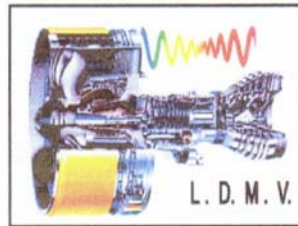




Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département : Maintenance Industrielle
Laboratoire Dynamique des Moteurs et Vibroacoustique



Mémoire de Magister

THEME :

DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES, ETUDE NUMERIQUE ET
EXPERIMENTALE

Présenté par : LALOUCHE Ahmed

Soutenu le: 25 - 04- 2006

Devant le jury composé de :

A. BOUABDALLAH	Professeur	USTHB	Président
S. RECHAK	Professeur	ENP. El Harrach	Directeur de thèse
A. NOUR	Professeur	UMBB. Bouverdes	Examineur
B. NECIB	Professeur	UMM. Constantine	Examineur
M.O. SI-CHAIB	M C	USTHB Bouverdes	Examineur

الملخص:

إن العملية المهمة و المكلفة و التي تؤدي إلى ضياع الوقت والمال في إطار متابعة وإصلاح الآلات الدورانية، هي تشخيص واكتشاف العيوب الخاصة بهذه الآلات. لذا فإن تحليل الاهتزازات هي الطريقة أو المنهج الأكثر استعمالاً في إطار تشخيص عيوب الآلات. هذه الطريقة تعتمد أساساً على التحليل الطيفي بتحويلات "فوريي"، هذه الأخيرة تعطي نتائج جيدة في حالة ابتعاد المحاور ووجود عيوب في الدوار.

إن تشخيص إي عيب ما، في الآلات الدورانية بسبب عيب في المتدحرجة من أجل إيضاح أثر استعمال الحمولة من عدمها في التجربة. الأطياف المتحصل عليها توضح جلياً أثر الحمولة في اكتشاف عيوب المدحرجات وجسامتها. إن التحليل بواسطة تحويلات "فوريي" لوحدها تبين بعض الحصر في طريقة تشخيص العيوب لهذا وجب استعمال التكبير الذي يسمح لنا بتعيين القمة التي تبين عيب المدحرجة عندئذ كان من الواجب استعمال طريقة اكتشاف الحزمة التي تسمح لنا بإيضاح الأطياف الكاشفة للعيوب.

كلمات المفتاح : الآلات الدوارة، تشخيص، الصدم، تحويلات "فوريي"، اكتشاف الحزم، تحليل طيفي، مدحرجات.

Résumé :

La tâche la plus importante et la plus coûteuse en terme de temps et de coûts dans la surveillance et la maintenance des machines tournantes est la détection et le diagnostic de défaut. L'analyse vibratoire est la méthode la plus utilisée dans le diagnostic de défauts de machine. Le principe de cette méthode est basé sur l'analyse spectrale par la transformée de Fourier. Cette dernière donne de bons résultats notamment pour le désalignement et le défaut de rotor.

Pour mettre en évidence l'effet de la charge sur la nature et la gravité du défaut, un diagnostic de ce dernier sur un roulement d'une machine tournante est effectué avec charge et sans charge. Les spectres obtenus montrent l'influence de la charge sur ces roulements : un aperçu plus précis sur les défauts existant ainsi que l'amplification de ces derniers.

L'analyse des défauts par la FFT s'est avérée très limitée. Pour cela, on a utilisé le principe " Zoom " pour permettre la détermination des pics correspondent aux défauts de roulement.

Cependant, il est impératif d'utiliser la détection d'enveloppe afin de pouvoir extraire les fréquences caractéristiques de ces défauts.

Mots clés : machines tournantes, diagnostic, choc, la transformée de Fourier, la détection d'enveloppe, analyse spectrale, roulements.

Abstract:

The most important and the most expensive spot in term of time and costs in the surveillance and the maintenance of rotating machinery are the detection and the diagnosis of defect. The vibratory analysis is the method the most used in the diagnosis of defects of machine. The principle of this method is based on the spectrum analysis by the transformed of Fourier. This last one gives good results such as the misalignment and the defect of rotor.

The diagnosis of a defect of rotating machine due to a defect of movement. To put in evidence of the attempts with load (responsibility) and without load (responsibility) were made. The obtained spectres revealing well in evidence the influence of the load (responsibility) on the detection of the defects of movements and on the gravity of defects.

The analyses by the FFT to her only watch of the limitations of the method of the detection of the defect. For that purpose, we used "Zoom" for whom allowed us to determine peaks correspond to the defects of movement.

However, it is imperative to use the envelope detection to allow making take out the characteristic frequencies of the defects.

Keywords: rotating machinery, diagnosis, shock, the Fourier transform, the envelope detection, the spectrum analysis, and bearing.

Remerciements

Cette étude a été réalisée dans le Laboratoire de dynamique des moteurs et vibroacoustique de l'Université de M'Hammed Bougara Boumerdes.

Je tiens un grand remerciement au Dieu qui m'a orienté et qui m'a aidé pour de cette étude.

Je remercie également le Professeur RECHAK Said, qui a accepté de diriger ce mémoire et pour qui j'ai la plus grande admiration, autant pour ses qualités humaines que scientifiques.

Je ne dois pas oublier le professeur : NOUR .A, le directeur de ce laboratoire, qui a accepté de faire partie du jury et qui a beaucoup fait progresser au niveau de la présentation de mon travail.

Trois personnes ont accepté de juger ce travail :

Le professeur : BOUABDALLAH. A ; Professeur de l'université de Bejaïa.

Mr : NECIB B ; Professeur de l'Université de Constantine.

Mr : SICHAIB M.O ; Maître de conférence de l'Université de Boumerdes.

Je leur exprime ici toute ma gratitude pour le travail qu'ils ont fait, et les apports qu'ils m'ont amené.

Des grands remerciements pour mes collègues : Adnane, Tamsaout, Melle Saadi, Driss, Aguib, Rouabah, Ben Dibili et sans oublier Mr Merrah Karim, pour leurs soutiens.

Les dernières pensées de ces remerciements iront à ma famille, ainsi qu'à ma conjointe qui ont eu à supporter ma mauvaise humeur ou mes doutes, et sans qui tout ceci n'aurait pas été possible.

Table des matières

Table des matières

LA NOMENCLATURE	
LISTE DES FIGURES	
LISTES DES TABLEAUX	
INTRODUCTION GENERALE	
 CHAPITRE I : Diagnostic de Défauts des Machines Tournantes, Etude Bibliographique	
1.1 Introduction	4
1.2 Etude bibliographique	5
1.3 Identification des défauts vibratoires.....	9
1.3.1 Déséquilibre massique du rotor ou défaut de balourd	9
1.3.2 Défaut d'alignement	10
1.3.3 Défaut de transmission par courroies	11
1.3.4 Défauts induit par des contraintes radiales non tournantes	12
1.3.5 Défaut induit par un frottement rotor/stator :	13
1.3.6 Défauts spécifiques aux roulements	13
1.3.7 Modes de défauts de roulement	15
1.3.8 Défauts d'engrenage	22
1.3.9 Défauts spécifiques aux paliers hydrodynamiques.....	24
1.3.10 Défauts dus à une anomalie électromagnétique	25
1.3.11 Défauts induits par desserrage.....	25
1.4 Techniques d'analyse et méthodes de diagnostic	26
1.4.1 Méthodes classiques (stationnaires, non paramétriques).....	27
1 Analyse par la transformée de Fourier (FFT)	27
2 Méthodes complémentaires	27
3 Analyse des signaux électriques	30
1.4.2 Méthodes non stationnaires et non linéaires.....	31
a Représentations temps fréquence et ondelettes	31
b Analyse cyclostationnaire.....	33
1.4.3 Méthodes de diagnostic par reconnaissance des formes	33

1.5 D'autres techniques d'analyse et de diagnostic.....	35
1.5.1 La racine des moindres carrées.....	35
1.5.2 Le Kurtosis	35
Conclusion	

CHAPITRE II : Le Diagnostic des Machines Tournantes et le Traitement de Signal

Partie 1 : Diagnostic et Définitions

2.1 Définition	36
2.2 Différentes étapes du diagnostic	37
2.1 Prise de mesure	37
2.2 Recherche de phénomène de modulation	37
2.3 Recherche des chocs	38
2.4 Détermination des fréquences de répétitions.....	38
2.5 Identification de l'origine cinématique des chocs et des phénomènes de Modulation.	38
2.6 Détermination des déphasages relatifs.	38
2.7 Analyse du mouvement de la ligne d'arbre.....	38
2.8 Identification des anomalies.....	38
2.9 Fiabilité du diagnostic.	39
2.10 Disparité des données de référence.	39
2.11 Disparité du matériel d'analyse.....	39
2.3 Application du traitement de signal à l'analyse des vibrations des machines tournantes	39

Partie 2 : Elément du Traitement de Signal

1 Définitions	41
1.1 Les signaux vibroacoustiques	41
1.2 Signaux stochastiques stationnaires	41
1.3 Signaux ergodiques	41
1.4 Caractère des signaux vibroacoustiques	42
1.5 Traitement des signaux vibroacoustiques	42
1.6 Représentation du signal	42

2	Transformation de Fourier	43
2.1	Théorème de Fourier	43
2.2	Condition de Dirichlet	43
2.3	Procédure de transformation de Fourier	44
2.4	Signification physique de la transformation de Fourier	46
2.5	Transformée de Fourier discrète T.F.D	47
3	Impulsion de Dirac	48
3.1	Transformé de Fourier de l'impulsion de Dirac	48
3.2	Peigne de Dirac	49
4	L'échantillonnage	50
4.1	Théorème d'échantillonnage	50
4.2	Echantillonnage idéal	50
4.3	Echantillonneur Moyenneur	53
4.4	Echantillonneur Bloqueur	53
4.5	Etendue des fréquences	53
5	Fenêtres de Troncatures.....	54
5.1	Introduction	54
5.2	Rappel des conditions que doit satisfaire la fenêtre utiliser	54
5.3	Type de fenêtres usuelles et leurs caractéristiques	54
5.3.1	La Fenêtre rectangulaire	55
5.3.2	La fenêtre temporelle naturelle	55
5.3.3	La fenêtre de Hanning	56
5.3.4	La fenêtre de Hamming	56
6	Le filtrage	57
6.1	Théorème de SHANON pour l'échantillonnage des signaux de spectres passe-bas.....	57
6.2	Filtrage temporel	58
6.3	Filtrage fréquentiel	58
6.4	Filtrage numérique	58
Conclusion		

CHAPITRE III : Etude Expérimentale

3.1	Introduction	61
3.2	Description du banc d'essai	61
3.3	Cinématique du roulement	62
3.3.1	Hypothèse	62
3.3.2	Notations et Descriptifs	63
3.3.3	Cinématique de la bille	63
3.4	Conception et réalisation du banc d'essai	72
3.5	Installation de mesure	72
3.5.1	Instrumentation utilisée	73
3.5.2	Les capteurs	75
3.6	Déroulement d'expérience	76
	Conclusion	

CHAPITRE IV : Résultats Expérimentaux

4.1	Introduction	78
4.2	Résultats expérimentaux.....	79
4.2.1	Premier cas : roulement neuf ou sans défauts.....	79
4.2.2	Deuxième cas : roulement avec un défaut de bague externe.....	80
4.2.3	Troisième cas : roulement avec un défaut de bille	81
4.2.4	Quatrième cas : roulement avec un défaut au niveau de la cage	82
4.2.5	Cinquième cas : roulement avec un défaut de jeu bague externe/palier.....	83
4.2.6	Sixième cas : roulement avec un défaut de la bague externe soumis à la charge de l'arbre	85
	Conclusion	

CHAPITRE V : Discussion des Résultats

5.1	Introduction	87
5.2	Détection de défauts du roulement par la transformée de Fourier	87
5.2.a	Analyse des signaux expérimentaux par la transformée de Fourier	88
5.2.b	Discussion des résultats des signaux analysés par la FFT.....	95
5.3	Analyse des signaux expérimentaux par la détection d'enveloppe	99

5.3.1	Description de la méthode	99
5.3.2	Analyse des signaux expérimentaux	100
5.3.3	Discussion des résultats	105
Conclusion		
CONCLUSION GENERALE		107
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES		
ANNEXES		

La nomenclature

L	Longueur de courroie
Fr	La fréquence de rotation de la poulie ou de l'arbre
f_c	La fréquence de passage de la courroie
D1	Diamètre de la roue n°1
D2	Diamètre de la roue n°2
f_{c1}	Fréquence de passage de la courroie dans la roue n°1
f_{c2}	Fréquence de passage de la courroie dans la roue n°2
Nb	Le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux)
Dm	Diamètre primitif
d1	Diamètre de la bague extérieure
d2	Diamètre de la bague extérieure
d	Le diamètre des éléments roulants
α	L'angle de contact
f_{be}	Fréquence caractéristique de la bague externe
f_{bi}	Fréquence caractéristique de la bague interne
f_b	Fréquence caractéristique de la bille
f_c	Fréquence caractéristique de la cage
CF	Facteur de crête
pk	L'index d'échantillon
f1	Fréquence de rotation de la couronne n°1
f2	Fréquence de rotation de la couronne n°2
Z1	Nombre de dent de la couronne n°1
Z2	Nombre de dent de la couronne n°2
f_c	Fréquence de coïncidence
Nc	est le plus petit commun multiple des deux nombres de dents des roues Z1 et Z2
f_e	La fréquence d'engrènement
fg	La fréquence de glissement du moteur
Nchamp	Vitesse du champ tournant du moteur
N	Vitesse de rotation réelle de son arbre
f_{enc}	La fréquence d'encoche
n_{enc}	Nombre d'encoches du moteur surveillé
f_r	Fréquence de la roue défectueuse
a_{pi}	Modulation d'amplitude du p ième harmonique
b_{pi}	Modulation de phase du p ième harmonique
$\phi_p, \alpha_{pi}, \beta$	Déphasages
A_{pi}, B_{pj}	Des amplitudes associées aux déphasages
Cepx	Cepstre de puissance
Ceax	Cepstre d'amplitude
Cecx	Cepstre complexe
τ	Quéfrance
X(f)	La transformée de Fourier du x(t)
x(t)	Signal
M(f)	Le module du X(f)
$\phi(f)$	L'argument du X(f)
H[s(t)]	La transformée de Hilbert du signal s(t)

$s(t)$	Le signal analytique
$W(a,b)$	La transformé en ondelettes
$h_{a,b}$	Fonction élémentaire
a et b	Facteurs de dilatation d'une ondelette h (t)
$\mu_x(t_1)$	La valeur moyenne des valeurs des fonctions $x_1(t)$
Re	Rayon de la bague externe
Ri	Rayon de la bague interne
$R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$	Repère fixé lie au bâti
$R_1(O_1, x_1, y_1, z_1)$	Repère mobile lie à la bague intérieure
$R_2(O_2, x_2, y_2, z_2)$	Repère mobile lie à la bille
$R_3(O_3, x_3, y_3, z_3)$	Repère mobile lie à la cage
$R_4(O_4, x_4, y_4, z_4)$	Repère mobile lie à la bague externe
$\omega'_2 = \Omega_b$	Vitesse angulaire de la bille autour de son axe
$\mathcal{G}' = \Omega_i$	Vitesse angulaire de la bague intérieure
$\phi' = \Omega_e$	Vitesse angulaire de la bague extérieure
$\beta' = \Omega_c$	Vitesse angulaire de la cage
$d = R_e + R_i$	Diamètre de la bille
$D_m = R_e + R_i$	Diamètre moyen
f_{rc}	Fréquence de la résonance de la couronne
f_{rb}	Fréquence de la résonance de la bille
k	Le nombre d'onde autour de la circonférence
a	Rayon de roulement
I	Le moment d'inertie
E	Module d'élasticité
m	La masse linéaire de la couronne
d	Diamètre de la bille
ρ	Densité de bille

Liste des figures

Figure I.1. Image vibratoire d'un défaut de balourd.	10
Figure I.2. Image vibratoire d'un défaut de désalignement.....	11
Figure I.3. Schéma représentatif d'une courroie avec deux poulies.....	12
Figure I.4. Défaut de type écaillage sur la bille et la bague interne.	17
a) Défaut sur la bille "détérioration de la bille".	17
b) Défaut de piste interne.....	17
Figure I.5. Mode de détection de défaut de roulement.....	17
Figure I.6. Image vibratoire d'un défaut de la bague externe	18
Figure I.7. Image vibratoire d'un défaut de la bague externe	18
Figure I.8. Principes de mesure du BCU	19
Figure I.9. Le facteur K.....	21
Figure I.10. Exemple de défaut d'engrenage	22
Figure I.11. Mise en évidence d'un défaut de denture d'engrenage (a et b)	23
Figure I.12. Schéma du palier hydrodynamique.	24
Figure III.1. Schémas du banc d'essai	61
Figure III.2. Schémas représentatif du banc d'essai.	62
Figure III.3. Schéma représentatif de la cinématique du roulement.	63
Figure III.4. Représentation de l'angle de contact.....	70
Figure III.5. Schéma cinématique du roulement.....	72
Figure III.6. Schéma représentatif de l'installation de mesure.	73
Figure III.7. Amplificateur de charge (type 2635).....	74
Figure IV.1. Signal du roulement sans défauts, vitesse de rotation 1000 tr/min (Fr=16.66 Hz), N=2048, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.	79
Figure IV.2. Signal du roulement sans défauts, vitesse de rotation 1500 tr/min. (Fr=25 Hz), N=2048, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.	80
Figure IV.3. Signal du roulement à un défaut au niveau de la bague externe, vitesse de rotation 1000 tr/min (Fr=16.66 Hz). N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16	80
Figure IV.4. Signal du roulement à un défaut au niveau de la bague externe, vitesse de rotation 1500 tr/min (Fr=25 Hz) .N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16	81
Figure IV.5. Signal du roulement à un défaut de bille. La vitesse de rotation 1000 tr/min (Fr=16.66 Hz), N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.	81

Figure IV.6. Signal du roulement à un défaut de bille, vitesse de rotation 1500 tr/min (Fr=25 Hz), N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	82
Figure IV.7. Signal du roulement à un défaut de la cage, vitesse de rotation 1000 tr/min. (Fr=16.66 Hz), N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	82
Figure IV.8. Signal du roulement à un défaut de la cage, vitesse de rotation 1500 tr/min (Fr=25 Hz), N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	83
Figure IV.9. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas du défaut de jeu (point de mesure axiale). Fr=16.66Hz, N=2048, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.....	83
Figure IV.10. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas du défaut de jeu (point de mesure axiale). Fr=25Hz, N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	84
Figure IV.11. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas du défaut de jeu (point de mesure radiale). Fr=16.66Hz, N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	84
Figure IV.12. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas du défaut de jeu (point de mesure radiale). Fr=25Hz, N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	85
Figure IV.13. Signal du roulement soumis à la charge de l'arbre avec défaut de la bague externe. Fr=16.66Hz, N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	85
Figure IV.14. Signal du roulement soumis à la charge du l'arbre avec défaut de la bague externe. Fr=25Hz, N=2048, Te=1ms, Nombre de moyenne=16.....	86
Figure V.1 Spectre du signal de roulement sans défauts. Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.....	88
Figure V.2 Spectre du signal de roulement sans défauts. Fr=25.39Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.....	88
Figure V.3. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bague externe. Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz	89
Figure V.4. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bague externe. Fr=25.39Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.....	89
Figure V.5. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bille. Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.....	90
Figure V.6. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bille. Fr=25.39Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.....	90

Figure V.7. Spectre du signal de roulement avec défaut de la cage. $F_r=16.66\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 1000] \text{ Hz}$	91
Figure V.8. Spectre du signal de roulement avec défaut de la cage. $F_r=25.39\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 1000] \text{ Hz}$	91
Figure V.9. Spectre du signal de roulement avec un défaut de jeu (point de mesure axiale). $F_r=16.66\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 100] \text{ Hz}$	92
Figure V.10. Spectre du signal de roulement avec défaut de jeu (point de mesure axiale). $F_r=25\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 100] \text{ Hz}$	92
Figure V.11. Spectre du signal de roulement avec un défaut de jeu (point de mesure radiale). $F_r=16.66\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 100] \text{ Hz}$	93
Figure V.12. Spectre du signal de roulement avec défaut de jeu (point de mesure radiale). $F_r=25\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 100] \text{ Hz}$	93
Figure V.13. Spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre. $F_r=16.66\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 1000] \text{ Hz}$	94
Figure V.14. Spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre (arbre chargé). $F_r=25.39\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 1000] \text{ Hz}$	94
Figure V.15 Zoom du spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre avec $F_r=16.66\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de $[10 \text{ à } 1000] \text{ Hz}$	95
Figure V.16. Zoom du spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre. $F_r=25\text{Hz}$. fréquentielle est de $[10 \text{ à } 1000] \text{ Hz}$	95
Figure V.17. La détection d'enveloppe du temps du spectre de roulement sans défauts. $F_r=16.66\text{Hz}$	100
Figure V.18. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement sans défauts. $F_r=25.39\text{Hz}$	101
Figure V.19. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement sans défauts. $F_r=16.66\text{Hz}$	101
Figure V.20. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la bague externe. $F_r=25.39\text{Hz}$	102
Figure V.21. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la bille. $F_r=16.66\text{Hz}$	102
Figure V.22. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la bille. $F_r=25.39\text{Hz}$	103
Figure V.23. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la cage. $F_r=16.66\text{Hz}$	103

Figure V.24. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la cage. $F_r = 25.39\text{Hz}$	104
Figure V.25. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre (arbre non chargé). $F_r = 16.66\text{Hz}$	104
Figure V.26. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre (arbre non chargé). $F_r = 25.39\text{Hz}$	105

Liste des tableaux

Tableau IV.1 Fréquences caractéristiques des défauts de différents éléments du roulement	79
---	----

Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE

La nécessité de l'utilisation des machines tournantes grandes et petites dans la vie actuelle et surtout dans les systèmes industriels depuis le début du siècle passé, impose la surveillance, la maintenance et la réparation. Plusieurs travaux de recherches dans ce domaine ont été publiés par des chercheurs de divers laboratoires. On cite, par exemple, Stewart, R.M en 1976, Smith, D.M en 1980 et Taylor, J.I en 1995. Smith, D.M a déterminé quelques défauts tels que le déséquilibre massique du rotor, les criques dans les arbres (les fissures). Thomas, D.L, en 1984 a décrit une stratégie de surveillance typique de vibration pour les grands turbos-générateurs (valable au dessus de 500 MW), Mac Fadden et Smith en 1984 ont étudié les vibrations d'un roulement provoquées par un défaut simple. En 1985, Mac Fadden a proposé aussi une technique pour le diagnostic d'une fissure dans les engrenages. Sekhar et Prabhu en 1995 ont traité l'effet de désalignement d'accouplement sur les vibrations des machines tournantes. En 1999 ; J. Shiroishi ; Y. Li, S. Liang ; S. Danyluk ; T. Kurfess ont étudié des méthodologies de détection des défauts de roulements basée sur l'analyse vibratoire pour l'identification d'un apport entre les caractéristiques du signal et la taille de défaut.

L'objectif des chercheurs pionniers dans la surveillance des machines tournantes était d'assurer la sécurité et d'éviter les dégradations importantes. Si l'amplitude de la vibration (déplacement, vitesse ou accélération) dépassait des valeurs proposées pour le bon fonctionnement de la machine, le système de surveillance déclenchait une alarme ou l'arrêt de la machine.

Par suite, les recherches par l'analyse du signal vibratoire ont pris une place les dégradations importantes dans la surveillance et le diagnostic des machines.

L'analyse du signal vibratoire est basée sur la transformée de Fourier. Cette méthode est très efficace dans le cas des signaux périodiques et en régime stable. Mais dans le cas des signaux aléatoires, non périodiques, non stationnaires, il est intéressant d'utiliser d'autres

méthodes très avancées telles que l'analyse cepstrale, la détection par l'analyse d'enveloppe et l'analyse par la transformation en ondelettes.

D'autres techniques sont aussi utilisées dans la surveillance des machines telles que; l'émission acoustique, les réseaux de neurones, la méthode de reconnaissance de forme. La plupart de ces méthodes sont destinées pour l'étude des signaux aléatoires, non stationnaires provoqués généralement par la détérioration des engrenages et/ou des roulements. Ces derniers sont les éléments les plus sensibles à la dégradation du fonctionnement des machines tournantes. Ainsi, notre travail de recherche est orienté vers l'étude de différents défauts du roulement.

Le chapitre I de cette étude consiste à faire en revue bibliographique liée au domaine du diagnostic des machines tournantes. Une présentation des travaux effectués, par des chercheurs de différents laboratoires de recherches est présentée.

Nous avons décrit en détail plusieurs types de défauts rencontrés dans les machines tournantes ainsi que leurs causes. Les différentes méthodes utilisées lors de la surveillance des machines et ainsi que le traitement des signaux résultants au cours de la dégradation des éléments de la machine ont aussi fait l'objet d'une présentation.

Le chapitre II est introduit à la définition du diagnostic des machines. En montrant les différentes étapes du diagnostic aboutissant à la détermination de défaut. Vu l'importance du traitement de signal dans le domaine du diagnostic des machines tournantes, on donne, à cet effet, les notions de base du traitement de signal. Les différents types de signaux, les notions de la transformée de Fourier, l'échantillonnage et le filtrage des signaux sont alors définis.

Le chapitre III représente l'étude expérimentale. La description détaillée du banc d'essai et ses éléments le formant est introduite. La description du roulement, des sources de vibration du roulement, l'instrumentation utilisée lors des essais, ainsi que les capteurs utilisés sont décrits. Une présentation du déroulement des essais est aussi faite.

Dans le chapitre IV on a présenté les résultats expérimentaux obtenus à partir des essais effectués cité au niveau du chapitre III.

Le chapitre V est consacré à la discussion des résultats expérimentaux utilisant la transformée de Fourier et la détection d'enveloppe par la transformée de Hilbert, conduisant à une comparaison concernant la puissance d'identification des anomalies.

On clôture le mémoire par une conclusion générale en faisant ressortir les principaux résultats de cette étude.

Chapitre I :
DIAGNOSTIC DE DEFAUTS DES MACHINES TOURNANTES :
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE I

DIAGNOSTIC DE DEFAUTS DES MACHINES TOURNANTES : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction :

L'objectif de ce chapitre est de donner un bref historique sur les développements récents dans le domaine du diagnostic de défauts intéressants dans les machines tournantes.

On peut citer les différents défauts suivants :

- le déséquilibre massique du rotor ;
- dégradation de roulement ;
- désalignement des axes (des accouplements, arbre palier,etc)
- détérioration des dents d'engrenage ;
- défauts transmis par courroie ;
- défaut de frottement ;
- défaut par desserrage ;
- défaut induit par l'électromagnétisme.

Les méthodes et techniques mises en jeu pour l'identification et la détection de ces défauts sont :

- ❖ analyse vibratoire ;
- ❖ démodulation en fréquence / en phase ;
- ❖ analyse de Fourier ;
- ❖ analyse d'enveloppe ;
- ❖ analyse temps fréquence ;
- ❖ analyse spectrale ;
- ❖ analyse cepstrale ;
- ❖ analyse cyclostationnaire ;
- ❖ analyse statistique ;
- ❖ méthode de reconnaissance de forme.

Sans oublier d'autres méthodes récentes et complexes telles que : les réseaux de neurones, la logique floue, les méthodes de détection par l'émission acoustique et les méthodes d'intelligence artificielle etc,...

I.2 Etude bibliographique :

Pendant la dernière moitié du siècle les machines tournantes ont été étudiées de plus en plus en détail. Dans cette période, le domaine a connu un développement rapide dans un but d'établir un diagnostic efficace dans la détection de défauts des machines tournantes. De nombreux centres de recherche, des bureaux d'étude de l'industrie des transports et de la production d'électricité, ainsi que les centres nucléaires s'intéressent à cet évolution de ce domaine [1].

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

La méthode d'analyse vibratoire fréquemment utilisée pour la surveillance d'état des machines tournantes est connue comme étant un aide au diagnostic. Elle a été examinée par **Stewart** en 1976[2], **Smith** en 1980[3] et **Taylor** en 1995[4]. **Smith** a déterminé les défauts de déséquilibre massique du rotor, les criques (les fissures) dans les arbres...etc. Il les a décrit d'une façon qualitative. Ces défauts peuvent être identifiés par leurs caractéristiques vibratoires, et par les effets inclus et provoqués par la non linéarité. **Stewart** et **Taylor** ont également inclu des informations sur le processus réel d'analyse et de traitement de données pour chaque diagnostic.

Downham en 1976 [5] décrit les développements récents dans le diagnostic de défaut de fonctionnement des machines tournantes par l'analyse de vibration. Diverses études ont été décrites sur la détection des défauts dans les paliers, les engrenages, les roulements et les ailettes des turbines. L'approche générale au diagnostic de défaut de système a été discutée par rapport aux machines tournantes.

Thomas en 1984 [6] décrit une stratégie de surveillance typique de vibration pour des grands turbogénérateurs (au dessus de 500 MW), il a considéré le type de mesure, la fréquence mesurée. Il a également donné une présentation détaillée sur les avantages financiers à gagner d'un tel arrangement.

En 1985, **Mac Fadden** [7] propose aussi une technique pour le diagnostic d'une fissure dans les engrenages afin d'obtenir l'enveloppe d'un signal démodulé en amplitude. Cette technique a permis de mettre en évidence de la présence d'une fissure.

Göttlich en 1988 [8], présente l'idée de la carte de surveillance à distance (off-line) de l'état de vibration de la machine. L'objectif était de faire connaître les informations qui

indiquent l'efficacité maximum d'exécution de ce programme de diagnostic. La carte est construite relativement aux données de l'efficacité maximum réelle et l'efficacité dans la forme adimensionnelle.

En 1988 **Hill** et **Baines** [9], discutent la conception d'un système expert pour l'analyse des données mesurées, qui est essentiellement un programme machine capable de traiter les données d'entrée pour l'exécution d'un diagnostic induit par une anomalie de fonctionnement. Il se compose d'une base de connaissance et de l'expérience des experts humains dans le domaine tel que des ingénieurs, les opérateurs de machines et les directeurs d'entretien. Un instrument est exigé pour prendre la base de connaissance et pour fonctionner sur l'information qu'elle reçoit pour exécuter un diagnostic et arriver à une solution plus ou moins de la même façon comme l'expert humain. Ils concluent qu'une approche de système expert à la surveillance de vibration peut être avantageuse, aussi longtemps qu'ils prennent en compte la conception détaillée du système. Si par exemple des diagnostics faux sont exécutés trop souvent, alors les coûts du système expert peuvent facilement être supérieurs aux coûts du taux d'erreurs.

He et **Sheng** en 1990 [10], présentent une méthode pour identifier l'échec de la bande de frottement entre la rotation et les pièces stationnaires. La méthode traditionnelle d'analyse du spectre de frottement est la mesure des spectres de réponse. Cependant l'inconvénient de cette méthode est, que le mécanisme de bande de fréquence peut produire un bruit dans certaines bandes de fréquence.

Cempel en 1991 [11], a employé la méthode de distribution de Pareto pour les tests de diagnostic des machines. Il a prouvé que la méthode développée pour la surveillance de conditionnelle des processus tribovibroacoustiques pourrait être généralisée pour des procédés de vibration et employée dans la surveillance d'état vibratoire d'une machine tournante.

Su et **Lin** en 1992 [12], développent un modèle précédent proposé par **Mac Fadden** et **Smith** en 1984 [13] pour décrire les vibrations d'un roulement provoqué par un défaut simple, et ont donné un aperçu détaillé sur l'analyse des spectres de vibration.

Le diagnostic de l'anisotropie et de l'asymétrie dans les machines tournantes a été traité **Lee** et **Joh** en 1994 [14]. Ils ont développé une méthode incorporant des fonctions directionnelles de réponse en fréquence.

L'anisotropie et l'asymétrie peuvent causer un mouvement de balourd qui peut exprimer l'usure par fatigue. Cette anomalie influence sur les caractéristiques du système tels que l'équilibre et les vitesses critiques.

D'autres chercheurs ont testé des techniques fournissant des indicateurs permettant d'identifier la progression du défaut et même d'automatiser le processus de détection de ce défaut. Par exemple, en 1995, **Ismail, Martin et Omar [15]**, évaluaient la distribution bêta des signaux vibratoires segmentés selon le nombre de dents. A partir de ces distributions, ils ont calculé le Kurtosis de chacune. Cette technique a permis de localiser le défaut en fonction de l'augmentation du Kurtosis, et d'évaluer la propagation d'une fissure.

Sekhar et Prabhu en 1995 [16], ont discuté l'effet du désalignement d'accouplement sur les vibrations des machines tournantes. Le mésalignement de l'axe peut être une cause très importante de vibration, due aux forces de réactions produites par les accouplements des axes.

Halliwell en 1996 [17], montre la possibilité de mesurer les vibrations dues torsion avec un vibromètre de torsion à laser éliminant aussi le besoin des pièces mécaniques encombrantes. L'utilisation du laser a beaucoup d'avantages significatifs dans des applications pratiques, où la mesure de vibration précédent a posé des problèmes, c'est non seulement en raison des difficultés pratiques d'usure d'appareillage de mesure, par ce que des limites supplémentaires de la masse et de rigidité sont souvent ajoutés au système par des méthodes traditionnelles.

Smalley en 1996 et al [18], présente une méthode pour évaluer la sévérité de vibration en terme de probabilité des défauts par l'analyse des signaux de vibration et de son coût relatif en utilisant la méthode de la valeur nette. La question pour ne pas arrêter la machine pour l'entretien a été considérée et quelques directives ont été formulées, en comparant le coût d'entretien et le temps de panne aux coûts possibles qui seraient inconnus par des défauts.

En 1999 **Shiroishi** et autres [19], étudient les méthodologies de détection des défauts de roulement basées sur l'analyse de vibration pour l'identification du rapport entre les caractéristiques du signal et la taille du défaut, ils ont utilisé les techniques suivantes :

- **HFRT** (Heigh Fréquence Résonance Technique) est une technique qui est basée sur l'utilisation d'une grande partie de l'énergie d'impact du défaut qui se manifeste dans les fréquences de résonance les plus élevées du système.

- **ALE** (Adaptative Line Enhancer) est employé pour augmenter le spectre d'enveloppe en réduisant le bruit à large bande ; cette technique fournit à un spectre d'enveloppe augmenté, les crêtes claires aux harmoniques d'une fréquence caractéristique du défaut.

Capdessus, Sid Ahmed et Lacoume en 2000 [20], développe l'application de la théorie de la cyclostationnarité qui a été développée par **Hurd** en 1970 et **Gardner** en 1988 ; dans le but de diagnostic de défaut des dents d'engrenage dans le cas des signaux non stationnaires. Ils définissent les propriétés principales du processus cyclostionnaire comprenant l'évolution de la fonction de corrélation de la densité spectrale.

Le travail présenté par **Miloudi et Bezouene** [21], s'intéresse à l'application de l'analyse cepstrale pour la détermination de la périodicité des chocs générés par le défaut de roulement.

L'étude de la dégradation de la surface des éléments de roulement est l'objectif de l'étude présenté par **Rubini et Meneghetti** en 2001 [22]. L'inconvénient de l'analyse spectrale ne peut pas effectuer un diagnostic efficace parce que les effets de défauts peuvent être couverts par des résonances et du bruit de la machine. Pour cela ils utilisent deux méthodes plus avancées : l'analyse d'enveloppe et l'analyse par la transformation d'ondelettes. L'analyse par la transformée d'ondelettes est une méthode très sensible aux phénomènes de passage de bille et permet l'identification ou la détermination de la périodicité du choc pour le traitement des signaux par les défauts de la bague extérieure et intérieure et le défaut de la bille. Ce travail s'intéresse aussi à l'étude de l'évolution de la fissure sur la bague externe du roulement.

Le diagnostic de défaut de rotor est l'un des grands axes de plusieurs recherches. **Penga, Chua et Peter** en 2003 [23], a pour objectif la détection des défauts provoqués par le frottement entre le rotor et stator avec une présentation de la méthode de scalogramme (conventionnelle).

Les auteurs se basent sur la transformée de Wigner Ville. Pour le diagnostic des signaux vibratoires, ils recommandent l'utilisation de la transformée d'ondelettes continue.

D'après cette étude ; plus le frottement est grand, plus la fréquence et l'amplitude sont plus fortes. Par conséquent, le spectre FFT et le spectre conventionnel ne peuvent pas fournir des résultats suffisants à l'identification de l'amplitude et la fréquence de ce défaut.

