω_0 , donc elle sera remplacée par ω_{02} , on obtient alors :

$$C_2 = \frac{2 \cdot \Lambda \cdot (M_R + m_4) \cdot \omega_{02}}{\sqrt{4.\pi^2 + \Lambda^2}} \quad (5-63)$$

$$\text{Pour le taux d'amortissement, on a : } \alpha = \frac{C_2}{C_{r2}} \quad (5-64)$$

Application numérique :

$$M_R = 91,363 \text{ Kg} ; m_4 = 37,004 \cdot 10^{-3} \text{ kg} .; \omega_{02} = 283,04933 \text{ rd/s} ; \Lambda = 0,137186$$

On trouve/

$$\text{Amortissement critique: } C_{r2} = 51741,41752$$

$$\text{Coefficient d'amortissement : } C_2 = 1129,44418$$

$$\text{Taux d'amortissement : } \alpha = 0,02183$$

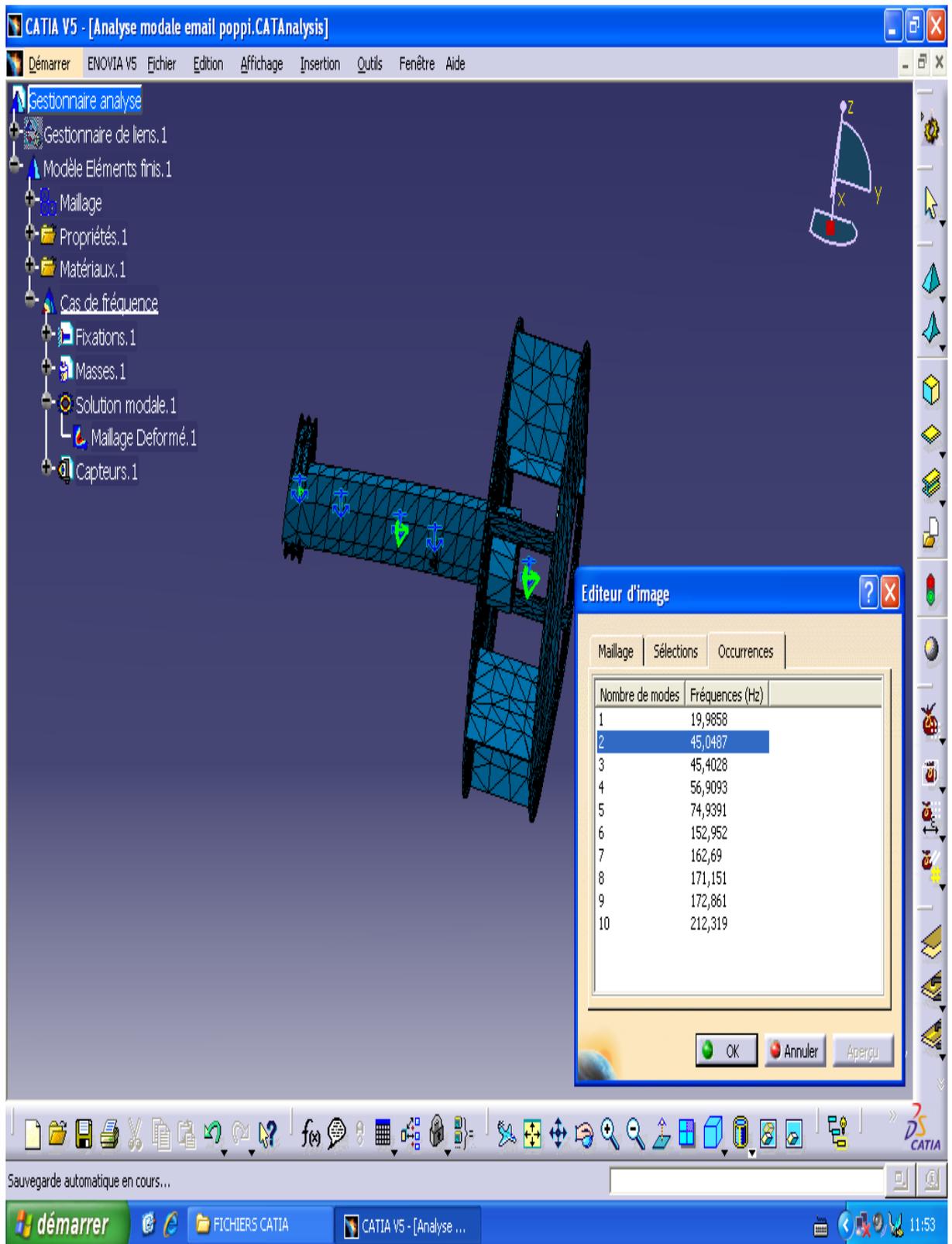


Figure 5-30: Fréquences et modes propres du ventilateur Fumée du Four Email POPPI établis par(CATIA).

5-4 -9 Calcul du facteur d'amplification dynamique (agrandissement) G et amplitude dynamique :

En tenant compte de la relation (4-43) avec $A_0 = e$, l'agrandissement G est :

$$G = \frac{A}{e} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \xi^2)^2 + 4 \cdot \alpha^2 \cdot \xi^2}} \quad (5-65)$$

Où : A est l'amplitude dynamique du système.

A_0 est l'amplitude statique, elle représente l'excentricité (e) dans le cas d'un balourd statique, ce qui correspond parfaitement à notre cas.

En tenant compte de (5-60) et (5-64), l'agrandissement sera :

$$G = 1,78504$$

Dans ce cas, l'amplitude dynamique de la vibration sera :

$$A = G \cdot e \quad (5-66)$$

On sait que $e = 0,15587 \cdot 10^{-3} m$ (5-24) donc on aboutit à: $G = 1,78504$

L'amplitude dynamique de la vibration sera : $A = 0,27823 \cdot 10^{-3} m$

5-4 -10 Détermination du déplacement (x), de la vitesse (v) et de l'accélération vibratoire (a) :

Soit l'équation différentielle du système forcé à un degré de liberté [5]

$$\ddot{x} + 2 \cdot \alpha \cdot \omega_0 \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot x = \frac{F_0}{M + m} \cdot \sin \omega t \quad (5-67)$$

Sa solution est de la forme

$$x = G \cdot A_0 \cdot \sin(\omega t + \phi) \quad (5-68)$$

$$x = G \cdot e \cdot \sin(\omega t + \phi) = A \cdot \sin(\omega t + \phi) \quad (5-69)$$

En tenant compte des relations $A_0 = e$ et (5-66), où :

A : est l'amplitude dynamique du déplacement vibratoire.

ω : est la pulsation excitatrice.

ϕ : est le déphasage entre le signal d'entrée généré par la force d'excitation

(balourd), et le signal de sortie généré par la réponse qui est le déplacement vibratoire (x), comme l'indique la figure 4-15.

Donc, d'après l'expression (4-48), le déphasage ϕ sera : $\phi = \text{Arctg} \left(\frac{2 \cdot \alpha \cdot \xi}{1 - \xi^2} \right)$

Pour $\xi = 0,66373$ et $\alpha = 0,02183$, on trouve: $\phi = 2,96510 \text{ deg} \text{ rés} = 0,05175 \text{ radians}$

Finalement, le déplacement vibratoire donné par la relation (5-69) devient :

$$x = 0,27823 \cdot 10^{-3} \cdot \sin(187,86724 \cdot t + 0,05175) \quad (5-70)$$

Amplitude efficace A_{eff} du déplacement vibratoire :

Dans le cas d'une vibration de type sinusoïdale (figure 3-2-a), l'amplitude efficace s'exprime en fonction de l'amplitude crête (chapitre3) de la façon suivante :

$$A_{eff} = \frac{A_c \cdot \sqrt{2}}{2} = 0.707 \cdot A_c \quad (5-71)$$

Elle est connue aussi par la valeur RMS. Où,

A_c : est la valeur crête du signal vibratoire comme l'indique la figure (3-2-a), donc elle représente l'amplitude maximale du déplacement vibratoire (A). On trouve:

$$A_c = A = 0,27823 \cdot 10^{-3} m$$

L'amplitude efficace du déplacement vibratoire sera :

$$A_{eff} = 0,19671 \cdot 10^{-3} m$$

On dérivant l'équation du déplacement, on obtient la vitesse vibratoire :

$$V = \frac{dx(t)}{dt} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (5-72)$$

A cet effet, l'amplitude maximale de la vitesse sera :

$$V_{max} = A \cdot \omega \quad (5-73)$$

On obtient comme valeurs numériques:

$$A = 0,27823 \cdot 10^{-3} m \quad ; \quad \omega = 187,86724 \text{ rd/s}$$

L'amplitude maximale de la vitesse vibratoire sera : $V_{max} = 52,27030 \text{ mm/s}$

Amplitude efficace V_{eff} de la vitesse :

C'est la valeur RMS de l'amplitude de la vitesse qui sera déterminée à partir de :

$$V_{eff} = \frac{V_c \cdot \sqrt{2}}{2} = 0.707 \cdot V_c \quad (5-74)$$

Où, V_c est la valeur crête de l'amplitude de la vitesse, elle représente l'amplitude maximale de la vitesse, donc :

$$V_c = V_{max} = 52,27030 \text{ mm/s}$$

La valeur en RMS ou l'amplitude efficace de la vitesse est :

$$V_{eff} = 36,95510 \text{ mm/s}$$

En dérivant l'équation de la vitesse, on obtient l'accélération et son amplitude maximale :

$$a(t) = \frac{d^2x(t)}{dt^2} = \frac{dv(t)}{dt} = -\omega^2 \cdot A \cdot \sin(\omega t + \phi)$$

$$a_{max} = A \cdot \omega^2 \quad (5-75)$$

Numériquement on aboutit à :

$$A = 0,27823 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad ; \quad \omega = 187,86724 \text{ rd/s}$$

On déduit que : $a_{max} = 9,81988 \text{ m/s}^2 = 1,00101 \text{ g}$

Avec $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

La valeur RMS de l'amplitude de l'accélération est :

$$a_{eff} = \frac{a_c \cdot \sqrt{2}}{2} = 0.707 \cdot a_c \quad (5-76)$$

a_c est la valeur crête de l'amplitude de l'accélération, elle représente l'amplitude maximale de l'accélération pour laquelle on trouve:

$$a_c = a_{max} = 1,00101 \text{ g}$$

On déduit de (5-106) la valeur en RMS ou de l'amplitude efficace de l'accélération :

$$a_{eff} = 0,70771 \text{ g}$$

5-5 Validation des résultats :

Dans le chapitre 4 recensements des cas pratiques et commentaires, en particulier pour le cas vécu du ventilateur Fumée Email Poppi, sur l'ensemble des mesures prélevées que se soit en terme de vitesse ou d'accélération, ces valeurs sont données en RMS ou en valeur efficace, d'après le mode de calcul de l'appareil de mesures des vibrations (Movilog 2).

Le tableau 5-10 résume la bonne concordance entre les résultats théoriques et expérimentaux.

Valeurs déterminées	Vitesse vibratoire en mm/s	Accélération vibratoire en g
Théorie	36,95510	0,70771
Expérimentation	Niveau global : 33,39 Niveau du pic de la fréquence fondamentale est : 31,36	Niveau global : 0,7318

Tableau 5-10: Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux pour ventilateur Fumée du four Email Poppi.

