

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI MOUKHTAR- ANNABA UNIVERSITY

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR- ANNABA



جامعة باجي مختار- عنابة

Faculté des sciences de l'ingénierat

Année : 2019

Département de génie mécanique

THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du grade de Docteur

CONTRIBUTION AU DIAGNOSTIC DES DEFAUTS MECANIQUES DES ROUES AUBAGEES DES TURBOMACHINES

Option

Génie Mécanique

Par

BOUHALI Rima

DIRECTEUR DE THÈSE : TADJINE Kamel

Pr. C. U. TAMANRASSET

CO-DIRECTEUR DE THÈSE: SAADI Mohamed Nacer MCB U. BADJI MOKHTAR ANNABA

DEVANT LE JURY

PRESIDENT:	LAOUAR Lakhdar	Professeur	U. BADJI MOKHTAR ANNABA
EXAMINATEURS :	SAAD Salah	Professeur	U. BADJI MOKHTAR ANNABA
	BOURAS Slimane	Professeur	U. BADJI MOKHTAR ANNABA
	GHEMARI Zine	MCA	U. MOHAMED BOUDIAF M'SILA

A mes parents

A mon époux Nouredine

Et à mes enfants Louai et Lokmane

Remerciement

En premier lieu, je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné la volonté, la santé et le courage pour réaliser ce travail.

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Mécanique Industrielle, Département de Génie Mécanique, Université Badji Mokhtar Annaba.

Je tiens à remercier mon directeur de thèse Pr TADJINE Kamel de Centre Universitaire Tamanrasset, pour avoir dirigé ce travail et pour la confiance qu'il m'a accordée en me permettant d'effectuer mes travaux de thèse sous sa direction.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude aussi à Dr. SAADI Mohamed Nacer de l'université de Badji Mokhtar-Annaba pour avoir accepté de codiriger cette thèse, pour son soutien et ses conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

Je remercie très vivement Dr. BENDJAMA Hocine de Centre de recherche en technologies industrielles CRTI, pour son aide dans la réalisation de la partie expérimentale, pour ses conseils, ses encouragements, ses remarques, son soutien, et ses orientations qui m'ont permis de progresser et d'élargir mon champ de vision du travail de recherche.

Je remercie aussi tous les membres de l'équipe de Centre de recherche en technologies industrielles CRTI, pour leur gentillesse, leur disponibilité, leur aide et soutien.

J'exprime ma gratitude au Pr. LAOUAR Lakhdar de l'université de Badji Mokhtar-Annaba pour l'honneur qu'il m'a fait en présidant le jury de cette thèse, et Je tiens à exprimer mon profond respect au Pr. SAAD Salah, Pr. BOURAS Slimane de l'université de Badji Mokhtar-Annaba et au Dr. GHEMARI Zine de l'université Mohamed Boudiaf-M'SILA qui m'ont fait l'honneur d'être membres du jury de ma thèse.

Enfin, j'adresse un grand merci à toutes les personnes qui m'ont soutenues et encouragées durant tout mon parcours.

RESUME

Les turbomachines sont des machines importantes utilisées dans divers domaines de l'ingénierie. Leur fonctionnement repose sur l'échange de l'énergie entre le fluide en écoulement et les aubes en rotation. Les défaillances des aubes sont considérées comme l'une des principales causes de pannes de ces machines où le défaut d'une seule aube provoque le dysfonctionnement du système complet. Aussi, pour augmenter la disponibilité des turbomachines il est nécessaire de détecter les défauts des aubes le plus vite possible. Pour atteindre cet objectif une nouvelle méthode a été proposée dans ce travail. Cette méthode combine la transformée en ondelette discrète (TOD) et la décomposition modale empirique d'ensemble (EEMD). La méthode combinée a été validée sur des signaux vibratoires mesurés à différentes vitesses de rotations pour une roue aubagée saine et différents défauts d'aubes notamment aube déformée, aube cassée et perte d'une aube. Les résultats obtenus montrent l'efficacité de la méthode proposée pour la détection des défauts des aubes des turbomachines.

MOTS CLES : défauts des aubes, analyse vibratoire, diagnostic des défauts, traitement des signaux, TOD, EEMD.

ABSTRACT

Turbomachines are important machines used in various fields of engineering. Its operation is based on the exchange of energy between the flowing fluid and the rotating blades. The blade faults are considered to be one of the most common causes of failures of these machines where the failure of a single blade causes the dysfunction of the complete system. So, to increase the availability of turbomachines it is necessary to detect the defects of the blades as quickly as possible. To achieve this goal a new method has been proposed in this work. This method combines discrete wavelet transform (DWT) and empirical ensemble modal decomposition (EEMD). The combined method has been validated on vibratory signals measured at different rotational speeds for a healthy bladed wheel and various blade defects including deformed blade, fractured blade and blade loss. The results obtained show the effectiveness of the proposed method for the detection of turbomachine blade faults.

KEYWORDS: blade faults, vibration analysis, fault diagnosis, signal processing, DWT, EEMD.

ملخص

التوربينات من الالات الهامة المستخدمة في مختلف مجالات الهندسة. يعتمد عملها على تبادل الطاقة بين السائل المتدفق و الشفرات الدوارة. تعتبر عيوب الشفرات من الاسباب الرئيسية لفشل هذه الالات حيث يتسبب فشل شفرة واحدة في حدوث خلل في النظام الكامل. لذلك لزيادة توافر التوربينات من الضروري الكشف عن عيوب الشفرات في أسرع وقت ممكن. لتحقيق هذا الهدف تم اقتراح طريقة جديدة في هذا العمل. تجمع هذه الطريقة بين طريقتي تحويل المويجات المنفصلة (ت م) وتفكيك التجميع التجريبي للأنماط (ت ت ت أ). تم التحقق من صحة الطريقة المدمجة على الإشارات الاهتزازية التي تم قياسها بسرعات دوران مختلفة لعجلة ذات شفرة صحية و عيوب مختلفة للشفرة بما في ذلك الشفرة المعوجة والشفرة المكسورة وفقدان الشفرة. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها مدى فعالية الطريقة المقترحة للكشف عن عيوب الشفرة التوربينية.

كلمات مفتاحية: عيوب الشفرات، تحليل الاهتزاز، تشخيص الأخطاء، معالجة الإشارة، ت ت ت أ، ت م م.

TABLE DES MATIERES

Liste des figures	IX
Liste des tableaux	XIII
Nomenclature	XIV
Abréviations	XV
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1 GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES	4
1. Historique des turbomachines.....	5
2. Définition d'une turbomachine.....	7
3. Principe de fonctionnement des turbomachines.....	7
4. Constitution d'une turbomachine.....	8
4.1. Rotor	9
4.2. Stator	9
5. Classification des turbomachines	10
5.1. Selon le sens d'échange d'énergie	10
5.2. Selon la nature du fluide	11
5.3. Selon la direction générale de l'écoulement.....	11
5.4. Selon la nature du transfert énergétique.....	13
6. Les différents types des turbomachines et leurs utilisations	13
6.1. Les turbines.....	13
6.2. Les compresseurs	18
6.3. Les pompes.....	18
6.4. Les ventilateurs	21
7. Quelques problèmes rencontrés dans les turbomachines.....	21
7.1. Défauts des aubes	21
7.2. Le phénomène de cavitation.....	28
7.3. Les problèmes de lubrification	29
7.4. Les Problèmes thermiques.....	29
7.5. Etude des écoulements dans les turbomachines.....	29
7.6. Autres défauts	30
CONCLUSION	30
CHAPITRE 2 MAINTENANCE ET SURVEILLANCE PAR ANALYSE VIBRATOIRE	31
1. La maintenance industrielle	32
2. Les stratégies de maintenance	32

TABLE DES MATIERES

2.1. Maintenance Corrective	33
2.2. Maintenance Préventive.....	34
3. Les étapes de la maintenance préventive conditionnelle.....	36
3.1. La surveillance	36
3.1.1. La détection	37
3.1.2. Le Diagnostic.....	37
4. Les techniques de surveillance	37
4.1. Analyse vibratoire	38
4.2. Analyse d'huile.....	39
4.3. Thermographie infrarouge	39
4.4. Analyse acoustique.....	39
4.5. Emission acoustique.....	39
5. Analyse vibratoire.....	40
5.1. Définition des vibrations.....	40
5.2. Source de vibration de la machine	42
5.3. Les grandeurs de mesure d'une vibration.....	42
5.4. Mesure des vibrations.....	44
5.5. Les types des signaux vibratoires.....	48
5.6. Chaîne d'acquisition.....	49
5.7. Traitement des signaux vibratoires.....	50
6. La surveillance des défauts des aubes utilisant l'analyse vibratoire	50
6.1. Les techniques directes	51
6.2. Les techniques indirectes	53
CONCLUSION	55
CHAPITRE 3 LES METHODES DE DIAGNOSTIC DE DEFAUTS	56
1. Classification des méthodes de diagnostic.....	57
1.1. Méthodes à base des signaux	57
1.2. Méthodes à base de modèles.....	59
1.3. Méthodes à base de connaissances.....	61
2. Les méthodes de diagnostic à base de signal	63
2.1. Les paramètres statistiques.....	63
2.2. La Transformée de Fourier	66
2.3. Transformée d'Ondelettes.....	69
2.4. Décomposition Modale Empirique EMD.....	76
2.5. Décomposition Modale Empirique d'Ensemble EEMD	82
2.6. Méthode proposée combine la TOD et EEMD	84
CONCLUSION	87