Qlao Sun en 2004 [24], a présenté avec d'autres chercheurs une méthodologie générique pour le diagnostic de défauts de machine tournante par des techniques d'identification de modèle. La méthode proposée a l'avantage de traiter les signaux compliqués, tels que les signaux vibratoires des roulements avec et sans défauts. Les signaux changent d'un endroit à l'autre et dépendent de la sévérité des défauts de roulement, la charge, la vitesse de rotation de l'arbre et les différentes structures de logement de roulement. Plus spécifiquement, la technique proposée contient l'extraction efficace du dispositif, bonne capacité d'étude, fusion fiable de dispositif, et un algorithme simple de classification de défauts.

En 2005 **Abdullah** et **David** [25], réalisent une étude expérimentale comparative entre l'analyse vibratoire et l'émission acoustique pour l'identification des défauts de roulement et la taille variable du défaut de la bague externe du roulement en présence d'une gamme de conditions de charge et de vitesse. L'application de l'émission acoustique (EA) pour le diagnostic de roulement gagne du terrain comme étant un outil de diagnostic complémentaire. La difficulté de traitement, l'interprétation et la classification des données acquises sont essentiellement et principalement l'inconvénient rencontré dans l'utilisation de la méthode d'émission acoustique.

Les auteurs montrent que l'émission acoustique offre des possibilités d'amélioration de la détection et de l'identification de défauts de roulement

I.3 Identification des défauts vibratoires :

La connaissance des images vibratoires et la cinétique des machines tournantes permettent de définir les indicateurs de suivi. A cet effet, il existe certaines techniques de traitement de signal nécessaires au calcul de ces indicateurs, ainsi que la mise en évidence de ces images, et enfin de formuler un diagnostic sur l'état de l'équipement.

Dans ce qui suit on récapitule brièvement, les différentes images vibratoires des principaux défauts.

I.3.1 Déséquilibre massique du rotor ou défaut de balourd :

Pour toute machine, il existe un déséquilibre résiduel (normal ou anormal) qui va se manifester, sur le spectre vibratoire, par la présence d'une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation de l'arbre.

Généralement cette particularité se voit plus nettement sur un spectre issu d'une mesure prise radicalement (souvent dans la direction radiale et horizontale).

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 :

- Les défauts provenant d'une contrainte directionnelle (non tournante) comme l'effet induit par une courroie trop tendue, un desserrage de palier,...etc ;
- Les défauts provenant d'un effet rotatif comme le balourd.

Dans la plupart des cas, on peut y remédier par un nettoyage ou, si nécessaire, un équilibrage.

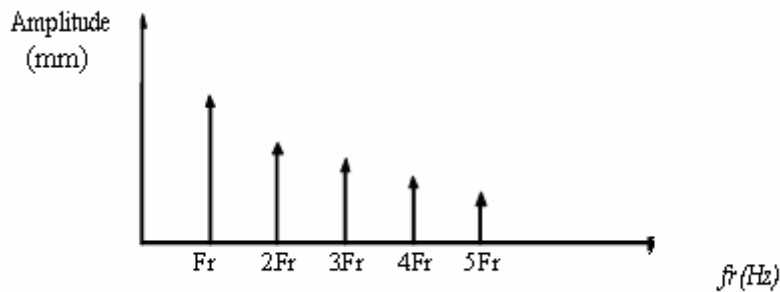


Figure I.1. Image vibratoire d'un défaut de balourd.

Les fréquences caractérisant ce défaut sont lesquelles correspondantes aux $(1, 2, 3,...)*Fr$ (Fr : fréquence de rotation de l'arbre). Le défaut de balourd n'est pas directionnel, on recueille le même signal dans toutes les directions radiales (verticale, horizontale et oblique) [26, 27].

I.3.2 Défaut d'alignement :

Le défaut d'alignement est l'un des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il crée des efforts importants qui vont entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement, non seulement à son niveau, mais aussi au niveau des paliers. Ces efforts outre la dégradation de l'accouplement, vont avoir pour effet [28] :

- Dans le cas de paliers à bille ou à rouleaux, de déverser l'une des bagues et de précipiter la dégradation des roulements ;
- Dans le cas d'un palier hydrodynamique, de décharger l'un des paliers de la ligne d'arbre et d'induire des instabilités de palier mettant très rapidement l'installation en danger.

Un défaut d'alignement peut affecter :

- Deux rotors d'une machine : les axes des arbres des deux rotors présentent un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou possède un défaut de concentricité ;
- Deux paliers du même arbre d'une machine ; les axes des deux paliers de même corps de machine ne sont pas concentrique. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier.

Ces ensembles de défaut se manifestent le plus souvent par la présence :

- ✓ Dans la direction radiale des composantes d'ordre $(2,4 \text{ à } 4)*Fr$ avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d'ordre 1 ;
- ✓ Dans la direction axiale, les fréquences correspondent à l'ordre $(1,2 \text{ ou } 3)*Fr$ et dont les amplitudes sont supérieures à celles des composantes radiales.

Dans la plupart des cas, on peut y remédier facilement par un alignement. Ce genre de prestation est maintenant réalisé à l'aide de matériels utilisant la technologie du laser. Pour la plupart des applications, un alignement effectué par un personnel qualifié et expérimenté n'immobilise la machine que quelques heures [29].

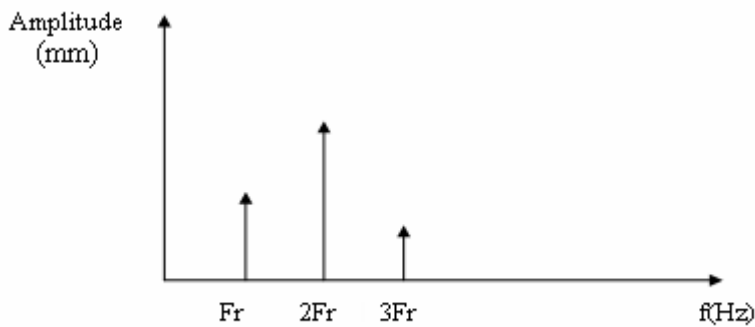


Figure I.2. Image vibratoire d'un défaut de désalignement.

I.3.3 Défaut de transmission par courroies :

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

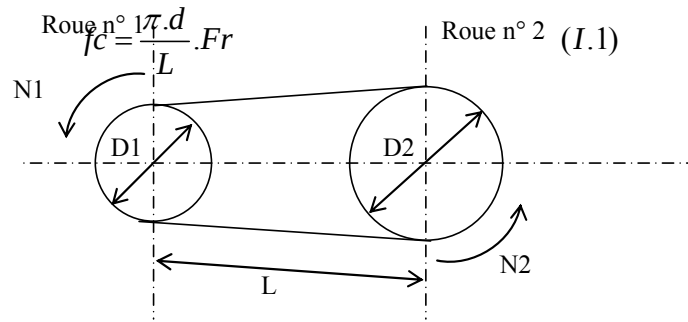


Figure I.3. Schéma représentatif d'une courroie avec deux poulies [26].

Les fréquences de rotation des deux roues (poulies) sont comme suit :

$$\text{La roue (la poulie) n°1 : } f_{c1} = Fr \frac{\pi \times D1}{L} \quad (I.2)$$

$$\text{La roue (la poulie) n°2 : } f_{c2} = Fr \frac{\pi \times D2}{L} \quad (I.3)$$

L'image vibratoire donne donc un pic d'amplitude important à la fréquence de passage des courroies ou de ses harmoniques.

Il existe deux autres types de défaut pour ce mode de transmission :

➤ Lorsqu'une ou plusieurs courroies sont insuffisamment tendues, il peut se produire un phénomène de battement visible sur le spectre, crée par des fréquences de passage des courroies différentes et très proches les unes des autres ; ces différences sont produites par un glissement plus ou moins important selon la tension exercée sur courroie ;

➤ Lorsque les courroies trapézoïdales ont subi une usure importante et ont des tendances à venir se coincer au fond de la gorge, il apparaît une vibration d'amplitude importante à hautes fréquences. Le défaut est directionnel; sa direction privilégiée est celle de la tension de la courroie [26].

I.3.4 Défauts induits par des contraintes radiales non tournantes :

Qu'elle que soit l'origine des contraintes (excentricité d'une poulie dans le cas d'une transmission par courroies, déformation d'un bâti par ces pattes de fixation...), ce défaut se manifeste par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence correspondante à la fréquence de rotation, avec donc la même image que le défaut de balourd.

En revanche, le déphasage entre deux composantes radiales orthogonales est voisin de zéro. La réduction de la tension des courroies ou le desserrage, qui avait induit la contrainte, a pour effet de diminuer considérablement l'amplitude de cette composante.

I.3.5 Défaut induit par un frottement rotor/stator :

Dans le cas d'un frottement rotor/stator, la raideur du système rotor/palier est modifiée lors du contact rotor/stator et devient alors une fonction périodique du temps.

Le spectre vibratoire montre qu'il y a des vibrations dont les fréquences de base correspondant aux ordres 1/2, 1/3, 1/4, et 1/5 par rapport à la fréquence de rotation F_r .

Dans le cas d'un rotor souple (dont la fréquence critique est inférieure à la fréquence de rotation nominale) reposant sur des paliers hydrodynamiques, un frottement sur les barrières d'étanchéité, par exemple peut avoir des conséquences extrêmement graves. Une composante sous synchrone (dont la fréquence est inférieure à la fréquence de rotation) peut en excitant, un mode de résonance du système rotor/paliers induire des vibrations d'amplitude très élevée qui souvent conduisent à la rupture du film hydrodynamique et à la dégradation du palier et du rotor.

L'image vibratoire d'un frottement rotor/stator se manifeste souvent par la présence d'une caractéristique famille de composantes, dont la fréquence de base correspondant à $\frac{1}{2}$ de la fréquence de rotation, qui ne doit pas être confondue à celle d'un tourbillon d'huile dont la fréquence de base des composantes induites, est généralement comprises entre 0,42 et 0,48 fois la fréquence de rotation [30].

I.3.6 Défauts spécifiques aux roulements :

Les roulements sont, sans doute les organes les plus sensibles dans un parc de machines. Lorsqu'on sait que, d'après une étude menée par la société SKF que 27% des dégradations de roulement ont pour origine des défauts de montage.

Il existe des techniques simples dédiées au suivi en mode globale des roulements, seule l'analyse fréquentielle permet de déterminer si l'amplitude de type de choc est produite par une dégradation d'engrenage, une turbulence aérodynamique ou un défaut de roulement.

En outre, l'image spectrale et ses analyses complémentaires permettent de situer l'emplacement du défaut (soit sur la bague tournante et ou sur la bague fixée). Et de même de différencier s'il s'agit d'un écaillage ou d'un manque de lubrifiant, et aussi de dépister (remarquer) un début de grippage.

Dans la plupart des cas, la dégradation se traduit par un écaillage d'une des pistes ou d'un élément roulant du roulement, la conception ou l'installation incorrecte du roulement, le manque de lubrification et la déformation plastique des billes, produisant un choc dans chaque passage [22].

1. Les équations théoriques :

Lorsqu'il y a un écaillage ou une indentation sur l'un des éléments du roulement, le choc se produit à la fréquence correspondante donnée par les formules, ci-dessous, tirée de la formule de Willis ou les équations théoriques des fréquences caractéristiques de différents défauts de roulement [31] :

La fréquence de passage des billes (ou rouleau) sur la bague externe du roulement, f_{be} ;

$$f_{be} = \frac{Fr}{2} N_b \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) \quad (I.4)$$

La fréquence de passage des billes (ou rouleau) sur la bague interne du roulement, f_{bi} ;

$$f_{bi} = \frac{Fr}{2} N_b \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) \quad (I.5)$$

La fréquence de rotation des billes (ou rouleau) sur eux-mêmes f_b ;

$$f_b = \frac{Fr}{2} \frac{D_m}{d} \left(1 - \left(\frac{d}{D_m} \cos \alpha\right)^2\right) \quad (I.6)$$

La fréquence de passage d'un défaut de cage f_c .

$$f_c = \frac{Fr}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right) \quad (I.7)$$

Avec :

$$- D_m : \text{diamètre primitif} : D_m = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (I.8)$$

- d : diamètre de la bille.

- α : l'angle de contact bille/bague externe.

2. Les équations réelles :

Les équations réelles qui sont basées sur l'expérimentation de plus de 2000 roulements de différents types [31] :

La bague extérieure : $f_{be}=Fr.(0,5.N_b-1,2)$ (I.9)

La bague intérieure : $f_{bi}= Fr.(0,5.N_b+1,2)$ (I.10)

La cage : $f_c= Fr.(0,5 -1,2/N_b)$ (I.11)

La bille : $f_b=Fr.(0,2.N_b-1,2/N_b)$ (I.12)

Les équations réelles sont utilisées dans le cas où l'angle de contact α est inconnu.

I.3.7 Modes de défauts de roulement :

La durée de vie normale d'un roulement sous une charge est déterminée par l'usage et la fatigue des surfaces des éléments du roulement. Des échecs prématurés de roulement peuvent être provoqués par un grand nombre de facteurs. Les plus communs sont la fatigue, la détérioration, la corrosion, et une faible lubrification. Les sections suivantes décrivent les modes communs de défaut de roulement.

a) La fatigue :

Un roulement est mis sous une charge normale alternée a pu perdre en raison de la fatigue du métaux après un certain temps d'opération. Les défauts dûes à la fatigue commencent par une formation des petites fissures au-dessous de la surface d'appui. Pendant que le chargement continue, les fissures progressent sur les surfaces dans les sections de contact. L'origine réel peut se manifester comme piquûre de corrosion. Si le roulement est maintenu en service, les endommagements s'étendront à proximité du défaut dû à la concentration d'effort. Les défauts extérieurs troublent sévèrement le mouvement nominal du roulement et de ses éléments en présentant des chocs répétés à temps courts et aux fréquences caractéristiques de défauts des éléments constituant le roulement. Si le roulement devait continuer en service, les défauts peuvent atteindre d'autres éléments et par la suite mener à l'augmentation du frottement et de la température [32].

b) L'usure (The wear):

La détérioration est une autre cause commune de défaut de roulement. Elle est provoquée principalement par la saleté (l'obscénité) et les particules étrangères pénétrant le roulement par le cachetage insatisfaisant ou en raison du lubrifiant souillé. Les particules étrangères abrasives rendent les surfaces de contact rudes (résistant) donnant un aspect mat. La détérioration grave change le profil de la course, change le profil et le diamètre d'élément roulant, et augmente le dégagement ou l'enlèvement du roulement. Le résultat final dans ce cas est une panne complète. La détérioration croissante présente

graduellement des erreurs géométriques dans le roulement. Les diamètres non -uniformes des éléments usés de roulement sont la cause des vibrations et des harmoniques de fréquence de cage. Les erreurs géométriques des courses peuvent produire en conséquence des harmoniques multiples à la vitesse de rotation de l'axe [32].

c) La corrosion :

Le défaut de corrosion se produit quand l'eau, les acides ou d'autres contaminants se mélangent avec le lubrifiant (huile). Ceci peut être provoqué par les joints endommagés. Les lubrifiants acides ou la condensation qui se produit quand les roulements sont soudainement refroidis à une température de fonctionnement plus élevée que celle de l'air très humide provoquent la rouille sur les couches superficielles du roulement qui produit des opérations inégales et bruyantes pendant que les particules de rouille interfèrent la lubrification. Les particules de rouille ont également un effet abrasif ce qui produit la détérioration de roulement. Les puits de rouille forment également l'initiation de l'écaillement et la délitescence [31].

d) Le faux brinellage :

Le faux brinellage peut affecter le roulement au repos et les roulements dont les bagues tournent à la même vitesse. C'est une usure par petits débattements qui cassent et conduisent à un contact métal-métal.

Des microsoudures et des microarrachements en résultent ; les particules s'oxydent et contribuent à une destruction qui peut être rapide.

Des empreintes brillantes, ou ternes, s'installent aux endroits des éléments roulants [31].

e) L'absence de lubrification :

La lubrification insatisfaisante, en terme de quantité ou de qualité, est l'une des causes communes de l'échec prématuré des roulements.

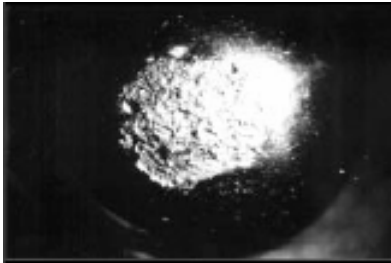
A la région de contact Hertzien soumise à une forte contrainte, quand il y a insuffisance de lubrifiant, les surfaces en contact se soudent ensemble. Les trois points critiques de lubrification de roulement se produisent à l'interface de la cage-rouleau, à l'interface de la course-rouleau (ou bille) et à l'interface de la course-cage. L'absence du lubrifiant ou le choix inexact du lubrifiant peut avoir des conséquences graves pendant que les températures élevées peuvent recuire les éléments de roulement et réduire la dureté et

la vie en fatigue. Par la suite, l'utilisation successive d'un roulement détérioré peut provoquer des catastrophes graves [32].

Et d'autres défauts :

- Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composant de ce peigne, est associée une paire de bande latérale espacée de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante [28].

- Un défaut de type écaillage affectant la bague interne d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. Sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation.



a) Défaut sur la bille "détérioration de la bille" **b)** Défaut de piste interne. [33]
[22]

Figure I.4 (a,b). Défaut de bille et un écaillage de la bague interne.



Figure I.5. Mode de détection de défaut de roulement [25].

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant, a pour image vibratoire un peigne de raies, ils sont associés plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation pour chaque composante de ce peigne.

Le défaut de type déversement de bague externe a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence de cette bague, qui est généralement prépondérante par rapport à ses premiers harmoniques. Le déversement de la bague interne a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence de défaut de cette bague, qui est généralement modulée par la fréquence de rotation. Le déversement simultané des deux bagues a évidemment une image vibratoire conjuguant les images des deux types de défauts.

Les images vibratoires des différents défauts de roulement sont présentées sur les figures ci-dessous :

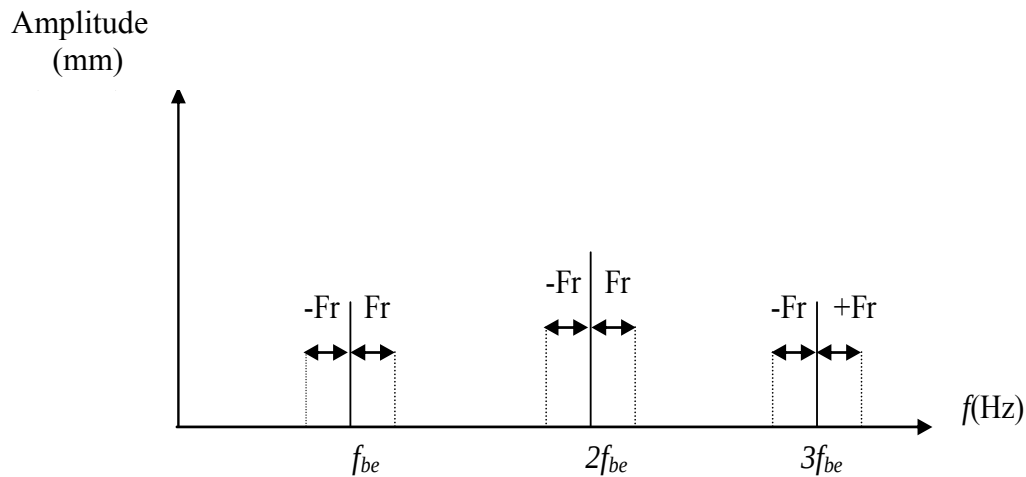


Figure I.6 Image vibratoire d'un défaut de la bague externe

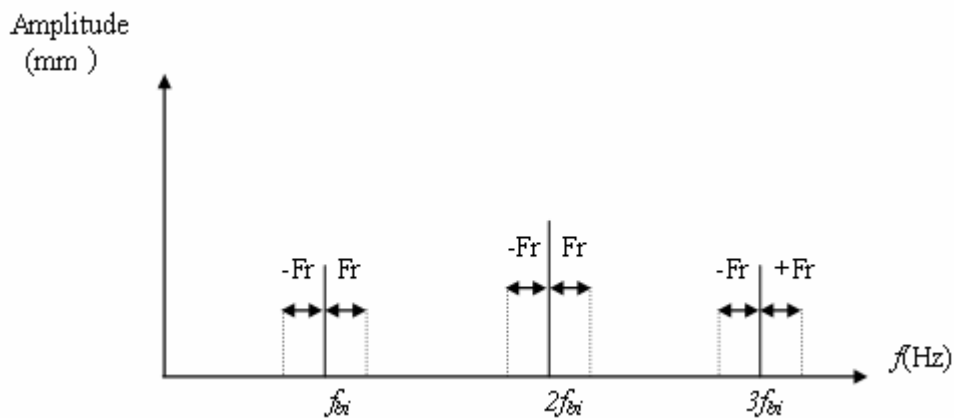


Figure I.7. Image vibratoire d'un défaut de la bague interne

Mesure des chocs de roulements :

L'expérience montre que les défaillances des roulements sont une des préoccupations prioritaires des ingénieurs de maintenance. Ces défaillances sont cependant souvent des épiphénomènes consécutifs à des contraintes anormales dues par exemple à une tension de courroie trop importante, à un défaut d'alignement ou encore à un balourd excessif.

Ces défauts peuvent être détectés suffisamment tôt grâce à un suivi correct de l'intensité vibratoire.

Il reste toutefois de nombreux cas où la cause est directement liée au roulement lui-même : par exemple défaut de lubrification et plus rarement défaut de fabrication.

Le jugement de l'état d'un roulement au début de sa dégradation présente une difficulté de taille : les très faibles chocs qu'il émet alors sont négligeables en intensité par rapport aux autres vibrations émises par la machine. Ils peuvent par contre être très néfastes pour le roulement et, par voie de conséquence, pour la machine elle-même [29].

1 La mesure du BCU (Bearing Condition Unit) :

Afin de pallier à cette difficulté, on doit traiter de deux façons le signal émis par la machine :

- filtrer les fréquences basses et moyennes.
- amplifier les hautes fréquences.

Pour cela, on utilise un accéléromètre dont la fréquence de résonance est relativement haute (35kHz). Un détecteur spécial, le Bearing Condition Detector, n'acquiert que la bande de 13 à 64 kHz (figure I.8).

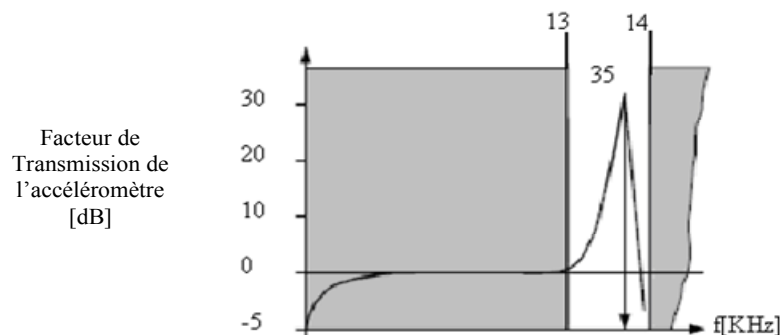


Figure I.8. Principe de mesure du BCU.

Ce détecteur tient compte également d'autres paramètres caractéristiques, tels que :

- Valeur crête du signal ;
- Fréquence avec laquelle les chocs apparaissent.
- **Seuils de jugement :**

L'acquisition d'un signal à haute fréquence dépend de la manière dont il est transmis. Il dépend donc tout particulièrement de la fixation du capteur (vis, aimant, pointe de touche), mais aussi du nombre d'interfaces existant entre le défaut et le capteur.

Les chocs émis dépendent eux-mêmes d'autres paramètres, tels que le type de roulements, les matériaux employés, la charge ou la vitesse de rotation de la machine.

Il n'existe donc actuellement aucune norme proposant des seuils de jugement pour l'état des roulements. Ces seuils seront déterminés en exploitant la base de mesures qu'ils effectuent à un intervalle de temps réguliers dans des conditions de fonctionnement stationnaires et reproductibles.

- **Limites de la méthode**

La mesure du *BCU* met en évidence les chocs émis par les roulements, mais aussi ceux qui peuvent émaner d'autres sources :

- Fixation défectueuse
- Engrenages
- Cavitation

Dans ce cas, elle est révélatrice d'autres défauts.

Le *BCU* peut également être influencé par le procédé. Par exemple, dans le cas d'un broyeur, la mesure sera forcément élevée, sans être caractéristique de l'état des roulements.

2 Le facteur de crête

Le facteur de crête est défini comme le rapport existant entre la valeur crête et la valeur efficace du signal. Pour des signaux connus, tels qu'une vibration sinusoïdale, ce facteur est égal à deux. Dans le cas général, le facteur de crête n'est pas défini de façon exacte, cependant un facteur de trois est une bonne approche. Des pics sur le signal provoquent une variation de ce facteur. Pour des défauts très avancés, les pics s'estompent et l'expérience montre que le facteur de crête diminue. Cette mesure ne peut donc s'appliquer de manière fiable que dans le cadre d'un suivi.

Le facteur de crête est défini aussi comme la crête maximal positive du signal x divisé par la RMS_x du signal :

$$CF = \frac{x_{0-pk}}{RMS_x} \quad (I.13)$$

Où le pk est l'index d'échantillon pour la crête positive maximale du signal.

x_{0-pk} est la valeur de x à pk .

CF est une mesure normale de l'amplitude du signal [34]

3 Le facteur K

Le facteur K est défini comme le produit de la valeur crête et de la valeur efficace du signal.

Il présente deux avantages :

- Il permet de confirmer la dégradation d'un roulement lorsque le facteur de crête diminue.
- Étant le produit de deux grandeurs, il évolue de manière exponentielle (figure I.9) [34].

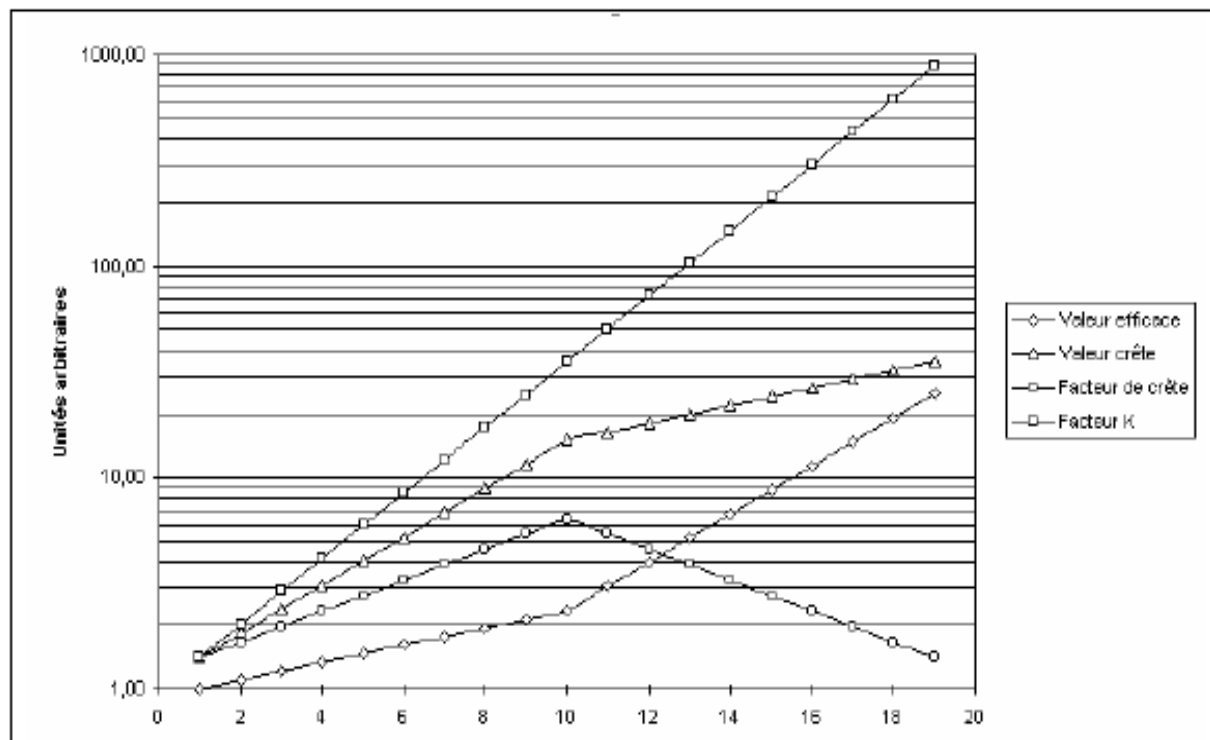


Figure I.9. Le facteur K.

I.3.8. Défauts d'engrenage :

La meilleure façon de détecter un défaut était de faire une analyse des signaux vibratoires engendrés lors de l'engrènement successif des dents, car ces signaux évoluent en raison d'une modification de la structure vibrante au moment où il y a développement d'un défaut [35].

En observant un engrenage composé de deux couronnes dentées E_1 et E_2 , possédant un nombre de dents Z_1 et Z_2 , et tournant aux vitesses n_1 et n_2 , c'est-à-dire aux fréquences de rotation f_1 et f_2 . L'engrènement se fait aux rythmes d'engagement des dents selon une fréquence d'engrènement (f_e) égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents.

$$f_e = Z_1 f_1 = Z_2 f_2 \quad (I.14)$$

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement f_e et à ses harmoniques. Les amplitudes de ces composantes sont conditionnées par la charge à vaincre par les engrènements. Si un arbre ou un pignon présente un défaut d'excentricité, ou si une dent de pignon présente un défaut localisé, une modulation d'amplitude du signal apparaît à la fréquence de rotation f_r . Cela se traduit sur le spectre par un peigne de raies centré sur la fréquence d'engrènement f_e et de pas f_r . Ce peigne n'est visible que sur un zoom centré lui aussi sur la fréquence d'engrènement f_e (figure.I.11) [26].

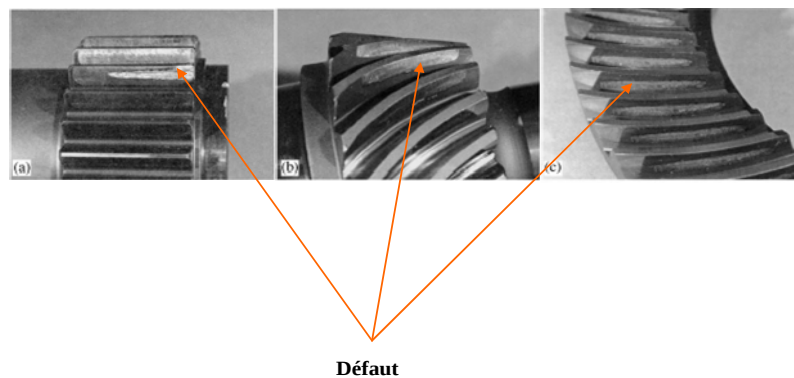
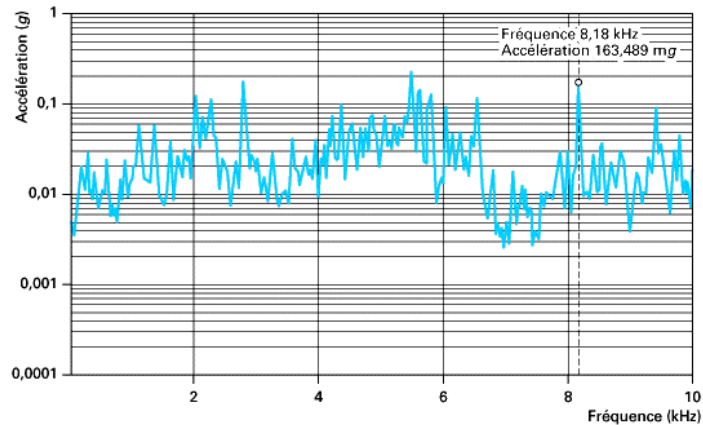


Figure I.10. Exemple de défaut d'engrenage [34]



-a-

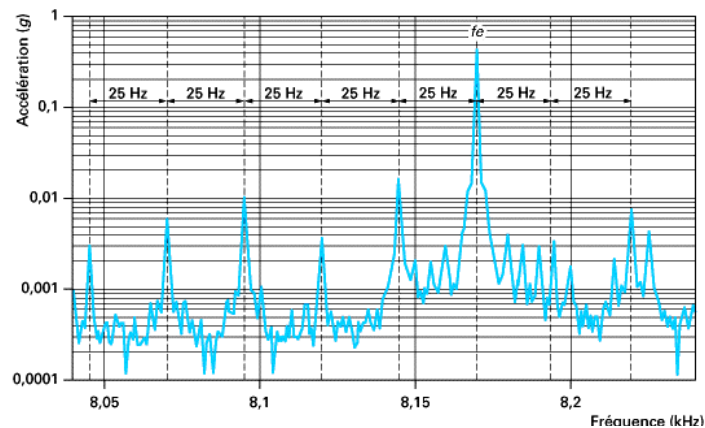


Figure I.11 (a et b). Mise en évidence d'un défaut de denture d'engrenage [26].

Gravité des défauts :

La difficulté, concernant les engrenages, est de cerner la gravité des défauts. En effet, même sur une machine en bon état, on obtient ces images. Seule l'augmentation des amplitudes des raies décrites ci-dessus permet de diagnostiquer une dégradation de l'engrènement.

On peut néanmoins retenir deux règles toujours vérifiées :

- si les amplitudes du peigne de raies ne dépassent pas celle de la fréquence centrale (fe), l'engrènement peut être considéré comme en bon état
- un zoom présentant une image dissymétrique des modulations autour de la fréquence centrale est caractéristique d'un engrènement dégradé.

L'amplitude de la fréquence d'engrènement peut être modulée par les deux fréquences de rotation des deux arbres (le menant et le mené). Si ces deux fréquences de modulation ne sont pas proches, il peut être nécessaire de prévoir le relevé de deux zooms centrés sur f_e mais de largeur de bande différente. Chaque bande doit, en effet, être adaptée à la fréquence de modulation à surveiller: étendue suffisante tout en gardant une résolution (un pas) adaptée.

I.3.9 Défauts spécifiques aux paliers hydrodynamiques :

Dans un palier fluide, l'arbre est porté par l'huile sous pression. Sous l'effet de la rotation, l'axe de l'arbre prend une position d'équilibre. Par rapport à l'axe de palier cette position est définie, d'une part, par la distance entre les axes et, d'autre part, par l'angle d'attitude.

Cette position est donnée par le poids du rotor, par la force liée à la pression d'huile et la rotation de l'arbre.

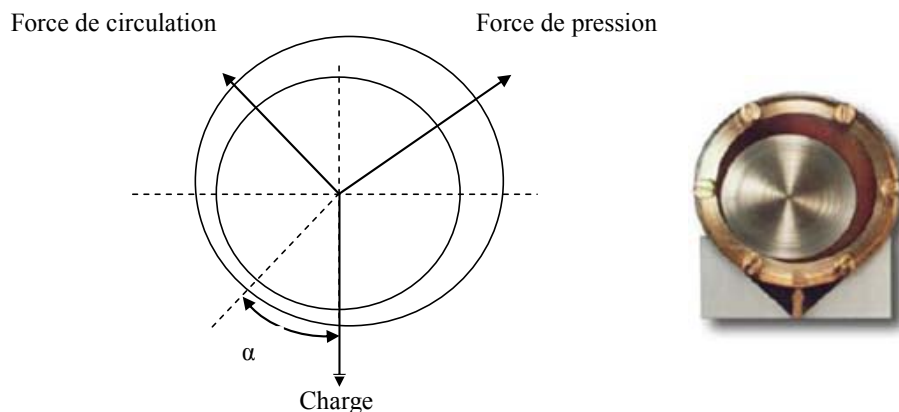


Figure I.12. Schéma du palier hydrodynamique.

α : L'angle d'attitude

Toute variation de ces forces ou tout effort supplémentaire s'exerçant sur le rotor modifie la position d'équilibre du :

- Balourd ;
- Désalignement ;
- Défaut de lubrification.

L'analyse spectrale sur des paliers fluides met en évidence le déséquilibre des forces qui maintiennent l'arbre en position stable.

Le tourbillon de l'huile se produit à une fréquence dépendante de la vitesse d'huile (0,42 à 0,48) fois la fréquence de rotation de l'arbre [28].

I.3.10 Défaut dus a une anomalie électromagnétique :

Pour certaines machines électriques, à savoir les alternateurs ou les moteurs asynchrones, les fréquences significatives d'une anomalie électromagnétique, multiple de la fréquence du courant d'alimentation sont confondues avec la fréquence de rotation de la machine ou de ces harmoniques.

Pour ces machines, les seuls moyens pour mettre en évidence une anomalie électromagnétique sont de couper brutalement le courant d'alimentation. Ceci dit, si l'amplitude vibratoire chute brutalement pour les harmoniques de la fréquence du courant, alors, il s'agit bien d'un défaut électromagnétique.