5-5-1 Confrontation de la vitesse en prenant le niveau de raie de la composante prépondérante :

L'erreur absolue est :
$$\Delta V = |V_0 - V_{eff}|_f \quad (5-77)$$

V_0 et V_{eff} sont respectivement la valeur mesurée (réelle) de l'amplitude de la vitesse et la valeur efficace de l'amplitude de vitesse déterminée théoriquement. On a :

$$V_0 = 31,36 \text{ mm/s}$$

$$V_{eff} = 36,95510 \text{ mm/s}$$

Donc, l'erreur absolue sera :

$$\Delta V = 5,59510 \text{ mm/s}$$

La précision ou l'erreur relative sera :

$$\varepsilon_V = \frac{\Delta V}{V_{eff}} \Rightarrow \varepsilon_V = 0,15140 = 15,14\%$$

5-5-2 Vitesse et accélération en prenant le niveau global de vibration en RMS :

L'erreur absolue est :
$$\Delta V' = |V'_0 - V_{eff}|_f \quad (5-78)$$

Où : V'_0 est la valeur mesurée (réelle) du niveau global de la vitesse.

$$V'_0 = 33,39 \text{ mm/s}$$

Donc, l'erreur absolue sera :
$$\Delta V' = 3,56510 \text{ mm/s}$$

La précision ou l'erreur relative est donc :
$$\varepsilon'_V = \frac{\Delta V'}{V_{eff}} \quad (5-79)$$

$$\Rightarrow \varepsilon'_V = 0,09647 = 9,647\%$$

L'erreur absolue est :
$$\Delta a = |a_0 - a_{eff}| \quad (5-80)$$

Où, a_0 est la valeur mesurée de l'accélération vibratoire global en RMS, telle que :

$$a_0 = 0,7318 \text{ g}$$

a_{eff} est la valeur efficace de l'amplitude de l'accélération déterminée théoriquement :

$$a_{eff} = 0,70771 \text{ g}$$

Donc, l'erreur absolue sera :
$$\Delta a = 0,02409 \text{ g}$$

La précision ou l'erreur relative est :
$$\varepsilon_a = \frac{\Delta a}{a_0} \Rightarrow \varepsilon_a = 0,03292 = 3,292\%$$

5-6 Conclusion :

Le diagnostic vibratoire établi sur le ventilateur Fumée du four Email Poppi, présente plusieurs anomalies mécaniques, à savoir :

- Un défaut de déséquilibre lié à l'effort rotatif dont le balourd est la source.
- Un défaut de déséquilibre lié à l'effort directionnel relatif au :
 - 1- défaut d'usure sur les plots d'amortissement reliant le châssis de la machine avec la structure.
 - 2- Défaut de jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers de l'arbre portant la turbine provoqué par un commencement d'usure sur ces portées.

Vu le type d'anomalies citées et l'instabilité vibratoire sur la structure, les résultats des niveaux de vibrations réels trouvés, sont un peu décalés par rapport à ceux déterminés mathématiquement, notamment ceux liés à la vitesse qui présentent une précision de 15,14 % et 9,647 %. Par contre, le niveau de vibrations global réel de l'accélération est proche de celui de la théorie, il présente une précision de 3,292 %. L'erreur enregistrée dans la mesure relative à la vitesse est liée au mode de la fonction d'intégration du signal capté par l'accéléromètre qui permet de transformer les accélérations mesurées en vitesses et en déplacements si nécessaire. Avec l'intégration numérique des accélérations on peut facilement avoir ce décalage entre les deux valeurs mesurée et calculée.

Le modèle mathématique adopté donne des résultats proche de ceux du modèle réel, et les résultats peuvent être améliorés, dans le cas où on dispose d'un équipement présentant seulement un défaut de balourd. En effet, si le nombre de défaillances mécaniques ou électriques y compris le balourd augmente sur une installation, les résultats pratiques liés au défaut du balourd seront masqués et leurs comparaisons avec ceux déterminés par la théorie seront moins précis.

Dans le cadre de ce mémoire et de manière relativement similaire à celle du cas présenté dans ce chapitre, nous avons encore traité deux cas de machines industrielles (Annexe 2). Les résultats ont été présentés à un congrès international de mécanique [7,8].

CONCLUSION GENERALE

Il n'est jamais simple de pouvoir identifier une défaillance ou un ensemble de défaillances dans une installation industrielle. Les défaillances peuvent présenter les mêmes symptômes. Dans ce modeste travail, on procède à l'étude de machines stratégiques et courantes dans des chaînes de production en Algérie. Ces dernières nécessitent un contrôle vibratoire systématique, afin d'éviter leurs arrêts intempestifs, augmenter leurs disponibilités et programmer des interventions pour réparation dès l'apparition des défauts qui peuvent surgir en cours de fonctionnement.

Comme notre travail a un aspect expérimental relativement poussé, les différents tests, mesures et expériences sont faits directement sur site.

On a présenté des cas pratiques de machines industrielles qui révèlent un symptôme unique représenté par les mêmes images vibratoires. On cite :

- Cas a : V Séparateur Cru,
- Cas b : Séparateur ciment,
- Cas C : V refroidissement final.

L'interprétation spectrale des mesures de vibrations a permis de déceler la présence d'un défaut de balourd, alors que la réalité et dans certains cas, ce défaut est la conséquence d'une altération mécanique ou d'une altération thermique. En l'occurrence, on distingue deux sortes de déséquilibre, les défauts provenant d'un effort rotatif, et les défauts issus d'une contrainte directionnelle comme le desserrage de palier, une excentricité (jeu), un effort induit par une courroie tendue,...etc.

On a mis en évidence le rôle de l'analyse de phase dans la distinction entre les efforts rotatifs et directionnels (Cas a et Cas c).

La correction du balourd n'est pas toujours réussie, car elle dépend de plusieurs facteurs. Parmi Les plus importants de ces facteurs, on cite : l'existence du défaut de balourd seul, et la bonne fixation de la machine comme dans le cas du ventilateur Four Email Poppi (usure des plots d'amortissement).

Les résultats obtenus dans cette étude, peuvent être améliorés, si la machine en question présente un défaut de balourd seul, sans l'influence des autres défaillances à savoir le jeu

sur la ligne d'arbre du rotor de la turbine et l'usure des plots d'amortissement sur les points de fixation de la machine.

On estime que ce modeste travail nous a permis de nous introduire dans le domaine des applications industrielles

Le contenu de ce travail est perfectible et il peut être élargi à l'étude des autres défauts comme défauts d'engrènements, de serrage, ... et aux cas des rotors flexibles.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Alain BOULENGER et Christian PACHAUD, Surveillance des Machines par Analyse des Vibrations, AFNOR, 1998.
2. Roland Bigret, Vibrations des machines tournantes et des structures, Tec Et Doc, 1993
3. Roland Bigret, Jacques-Louis Féron, Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes .Modèles, mesurages, analyses des vibrations, Masson, 1997.
4. Paul-Eric DUPUIS, «Essais de vibrations, mesures et exploitation des résultats», Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, BM 5 160, (2003).
5. DOUGDAG Mourad. Introduction des défauts mécanique dans l'étude des machines tournantes. Thèse de magistère. Université de Blida, 2001.
6. David AUGÉIX, Analyse Vibratoire des machines tournantes, Traité Génie Mécanique BM 5145.
7. M. OUALI, R.MAGRAOUI, A.KHODJA, Contribution à la Maintenance Conditionnelle par l'Analyse vibratoire, Défaillances Mécaniques et Solutions Proposées, 10^{ème} Congrès International de Mécanique, Oujda, Maroc, 2011
8. R.MAGRAOUI, M. OUALI, A.KHODJA, Contribution à la Maintenance Conditionnelle par l'Analyse vibratoire, Contrôle Vibratoire des Machines Tournantes, 10^{ème} Congrès International de Mécanique, Oujda, Maroc, 2011
9. Alain BOULENGER et Christian PACHAUD, Diagnostic Vibratoire en Maintenance Préventive, DUNOD, Paris, 1998.
10. FRAMATOME DIAGONSTIC, Stage de Formation, France, 1992.
11. Bruel & Kjaer , Stage – Maintenance Conditionnelle, Danemark, 1989.
12. Jacques MOREL, Vibrations des Machines et Diagnostics de leur Etat Mécanique, EYROLLES, Paris, 1992.
13. Philipe ARQUES, Diagnostic Prédictif de l'Etat des Machines, MASSON, Paris, 1996.
14. L. BOURGAIN, R. DART, J. BOURGAIN, Machines tournantes et circuits Pulsés, Dunod, Edition Bordas, France 1988.
15. MEDSERVICES, SKF, Maintenance Conditionnelle par Analyse Vibratoire, Alger, 2001.
16. André PREUMONT, Vibrations Aléatoires et Analyse Spectrale, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne, 1990.

17. Mark SERRIDGE, Torben R. Licht, Accéléromètres Piézoélectriques et Préamplificateurs de Vibration, Bruel & Kjaer, Danemark, 1988.
18. THOMAS GMUR, Dynamique des structures – Analyse modale numérique, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne, 1997.
19. Jozef HERING, Cours de mécanique, Mécanique analytique, OPU, Alger, 1993.
20. Mario PAZ, Structural dynamics. Theory and computation, VAN NOSTRAND REINHOLD COMPANY New-York, 1985 (Second Edition)
21. C.F. BEARDS, Structural Vibration : Analysis and Damping, London 1996.
22. Francisque SALLES, Claude LESUEUR, Les Vibrations Mécaniques, MASSON et Cie, Paris, 1972.
23. M'Paly Diaby, Vibration des structures par analyse modale, Cépaduès, 2010
24. M. OUALI. , Mécanique théorique approfondie. Cours PG, Blida, Algérie, 2008.
25. A. AIAD, Dynamique des structures et Systèmes Couplés. Cours PG, Blida, Algérie, 2008.
26. J. PELLET, Notice de modélisation de l'amortissement mécanique, U2.06.03, Code Aster 2002.
27. Ray W. Clough, Joseph Penzien, DYNAMICS OF STRUCTURES, University Ave. Berkeley, CA 94704 USA, 1995.
28. Alain GIRARD, Dynamique des structures, Techniques d'Analyse et d'essai, Techniques de l'Ingénieur, B 5150, 2001.
29. [GIRONNET95] B. GIRONNET & G. LOURADOUR, Vibrations et vitesses dangereuses de torsion, Techniques de l'ingénieur, Volume B5-IV, Août-1995
30. [VIBRO-METER85] VIBRO-METER. Introduction aux vibrations, application aux machines tournantes, 1985.
31. [VIBRO-METER86]. VIBRO-METER, Les machines tournantes et leurs comportements vibratoires, Edition n°1/Août 1986 "
32. [VIBRO-METER89] VIBRO-METER, Introduction à l'analyse modale. Théorie expérimentale des structures mécaniques, P/N 561-008 F, Edition n°3/Mars 1989.
33. [VIBRO-METER89-1] VIBRO-METER. Equipement de simulation des machines tournantes, 1989.

34. Arnaud LAZARUS, Thèse du doctorat, Influence des Défauts sur le Comportement Vibratoire Linéaire des Systèmes Tournants, Ecole Polytechnique, France 2008.
35. Paul Eric Dupuis, Essais de vibrations, Mesures et exploitation des résultats, Techniques de l'Ingénieur, BM 5160, 2003.
36. Y. BACHIR, A. KHODJA , T. TERKI, Diagnostic de Défauts Mécaniques par l'Analyse Vibratoire, PROCEEDINGS , PROVIB' 93, Blida, 1993.
37. Jean-Marc PUGNET, Equilibrage des rotors rigides et flexibles, Traité Génie Mécanique BM 5130.
38. SKF, Catalogue général, Italie, 1989.
39. Jean louis FAUSCHON, Guide de Mécanique – Sciences et Technologie Industrielles, NATHAN, Paris, 2001.
40. R.B. RANDALL,, Frequency Analysis, 3rd édition 1st print Brüel & Kjaer 1987
41. L. BOURGAIN, R. DART & J. BOURGAIN, Machines tournantes et circuits pulsés. Applications Industrielles et médicales de l'analyse spectrale, Dunod, Edition Bordas, France 1988.
42. DOUGDAG M. & OUALI M., Modélisation d'un Roulement à billes et de ses défauts. Etude Comparative, XV colloque Vibrations Chocs & Bruit, Lyon France du 14, 15 et 16 Juin 2006
43. DOUGDAG M. & OUALI M., The calculation of ball bearing nonlinear stiffness Theoretical and experimental study with Comparisons. Journal of Engineering and Applied Sciences 3 (11) 872-883, 2008
44. OUALI Mohammed & DOUGDAG Mourad, Calculation model of the stiffness of the cylindrical Etude Comparative, XV colloque Vibrations Chocs & Bruit, Lyon France du 14, 15 et 16 Juin 2006
45. Arnaud ALLEZY, Contribution a l'analyse du comportement dynamique de machines tournantes en régime transitoire. Approches métrique et expérimentale. Thèse de doctorat présentée à l'INSA LYON, N° d'ordre 2006-ISAL-0013, 2006.
46. ANGELO M., Vibration monitoring of Machines, Technical Review N°1-1987, Brüel & Kjaer.
47. Michel MORET, Roulements et Butées à Billes et à Rouleaux, Traité Génie Mécanique B 5370.
48. G. BARATTO, J.J. GUERIN, J. MONGIS, C. TOUPNIES & A. VIEU, Analyse morphologique des défaillances d'organes de machine, CETIM 1992, pp.58-65

ANNEXE 01

1- Matériels utilisés pour le suivi vibratoire

1- 1 Le capteur :

Le capteur utilisé lors des prélèvements de mesures de vibrations est l'accéléromètre ASH 210. Ses caractéristiques sont :

Sensibilité à 120 Hz :	100 mV / g \pm 5 %.
Bande passante à 10 % :	2 Hz – 10 KHz.
Fréquence de résonance :	> 20 KHz.
Transverse :	< 5 %.
Contrainte de base :	< 1g / 250 μ strain.
Etendue de mesure :	80 g.
Point de repos :	compris entre 13 V et 16 V.
Température de stockage et de fonctionnement :	- 20°C - +120°C
la température haute est limitée par celle du câble entre	90°C et 120°C.