CHAPITRE 4 APPLICATION AU DIAGNOSTIC DES DEFAUTS DES AUBES.....	88
1. Etude expérimentale.....	89
1.1. Le dispositif expérimental.....	89
1.2. La procédure expérimentale	92
2. Application des méthodes de diagnostic.....	93
2.1. Méthodes temporelles.....	94
2.2. Analyse spectrale	96
2.3. Application de la méthode proposée TOD-EEMD	100
CONCLUSION	106
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	107
ANNEXES.....	109
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	111

LISTE DES FIGURES

1.1	Usure des aubes d'un compresseur axial	1
1.1	Les premières formes des turbomachines.....	5
1.2	Un moulin à vent.....	6
1.3	Les moulins à eau traditionnels	6
1.4	Coupe schématique d'une turbomachine (modifiée)	7
1.5	Vue en coupe d'une turbine montrant les principaux composants de la turbomachine	8
1.6	Rotor d'une turbine à gaz haute performance avec compresseur et turbine à plusieurs étages.....	9
1.7	Compresseur ou pompe à écoulement axial	11
1.8	L'écoulement d'une turbine radiale	12
1.9	Pompe à écoulement mixte.....	12
1.10	Turbine Pelton à écoulement tangentiel	12
1.11	Schéma décrivant la différence entre une turbine à impulsions et une turbine à réaction.....	13
1.12	Exemple d'une turbine simple et ses composants.....	14
1.13	Schéma du principe de turbine Pelton	15
1.14	Photographie roue à augets avec injecteurs	16
1.15	Photographie d'une turbine Francis.....	16
1.16	Vue de coupe d'une turbine Francis.....	17
1.17	Vue de coupe d'une turbine Kaplan.....	17
1.18	Schéma d'une turbopompe typique	19
1.19	Pompes volumétriques.....	20
1.20	Fissuration d'une aube	23
1.21	Défaut du desserrement des racines des aubes d'une turbine	23
1.22	Photographie de la déformation des aubes d'un compresseur	24
1.23	Rupture d'aube provoquée par le blocage des passages de refroidissement	24
1.24	Les contacts possibles entre (rotor et stator) et (aubes et carter)	25
1.25	Les effets néfastes de frottement des aubes	26
1.26	Perte d'ailette de soufflante du réacteur d'avion	27
1.27	Schéma d'un disque aubagé monobloc de compresseur HP.....	28
1.28	Les effets de cavitation sur les aubes d'une turbine Francis	29
2.1	Les Stratégies de maintenance	32
2.2	Principe de la maintenance préventive conditionnelle	35
2.3	Les étapes de maintenance préventive conditionnelle.....	35

LISTE DES FIGURES

2.4	Les de surveillance des machines	36
2.5	Pourcentage d'utilisation des différentes techniques de surveillances	38
2.6	Système linéaire forcé amorti.....	41
2.7	Relations de phase entre le déplacement, la vitesse et l'accélération	43
2.8	Représentation des points de mesure des vibrations	44
2.9	Capteur de proximité Inductif à courant de Foucault	45
2.10	Les composants d'un transducteur de vitesse	46
2.11	Accéléromètre Piézo-électrique.....	46
2.12	Les éléments d'un accéléromètre piézo-électriques.....	47
2.13	Types de signaux vibratoires	48
2.14	Signal périodique.....	48
2.15	Carte d'acquisition	49
2.16	Chaine d'acquisition	50
2.17	Des jauges de Contraintes	51
2.18	Installation typique de jauge de contrainte de rotor.....	51
2.19	Principe de la méthode Tip Timing.....	52
2.20	Schéma de Temps d'arrive.....	53
3.1	Classification méthodes de diagnostic (modifiée).....	57
3.2	Schéma de la méthode de diagnostic de défaut à base de signal	58
3.3	Etapas du diagnostic à base de modèles.....	60
3.4	Représentation de facteur de crête, niveaux de Max et de RMS.....	65
3.5	La transformée de Fourier à fenêtre glissante STFT un signal $x(t)$	68
3.6	Translation (changement de position) des ondelettes	70
3.7	Changement d'échelle (niveau) des ondelettes	70
3.8	Décomposition en bancs de filtres d'un seul niveau.....	73
3.9	Ondelette de Haar.....	74
3.10	Famille des ondelettes de Daubechies	75
3.11	Ondelette de Meyer	76
3.12	Signal original $x(t)$	77
3.13	Les minima et les maxima locaux de signal $x(t)$	78
3.14	L'enveloppe inférieure et l'enveloppe supérieure.....	78
3.15	L'enveloppe moyenne.....	78
3.16	L'organigramme de l'algorithme de l'EMD	80
3.17	Problème de point final de la méthode EMD	81
3.18	Problème de mélange des modes de la méthode EMD	82
3.19	L'organigramme de la méthode EEMD.....	83
3.20	L'organigramme de cette méthode proposée.....	86
4.1	Roue aubagée conçue sous forme une pièce plaque plate.....	89
4.2	Roue aubagée avec des aubes cylindriques.....	89

LISTE DES FIGURES

4.3	Roue aubagée avec des aubes rectangulaires.....	90
4.4	L'aube fabriquée	90
4.5	La roue aubagée installée sur le banc d'essai	91
4.6	Schéma de dispositif expérimental.....	91
4.7	Accéléromètre PCB Piezotronics 353B34.....	92
4.8	Le système d'acquisition.....	92
4.9	Les quatre cas étudiés : cas d'une roue saine et trois roues avec défauts d'aubes simulés.....	93
4.10	Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurés dans la direction verticale sur le palier H1.....	94
4.11	Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurés dans la direction verticale sur le palier H2.....	94
4.12	Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurés dans la direction horizontale sur le palier H1	94
4.13	Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurés dans la direction horizontale sur le palier H2	95
4.14	Les valeurs des indicateurs K et FC des signaux vibratoires mesurés sur le palier 1 dans la direction : (a) horizontale et (b) verticale	95
4.15	Les valeurs des indicateurs K et FC des signaux vibratoires mesurés sur le palier 2 dans la direction : (a) horizontale et (b) verticale	96
4.16	Signaux temporels de la direction verticale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min	97
4.17	Signaux temporels de la direction verticale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min	97
4.18	Signaux temporels de la direction horizontale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min	97
4.19	Signaux temporels de la direction horizontale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min	97
4.20	Spectres des signaux de la direction verticale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min	98
4.21	Spectres des signaux de la direction verticale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min	98
4.22	Spectres des signaux de la direction horizontale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min	99
4.23	Spectres des signaux de la direction horizontale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min	99
4.24	Signaux temporels mesurés	100
4.25	Décomposition par db4 des signaux vibratoires de cas 1 et de cas 4	101
4.26	Décomposition par EEMD des signaux (a4) de cas 1 et de cas 4	101

LISTE DES FIGURES

4.27	Signaux reconstitués des cas 1 et cas 4.....	102
4.28	Spectres des signaux reconstitués pour les cas1 et cas 4 de la direction horizontale sur le palier H1 à la vitesse 1500 tr/min	102
4.29	Signaux temporels descas2 et cas 3 de la direction verticale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1500 tr/min	103
4.30	Décomposition par db4 des signaux vibratoires du cas 2 et du cas 3.....	103
4.31	Décomposition par EEMD des signaux (a4) des cas 2 et cas 3	104
4.32	Signaux reconstitués	104
4.33	Spectres des signaux reconstitués	105
A.1	Dessin de la roue expérimentale fabriquée avec les dimensions	109
A.2	Les dessins de l'aube (a) et le vis (b) monté dans l'aube avec les dimensions.....	109

LISTE DES TABLEAUX

4.1. Les dimensions des aubes et de la roue fabriquées.....	90
4.2. Coefficient de corrélation r_i du signal filtré et des IMFs des cas 1 et cas 4	102
4.3. Coefficient de corrélation r_i du signal filtré et des IMFs (cas 2 et cas 3).....	104
4.4. Amplitudes des pics fréquentiels des signaux reconstitués (900 tr/min)	105
4.5. Amplitudes des pics fréquentiels des signaux reconstitués (1200 tr/min)	105
4.6. Amplitudes des pics fréquentiels des signaux reconstitués (1500 tr/min)	106
A.1. Caractéristiques d'accéléromètre	110
A.2. Caractéristiques de carte d'acquisition.....	110

NOMENCLATURE

$F(t)$	Force d'excitation en N
t	Temps en s
m	Masse en Kg
c	Coefficient d'amortissement en N.s/m
k	Raideur en N/m
f	Fréquence en Hz
ω	Pulsation en rad/s
T	Période en s
δ	Facteur d'amortissement
ω_a	Pseudo-pulsation des oscillations libres amorties
ω_0	Pulsation propre de l'oscillateur
$A(\omega)$	Amplitude de la vibration forcée
φ	Phase de la vibration forcée
v	Vitesse en (m/s)
a	Accélération du mouvement vibratoire en g
Max	Valeur de crête
$x(n)$	Amplitude de signal vibratoire pour le $n^{ième}$ échantillon
RMS	Valeur efficace
N	Nombre d'échantillonnage
\bar{x}	Valeur moyenne des N échantillons
FC	Facteur de crête
K	Kurtosis
M_2	Deuxième moment statistique
M_4	Quatrième et le deuxième moment statistique
$x(t)$	Signal dans le domaine temporel
$X(f)$	Spectre de signal $x(t)$
$g(t)$	Fenêtre glissante
ψ	Fonction d'ondelette de base
Ψ	Transformée de Fourier de l'ondelette de base
C_ψ	Constante d'admissibilité
$\psi_{a,b}(t)$	Famille d'ondelettes
a	Dilatation
b	Translation
ψ^*	complexe conjugué de la fonction d'ondelette
F_s	Fréquence d'échantillonnage
M	Nombre d'ensemble de bruit blanc
n_j	Le signal bruité de $j^{ième}$ ensemble
$c_{i,j}$	IMFs d'ensembles
c_i	IMF finale