Heureusement pour les moteurs asynchrones (type de machines électriques le plus répandus dans l'industrie) et, dans une moindre mesure, pour d'autres machines, il existe des techniques plus élaborées, plus précises, et plus fiables pour le diagnostic, et ceci sans arrêter la machine.

Dans un moteur asynchrone, le rotor tourne plus lentement que le champ tournant statorique. Ces différences de fréquences nécessaires à la mise en rotation du rotor, sont proportionnelles au couple résistant qui correspond à la fréquence de glissement f_g .

Il existe deux types de défauts :

- ✓ Les défauts dus à des anomalies sur le stator.
- ✓ Les défauts dus à des anomalies sur le rotor.

I.3.11 Défauts induits par desserrage :

Comme pour l'application de contrainte, l'image vibratoire induite par un desserrage ou une fissuration d'encrage ou de bâti est également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence correspond également à l'ordre 1 de la fréquence de rotation. Le déphasage relatif pour deux composantes radiales orthogonales est voisin de zéro ou de 180° , selon la position des capteurs par rapport au plan de desserrage ou de fissuration.

Ce phénomène générant une vibration de type choc, présente un spectre composé de nombreuses harmoniques de la fréquence de rotation (peigne de raies étendu en fréquences),

il peut souvent être détecté en mode globale par le facteur de crête, le Kurtosis ou par d'autres indicateurs de défauts de types choc.

I.4 Techniques d'analyses et méthodes de diagnostic :

Les techniques de diagnostic et d'analyse de défauts de machines tournantes connaissent un intérêt sans cesse croissant et un essor très important. On peut évoquer deux raisons :

- ◆ Les besoins industriels liés au contexte très concurrentiel qui exige une diminution des coûts de fabrication, une disponibilité accrue de l'outil de production, la maîtrise de la qualité de fabrication, le respect des normes.

- ◆ Le développement des moyens électroniques, informatiques, qui facilite l'utilisation de l'implantation de méthodes plus complexes mais plus performantes.

Ces besoins ont ainsi généré des études et des recherches dans des domaines technologiques et scientifiques variés mais complémentaires; on peut citer: l'automatique, le traitement du signal, la modélisation des phénomènes physiques, la reconnaissance de formes.

Les machines tournantes figurent en bonne place dans ces préoccupations et touchent tous les secteurs industriels. Elles ont fait l'objet de nombreuses études, applications et développement spécifiques. La surveillance des machines tournantes permet :

- ◆ La détection et le diagnostic de défauts en fonctionnement pour éviter les dégradations importantes.

- ◆ Le diagnostic de défauts de fabrication lors du contrôle de qualité en production.

- ◆ L'analyse fine d'un comportement de machines (vibratoire et acoustique) en vue d'agir sur leur conception (recalage de modèles, réduction du bruit et des vibrations).

Les méthodes d'analyses et de diagnostic utilisent essentiellement l'analyse vibratoire grâce à sa facilité de mise en œuvre et sa capacité à « expliquer » les phénomènes dynamiques. Dans le contexte de surveillance, l'analyse de bruit est relativement peu développée dans un contexte industriel. Les raisons sont principalement la plus grande complexité de signaux de bruit (rayonnement, présence d'autres sources...). Cependant les

techniques utilisant plusieurs capteurs (intensimétrie acoustique, imagerie, holographie) ont tendance à se développer grâce à l'évolution des systèmes d'acquisition et de traitement. Cette méthodologie est clairement complémentaire de l'analyse vibratoire.

Cette partie de ce chapitre est consacrée pour l'étude des différentes techniques et méthodes de diagnostic de défauts des machines tournantes [36]

I.4.1 Méthodes classiques (stationnaires, non paramétriques) :

i. Analyse par la transformée de Fourier (FFT):

Ces méthodes sont principalement basées sur l'analyse de Fourier (par FFT) qui se prêtent bien à l'analyse des phénomènes cycliques inhérents aux machines tournantes.

La densité spectrale des signaux acoustiques ou vibratoires mesurés sur une machine tournante montre clairement l'existence de raies liées à la cinématique et relative au nombre de défaut (balourd, désalignement,...). L'apparition ou l'évolution des raies permet de détecter et de diagnostiquer un défaut spécifique. Bien que cette technique soit la plus utilisée dans un contexte industriel, elle souffre de certaines limitations dûes principalement à l'analyse de Fourier :

- ✓ En présence de signaux vibratoires très riches avec beaucoup de raies, d'harmoniques, de modulation, il est parfois difficile de distinguer les raies utiles (signal/bruit),

- ✓ Lorsque les défauts génèrent des signaux de type impulsionnel (choc, frottement, etc) ou de type non stationnaire, ou sont caractérisés par des variations spectrales complexes,

- ✓ Et enfin comme génère des critères robustes (au sens statistique) pour fixer des seuils de défaillances.

Pour ces raisons, des méthodes complémentaires ont été proposées, (certaines sont désormais classiques) pour pallier certains de ces inconvénients.

ii. Méthodes complémentaires :

1. L'analyse cepstrale :

Elle permet de caractériser les familles de raies d'harmoniques (par exemple des modulations) et de réaliser la déconvolution en séparant l'excitation du chemin de propagation sous certaines hypothèses.

L'analyse cepstrale est très utilisée dans le diagnostic industriel pour l'interprétation de signaux vibratoires complexes observés, par exemple sur les boîtes à vitesse comprenant de nombreux engrenages (à vis ou à dentures). Pour cette famille de matériels le signal vibratoire $x(t)$ est modulé en fréquence [37] [36] [38] :

$$x(t) = \sum_p A_p * (1 + a_p(t)) * (\cos(2\pi \cdot f_e \cdot t) + (b_p(t) + \varnothing_p)) \quad (I.18)$$

Avec :

$$a_p(t) = \sum A_{pi} * (\cos(2\pi i f_r t + \alpha_{pi})) \quad (I.19)$$

$$b_p(t) = \sum_j B_{pj} * (\cos(2\pi j f_r t + \beta_{pj})) \quad (I.20)$$

Les termes $\varnothing_p, \alpha_{pi}, \beta$ représentent les différents constantes le déphasages et les termes A_{pi}, B_{pj} représentant les amplitudes associées [38].

L'idée audacieuse des inventeurs de l'analyse cepstrale est de prendre de nouveau la transformée de Fourier de la densité spectrale périodique. Ceci conduit à un spectre ne contenant que quelques raies. Plusieurs types de cepstres ont été alors définis: le terme "cepstre" est une version "verlan" du terme spectre, de même, que les termes rharmonique, lifrage, quéfrance, gamnitude, saphe,...etc.

Définition des différents cepstres :

La notion du cepstre $C_{ex}(\tau)$ a été introduite la première fois en 1963 par Boge 63 comme étant le spectre de puissance du logarithme du spectre de puissance de signal original $x(t)$.

$$\text{Avec :} \quad C_{ex}(\tau) = |F(\ln(G_{xx}(f)))| \quad (I.21)$$

$$G_{xx}(f) = |F(x(t))|^2 = |X(f)|^2 \quad (I.22)$$

F : la transformée du Fourier du signal $x(t)$.

La variable τ , appelée quéfrance est homogène à un temps puisque l'on prend la transformée de Fourier d'une fonction dépendante de la fréquence f .

Cepstre de puissance Ce_{px} :

Le cepstre de puissance Ce_{px} est défini par

$$Ce_{px} = F^{-1}(\ln(G_{xx}(f))) \quad (I.23)$$

Cepstre d'amplitude Ce_{ax} :

Le cepstre d'amplitude $Ce_{ax}(\tau)$ est défini par :

$$Ce_{ax} = F(\ln(G_{xx}(f))) \quad (I.24)$$

Cepstre complexe Ce_{cx} : le cepstre complexe $Ce_{cx}(\tau)$ est un outil très utilisé dans le traitement des signaux complexes car, contrairement aux autres définitions des cepstres, il conserve l'amplitude et la phase :

$$Ce_{cx}(\tau) = F^{-1}(\ln(X(f)))$$

Où : $X(f)$ est la transformée de Fourier du $x(t)$.

$$X(f) = |X(f)| \cdot e^{j \arctg(x(f))} = M(f) \cdot e^{j \phi(f)} \quad (I.25)$$

Avec :

$M(f)$: le module du $X(f)$;

$\phi(f)$: l'argument du $X(f)$;

Le cepstre est un outil particulièrement puissant pour tenir compte et éliminer la contribution apportée par un filtre de fonction transfert $H(f)$. Cette situation se rencontre dans l'analyse des signaux vibratoires recueillis sur des structures mécaniques [38].

2. L'analyse par la détection d'enveloppe :

La méthode d'analyse par la détection d'enveloppe est l'une des méthodes nouvelles les plus utilisées pour l'analyse des signaux non stationnaires dont l'origine les défauts de roulement ou l'engrenage.

Cette dernière est utilisée pour la détection de chocs cycliques de roulement en particulier (démodulation d'enveloppe) ou pour la caractérisation d'oscillation de rotation (engrenage, variations de couple dans des moteurs électriques,...).

Description de la méthode :

L'analyse par la détection d'enveloppe d'un signal est un outil particulièrement efficace pour la recherche des informations fréquentielles contenu dans un signal périodique complexe rencontré dans la surveillance des machines tournantes. Ainsi, un défaut localisé dans un roulement se traduit par l'application d'une impulsion périodique

dans le signal temporel, et pour le diagnostic. La transformée de Hilbert permet de calculer l'enveloppe d'un signal $s(t)$ qui est définie par la formule suivante [39] [40]:

$$H[s(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{s(\tau)}{t - \tau} d\tau = \bar{s}(t) \quad (I.26)$$

Ceci constitue la partie imaginaire du signal analytique défini par :

$$z(t) = s(t) + j\bar{s}(t) = |s(t)| e^{i\theta(t)} \quad (I.27)$$

$$\text{Où } \theta(t) = \arctg \left[\frac{\bar{s}(t)}{s(t)} \right]$$

Le module du signal analytique $s(t)$ est défini par :

$$|z(t)| = \sqrt{s^2(t) + \bar{s}^2(t)}$$

La technique de détection d'enveloppe se décompose en trois étapes. Dans la première, on réalise le filtrage passe-bande du signal $x(t)$ autour d'une fréquence particulière (en générale la fréquence de résonance), en suite, on calcule le carré du signal et finalement, on filtre le signal obtenu pour obtenir l'enveloppe du signal [39].

iii. L'analyse des signaux électriques :

En général, les méthodes précédentes trouvent principalement leurs applications sur des signaux vibratoires principalement, mais elles sont également proposées pour analyser le signal électrique d'alimentation des moteurs électriques, en vue de la détection des défauts en fonctionnement. Complémentairement à l'analyse vibratoire, la mesure du courant est simple à mettre en œuvre (pince ampérométrique) et permet de détecter les défauts électriques spécifiques ou surveiller l'état mécanique des machines quand la mesure de vibration s'avère difficile.

La modélisation des efforts électromagnétiques ayant pour objectifs la maîtrise du bruit et des vibrations a fait l'objet de nombreuses études. Les méthodes de diagnostics basées sur ces modèles devraient aider à une meilleure connaissance de ces phénomènes.

Dans un contexte de diagnostic des machines en exploitation, l'utilisation du courant électrique pour la surveillance de défauts mécaniques (de toute la ligne d'arbre entraînée par le moteur) ne semble pas suffisamment explorée [36].

I.4.2 Méthodes non stationnaires et non linéaires :

Nous présentons des outils relevant de l'analyse des signaux non-stationnaires et non linéaires. Ces hypothèses sont parfois inhérentes aux processus des machines et signaux que l'on veut analyser. Il est maintenant connu que l'analyse de Fourier, stationnaire n'est pas adaptée pour l'analyse des phénomènes transitoires, de choc ou de frottement car l'on perd l'information temporelle. D'où le développement des méthodes d'analyses temps fréquences pour la surveillance et l'analyse des signaux vibratoires des machines tournantes.

a. Représentations temps fréquence et ondelettes:

Temps Fréquences :

Le spectrogramme ou Fourier à court terme est très utilisé dans l'analyse des machines tournantes pour rechercher des vitesses critiques pendant les montées ou descentes des vitesses. Cependant en présence de transition rapide, on se heurte au fait que la résolution en fréquence est inversement proportionnelle au temps d'acquisition qui dans ce cas doit être court. La transformée de Wigner-Ville permet de repousser cette limite et possède de bonnes propriétés en fournissant une localisation précise de l'énergie dans le plan temps-fréquence (sans biais pour une variation linéaire en fréquence). Sa principale limitation provient du fait que c'est une représentation quadratique qui génère des interférences entre composantes sinusoïdales. Plusieurs études ont porté sur la minimisation de ces interférences (Wigner-Ville lissé, etc) ou sur leur contrôle (Choi-Williams, etc). La technique de réallocation de Koderà permet de relocaliser l'énergie et d'améliorer sensiblement les effets de la résolution spectrogramme. Elle a été généralisée aux autres distributions temps-fréquence ainsi qu'au scalogramme [36].

On trouve un certain nombre d'applications de la transformée de Wigner-Ville pour l'analyse des signaux de machines tournantes :

- Pour des machines alternatives générant des signaux fortement non-stationnaires en vue de l'analyse fine du bruit, ou pour la surveillance et le diagnostic.
- Pour la surveillance des machines tournantes en régimes transitoires.
- Pour la surveillance d'engrenage et la détection de défauts caractérisés par des phénomènes transitoires.

Les ondelettes :

L'analyse en ondelettes consiste à décomposer le signal sur la base de fonctions à support borné. Les fonctions de base se déduisent d'une ondelette de mère par dilatation/contraction. On parle ainsi de décomposition temps-échelle. On distingue :

- Ondelettes continues de Morlet qui correspond en fait au filtrage du signal par un banc de filtre à $Bi/fi=cst$ (Bi largeur de bande, fi fréquence centrale) en quadratures,
- Ondelettes discrètes orthogonales qui garantissent l'unicité de la décomposition d'un signal. Le choix de la meilleure ondelette en fonction du problème considéré est important dans le souci d'interprétation physique de la décomposition.

L'analyse est multirésolution; on obtient une bonne résolution fréquentielle en basse fréquence, et temporelle en hautes fréquences. La seconde propriété s'avère intéressante pour la détection de signaux transitoires, de chocs ainsi que leur localisation temporelle précise. Ainsi plusieurs applications ont été faites dans la détection des défauts dans des mécanismes, des machines alternatives, et tournantes (engrenage...).

Par contre pour l'analyse des machines tournantes, les représentations temps-échelle (scalogramme) sont difficilement interprétables car on perd la notion de fréquence (sauf en basse fréquence). Cette dernière est tellement utile pour l'interprétation mécanique.

Les coefficients de la décomposition, en nombre restreint permettent de synthétiser le signal original avec une très bonne qualité. Ce point bien exploité dans les télécommunications, les images, est d'un intérêt moindre en mécanique.

Les coefficients peuvent bien sur être utilisés pour de la classification. Le lien des décompositions temps-échelle avec le processus auto-similaire : beaucoup d'études ont été menées dans l'analyse de turbulence, de la cavitation.

La transformé en ondelettes d'un signal temporelle est définie par :

$$W(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) h\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (I.28)$$

C'est une transformation linéaire permettant la décomposition du signal original en fonctions élémentaires $h_{a,b}$:

$$h_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} h\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (I.29)$$

a et b sont des facteurs de dilatation d'une ondelette $h(t)$ [22].

b. Analyse Cyclostationnaire :

L'analyse des signaux cyclostationnaires a pour origine le domaine des télécommunications où l'on peut transmettre des signaux dont les propriétés statistiques sont périodiques. Cette hypothèse correspond à la nature physique des signaux issus des machines tournantes. Généralement, on a coutume, pour des machines tournantes on utilise l'analyse synchrone. En fait, on exploite la cyclostationnarité d'ordre 1, ie de la moyenne. La cyclostationnarité d'ordre deux c-à-d que la fonction d'autocorrélation est périodique ie, $R(t,\tau)=R(t+T,\tau)$, T étant la période du cycle (il peut exister plusieurs périodicités, ce qui est le cas pour les machines tournantes) permet de calculer la corrélation spectrale qui est en quelque sorte la transformée de Fourier suivant (t, τ) de la fonction d'autocorrélation. Nous obtenons ainsi la fréquence cyclique (transformé suivant t) et la fréquence temporelle (suivant τ). Cette fonction permet d'exhiber des corrélations entre composantes du signal, aux fréquences cycliques [36].

Dans le cadre de l'analyse des signaux d'engrenage par la méthode d'analyse cyclostationnaire, il a été montré que ces liens permettaient de détecter de manière plus précoce un défaut d'engrenage (les défauts apparaissent à une certaine fréquence cyclique rendre le signal de plus en plus cyclostationnaire). Nous pensons que cette approche est réellement prometteuse pour l'analyse et le diagnostic du bruit et des vibrations des machines tournantes: (par exemple pour l'étude des corrélations entre les harmoniques, ou pour l'étude des phénomènes cycliques dans les machines alternatives). Plusieurs études sont menées actuellement dans ce domaine, y compris le lien avec les bi-spectres et bi-cohérences qui exploitent des liens entre composantes [20][36].

I.4.3 Méthodes de diagnostic par reconnaissance des formes :

Ces méthodes sont complémentaires des analyses précédentes et sont d'une grande utilité lorsque les défauts sont caractérisés par les variations complexes de plusieurs paramètres (extraits par traitements de signal,...), ou lorsque la modélisation est complexe.

Par rapport à un système de reconnaissance de formes (RdF) un système de diagnostic par RdF doit pouvoir prendre en compte de nouveaux modes de fonctionnement, et avoir des options de rejets (rejet d'ambiguïté entre classe et rejet de distance : appartenance à aucune classe).

On, ne dispose pas en effet d'informations sur tous les modes de fonctionnement et ce, particulièrement en environnement industriel (impossibilité de simuler tous les défauts ou modes de fonctionnement possibles).

On peut distinguer trois étapes de diagnostic par de reconnaissance de formes :

❖ L'étape d'analyse qui consiste à construire « le vecteur forme » ou « le vecteur de paramètres » et déterminer ce qui autorise la meilleure classification. L'analyse en composantes principales permet de visualiser la séparabilité des classes, par le critère de Fischer, ou les méthodes de coalescences. Cette étape conditionne les performances de la classification. Les paramètres peuvent être issus de l'analyse vibratoire ou acoustique (raies cinématiques, etc...), voir des paramètres des modèles de types AR mais également issus d'autres mesures physiques (température, pression, etc), ce qui peut être particulièrement intéressant dans le cadre du diagnostic. Cette démarche peut se faire en mode supervisé ou en mode non supervisé.

❖ L'étape de discrimination entre classe ou de décision doit attribuer toute nouvelle donnée (ou mesure) à un mode de fonction. On distingue :

1. Les méthodes statistiques paramétriques qui font usage des lois de probabilité à priori des classes (Bayes), supposées connues ou estimées sur une base d'apprentissage.

2. Les méthodes statistiques non paramétriques, telles que les k PPV (k plus proche voisine).

3. Les méthodes analytiques qui procèdent par un calcul direct des frontières entre classe : frontières linéaires, quadratique ou non linéaires avec les réseaux de Neurones (RN). Ces derniers permettent d'approcher des frontières non linéaires. Moyennant une phase d'apprentissage, pouvant être longue (choix de la structure : nombre de couche cachées, convergence...), ils autorisent des classifications extrêmement rapides en phase d'utilisation. Dans un contexte de diagnostic industriel, la méconnaissance de tous les modes de fonctionnement pendant la phase d'apprentissage nécessite des options de rejets.

L'introduction des ensembles flous, dans le cadre de la RdF, s'avère être un outil pour le suivi d'évolution, ou la transition entre modes de fonctionnement qui est d'une importance pour le diagnostic de phénomènes évolutifs. Citons enfin l'utilisation conjointe des RN et des règles floues avec des applications de la classification « Flou » et « Neuro Flou » pour le diagnostic des machines tournantes.

Les machines électriques voient des applications RdF dans un contexte contrôle qualité en chaîne de fabrication [36].

I.5. D'autres techniques d'analyse et de diagnostic :

I.5. 1 La racine des moindres carrées :

La méthode de racines des moindres carrées (RMS) est définie comme la racine carrée de la moyenne de la somme des places des échantillons du signal :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N (x_i)^2 \right]} \quad (I.31)$$

Ou : x est le signal original du temps échantillonné N est le nombre d'échantillon et i l'index simple [34].

I.5.2 Le Kurtosis :

Le Kurtosis est le quatrième moment normalisé d'un signal donné $x(t)$ et fournit une mesure du peakedness du signal, c.-à-d. le nombre et l'amplitude de crêtes actuelles dans le signal.

Le Kurtosis est donné par la relation suivante :

$$Kurtosis = \frac{N \sum_{i=1}^N \left(x_i - \bar{x} \right)^4}{\left[\sum_{i=1}^N \left(x_i - \bar{x} \right)^2 \right]^2} \quad (32)$$

Le moment d'ordre quatre est normalisé par la racine de la variance. Un signal consistant exclusivement en bruit gaussien aura un Kurtosis approximativement de 3 [34].

Conclusion :

Précédemment, on a fait une synthèse de quelques travaux de recherches qui ont un rapport avec les techniques et les méthodes de diagnostic de défauts de machines tournantes. On a pu procéder aussi à une synthèse des défauts qui attaquent les machines tournantes pour une meilleure compréhension des fréquences qui les caractérisent et leurs causes ou leurs sources vibratoires, ainsi que la présentation de quelques techniques et méthodes d'analyse.

Chapitre II:
LE DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES
ET LE TRAITEMENT DE SIGNAL

CHAPITRE II

LE DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES ET LE TRAITEMENT DE SIGNAL

Dans les plans de maintenance des équipements, les mesures de vibrations faites régulièrement sur les machines en fonctionnement servent à déceler les changements d'états de ces machines. Une alarme sur une défaillance sera obtenue plutôt si les mesures sont réalisées sous forme d'analyse de fréquence pour déterminer la nature des défauts qui apparaissent en même temps. D'où l'obligation de connaître la machine et ses caractéristiques et les outils mathématiques indispensables à l'analyse.

Dans ce qui suit, on récapitule les étapes suivies pour faire un diagnostic et les éléments de base du traitement de signal appliqués à l'analyse des signaux vibratoires.

PARTIE I : LE DIAGNOSTIC

I.1. Définition :

Le dépistage a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de suivre son évolution. Le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible d'en préciser la gravité.

La démarche du diagnostic est donc fondamentalement différente de celle du dépistage. Elle ne repose pas sur le choix préalable d'un indicateur ou d'un ensemble d'indicateurs dont on va surveiller l'évolution dans le temps, mais sur une analyse systématique du signal vibratoire, tant dans sa forme spectrale que temporelle, pour rechercher la réponse d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée. Cette analyse systématique s'effectue selon une méthodologie rigoureuse et fait appel à des techniques de traitement du signal beaucoup plus complexes que celles généralement mises en œuvre dans le cadre de surveillance "traditionnelle" par dépistage.

Les méthodes de diagnostic employées dans les systèmes de diagnostic de premières générations étaient très restreintes dans leurs capacités. Ainsi, des logiciels ont été

développés en tant que systèmes experts qui ont aidé l'opérateur à expliquer les résultats des mesures faites dans le but d'optimiser l'accumulation supplémentaire des données et du choix du diagnostic le plus probable à partir de beaucoup de cas suggérés par le système expert [33].

Les résultats finaux, comme d'habitude, étaient incertains et la qualité du diagnostic a été définie par le niveau de qualification de l'opérateur, des capacités de l'instrumentation de mesure, et de la quantité de travail nécessaire pour obtenir des informations additionnelles.

I.2. Les différentes étapes de diagnostic :

Les différentes étapes de diagnostic sont :

- ❖ Etude approfondie de la cinématique de l'installation et établissement de sa fiche cinématique.
- ❖ Connaître les composantes cinématiques de base sur lesquelles des traitements spécifiques seront effectués.
- ❖ Déterminer les plages d'analyse et les résolutions nécessaires à la mise en évidence de l'ensemble des phénomènes vibratoires susceptibles d'affecter l'installation considérée.

On calcule, par exemple, les fréquences de rotations de toutes les lignes d'arbre, les fréquences de passage d'encoches, d'aubes, les fréquences de défauts de roulement.

Les étapes du diagnostic d'une machine tournante :

1. Prise de mesure :

Elle est effectuée systématiquement sur chaque palier selon deux ou trois directions orthogonales en fonction des conditions d'accessibilité. Les conditions d'exploitations sont scrupuleusement notées : vitesse de machine, charge, débit, puissance du moteur et température.

2. Recherche du phénomène de modulation :

La recherche de l'existence du phénomène de modulation, autour de chaque composante cinématique de base (fréquence de rotation, d'engrènement, d'encoches d'ailettes,...) est systématique. Elle met en œuvre des techniques de traitement du signal appropriées : Zoom, cepstre, démodulation d'amplitude / fréquence/ phase,...

3. Recherche de chocs :

La recherche de l'existence de chocs à caractère aléatoire ou périodique est systématique.

4. Détermination des fréquences de répétitions :

Elle est systématique et met en œuvre des techniques appropriées : cepstre et démodulation des principaux modes de résonance de structure.

5. Identification de l'origine cinématique des chocs et des phénomènes de modulation.

6. Détermination des déphasages relatifs :

Si l'importance des amplitudes le justifie, on détermine les déphasages relatifs entre les composantes de la fréquences de rotation issues des mesures prises selon 2 directions orthogonales sur un même palier, ou des mesures prises selon une même direction sur 2 paliers consécutifs de la ligne d'arbre.

7. Analyse du mouvement de la ligne d'arbre :(sur paliers fluides).

Si nécessaire, on procède à l'analyse du mouvement relatif de la ligne d'arbres, et / ou de ses paliers avec visualisation de la déformée et, pour chaque palier, la visualisation de l'orbite du mouvement dans un plan radial de l'arbre ou du palier.

8. Identification des anomalies :

Elle se fait à partir de la connaissance des images vibratoire des défauts, de l'historique des défaillances de l'installation et des conditions d'exploitation.

Remarque :

L'association défaut image vibratoire n'est pas une application bijective : un même défaut peut induire des images vibratoires différentes. Une image vibratoire, peut correspondre aux plusieurs défauts de nature différente. Il est donc indispensable de formuler une hypothèse et de la valider après vérification qu'aucune image vibratoire ou aucun résultat ne vient la contredire.

Le cas échéant, une autre hypothèse doit être formulée et, ainsi de suite, jusqu'à l'obtention de la bonne solution. La validation d'une hypothèse nécessite parfois de procéder à une nouvelle série d'analyse en faisant varier certaines conditions de fonctionnement (vitesse, température, charge,...). Dans certains cas, une analyse modale

sera nécessaire pour dire s'il s'agit d'un défaut réel ou de l'amplification d'une anomalie mineure (déséquilibre résiduel admissible,...) par une résonance de structure.

9. Fiabilité du diagnostic :

A l'heure actuelle, les limites concernant la fiabilité de diagnostic sont toutes liées à la jeunesse relative des techniques mises en œuvre qui s'expriment.

10. Disparité des données de référence :

Ces techniques d'investigation sont récentes et pendant de nombreuses années, en raison de leur coût de mise en œuvre, elles n'ont été utilisées que sur un nombre restreint d'installations de l'industrie lourde (par exemple, production d'énergie, pétrochimie,...). Tous les symptômes, toutes les images vibratoires de tous les défauts susceptibles d'affecter une machine ne sont pas encore connus.

Certains défauts sont très rares et leurs symptômes n'ont été observés ni analysés de manière approfondie. Les programmes de recherche appliquée, avec simulation sur banc d'essais de défauts réels avec une étude systématique de tous les symptômes, sont encore peu nombreux faute de moyens financiers et la diffusion de leurs résultats reste restreinte.

11. Disparité du matériel d'analyse :

Le matériel utilisé pour le traitement des signaux présente de grandes disparités tant dans les performances de base (dynamique, résolution,...) que dans les techniques de traitement du signal (cepstre, kurtosis, démodulation d'amplitude et de fréquence,...). Or la fiabilité de diagnostic repose sur un traitement approfondi du signal.

II.3. Application du traitement de signal à l'analyse des vibrations des machines tournantes :

Les structures peuvent être sollicitées par les machines auxquelles elles sont associées et par les fluides qui les parcourent. Classiquement, ces machines tournantes imposent des vibrations dont la fréquence fondamentale est égale à leur vitesse de rotation, les fluides imposent des vibrations aléatoires et (ou) des vibrations dont les fréquences sont en relation directe avec la vitesse de rotation.

Couramment leur analyse se fait par des spectres de fréquences dont on déduit des amplitudes. Ces grandeurs n'ont, en générale de, significations pratiques que si les amplitudes correspondantes sont supérieures à un certain seuil. Toute analyse doit donc être définie par un seuil ou par le rapport d'amplitude maximale à une amplitude de seuil.

Le spectre d'un ensemble machine tournante-structure est quelque fois appelé "signature". Cette notion de "signature" fut, semble-t-il, introduire aux Etats-Unis d'Amérique en 1969. On parla dès lors de l'analyse des signatures (signature analysis).

L'intérêt fondamental d'analyse d'une signature est de déceler la variation du comportement de certains éléments d'une machine et d'informer lorsque des seuils sont atteints.

L'exploitation de l'analyse spectrale à des fins de maintenance se fait selon le processus suivant :

- ❖ Détermination du spectre initiale au temps $t=0$ (mise en service de la machine).
- ❖ Identification des composantes, cette identification est toujours facilitée par la connaissance des résultats théoriques.
- ❖ Obtention du spectre à l'instant (t).
- ❖ Comparaison de ce spectre avec le spectre initiale. Cette comparaison met en évidence soit une forte évolution d'amplitude des composantes du spectre initial, soit l'apparition de nouvelles composantes.
- ❖ Si l'utilisateur décide le repos de la machine, on procède alors à l'expertise des défauts qui ont nécessité l'arrêt.
- ❖ On procède en fin à la corrélation entre ces défauts et les anomalies du spectre à l'instant (t).

Ceci permet de dresser un catalogue des spectres anormaux avec les défauts correspondants [41], [42], [31].

PARTIE II : TRAITEMENT DE SIGNAL

I. DEFINITIONS :

I.1 Les signaux vibroacoustiques :

Les phénomènes physiques sont habituellement mesurés par des enregistrements de leurs magnitudes en fonction du temps. La magnitude de l'enregistrement peut représenter une grandeur physique quelconque qui est prise pour un signal : déplacement, vitesse, accélération, pression, etc.....

L'échelle temporelle peut être liée à une autre grandeur physique ou variable indépendante : temps, position spatiale ou angulaire, etc. Plusieurs phénomènes physiques ne sont pas déterministiques. La plus part des cas réels observés sur des machines et des mécanismes sont traités comme des phénomènes stochastiques donnant lieu à des signaux dits stochastiques [43].

I.2 Signaux stochastiques stationnaires :

Considérons un ensemble d'enregistrements du même phénomène stochastique :

$$\{x(t)\} = \{x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)\} \quad (II.1)$$

Le signal $\{x(t)\}$ est dit stationnaire si la valeur moyenne des valeurs des fonctions $x_1(t)$ est la même pour toutes les instants t_1 :

$$\mu_x(t_1) = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i(t_1) \quad (II.2)$$

1.3 Signaux ergodiques :

Un signal stationnaire est dit ergodique si la valeur moyenne $\mu_x(t_1)$ est égale à la moyenne de n'importe quel signal $x_1(t)$ pris arbitrairement de l'ensemble $\{x(t)\}$.

$$\mu_x = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t x(t_1) dt \quad (II.3)$$

1.4 Caractère des signaux vibroacoustiques :

La description d'un phénomène quelconque de manière stochastique est souvent plus complète que celle faite de manière déterministique. En particulier, les signaux vibroacoustiques émis par une machine en marche sont présentés comme stationnaires et ergodiques.

1.5 Traitement des signaux vibroacoustiques :

Les signaux vibroacoustiques contiennent des informations relatives à l'état technique de la machine qui les génère. En faisant l'enregistrement d'un signal vibratoire, on recueille ces informations sous forme codée. Il est donc nécessaire de traiter les signaux pour rendre lisibles les informations qui y sont contenues.

1.6 Représentation du signal :

L'élaboration, la détection, et l'interprétation de signaux porteurs d'information sont les principaux objectifs du traitement des signaux. Cette discipline s'appuie essentiellement sur la théorie des mécanismes et des machines ainsi que de l'informatique. Son point de départ le plus intéressant est le modèle de Fourier sur lequel est fondé le traitement des signaux dans le diagnostic des machines. Il conduit aux concepts féconds de dualité de temps fréquence et de spectre de fréquence, qui s'applique aussi bien à l'étude des signaux déterministes que des signaux aléatoires, continus ou échantillonnés.

La théorie de traitement de signal est une discipline appartenant au domaine des techniques de l'information où on rencontre de nombreux phénomènes à interpréter. Les signaux vibratoires, qu'émet une machine tournante constituent une application intéressante de cette théorie.

Bien que, supposés stochastiques, ces signaux ne sont pas facilement compréhensibles et donc difficilement exploitables. Pour ce faire, il est nécessaire d'effectuer une certaine élaboration conduisant à une répartition d'une grandeur caractéristique (amplitude, énergie, puissance) en fonction de la fréquence d'où la notion d'analyse spectrale, qui est l'application pratique est directe du traitement des signaux.

Son outil de base est le développement en série de fonctions orthogonales, dont le cas le plus pratique, est celui de Fourier. Sa forme la plus générale est connue sous le nom de transformée de Fourier, dont les principales propriétés seront examinées plus loin [43].

II. TRANSFORMATION DE FOURIER :

Lorsqu'on considère un signal quelconque, il est indispensable d'avoir présent à l'esprit deux représentations possibles de ce signal :

- ❖ Une représentation temporelle :

De la forme $y = f(t)$ dans laquelle la variable indépendante est le temps t (la durée qui s'écoule).

- ❖ Une représentation fréquentielle :

De la forme $Y = F(\nu)$ où la variable indépendante est la fréquence ν (dont la dimension est l'inverse du temps) cette représentation correspond bien au mode de fonctionnement des machines.

Ces deux représentations sont reliées entre elles par la transformation de Fourier qui est un outil d'importance capitale, pour pouvoir utiliser les méthodes de traitement du signal, et de savoir manipuler ces deux représentations complémentaires [43].

II.1 Théorème de Fourier :

Toute fonction $f(t)$ satisfaisant les conditions de Dirichlet peut être décomposée en une somme d'un nombre infini de fonctions sinusoïdales, la somme est appelée « série de Fourier ».

II.2 Conditions de Dirichlet :

On démontre que, pour qu'une fonction $f(t)$ ait une transformée de Fourier, fonction de ν , il faut et il suffit que :

- ❖ La fonction $f(t)$ soit bornée (pas de valeurs infinies).
- ❖ $f(t)$ soit périodique, si $f(t)$ n'est pas périodique mais définie sur un intervalle de longueur finie, la série de Fourier converge vers $f(t)$ dans cet intervalle, et représente une répétition de $f(t)$ à l'extérieur de cet intervalle.
- ❖ $f(t)$ doit être au moins continue par morceaux avec un nombre fini de discontinuités.
- ❖ $f(t)$ doit avoir un nombre fini d'extrema.
- ❖ l'intégrale $\int_{-}^{+} |f(t)| dt$ converge.

Remarque :

Pratiquement toutes les fonctions décrivant les processus physiques réels et les processus vibroacoustiques des machines connues, satisfaisant les conditions de Dirichlet.