1- 2 Collecteur de données MOVIOLOG 2 :

La surveillance périodique de nos machines tournantes ciblées dans le mémoire se fait avec le collecteur de données MOVIOLOG 2, qui nous donne l'accès à une gamme complète d'application, à savoir:

- Analyse et diagnostic des machines sur site.
- Recherche de résonances de structures ;
- Suivi périodique des machines ;

Il est doté d'un module équilibrage pour la correction des défauts de balourd, dont les fonctions d'aide à l'installation des masses, au contrôle et à l'optimisation de la qualité d'équilibrage sont incluses dans ce module.

Le Movilog 2 est un outil simple d'utilisation, maniable avec son faible poids. Il est associé à son logiciel PC de maintenance prédictive pour le diagnostic appelé DIVADIAG conçu pour le suivi périodique des équipements industriels. Il est doté d'une importante capacité mémoire et une rapidité de prise de mesures et de contrôle automatique de validité des résultats.

Ses caractéristiques techniques sont :

- Cet appareil de mesures est bâti sur une architecture multiprocesseur qui lui confère puissance et rapidité. Il intègre notamment un convertisseur 16 bits associé à un processeur de traitement de signal 32 bits virgule flottante, de bruit de traitement numérique négligeable ;
- Dynamique : 110 dB hors gain ;
- Analyse en temps réel : jusqu'à 20 KHz avec 75 % de recouvrement.
- Résolution fréquentielle permettant de séparer deux phénomènes de fréquences très voisines : FFT 3200 lignes plus zoom de facteur 128 ;
- Traitement de signal entièrement numérique permet l'implantation de nouvelles fonctionnalités par simple chargement de logiciel, depuis un PC ou par carte PCMCIA, sans modification du matériel ;
- Capacité mémoire illimitée par l'utilisation de cartes PCMCIA ;
- Autonome avec ses 18 h sans recharge de batteries ;
- Son boîtier étanche en polycarbonate qui donne sa robustesse ;
- Mesures du niveau global de vibrations incluant des mesures suivant les normes ISO 2954 ;
- Contrôle de roulements;
- Analyse spectrale ;
- Zoom ;
- Analyse temporelle ;
- Analyse d'enveloppe (démodulation temporelle ou spectrale);
- Analyse basse fréquence ;
- Analyse synchrone ;
- Mesure de phase

MAGRAOUI Rabah (1), OUALI Mohammed (2),
 KHODJA Ali (3).

(1), (2) : Université Saad Dahleb Blida, Département de Mécanique, Faculté des Sciences de l'ingénieur, Laboratoire de recherche STRUCTURES MECANIKUES – Blida, ALGERIE.

(3) : Laboratoire de vibrations, Entreprise VIBRATECH, Blida.

INTRODUCTION :

Durant ces dernières années, les ingénieurs se sont intéressés aux problèmes de vibrations des machines industrielles, soit par l'isolement de ces vibrations, ou par la réduction de leurs effets. Ainsi, l'installation des équipements industriels s'accompagne par un besoin de contrôle de vibrations soit par l'expérience de l'ingénieur (le toucher) ou à l'aide des instruments optiques ou autres qui mesurent les déplacements vibratoires. Cependant, une technologie de mesures de vibrations s'est développée pour effectuer le contrôle de sévérité vibratoire lors de l'acquisition d'un nouvel équipement et assurer la surveillance des machines industrielles. L'apparition des collecteurs de données de vibrations informatisés a contribué d'une manière considérable à la surveillance périodique des machines et au suivi de l'évolution des défauts mécaniques ou électriques qui peuvent surgir lors du fonctionnement des leurs apparitions. Dans ce travail, nous étudierons le comportement vibratoire d'un équipement stratégique dans une cimenterie :

- Un ventilateur séparateur dont le mouvement est transmis à l'aide d'un accouplement semi élastique dans la zone ciment.

Cette étude montre la détection précoce des défaillances, grâce aux interprétations spectrales fournies par un collecteur de données et analyseur de vibrations MOVILOG 2 qui est associé à son logiciel PC DIVADIAG de maintenance prédictive. Ceci permet d'approfondir les analyses spectrales des signaux et la détection avec précision de la source des anomalies qui sont source de vibrations.

Jusqu'à ces dernières années, l'entretien des machines et le remplacement des pièces soumises à l'usure pouvaient être envisagés, entre autres, de deux manières : L'attente de la casse (rupture) ou le remplacement à intervalles réguliers.

L'attente de la casse n'est plus pensable et les interventions systématiques sont souvent inutiles et coûteuses : pièces, main d'œuvre, productivité... De même, compte tenu des erreurs humaines inévitables, lors des arrêts et des mises en service, ces interventions peuvent nuire à la fiabilité des machines et de leurs organes.

Le suivi vibratoire apporte la connaissance de l'état réel de la machine à tout moment, prévient suffisamment tôt

de l'apparition d'un défaut et permet de suivre son évolution pour **gérer la maintenance**.

Gérer la maintenance, c'est programmer l'arrêt indispensable de la machine en perturbant le moins possible la production toute en tenant compte de la disponibilité de l'équipe d'intervention et de l'approvisionnement en pièces de rechange. C'est la maintenance prédictive, prévisionnelle ou encore conditionnelle. Le rôle du suivi vibratoire n'est pas de limiter la casse mais d'estimer la durée de fonctionnement autorisée avant les éventuelles avaries pour prévoir l'entretien nécessaire [1].

Mots clés : Maintenance, Analyse vibratoire, machines tournantes, défauts mécaniques, défauts électriques.

EXEMPLE D'UN CAS VECU:

On se propose d'exposer un cas pratique vécu dans la cimenterie de Saida, il s'agit du Ventilateur Séparateur dans la zone Cru.

1- VENTILATEUR SEPARATEUR CRU – Cimenterie SAIDA:

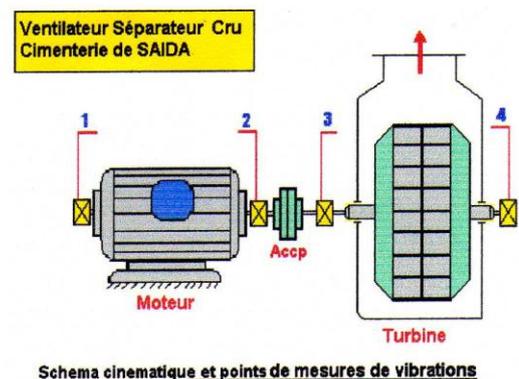


Figure 1-1

1-1 Description de la machine :

Le ventilateur séparateur a pour mission d'aspirer les gaz brûlés dans le four et la poussière évaporée sous forme de gaz, qui sont à leurs tours refouler dans la tour de préchauffage. La transmission du mouvement du moteur électrique vers le rotor portant la turbine est assurée par un accouplement semi élastique. La vitesse de rotation du rotor portant la turbine est la même que celle du moteur qui est de 16.25 Hz (975 tr/min).

1-2 Equation du comportement vibratoire du système mécanique :

Soit un système de paliers supportant un rotor. En modélisant l'ensemble rotor-palier comme un système à un (01) degré de liberté, l'équation différentielle du mouvement peut être exprimée par [2] :

$$(m_r + m_p) \ddot{x} + a \dot{x} + k \cdot x = m \cdot |r| \cdot \omega_0^2 \quad (1)$$

Ou : m_r : masse du rotor, m_p : masse parasite, ω_0 : fréquence naturelle de rotor, k : rigidité du support (N / m), a : amortissement du support (N / m.s), x : amplitude du mouvement.

Dans le cas d'un mouvement harmonique, le déplacement x du support peut être décrit sous la forme :

$$x = X \cdot \sin(\omega.t + \phi) \quad (2)$$

Ou : X : amplitude maximum du mouvement (μm),

ϕ : retard de phase entre $|r|$ et X .

L'amplitude maximale du mouvement, solution de l'équation différentielle (1) est:

$$\frac{X}{|e|} = \frac{m_r \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)}{(m_r + m_p) \cdot \sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4 \cdot D^2 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (3)$$

$$\text{Avec : } \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{(m_r + m_p)}} \quad (4)$$

$$\text{Et : } A = \frac{a}{2 \cdot \sqrt{k \cdot (m_r + m_p)}} \quad (5)$$

$$\text{On pose } C_r = 2 \cdot \sqrt{k \cdot (m_r + m_p)} \quad (6)$$

Le rapport A est appelé **amortissement de Lehr**, et on a :

$A < 1$: un mouvement vibratoire, c'est le cas d'un amortissement faible. En pratique la valeur de A est petite, par exemple dans le cas d'un ressort en acier :

$A = 0.001$, et pour un ressort en caoutchouc :

$A = 0.05$. [3]

Le déphasage ϕ sera exprimé par :

$$\tan(\phi) = \frac{2 \cdot A \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \quad (7)$$

Les différents régimes sont [2] :

- Lorsque la vitesse de rotation du rotor est plus faible que la fréquence de résonance du support, alors : l'ensemble se comporte comme si les paliers étaient très rigides et l'équation ci-dessus s'écrit :

$$\frac{X}{|e|} = \frac{m_r \cdot \omega^2}{k} \quad (8)$$

- Lorsque la vitesse de rotation du rotor est plus élevée que la fréquence de résonance du support, alors l'ensemble se comporte comme si les paliers étaient très souples, les forces d'inertie dans le système sont plus grandes que les forces élastiques limitées exercées par la suspension qui peuvent être négligées, alors :

$$\frac{X}{|e|} = \frac{1}{(m_r + m_p) \cdot \left(\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1\right)} \quad (9)$$

L'égalité (9), pour $\omega_0 \ll \omega$ et après simplifications, prend la forme :

$$\frac{X}{|e|} = \frac{1}{\frac{(m_r + m_p)}{m_r}} \quad (10)$$

Ceci montre que si les capteurs de vibrations mesurent le mouvement X des paliers comme étant représentatifs de l'excentricité $|e|$, alors le rapport entre la masse parasite et la masse du rotor sera minimisé pour obtenir une plus haute sensibilité.

Lorsque la vitesse du rotor coïncide avec la fréquence naturelle (propre) du support, les forces d'inertie et élastiques sont en opposition de phases et ont la même amplitude. L'amplitude du déplacement radial est alors liée au terme d'amortissement A . Si cet amortissement est faible, l'effet dynamique peut produire des déplacements radiaux importants.

1-3 Diagnostic Analyse des résultats :

Les prélèvements de mesures de vibrations sur toute la chaîne cinématique de la machine révèlent la présence d'une vibration énormément importante sur l'ensemble des paliers. Le niveau vibratoire est beaucoup plus important du côté palier libre qui représente le point N°04 que du côté palier fixe c'est-à-dire respectivement les points de mesure N°04 et N°03 (figure 1). Ainsi, nous remarquons que la forme du spectre est beaucoup plus significative que son amplitude qui représente le degré d'usure de l'élément défectueux.

Sur le palier N°02, selon le schéma cinématique sur lequel nous avons relevé les mesures de vibrations, nous avons un spectre d'un peigne de raies espacées équidistantes de la fréquence de rotation, d'une amplitude dominante à la première fréquence de ce bouquet de raies. Cette forme de spectre montre la présence d'un jeu dans la machine, et d'un balourd à cette amplitude dominante à la première fréquence de rotation d'un niveau de 5.942 mm/s (Figure 1-2). Ce dernier niveau de vibrations est important en position horizontale, mais en position axiale, sur le même point de mesure, nous obtenons la deuxième fréquence de rotation qui est dominante (Figure 1-3), malgré que le niveau de vibrations en cette direction soit faible comparativement à celui de la position horizontale. Mais le spectre n'a pas changé de forme, ce qui reflète une présence d'un jeu sur ce ventilateur. Par contre, la deuxième fréquence est indicative de 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 en position axiale à la rotation de la machine (Figure 1-1), nous indique un spectre de faible niveau à une fréquence dominante à la première fréquence de rotation, mais le spectre n'a pas changé de sa forme avec le peigne de raies indiquant le jeu dans la machine (Figure 1-4).