ABBREVIATIONS

CPT	Capteur une fois Par tour
DFT	Transformée de Fourier Discrète
EEMD	Décomposition Modale Empirique d'Ensemble
EMD	Décomposition Modale Empirique
FC	Facteur de Crête
FFT	Transformée de Fourier Rapide
FT	Transformée de Fourier
IMF	Fonction Modale Intrinsèque
STFT	Transformée de Fourier à Court Terme
TDA	Temps D'Arrive
TO	Transformée en Ondelette
TOC	Transformée en Ondelette Continue
TOD	Transformée en Ondelette Discrète

INTRODUCTION GENERALE

Les turbomachines jouent un rôle important dans notre vie, elles sont employées dans divers domaines : pétrochimie, aérospatial, aéronautique, production d'énergie électrique, etc. Les roues aubagées sont considérées parmi les composants essentiels de ces machines tournantes. En effet, le transfert d'énergie est assuré seulement par l'échange de moment entre le fluide en écoulement et les aubes en rotation. Mais l'environnement de travail sévère des turbomachines rend les aubes exposées à des facteurs rigoureux, provoquant souvent des défauts, tels que : la haute température (turbine à gaz), la haute pression (compresseur), corrosion, érosion, les charges et les vibrations. La défaillance d'une seule aube peut potentiellement compromettre l'intégrité totale de la machine tournante. En effet, les aubes rotatives sont les composants les plus susceptibles de provoquer des défaillances dans les turbomachines. La figure 1 présente un exemple de défaut des aubes (usure des aubes d'un compresseur axial).



Figure I.1: Usure des aubes d'un compresseur axial [1]

Pour comprendre et déterminer les facteurs de défaillance des aubes, de nombreux chercheurs ont réalisé des études sur l'endommagement des aubes à l'aide de méthodologies mécaniques et métallurgiques par exemple les mécanismes de

défaillances courants dans les aubes de turbines à gaz sont discutés et illustrés par Carter [2]. Saxena et al. [3] ont utilisé ces deux méthodologies avec la méthode des éléments finis pour étudier la défaillance des aubes d'une turbine à vapeur à basse pression. En utilisant les tests métallurgiques, les analyses modales et les analyses de contrainte, Choi et Lee [4] examinent la raison fondamentale de la défaillance d'une aube de turbine à gaz; les résultats démontrent que les contraintes vibratoires peuvent être les causes fondamentales de défaillance. Meher et Gabriles [5] ont présenté un traitement unifié des causes, des modes de défaillance et du dépannage, dans lequel ils montrent la nécessité d'examiner les défaillances d'aubes dans les turbines à gaz, non seulement du point de vue de la métallurgie, mais également du point de vue de la conception, du fonctionnement et maintenance. Par l'utilisation d'une méthodologie mécanique, Shukla et Harsha [6] ont étudié la variation de la réponse en vibration des ailettes pour des différentes tailles des fissures situées aux racines des aubes. Les contraintes en régime permanent et les caractéristiques dynamiques ont été examinées par Hou et al. [7] pour déterminer la raison de la défaillance d'aube dans une turbine à gaz. De plus, Kim et al. [8] ont constaté que la principale raison de la défaillance d'aube dans la turbine basse pression était la résonance pendant la vibration de l'ailette en utilisant l'analyse dynamique des contraintes.

Pour surveiller les défauts des aubes des turbomachines, différentes techniques ont été utilisées, cependant l'analyse vibratoire reste la méthode de surveillance la plus largement utilisée depuis des décennies pour surveiller l'état des aubes [9-11]. Un grand nombre d'applications de l'analyse vibratoire a été rapporté, par exemple, Abdelrhman et al. [12] ont présenté une révision des techniques de surveillance et des méthodes d'analyse du signal pour la surveillance de différents types des défauts des aubes couramment rencontrés dans les turbomachines. Mathioudakis et al. [13] ont réalisé une étude expérimentale pour corrélérer la vibration de la carcasse du compresseur et le champ de pression autour des aubes du compresseur.

Différents méthodes de diagnostic sont appliquées sur les données mesurées par l'analyse vibratoire afin de détecter les défauts des aubes. Satyam et al. [14] ont utilisé l'analyse Cepstrum pour analyser le signal de vibration afin de détecter les défauts de l'aube. Ils ont montré que l'analyse spectrale est incapable de déterminer avec précision les défauts des aubes. Chang and Chen [15] ont étudié la détection des ailettes fissurées en analysant les signaux vibratoires avec une méthode d'analyse spatiale en ondelettes. Gubran et Sinha [16] ont étudié la différence entre l'état de l'aube en bonne santé et celui de l'aube défectueuse via la vibration de torsion mesurée sur l'arbre. Une autre étude a été proposée par Hu et Li [17]; elle consiste à appliquer une résonance stochastique pour identifier le défaut de fissure d'une aube dans le ventilateur centrifuge. Kuo [18] a appliqué un système intelligent, basé sur des réseaux de neurones et la logique floue, au diagnostic de trois cas de pannes: aube déséquilibrée, aube

desserrée et leur combinaison. De plus, l'efficacité de la méthode de décomposition en mode empirique (EMD) et ses variantes améliorées pour détecter les défauts de rotor a été étudiée par Lei et al. [19]. Chan et Tse [20] ont présenté un algorithme de compression de données associant l'EMD et la modulation de code à impulsions différentielle. Cet algorithme a été vérifié en détectant le désalignement du rotor et les défauts de déséquilibre. Yang et al. [21] ont proposé un EMD améliorée pour diagnostiquer un défaut de déséquilibre du rotor dans une éolienne. En appliquant la transformée de Fourier et de Hilbert-Huang (HHT), Singh et Kumar [22] ont étudié la combinaison de défauts de balourd et d'arbre incurvé. Jiang et al. [23] ont amélioré une méthode hybride qui combine la décomposition en mode empirique d'ensemble (EEMD) et le paquet d'ondelette pour diagnostiquer les pannes de rotor des machines tournantes.

Dans cette thèse une nouvelle méthode a été proposée dans le but de détecter les défauts des aubes. Cette méthode combine la transformée en ondelette discrète (TOD) et la décomposition empirique modale d'ensemble (EEMD). L'efficacité de la méthode proposée est vérifiée sur un ensemble des essais des différents défauts d'aubes simulées dans différents conditions de mesure.

Cette thèse est constituée de quatre chapitres, qui sont :

- Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les turbomachines, leur classification et leurs domaines d'application. Les problèmes rencontrés dans ces machines tournantes et en particulier les différents types des défauts des aubes ont été aussi présentés.
- Le deuxième chapitre donne un aperçu général sur la maintenance industrielle a été donné. Ainsi que, des détails sur l'analyse vibratoire et les différentes techniques de surveillance des défauts des aubes basées sur l'analyse vibratoire ont été présenté.
- Le troisième chapitre 3 présente une classification des méthodes de diagnostic utilisées pour le traitement des données où on met l'accent sur les méthodes de diagnostic à base des signaux. Ensuite la théorie des ces méthodes à base de signaux avec la méthode proposée ont été présenté en détails.
- Le quatrième chapitre 4 décrit la roue aubagée matérialisée, le banc d'essai et le système d'acquisition ainsi que la procédure expérimentale. La limitation des méthodes temporelle et fréquentielle a été démontrée et l'efficacité de la nouvelle méthode proposée a été vérifiée.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES

L'énergie est indispensable en grande quantité à toutes nos activités de la vie actuelle où elle doit être convertie en forme utilisable, stockée, distribuée, sans altérer notre environnement. Dans ce chapitre, on va donner un aperçu général sur des machines importantes, extrêmement fréquentes tant dans la vie courante que dans l'industrie, qui sont utilisées pour l'échange d'énergie entre un système mécanique et un écoulement de fluide, qui sont les turbomachines. Aussi, on va présenter certains problèmes rencontrés dans le fonctionnement de ces machines tournantes.

SOMMAIRE

1. Historique des turbomachines	5
2. Définition d'une turbomachine	7
3. Principe de fonctionnement des turbomachines.....	7
4. Constitution d'une turbomachine	8
4.1. Rotor	9
4.2. Stator	9
5. Classification des turbomachines.....	10
5.1. Selon le sens d'échange d'énergie.....	10
5.2. Selon la nature du fluide.....	11
5.3. Selon la direction générale de l'écoulement.....	11
5.4. Selon la nature du transfert énergétique.....	13
6. Les différents types des turbomachines et leurs utilisations	13
6.1. Les turbines.....	13
6.2. Les compresseurs.....	18
6.3. Les pompes.....	18
6.4. Les ventilateurs.....	21
7. Quelques problèmes rencontrés dans les turbomachines.....	21
7.1. Défauts des aubes.....	21
7.2. Le phénomène de cavitation.....	28
7.3. Les problèmes de lubrification	29
7.4. Les problèmes thermiques	29
7.5. Etude des écoulements dans les turbomachines.....	29
7.6. Autres défauts	30
CONCLUSION	30

1. HISTORIQUE DES TURBOMACHINES

Pour échanger de l'énergie entre un fluide et un système mécanique, on utilise ce qu'on appelle des turbomachines, dont le mot « turbo » ou « turbinis » est d'origine latine et implique ce qui *tourne* ou *en rotation* [24]. Dans les turbomachines, une aube ou la rangée d'aubes *tourne* et transmet ou extrait de l'énergie vers ou à partir du fluide.