II.3 Procédure de transformation de Fourier :

On définit la transformée de Fourier $F(\nu)$ d'une fonction $f(t)$ supposée stochastique répondant aux conditions de Dirichlet, comme suit :

a. Cas d'une fonction périodique :

Soit $f(t)$ une fonction de t , périodique de période T . Alors $f(t)$ peut être décomposée en série de Fourier sous la forme suivante [43] :

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{2\pi}{T} nt + b_n \sin \frac{2\pi}{T} nt \right) \quad (II.4)$$

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos 2\pi \nu_0 nt + b_n \sin 2\pi \nu_0 nt) \quad (II.5)$$

$$\text{Avec } \nu_0 = \frac{1}{T}$$

Les constantes a_n et b_n sont données par les relations suivantes :

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \cos 2\pi \nu_0 n t dt \quad (II.6)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \sin 2\pi \nu_0 n t dt \quad (II.7)$$

Si l'on pose :

$$F(n\nu_0) = \frac{1}{2}(a_n - j b_n) \quad (II.8)$$

Alors on peut écrire :

$$F(n\nu_0) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \exp(-2\pi j n \nu_0 t) dt \quad (II.9)$$

$F(n\nu_0)$ Appelé, spectre de fréquences, est une grandeur en général complexe, qui peut se décomposer en :

Spectre d'amplitudes :

$$|F(n\nu_0)| = \frac{1}{2} \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (II.10)$$

Spectre de phases :

$$\varphi(n\nu_0) = \text{Arctg} \left(-\frac{b_n}{a_n} \right) \quad (II.11)$$

On aura donc :

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \exp(2\pi j n \nu_0 t) \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} f(\nu) \exp(-2\pi j \nu_0 n \nu) d\nu \quad (II.12)$$

NB. Les valeurs négatives de n sont introduites pour rendre les équations plus simples : on vérifie aisément que si $f(t)$ est réel :

$$a_{-n} = a_n \quad \text{et} \quad b_{-n} = b_n$$

Il est important de remarquer que le spectre d'une fonction périodique de période T est composé de raies dont l'écart minimum est, sur l'axe des fréquences :

$$\nu_0 = \frac{1}{T}.$$

Le spectre d'une fonction périodique est donc essentiellement discontinue, il n'existe que pour les valeurs de la fréquence multiple de :

$$\nu_0 = \frac{1}{T}.$$

b. Cas d'une fonction non périodique :

On peut considérer cette non périodicité comme résultant d'une extension à l'infini de la période T . L'intervalle de fréquence $\nu_0 = 1/T$ tend alors vers 0 et le spectre devient alors une fonction qui peut être continue [43].

Alors on a :

$$f(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \exp(2\pi j \nu t) d\nu \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau) \exp(-2\pi j \nu \tau) d\tau \quad (II.13)$$

On définit :

$$F(\nu) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \exp(-2\pi j \nu t) dt \quad (II.14)$$

Cette dernière expression, est appelée la Transformée de Fourier de $f(t)$.

Enfin,

$$f(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} F(\nu) \exp(2j\pi\nu t) d\nu \quad (II.15)$$

On écrit habituellement :

$$f(t) \longleftrightarrow F(\nu).$$

II.4 Signification physique de la transformation de Fourier :

Lorsque l'on écrit l'équation :

$$F(\nu) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \exp(-2j\pi\nu t) dt \quad (II.16)$$

$F(\nu)$ et $f(t)$ représentent la même grandeur physique, mais dans des représentations différentes. Si l'on considère $f(t)$, le point représentatif se déplace dans le domaine (amplitude-temps). Si l'on considère $F(\nu)$, le point représentatif se déplace dans le domaine (amplitude-fréquence).

Lorsqu'on cherche la valeur de $F(\nu)$ pour une valeur ν_i de ν , cela signifie que l'on cherche dans toute l'histoire (et tout le futur) de $f(t)$ ce qui correspond à la fréquence ν_i . Ceci correspond à un filtrage infiniment sélectif.

Un tel filtrage n'est pas réalisable physiquement. On ne peut donc pas connaître $F(\nu)$ avec une localisation parfaite sur l'axe des fréquences.

De même si l'on veut retrouver $f(t)$ à partir de $F(\nu)$, il faut connaître le spectre pour toutes les fréquences jusqu'à l'infini et la formule montre que c'est la même opération de filtrage infiniment sélectif qui intervient, les variables temps et fréquences étant permutées.

Cela signifie que pour connaître parfaitement la valeur de $f(t)$ à un instant t , il faut disposer d'une bande passante infinie. Tout ceci n'est qu'une autre forme de la relation d'incertitude qui exprime l'impossibilité pour l'observateur humain à appréhender la réalité sans la déformer ou la rendre en quelque sorte "floue".

$F(\nu)$ représentent la somme des valeurs du produit $f(t)\exp(-j\omega t)$ sur le domaine de définition. En vertu des propriétés d'orthogonalités des fonctions trigonométriques, le facteur $\exp(-j\omega t)$ joue le rôle d'opérateur qui extrait du signal $f(t)$ la composante

sinusoïdale ayant la fréquence ν . Le spectre $F(\nu)$ et donc l'ensemble des composantes sinusoïdales de $f(t)$.

La décomposition en éléments sinusoïdaux, pour la représentation fréquentielle des signaux est choisie comme telle, parce que ces éléments sont des fonctions propres du filtre linéaire ; c-a-d qu'une telle forme n'est pas déformée par passage dans un filtre linéaire. Ceci explique l'intérêt d'une telle décomposition [41].

Quelques propriétés de la transformée de Fourier :

- a. Propriété de linéarité.
- b. Propriété de similitude.
- c. Propriété de translation.
- d. Propriété de produit.
- e. Propriété de convolution
- f. Propriété de symétrie

II.5 Transformée de Fourier Discrète T.F.D :

Comme en général $f(t)$ est un signal analogique non défini par une fonction mathématique simple, il doit être échantillonné en des points discrets. Ce signal peut être transformé dans le domaine des fréquences en substituant à l'intégral de Fourier, la transformée de Fourier discrète ou **T.F.D** calculée à partir d'un nombre fini de N échantillons [44].

Pour passer du domaine continu au domaine discret, on utilise la correspondance ci-dessous,

$$\begin{array}{ll} t \rightarrow n t_e & dt \rightarrow t_e = \Delta t \\ \int_{-\infty}^{+\infty} \rightarrow \sum_0^{N-1} & f \rightarrow n \Delta f \end{array}$$

Avec :

$t_e = \Delta t$: Intervalle de temps entre deux échantillons dans le domaine temporel et Δf interval de fréquence dans le domaine fréquentiel.

$$F(k) = F(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f(n) \exp(-j2\pi k \frac{n}{N}) \quad (II.17)$$

$$f(n) = f(nt_e) = \sum_{k=0}^{N-1} F(k) \cdot \exp(j2\pi k \frac{n}{N}) \quad (II.18)$$

Cette formation se prête à un calcul numérique mais elle nécessite pour obtenir un spectre, N^2 opérations. Des algorithmes appropriés permettent de réduire considérablement ce nombre si N est multiple de 2. Le plus connu est l'algorithme de Cooley Turkey. Il permet de ramener les N^2 opération à : $N \cdot \log_2 N$ d'où son nom de transformée de Fourier rapide.

Exemple : pour $N=2^{10}=1024$ échantillons, l'algorithme F.F.T nécessite 100 fois moins d'opérations.

Conclusion :

Une analyse F.F.T est essentiellement constituée d'un convertisseur analogique numérique (C.A.N) suivi d'un calculateur. Les problèmes que l'on rencontre pour obtenir un spectre aussi proche que possible du spectre vrai sont dues aux effets de l'échantillonnage et au nombre fini N d'échantillons. (Il ne faut pas oublier que l'intégral de Fourier est défini par une intégral de $-\infty$ à $+\infty$ est que nous allons la ramener à une intégrale bornée à un temporelle fini)

III. IMPULSION DE DIRAC :

La fonction de DIRAC est souvent considérée comme la limite lorsque $\Delta t \rightarrow 0$ d'une impulsion de largeur Δt et de hauteur $\frac{1}{\Delta t}$, il faut noter que l'impulsion de DIRAC n'a pas de réalité physique [45].

III.1 Transformée de Fourier de l'impulsion de DIRAC :

On applique la relation définissant la transformée de Fourier directe à l'impulsion de DIRAC centrée :

$$\mathfrak{F}(\delta(t)) = \int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) \exp(-j2\pi \nu t) dt \quad (II.19)$$

En vertu des propriétés ci-dessus, pour $t_0 = 0$ et $\mathfrak{F}(\delta(t)) = \int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) \exp(-2j\pi.v.t) dt$

$$\mathfrak{F}(\delta(t)) = \exp(-2j\pi.v.t) \Big|_{t=t_0=0} = \exp(0) = 1 \quad (II.20)$$

On conclut alors que :

$$\delta(t) \leftrightarrow F(v) = 1$$

Par conséquent, si l'impulsion est excentrée, autrement dit $\delta(t - t_0)$, conformément à la propriété de translation on a :

$$\delta(t - t_0) \leftrightarrow F(v) \exp(-j2\pi v t_0) = \exp(-2j\pi v t_0) \quad (II.21)$$

III.2 Peigne de DIRAC :

Dans le domaine temporel un peigne de DIRAC est une suite périodique illimitée d'impulsions de DIRAC de même intensité, dans le cas où celle-ci est égale à l'unité, le peigne est dit unitaire et si en plus il est centré on le note $\Pi(t)$ ou par $Pgn_{T_0}(t)$. Il est représenté par la relation suivante :

$$\Pi(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(t - k t_e) \quad (II.22)$$

Où : t_e est la période d'échantillonnage appelée aussi période de répétition.

Considérons la fonction $f(t)$ convolu par $Pgn_{T_0}(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(t - k t_0)$

Alors, on obtient :

$$\begin{aligned} f(t) * Pgn_{T_0}(t) &= f(t) * \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(t - k T_0) \\ f(t) * \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(t - k T_0) &= \sum_{k=-\infty}^{+\infty} f(t) * \delta(t - k T_0) \\ f(t) * Pgn_{T_0}(t) &= \sum_{k=-\infty}^{+\infty} f(t - k T_0) \end{aligned} \quad (II.23)$$

Ceci est la fonction $f(t)$ périodisée avec une période T_0 . Le peigne de DIRAC permet donc de formaliser la périodicité d'un signal en vertu de la propriété de symétrie appliquée sur l'impulsion de DIRAC, on trouve :

$$\text{Si :} \quad \delta(t) \leftrightarrow F(v) = 1$$

$$\text{Alors :} \quad F(t) = 1 \leftrightarrow \delta(v)$$

Dans le domaine fréquentiel, un peigne de DIRAC unitaire et centré est défini par une relation analogique :

$$\Pi(v) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(v - kv_0) \quad (II.24)$$

Où : v_0 est la période fréquentielle des impulsions.

Conclusion :

Toutes les notions examinées dans ce chapitre nous serviront de base pour analyser les conditions de la prise du signal, et son échantillonnage ainsi que les distorsions éventuelles qui leur sont liées.

IV. L'ECHANTILLONNAGE :

Dans de très nombreux cas, on ne traite pas directement les signaux analogiques (donc continus) fournis par les capteurs de mesure, mais on les échantillonne, c'est-à-dire que l'on observe ces signaux non pas d'une manière continue mais à un instant donné seulement.

La fonction $f(t)$ caractérisant le signal est remplacée par les valeurs que prend cette fonction aux instants $t_i = k_i T_e$, où : $k_i = \dots -2, -1, 0, 1, \dots$ espacés habituellement d'une manière périodique, sur l'axe des temps (échantillon régulier) et où T_e représente la période d'échantillonnage du signal, on dit alors, que l'on échantillonne à une fréquence :

$$F_e = \frac{1}{T_e}$$

Il est donc indispensable de considérer l'effet de cet échantillonnage sur les signaux continus [43].

IV.1 Théorème d'échantillonnage :

La démonstration de ce théorème rendue très simple par l'utilisation des représentations temporelles et fréquentielles des signaux, donne un exemple qui procure ces deux représentations et de la transformation de Fourier.

IV.2 Echantillonnage idéal :

Les durées d'observation sont infiniment brèves. L'échantillonnage est réalisé par une suite d'impulsions infiniment brèves, appelée $P_{gn}(t)$ fonction peigne. Soit une fonction $f(t)$ et sa transformée de Fourier $F(v)$

$$f(t) \Leftrightarrow F(v)$$

L'échantillonnage de $f(t)$ à la fréquence F_e revient à multiplier $f(t)$ par une suite d'impulsions de DIRAC de fréquence de récurrence f_e donc séparées de $T_e = 1/F_e$. cette suite d'impulsions s'écrit sous la forme :

$$Pgn_{F_e}(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta\left(t - \frac{k}{F_e}\right) \quad (II.25)$$

On sait que :

$$\mathfrak{T}\left\{\sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta\left(t - \frac{k}{F_e}\right)\right\} = F_e \sum_{K=-\infty}^{+\infty} \delta(v - kF_e)$$

Donc :

$$\mathfrak{T}(Pgn_{F_e}(t)) = F_e \cdot Pgn_{T_e}(v) \quad (II.26)$$

Si nous désignons par $\hat{f}(t)$ la fonction échantillonnée :

$$\hat{f}(t) = \sum_{K=-\infty}^{\infty} f(kF_e) \cdot \delta(t - kF_e) \quad (II.27)$$

$$\hat{f}(t) = \sum_{K=-\infty}^{\infty} f\left(\frac{k}{T_e}\right) \delta\left(t - \frac{k}{T_e}\right) \quad (II.28)$$

Qui peut aussi être écrite sous la forme :

$$\hat{f}(t) = f(t) \cdot \sum_{K=-\infty}^{+\infty} \delta\left(t - \frac{k}{T_e}\right) \quad (II.29)$$

D'où :

$$\hat{f}(t) \Leftrightarrow F(v) * F_e \sum_{K=-\infty}^{+\infty} \delta(v - kF_e) \quad (II.30)$$

Ce qui signifie que le spectre de $\hat{f}(t)$ est celui de $f(t)$ « périodisé » c'est-à-dire répété sur l'axe des fréquences avec une « période » $T_e = 1/F_e$.

Pour que la répétition de ce spectre ne déforme pas le motif répété, il faut et il suffit que la fréquence de répétition F_e , qui est la fréquence d'échantillonnage, soit égale ou

supérieure à la fréquence maximale du signal initial $2,2.f_{\max}$. C'est le théorème d'échantillonnage de Shannon.

$$F_e \geq 2.f_{\max}$$

Considérons le spectre de $\hat{f}(t)$:

$$\hat{f}(t) \Leftrightarrow F(v) * F_e \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(v - kF_e)$$

Si on multiplie cette expression par une fonction porte de largeur F_e soit $\Pi_{F_e/2}(v)$, cette fonction étant nulle à l'extérieure de l'intervalle $-F_e/2, +F_e/2$, on va retrouver le spectre initial.

On aura donc :

$$\left[F(v) * F_e \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(v - kF_e) \right] \Pi_{F_e/2}(v) = F(v).F_e \quad (II.31)$$

Si nous prenons la transformée inverse de Fourier des deux membres :

$$\left[F(v) * F_e \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \delta(v - kF_e) \right] \Pi_{F_e/2}(v) = F(V).F_e \Leftrightarrow \hat{f}(t)$$

$$\text{D'où : } \left[f(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} f\left(\frac{k}{F_e}\right) \frac{\sin \pi F_e \left(t - \frac{k}{F_e}\right)}{\pi F_e \left(t - \frac{k}{F_e}\right)} \right] \quad (II.32)$$

Ce résultat très important, montre que l'on peut reconstituer une fonction à partir de ces échantillons, pourvu que la fréquence d'échantillonnage soit supérieure ou égale à deux fois la plus haute fréquence contenue dans le spectre.

Toutefois, comme cela a été dit plus haut, le processus d'échantillonnage tel qu'il vient d'être décrit est théorique, car on ne peut jamais réaliser l'échantillonnage en un temps infiniment court.

IV.3 Echantillonneur Moyenneur :

On ne réalise plus l'échantillonnage avec une impulsion infiniment brève, mais on considère au contraire une impulsion de largeur finie et on considère la valeur moyenne de $f(t)$ pendant la durée de l'impulsion [43].

IV.4 Echantillonneur Bloqueur :

A l'instant kT_e , on échantillonne $f(t)$ et on met en mémoire cette valeur pour avoir le temps. Par exemple, de faire la conversion analogique-numérique.

La mise en mémoire peut être très rapide d'une durée θ . L'impulsion d'échantillonnage est donc une porte de durée θ .

Fréquence d'échantillonnage ν_e :

On défini ν_e la fréquence d'échantillonnage : $\nu_e = \frac{1}{T_e}$.

Où T_e représente la période d'échantillonnage du signal $f(t)$ caractérisant le produit à analyser.

NB. En littérature anglaise T_e est connue sous le nom de " Sampling interval " ou "NYQUIST intervalle ".

IV.5 Etendue des fréquences :

En vertu de l'expression de ν_N , la fréquence maximale qu'on peut distinguer dans le spectre est :

$$\nu_{\max} = \frac{1}{2T_e}$$

La plus basse fréquence est limitée par le temps d'observation du signal qui dépend de la capacité de stockage du calculateur, si le nombre d'échantillons qui peut être retenu dans la mémoire du calculateur est N , le temps d'observation ou de mesure le plus long sera : $T_0 = N.T_e$

A cause de cela la plus grande période qu'on peut déceler dans le signal est T_0 donc la plus basse fréquence qu'on peut distinguer dans le spectre est :

$$\nu_{\min} = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{NT_e}$$

Finalement, l'étendue des fréquences sera :

$$\frac{1}{NT_e} \leq \nu \leq \frac{1}{2T_e} \quad (II.33)$$

En d'autre terme :

$$\frac{1}{T_0} \leq \nu \leq \frac{N}{2T_0}$$

V. FENETRES DE TRONCATURE :

V.1 Introduction :

On a vu précédemment, que la limite du temps d'observation du signal est inévitable et obligatoire, malgré que l'application d'une fenêtre de troncature conduisait à un spectre distordu, plusieurs recherches ont été faites dans ce domaine en vue de trouver une fenêtre qui minimiserait les distorsions qui lui sont dûes .

Dans notre étude nous limiterons uniquement à exposer les différentes fenêtres usuelles en analyse spectrale, de donner leurs caractéristiques et d'essayer ainsi de trouver à partir de celles –ci la fenêtre qui satisferait nos conditions. Le plus important à signaler c'est qu'il n'existe pas de méthode exacte qui donne la forme de la fenêtre, mais plutôt une approximation, ce qui explique les différents efforts faits dans ce domaine.

V.2 Conditions de fenêtrage :

Soit $f(t) \Leftrightarrow F(\nu)$ la fenêtre temporelle utilisée, pour diminuer le plus possible les distorsion dûes à l'application de $f(t)$ au signal, trois conditions devraient être satisfaites par $F(\nu)$:

1. Un pic central le plus étroit possible.
2. Des lobes d'amplitudes insignifiants.
3. Eviter si possible les lobes négatives.

Autrement dit, ceci revient à choisir une fenêtre de troncature dont le spectre est aussi peut étalé que possible, en d'autres termes $F(\nu)$ doit être concentré sur son pic central.

V.3 Type de fenêtres usuelles et leurs caractéristiques :

On présente dans cette section les principaux moyens de la limite de la durée d'un signal. Au départ deux problèmes apparaissaient pour effectuer le produit du signal et de la

fenêtre. Le premier est la position de cette fenêtre par rapport au signal et la seconde est le choix de N c'est-à-dire de la longueur T_0 de la fenêtre qui est fonction de la résolution spectrale qu'on veut avoir. En règle générale, la position de la fenêtre est choisie de manière à conserver les échantillons importants du signal et à négliger ceux qui ont une amplitude relativement petite.

1. La Fenêtre rectangulaire :

Appelée aussi fenêtre de **BARTLETT** elle est définie par la relation suivante :

$$\varphi_0(t) = \begin{cases} 1 & 0 \leq t \leq T_0 \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (II.34)$$

La manière "brutale" de limiter un signal est de le multiplier par une fenêtre rectangulaire. Cette fenêtre satisfait la première condition, mais ne vérifie pas la seconde. Autrement dit, l'avantage de cette fenêtre est qu'elle introduit, dans le domaine spectral un pic central étroit. En d'autres termes, cette fenêtre conduit à une assez bonne résolution spectrale ceci dû à la forme plate que possède celle-ci dans le domaine temporel entre 0 et T_0 ; mais l'inconvénient est qu'elle introduit dans le domaine fréquentiel des olifants très amples d'où introduction de hautes fréquences dans le signal à analyser, ceci étant dû aux extrémités abrupts que possède cette fenêtre dans le domaine temporel. On peut remédier à cet inconvénient en modifiant la forme de la fenêtre tout en conservant la même ouverture T_0 .

2. La fenêtre temporelle naturelle :

Tout signal acquis doit être défini sur une durée T_0 cela revient à le multiplier par une fenêtre rectangulaire $\Pi_{\frac{t_0}{2}}(t)$ appelle fenêtre temporelle naturelle défini par la relation suivante :

$$\Pi_{\frac{t_0}{2}}(t) = \begin{cases} 1 & \text{pour } t_0 - \frac{t_0}{2} \leq t \leq t_0 + \frac{t_0}{2} \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (II.35)$$

La fenêtre temporelle naturelle comme toute fenêtre temporelle est caractérisée par sa longueur T_0 et par la forme de son spectre fréquentiel, puisque à cette fenêtre $\varphi_0(t) = \Pi_{\frac{t_0}{2}}(t)$ lui correspond dans le domaine fréquentiel, une fenêtre $\Phi_0(v)$.

3. La fenêtre de Hanning :

Appelée aussi fenêtre de **TUCKEY**, elle est définie comme suit :

$$\varphi(t) = \begin{cases} \cos^2\left(\frac{\pi t}{T_0}\right) & -\frac{T_0}{2} \leq t \leq +\frac{T_0}{2} \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (II.36)$$

Puisque nous travaillons sur l'intervalle $[0, T_0]$, faisant un changement de variable :

$$T = t' - T_0/2 \quad \text{Alors } 0 \leq t' \leq T_0$$

La relation précédente devient alors :

$$\varphi(t) = \begin{cases} \cos^2\left(\frac{\pi(2t - T_0)}{2T_0}\right) & 0 \leq t \leq T_0 \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases}$$

On posons $t = (k-1)T_1$ et $T_0 = NT_1$ avec : $1 \leq k \leq N$. La relation ci-dessus devient :

$$\varphi(k) = \begin{cases} \cos^2\left(\frac{\pi(2(k-1) - N)}{2N}\right) & 1 \leq k \leq N \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (II.37)$$

Cette fenêtre présente dans le domaine fréquentiel un lobe secondaire négatif assez important mais les autres lobes s'atténuent rapidement. Elle présente finalement des lobes latéraux petits et c'est un avantage, mais elle présente un pic central assez large qui est un inconvénient en vertu des conditions déjà citées. Ceci étant dû à la forme arrondie (non aplatie) que possède cette fenêtre pendant la durée du signal.

4. La fenêtre de Hamming :

En utilisant le même changement de variable comme précédemment c'est-à-dire ; $t = t' - T_0/2$ d'où $0 \leq t' \leq T_0$, on obtient :

$$\varphi(t) = \begin{cases} 0,54 + 0,46 \cos\left(\frac{\pi(2t - T_0)}{2T_0}\right) & 0 \leq t \leq T_0 \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (II.38)$$

De même si on pose $t = (k-1)T_1$ et $T_0 = NT_1$ avec $1 \leq k \leq N$. La relation ci-dessus devient :

$$\varphi(k) = \begin{cases} 0,54 + 0,46 \cos\left(\frac{\pi(2(k-1)-N)}{2N}\right) & 1 \leq k \leq N \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (II.39)$$

Cette fenêtre présente dans le domaine spectral les mêmes caractéristiques que celle de HANNING, c'est-à-dire un pic central assez large, mais l'avantage par rapport à cette dernière est que son lobe secondaire négatif s'atténue et que les autres lobes latéraux s'atténuent lentement. C'est pour cela d'ailleurs qu'elle est souvent utilisée. On remarque que :

$$B(\text{Rect.}) < B(\text{HAMM.}) < B(\text{HANN.})$$

(B : largeur du pic central).

Dans la littérature, on trouve :

$$B(\text{Rect}) = \frac{1}{T_0} ; \quad B(\text{HAM M}) = \frac{1.36}{T_0} ; \quad B(\text{HANN}) = \frac{1.5}{T_0}$$

VI. LE FILTRAGE :

Le filtrage est un outil de traitement de signal très puissant et utile, et dans de nombre cas il est très simples à mettre en œuvre. Cette mise en œuvre demande néanmoins une certaine rigueur si l'on veut garder son efficacité au filtrage, et cela qu'il s'agisse de filtres analogiques ou de filtres numériques. Le calcul et la réalisation des filtres les plus courants sont simples. Le filtrage est la dernière étape dans l'amélioration du spectre, c'est l'étape du filtrage du signal en vue de supprimer toutes les fréquences supérieures à la fréquence de NYQUIST.

$$V_N = 1/2T_e \quad (II.40)$$

VI.1 Théorème de SHANON pour l'échantillonnage des signaux de spectres passe-bas :

Connu aussi sous le nom de critère de NYQUIST, ce théorème s'énonce comme suit :

Un signal analogique $f(t)$ ayant un filtre de type passe-bas s'étend jusqu'à une fréquence limite F_c est entièrement décrit par la suite des valeurs instantanées $f(k)$ prélevées à intervalles réguliers de durée T_1 inférieure ou égale à : $1/2F_c$.

En d'autres termes la condition de non repliement du spectre autour de F_N est assuré si :

$$F_1 = \frac{1}{T_1} \geq 2F_c \quad (II.41)$$

VI.2 Filtrage temporel :

Nous définissons dans un souci de généralité, le filtrage temporel comme étant l'opération d'interruption d'un signal. Filtrer $f(t)$ par $x(t)$ c'est réaliser le produit $f(t).x(t)$. Le spectre de fréquence $F(\nu)$ est affecté par ce filtrage, comme le montre le théorème de Plancherel :

$$f(t).x(t) \leftrightarrow F(\nu)*X(\nu) \quad (II.42)$$

VI.3 Filtrage fréquentiel :

L'opération de filtrage appliqué à sa représentation temporelle d'un phénomène peut également être appliquée à sa représentation fréquentielle. Filtrer $F(\nu)$ par $H(\nu)$ c'est réaliser le produit $F(\nu).H(\nu)$. Mais on peut en vertu du théorème de Plancherel, remplacer un produit dans le domaine fréquentiel par un produit de convolution dans le domaine temporel.

$$F(\nu).X(\nu) \leftrightarrow f(t)*x(t) \quad (II.43)$$

VI.4 Filtrage numérique :

Les filtrages exposés ci-dessus sont analogiques, qui sont en fait, les filtrages des signaux à temps continu et amplitude continue. Des signaux de la forme $y=f(t)$ dans lesquelles à la fois y et t sont susceptibles de variations continues ; c-à-d que $f(t)$ existe pour n'importe qu'elle valeur de t . Pour ces signaux, la grandeur $y=f(t)$ n'existe que pour des valeurs bien définies de t ; en général $t=KT_e$, avec T_e : période d'échantillonnage.

A ce type de signaux correspondent des filtres dits à échantillonnage dont les plus connus sont d'une part les filtres à dispositifs à transfert de charge et les filtres à capacités commutées. Les signaux numérisés sont des signaux à la fois discrétisés en temps ou « échantillonnés » et discrétisés en amplitude ou « quantifiés ». Ce sont donc des signaux à temps discrets et à amplitudes discrètes. A ces signaux on applique les méthodes de filtrage numérisé.

Les filtres numériques sont les plus intéressants que les filtres analogiques de nos jours, du fait qu'ils présentent des avantages appréciables tels que: la précision, la fiabilité et en plus l'absence de problème de réalisation technologiques. Ils consistent en une simulation d'un filtre de type passe-bas, au niveau d'un micro-ordinateur.

Le filtre numérique est un algorithme de calcul qui réalise une combinaison linéaire des signaux d'entrée et de sortie du système qui réalise le filtre, par lequel une séquence de nombres $x(n)$ dite séquence d'entrée est transformée en une autre séquence de nombres $y(n)$ dite séquence de sortie [46].

VI.4.1 Principe :

Le filtrage numérique consiste à l'élimination des raies situées à partir d'une certaine fréquence, appelée fréquence de coupure F_c . Ce filtrage revient à faire la multiplication de la densité spectrale $F(v)$ correspondant au signal $f(t)$ à analyser par une fenêtre spectrale rectangulaire $\Phi(v)$.

Le filtrage numérique revient à faire en vertu du théorème de la convolution, la convolution dans le domaine temporel du signal $x(\tau)$ avec la transformée inverse de Fourier $\varphi(t)$ de la fenêtre spectrale rectangulaire $\Phi(v)$.

VI.4.2 Convolution rapide :

Dans les systèmes numériques qui sont de type discret, la convolution se traduit par une sommation. Ainsi si la suite à filtrer s'écrit $x(n)$, la suite filtrée $y(n)$ s'exprime par la sommation suivante :

$$y(n) = \sum_{k=0}^{NF-1} H(k).x(n-k) \quad (II.44)$$

Où :

k et n sont des entiers ;

$y(n)$ est une suite finie de N échantillons ;

$H(k)$ est une suite finie de NF échantillons, appelée réponse impulsionnelle du filtre ;

n : varie de $(NF-1)$ à $N+(NF-1)/2$, ceci pour décaler le signal afin de faire la convolution avec tous les échantillons NF de la réponse du filtre.

VI.4.3 Transformée inverse de Fourier :

La transformée inverse de Fourier est définie selon la relation suivante :

$$x(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} X(n) \exp\left(j2\pi k \frac{n}{N}\right) \quad (II.45)$$

Où : $x(k)$ représente le signal et $X(n)$ son spectre.

Conclusion :

Le diagnostic est la détection et l'identification d'un défaut soit d'une machine tournante ou d'une structure mécanique afin d'éviter les risques de défaillance. A cet effet on a fait une description sur les étapes de diagnostic d'une anomalie. Le diagnostic est basé sur le traitement des signaux résultant d'un défaut. Pour cela, les notions de base du traitement de signal ont été décrites d'une façon définie.

Chapitre III :
ETUDE EXPERIMENTALE

CHAPITRE III

ETUDE EXPERIMENTALE

III.1 Introduction :

Pour nous permettre d'étudier, d'analyser et de diagnostiquer les défauts d'une machine tournante, un banc d'essai a été réalisé au niveau de l'atelier du laboratoire du département de Génie Mécanique de l'UMMB.

III.2 Description du banc d'essai :

Le banc d'essai utilisé dans cette étude (Figure III.1) se compose d'un rotor avec un roulement de type SKF6208 de soutien dans le palier (1). Un roulement d'essai de même type est monté dans le palier (2) est entamé par un moteur de 15kw de vitesse de rotation max= 1500 tr/min.

L'axe de l'arbre est de 600 millimètres de longueur avec des diamètres changeant de 26 millimètres à 40 millimètres. A cet axe sont fixés deux disques de masse 4 kg, chacun des disques diamètre de 200 millimètres et d'épaisseur de 16 millimètres. Les deux disques sont distants de 200 millimètres. Le banc d'essai supporté par une table métallique fixée sur la terre à l'aide des vis (Figure III.1).



Figure III.1 Schéma du banc d'essai.

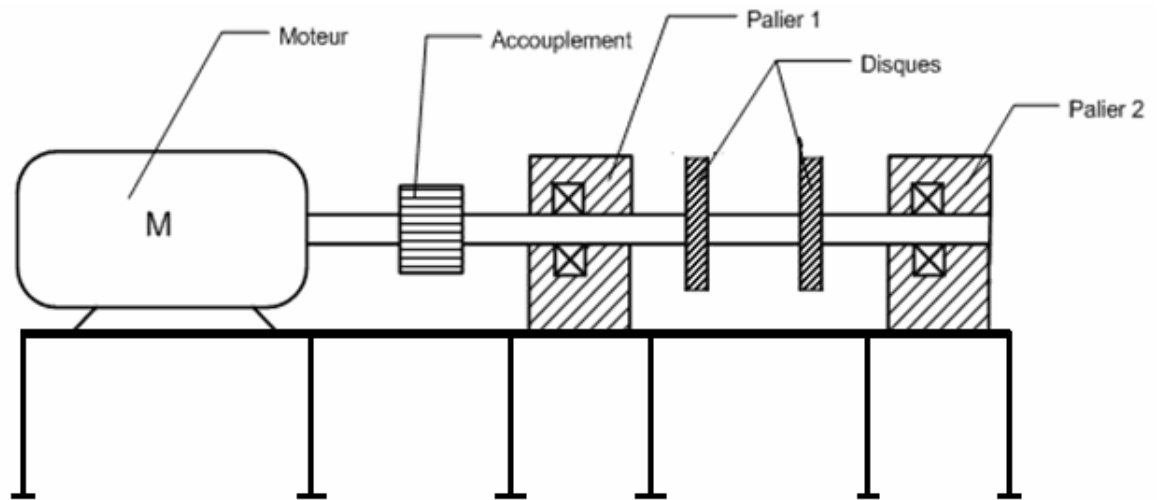


Figure III.2 Schéma représentatif du banc d'essai.

III.3. Cinématique du roulement :

Le diagnostic de la dégradation du roulement, nécessite la connaissance des fréquences caractéristiques des éléments composant de roulement, ces fréquences représentent la périodicité de l'auto-excitation lorsque la défectuosité est discrète. Le calcul de ces fréquences est obtenu par une étude cinématique du roulement supposant que le mouvement est uniforme, et que le mouvement se fait par glissement, aussi les éléments roulants supposant non déformables [22].

Modélisation fréquentielle de défauts de roulement :

La modélisation fréquentielle de défauts de roulements repose essentiellement sur la détermination des fréquences caractéristiques des éléments constituant le roulement [47].

1. Hypothèse :

Pour l'étude de la cinématique du roulement, on admet les hypothèses suivantes :

- Les éléments sont des corps indéformables.
- Le mouvement est supposé sans glissement.
- Le mouvement est uniforme.

2. Notations et Descriptifs :

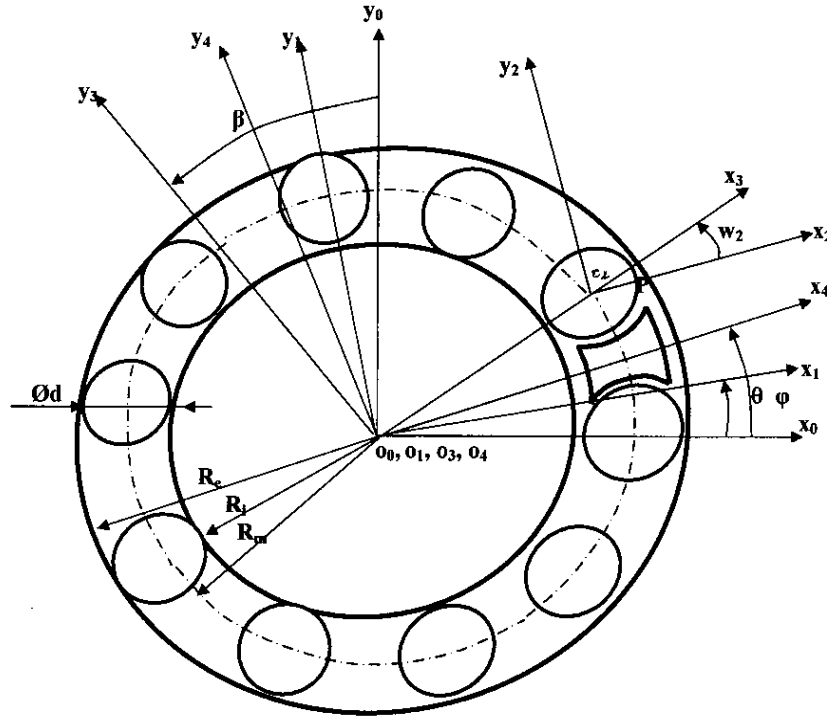


Figure III.3. Schéma représentatif de la cinématique du roulement [31].

Les angles déterminants les repères sont comme suit :

$$\begin{aligned}\theta &= \widehat{(O_0x_0, O_1x_1)}, & \varphi &= \widehat{(O_0x_0, O_4x_4)} \\ \beta &= \widehat{(O_0x_0, O_3x_3)}, & \omega_2 &= \widehat{(O_3x_3, O_2x_2)}\end{aligned}$$

3. Cinématique de la bille :

On prend un point P sur le contour de la bille tel que le vecteur O_2P aura le sens de la direction de l'axe O_2x_2 , incliné d'un angle ω_2 par rapport à l'axe O_3x_3 .

3.1 Vecteur de position :

Soit le vecteur position O_2P du point P donner par la relation suivante :

$$\overrightarrow{O_1P} = \overrightarrow{O_1O_2} + \overrightarrow{O_2P} \quad (III.1)$$

$\Rightarrow$

$$\overrightarrow{O_2P} = \overrightarrow{O_1P} - \overrightarrow{O_1O_2} \quad (III.2)$$

Sachant que le vecteur O_1O_2 est le vecteur du centre de la bille a une de direction de l'axe

O_1x_3 . Et le vecteur O_2P a le sens de la direction de l'axe O_2x_2 , alors l'expression (III.1) peut s'écrire sous la forme :

$$O_1P = \left[(R_e + R_i) / 2 \right] x_3 + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] x_2 \quad (III.3)$$

Avec :

$\left[(R_e + R_i) / 2 \right]$ et $\left[(R_e - R_i) / 2 \right]$ sont les modules des vecteurs $\overrightarrow{O_1O_2}$ et $\overrightarrow{O_2P}$ respectivement.