Le spectre de la mesure de vibrations relevé sur le palier N°03 selon la chaîne cinématique en position horizontale (Figure 1-5), révèle la présence d'un choc représenté par un peigne de raies identiques à celles des mesures précédentes. Une remarque importante s'impose au niveau de ce spectre :

-la deuxième fréquence de rotation reflète la présence du désalignement des deux arbres (moteur et turbine), et
-la quatrième fréquence et ses harmoniques (4^{ème}, 8^{ème}, 12^{ème}, ...) qui sont présentes le long de la bande de fréquence, nous renseignent sur le desserrage des boulons

de fixation du palier N°03. Ce desserrage à son tour, engendre automatiquement un désalignement entre les deux arbres sus cités qui est caractérisé par la deuxième fréquence de rotation.

Le niveau de vibrations sur le palier libre N°04 du ventilateur en position horizontale (Figure 1-6), est le plus dangereux (16.865 mm/s), il est concentré sur une seule fréquence qui correspond à celle de la rotation de la machine, et en position verticale (figure 1-7), le niveau à la même fréquence est de l'ordre de 05.254 mm/s. Le spectre n'a pas changé de forme et le phénomène de jeu se propage sur la ligne d'arbre portant la turbine. En matière d'analyse d'énergie du spectre, nous remarquons que sur les autres paliers de la machine, l'énergie spectrale est dispersée sur toute la bande de fréquences (1000 Hz), tandis que sur le palier libre, l'énergie spectrale est concentrée à la fréquence de rotation. Il en découle, par conséquent, la présence d'une force tournante dans ce palier. Il s'agit soit d'un balourd sur la turbine ou d'une excentricité de l'arbre sur la portée de roulement. Si nous comparons notre spectre relevé sur ce palier libre, par rapport aux autres spectres relevés sur les paliers N°02 et N°03 (figure 1-1), nous remarquons que les niveaux de vibrations sur ces derniers paliers sont beaucoup plus faibles par rapport à ceux du palier N°04, malgré que le spectre a gardé sa forme unique sur tous les points de mesures de vibrations. Cette différence de niveau de vibrations montre que la source de vibrations est beaucoup très proche du palier libre que des autres paliers, donc il ne peut s'agir de balourd, mais d'une excentricité de l'axe de rotation par rapport à l'axe principal d'inertie. Pour un balourd, les efforts exercés sur les paliers portant la turbine sont évalués en fonction de la position de la turbine et de l'importance du balourd. Dans le cas d'excentricité, l'effort est concentré sur un seul palier, tandis que sur la toute la longueur de l'arbre il est pratiquement nul.

A partir de nos constatations, nous avons concentré notre recherche sur le palier libre N°04, en prenant en considération l'analyse des phases pour confirmer qu'il s'agit bien d'une contrainte directionnelle non tournante (excentricité), et non pas d'un effort tournant (balourd). En effet, nous avons relevé deux mesures de phases en direction radiale sur le palier libre en position horizontale et verticale. Effectivement nous avons trouvé un déphasage de 03.66°, qui est proche de 0°, donc ce déphasage est négligeable, ce qui nous permet de confirmer la présence d'une excentricité due à un jeu important sur la portée de roulement du palier libre.

CONCLUSION :

Ces types de machines étudiées nécessitent un contrôle vibratoire systématique pour

- éviter leurs arrêts intempestifs,
- augmenter leurs disponibilités
- pouvoir programmer des interventions pour réparations dès l'apparition des défauts qui peuvent surgir en cours de fonctionnement...

La surveillance vibratoire permet de suivre l'évolution des défauts avec des mesures de tendance vibratoire. C'est un indicateur de l'état de la machine et de son comportement dans le futur. Il permet d'anticiper sur les éventuels arrêts et pannes et de prendre les dispositions nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechanges en cas de besoins.

L'analyse vibratoire, permet non seulement de localiser avec précision les défauts mécaniques, mais aussi de contrôler la sévérité vibratoire lors du montage et installations des équipements neufs.

Aujourd'hui une bonne maintenance des machines tournantes présente plusieurs avantages : réduction du prix de revient du produit, ..., réussite de l'entreprise.

La maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire, assure la disponibilité de l'outil de production et garantit les prévisions de l'entreprise pour un programme donné.



Figure 1-2

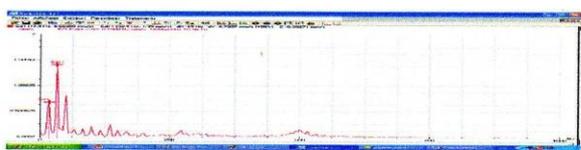


Figure 1-3

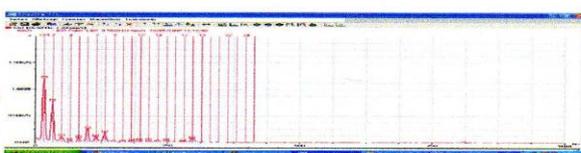


Figure 1-4

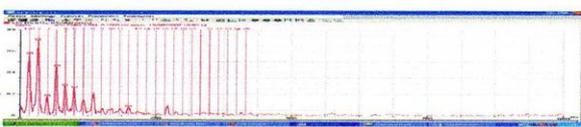


Figure 1-5



Figure 1-6

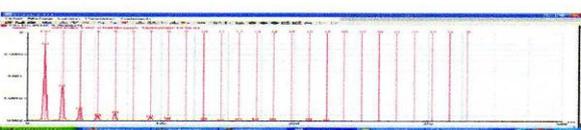


Figure 1-7

REFERENCES

- [1]. Framatome Diagnostic- Jean de MANS- Le diagnostic vibratoire au service de la Maintenance Réf : 104-1. LYON 1992.
- [2]. Philippe Arquès. Professeur des Universités. Ecole centrale de Lyon- DIAGNOSTIC PREDICTIF DE L'ETAT DES MACHINES Edition MASSON 1996.
- [3]. Jozsef HERING. Maître de conférence à l'Université de Blida- Cours de mécanique analytique – OPU BLIDA 1993.
- [4]. Les défauts des machines. Les défauts des engrenages Encyclopédie pour formation en maintenance préventive 1993.

Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire Défaillances mécaniques et solutions proposées

OUALI Mohammed (1), MAGRAOUI Rabah (2),
KHODJA Ali (3).

(1), (2) : Université Saad Dahleb Blida, Département de
Mécanique, Faculté des Sciences de l'ingénieur,
Laboratoire de recherche STRUCTURES
MECANIQUES – Blida, ALGERIE.

(3) : Laboratoire de vibrations, Entreprise VIBRATECH,
Blida.

INTRODUCTION

La maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire prévient suffisamment tôt de l'apparition des défauts avec un état réel de la machine en tout moment. Elle permet une programmation adéquate des interventions et réparations sur les machines. La surveillance vibratoire est assurée par des appareils de mesure de vibrations avec lesquels on assure le suivi des machines tournantes à des périodes déterminées en fonction de leurs états en se basant sur les normes internationales. Cette technique de surveillance donne la possibilité de localiser avec précision l'ensemble des défaillances mécaniques ou électriques qui peuvent surgir lors du fonctionnement de la machine, telles que les défauts :

- de roulement.
- d'usure (pièces montées).
- d'alignement.
- d'engrènement.
- de balourd (déséquilibre des rotors, ventilateurs,...).
- de Flexion des arbres.
- de transmissibilité de vibrations aux structures.
- électromagnétique sur les moteurs électriques (excentricité du champ magnétique, usure des flasques, parasite électrique, mauvais redressement du courant électrique...).

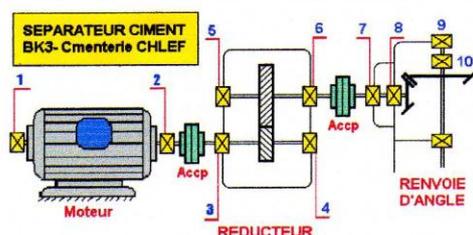
On peut aussi citer le mauvais fonctionnement de quelques machines tournantes courantes : pompes centrifuges, ventilateurs...

Mots clés : Maintenance conditionnelle, machines tournantes, défaut d'engrènement, balourd.

EXEMPLE D'UN CAS VECU :

Dans cette partie de ce travail un cas pratique, rencontré dans la cimenterie de Chlef en Algérie, est exposé ;
- Un séparateur dans la zone ciment.

1- Séparateur ciment BK 03- Cimenterie CHLEF :



Schema cinématique et points de mesures de vibrations

Figure 1-1

1-1 Description de la machine :

Le séparateur ciment est une machine importante dans la cimenterie, elle est classée parmi les machines stratégiques qui nécessitent une surveillance par l'analyse vibratoire. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone d'une puissance

380 KW, tournant à une vitesse de 1500 tr/mn (25 Hz), accouplé directement à un réducteur à un seul étage, avec une sortie de 525 tr/mn. Le réducteur est accouplé à son tour à un second réducteur (renvoi d'angle) comme l'indique la chaîne cinématique. La roue du séparateur a une vitesse de rotation de 123 tr/mn afin de séparer les grosses particules du ciment des fines particules qui sont des produits finis. Les grosses particules de ciment sont récupérées pour être raffinées et les broyées pour atteindre la granulométrie (grosseur du grain) du ciment. La roue du séparateur est de 6103 mm de diamètre et à 12 pales. La fréquence d'engrènement du réducteur est de 800 Hz, et celle du renvoi d'angle de 201 Hz.

1-2 Choix des points de mesure de vibrations :

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir l'information dont on a besoin. Dans notre cas, nous essayons de connaître l'état général de la machine. Il est donc nécessaire de connaître l'état des roulements, des pignons et l'état du balourd sur la roue du séparateur. La figure 2-1 permet d'étudier la machine et de choisir les points de mesure sur les paliers qui serviront à déceler toutes les défaillances qui peuvent surgir sur la machine et lors de son fonctionnement. La programmation des points de mesure est établie d'une manière qui permet de capter toutes les fréquences d'intérêt et de suivre leurs évolutions dans les trois (03) directions horizontale, verticale et axiale.

1-3 Défaits des engrenages :

1-3-1 Initiation aux défauts des réducteurs :

Le terme bris d'engrènement comporte divers degrés de tension ou de cassure qui peuvent arriver aux engrenages en service. De cette manière il n'est pas nécessairement limité à sa signification habituelle, qui veut dire destruction complète des pièces mécaniques. Des engrenages peuvent se briser de différentes façons. Lorsqu'un bris se produit, il est important d'être capable de distinguer le type de cassure et la cause par l'examen des pièces. Chaque type de cassure laisse des traces caractéristiques sur la denture. Une analyse détaillée donne souvent assez d'informations pour établir la cause originale la plus plausible [4] de ces défaillances. Les bris ont été groupés en quatre (4) catégories : usure, fatigue, déformation plastique et cassure [4].

1-3-2 Défaits des réducteurs :

Il y a Plusieurs techniques de détections des défauts d'engrenages. L'analyse spectrale des mesures vibratoires permet de localiser avec précision cette défaillance. Un réducteur qui a de légères irrégularités sur les faces de chacune des dents ne provoquera pas un signal unique. Ces légères irrégularités ne sont pas considérées comme des défauts. Une entaille plus importante, une dent fêlée, ébréchée, générera un signal unique de la forme d'une impulsion.

Le spectre d'une boîte de vitesses en fonctionnement comprend l'association de signaux déterministes en provenance de l'engrènement des engrenages et de signaux aléatoires résultant de l'interaction des faces des dents qui contient les informations caractéristiques de la détérioration des dents [2].

1-3-3 Fréquence vibratoire des réducteurs à engrenages :

Le signal vibratoire engendré par les efforts sur les dents au niveau d'un palier a pour expression [2]:

$$X_p(t) = \sum_{m=1}^M a_m(t) \cdot \sin(2\pi \cdot m \cdot z_d \cdot f_r \cdot t + \phi_m(t)) + b(t) \quad (11)$$

Où f_r : fréquence de rotation de l'arbre,

z_d : nombre de dents d'une roue, avec

$$f_e = z_d \cdot f_r \quad (12)$$

f_e : fréquence d'engrènement,

$b(t)$: bruit composé d'harmoniques non synchrones avec la rotation de l'arbre et de composantes aléatoires à large spectre comme les frottements,...