Les turbomachines notamment la vis d'Archimède et la machine de Héron (figure 1.1) sont parvenus à nous sous diverses formes modifiées depuis les temps les plus reculés jusqu'à nos jours. L'invention de la vis d'Archimède est généralement attribuée à Archimède d'Alexandrie (287-212 av. J.-C.), et on pense que l'idée lui est venue lors d'une visite en Egypte [25]. Cependant, le principe de base de la vis d'Archimède existait probablement sous une forme plus primitive dans l'Egypte ancienne où ce type de vis était utilisé pour élever l'eau du Nil. Ces systèmes, connus par les romains sous le nom de Cocléon, ont été utilisés pour pomper l'eau de la rivière [25]. Pour la deuxième machine dans laquelle la vapeur est utilisée pour produire la rotation d'une roue [26], certaines preuves suggèrent qu'il est douteux que l'invention réelle de la machine de Héron ou Aéolipile, le précurseur de la turbine à vapeur, peut être directement attribué à Héron d'Alexandrie [25]. Une autre utilisation mineure de la vapeur pour faire pivoter une rôtissoire fut suggérée en 1629 par Giovanni de Branca [26].

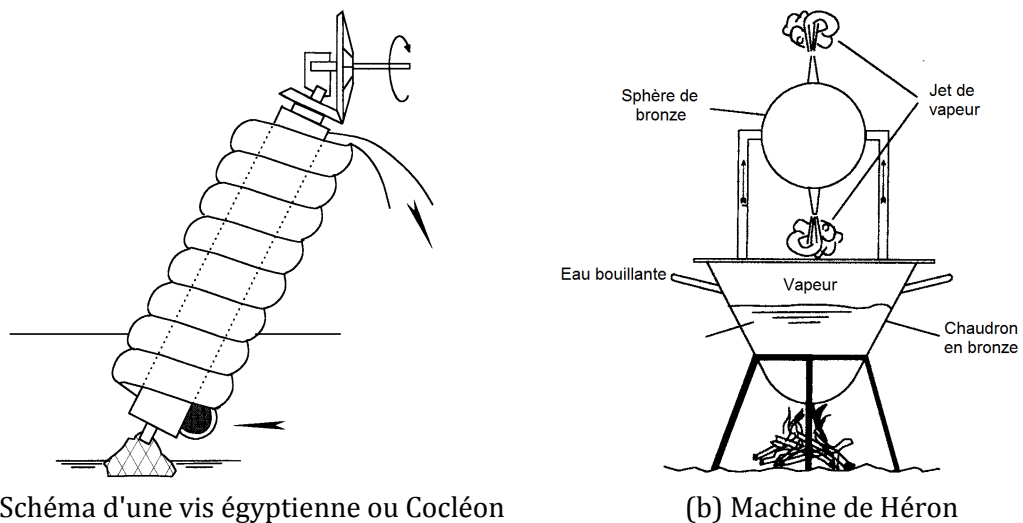


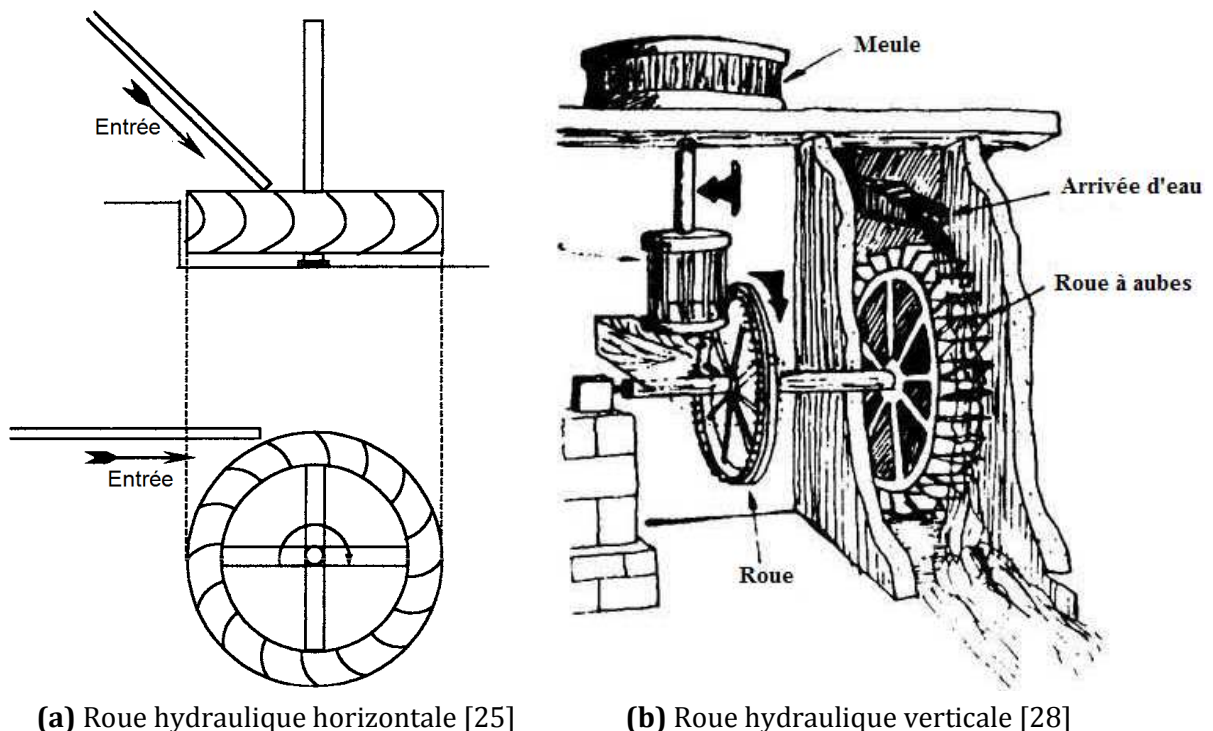
Figure 1.1: Les premières formes des turbomachines [25]

Une autre histoire des turbomachines cite que les premières, utilisées par l'homme furent les moulins à eau (roue hydraulique) et les moulins à vent qui sont employés par les chinois en 150 av. J.-C. [27], la figure 1.2 représente un moulin à vent traditionnel qui a un angle d'attaque des pales pourrait être modifié à volonté, offrant également une action de freinage par grand vent. Les moulins à vent et les moulins à eau sont restées très longtemps les principales sources d'énergie mécanique utilisées par l'homme [27]. Pour cela on trouve les efforts pour le développement des ancêtres de turbomachines où

des améliorations ont été apportées aux roues hydrauliques. John Smeaton a fait une série d'expériences sur des roues hydrauliques modèles en 1752 [25]. Egalement, Jean-Charles a fait la première analyse et la conception des roues hydrauliques horizontales (voir figure 1.3a) en 1767 [25]. La figure 1.3b montre le principe de la roue hydraulique verticale (avec arrivée d'eau au-dessus).



Figure 1.2: Un moulin à vent [26]



(a) Roue hydraulique horizontale [25]

(b) Roue hydraulique verticale [28]

Figure 1.3: Les moulins à eau traditionnels

Ce développement a été poursuivi par l'invention de la première machine hydraulique, ayant des éléments reconnaissables dans les turbines modernes, par Claude Burdin [25]. Des améliorations ont été faites sur la turbine de Burdin par l'élimination des problèmes de conception par son étudiant Benoit Fourneyron [25, 26] où leur machine était

équipée d'un ensemble de vannes de guidage pour diriger le flux de manière tangentielle vers les aubes de la roue de turbine [26]. Puis, on trouve la construction des premières machines à vapeur dont l'exploitation de l'énergie thermique a débuté au cours de 18^e siècle par T. Newcomen en 1712 puis par J. Watt en 1765 [27].

Le mécanisme de transfert d'énergie de la machine vers le fluide véhiculé se fait grâce à des compresseurs (ou pompes) dont le premier a été breveté par PARSONS en 1901 [27]. La transformation inverse est faite par des turbines dont la première turbine à vapeur a été brevetée en Angleterre par PARSONS en 1884 dans le but d'entraîner directement un générateur électrique. La turbine à gaz est apparue pendant les années 1940 comme propulseur d'avion de marque Junkers, BMW et Whittle [27].

2. DEFINITION D'UNE TURBOMACHINE

La turbomachine a été définie différemment par différents auteurs [29-32], bien que ces définitions soient similaires et quasiment équivalentes. Une définition pour inclure l'esprit de toutes les définitions précédentes serait: Une turbomachine est un ensemble mécanique de révolution permettant l'échange de l'énergie entre un fluide (liquide ou gaz) en écoulement continu et un système à pales en rotation continue [30]. L'échange d'énergie dans les turbomachines se réalise dans le rotor (les aubes en rotation) et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes générées par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent un changement de pression et moment de la fluide [30, 33]. La figure 1.4 illustre un exemple d'une turbomachine.