Soit [A] la matrice de passage du repère $R_2(O_2, x_2, y_2, z_2)$ au repère $R_3(O_3, x_3, y_3, z_3)$, et [B] la matrice de passage du repère $R_3(O_3, x_3, y_3, z_3)$ au repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$.

Les vecteurs $\overrightarrow{x_2}, \overrightarrow{y_2}, \overrightarrow{z_2}$ s'écrivent dans le repère $R_3(O_3, x_3, y_3, z_3)$ sous la forme suivante :

$$\begin{cases} x_2 = \cos(w_2)x_3 - \sin(w_2)y_3 + 0z_3 \\ y_2 = \sin(w_2)x_3 + \cos(w_2)y_3 + 0z_3 \\ z_2 = 0x_3 + 0y_3 + 1z_3 \end{cases} \quad (III.4)$$

D'où la matrice de passage :

$$[A] = \begin{bmatrix} \cos(w_2) & -\sin(w_2) & 0 \\ \sin(w_2) & \cos(w_2) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (III.5)$$

Les vecteurs $\overrightarrow{x_3}, \overrightarrow{y_3}, \overrightarrow{z_3}$ s'écrivent dans le repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$ sous la forme suivante :

$$\begin{cases} x_3 = \cos(\beta)x_0 + \sin(\beta)y_0 + 0z_0 \\ y_3 = -\sin(\beta)x_0 + \cos(\beta)y_0 + 0z_0 \\ z_3 = 0x_0 + 0y_0 + 1z_0 \end{cases} \quad (III.6)$$

D'où la matrice de passage :

$$[B] = \begin{bmatrix} \cos(\beta) & \sin(\beta) & 0 \\ -\sin(\beta) & \cos(\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (III.7)$$

Le produit des deux matrice $[A]$ et $[B]$ nous donne la matrice de passage $[C]$ du repère $R_2(O_2, x_2, y_2, z_2)$ au repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$: $[C] = [A] * [B]$

$$[C] = \begin{bmatrix} \cos(\beta - w_2) & \sin(\beta - w_2) & 0 \\ -\sin(\beta - w_2) & \cos(\beta - w_2) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (III.8)$$

Donc les $\vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2$ s'écrivent dans le repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$ sous la forme suivant :

$$\begin{cases} x_2 = \cos(\beta - w_2)x_0 + \sin(\beta - w_2)y_0 + 0z_0 \\ y_2 = -\sin(\beta - w_2)x_0 + \cos(\beta - w_2)y_0 + 0z_0 \\ z_2 = 0x_0 + 0y_0 + 1z_0 \end{cases} \quad (III.9)$$

Exprimons le vecteur position $\vec{O_1P}$ dans le repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$, on remplace dans l'expression (III.3) les vecteurs :

$$x_2 = \cos(\beta - w_2)x_0 + \sin(\beta - w_2)y_0 + 0z_0$$

et

$$x_3 = \cos(\beta)x_0 + \sin(\beta)y_0 + 0z_0$$

On obtient :

$$\begin{aligned} O_1P = & \left[(R_e + R_i) / 2 \right] [\cos(\beta)x_0 + \sin(\beta)y_0 + 0z_0] + \\ & \left[(R_e - R_i) / 2 \right] [\cos(\beta - w_2)x_0 + \sin(\beta - w_2)y_0 + 0z_0] \end{aligned} \quad (III.10)$$

O_1P Donc est le vecteur position du point P par rapport au repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$.

3.2 Vecteur vitesse :

Le vecteur vitesse du point P est la dérivée du vecteur position O_1P par rapport au temps :

$$V(P) = d(O_1P) / dt$$

D'où :

$$V(P) = \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \frac{dx_3}{dt} + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] \frac{dx_2}{dt} \quad (III.11)$$

Sachant que le repère $R_3(O_3, x_3, y_3, z_3)$ tourne à la vitesse angulaire β' par rapport au repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$, donc :

$$\Omega_c = \beta' z_3 \quad (III.12)$$

Avec Ω_c : la vitesse angulaire de la cage.

Soit Ω la vitesse angulaire du repère $R_2(O_2, x_2, y_2, z_2)$ par rapport au repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$, tel que Ω est composée de deux vitesses angulaires $(-w'_2)$ autour de z_2 et (β') autour de z_3 , alors :

$$\Omega = \Omega_c + \Omega_b \quad (III.13)$$

Avec :

$\Omega_b = -w'_2 z_2$ (Vitesse angulaire de la bille).

Et $\Omega_c = \beta' z_3$ ($O_2 z_2$ et $O_3 z_3$ sont parallèles et ont la même direction).

D'après les relations suivantes :

$$\frac{dx_3}{dt} = \beta' \widehat{z_3 x_3} \quad \text{et} \quad \frac{dx_2}{dt} = (\beta' - w'_2) \widehat{z_2 x_2}$$

Et en tenant compte des résultats des produits vectoriels suivant :

$$\widehat{z_3 x_3} = y_3 \quad \text{et} \quad \widehat{z_2 x_2} = y_2$$

L'expression de $V(P)$ devient comme suit :

$$V(P) = \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' y_3 + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) y_2 \quad (III.14)$$

Si on exprime le vecteur vitesse $V(P)$ dans le repère fixé $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$, on obtient :

$$V(P) = \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' [-\sin \beta x_0 + \cos \beta y_0] + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) [-\sin(\beta - w_2) x_0 + \cos(\beta - w_2) y_0] \quad (III.15)$$

Avec :

$$y_3 = -\sin \beta x_0 + \cos \beta y_0 + 0z_0$$

et

$$y_2 = -\sin(\beta - w_2) x_0 + \cos(\beta - w_2) y_0 + 0z_0$$

Après arrangement de l'équation (15) on obtient :

$$V(P) = \left\{ -\left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' \sin \beta - \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) \sin(\beta - w_2) \right\} x_0 + \left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' \cos \beta + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) \cos(\beta - w_2) \right\} y_0 \quad (III.16)$$

3.3 Fréquences de rotation des éléments du roulement :

Tout en conservant l'hypothèse que la vitesse de glissement aux point de contact sont nulles ($V_g=0$), donc ; on a deux cas a étudié pouvant se présenter dans le mouvement de la bille $\omega_2=0$ et $\omega_2=\pi$.

i. Cas 1 $\omega_2=0$:

Dans ce cas le point P sera confondu avec le point de contact entre la bille et la bague extérieure (I_2), sur le plan représenté sur la figure.

Remplaçons $w_2=0$ dans l'expression (III.16) on auras :

$$V(P) = V(I_2) = \left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) \sin(\beta - w_2) \right\}^* \left[-\sin \beta x_0 + \cos \beta y_0 \right] \quad (III.17)$$

$V(I_2)$: vitesse de la bille au point I_2 .

La vitesse de glissement au point de contact I_2 est donnée par :

$$V_g(I_2) = V_2^0(I_2) - V_4^0(I_2) \quad (III.18)$$

Où $V_4^0(I_2)$ représente la vitesse du point (I_2) de la bague extérieure par rapport au bâti.

La notation de la composition des vitesses nous permet d'écrire :

$$V_4^0(I_2) = V_4^0(O_4) + \Omega_4^0 \wedge O_4 I_2 \quad (III.19)$$

Où Ω_4^0 désigné le vecteur de la vitesse angulaire de la bague extérieure, noté $\Omega_e^0 = \phi' z_4$.

Comme O_4 est confondu avec O_1 (fixe), alors $V_4^0(O_4) = 0$.

$$V_4^0(I_2) = (\phi' z_4) \wedge (R_e x_3); \text{ avec : } O_4 I_2 = R_e x_3 \quad \text{et} \quad \|O_4 I_2\| = R_e$$

D'où :

$$V_4^0(I_2) = (\phi') (R_e y_3) \quad (III.20)$$

Substituons ces résultats dans l'expression (III.18), on trouve :

$$Vg(I_2) = \left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) \sin(\beta - w_2) \right\}^* \\ \left[-\sin \beta x_0 + \cos \beta y_0 \right] - \phi' R_e y_3 \quad (III.21)$$

Sachant que : $y_3 = -\sin \beta x_0 + \cos \beta y_0 + 0z_0$ Donc :

$$Vg(I_2) = \left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) - \phi' R_e \right\} y_3 \quad (III.22)$$

Dans le cas où le roulement se fait sans glissement $Vg(I_2)=0$, l'équation (22) devient :

$$\left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' + \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) - \phi' R_e \right\} = 0 \quad (III.23)$$

ii. Cas 2 $\omega_2=\pi$:

Dans ce cas le point (P) est confondu avec le point (I₁) de contact entre la bille et la bague interne, le vecteur vitesse sera :

$$V(P) = V(I_1) = \left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' - \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) \right\} \left[-\sin \beta x_0 + \cos \beta y_0 \right] \quad (III.24)$$

$V(I_1)$ représente la vitesse de la bille au point (I₁) par rapport au repère $R_0(O_0, x_0, y_0, z_0)$, on la désigne par : $V_2^0(I_1)$.

La vitesse de glissement du point de contact (I₁) est :

$$Vg(I_1) = V_2^0(I_1) - V_1^0(I_1) \quad (III.25)$$

Où $V_1^0(I_1)$ représente la vitesse du point (I₁) de la bague intérieure par rapport au bâti.

La notation de la composition des vitesses nous permet d'écrire :

$$V_1^0(I_1) = V_1^0(O_1) + \Omega_1^0 \hat{O}_1 I_1 \quad (III.26)$$

Où Ω_1^0 désigne le vecteur de la vitesse angulaire de la bague intérieure, noté $\Omega_1^0 = \theta' z_1$.

Comme O_1 est fixe ; donc $V_1^0(O_1) = 0$; d'où

$$V_1^0(I_1) = (\theta' z_1) \wedge (R_i x_3) \quad \text{Et comme } z_1 \text{ est confondu avec } z_3, \text{ donc } V(I) \text{ devient :}$$

$$V_1^0(I_1) = \theta' R_i y_3$$

En substituons ce résultat dans l'expression (III.25), on trouve :

$$V_g(I_1) = \left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' - \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) - \theta' R_i \right\} y_3 \quad (III.27)$$

Dans le cas ou le roulement se fait sans glissement, $V_g^0(I_1) = 0$ l'équation (26) devient :

$$\left\{ \left[(R_e + R_i) / 2 \right] \beta' - \left[(R_e - R_i) / 2 \right] (\beta' - w'_2) - \theta' R_i \right\} = 0 \quad (III.28)$$

La somme des deux équations (23) et (27) nous donnons :

$$\beta' = \frac{(\theta' R_i + \phi' R_e)}{R_i + R_e} \quad (III.29)$$

La vitesse relative de la cage par rapport à la bague intérieure s'écrit comme suit :

$$\theta' - \beta' = \frac{(\theta' - \phi') R_e}{R_e + R_i} \quad (III.30)$$

La vitesse relative de la cage par rapport à la bague extérieure s'écrit comme suit :

$$\phi' - \beta' = \frac{(\phi' - \theta') R_i}{R_e + R_i} \quad (III.31)$$

En faisant une soustraction entre (23) et (27), on obtient :

$$w'_2 = - \frac{2 R_e R_i (\phi' - \theta')}{R_e^2 - R_i^2} \quad (III.32)$$

En faisant la somme (28) et (29) et avec cette notation, on obtient :

$$\Omega_c = \left[\Omega_i \left(1 - \frac{d}{D_m} \right) + \Omega_e \left(1 - \frac{d}{D_m} \right) \right] \quad (III.33)$$

A partir de l'équation (29), on déduit :

$$\Omega_i - \Omega_c = (\Omega_e - \Omega_i) \frac{\left(1 - \frac{d}{D_m} \right)}{2} \quad (III.34)$$

A partir de l'équation (30) on déduit:

$$\Omega_e - \Omega_c = (\Omega_e - \Omega_i) \frac{\left(1 - \frac{d}{D_m} \right)}{2} \quad (III.35)$$

A partir de l'équation (31), on déduit:

$$\Omega_b = (\Omega_e - \Omega_i) D_m \frac{\left(1 - \left(\frac{d}{D_m}\right)^2\right)}{2d} \quad (III.36)$$

Induisons l'angle de contact représenté sur la figure suivante :

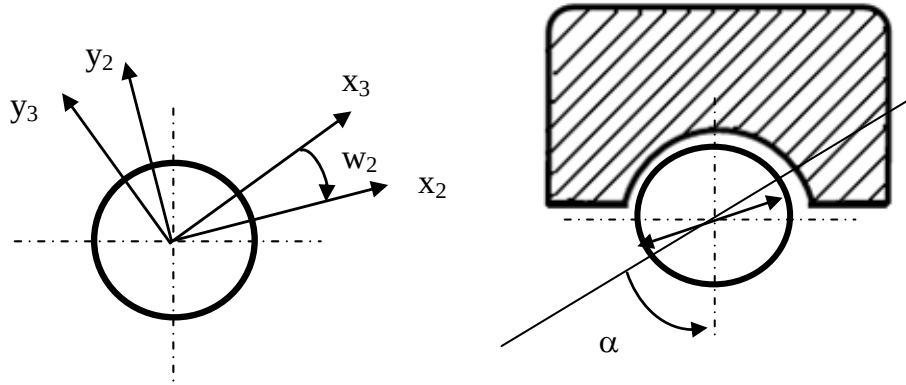


Figure III.4 Représentation de l'angle de contact

D'après les équations (32, 33, 34, 35) on déduit les fréquences suivantes des éléments de roulement :

1) La fréquence relative de la bague intérieure par rapport à la cage :

$$f_r - f_c = (F_i - F_e) \frac{1}{2} \left[1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right] \quad (III.37)$$

2) La fréquence relative de la cage par rapport à la bague extérieure:

$$F_c - F_e = (F_i - F_e) \frac{1}{2} \left[1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right] \quad (III.38)$$

3) La fréquence de rotation de la bague :

$$F_b = (F_e - F_i) \frac{D_m}{2d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (III.39)$$

4) La fréquence de rotation de la cage :

$$F_c = \frac{F_i}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) + F_e \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (III.40) \quad E$$

n supposant que la bague externe est fixe (comme notre étude), et exprimons les fréquences de contacts sur défauts :

✓ La fréquence de passage d'une bille ou d'un rouleau sur un défaut de bague externe f_{be} est donnée par l'équation suivante :

$$f_{be} = \frac{F_r}{2} N_b \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (III.41)$$

✓ La fréquence de passage d'une bille ou d'un rouleau sur un défaut de bague interne f_{bi} ; est donnée par la relation suivante :

$$f_{bi} = \frac{F_r}{2} N_b \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (III.42)$$

✓ La fréquence de passage d'un défaut de cage, f_c est donnée par la relation suivante :

$$f_c = \frac{F_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (III.43)$$

✓ La fréquence de passage d'une bille ou d'un rouleau sur la bague externe ou sur la bague interne f_e , est donnée par la relation suivante :

$$f_b = \frac{F_r}{2} \frac{D_m}{d} \left(1 - \left(\frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad (III.44)$$

En pratique :

$$\left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) = 0.4 \quad \text{et} \quad \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) = 0.6$$

Ces équations s'appellent les lois théoriques des fréquences caractéristiques de défauts de roulement.

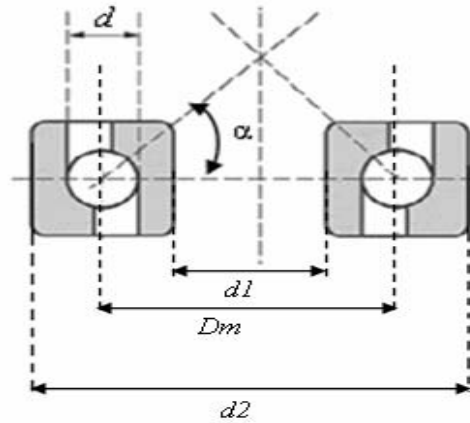


Figure III.5 Schéma cinématique du roulement [48].

Les caractéristiques du roulement utilisé sont :

$N_b = 17$ billes.

$d = 8.52\text{mm}$.

$d_1 = 80\text{mm}$.

$d_2 = 40\text{mm}$.

$D_m = 60\text{mm}$.

Les fréquences de résonances des éléments roulants peuvent être calculés théoriquement par les relations suivantes: [49]

$$f_{rc} = \frac{k(k^2 - 1)}{2\pi \cdot a^2} \sqrt{\frac{EI}{m(k^2 + 1)}} \quad (\text{III.45})$$

$$f_{rb} = \frac{0,848}{d} \sqrt{\frac{E}{2\rho}} \quad (\text{III.46})$$

III.4 Conception et réalisation du banc d'essai :

La conception du banc d'essai a été étudiée et conçu au niveau du laboratoire du département de génie Mécanique. L'acier utilisé pour la réalisation de tous les éléments composant le banc est l'acier A30.

III.5 Installation de mesure :

L'installation de mesure des signaux vibratoires se compose des équipements de mesure suivants :

1. Un variateur électrique de vitesse qui fournit une tension continue variable.
2. Un moteur électrique de puissance 1kw et de vitesse maximale de 1500 tr/min.

3. Le rotor comporte l'arbre et les deux disques qui sont fixés par des écrous.
4. Un capteur de type accéléromètre fixé au palier par une vis. Le capteur est connecté à l'amplificateur de charge.
5. L'amplificateur de charge est de type 2635.
6. Une carte d'acquisition de type FASTLAB.
7. Un micro-ordinateur Pentium II.

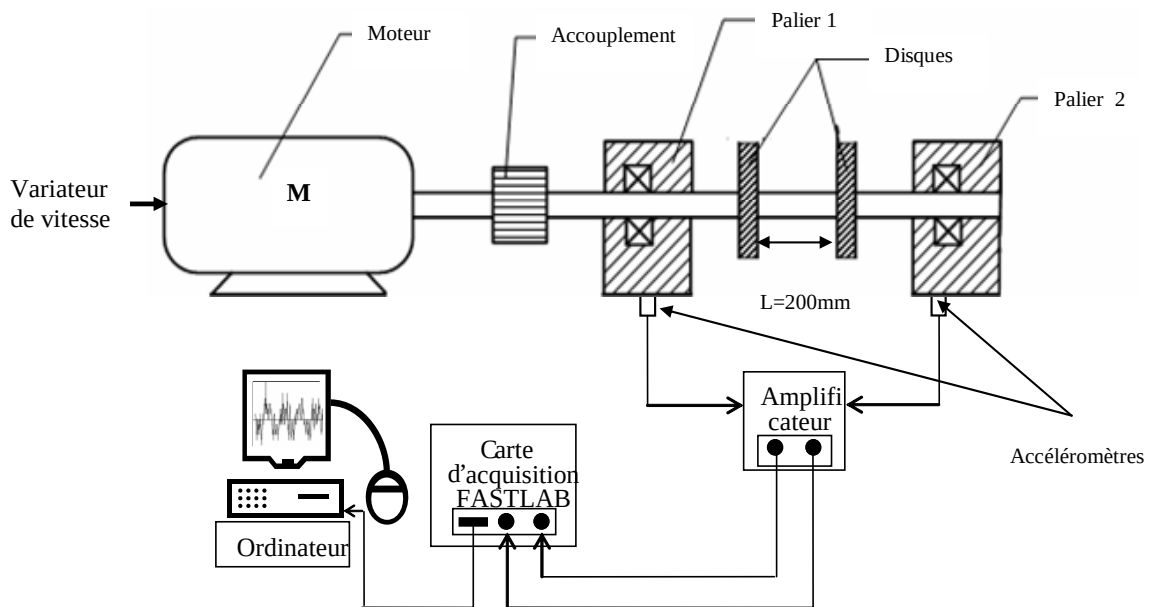


Figure III.6 Schéma représentatif de l'installation de mesure.

III.5.1 Instrumentation utilisée :

a - Ensemble BRUEL & KJAER :

Pour la prise de mesures, l'ensemble B & K suivant a été utilisé :

- Accéléromètres piézo électriques: type 4370, sensibilité de charge : 9.84 pc/ms^{-2} .
- Un amplificateur de charge type 2635 avec sortie en accélération, en vitesse et en déplacement.
- Un sélecteur de canal comporte 8 voies.



Figure III.7 Amplificateur de charge type 2635.

b - Carte d'acquisition :

La carte utilisée FASTLAB pour la conversion analogique/numérique a les caractéristiques suivantes :

- 8 voies analogiques simples.
- 2 calibres programmables : 0/10 V et -5/+5 V.
- temps d'échantillonnage de 5 μ s à 1000 s (cas d'acquisition en monovoie).

c - Logiciel d'acquisition:

Le logiciel utilisé pour le traitement et la visualisation de données est PHYSCOPE. Ce logiciel permet de :

- programmer les paramètres de réglage :
 - L'affectation des voies d'acquisition.
 - Le nombre de points.
 - La durée d'échantillonnage.
 - Le facteur d'amplification.
 - Le nombre de moyennes.
 - L'acquisition automatique.

- Faire une analyse des signaux, feuille de calcul ainsi que d'autres fonctions (lissage, interpolation...).

III.4.2 Les capteurs :

Accéléromètre piézo-électrique :

Le capteur et le conditionneur de signal qui lui est associé sont les deux maillons de base communs à toute chaîne de mesures et tout système de surveillance et de diagnostic par l'analyse de vibrations. Sa dynamique de mesure et sa bande passante très étendue font de l'accéléromètre piézo-électrique le capteur le mieux adapté pour l'analyse des vibrations absolues du palier. Le choix d'un accéléromètre et d'un conditionneur de signal est guidé par la spécificité et l'environnement des équipements à surveiller (vitesse de rotation, température des paliers, zone à risques d'explosion, environnement électromagnétique, distance entre capteur et unité de traitement,...). Les éléments déterminant dans le choix d'un accéléromètre et de son conditionneur, outre la sensibilité et les facteurs d'influences, sont la fréquence de coupure inférieure et la fréquence de résonance. Selon le type de conditionneur, la plage de variation de la fréquence de coupure inférieure s'étend de 0,1 à 10 Hz, alors que la fréquence de résonance intrinsèque du capteur peut varier de 10 à 80 KHz. La fréquence de résonance réelle du capteur dépend de son mode de fixation (goujon fixé, embase collée, embase magnétique, pointe de touche,...). En l'absence des contraintes particulières d'utilisation (température de palier très élevée [$>120^{\circ}\text{C}$] ou vitesse de rotation très basse [$<120\text{ tr/min}$]), l'accéléromètre à électronique incorporée (ICP) est de plus en plus utilisé au détriment à l'association accéléromètre/amplificateur de charge. Cette dernière configuration, plus robuste mais aussi plus coûteuse, présente une gamme d'utilisation nettement plus étendue : fréquence de coupure inférieure plus basse, environnement thermique beaucoup moins contraignant, dynamique de mesure beaucoup plus étendue grâce à la meilleure adaptation de la dynamique du capteur à la dynamique du signal qui permet le réglage des atténuateurs et amplificateurs d'un conditionneur extérieur.

Le choix de la sensibilité de l'accéléromètre est important. Il est essentiellement conditionné par les amplitudes crêtes des signaux vibratoires à mesurer, c-à-d de la vitesse de rotation, des altérations de potentielles et de la nature de l'équipement à surveiller. Il est fréquent de constater qu'avec les équipements modernes peu coûteux (capteur ICP et conditionneur présentant une gamme d'atténuation ou d'amplification restreinte)

l'impossibilité de couvrir le besoin avec un même capteur. En effet, un capteur de sensibilité de 100 mV/g, associé à un convertisseur analogique numérique acceptant une tension crête maximale de 2.8 V, permet de mesurer une valeur crête de 28 g soit 20 g efficace « sinusoïdale » (valeur conséquente mise en valeur dans la documentation technique du constructeur). Mais, en présence de défauts induisant des forces impulsionnelles aléatoires à distribution d'amplitudes Gaussienne, la valeur efficace maximale mesurable se réduit à 4.7 g et, il s'agit de forces impulsionnelles périodiques, la valeur efficace mesurable peut descendre très nettement en dessous de cette valeur (2,8 g pour un facteur de crête de 10). Pour pouvoir mesurer des amplitudes plus élevées, il faudrait utiliser un capteur présentant une sensibilité très faible [28].

III.5 Déroulement d'expérience :

a. Le choix du roulement :

- Le roulement de type SKF 6208.
- Diamètre extérieur de 80 mm (Diamètre du palier).
- Diamètre intérieur de 40 mm (Diamètre de l'arbre).
- Largeur du roulement de 20 mm.
- Nombre de billes 17 (par rangée).

Les avantages du choix de ce type de roulement :

- Très facile à démonter et à remonter.
- Supporte les charges radiales et des charges axiales raisonnables.
- Supporte un désalignement angulaire raisonnable.

b. Conditions de l'expérimentation :

1. L'introduction de trois types de défauts sur trois roulements de même type (chaque défaut sur un roulement à est crée l'aide d'une tranceneuse).

Les défauts créés sont sur les parties du roulement :

- a) Le défaut est crée sur la bague externe.
- b) Le défaut est crée sur la bille.
- c) Le défaut est crée sur la cage du roulement.

d) Défaut de jeu sur la bague externe.

2. Les vitesses de rotation de l'arbre sont de 1000 tr/min et 1500 tr/min. Elles sont mesurées à l'aide d'un Tachymètre. Les fréquences de rotation de l'arbre sont de 16.66 Hz et 25 Hz.

3. La plage de fréquence d'utilisation est [10 à 1000] Hz.

c. Déroulement des essais :

Les différents cas de roulement comportant les défauts cités ci-dessous, sont montés pour la prise des signaux vibratoires.

1^{er} cas : on prend des signaux sur un roulement neuf.

2^{ème} cas : on prend des signaux sur un roulement à un défaut de bague externe.

3^{ème} cas : on prend des signaux sur un roulement à un défaut de cage.

4^{ème} cas : on prend des signaux sur un roulement à un défaut de bille.

5^{ème} cas : on prend des signaux sur un roulement à un défaut de jeu sur la bague externe.

6^{ème} cas : dans ce cas, là, on prend des signaux sur un roulement a un défauts de bague externe (l'arbre ne porte pas les deux disques).

Tous les essais, sont exécutés sur le roulement placé dans le palier N°2. Les défauts sont simulés à l'aide d'une tranceneuse. La charge appliquée est de 80 N. Les signaux vibratoires résultants lors du fonctionnement sont transmis à l'aide d'un accéléromètre vers l'amplificateur de charge. Les signaux récupérés par la carte d'acquisition sont transférés vers l'ordinateur pour analysé. L'analyse est faite à l'aide d'un logiciel Physcope. L'analyse par la FFT avec la plage de fréquence de [10 à 1000] Hz.

Conclusion

Afin de répondre aux exigences expérimentales, on a réalisé un banc d'essai destiné aux essais de vibrations simulant une machine tournante. Le dispositif conçu mis en place a rendu possible une investigation systématique consacrée à l'étude des défauts de roulements.

Chapitre IV:
RESULTATS EXPERIMENTAUX

CHAPITRE IV

RESULTATS EXPERIMENTAUX

4.1. Introduction :

Dans ce chapitre, on présente les résultats expérimentaux obtenus à partir du banc d'essai réalisé et en utilisant la chaîne de mesure décrite au chapitre précédent. Les résultats que l'on montre, sont pour différents types de défauts préalablement provoqué par nos besoin (défaut de la bague externe, défaut de la bille, défaut de jeu, défaut de la cage du roulement).

Pour comparaison, une compagne d'essais est conduite sur un roulement sein. Les essais sont effectués à différentes vitesses de rotation.

On présente dans le tableau ci dessous les fréquences caractéristiques des défauts de roulement. Les valeurs données sur le tableau ont été tirées sur la base des dimensions du roulement ainsi que sur la base des fréquences de rotation de l'arbre.

En l'absence d'informations concernant l'angle de contact de la bille, il nous est imposé d'utiliser les équations réelles basées sur l'expérimentation de plus de 2000 roulements de différents types. Les équations ci-dessous donnent les fréquences pour des différents composants constituant le roulement :

La bague extérieur : $f_{be} = Fr * (0,5 * N_b - 1,2) \dots \dots \dots (IV.1)$

La bague intérieur : $f_{bi} = Fr * (0,5 * N_b + 1,2) \dots \dots \dots (IV.2)$

La cage : $f_c = Fr * (0,5 - 1,2 / N_b) \dots \dots \dots (IV.3)$

La bille : $f_b = Fr * (0,2 * N_b - 1,2 / N_b) \dots \dots \dots (IV.4)$

La fréquence de rotation de l'arbre est calculée par la relation suivante :

$$Fr = \frac{n}{60} \cdot \frac{tr}{s} \quad (IV.5)$$

$n(tr/min)$: la vitesse de rotation de l'arbre.

D'après les caractéristiques du roulement citées dans le chapitre précédent, les fréquences caractéristiques des défauts des éléments du roulement sont notées sur le tableau suivant :

$Fr(\text{Hz})$	$f_{be}(\text{Hz})$	$f_{bi}(\text{Hz})$	$f_c(\text{Hz})$	$f_b(\text{Hz})$
16.66	121,62	161,602	7,16	55,48
25	185.347	246.283	10.03	84.53

Tableau IV.I. Fréquences caractéristiques des défauts de différents éléments du roulement.

Les avantages d'utilisation de ce type de roulement sont :

- Une facilité dans le montage et le démontage.
- Supporte les charges radiales et des charges axiales raisonnables.
- Supporte un désalignement angulaire raisonnable [50].

4.2. Résultats expérimentaux

Les résultats expérimentaux obtenus en suivant les conditions d'expérimentation citées aux chapitre III se présentent comme suit. Les résultats sont présentés sous forme de graphe montrant l'amplitude du signal en fonction du temps et ce à différentes fréquences.

1^{er} cas : roulement neuf ou sans défaut.

Les figures (IV.1 et IV.2) suivantes représentent des signaux temporels dans le cas d'un roulement sans défaut et a pour les fréquences de rotation de 16.66 Hz et 25 Hz, avec une plage fréquentielle de [10 à 1000] Hz.

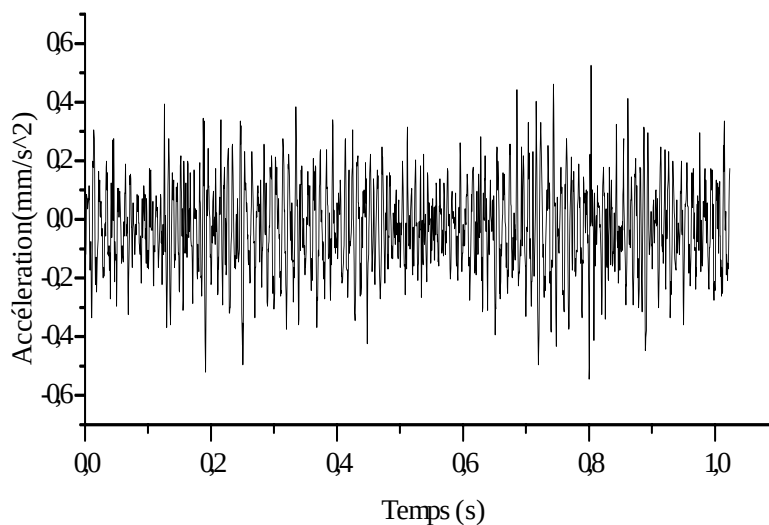


Figure IV.1. Signal temporel du roulement sans défaut, vitesse de rotation 1000 tr/min ($Fr=16.66$ Hz), $Te=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

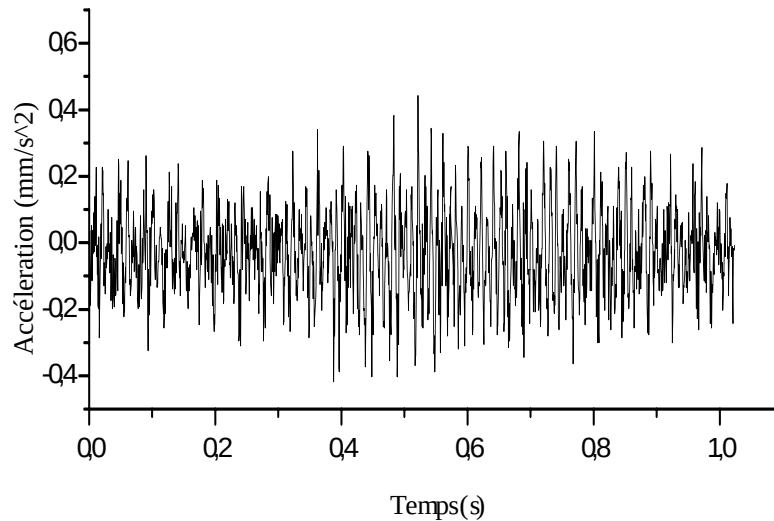


Figure IV.2. Signal temporel du roulement sans défaut, vitesse de rotation 1500 tr/min. ($F_r=25$ Hz), $T_e=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

2^{ème} cas : roulement avec un défaut de bague externe :

Les figures (IV.3 et IV.4) ci-dessous représentent des signaux temporels dans le cas d'un roulement présentant un défaut sur la bague externe. Les fréquences de rotation sont de 16.66 Hz et 25 Hz, avec une plage fréquentielle de [10 à 1000] Hz.

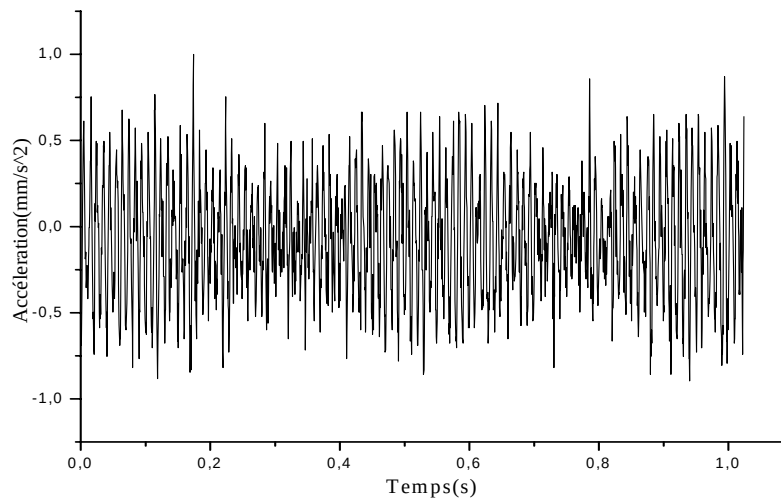


Figure IV.3. Signal temporel d'un roulement avec un défaut au niveau de la bague externe, vitesse de rotation 1000 tr/min ($F_r=16.66$ Hz).
 $T_e=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

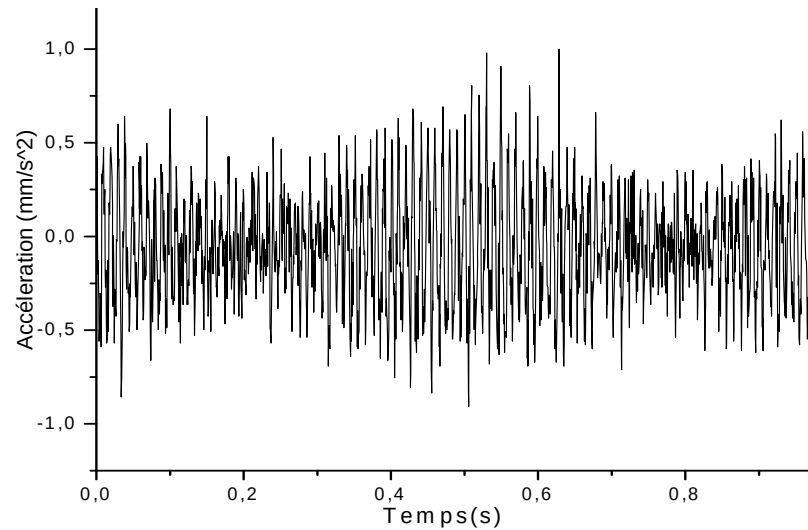


Figure IV.4. Signal temporel d'un roulement avec un défaut au niveau de la bague externe, vitesse de rotation 1500 tr/min ($Fr=25$ Hz)

$Te=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

3^{ème} cas : roulement à un défaut de bille :

Les figures (IV.5 et IV.6) suivantes montrent des signaux en fonction du temps pour le cas d'un roulement présentant un défaut de bille, pour les fréquences de rotation 16.66Hz et 25Hz, avec une plage fréquentielle de [10 à 1000] Hz.