$a_m(t)$ et $\phi_m(t)$: amplitude et phase modulées dues aux jeux, torsion, etc.

1-3-4 Fréquence d'engrènement d'un réducteur à un seul étage :

Considérons une boîte à engrenages droits et à deux arbres parallèles :

Arbre 1 : f_1 : vitesse de rotation en Hz de l'arbre 1

z_{d1} : Nombre de dents du pignon 1.

Arbre 2 : f_2 : vitesse de rotation en Hz de l'arbre 2

z_{d2} : Nombre de dents du pignon 2.

La fréquence d'engrènement en Hz est :

$$f_e = z_{d1} \cdot f_1 = z_{d2} \cdot f_2 \quad (13)$$

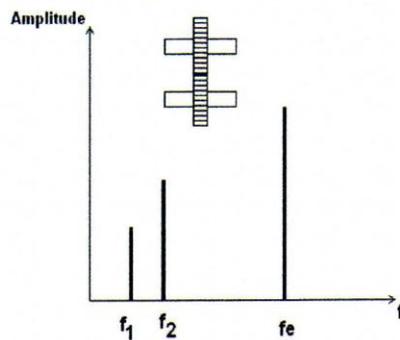


Figure 1-2 : Analyse spectrale : denture correcte

Le spectre de l'engrènement de cette boîte d'engrenages sans détérioration des engrenages est composé des fréquences f_1 , f_2 et f_e (figure 1-2).

Avec la détérioration des engrenages, les mêmes fréquences sont détectées et auxquelles s'ajoutent les harmoniques de la fréquence d'engrènement [2] :

f_1, f_2 et $f_e, 2 \cdot f_e, 3 \cdot f_e, \dots, n \cdot f_e$

L'amplitude de la fréquence d'engrènement n'est généralement pas significative pour des indications sur l'état des engrenages.

1-3-5 Fréquence des dentures :

Le couple sur l'arbre qui porte l'engrenage s'écrit [2] :

$$C = C_0 \cdot \cos(2\pi \cdot f_e \cdot t + \phi) \quad (14)$$

Et lorsque l'engrenage est monté excentré sur l'arbre ou mal aligné, ce couple a pour expression :

$$C = C_0 \cdot (1 + k \cdot C_p) \cdot \cos(2\pi \cdot f_e \cdot t + \phi) \quad (15)$$

Où k est constante de proportionnalité et C_p est un couple parasite à la fréquence f dû à l'axe de l'arbre excentré :

$$C_p = C_{p0} \cdot \cos(2\pi \cdot f) \quad (16)$$

Le couple sur l'arbre qui porte l'engrenage s'écrit finalement :

$$C = C_0 \cdot (1 + k \cdot C_{p0} \cdot \cos(2\pi \cdot f)) \cdot \cos(2\pi \cdot f_e \cdot t + \phi) \quad (17)$$

Après des considérations mathématiques on a :

$$C = C_0 \cdot \left(\cos(2\pi \cdot f_e \cdot t + \phi) + \frac{k}{2} \cdot C_{p0} \cdot \cos[2\pi \cdot (f_e - f) \cdot t + \phi] + \frac{k}{2} \cdot C_{p0} \cdot \cos[2\pi \cdot (f_e + f) \cdot t + \phi] \right) \quad (18)$$

Le signal comporte les fréquences $(f_e - f)$ et $(f_e + f)$ autour de la fréquence de rotation de l'arbre on a la fréquence f . Les fréquences harmoniques de la fréquence d'engrènement peuvent aussi être modulées et chaque pignon peut faire intervenir ainsi sa propre fréquence de rotation. Dans certains cas, l'amplitude de la fréquence génératrice f peut être inférieure à celles des bandes latérales et disparaître complètement.

1-4 Diagnostic et analyse des résultats :

Le séparateur ciment présentait une vibration importante, en dépit de sa petite vitesse de fonctionnement. A cet effet, notre objectif consistait à faire son diagnostic et de le réparer avant qu'un dégât matériel ne se produise. Les prélèvements de mesures de vibrations, sur toute la chaîne cinématique de la machine, montrent la présence de plusieurs défauts qui se manifestent au cours du fonctionnement. Il s'agit d'un désalignement entre l'arbre moteur et celui du pignon d'attaque du réducteur d'après les spectres représentés dans les Figures 1-3, 1-4 et 1-5, qui sont respectivement dans la direction horizontale, verticale et axiale, se manifestent à la première fréquence de rotation et ses harmoniques. Pour le désalignement entre l'arbre de sortie du réducteur et l'arbre d'entrée du renvoi d'angle qui se manifeste à des fréquences relatives à la fréquence de rotation correspondant à celle du pignon d'attaque du renvoi d'angle qui est de 08.75 Hz (Figures 1-3 et 1-13), on remarque que la fréquence de rotation du pignon d'attaque sus indiquée se présente comme un peigne de raies avec ses inter fréquences, malgré que le niveau soit faible, mais le jeu est réel et présent (Figure 1-13) dans la direction axiale. Nous remarquons aussi la présence du

déséquilibre de la roue du séparateur qui se manifeste à la fréquence de rotation de la sortie du renvoi d'angle (**02.05 Hz**), générant des vibrations d'un niveau de 12.189 mm/s (**Figure 1-6**) sur le palier N°03 dans la direction axiale.

Tandis que, sur les spectres de hautes fréquences (**Figures 1-7, 1-8, 1-9, 1-10, 1-11, 1-12 et 1-14**) nous avons décelé une usure sur les flancs de la denture du train d'engrenages du premier réducteur, ainsi qu'un jeu sur la ligne d'arbre portant le pignon d'attaque du renvoi d'angle. Ces défauts doivent être signalés immédiatement aux responsables de la maintenance pour y remédier. A cet effet, des instructions ont été données. On cite, l'équilibrage de l'hélice du séparateur. D'autres propositions et instructions peuvent suivre comme le changement du réducteur et du renvoi d'angle à cause de la non disponibilité de ces organes. Comme remède, nous avons procédé à l'équilibrage de l'hélice, qui a fait diminuer le niveau de vibrations provoquées par le balourd jusqu'à 01.89 mm/s. Le remplacement du réducteur et du renvoi d'angle pour certaines considérations peut être effectué un peu plus tard.

CONCLUSION

Les machines du genre traité nécessitent une surveillance vibratoire. On augmente ainsi leurs disponibilités et on peut planifier des interventions pour d'éventuelles réparations. Par ailleurs, une surveillance vibratoire permet de suivre l'évolution du défaut et de prendre les dispositions nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechange en cas de besoin. L'analyse des vibrations, nous a permis de faire le diagnostic des défaillances mécaniques et de proposer des solutions pour les corriger. On notera que nos conseils ne sont pas toujours suivis, ce qui peut avoir des conséquences catastrophiques pour les machines et les différentes installations, provoquant des arrêts intempestifs des usines de production. L'analyse de vibrations nous a aidé, non seulement à détecter avec précision ces problèmes, mais aussi de contrôler le montage pendant l'installation de certaines machines neuves. Encore une fois, et grâce à cette nouvelle technique de maintenance par l'analyse de vibrations, nous avons à l'aide de l'équilibrage de l'hélice, à titre d'exemple, épargné une cimenterie, une disponibilité de la machine pour une période de quatre mois de production.



Figure 1-3

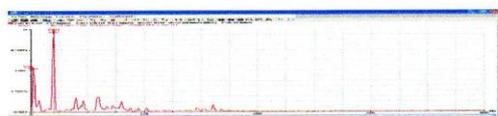


Figure 1-4

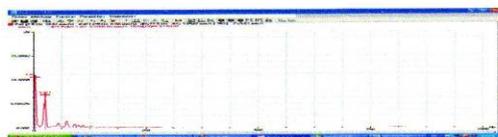


Figure 1-5



Figure 1-6

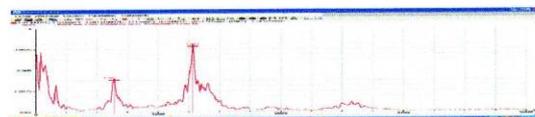


Figure 1-7



Figure 1-8



Figure 1-9

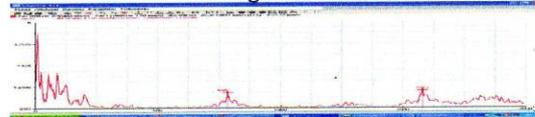


Figure 1-10

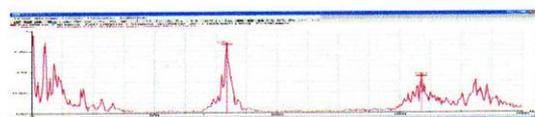


Figure 1-11



Figure 1-12



Figure 1-13

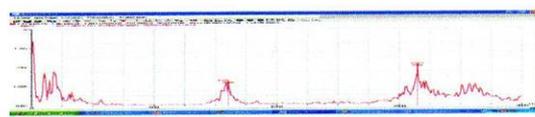


Figure 1-14

REFERENCES

- [1]. Framatome Diagnostic- Jean de MANS- Le diagnostic vibratoire au service de la Maintenance Réf: 104-1. LYON 1992.
- [2]. Philippe Arquès. Professeur des Universités. Ecole centrale de Lyon- DIAGNOSTIC PREDICTIF DE L'ETAT DES MACHINES Edition MASSON 1996.
- [3]. Jozsef HERING. Maître de conférence à l'Université de Blida- Cours de mécanique analytique – OPU BLIDA 1993.
- [4]. Les défauts des machines. Les défauts des engrenages Encyclopédie pour formation en maintenance préventive 1993.



10^{ème} Congrès de Mécanique – Oujda du 19 au 22 Avril 2011

Oujda, le 22 Avril 2011

ATTESTATION DE PARTICIPATION

Le comité d'organisation du **10^{ème} Congrès de Mécanique**, tenu à **l'École Nationale des Sciences Appliquées (ENSA), Oujda-Maroc du 19 au 22 Avril 2011**, atteste que Madame/Mlle/Monsieur :

R. MAGRAOUI

**Université Saad Dahleb Blida
Blida - Algérie**

a participé aux travaux de ce congrès.

Cette attestation lui est délivrée pour servir et valoir ce que de droit.

Pour le comité d'organisation,



Pr. Mohammed ZENASNI

École Nationale des Sciences Appliquées

BP 669, Oujda (Maroc)

Fax : (212) (0) 5 36 50 54 72

E-mail : m.znasni@gmail.com

ANNEXE 03

3- Ventilateur de refroidissement final du four biscuit AGEMAC

La machine est composée des organes suivants, numérotés d'après la figure A3-1 de la chaîne cinématique du ventilateur, à savoir :

1- Moteur électrique :

Marque : ENEL

Puissance : 37 KW

Vitesse de rotation : 1470 tr/min

Intensité : A

$\cos \varphi$: 0.85

Roulement COP :

Roulement CP :

2- Poulie motrice :

Diamètre : 290 mm

Largeur : 65 mm

Nombre de gorges : 03

3- Poulie réceptrice :

Diamètre : 230 mm

Largeur : 65 mm

Nombre de gorges : 03

4- Courroies :

Longueur :

Largeur : 11

5- Palier & Roulement :

Type de palier : SNR

Référence de palier : 513 – 611

Type de roulement : Roulement à rotule sur rouleau à alésage conique avec manchon de serrage.