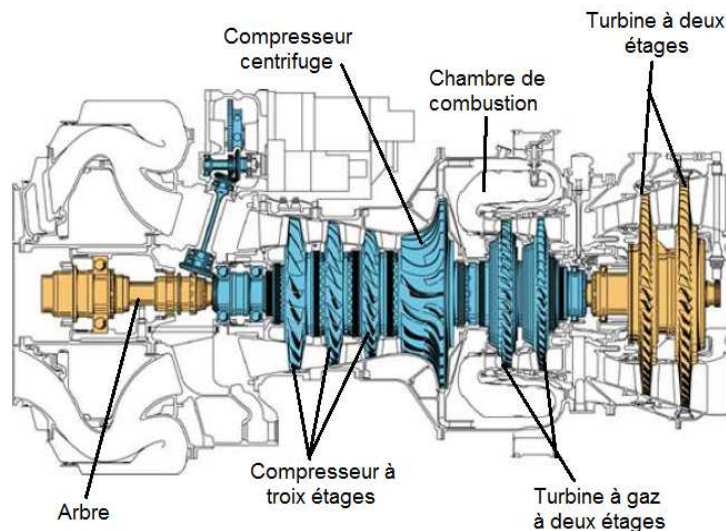


Figure 1.4: Coupe schématique d'une turbomachine (modifiée) [34]

3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES TURBOMACHINES

Le principe de fonctionnement des turbomachines est basé sur l'échange d'énergie entre les aubes en rotation et le fluide en écoulement continu [35, 36]. Dans ces machines,

quelque soit le fluide un liquide ou un gaz, l'énergie est transférée soit vers ou partir d'un fluide en écoulement continu par l'action dynamique d'une ou plusieurs rangées des ailettes en mouvement [31], dont une rangée des aubes rotatives modifie l'enthalpie de stagnation du fluide qui le traverse en effectuant un travail positif ou négatif, en fonction de l'effet requis de la machine [24, 31]. Ces changements d'enthalpie sont intimement liés aux changements de pression se produisant simultanément dans le fluide. [31, 37]

4. CONSTITUTION D'UNE TURBOMACHINE

Une turbomachine comprend principalement un rotor (partie tournante), un stator (partie fixe), arbre et boîtier [30]. Un rotor ou un stator est constitué d'un certain nombre d'aubes, appelées aussi ailettes ou pales, fixées sur un moyeu central répartis uniformément sur toute sa périphérie [33]. Elles constituent aussi un arbre qui est guidé en rotation sur plusieurs paliers supportés par des supports accrochés au stator [38]. Le boîtier n'est pas non plus une partie nécessaire d'une turbomachine. Lorsqu'il est présent, il est utilisé pour limiter l'écoulement du fluide dans un espace donné et empêcher son échappement dans des directions autres que celles requises pour le transfert et l'utilisation de l'énergie. Le boîtier ne joue aucun rôle dans le processus de conversion d'énergie [30]. La figure 1.5 montre les principaux constituants d'une turbomachine.

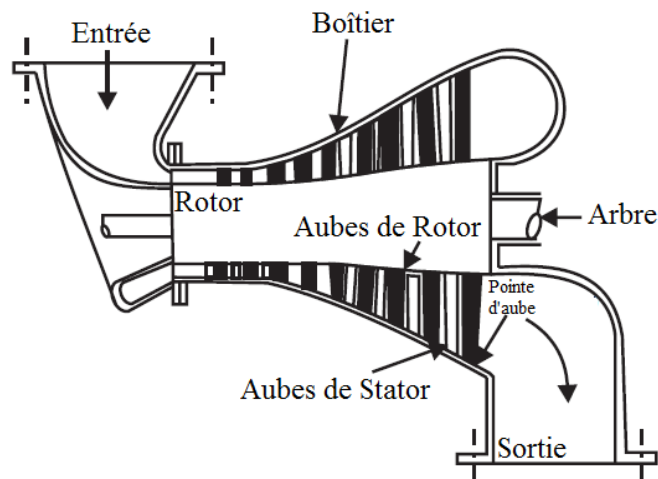


Figure 1.5: Vue en coupe d'une turbine montrant les principaux composants de la turbomachine [30]

Le transfert d'énergie dans les turbomachines est établi au moyen des étages. Un étage de turbomachine comprend une rangée d'aubes fixes de guidage appelées aubes de stator et une rangée d'aubes tournantes appelée rotor [33, 39]. Une turbomachine ne

comporte qu'un seul étage est dite monocellulaire et multicellulaire pour une turbomachine comporte plusieurs étages.

4.1. Rotor

C'est l'organe qui assure le transfert d'énergie entre la machine et le fluide en écoulement où le transfert d'énergie se produit uniquement en raison de l'échange de quantité de mouvement entre le fluide en écoulement et les éléments en rotation [30]. D'une autre façon, des forces exercées par le fluide sur les aubages sont générées lors de passage de fluide dans le rotor, le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des ailettes ce qui crée l'échange d'énergie. La figure 1.6 montre le rotor d'une turbine à gaz haute performance avec compresseur et turbine à plusieurs étages.

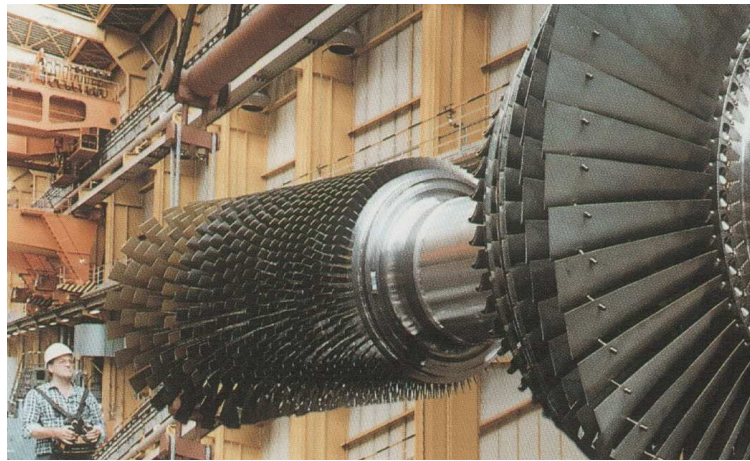


Figure 1.6: Rotor d'une turbine à gaz haute performance avec compresseur et turbine à plusieurs étages [39]

4.2. Stator

Le stator est un élément fixe qui sert généralement pour le contrôle approprié de la direction du flux et du processus de conversion de l'énergie (modifiant la forme d'énergie cinétique en pression ou l'inverse) [30].

Au contraire du rotor qui est évidemment toujours présent (organe essentiel de transmission d'énergie), Le stator n'est pas toujours présent puisqu'il n'est pas une partie nécessaire de chaque turbomachine comme dans les ventilateurs qui n'ont que deux éléments : un arbre d'entrée et un rotor [30]. Le stator peut être [33, 37, 40] :

4.2.1. Un distributeur

Le distributeur est situé en amont de la turbomachine qui peut être soit un simple guide comme dans le cas des turbopompes, soit des tuyères transformant l'énergie de pression du fluide en énergie cinétique comme dans le cas d'une turbine.

4.2.2. Un redresseur

Le redresseur est un élément fixe situé à la sortie de la turbomachine comme dans le cas d'un compresseur axial. Cet élément sert à modifier seulement la direction de l'écoulement.

4.2.3. Un diffuseur

Le diffuseur est situé aussi à la sortie de la machine, cet organe peut être trouvé dans les pompes. Son rôle est de transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression.

5. CLASSIFICATION DES TURBOMACHINES

En général, deux types de turbomachines sont rencontrés dans la pratique. Ce sont des turbomachines ouvertes et fermées [24, 30].

- Les machines ouvertes sont des machines sans carter agissent sur une quantité infinie de fluide telles que les hélices, les moulins à vent et les ventilateurs.
- Les machines fermées sont des machines à carter fonctionnent sur une quantité finie de fluide lorsqu'elle traverse un boîtier.

Il existe d'autres critères servant à classer les turbomachines, les plus importants sont les suivants [30, 36, 40, 41] :

5.1. Selon le sens d'échange d'énergie

5.1.1. Les machines réceptrices

Celles qui reçoivent du travail où elles absorbent de l'énergie. Dans ces machines, l'enthalpie du fluide qui les traverse augmente en raison de l'apport d'énergie mécanique au niveau de l'arbre [30]. Par conséquent, le fluide passe d'une pression inférieure à une pression supérieure [24, 37]. Les principales machines réceptrices sont les turbopompes, les ventilateurs, les turbosoufflantes, les turbocompresseurs et les hélices aériennes et marines.

5.1.2. Les machines motrices

Celles qui produisent de la puissance. Dans ces machines, une sortie d'énergie mécanique est obtenue au niveau de l'arbre du fait d'une diminution de l'enthalpie du fluide en écoulement. Par conséquent, on peut voir une diminution de son énergie cinétique [24, 30, 37]. Parmi les machines motrices, on trouve les turbines à vent, vapeurs et a gaz, les turbines hydrauliques ainsi que les éoliennes.

5.2. Selon la nature du fluide

Le deuxième classement des turbomachines est fait à partir de la nature du fluide utilisé. Selon ce critère, elles peuvent appartenir à deux groupes [42, 43] :

5.2.1. Les machines à fluides incompressibles

Dans lesquelles le fluide est incompressible. On dit que le fluide est incompressible s'il ne subit presque aucune variation dans sa masse volumique. Parmi les machines à fluide incompressible, on peut citer les ventilateurs, les pompes ou les machines hydrauliques en générale.