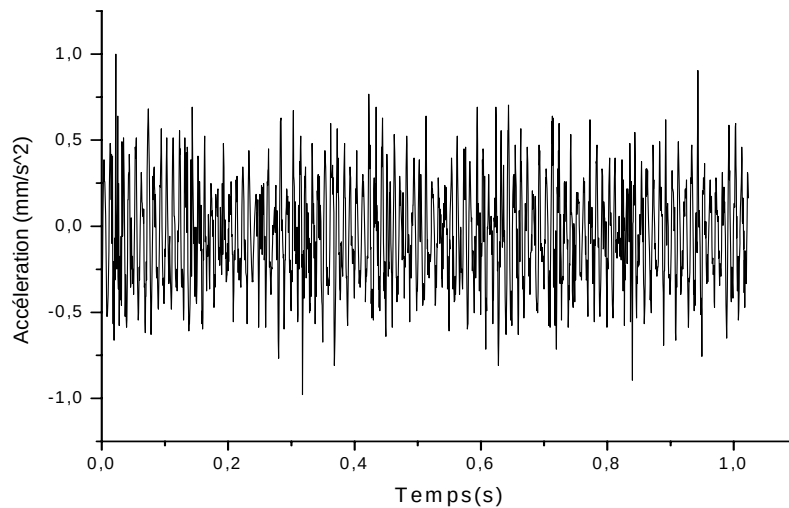


Figure IV.5. Signal temporel d'un roulement comportant un défaut de bille. La vitesse de rotation 1000 tr/min ($Fr=16.66$ Hz), $N=2048$, $Te=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

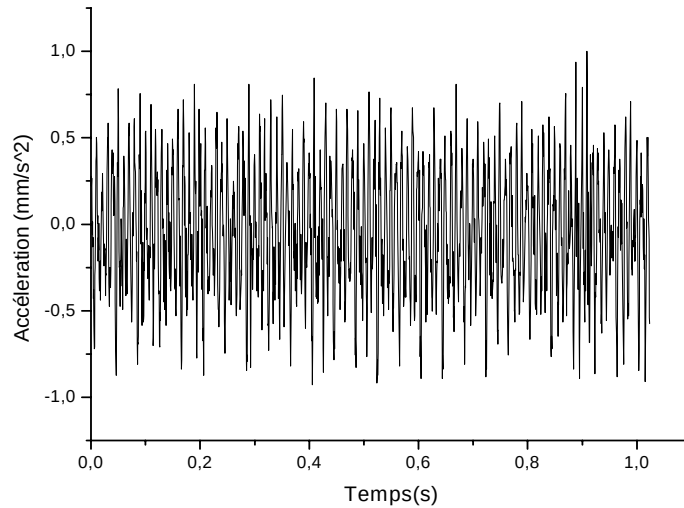


Figure IV.6. Signal temporel d'un roulement comportant un défaut de bille, vitesse de rotation 1000 tr/min ($F_r=25$ Hz), $T_e=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

4^{ème} cas : roulement à un défaut au niveau de la cage :

Les figures (IV.7 et IV.8) suivantes représentent des signaux temporels dans le cas d'un roulement avec un défaut au niveau de la cage, pour des fréquences de rotation 16.66Hz et 25Hz, avec une plage fréquentielle de [10 à 1000] Hz.

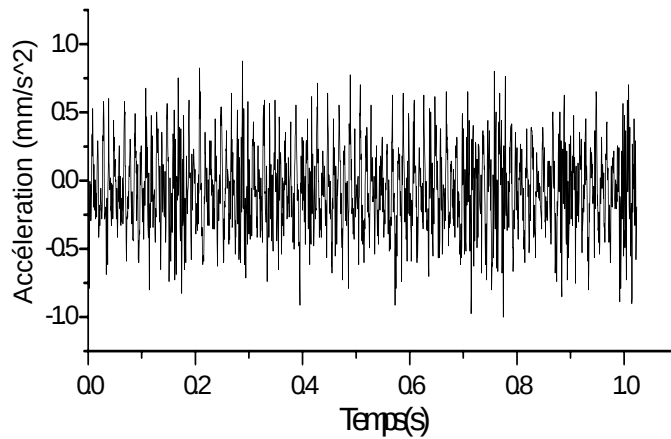


Figure IV.7. Signal temporel d'un roulement avec un défaut de la cage, vitesse de rotation 1000 tr/min. ($F_r=16.66$ Hz), $T_e=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

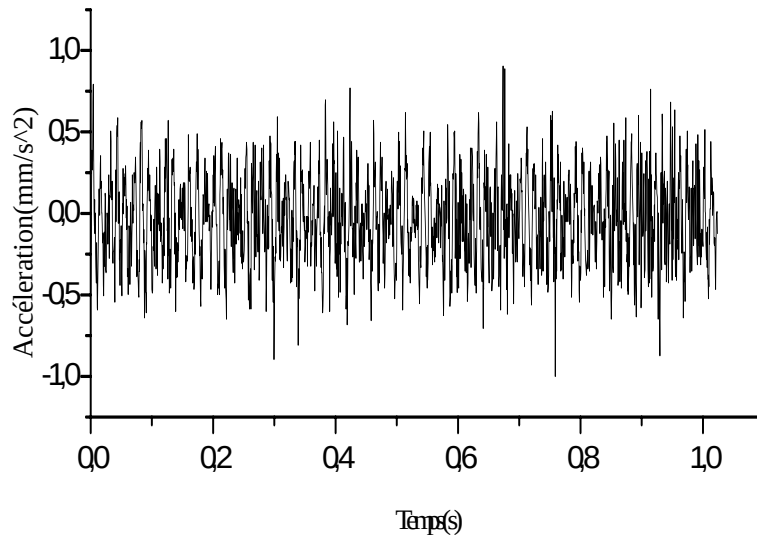


Figure IV.8. Signal temporel d'un roulement avec un défaut de la cage, vitesse de rotation 1500 tr/min ($F_r=25$ Hz), $T_e=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

5^{ème} cas : roulement avec défaut de jeu bague externe/palier :

Les figures (IV.9, IV.10, VI.11 et VI.12) suivantes représentent des signaux temporels dans le cas d'un roulement présente un défaut de jeu sur la bague externe, pour des fréquences de rotation 16.66Hz et 25Hz, avec une plage fréquentielle de [10 à 100] Hz. Dans ce cas la le roulement est soumis à la charge des deux disques.

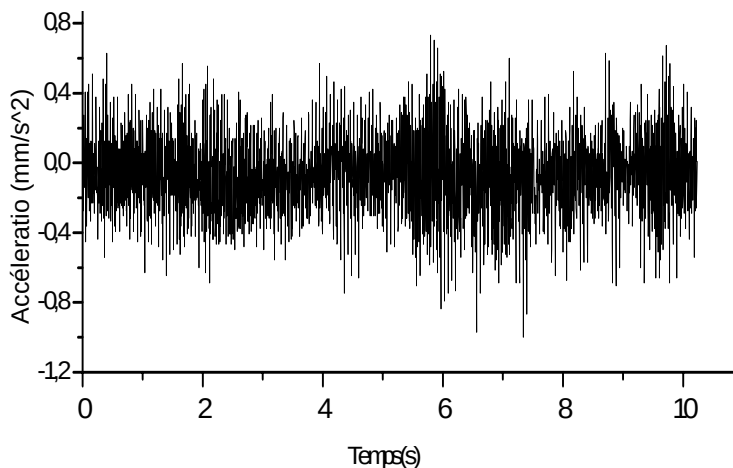


Figure IV.9. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas du défaut de jeu. (Point de mesure axiale).

$F_r=16.66$ Hz, $T_e=1$ ms, Nombre de moyenne=16.

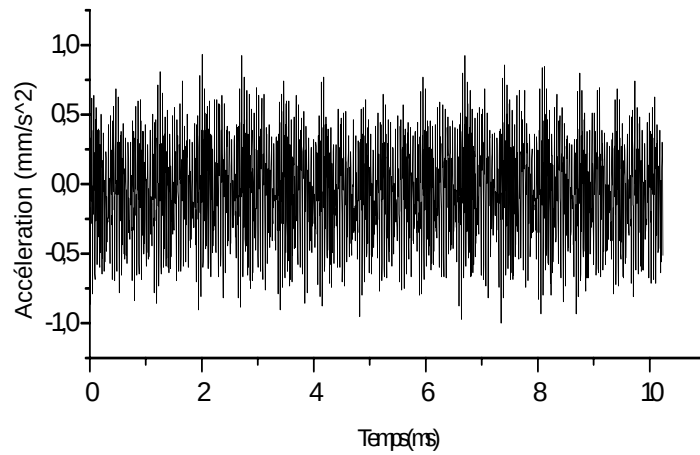


Figure IV.10. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas du défaut de jeu. (Point de mesure axiale).

Fr=25Hz, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.

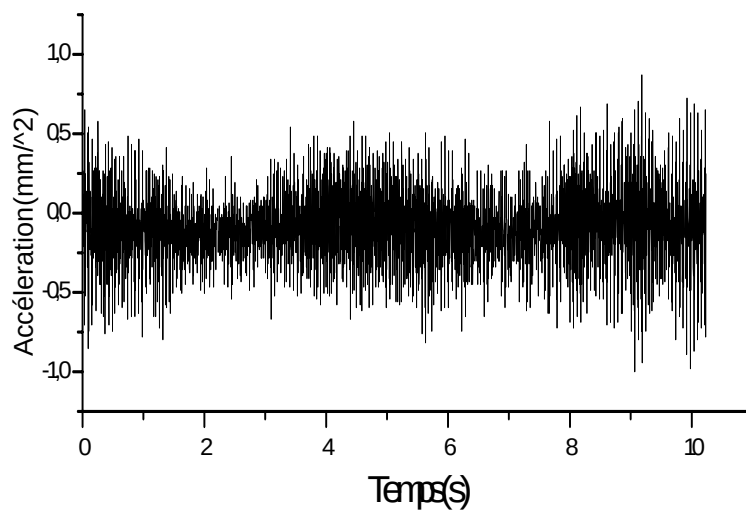


Figure IV.11. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas d'un défaut de jeu. (Point de mesure radiale).

Fr=16.66Hz, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.

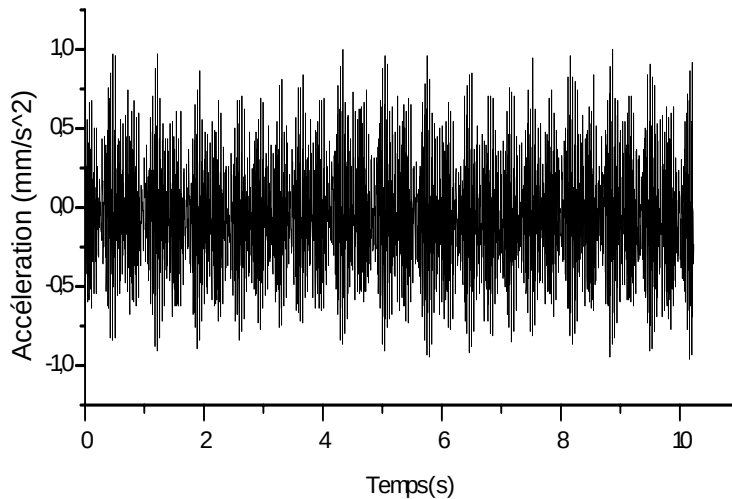


Figure IV.12. Signal du roulement soumis à la charge des deux disques dans le cas d'un défaut de jeu. (Point de mesure radiale).

Fr=25Hz, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.

6^{eme} cas : roulement avec défaut de la bague externe soumis à la charge de l'arbre :

Les figures (IV.13 et IV.14) suivantes représentent des signaux temporels dans le cas d'un roulement avec un défaut de bague externe soumis à la charge de l'arbre, pour les fréquences de rotation 16.66Hz et 25Hz, avec une plage fréquentielle de [10 à 1000] Hz.

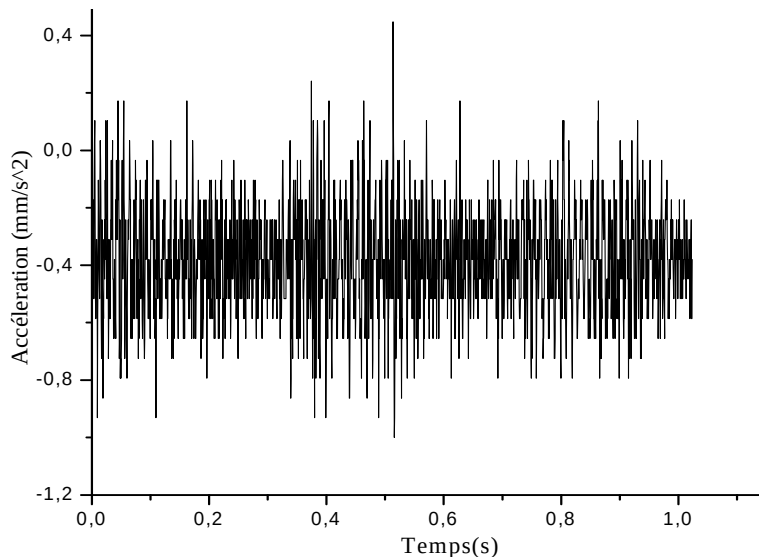


Figure IV.13. Signal temporel du roulement soumis à la charge de l'arbre avec défaut de la bague externe.

Fr=16.66Hz, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.

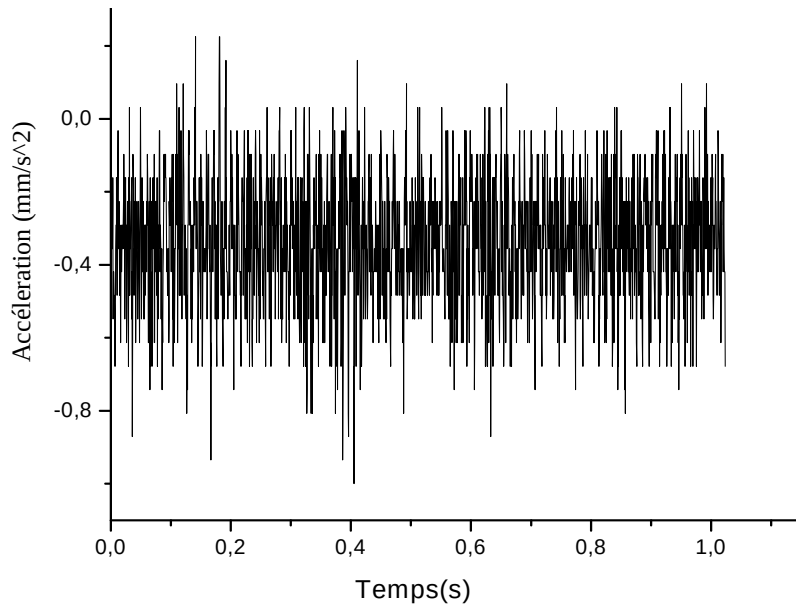


Figure IV.14. Signal du roulement soumis à la charge de l'arbre avec un défaut de la bague externe.

Fr=25Hz, Te=1 ms, Nombre de moyenne=16.

Conclusion :

Au terme des essais effectués sur le banc d'essais réalisé et à l'aide de la chaîne de mesure, on a pu enregistrer des signaux vibratoires du roulement sain et avec divers défauts. On considère le roulement sous charge et sans charge. L'analyse de ces signaux fera l'objet d'une analyse approfondie par plusieurs méthodes de traitement de signal, objet du prochain chapitre.

Chapitre V:
DISCUSSION DES RESULTATS

CHAPITRE V

DISCUSSION DES RESULTATS

V.1 Introduction :

Toutes les machines tournantes produisent des signaux vibratoires. L'analyse de ces derniers, donne de précieuses informations quant à l'état de santé de la machine.

Dans la surveillance des machines, par l'analyse vibratoire, les analyseurs de spectre sont utilisés pour l'enregistrement des signaux (ou des collecteurs de données). Le traitement de base des signaux est l'analyse de Fourier. Bien que cette dernière s'adapte à la caractérisation des signaux essentiellement périodiques émet par une machine tournante. La transformée de Fourier présente certaines limitations, c'est le cas lorsqu'on s'intéresse à la détection précoce de défauts qui se traduisent par des "signatures" plus complexes. On cite, par exemple, le cas non stationnaires des signaux vibratoires (choc, frottement,.....).

Il s'agit donc d'effectuer une analyse approfondie des signaux, en utilisant des méthodes plus avancées, telle que l'utilisation du "Zooming", l'analyse par la détection d'enveloppe et la méthode des ondelettes : appelée méthode temps-échelle.

L'endommagement des roulements est considéré pour la plupart des machines tournantes la cause principale de leurs défaillances, qui font l'objet de la présente étude.

V.2. Détection de défauts du roulement par la transformée de Fourier :

Les vibrations dues à un roulement défectueux peuvent facilement exciter les fréquences de résonances des couronnes intérieures et extérieures et des éléments roulants. La gravité du défaut peut amplifier l'amplitude de ces fréquences. Dans ce cas, là, il est difficile de détecter les fréquences caractérisant le défaut en présence de ces fréquences de résonances.

La présence de l'anomalie au sein d'un roulement se manifeste sous forme d'un impact (d'un choc). Ces impacts excitent les résonances associées aux éléments composant le roulement ainsi que celles de la structure environnante.

Les résonances engendrées sont en général modulées en amplitude par une enveloppe périodique. Selon que la défectuosité soit située dans l'une des composantes du roulement,

la fréquence fondamentale de l'enveloppe du roulement sera égale à la fréquence caractéristique de cette composante endommagée.

V.2.a Analyse spectrale des signaux expérimentaux par la transformée de Fourier :

A partir de l'analyse par la FFT des signaux expérimentaux, on note les résultats suivants :

1^{er} cas : roulement neuf ou sans défauts :

Les figures (V.1) et (V.2) représentent les amplitudes du spectre (la FFT) des signaux temporels du roulement sans défaut à des fréquences de rotation de 16.66Hz et 25.39Hz.

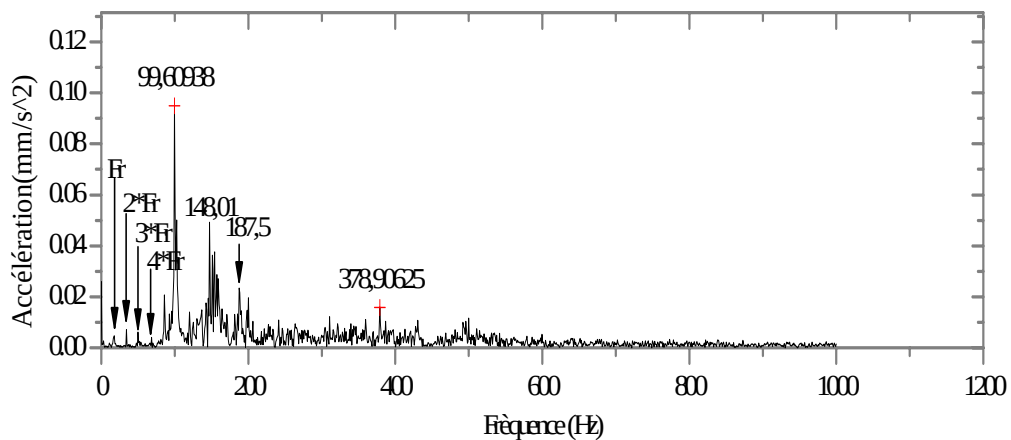


Figure V.1. Spectre du signal de roulement sans défaut.

$F_r = 16.66$ Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.

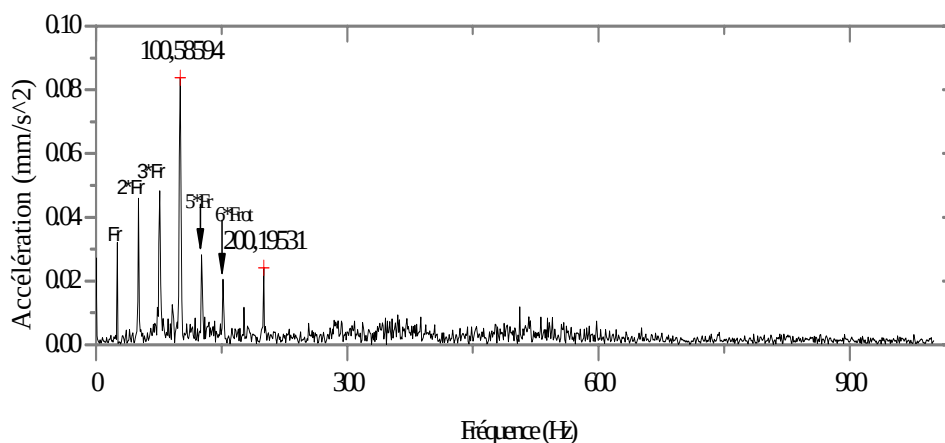


Figure V.2. Spectre du signal de roulement sans défaut.

$F_r = 25.39$ Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz

2^{ème} cas : roulement à un défaut de bague externe :

Les figures (V.3) et (V.4) montrent les signaux amplitude en fonction de la fréquence après traitement par la transformée de Fourier rapide "FFT", et ce pour le cas d'un roulement présentant un défaut sur la bague externe, les fréquences de rotation sont de 16.66Hz et 25.39Hz.

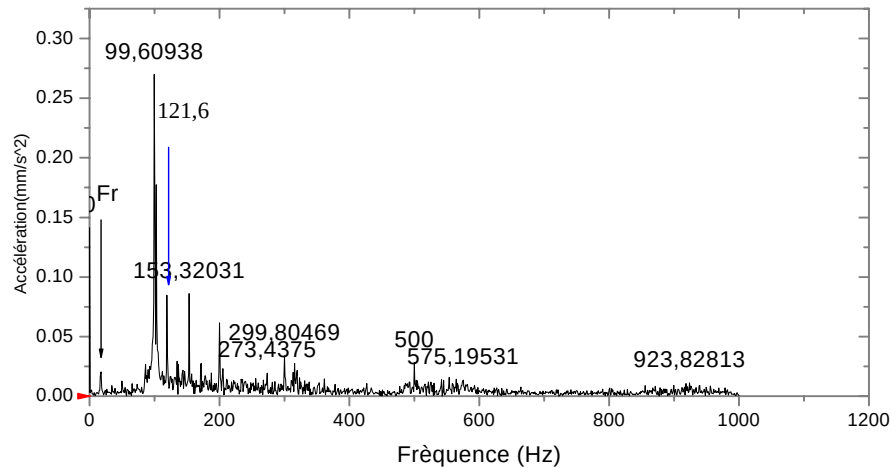


Figure V.3. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bague externe.

$Fr=16.66\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz

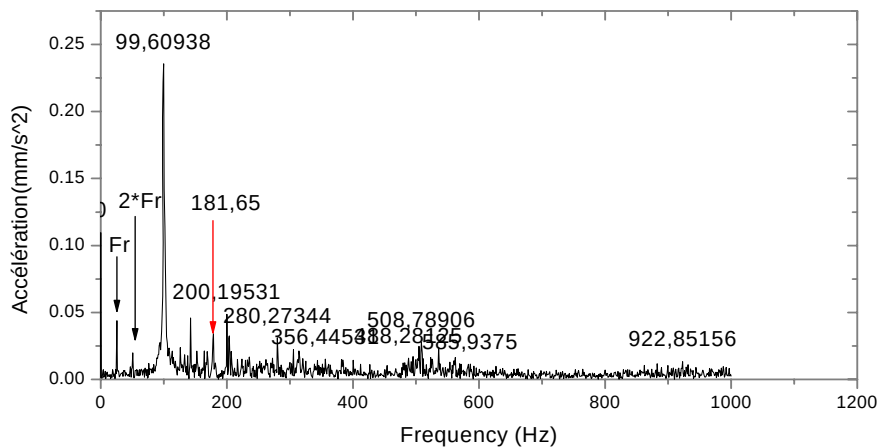


Figure V.4. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bague externe

$Fr=25.39\text{Hz}$, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.

3^{ème} cas : roulement à un défaut de bille :

On montre sur les figures suivantes la “FFT” des signaux du roulement comportant un défaut de bille pour des fréquences de rotation de l’arbre de 16.66Hz et 25.39Hz.

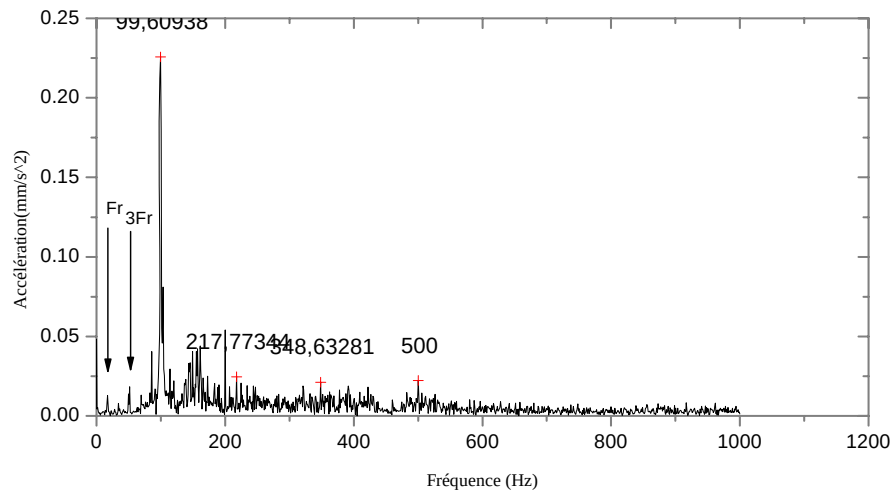


Figure V.5. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bille.

Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz

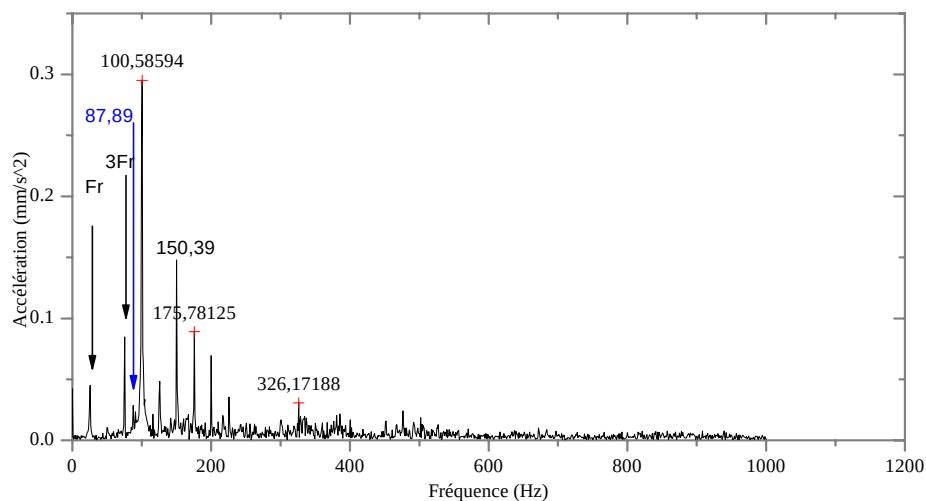


Figure V.6. Spectre du signal de roulement avec défaut de la bille.

Fr=25.39Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz

4^{ème} cas : roulement à un défaut au niveau de la cage :

Les figures (V.7) et (V.8) représentent la FFT des signaux de roulement présentant un défaut de cage. Les fréquences de rotation de l'arbre sont de 16.66Hz et 25.39Hz.

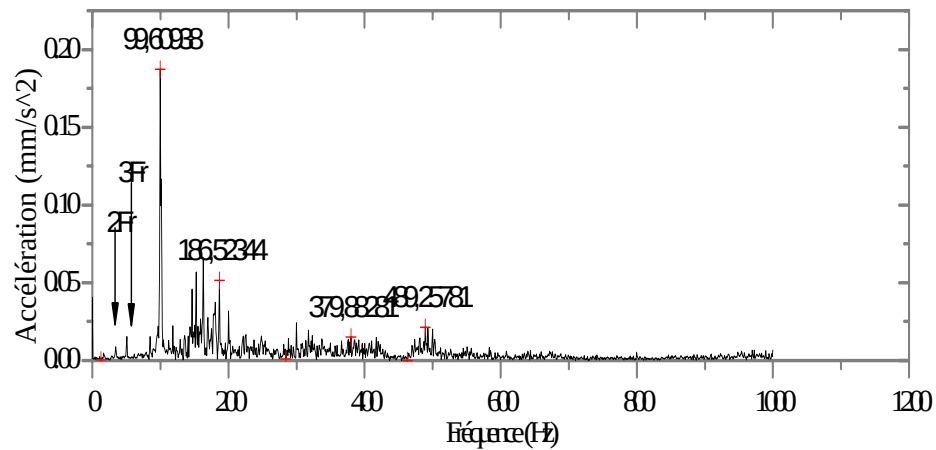


Figure V.7. Spectre du signal de roulement avec défaut de la cage.

Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz

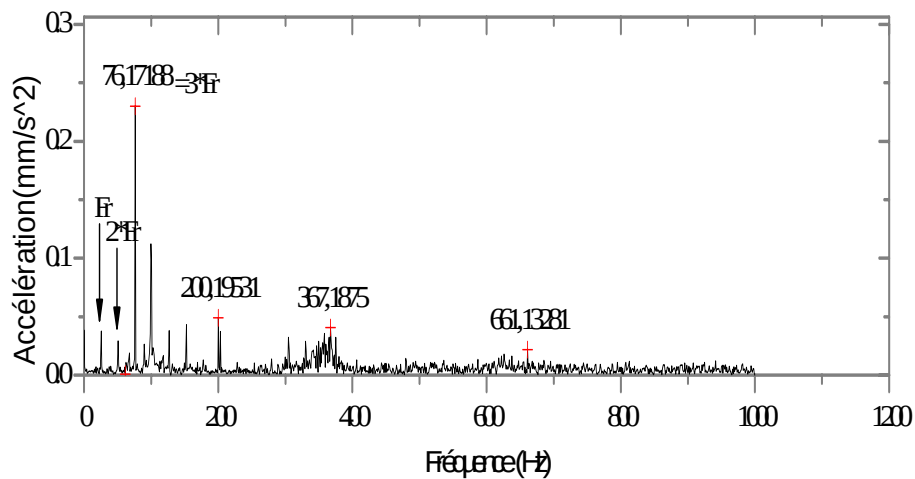


Figure V.8. Spectre du signal de roulement avec défaut de la cage.

Fr=25.39Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.

5^{ème} cas : roulement avec défaut de jeu avec la bague externe :

Les figures (V.9), (V.10), (V.11) et (V.12) représentent la FFT des signaux de roulement avec défaut de jeu sur la bague externe du roulement. Les fréquences de rotation de l'arbre sont de 16.66Hz et 25.39Hz.

Le but de cette partie est de caractériser le défaut de jeu entre la bague externe du roulement et le palier. Les mesures des vibrations sont prises dans les deux directions axiale et radiale.

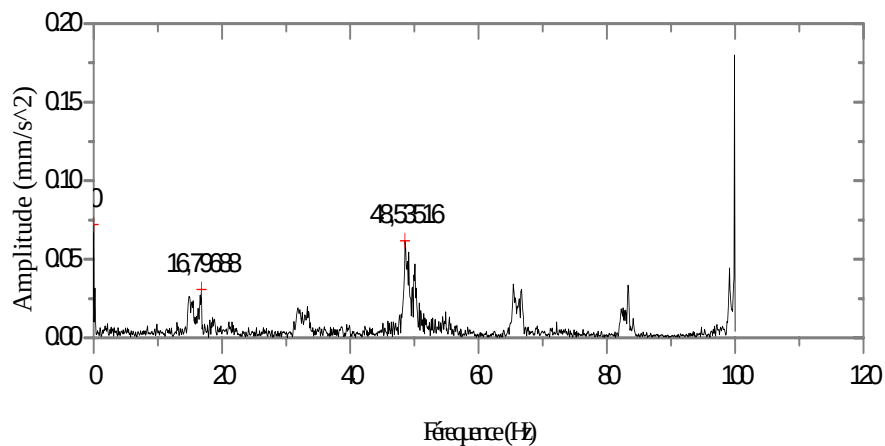


Figure V.9. Spectre du signal de roulement avec un défaut de jeu.

(Point de mesure axiale).

Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 100] Hz.

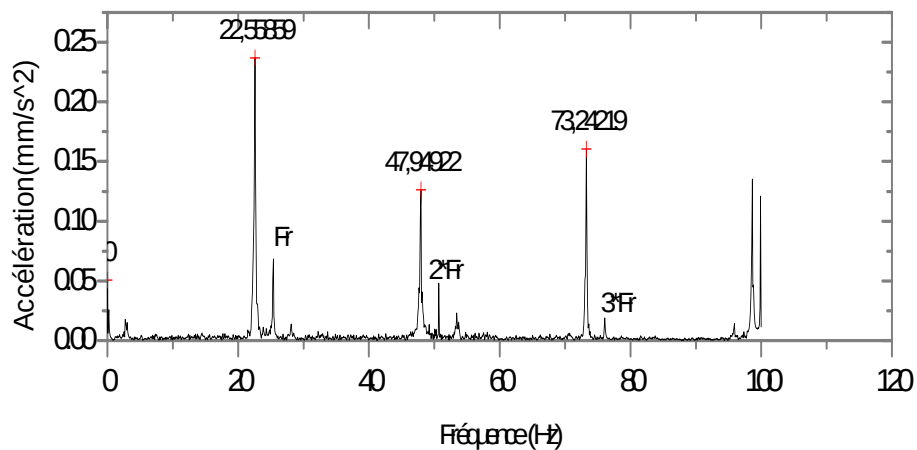


Figure V.10. Spectre du signal de roulement avec défaut de jeu.

(Point de mesure axiale).

Fr=25Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 100] Hz.

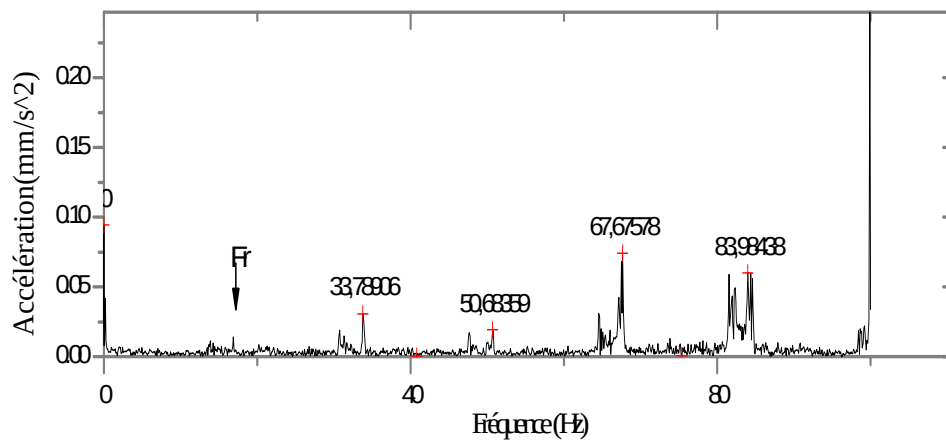


Figure V.11. Spectre du signal de roulement avec un défaut de jeu.

(Point de mesure radiale).

Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 100] Hz.

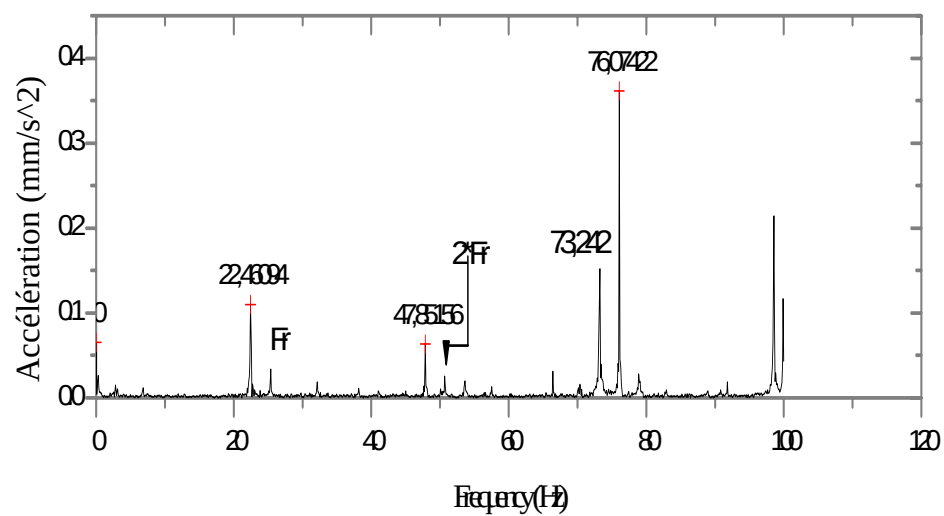


Figure V.12. Spectre du signal de roulement avec défaut de jeu.