Référence de roulement : 22311

EAK W33 C3

Référence de manchon : H 2311

Type de graisse : OMEGA 71

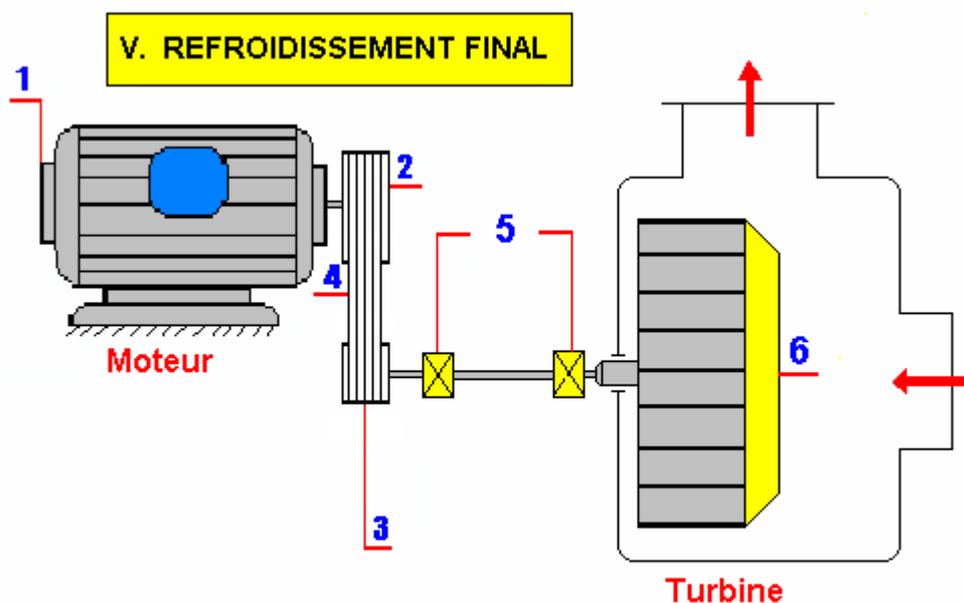
6- Turbine :

Diamètre : 830 mm

Largeur : 300 mm

Nombre de pales : 10

Vitesse : 30.98 Hz (1859 tr/min)



Schema cinematique et points de mesures de vibrations

Figure A 3-1 : Nomenclature du ventilateur Final.

3-1 Description du ventilateur :

Le ventilateur de refroidissement Final est une machine de grande importance dans la chaîne de production, installée sur un four biscuit de marque AGEMAC d'une céramique situé à Bousmail, son rôle est le refroidissement du carreaux de faïence à la sortie du four biscuit. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 1470 tr/min, et de puissance de 37 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 à roulements de référence 2231, et supportant une turbine d'aspiration d'air ambiant de diamètre de 830 mm et de largeur de 300 mm, tournant à une vitesse de 1859 tr/min, composé d'un seul rangée à 10 pales qui sert pour le refroidissement du produit à la fin de la chaîne de production.

3-2 Choix des points de mesures de vibrations :

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière a obtenir le maximum d'informations concernant les conditions de fonctionnement de la machine, et ce pour cerner toutes les anomalies mécaniques ou électriques qui peuvent surgir. La figure A 3-2 montre la chaîne cinématique et les points de mesures de vibrations choisis sur les paliers et programmés dans trois directions: radiales horizontale, radiale verticale et axiale.

Afin d'étudier la propagation de vibrations engendrées par des défaillances mécaniques ou électriques, on a établi une programmation des points de mesures sur les points de fixation du châssis de la machine avec la structure figure A3-3. Cette fixation est réalisée en six points, à travers lesquels sont positionnés des plots d'amortissement composés chacun d'un ressort à quatre spires.

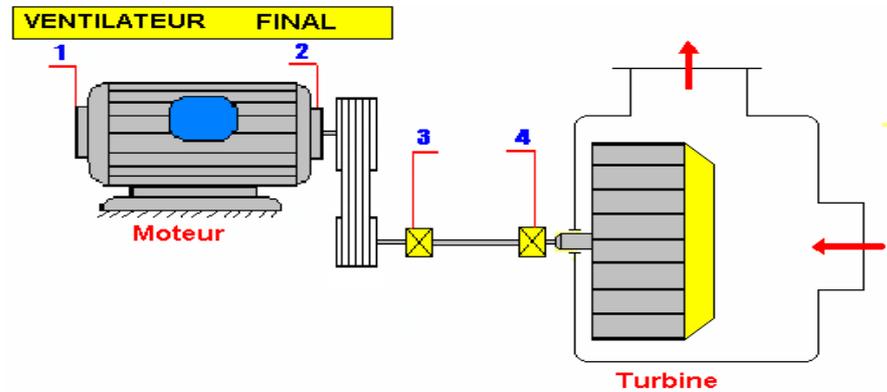


Figure A 3-2 : Schéma cinématique et points de mesures

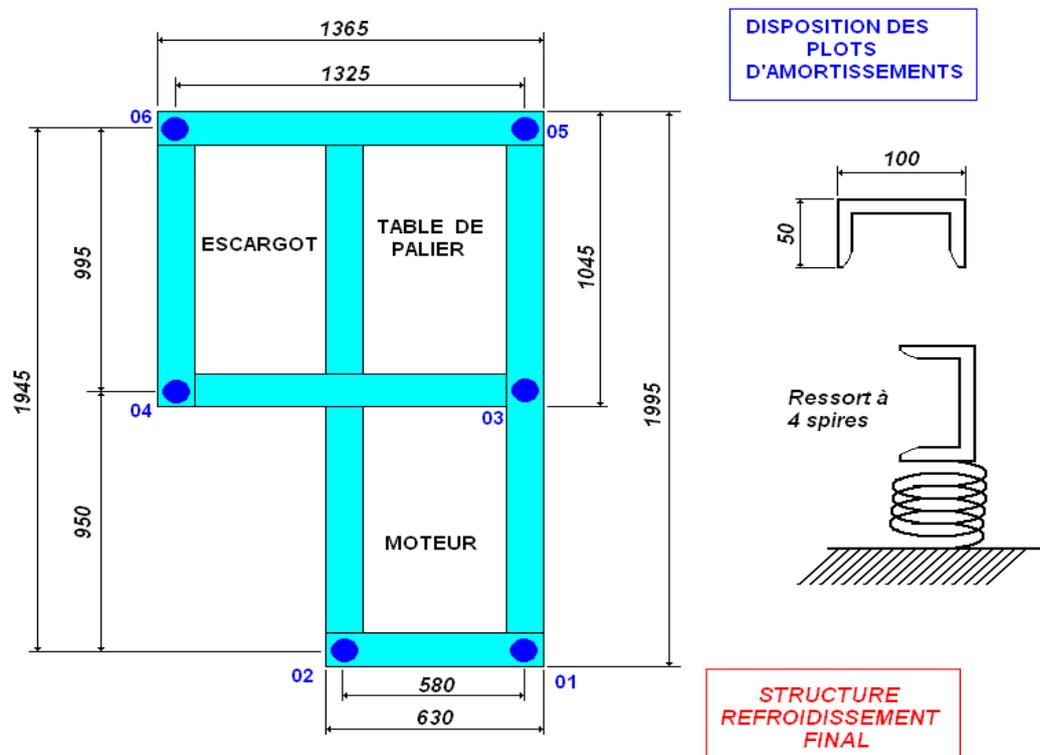


Figure A3-3 : Disposition des plots d'amortissement et points de mesures.

3-3 Historique :

On a procédé à plusieurs à des opérations d'équilibrage du rotor portant la turbine tableau A 3-1.

Date d'intervention	Niveau de balourd avant l'équilibrage (mm/s)	Niveau de balourd après l'équilibrage (mm/s)	Remarques
30 Octobre 2009	15.667	01.895	
18 Décembre 2009			Changement roulements
26 Mars 2010	15.50	01.21	

Tableau A 3-1 : Opérations d'équilibrages

L'analyse spectrale des mesures prélevées à chaque occasion, montre que l'origine de ces vibrations est la présence d'un défaut de balourd sur la turbine, et pour le 30 Octobre 2009, le diagnostic vibratoire a révélé l'apparition d'un choc sur la ligne d'arbre portant la turbine, il s'agissait d'un défaut de jeu sur la ligne d'arbre portant la turbine. Nous allons voir comment ce défaut s'est manifesté à travers les spectres prélevés et illustrés dans le paragraphe suivant.

Nous donnerons quelques courbes de tendance établies établie sur le palier Moteur dans des directions données.

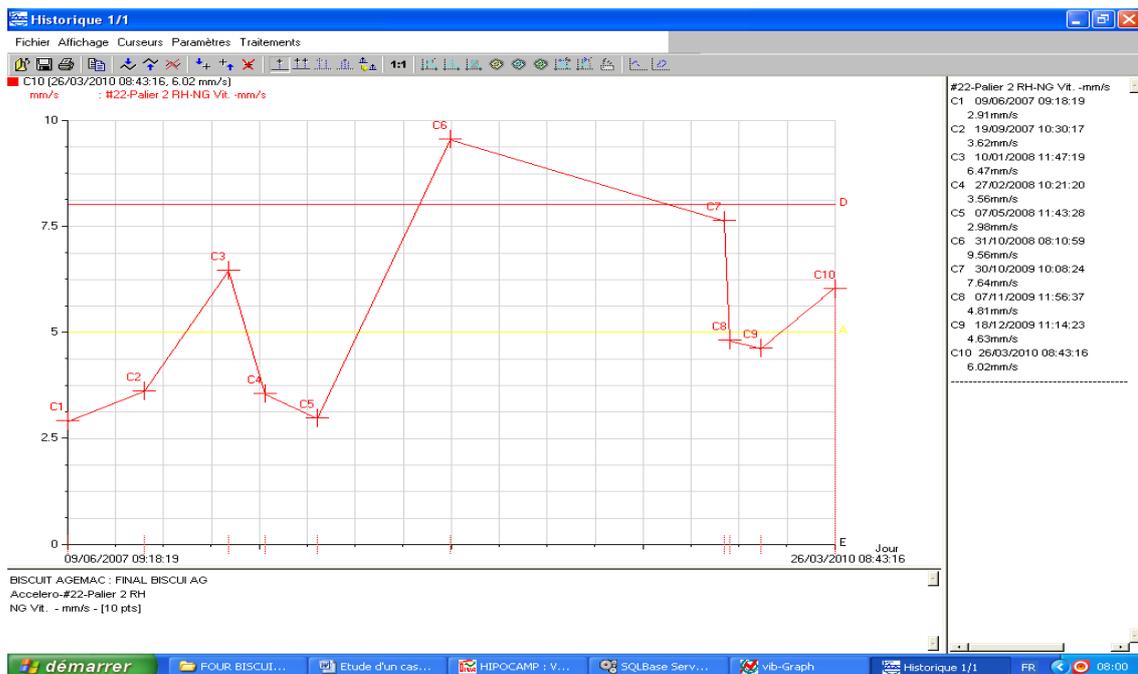


Figure A3-4 : Courbe de tendance établie sur le palier Moteur – mesures prises dans la direction horizontale.

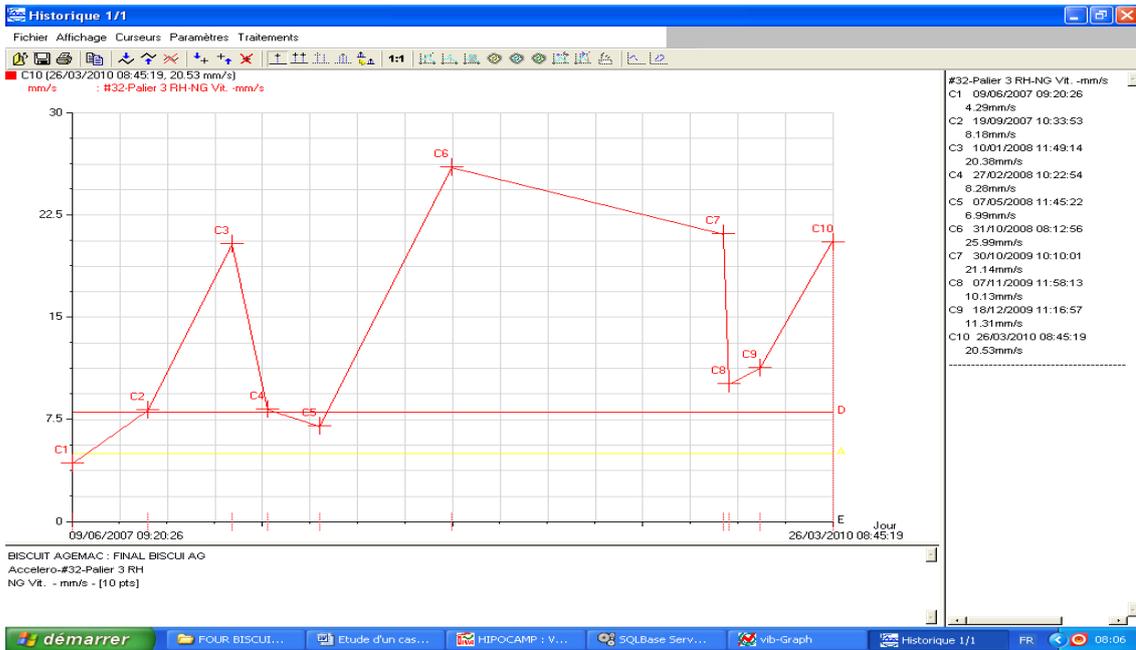


Figure A 3-5 : Courbe de tendance établie sur le palier N°03 – mesures prises dans la direction horizontale.