5.2.2. Les machines à fluides compressibles

Dans lesquelles le fluide circulant est compressible (gaz), où les variations de pression sont peu importantes c'est-à-dire que le fluide subit des variations dans sa masse volumique, telles que les compresseurs et soufflantes.

5.3. Selon la direction générale de l'écoulement

Nous présentons dans cette section également une classification des turbomachines en fonction de la nature du trajet d'écoulement à travers les passages du rotor [24, 31, 30, 44]:

5.3.1. Les machines à passage axial

Lorsque l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation de la machine qui est appelé dans ce cas une turbomachine axial (figure 1.8) telle que les pompes hélicoïdes, les compresseurs et turbines axiaux dans les turboréacteurs, et les turbines hydrauliques de type Kaplan. La figure 1.7 présente le schéma d'une turbine à gaz axiale.

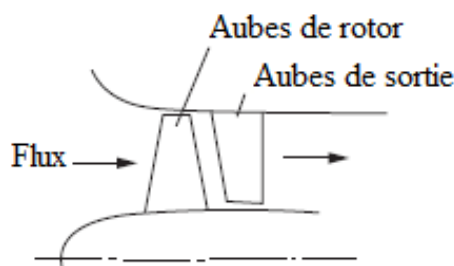


Figure 1.7: Compresseur ou pompe à écoulement axial [31]

5.3.2. Les machines à passage radial

Lorsque l'écoulement est entièrement ou principalement perpendiculaire à l'axe de rotation [24] (figure 1.8), la machine dite radiale telle que les machines centrifuges ou centripètes.

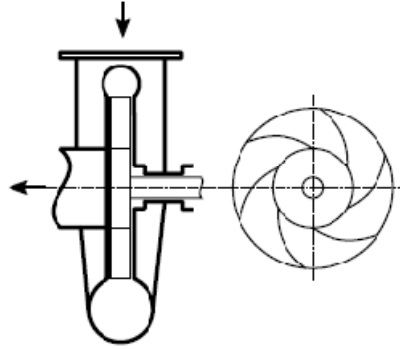


Figure 1.8: L'écoulement d'une turbine radiale [45]

5.3.3. Les machines à passage mixte

Le terme à passage mixte dans ce contexte se réfère à la direction de l'écoulement traversant à la sortie du rotor lorsque des composants de vitesse radiales et axiales sont présents en quantités significatives [31], telle que les machines hélicentrifuges ou hélicentripètes, et les turbines hydrauliques de type Francis. La figure 1.9 illustre une pompe à écoulement mixte.

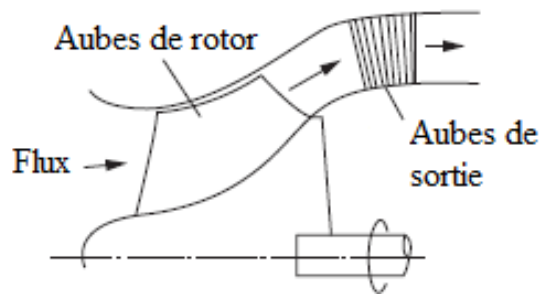


Figure 1.9: Pompe à écoulement mixte [31]

5.3.4. Les machines à passage tangentiel

Les machines à écoulement tangentielles sont moins courantes, le meilleur exemple étant une turbine Pelton (figure 1.10) [44]. Dans ce type de turbines, l'écoulement entre dans la direction tangentielle par rapport à la position des pales sur le rotor.

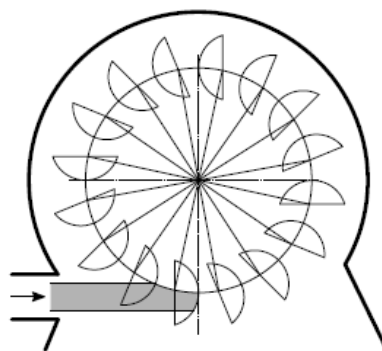


Figure 1.10: Turbine Pelton à écoulement tangentiel [45]

5.4. Selon la nature du transfert énergétique

Une autre classification doit être mentionnée qui est selon les changements de pression absents ou présents dans le flux traversant le rotor où les turbomachines peuvent être des machines à impulsion ou à réaction. [24]

5.4.1. Les turbomachines à impulsion ou à action

Dans lesquelles les changements de pression sont absents c'est-à-dire la pression reste constante lors du déplacement de fluide dans le rotor.

5.4.2. Les turbomachines à réaction

Dans lesquelles les changements de pression sont présents où tous les changements ont lieu dans une ou plusieurs bécasses, le fluide étant dirigé sur le rotor. La roue de Pelton est un exemple de turbine à impulsion. La figure 1.11 illustre la différence entre la turbine à réaction et impulsion.

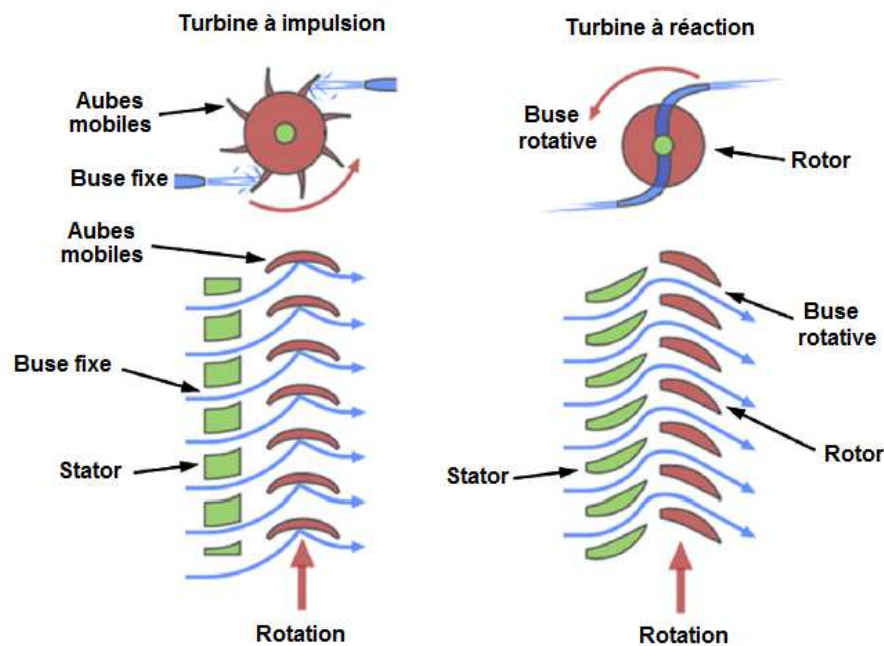


Figure 1.11: Schéma décrivant la différence entre une turbine à impulsions et une turbine à réaction [46]

6. LES DIFFERENTS TYPES DES TURBOMACHINES ET LEURS UTILISATIONS

Les turbomachines sont toujours autour de nous à cause de leurs vastes utilisations, pour cela elles sont présentées sous différents types :

6.1. Les turbines

Dans la turbine (figure 1.12), l'énergie potentielle d'un fluide est transformée en énergie mécanique donc en rotation d'un arbre, la pression et la température diminuent dans la turbine [27]. On distingue différents types des turbines, parmi ces types, on trouve :

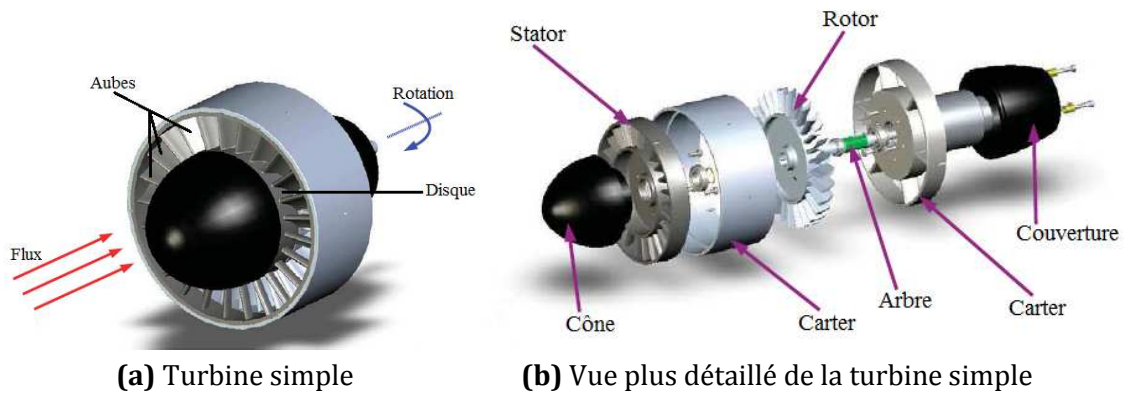


Figure 1.12: Exemple d'une turbine simple et ses composants [35]

6.1.1. Turbine à vapeur

Une turbine à vapeur est un dispositif mécanique qui extrait l'énergie thermique de la vapeur sous pression et la transforme en énergie mécanique [47].

Dans la turbine à vapeur, la vapeur d'eau est utilisée comme fluide de travail. Afin d'obtenir un bon rendement thermique de la machine, la température à l'entrée de la turbine doivent être élevée et diminuée à la sortie [27].