(Point de mesure radiale).

Fr=25Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 100] Hz.

6^{ème} cas : roulement avec défaut de la bague externe soumis à la charge de l'arbre :

Les figures (V.13) et (V.14) représentent la FFT des signaux de roulement avec défauts de la bague. Le roulement est soumis à la charge de l'arbre (arbre non chargé). Les fréquences de rotation de l'arbre sont 16.66Hz et 25.39Hz.

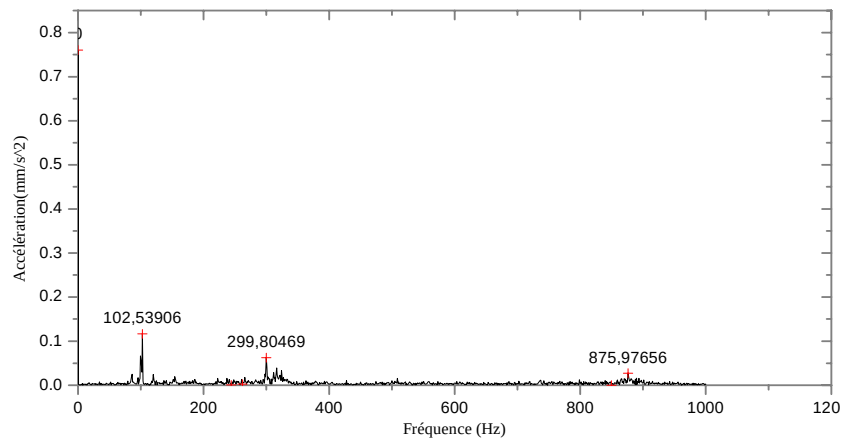


Figure V.13. Spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre.

Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.

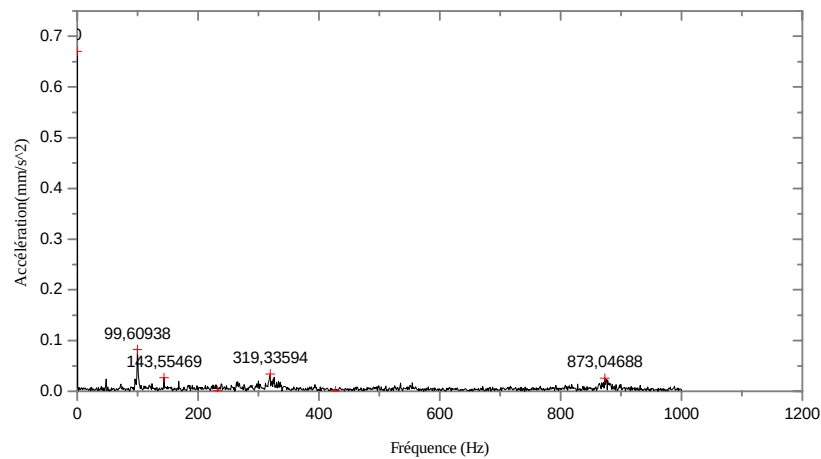


Figure V.14. Spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre (arbre chargé). Fr=25.39Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.

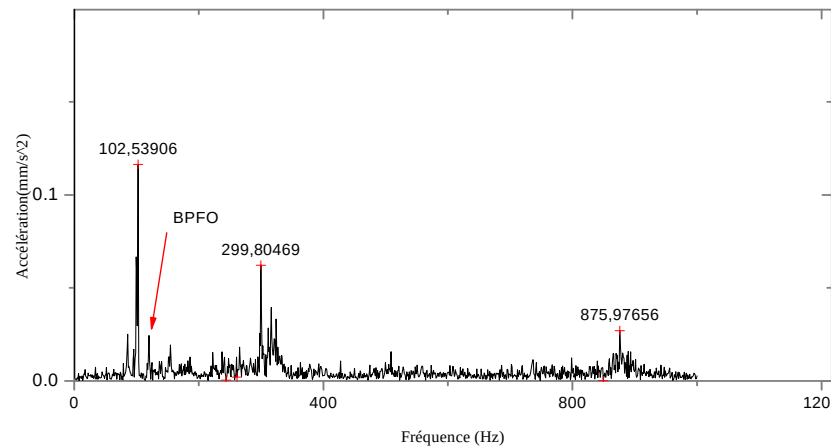


Figure V.15 Zoom du spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre.
Fr=16.66Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.

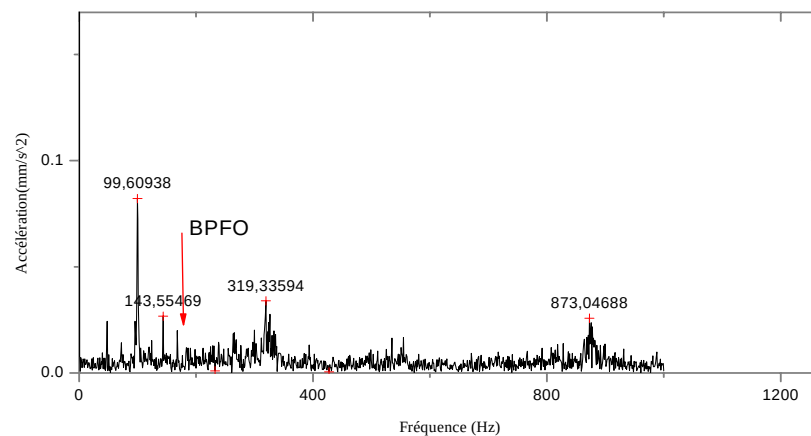


Figure V.16. Zoom du spectre du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre.
Fr=25Hz, la plage fréquentielle est de [10 à 1000] Hz.

V.2.b. Discussion des résultats des signaux analysés par l'analyse de Fourier FFT :

Dans ce qui suit nous analysons les signaux expérimentaux traités par la transformée de Fourier rapide "FFT". Nous faisons ressortir les différents pics de fréquence en donnant des interprétations et justifications quant à la nature de ces pics. La démarche donc est de traiter chaque type de défaut respectivement.

1^{er} cas : roulement neuf ou sans défauts :

A la vitesse de rotation de 1000 tr/min (figure V.1), ou Fr=16.66 Hz et pour une gamme de fréquence de [10 à 1000] Hz, on observe les pics suivant :

1. Des pics de fréquence: [99,60938; 148,01; 198,55] Hz dûes à l'excitation du réseau électrique dont sa fréquence caractéristique défini par le tableau I (annexe A), est de [1,

2, 3, 4] fois F_e , où F_e est la fréquence d'excitation électrique. Ces pics sont observés et apparaissent dans tous les spectres résultant de cette étude.

2. Des pics de fréquence de [1, 2, 3, 4, 5] fois F_r , où F_r la fréquence de rotation de l'arbre. Ces pics sont attachés à un défaut de mésalignement. Les amplitudes de ces pics sont respectivement : [4.69, 7.089, 6.15, 3.917] $\exp(-3) \text{ m/s}^2$.

3. D'autres pics apparaissent à des fréquences de : 187.5 Hz et 378.906 Hz dont on ignore l'origine.

A la vitesse de rotation de 1500tr/min ou $F_r=25.39 \text{ Hz}$ (figure V.2), on observe :

1. Des pics à des fréquences : [100.585, 151, 200.19] Hz. Les origines de ces pics sont dues à l'excitation électrique du réseau.

2. Des pics de fréquence de [1, 2, 3, 4, 5] fois F_r , résultant d'un défaut de mésalignement dont sa fréquence caractéristique est montrée au niveau du tableau I (annexe A). Les amplitudes de ces pics sont comme suit : [32.15, 45.93, 83.86, 28.22, 20.52] $\exp(-3) \text{ m/s}^2$.

Une comparaison des deux spectres montre une nette différence en amplitudes des pics. Cette dernière représente le défaut de mésalignement. Cette différence est due à l'augmentation de la fréquence de rotation.

Donc on peut conclure que l'augmentation de la fréquence de rotation met mieux en évidence quant à l'identification et la détermination de défaut.

Une autre remarque est la superposition des pics tels que $1 \cdot F_e$ et $2 \cdot F_r$; $2 \cdot F_e$ et $4 \cdot F_r$.

2^{ème} cas : roulement comporte un défaut de bague externe :

A la vitesse de rotation de 1000 tr/min (figure V.3), on observe les pics suivants :

1. Un pic à une fréquence d'environ 121 Hz correspondant à une fréquence caractéristique du défaut de la bague externe du roulement. Ceci est justifié par les fréquences calculées et données au tableau (IV.1) ($f_{be}=121\text{Hz}$). L'amplitude de l'accélération de ce pic obtenu par le logiciel "Origine 7.5", est de $29.35 \exp(-3) \text{ m/s}^2$.

2. Un pic apparaît à la fréquence de 16.66 Hz caractérisant le défaut de mésalignement. La fréquence qui caractérise le défaut de mésalignement est $1 \cdot F_r$ de l'arbre. L'amplitude de l'accélération de ce pic est de $20.5 \exp(-3) \text{ m/s}^2$.

3. D'autres pics apparaissent à des fréquences de 273.44 Hz, 575.20 Hz et 923.82 Hz dont on ignore l'origine.

Pour le cas où la vitesse de rotation de l'arbre est de 1500 tr/min (25.39 Hz) ; (figure V.4) des pics apparaissent à des fréquences de 25.39 Hz, 183.6 Hz. Ces pics correspondent à un défaut de mésalignement, et un défaut de la bague externe du roulement. L'amplitude de l'accélération des deux pics est donnée par le logiciel "Origine 7.5", est de $43.7382 \exp(-3) \text{ m/s}^2$ et $33.82 \exp(-3) \text{ m/s}^2$ respectivement. D'autres pics sont toujours observés et on ignore l'origine.

3^{ème} cas : roulement avec un défaut de bille :

Pour les deux vitesses de rotation de 1000 tr/min et 1500 tr/min (figures V.5, V.6) on remarque des pics à des fréquences [1, 2, 3] fois F_r dûes au défaut de désalignement. Ces pics ont des amplitudes différentes. On remarque que les amplitudes des pics de fréquence de 25.39 Hz sont supérieures à celles des pics de fréquence de rotation 16.66 Hz.

Sur le spectre où la fréquence de rotation est de 16.66 Hz (figure V.5), on n'a pas pu identifier les pics caractérisant le défaut de bille à cause de la non gravité du défaut. Par contre pour une fréquence de rotation de 25.39 Hz et toujours avec le même défaut de bille (figure V.6), les pics caractérisant le défaut de bille apparaissent à une fréquence voisinant de 87.89 Hz avec une amplitude de $28.69 \exp(-3) \text{ m/s}^2$. Ceci montre encore une fois de plus l'influence de la vitesse de rotation sur l'identification et la détermination des défauts de roulement.

4^{ème} cas : roulement à un défaut au niveau de la cage :

La figure (V.7) représente le spectre FFT du signal de roulement avec un défaut au niveau de la cage. La fréquence de rotation est de 16.66 Hz. La non clarté du pic caractérisant le défaut de la cage est due à la gravité du défaut. Sur ce spectre sont observés aussi les pics suivants :

1. des pics à des fréquences (1, 2, 3) fois F_r correspondent au défaut de mésalignement. Leurs amplitudes sont : $[4.65 ; 8.7 ; 15.47] \exp(-3) \text{ m/s}^2$, respectivement.
2. des pics de fréquences de [1, 2, 3, 4] fois F_e dues à l'excitation du réseau électrique.
3. d'autres pics de fréquence [163.085 ; 225.58 ; 299.80 ; 379.882 ; 489.257] Hz dont on ignore l'origine.

Pour une fréquence de rotation $Fr=25.39$ Hz (figure V.8), apparaissent des pics caractérisant les défauts de mésalignement ainsi que l'excitation électrique du réseau. Mais le pic identifiant le défaut de la cage n'apparaissent pas sur le spectre. Cette difficulté est due à la limitation de la méthode qu'à la non gravité du défaut.

5^{ème} cas : roulement avec défaut de jeu sur la bague externe :

A une fréquence de rotation de 16.66Hz et pour les deux point de mesures (figures V.9 et V.10), on observe des pics de fréquence [1, 2, 3, 4, 5] fois Fr caractérisant le défaut de désalignement. D'autres pics sont observés à une fréquence inférieure à celle qui caractérise le défaut de désalignement. Cette différence est entre [1.2 jusqu'à 2.1]Hz. On peut dire que ces pics à un défaut de jeu au niveau de la bague externe.

Les mêmes phénomènes apparaissant à la vitesse de rotation de 1500tr/min (figures V.11 et V.12).

6^{ème} cas : roulement avec défaut de la bague externe soumis à la charge de l'arbre :

A une vitesse de rotation de l'arbre de 1000 tr/min ($Fr=16.66$ Hz) (figureV.13) on observe un manque de clarté dans le spectre. On utilise donc le Zooming pour agrandir le spectre (figure V.15). Un pic dont la fréquence est tells que de rotation de l'arbre correspond au défaut de mésalignement son amplitude est de 6.14×10^{-3} m/s². Des pics de (51.75, 102.53, 152.32) Hz qui correspondent à notre connaissance (1, 2, 3) fois F_e (F_e : la fréquence du réseau électrique). Un pic de fréquence autour de 122 Hz qui caractérise le défaut de la bague externe à une amplitude de 24.46mm/s² qui a été mis en évidence par l'utilisation du logiciel nommé "Origine 7.5". Un pic autour de 875,97 Hz représente sept (07) fois la fréquence caractéristique de la bague externe.

Le spectre présenté sur la figure (V.14) est pour le cas où la vitesse de rotation est de 1500tr/min. due à la non clarté du spectre, on procède au le Zoom pour agrandir le spectre (figureV.16). Un pic d'amplitude d'accélération de 20.28 mm/s² dont la fréquence est autour de 167.3Hz caractérisant le défaut de la bague externe. Des pics de fréquences (1,2,3..) fois Fr caractérisent le défaut de mésalignement. Des pics dont on ignore l'origine sont observés à des fréquences (143.55, 319.33, 873.04) Hz apparaissant aussi des pics correspond à l'excitation du réseau électrique (48.06, 99.60) Hz.

V.3 Analyse des signaux expérimentaux par la détection d'enveloppe :

La méthode d'analyse par la détection d'enveloppe est l'une des méthodes nouvelles les plus utilisées pour l'analyse des signaux vibratoires ont l'origine les défauts de roulement ou l'engrenage.

1. Description de la méthode :

L'analyse par la détection d'enveloppe d'un signal est un outil particulièrement efficace pour la recherche des informations fréquentielles contenu dans un signal périodique complexe rencontré dans la surveillance des machines tournantes [39]. Ainsi, un défaut localisé dans un roulement se traduit par l'application d'une impulsion périodique dans le signal temporel, et pour le diagnostic. La transformée de Hilbert permet de calculer l'enveloppe d'un signal $s(t)$ qui est définie par la formule suivante [40]:

$$H[s(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{s(\tau)}{t - \tau} d\tau = \bar{s}(t) \quad (V.1)$$

Ceci constitue la partie imaginaire du signal analytique défini par :

$$z(t) = s(t) + j\bar{s}(t) = |s(t)|e^{i\theta(t)} \quad (V.2)$$

$$\text{Où } \theta(t) = \arctg \left[\frac{\bar{s}(t)}{s(t)} \right]$$

Le module du signal analytique $s(t)$ est défini par :

$$|z(t)| = \sqrt{s^2(t) + \bar{s}^2(t)}.$$

$|z(t)|$ Représente l'enveloppe de temps du signal $s(t)$. L'enveloppe de temps calculée par la transformée d'Hilbert peut être utile dans le cas de la détection de défaut de roulement ou la détection de défaut d'engrenage [40].

La technique de détection d'enveloppe se décompose en trois étapes. Dans la première, on réalise le filtrage passe-bande du signal $x(t)$ autour d'une fréquence particulière (en générale la fréquence de résonance), en suite on calcule le carré du signal et finalement, on filtre le signal obtenu pour obtenir l'enveloppe du signal [39].

2. Analyse des signaux expérimentaux :

Dans cette étude, on a calculé l'enveloppe du temps (The time envelope) par la transformée d'Hilbert. Des programmes de MATLAB ont été mis en application pour exécuter les signaux analyses par la FFT, l'un de ces programmes est celui noté ci-dessous :

```
a=xlsread('classeur6');
plot(a(1:2047,1),a(1:2047,2));
xlabel('time (seconds)')
ylabel('amplitude(g)')
grid
title('signal N°1')
n=1/2.047:1/2.047:1000;
y=fft(a(1:2047,2));
%figure ;
plot(n,abs(y));grid
x=a(1:2047,2);
z=a(1:2047,1);
X=y.*y;
H=hilbert(X);
E=[X+abs(H)].^(1/2);
plot(z,E);grid
```

Les figures (V.17) et (V.18) représentent l'analyse d'enveloppe des signaux de roulement sans défauts avec les fréquences de rotation de 16.66 Hz et 25.39 Hz.

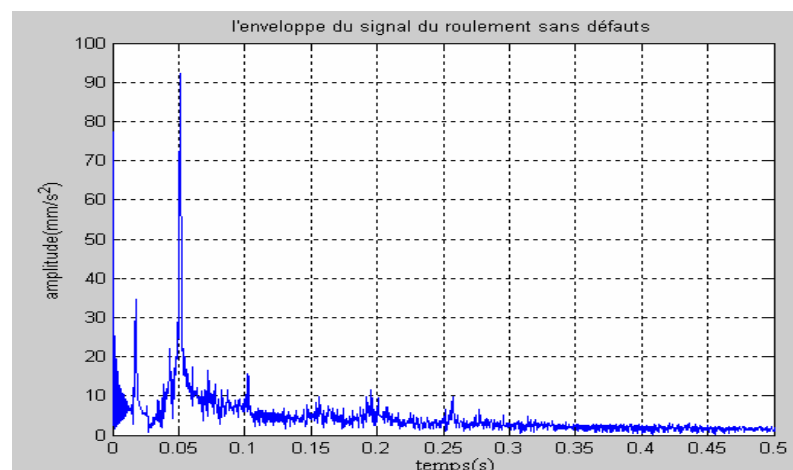


Figure V.17. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement sans défauts. $F_r=16.66\text{Hz}$.

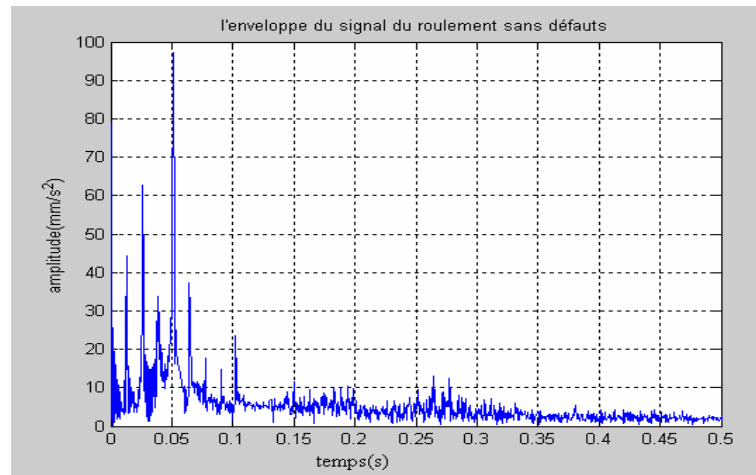


Figure V.18. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement
sans défaut. $Fr=25.39\text{Hz}$.

Les figures (V.19) et (V.20) représentent l'analyse d'enveloppe des spectres de roulement avec défauts de la bague externe ; les fréquences de rotation de 16.66Hz et 25.39Hz

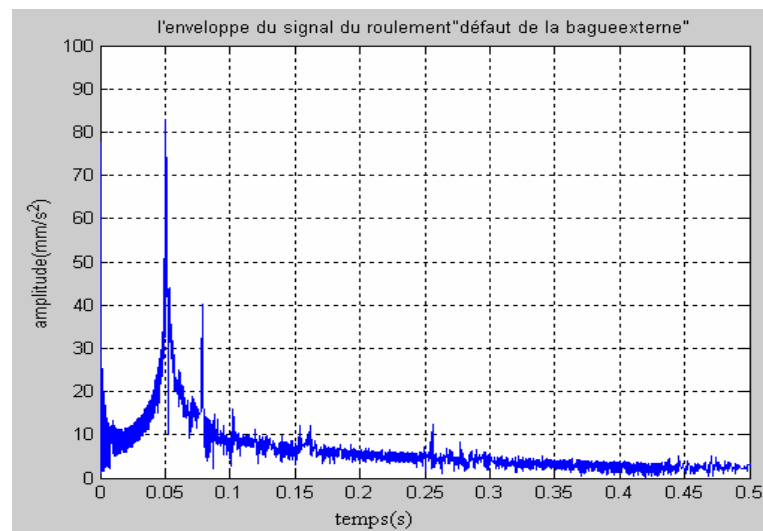


Figure V.19. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement
avec défaut de la bague externe. $Fr=16.66\text{Hz}$

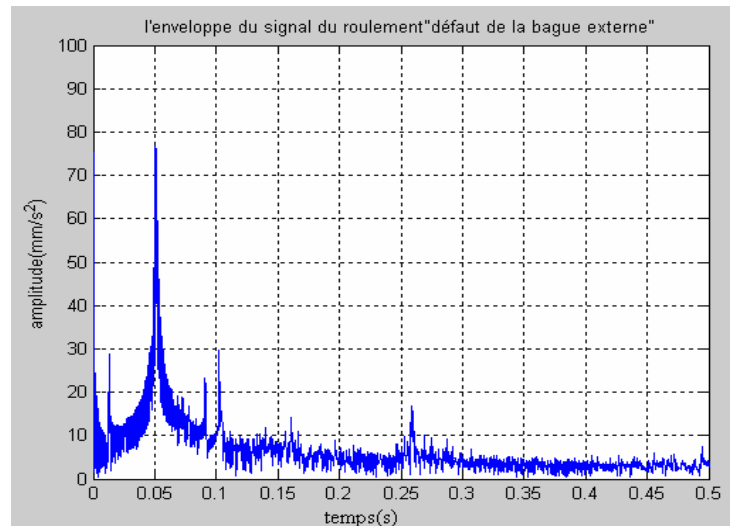


Figure V.20. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la bague externe. $Fr=25.39\text{Hz}$.

Les figures (V.21) et (V.22) représentent l'analyse d'enveloppe des signaux de roulement avec défauts de la bille ; les fréquences de rotation de 16.66Hz et 25.39Hz .

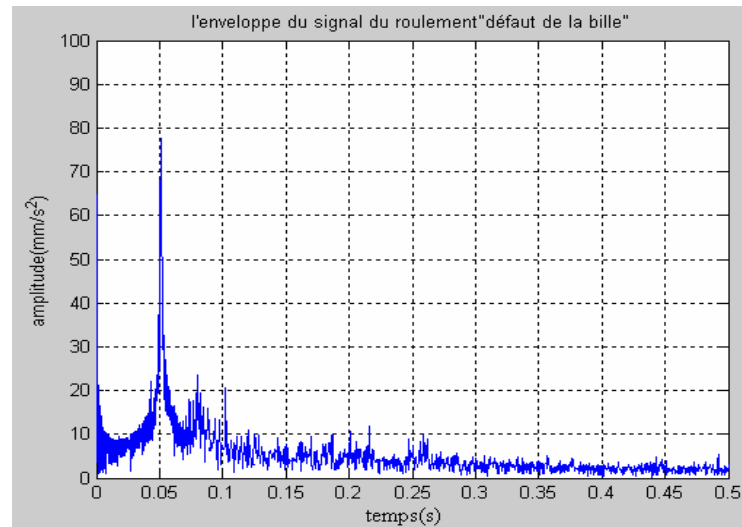


Figure V.21. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la bille. $Fr=16.66\text{Hz}$

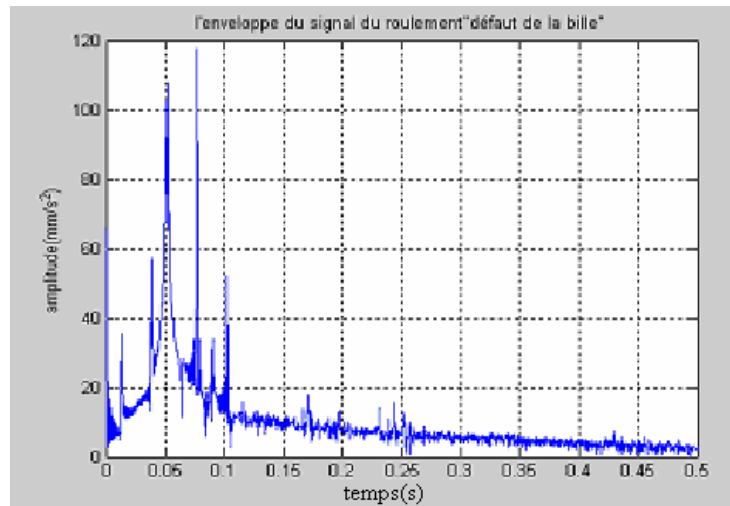


Figure V.22. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la bille. $F_r=25.39\text{Hz}$

Les figures (V.23) et (V.24) représentent l'analyse d'enveloppe des signaux de roulement avec défauts de la cage ; les fréquences de rotation de 16.66Hz et 25.39Hz.

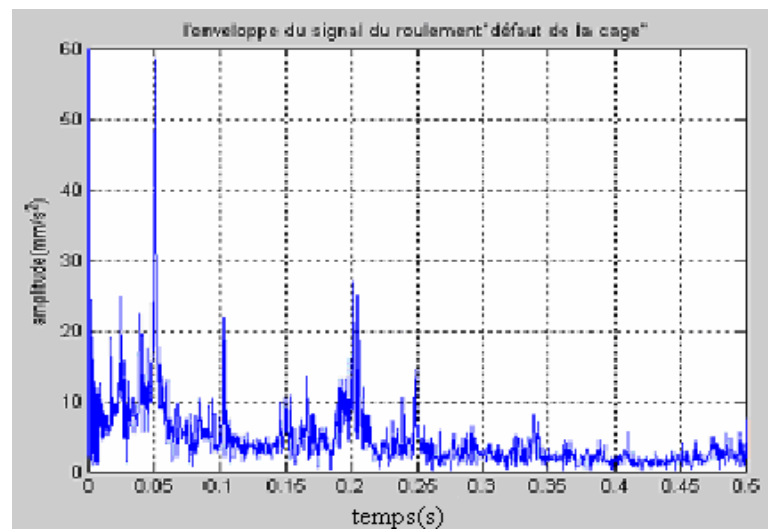


Figure V.23. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la cage. $F_r=16.66\text{Hz}$

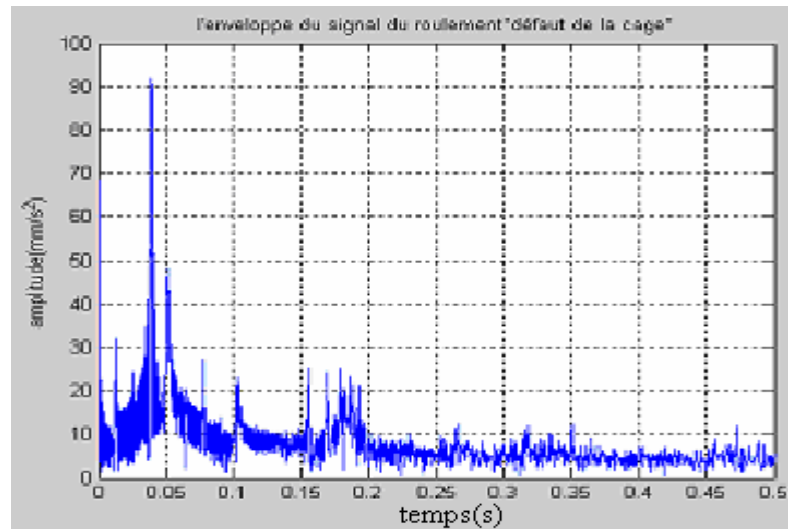


Figure V.24. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement avec défaut de la cage. $Fr = 25.39\text{Hz}$.

Les figures (V.25) et (V.26) représentent l'analyse d'enveloppe des signaux de roulement avec défauts de la bague externe dans le cas où le roulement est soumis à la charge de l'arbre (arbre non chargé) ; les fréquences de rotation sont de 16.66Hz et 25.39Hz .

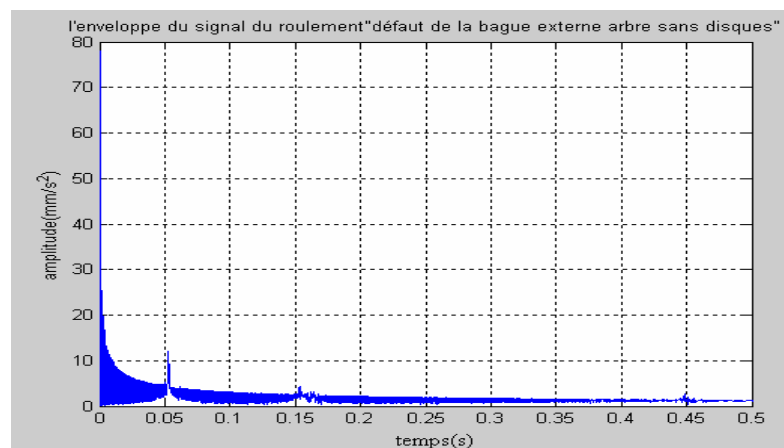


Figure V.25. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre (arbre non chargé). $Fr = 16.66\text{Hz}$.

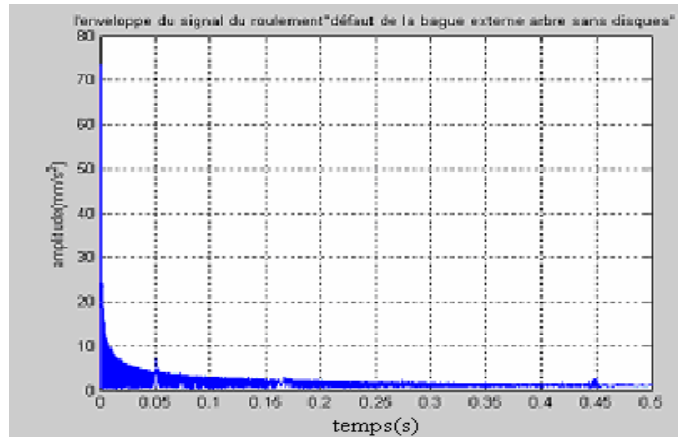


Figure. V.26. Spectre d'enveloppe du temps du signal de roulement soumis à la charge de l'arbre (arbre non chargé). $Fr=25.39\text{Hz}$.

3. Discussion des résultats :

Dans cette étude on a calculé l'enveloppe du temps (The time envelope) par la transformée d'Hilbert du signal expérimental. L'analyse par la détection d'enveloppe est faite utilisant un programme sous MATLAB.

Les pics observés sur les figures (V.17) et (V.18) représentent le temps correspondant à la fréquence qui caractérise les défauts de désalignement et l'excitation électrique.

Les figures (V.19) et (V.20) représentent les spectres d'enveloppe du temps correspondant aux fréquences caractérisant le défaut de la bague externe. Le temps et l'amplitude sont déterminés par le Zoom sous MATLAB, pour :

$$Fr = 16.66\text{Hz}, t=0.0785\text{s et Acc}=40 \text{ mm/s}^2.$$

$$Fr = 25.39\text{Hz}, t=0.091\text{s et Acc}=23.3 \text{ mm/s}^2.$$

Sur les figures (V.21), (V.22), (V.23) et (V.24), on représente les spectres d'enveloppe du temps de défaut de bille ainsi que la cage respectivement. Les pics observés représentent le temps synchronise au fréquences caractérisant les défauts de la bille, la cage, le désalignement et d'autre pics qui ne paraît a aucun défauts.

Les figures (V.25) et (V.26) représentent les spectres d'enveloppe des signaux pour un roulement à un défaut sur la bague externe soumis seulement à la charge de l'arbre.

L'analyse d'enveloppe des spectres est présentée sur les, les caractéristiques des pics sont pour :

$$Fr=16.66\text{Hz}, t= 0.051\text{s et Acc}=7\text{mm/s}^2.$$

$$Fr=25.39\text{Hz}, t=0.0525\text{s et Acc}=12\text{mm/s}^2.$$

Conclusion :

L'analyse des signaux vibratoires des défauts de roulement par l'analyse de Fourier. Donne des résultats limités ce qui impose l'utilisation des méthodes complémentaires telles que le Zoom, et la détection par analyse d'enveloppe.

D'après les résultats obtenus par la transformée de Fourier rapide, on a caractérisé le défaut de jeu entre la bague externe et le porte du roulement où on a identifier la fréquence qui caractérise le défaut de jeu du roulement. La détermination et la détection de défauts de machine tournante sont faciles lorsque les éléments de la machine supportent des charges et tourne à des vitesses supérieures.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE :

La surveillance des machines tournantes par l'analyse vibratoire est parmi les préoccupations les plus primordiales et pour chercheurs ainsi que les industriels et ce pour l'apport qu'elle fournit de façon continue. Le contrôle des machines tournantes et leur surveillance se fait par l'acquisition d'un signal quelconque, qui par la suite, sera comparé à un seuil de la valeur d'un indicateur issue d'un traitement extrêmement simple du même signal vibratoire.

Aujourd'hui, la surveillance par l'analyse vibratoire est mieux connue, mieux appliquée, et connaît un nouvel essor et s'implante de plus en plus dans des secteurs industriels de plus, et cela grâce au développement des techniques modernes du traitement du signal.

Outre les possibilités offertes par ces techniques au niveau du diagnostic de l'état de la machine tournante permettant de définir des indicateurs de surveillance très sensibles pour la détection et le suivi d'un certain nombre de défauts. Ces indicateurs permettent la mise en évidence à un stade précoce, le suivi de l'évolution des défauts en temps réel par ordinateur tels que le jeu d'accouplement, fissure, écaillage de la bague de roulement, fissure de dents d'engrenage....etc, qui sont inaccessibles aux indicateurs classiques de la surveillance vibratoire.

Après la présent étude, l'acquisition des signaux issus des défauts de roulements, on a pu exécuter leur analyse par la transformée de Fourier FFT qui donne des résultats fiables dans le cas des signaux périodiques et stationnaires. Dans le cas d'autres signaux complexes, l'utilisation des techniques complémentaires telle que l'analyse par la détection d'enveloppe s'impose.

Dans cette étude, on a identifié quelques défauts spécifiques par la détermination de leurs fréquences caractéristiques et l'influence de la vitesse de rotation sur la dégradation des roulements et l'identification des défauts. Dans ce travail aussi on a caractérisé le défaut de jeu au niveau de la bague externe.

L'étude du cas de l'influence de la charge sur la détection et l'identification des défauts de roulements nous a permis de conclure qu'elle a un effet considérable sur la gravité du défaut.

L'étude cinématique du roulement et la modélisation des fréquences caractéristiques des défauts ont été faite pour faciliter la simulation numérique des défauts dans les prochains travaux concernant ce thème. On a réalisé un prototype d'un système expert pour la surveillance continue d'une machine tournante.

On souhaiterait, dans le futur une recherche approfondie dans le sujet par l'étude de l'influence de la variation de la charge sur la nature et la gravité du défaut, ainsi que l'étude de l'évolution du défaut dans le temps sans oublier l'utilisation d'autres techniques d'analyse telle que l'analyse par la transformée en ondelettes, ainsi que la continuité dans le développement du système expert proposé.

Références Bibliographiques

References Bibliographiques:

- [1] **S. Edwards**, A.W. Lees, M.I. Friswell ; Fault diagnosis of rotating machinery. Shock and Vibration Digest, Vol. 30, No. 1, pp. 4-13, 1998.
- [2] **STEWART**, R.M., 1976, "Vibration analysis as an aid to the detection and diagnosis of faults in rotating machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 223-229.
- [3] **SMITH**, D.M., 1980, "Recognition of the causes of rotor vibration in turbo machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers -Vibrations in Rotating Machinery, pp. 1-4.
- [4] **TAYLOR**, J.I., 1995, "Back to the basics of rotating machinery vibration analysis," Sound and Vibration, Vol. 29(2), pp. 12-16.
- [5] **DOWNHAM**, E., 1976, "Vibration in rotating machinery: malfunction diagnosis - Art & Science," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Vibrations in Rotating Machinery, pp. 1-6.
- [6] **THOMAS**, D.L., 1984, "Vibration monitoring strategy for large turbogenerators," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 91-99.
- [7] **Mac FADDEN**, P. D. and Smith, J. D., 1985, "A signal processing technique for detecting local defects in a gear from the signal averaging of vibration," Proc. Instn. Mech. Engrs, 199(c4), ImechE-1985.
- [8] **Göttlich**, E.H., 1988, "A method for overall condition monitoring by controlling the efficiency and vibration level of rotating machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 445-447.
- [9] **Hill**, J.W., and Baines, N.C., 1988, "Application of an expert system to rotating machinery health monitoring," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 449-454.
- [10] **He**, Z.J., Sheng, Y.D., and Qu, L.S., 1990, "Rub Failure Signature Analysis for Large Rotating Machinery," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 4(5), pp. 417-424.
- [11] **CEMPEL**, C., 1991, "Condition evolution of machinery and its assesement from passive diagnostic experiment," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 5(4), pp. 317-326
- [12] **Su**, Y.T., and Lin, S.J., 1992, "On initial fault-detection of a tapered roller bearing - frequency-domain analysis," Journal of Sound and Vibration, Vol. 155(1), pp. 75-84.
- [13] **Mac FADDEN**, P.D., and Smith, J.D., 1984, "Model for the vibration produced by a single defect in a rolling element bearing," Journal of Sound and Vibration, Vol. 96, pp. 69-92.
- [14] **LEE**, C.W., Joh, Y.D., and Kim, Y.D., 1990, "Automatic modal balancing of flexible rotors during operation-computer-controlled balancing head," Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part C - Mechanical Engineering Science, Vol. 204(1), pp. 19-28.