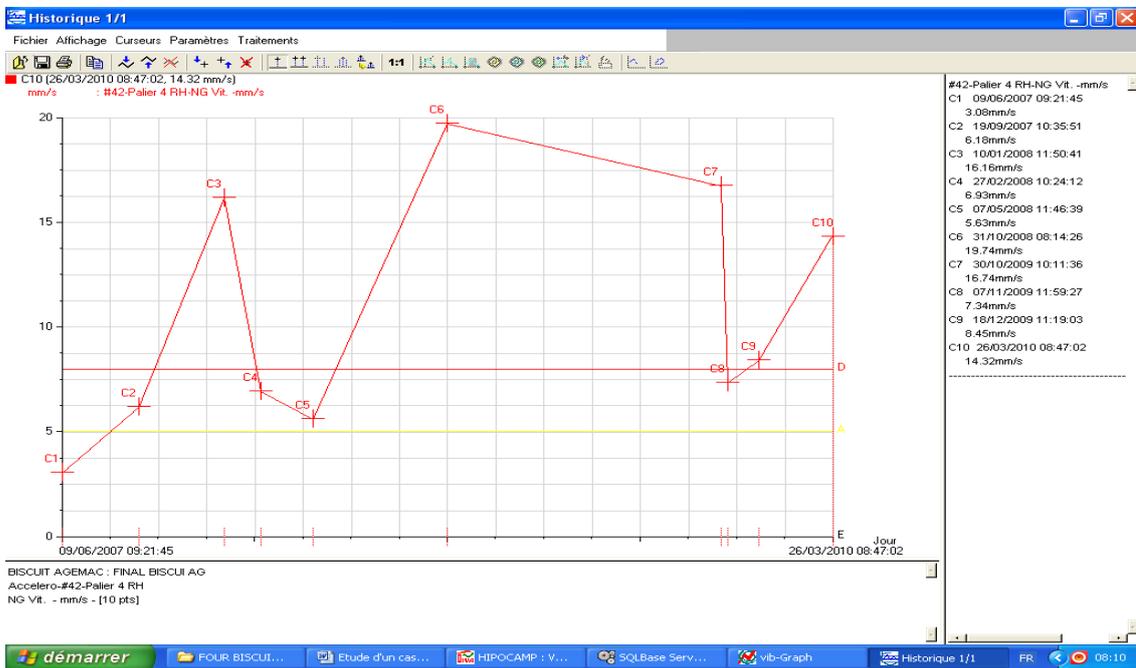


Figure A 3-6 : Courbe de tendance établie sur le palier N°04 – mesures prises dans la direction horizontale.

Le diagnostic vibratoire du : 30 Octobre 2009, sur toute la chaîne cinématique du ventilateur, révèle la présence d'un déséquilibre sur la turbine générant des vibrations d'un niveau élevé de 15,66 mm/s sur le palier N°03 dans la direction radiale horizontale. Le spectre représenté dans la figure A3-7 indique l'apparition d'une composante d'amplitude

prépondérante à la fréquence de rotation du rotor qui est de 30 Hz dans une bande de fréquence de 1000 Hz. Sur les autres spectres de vibrations, il a été enregistré un niveau de déséquilibre de 10,65 mm/s sur le même palier mais suivant le sens radial vertical d'après la fréquence fondamentale de 31,25 Hz représenté dans la figure A3-8 sur une bande de fréquence de 500 Hz (déplacement de curseur est de 1,25 Hz). Tandis que sur le palier N°04, ce déséquilibre a suscité un niveau de vibrations de 12,85 mm/s dans la direction radiale horizontale, comme l'indique la composante prépondérante à la fréquence de 30 Hz représenté dans la figure A3-9, dans une bande de fréquence de 1000 Hz. Ces niveaux vibratoires sont jugés danger, en se référant aux critères du jugement des vibrations d'après les normes internationales VDI 2056.

En plus de cette défaillance, on a détecté aussi, l'apparition d'un léger choc sur la ligne d'arbre portant la turbine, d'après les spectres représentés dans les figures A3-7, à A3-10, prélevés sur les deux paliers N°03 et 04, il s'agit d'un défaut d'usure à l'état précoce sur la portée de roulement dans les deux paliers sus indiqués, ce qui a engendré l'apparition d'un peigne de raies spectrales d'une amplitude dominante liée à la fréquence de rotation avec des composantes d'ordre 2, 3, 4 à faibles amplitudes. On remarque aussi que le niveau de vibrations le plus élevé est enregistré sur le palier N°03 comme l'indique le tableau A3-2 .

Poste	Palier 02	Palier 03	Palier 04
Niveau en mm/s	07,64	21,14	16,74
Niveau en g	0,7169	01,11	01,09

Tableau A 3-2 : Mesures des niveaux de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la chaîne cinématique (30 Octobre 2009)

Et en comparant tout ces niveaux de vibrations globaux avec ceux générés par la composante prépondérante à la fréquence dominante de 30 Hz ou 31Hz comme il a été présenté, on remarque que la différence entre le niveau de vibrations globale sur le palier N°03 et celui provoqué par la fréquence du déséquilibre dominante est de :

05,48 mm/s (21,14 – 15,66), qui représente 34,99 % du niveau de vibrations engendré par le défaut de jeu. Tandis que sur le palier N°04, cette différence est de 03,89 mm/s (16,74 – 12,85), qui représente 30,27 % du niveau de vibrations provoqué par ce défaut d'usure (jeu). Pour confirmer cette interprétation, on passe à l'étude de la phase car c'est l'analyse des phases qui permet de différencier entre les défauts provenant d'un effort rotatif comme le balourd, et les défauts provenant d'une contrainte directionnelle, à savoir les défauts de jeu et les excentricités ...etc.

Donc, on fait deux mesures de phase sur le palier N°03 dans le sens horizontale et verticale de la même manière qu'au chapitre 5 (tableau A3-3).

Position : palier N°03	Phase
Radiale Horizontale	05,658
Radiale Verticale	03,801

Tableau A 3-3 : Mesures de phase sur le palier N°03 du ventilateur

La turbine est constituée de dix pales espacées de 36°. Le déphasage entre les deux mesures de phases situé à 90°, radiale horizontale et radiale verticale est :

$$05,658 - 03,801 = 01,857$$

Ce qui donne un déphasage de : 66,852°. Ce déphasage représente les deux tiers (2 / 3) de l'angle 90. on peut confirmer qu'il existe un déséquilibre lié non seulement à l'effort rotatif qui est le balourd, mais aussi à l'effort directionnel relatif à l'usure sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 et 04. pour remédier à ce problème on a consulté au même temps le logiciel Atlas du constructeur des roulements SKF .

On constate l'apparition de la composante liée à la fréquence 155,52 Hz relative à l'élément roulant d'une faible amplitude de 0,94732 mm/s avec une seule harmonique comme l'indique le spectre (figure A3-12) .Aussi, cette fréquence représente la cinquième harmonique de la fréquence fondamentale de la rotation du rotor (31,25 Hz), cela veut dire que le défaut de roulement est probable .

Afin d'étudier La propagation de vibrations à travers la structure composés de six points de mesures, on a effectué des mesures de niveaux et des spectres de vibrations sur chaque points en terme de vitesse et accélération, programmés suivant la direction radiale horizontale et verticale, et dans le sens axiale (tableau A3-4) .

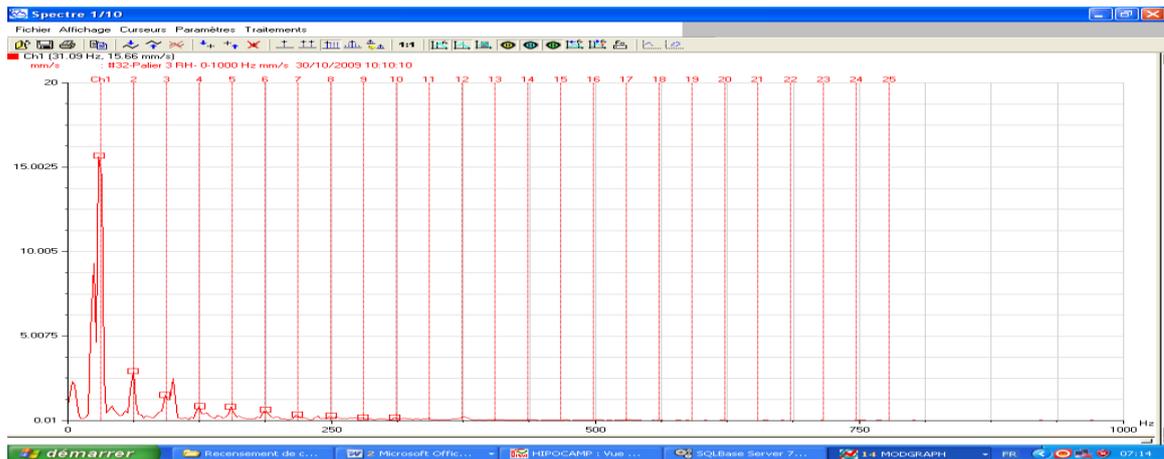


Figure A 3-7: Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal (30 Octobre 2009) - Balourd sur la turbine de 15,66 mm/s et jeu à l'état précoce sur le palier N°03.

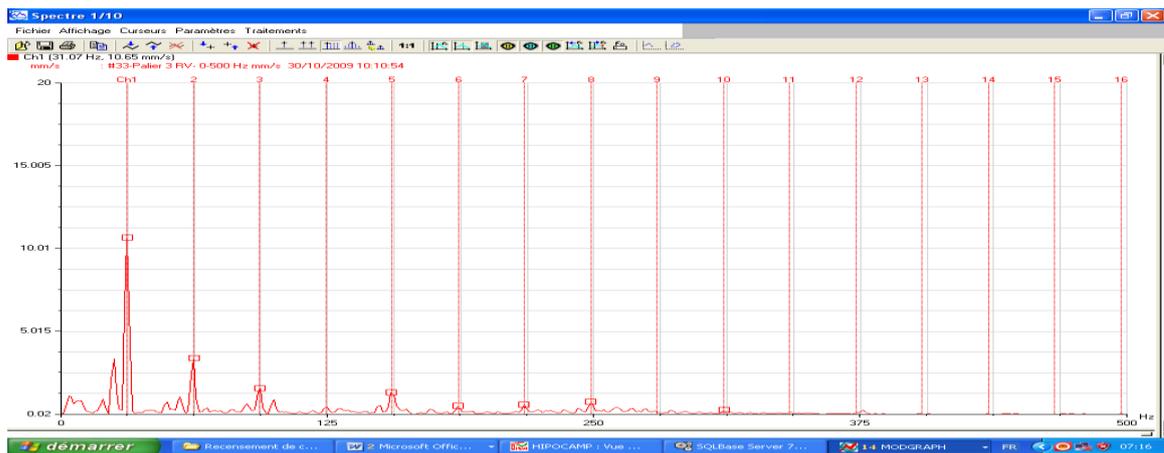


Figure A3-8 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical (30 Octobre 2009) - Balourd sur la turbine de 10,65 mm/s et jeu à l'état précoce sur le palier N°03.