Ces turbines sont très employées dans la production d'électricité, où environ de 80% de la production mondiale est fournie par des installations de ce type des turbines [27]. Elles sont utilisées :

- Dans les centrales thermiques à vapeur de moyenne et forte puissance ;
- Dans les applications de cogénération (incinérateur de déchets et chauffage urbain, procédés industriels où elles sont installées avec soutirage afin d'utiliser de la chaleur) ;
- Pour l'entraînement des diverses machines (générateurs, pompes, ventilateurs, compresseurs etc.).

6.1.2. Turbines à gaz

La turbine à gaz est une machine à combustion interne. Elle se compose dans sa forme la plus simple: d'un compresseur, d'une chambre à combustion et la turbine. La turbine à gaz est utilisée pour la production d'électricité dans les pays riches en carburant et pauvres en eau. Elles sont employées dans l'industrie par exemple pour les pompes des pipelines, dans les réacteurs nucléaire comme les réacteurs à hélium, sans oublier leur utilisation dans la propulsion des véhicules (voiture, bateau, train, etc.). Elles sont utilisées aussi dans les turboréacteurs où elles permettent de réaliser de grandes poussées avec un volume (et poids) relativement petit du moteur. La turbine à gaz est considérée comme l'élément principal de conduite dans les avions et la propulsion lourde des véhicules à usage militaire [27, 30].

6.1.3. Turbines hydrauliques

Les turbines hydrauliques sont des turbines qui servent à convertir l'énergie potentielle de l'eau en circulation en énergie mécanique sous forme de rotation d'arbre [48, 49]. La fonction principale de ces turbines est la production d'électricité utilisant l'énergie mécanique où un réservoir d'eau est construit en érigeant un barrage dans une rivière, un tuyau d'alimentation relie le réservoir à une centrale électrique à une hauteur beaucoup plus basse. Les hauteurs disponibles peuvent fortement différer: de l'ordre de 1000 m à quelques mètres [32]. Donc, différentes formes de turbines hydrauliques sont utilisées en fonction des exigences opérationnelles comme les hauteurs d'eau. Pour chaque utilisation spécifique, un type particulier de turbine hydraulique fournit le rendement optimal.

- **Turbine Pelton**

La turbine Pelton est inventée par Allan Lester Pelton en 1889 [31, 50]. C'est une turbine à impulsion avec écoulement tangentiel utilisée pour les petits débits et les hauteurs de chutes élevées à l'origine comprises entre 90 et 900 m mais les versions modernes fonctionnent jusqu'à 2000 m. Cette turbine consiste essentiellement en un ou plusieurs injecteurs pour générer le jet à grande vitesse et une roue avec des augets pour recevoir l'énergie du jet (voir figures 1.13 et 1.14). Les injecteurs sont montés de telle sorte que chaque injecteur dirige son jet le long d'une tangente au cercle à travers les centres des augets. Un injecteur doit principalement effectuer deux tâches. Premièrement, le bec d'injecteur convertit l'énergie de pression de l'eau dans l'énergie cinétique du jet à grande vitesse. Deuxièmement, l'injecteur régule le débit via une aiguille intégrée entraînée par un servomoteur. L'échange d'énergie est finalement réalisé par l'interaction entre le jet et les augets Pelton. [24, 51]

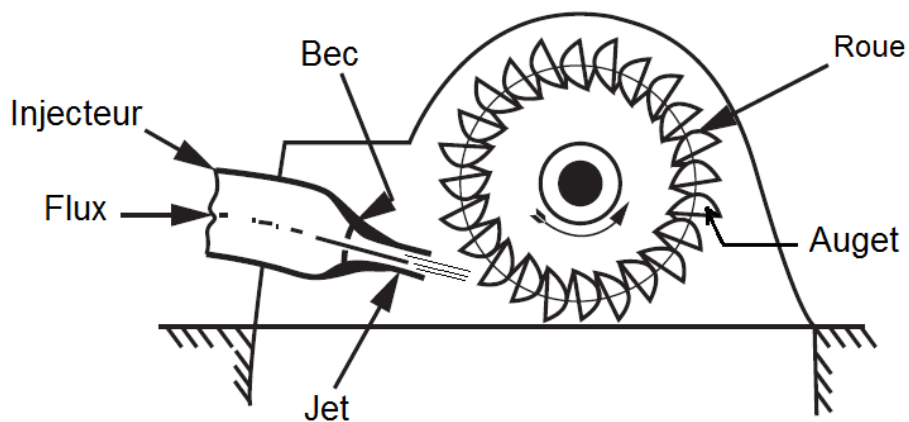


Figure 1.13: Schéma du principe de turbine Pelton [31]



Figure 1.14: Photographie roue à augets avec injecteurs

- **Turbine Francis**

La turbine Francis est inventée par l'ingénieur James Bicheno Francis en 1849 [50]. Ces turbines sont utilisées pour les moyennes chutes et les débits moyens. Elles sont des turbines à réaction de conception radiale-axiale (mixte). La figure 1.15 présente la photographie d'une turbine Francis.



Figure 1.15: Photographie d'une turbine Francis

Dans cette turbine, l'eau entre par une bête spirale appelée volute qui entoure le rotor (voir figure 1.16). La surface de la section transversale de la volute diminue le long du trajet d'écoulement de telle sorte que la vitesse d'écoulement reste constante. De la volute, le flux entre dans un anneau d'aubes directrices fixes qui le dirigent vers le rotor avec un angle le plus approprié. En circulant dans le rotor, le moment cinétique de l'eau est réduit et le travail est fourni à l'arbre de la turbine. Et enfin, l'écoulement quitte le rotor axialement dans le tube d'aspiration.

Les turbines Francis ont une régulation unique où seules les aubes directrices ont une position réglable pour la régulation, tandis que les aubes du rotor sont fixes [24, 45].

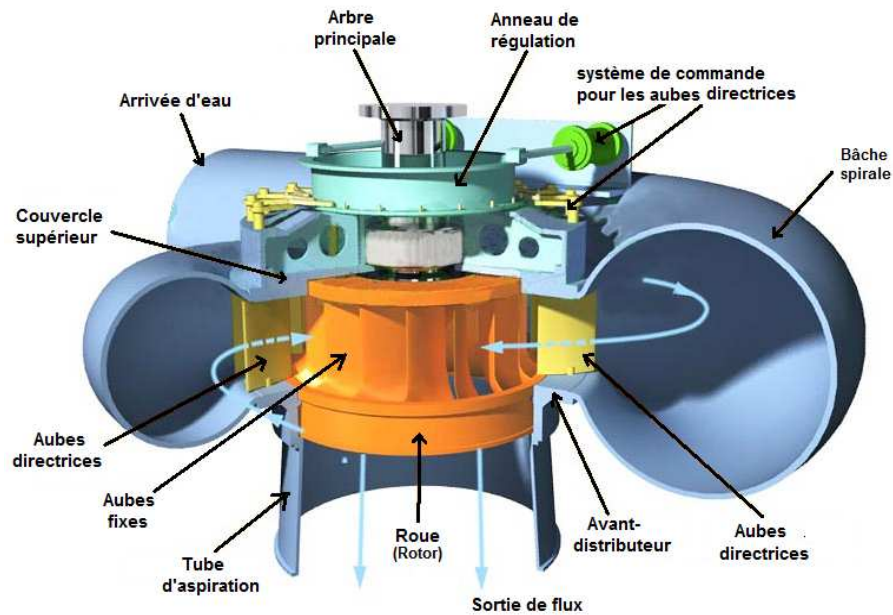


Figure 1.16: Vue de coupe d'une turbine Francis

- **Turbine Kaplan**

Cette turbine fut la dernière à être inventé par un certain Viktor Kaplan en 1912 en Autriche [50]. Une turbine Kaplan est une turbine à réaction avec des aubes de rotor réglables. Il s'agit d'une turbine à double régulation, les angles des deux aubes directrices et des ailettes de rotor pouvant être réglées. Historiquement, la turbine Kaplan est l'évolution de la turbine Francis pour les cours d'eau à basse chute et à fort débit. Ce type de turbine est normalement utilisé pour des faibles chutes entre 10 m et 50 m et pour une puissance jusqu'à 200 MW. Le rendement nominal dépasse 92%, mais peut être inférieur dans le cas des très faibles chutes et des faibles débits [45].

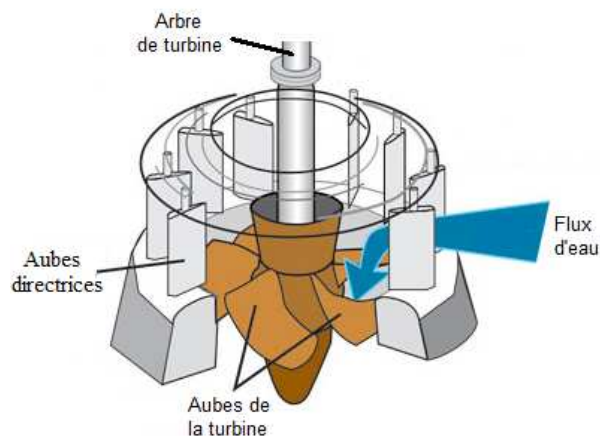


Figure 1.17: Vue de coupe d'une turbine Kaplan

Dans la turbine Kaplan, l'écoulement entre une volute et les aubes directrices d'entrée confère un degré de tourbillon à l'écoulement déterminé par les besoins

du rotor. L'écoulement sortant des aubes directrices est forcé par la forme du passage dans une direction axiale [24]. La vue de coupe d'une turbine Kaplan est présentée dans la figure 1.17.