- [15] **ISMAIL** Fathy, **MARTIN** Hugh. R. et Farag **OMAR**. «A statistical index for monitoring tooth cracks in a gearbox, ASME. 1995 Design Engineering Technical Conferences, vol. 3, 1995, p. 1413- 1418
- [16] **SEKHAR, A.S.**, and Prabhu, B.S., 1995, "Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery" *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 185(4), pp. 655-671.
- [17] **HALLIWELL, N.A.**, 1996, "The laser torsional vibrometer - A Step Forward in Rotating Machinery Diagnostics," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 190(3), pp. 399-418.
- [18] **SMALLEY, A.J.**, Baldwin, R.M., Mauney, D.A., and Millwater, H.R., 1996, "Towards risk based criteria for rotor vibration," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery*, pp. 517-527.
- [19] **Shiroishi.J;** Y. Li, S. Liang; S. Danyluk; T. Kurfess 1999 ''Vibration analysis for bearing outer race condition diagnostics'', *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences* vol.21 no.3 Rio de Janeiro Sept. 1999.
- [20] **CAPDESSUS. C.**, M.Sid Ahmed et J.L.Lacoume 2000, '' Cyclostationary processes: application In gear faults early diagnosis'' *Mechanical Systems and Signal Processing* (2000) 14(3), pp 371/385.
- [21] **MILOUDI, A** et Bezouene, B ; Communication : utilisation de l'analyse cepstrale dans le diagnostic des roulements. Actes des 4èmes congrès Maghrébines d'étude de Génie Mécanique, JMEGM'99, Tome 2 ; pp 129-134 28-30 novembre 1999, Constantine, Algérie.
- [22] **RUBINI R.** And U. Meneghetti 2001: Aapplication of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings, *Mechanical Systems and Signal Processing* (2001) Vol 15(2), 287/302
- [23] **Z.K. Penga**, F.L. Chua, et Peter W. Tseb 2003: Detection of the rubbing-caused impacts for rotor-stator fault diagnosis using reassigned scalogram'' *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) pp 391-409.
- [24] **QLAO Sun;** Ping Chen Dajun Zhang 2004, ''Pattern recognition for automatic machinery fault diagnosis'' *Journal of Vibration and Acoustics* 2004 by ASME April 2004, Vol. 126 pp 307/316.
- [25] **ABDULLAH M.** Al-Ghamd, et David Mba ''A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size '' *Mechanical Systems and Signal Processing* .26/01/2005.
- [26] **AUGEIX David** ; Analyse vibratoire des machines tournantes BM 5 145 T.ING 2005.
- [27] **BRUEL & Kjaer Vibro** ; Défauts d'arbre Octobre 2001.
- [28] **BOULANGER Alain** ; Surveillance des machines tournante par analyse vibratoire, édition DUNOD 2002.
- [29] **B.K Vibro** ; Stage MC-introduction à la détection des défauts Bruel & Kjaer Vibro Novembre 2002
- [30] **CATANIE.F** ; Méthodes paramétriques d'analyse spectrale de signaux stationnaire, 1985.

- [31] **BIGRET.R** & **FERON J.-L.**, Diagnostic–Maintenance Disponibilité des Machines Tournantes, édition MASSON 1995.
- [32] **PING Chen**: Bearing condition monitoring and fault diagnosis, these doctorat 2000, The University of Calgary. Canada.
- [33] **JACQUES Morel** ; Surveillance vibratoire et maintenance prédictive, édition E Yrolles 1992.
- [34] **PAUL D.** Samuel, Darryll J. Pines, A review of vibration-based techniques for helicopter transmission diagnostics, Journal of Sound and Vibration 282 (2005) 475–508.
- [35] **GUILLAUME D** ; Détection précoce de la propagation de fissures dans les engrenages droits par analyse vibratoire. Mémoire présenté à la Faculté des études supérieures de l'université Laval pour l'obtention du grade de maître en sciences 2000.
- [36] **SID Ahmed** ; Panorama des méthodes d'analyse et de diagnostic des machines tournantes, Revue Française de Mécanique 1997 vol 4.
- [37] **GROSSMAN. M** Détection automatique d'évolution vibratoire des machines tournantes, Senlis France 1992.
- [38] **BOSMANS R.F** ; Acquisition de données transitoires, détection et diagnostic des avaries potentielles des machines tournantes, Mécanique Electricité Matériaux, n°426, 1988.
- [39] **DECOULON F** ; Théorie et traitement de signal. Edition Dunod 1984.
- [40] **SAFIZADEH Mir-Saeed** ; Diagnostic des machines dans le plan temps fréquence ; thèse doctorat 1999, école polytechnique de Montréal, CANADA
- [41] **MAX.J.** Méthodes et techniques de traitement du signal et applications aux mesures physiques, tome II Ed MASSON – Paris.
- [42] **KUNT.M.**, Traitement des signaux, édition DUNOD 3^e édition 1981.
- [43] **FRANCIS Cottet** ; Traitement des signaux et acquisition des données, 2^{ème} édition DUNOD –Paris.
- [44] **JOËL Le Roux** ; Techniques numériques pour le traitement de signal, Novembre 2000.
- [45] **DANIEL Dubois** ; Michel Kocher, Maurizio Tognolini : Traitement analogique du signal Version 1.1 Laboratoire de Traitement de Signal 9 février 2005.
- [46] **JEAN-Marie Dilhac** ; Traitement de signal, cours 3^{ème} années MIC-IMACS saint Etienne SICARD France.
- [47] **ROY. W. Michel** ; Modeling of rolling element bearing mechanics. October 1, 1994 Senior Engineering Specialist Product Analysis (Program Manager Strategic & Space Propulsion).
- [48] **T.ING**; Surveillance vibratoire et maintenance prédictive Techniques de l'Ingénieur, R 6 100 – 2005 Tech Inge 2005
- [49] **TANDON.N.**, BC Nakra ; «Vibration and acoustic techniques for the detection of defects in rolling element bearings-a review" the shock and vibration digest 1992-Vol 24 n°3-pp3-11.
- [50] **BADRI.B** ; Caractérisation numérique et expérimentale du comportement vibratoire des roulements endommagés. Thèse doctorat. L'école de Technologie Supérieure Tunisie.

- [51] **HEINZ.P. Bloch**, Freed.K Geitner ; Machinery failure analysis and troubleschooting 3 ed V°2 Gulf professional publishing ; Huston Texas USA 1999.
- [52] **T.I.Liu** ; J.H. SINGONAHALLI and N.R. IYER, Detection of roller bearing defects using expert system and fuzzy logic; Mechanical Systems and Signal Processing "1996'' 10(5)595 614

Annexes

Nature de défaut	Fréquences dominantes (Hz=tr/mn/60)	direction
Pièces tournantes déséquilibrées	1xFr	Radiale
Désalignement et torsion des axes	1x Fr, souvent 2x Fr Quelque fois 3,4 et 5x Fr	Radiale et axiale
Parties endommagées ou roulement cassé	Nombre d'impact en fonction de composition du roulement également vibrations hautes fréquences (2x60Hz) liées aux résonances des paliers	Radiale et axiale
Jeu des portées flottantes dans leurs cages	Sous harmoniques de Fr de l'axe $\frac{1}{2}$ ou $\frac{1}{3}$ x Fr	Surtout radiale
Fouettement à l'huile dans les paliers lisses	Légèrement inférieur à $\frac{1}{2}$ x Fr (42% à 48%)	Surtout radiale
Fouettement d'hystérise	F _c critique de l'arbre	Surtout radiale
Engrenage usées ou endommagée	Fréquence d'engrènement (Fr x n _{dent}) et harmonique	Radiale et axiale
Jeu mécanique	2 x Fr et 0,5; 1,5; 2,5; 3,5x Fr, etc	radiale
Mauvaise transmission	1, 2, 3 et 4x Fr de la courroie	radiale
Tourbillon d'huile dans le coussinet	<0,5x Fr (0,42- 0,48)	—
Forces et couples de déséquilibres	1x Fr et/ou multiple pour déséquilibre d'ordre plus élevés	Surtout radiale
Augmentation des turbulences	Fréquence de passage et harmonique	Radiale et axiale
Vibration par induction électrique	1x Fr ou 1 ou 2x Fréquence de synchrone	Radiale et axiale

Tableau récapitulatif des différents défauts d'une machine tournante [51].

1. Introduction :

Actuellement le progrès considérable de l'informatique et des outils de calcul numérique permet d'une part la conception et l'étude du comportement des systèmes mécaniques complexes, et d'autre part le développement des outils de diagnostic et l'amélioration des moyens de contrôle. Ces outils de diagnostic sont utilisés principalement dans le cadre de la maintenance préventive pour des motifs de rentabilité et de productivité. Ainsi faut-il prévenir tout endommagement accidentel des organes de machines – notamment les roulements – pour éviter le plus possible les arrêts des installations et les frais qui s'en suivent.

Dans le contexte général de l'automatisation du diagnostic des éléments de machines, nous essayerons de faire le calcul des différents efforts appliqué sur le roulement pour l'aide à la modélisation d'un élément fondamental dans les machines tournantes.

2. Caractéristiques des roulements :

Soit $(O, \vec{x}, \vec{y})$ le repère de travail considérer.

Où : O : désigne le centre de poussée.

$\vec{x}$: La direction axiale,

$\vec{y}$: La direction radiale.

Le roulement dans la figure (1) est soumis à une force externe dont la résultante définie par :

$$\vec{F} = F_a \vec{x} + F_r \vec{y} = F_r (tg \beta \vec{x} + \vec{y}) \quad (1)$$

Et d'autre part aux actions de contact. On paramètre par ψ_i la position $i^{\text{ème}}$ de l'élément roulant (ou de la bille).

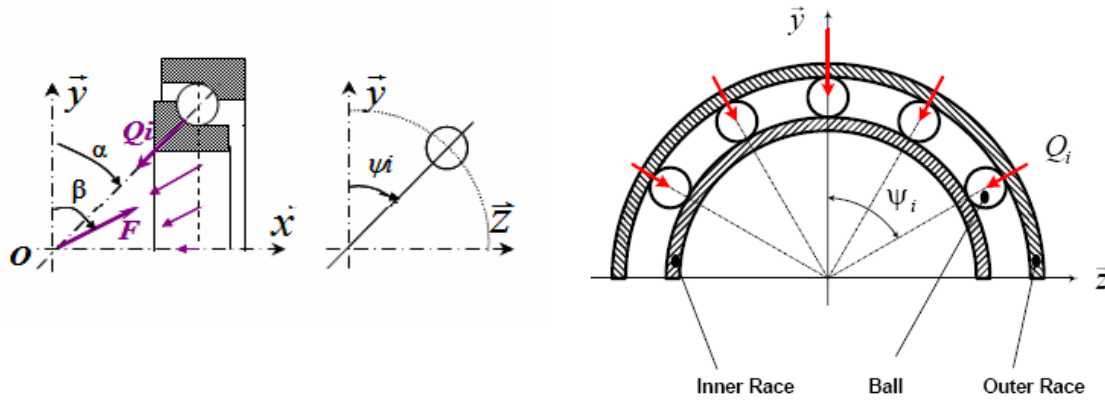


Figure.1 Structure et chargement d'un roulement à billes.

a. Angle de contact α :

L'angle de contact α est l'angle que fait la ligne de contact du roulement avec la direction radiale.

b. Paramètre de chargement ε :

Soit $\vec{\delta}(o)$ le déplacement rigide de la bague intérieure BI par rapport à la bague extérieure BE :

$$\vec{\delta}(o) = \delta_a \vec{x} + \delta_r \vec{y} \quad (2)$$

δ_a : la déflexion axiale,

δ_r : la déflexion radiale.

Soit δ_i le rapprochement des deux bagues selon la normale commune aux points de contact avec $i^{\text{ème}}$ élément roulant.

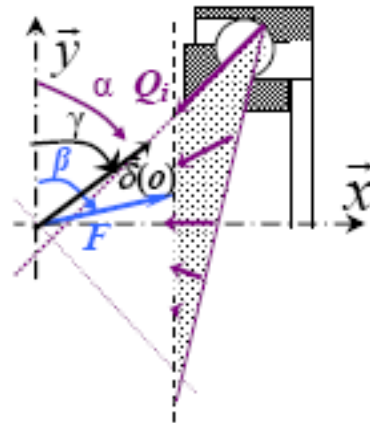


Figure .2 Le déplacement rigide de la bague interne BI

$$\delta_i = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\psi_i) \quad (3)$$

δ_i est maximal pour l'élément roulant le plus chargé.

$$\delta_{\max} = \delta a \cdot \sin \alpha + \delta r \cdot \cos \alpha \quad (.4)$$

(3) et (4) $\Rightarrow$:

$$\frac{\delta_i}{\delta_{\max}} = 1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \cdot \tan \alpha} \quad (5)$$

Par définition, le paramètre de chargement ε est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \cdot \tan \alpha \right] \quad (6)$$

(5) s'écrit alors :

$$\frac{\delta_i}{\delta_{\max}} = 1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2 \cdot \varepsilon} \quad (7)$$

c. Angle de chargement β :

L'angle de chargement β est l'angle que fait l'effort $\vec{F}$ avec la direction radiale. En écrivant la condition d'équilibre de la bague intérieure :

$$\vec{F} + \sum_{i=1}^{Nb} \vec{Q}_i = \vec{0} \quad (8)$$

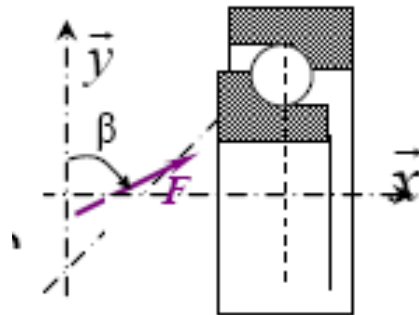


Figure.3 : L'angle de chargement β .

D'après la relation (8) on aboutit le système suivant :

$$\begin{cases} F_a - \sum_{i=1}^{Nb} Q_i \cdot \sin \alpha = 0 \\ F_r - \sum_{i=1}^{Nb} Q_i \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\psi_i) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Avec: Nb nombre d'éléments roulants.

Ce qui donne l'expression de l'angle β :

$$\tan \beta = \frac{F_a}{F_r} = \tan \alpha \frac{\sum_{i=1}^{Nb} Q_i}{\sum_{i=1}^{Nb} Q_i \cos(\psi_i)} \quad (10)$$

On a donc nécessairement $\tan \beta \geq \tan \alpha$

Les angles α et β étant compris entre 0 et π , on a alors la condition suivante :

$$\beta \geq \alpha$$

d. Angle maximal de chargement ψ_m :

L'angle maximal de chargement ψ_m est donné pour un rapprochement δ_i nul ce qui implique d'après (7) :

$$1 - \frac{1 - \cos(\psi_m)}{2 \cdot \varepsilon} = 0 \Rightarrow \psi_m = \pm \arccos(1 - 2 \cdot \varepsilon) \quad (11)$$

D'après Saddok et autre par conséquent, la charge appliquée sur n'importe quel bille localisée par l'angle ψ_i mesuré à partir de la direction de charge maximum, sera donnée

$$\text{par : } \begin{cases} Q_i = Q_{\max} \left[1 - (1 - \cos \psi_i) / (2 \cdot \varepsilon) \right]^{3/2} & -\psi_m \leq \psi_i \leq \psi_m \\ Q_i = 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (12)$$

Dans l'équation précédente, $Q_{\max}$ est la charge maximum affectant l'élément de roulement situé dans la même direction du composant radial.

e. Les efforts axial et radial appliqués :

En tenant compte les équations d'équilibre de la bague intérieure (8) et (9) et en utilisant la lois du comportement élastique des contacts liant δ_i et Q_i :

$$Q_i = K \delta_i^t \quad (13)$$

Où K et sont des constantes qui dépendent de la nature du contact, le système devient :

$$\begin{cases} F_a - \sum_{i=1}^{Nb} K \cdot \delta_i^t \cdot \sin \alpha = 0 \\ F_r - \sum_{i=1}^{Nb} K \cdot \delta_i^t \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\psi_i) = 0 \end{cases} \quad (14)$$

D'après (3) nous avons :

$$\begin{cases} F_a - \sum_{i=1}^{Nb} K \cdot \delta_{\max}^t \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]^t \cdot \sin \alpha = 0 \\ F_r - \sum_{i=1}^{Nb} K \cdot \delta_{\max}^t \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]^t \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\psi_i) = 0 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} F_a = Q_{\max} \cdot \sin \alpha \left(1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{E(Nb/2)} \left(1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right)^t \right) \\ F_r = Q_{\max} \cdot \cos \alpha \left(1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{E(Nb/2)} \left(1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right)^t \cdot \cos(\psi_i) \right) \end{cases} \quad (15)$$

En supposant que le nombre d'éléments roulants est assez grand, les expressions de F_a et F_r deviennent :

$$\begin{cases} F_a = Q_{\max} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{Nb}{\pi} \cdot \int_0^{\psi} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t d\psi \\ F_r = Q_{\max} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{Nb}{\pi} \cdot \int_0^{\psi} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t \cdot \cos(\psi) d\psi \end{cases} \quad (16)$$

Par la définition des intégrales de Sjoval :

$$\begin{cases} J_a = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\psi_m} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t d\psi \\ J_r = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\psi_m} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t \cdot \cos(\psi) d\psi \end{cases} \quad (17)$$

Les expressions de F_a et F_r deviennent alors :

$$\begin{cases} F_a = Nb \cdot Q_{\max} \cdot \sin \alpha \cdot J_a(\varepsilon) \\ F_r = Nb \cdot Q_{\max} \cdot \cos \alpha \cdot J_r(\varepsilon) \end{cases} \quad (18)$$

f. La charge maximale :

La charge maximale Q_{max} agissent sur l'élément roulant le plus chargé est :

$$Q_{max} = \frac{F_a}{Nb.J_a(\varepsilon).\sin \alpha} = \frac{F_r}{Nb.J_r(\varepsilon).\cos \alpha} \quad (19)$$

g. Déplacement maximal, déflexion axiale, déflexion radiale :

Le de placement max δ_{max} au niveau de l'élément roulant le plus chargé est :

$$\delta_{max} = \left[\frac{Q_{max}}{K} \right]^{\frac{1}{t}} \quad (20)$$

Dans le cas des roulements à billes et pour les aciers AFNOR 100 C6 de module de Young égale à $2.1 \cdot 10^5$ MPa et de coefficient de poisson $\nu \approx 0.3$, on obtient la formule suivante :

$$\delta_{max} = 4.5 \cdot 10^{-4} \frac{Q_{max}^{2/3}}{d^{1/3}} \quad (21)$$

Où d : et le diamètre de la bille en mm.

On déduit les déflexion axiale δ_a et radiale δ_r à partir de (6) et (7) :

$$\delta_a = \delta_{max} \frac{2\varepsilon - 1}{2\varepsilon.\sin \alpha} \quad (22)$$

et

$$\delta_r = \delta_{max} \frac{1}{2\varepsilon.\cos \alpha} \quad (23)$$

h. Expression de la charge Q_i :

Les d'après les relations (3) et (13) deviennent:

$$\frac{Q_i}{Q_{max}} = \frac{K\delta_i^t}{K\delta_{max}^t} = \left(\frac{\delta_i}{\delta_{max}} \right)^t = \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]^t \quad (24)$$

La formule de la distribution de la charge est donnée par la relation suivante:

$$Q_i = Q_{max} \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]^t \quad (25)$$

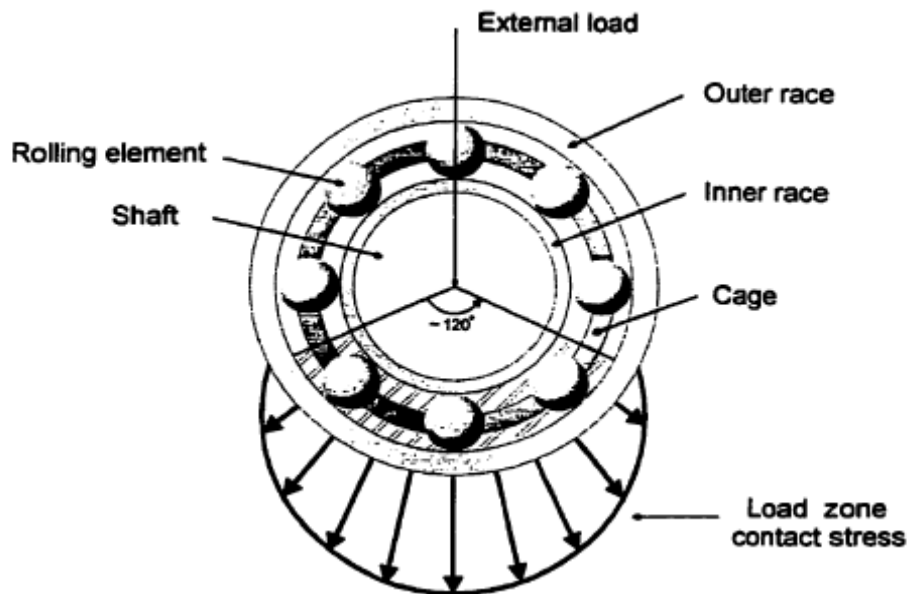


Figure VI.4 roulement sous charge [24].

3 Modèle de vibration de la structure mécanique de roulement :

3.1 Introduction:

L'action d'excitation dans le roulement est due à l'enlèvement de grandes parties de surfaces à cause de la fatigue des couches superficielles. Au cours du fonctionnement les zones détériorent ou déformées comme conséquent produisent des impulsion de choc. L'occurrence soudaine et la courte durée sont les dispositifs communs caractérisant de telles forces d'excitation. Après réception d'une impulsion de choc former un défaut localisé de position angulaire θ . Par conséquent, la forme déformée sera elliptique, avec le long d'axe sans interruption fermé clef dans la direction du défaut.

La figure suivante représente un schéma on simulant le roulement comme un système vibratoire d'où les bagues interne et externe sont représentées par deux masses et deux ressorts, le film fluide est représenté par un ressort et un amortisseur ainsi que la bille est présentée par un masse.

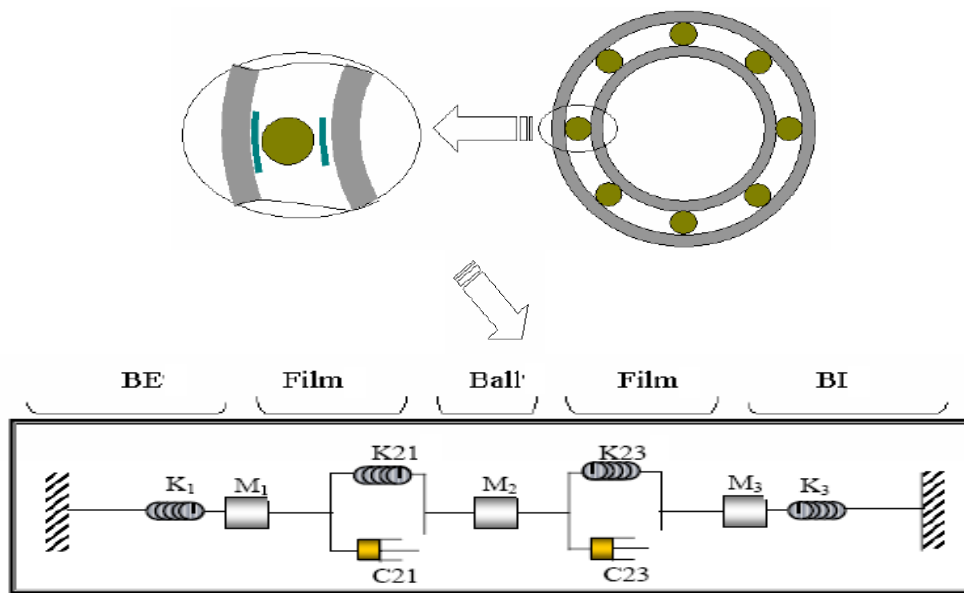


Figure VI.5. Le modèle du roulement suivant une ligne radiale

Où :

K_{21} : la rigidité du film d'huile entre les billes et la BE [$N.m^{-1}$].

K_{23} : la rigidité du film d'huile entre les billes et la BI [$N.m^{-1}$].

C_{21} : l'amortissement du film d'huile entre les billes et la BE [$N.s.m^{-1}$].

C_{23} : l'amortissement du film d'huile entre les billes et la BI [$N.s.m^{-1}$].

M_1 : la masse de la bague extérieure [Kg].

M_2 : la masse de la bille [Kg].

M_3 : la masse de la bague intérieure [Kg].

K_1 : la rigidité de la bague extérieure [$N.m^{-1}$].

K_3 : la rigidité de la bague intérieure [$N.m^{-1}$].

3.2. Mise en équation du problème :

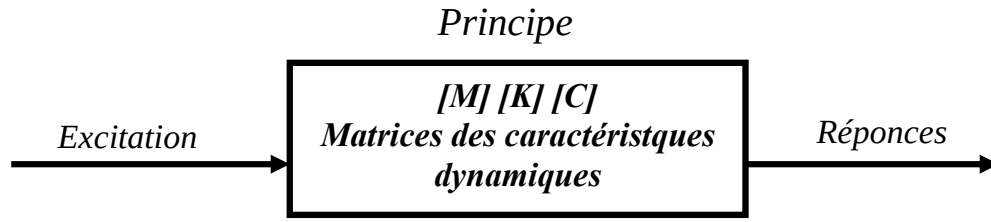
La résolution des équations de ce système (figure VI.5) sert à la détermination de la matrice de rigidité des :

Raideurs des ressorts [K_{ij}] ;

Facteurs d'amortissement des films de l'huile [C_{ij}] ;

Et des masses [M_i].

Le principe du système est défini par le schéma suivant :



En appliquant le principe fondamental de la dynamique au système :

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = m\vec{\gamma} \quad (26)$$

On obtient alors le système d'équation suivant:

$$\begin{cases} F1 - K1.y1 - C21*(\dot{y}1 - \dot{y}2) - K21*(y1 - y2) = M1.\ddot{y}1 \\ F2 - K21*(y2 - y1) - C21*(\dot{y}2 - \dot{y}1) - K23*(y2 - y3) - C23(\dot{y}2 - \dot{y}3) = M2.\ddot{y}2 \\ F3 - K3.y3 - K23*(y3 - y2) - C23*(\dot{y}3 - \dot{y}2) = -M3.\ddot{y}3 \end{cases} \quad (27)$$

Alors le système d'équation (VI.27) devient comme suit :

$$\begin{cases} K1.y1 + M1.\ddot{y}1 + C21*(\dot{y}1 - \dot{y}2) + K21*(y1 - y2) = F1 \\ K21*(y2 - y1) + C21*(\dot{y}2 - \dot{y}1) + M2.\ddot{y}2 + K23*(y2 - y3) + C23(\dot{y}2 - \dot{y}3) = F2 \\ K3.y3 + M3.\ddot{y}3 + K23*(y3 - y2) + C23*(\dot{y}3 - \dot{y}2) = F3 \end{cases} \quad (28)$$

$\Rightarrow$

$$\begin{cases} M1.\ddot{y}1 + C21.\dot{y}1 - C21.\dot{y}2 + (K1 + K21).y1 - K21.y2 = F1 \\ M2.\ddot{y}2 - C21.\dot{y}1 + (C21 + C23).\dot{y}2 - C23.\dot{y}3 - K12.y1 + (K12 + K23).y2 - k23.y3 = F2 \\ M3.\ddot{y}3 + C23.\dot{y}3 - C23.\dot{y}2 + (K3 + K23).y3 - K23.y2 = F3 \end{cases} \quad (29)$$

Le système d'équation devient sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} K1 + K21 & -K21 & 0 \\ -K21 & K21 + K23 & -K23 \\ 0 & -K23 & K3 + K23 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} y1 \\ y2 \\ y3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C21 & -C21 & 0 \\ -C21 & C21 + C23 & C23 \\ 0 & -C23 & C23 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{y}1 \\ \dot{y}2 \\ \dot{y}3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M1 & 0 & 0 \\ 0 & M2 & 0 \\ 0 & 0 & M3 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{y}1 \\ \ddot{y}2 \\ \ddot{y}3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \end{bmatrix} \quad (30)$$

Ou sous la forme :

$$[K_{ij}] * [y_i] + [C_{ij}] * [\dot{y}_i] + [M_i] * [\ddot{y}_i] = [F_i]$$

La matrice de rigidité des raideurs des ressorts est de :

$$[K_{ij}] = \begin{bmatrix} K1+K21 & -K21 & 0 \\ -K21 & K21+K23 & -K23 \\ 0 & -K23 & K3+K23 \end{bmatrix}$$

La matrice de rigidité des facteurs d'amortissement est de :

$$[C_{ij}] = \begin{bmatrix} C21 & -C21 & 0 \\ -C21 & C21+C23 & C23 \\ 0 & -C23 & C23 \end{bmatrix}$$

La matrice de rigidité des masses est de :

$$[M_{ij}] = \begin{bmatrix} M1 & 0 & 0 \\ 0 & M2 & 0 \\ 0 & 0 & M3 \end{bmatrix}$$

Les masses peuvent se déterminer par les lois suivantes :

La masse de la bille : $M2 = \rho \cdot \frac{4}{3} \pi \left(\frac{D_b}{2} \right)^3$

La masse de la bague interne : $M3 = \rho \cdot V_{BI}$ avec $V_{BI} = \pi \cdot S \cdot Dm (BI)$

La masse de la bague externe : $M1 = \rho \cdot V_{BE}$ avec $V_{BE} = \pi \cdot S \cdot Dmoyen (BE)$

ρ : est la masse volumique du matériau.

$V_{BE, BI}$: est le volume de la bague externe et interne respectivement.

d_b : diamètre de la bille.

S : la surface de l'élément.

Prototype d'un système expert :

Cette partie est destinée à donner une initiation pour la réalisation d'un système expert pour la surveillance et le diagnostic de défauts des machines tournantes, et de donner l'état de chaque élément de la machine.

1 définition d'un système expert :

Un système expert est un programme machine intelligent qui simule les procédures de la connaissance et d'inférence des experts humains pour résoudre des problèmes difficiles. C'est contrairement à un programme machine conventionnel qui est de nature algorithmique en utilisant des formules et des données bien définies.

Un ES est structuré comme un cerveau humain. Il traite l'information et les données de la même manière qu'un expert humain tire des conclusions concernant le problème rencontré. UN Es travail quand le problème à résoudre est complexe et quand le jugement et l'expérience sont des moyens utiles pour trouver la solution [52].

2 Les raisons d'utilisation d'un système expert :

L'analyse de vibration est employée dans les systèmes expert pour le but diagnostiquer les machines dû aux raisons suivantes :

1. analyse de vibration peut être exécutée sur des machines pendant le fonctionnement normal.
2. Elle est économiquement justifiée.
3. Elle peut détecter des détériorations rapides.
4. Elle peut fournir des informations sur le roulement sans interruption.
5. Elle peut être employée pour obtenir des informations sur des sous-ensembles.
6. Elle peut être employée pour surveiller de diverses machines et équipement.
7. La sonde de vibration est relativement petite et portable.
8. Elle est précise et fiable.

Le programme suivant représente un prototype d'un système expert pour définir la nature de défauts, l'analyse du signal par la FFT et l'analyse par la détection d'enveloppe :

```
a=xlsread('classeur6');subplot(4,1,1);
plot(a(1:2047,1),a(1:2047,2));
xlabel('time (seconds)')
ylabel('amplitude(g)')
grid
title('signal N°1')

n=1/2.047:1/2.047:1000;
y=fft(a(1:2047,2)); subplot(4,1,2);
%figure ;
plot(n,abs(y));grid

x=a(1:2047,2);
z=a(1:2047,1);
X=y.*y;
H=hilbert(X);
E=[X+abs(H)].^(1/2);
subplot(4,1,3);
plot(z,E);grid
% déclaration es données

frot=25; % fréquence de rotation (Hz)
fe=50; % fréquence d'excitation électrique
%les fréquences doit être expérimentale
```

```

fr=[0.4885:1000/2047:1000];

Acc=abs(y);                                %Acc accélération (g) %abs valeur absolus

Dm=60;                                     % D diamètre moyenne du roulement

d=8.3;                                     % d diamètre de la dille

Nb=17;                                     % Nb nombre de bille

Nd=20;                                     % Nd nombre de dents d'engrenage

Acceff=((2^(1/2))/2)*Acc;                   % accélération efficace

%1/bille 2/cage 3/bint 4/bext 5/balourd 6/engrénement 7:11/désalignement 12:13/jeu

%14:20/jeu mécanique 21:27/fouettement 28:31/courroie 32:36/électrique

% les fréquences caractéristiques de différents défauts

f1=(0.2*Nb-1.2/Nb)*frot                    %fr bille

f2=(0.5-1.2/Nb)*frot                      %fr cage

f3=(0.5*Nb+1.2)*frot                      %fr bague int

f4=(0.5*Nb-1.2)*frot                      %fr bague ext

f5=(1/2)*frot                             %fr balourd

f6= Nd*frot                              %fr engrenage

f7=[1,2,3,4,5]*frot                      %fr désalignement

f8=[1/3,1/2]*frot                        %fr jeu

f9=[0.5,1,1.5,2,2.5,3,3.5]*frot          %fr jeu mécanique

f10=[0.42,0.43,0.44,0.45,0.46,0.47,0.48]*frot %fr fouettement

f11=[1,2,3,4]*frot                      %fr courroie

f12=[1,2,3,4,5]*fe                      %fr electrique

% Amplitude ou accélération résultant d'expérience

Ardf=rand(1,24);

% déclaration de différent élément de la machine

```

```

c=['bille cage bint bext blrd engr dslg jeu jeum ftmt crre elec'];s=[];

for i=1:size(Acc,2), fri=fr(i);

    for j=1:12

        if Acc(i) <= Ardf(j)            disp([c((j-1)*5+1:(j-1)*5+5) ' est en bon etat'])

        elseif Acc(i) >= Ardf(j+12)    disp([c((j-1)*5+1:(j-1)*5+5) ' est défectueuse'])

        else                            disp([c((j-1)*5+1:(j-1)*5+5) ' est en etat
moyenne'])

    end

end

end

disp('Fin')

```

L'exécution de ce programme nous donne :

```
>>
```

Warning: HILBERT ignores imaginary part of input.

> In C:\MATLAB6p5\toolbox\signal\signal\hilbert.m at line 39

In C:\MATLAB6p5\work2\Ahmedwv.m at line 19

Warning: Imaginary parts of complex X and/or Y arguments ignored.

> In C:\MATLAB6p5\work2\Ahmedwv.m at line 22

```
f1 =
```

```
41.6667
```

```
f2 =
```

```
9.1667
```

```
f3 =
```

```
142.5000
```

```
f4 =
```

```
82.5000
```


f5 =

12.5000

f6 =

500

f7 =

25 50 75 100 125

f8 =

8.3333 12.5000

f9 =

12.5000 25.0000 37.5000 50.0000 62.5000 75.0000 87.5000

f10 =

10.5000 10.7500 11.0000 11.2500 11.5000 11.7500 12.0000

f11 =

25 50 75 100

f12 =

50 100 150 200 250

bille est défectueuse

cage est défectueuse

bint est défectueuse

bext est défectueuse

blrld est défectueuse

engr est défectueuse

dslg est défectueuse

jeu est défectueuse

jeum est défectueuse

ftmt est défectueuse

crre est défectueuse

elec est défectueuse

Fin

Les signaux résultants :