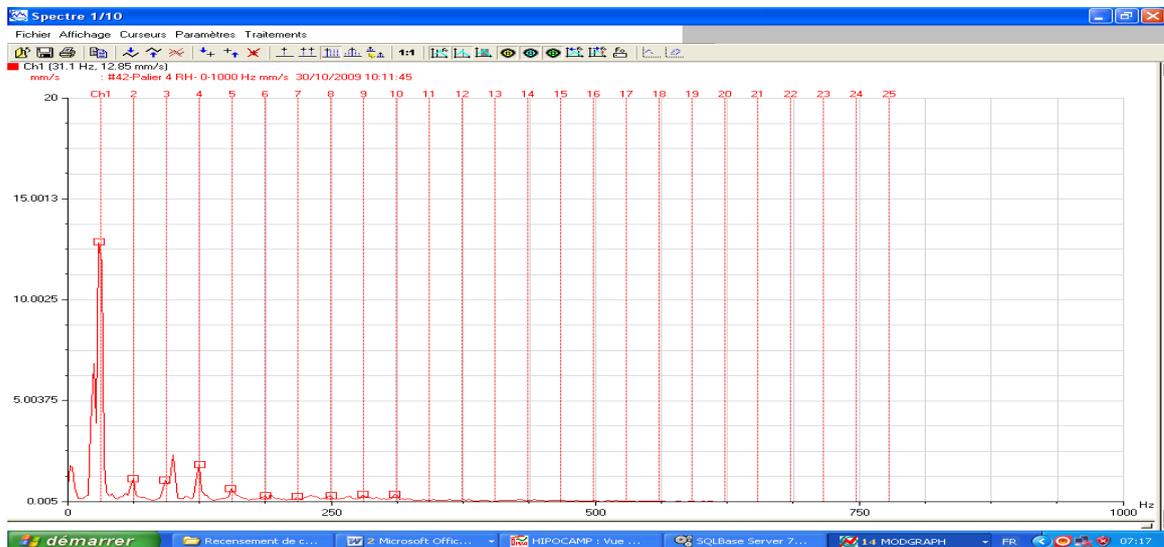


Figure A3-9 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal (30 Octobre 2009). Balourd sur la turbine de 12,85 mm/s et jeu à l'état précoce sur le palier N°04.

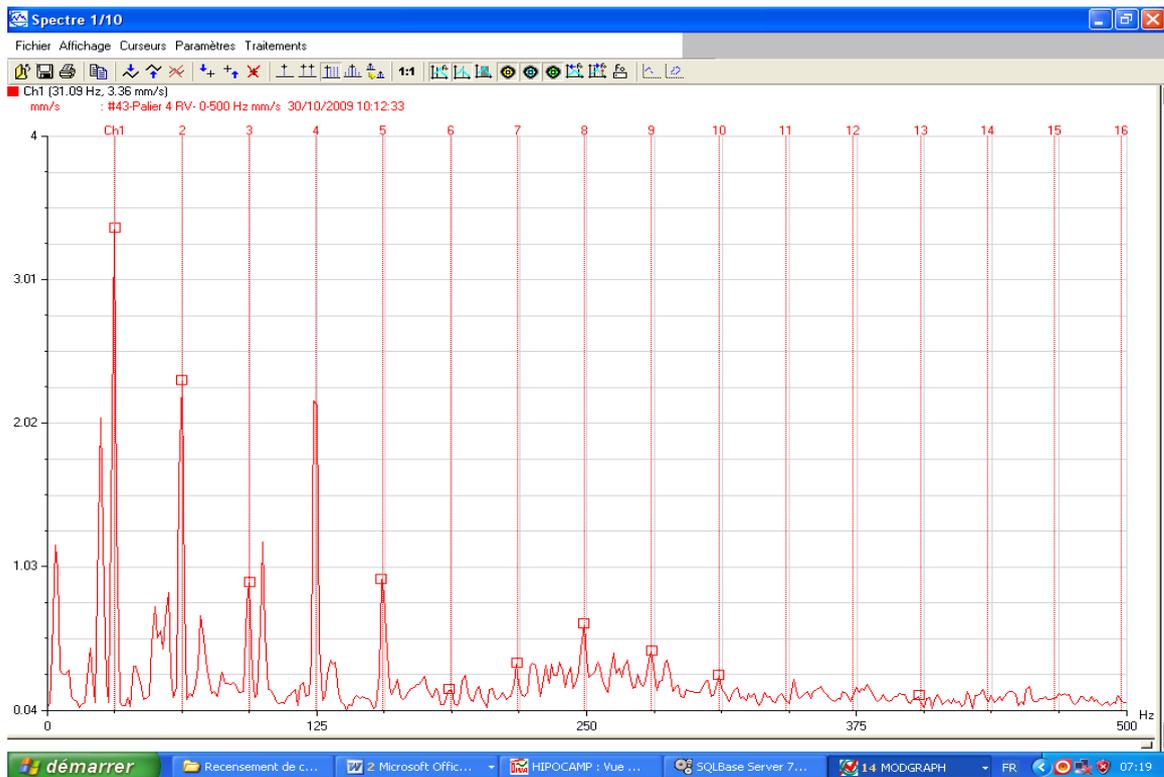


Figure A3-10 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical (30 Octobre 2009) - Balourd sur la turbine de 03,36 mm/s et jeu à l'état précoce sur le palier N°04.

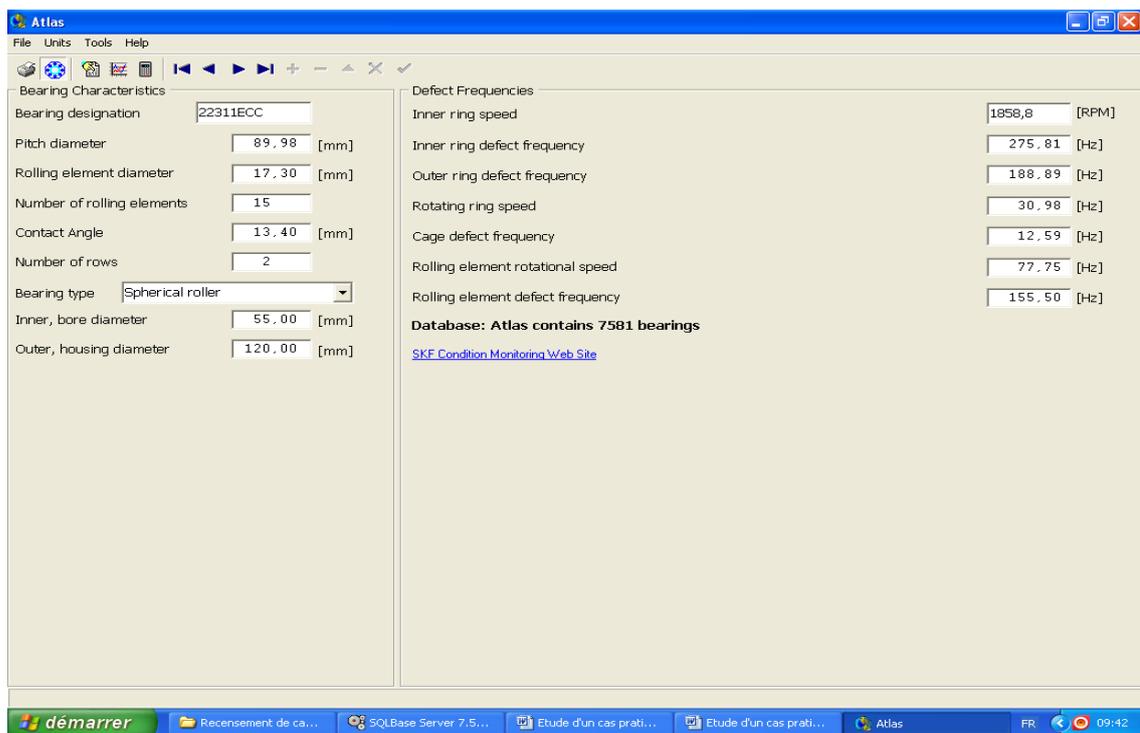


Figure A 3-11 : Différentes fréquence liées au roulement 22311 déterminées par le logiciel Atlas du SKF.

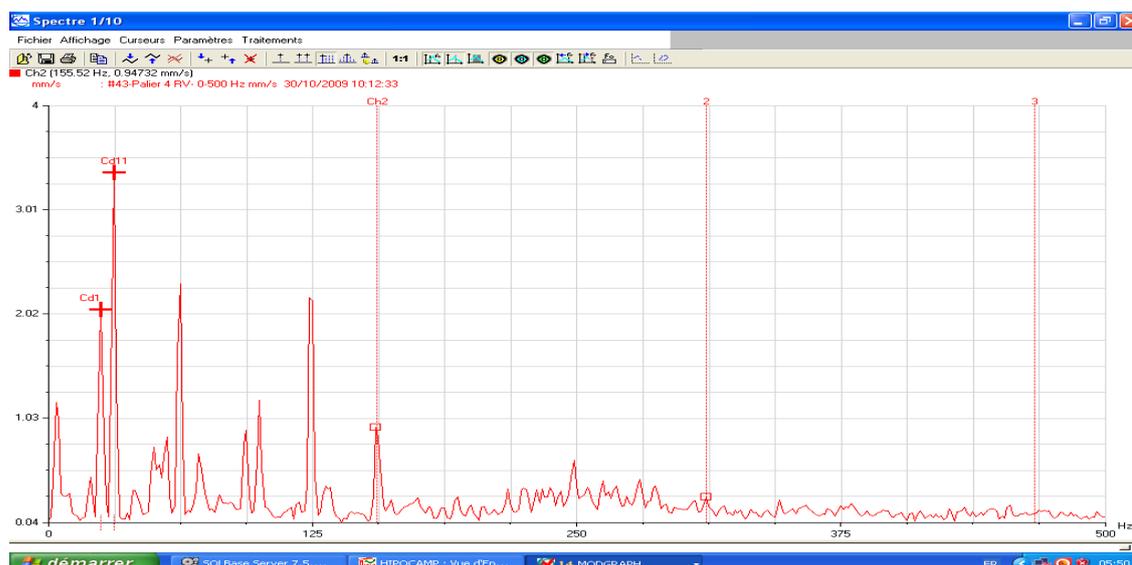


Figure A 3-12 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical -

Indiquant l'apparition d'un défaut de roulement dans le palier N°04.

Poste	01	02	03	04	05	06
Niveau en mm/s	22,22	45,91	12,70	14,68	12,54	12,40
Niveau en g	0,8365	02,22	0,4718	0,4887	0,7341	0,3736

Tableau A 3-4 : Mesures des niveau de vibrations globaux en terme de vitesse et accélération sur la structure du ventilateur

Ces niveaux de vibrations sont élevés en particulier sur le point N°01 et 02 et sont jugés **danger** en se référant aux seuils du jugement des vibrations. En interprétant les spectres sur l'ensemble de ces points, on remarque l'apparition de trois composantes prépondérantes. La première est liée à la fréquence de rotation du moteur électrique de 25 Hz, la seconde est liée à la fréquence de rotation de la ligne d'arbre portant la turbine de 30 Hz et la dernière est liée au phénomène électrique du moteur relatif au déséquilibre de phase électrique de 100 Hz et ce d'après les spectres prélevés sur les points N°01 et 02 ainsi qu'aux niveaux de vibrations en terme de vitesse relatifs (tableau A3-5).

Niveau de vibrations en mm/s	A la fréquence 25 Hz	A la fréquence 30 Hz	A la fréquence 100 Hz
Point N°01	13,25	13,78	05,94
Point N°02	21,67	17,13	29,51

Tableau A 3-5 : Niveaux de vibrations en termes de vitesse

D'après ces résultats on remarque que le défaut électrique se manifeste uniquement et sévèrement à travers la structure, à cause de la souplesse et la fatigue des plots d'amortissement installés sur les points de fixations de la machine avec la structure.

4-4 Correction du déséquilibre :

La méthode d'équilibrage sur un seul plan est constituée généralement de trois lances. la première est de procéder aux mesures du niveau vibratoire avec la phase sans masse d'essai, la seconde se réalise avec une masse d'essai calculée suivant la vitesse de rotation du rotor à équilibrer, de son rayon et de son poids et la dernière lancée s'effectue avec la masse de correction dans la position calculée. Dans le cas où la correction donne des résultats non satisfaisants, on améliore par une opération d'affinage. La procédure est résumée dans le tableau A3-6.

LANCEE	MASSE (gr)	MESURE HORIZONTALE		MESURE VERTICALE		MESURE AXIALE	
		Niveaux (mm/s)	Phase	Niveaux (mm/s)	Phase	Niveaux (mm/s)	Phase
N°01	-	14.338	05.658	03.578	03.801	02.435	08.168
N°02	27	16.201	07.730	03.148	06.329	02.985	09.449
N°03	Correction : 20.853 gr Position : 01.590	01.895	06.985	0.575	05.311	0.972	09.600
Raffinage	02.756 gr Position : 02.920	-	-	-	-	-	-

Tableau A 3-6 : Lances d'équilibrage de la turbine sur le ventilateur

Finalement, l'opération de l'équilibrage du rotor portant la turbine s'est déroulée avec succès, et le déséquilibre lié à l'effort rotatif a été corrigé. Le niveau de vibrations engendré par ce défaut s'est abaissé jusqu'à 01,895 mm/s jugé **acceptable** (VDI 2056).