- **Turbines tubulaires**

Les turbines tubulaires sont une solution appropriée lorsque la hauteur du saut est inférieure à 30m et ont remplacé ces dernières années presque les turbines Kaplan. Les turbines tubulaires peuvent fonctionner de manière réversible, par exemple centrales marémotrices [45].

6.2. Les compresseurs

Un compresseur est un dispositif mécanique permettant la compression ou le déplacement des gaz dans des systèmes où une variation appréciable de la densité du gaz se produit. Dans ce type de turbomachines, l'énergie mécanique est transformée en énergie potentielle contrairement aux turbines, augmentant la pression du gaz et la température.

Il existe de nombreux types de compresseurs, chacun convenant à une application particulière. Généralement, les compresseurs peuvent être classés en deux types: les compresseurs à déplacement positif et les compresseurs dynamiques. Les compresseurs à déplacement positif comprennent les compresseurs à piston, à vis, à aubes et à lobes. Les types de compresseurs axiaux et centrifuges sont des compresseurs dynamiques car la pression requise augmente et le flux est transmis au fluide en transférant de l'énergie cinétique au gaz de traitement.

Les compresseurs ont de nombreuses applications comme leurs utilisations dans les appareils électroménagers tels que les réfrigérateurs et les climatiseurs. Les compresseurs se trouvent aussi dans le traitement et le stockage du gaz, et les systèmes pneumatiques pour n'en nommer que quelques-uns. La pétrochimie utilise les compresseurs pour faciliter l'extraction du pétrole et pour réaliser les opérations de raffinage. [27, 33, 52]

6.3. Les pompes

Les pompes sont des machines à fluide incompressible qui ajoute de l'énergie à un liquide dans le but d'augmenter son débit et sa pression statique, pour permettre au fluide d'être déplacé d'un endroit à l'autre, à l'aide d'un mouvement de rotation continue créée par la transformation de l'énergie mécanique en énergie d'un fluide. Les pompes sont généralement utilisées pour surmonter les pertes dues aux frottements dans les conduites sur de longues distances, aux pertes dues aux raccords, aux pertes dues aux composants et aux différences d'élévation [26, 41, 53, 54]. Il existe des différents types

des pompes qui se divisent en deux grandes catégories : turbopompes, pompes volumétriques.

6.3.1. Turbopompes

Dans un moteur de fusée nucléaire, le travail de la turbopompe consiste à transférer le propulseur de ses réservoirs de stockage dans le réacteur nucléaire au débit et à la pression souhaités. Une turbopompe est composée de deux sous-ensembles principaux qui sont, comme leur nom l'indique, une turbine et une pompe. La turbine et la pompe sont couplées par un arbre commun. Pendant le fonctionnement, la partie turbine de la turbopompe fournit l'énergie qui alimente la partie pompe de la turbopompe [46]. Une représentation d'une turbopompe typique est donnée dans la figure 1.18.

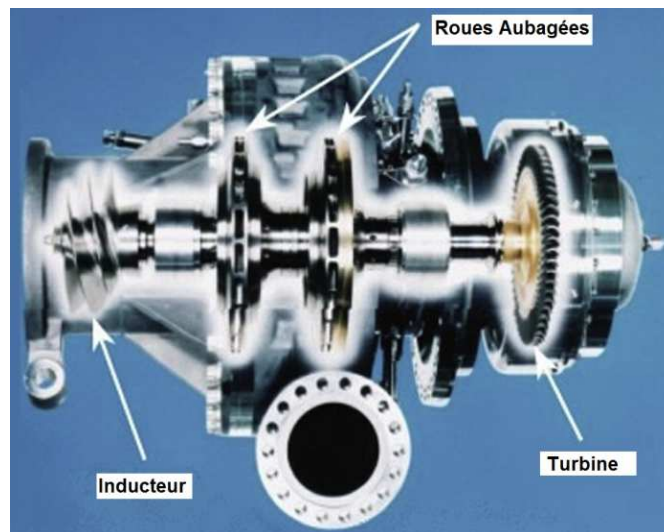


Figure 1.18: Schéma d'une turbopompe typique [46]

Dans les turbopompes, on peut trouver : les pompes hélices, les pompes hélico-centrifuges ou les pompes centrifuges. Les pompes centrifuges sont largement utilisées où elles représentent presque 80% de toutes les pompes utilisées dans les opérations de production [53]. Les pompes centrifuges sont des turbomachines à une ou plusieurs roues aubagées, aussi constituées d'un distributeur dans l'axe de la roue et un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute, à écoulement radial engendré par l'action de la force centrifuge et des forces de Coriolis. L'utilisation de ce type de pompe est infiniment diversifiée, parmi les grands domaines d'application on peut citer : hydro-électricité (barrage), agriculture (irrigation des surfaces cultivées), alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine), château d'eau, industrie hydrocarbure (production du pétrole), transport des hydrocarbures liquides, industrie de traitement des hydrocarbures. On trouve aussi les pompes centrifuges dans les centrales électriques. [54]

6.3.2. Pompes volumétriques

Le corps d'une pompe volumétrique est hermétiquement clos à l'intérieur duquel se déplace un composant mobile rigoureusement ajusté. Le déplacement de cet élément crée soit l'impulsion nécessaire au refoulement, soit le vide requis à l'aspiration, soit enfin l'un et l'autre, permettant le transfert d'un volume donné de liquide de consistance plus ou moins pâteuse, ou de gaz, depuis l'aspiration vers le refoulement [55].

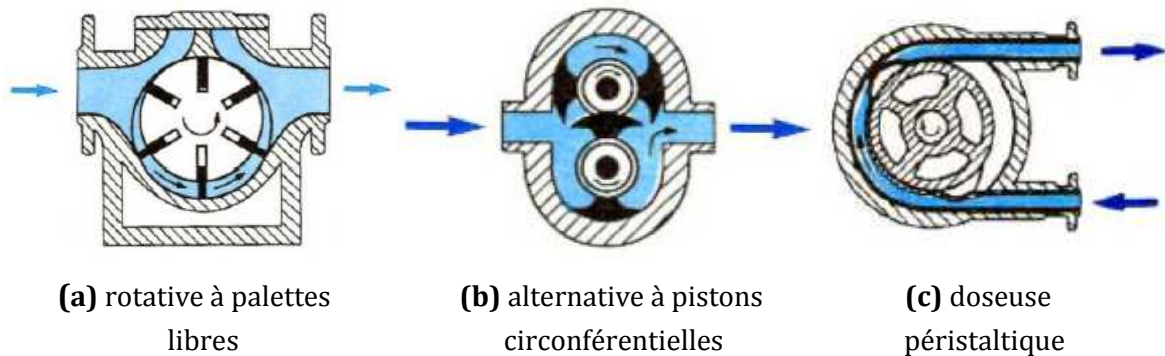


Figure 1.19: Pompes volumétriques [55]

Il existe trois catégories des pompes volumétriques (comme le montre la figure 1.19) qui sont les pompes volumétriques alternatives, rotatives et les pompes doseuses qui sont considérées comme cas particulier de pompe volumétrique [55] :

- **Les pompes volumétriques rotatives**

Dans ces pompes l'élément mobile animé par un mouvement de rotation autour d'un axe. Parmi les principaux types de ces pompes on distingue les pompes volumétriques rotatives : à palettes (figure 1.19a), à engrenages, à lobes, à vis, etc. les pompes rotatives sont utilisées pour la production alimentaire et cosmétique.

- **Les pompes volumétriques alternatives**

Dans ces pompes l'élément mobile animé par un mouvement alternatif autour d'un axe. Parmi les principaux types de ces pompes on distingue les pompes volumétriques alternatives à membrane ou à piston (figure 1.19b). Les pompes alternatives sont utilisées dans l'industrie des produits pétroliers et chimiques.

- **Les pompes volumétriques doseuses** (figure 1.19c)

Elles ont de faible débit de quelque L/h à quelque m³/h et peuvent assurer une pression de refoulement allant jusqu'à 300 bars. Elles travaillent à des températures ne dépassant pas 150°C. Ce type de pompe peut se trouver dans le dosage fin de produits chimiques ou para-chimiques ou l'injection d'essence ou de gazole.

6.4. Les ventilateurs

Les ventilateurs sont des turbomachines utilisés pour déplacer les gaz d'une région à l'autre sans un changement de densité appréciable. Les ventilateurs ont pour fonction de réaliser une faible élévation de pression. Ils doivent surmonter les pertes dans un système en raison du frottement dans les conduits, des pertes mineures dues aux raccords et à travers des composants tels que les filtres, les nettoyeurs, etc.

Les ventilateurs sont utilisés dans les domaines nécessitant un système de ventilation. Ils sont trouvés dans le bâtiment où ils sont utilisés pour renouveler l'air ambiant, assurer la climatisation (réchauffement et refroidissement), réguler le taux d'humidité ou contrôler la pression ambiante ou la concentration en polluant. Les ventilateurs sont aussi employés dans les ouvrages souterrains, mines, tunnels, métro, etc. On les trouve notamment dans les ordinateurs pour réguler et favoriser la circulation d'air, dans l'industrie agricole lors de la phase de séchage de grains, dans l'industrie du verre à la sortie du four, dans les systèmes de refroidissement de moteur de voiture. Ces systèmes de ventilation sont plus employés dans les usines de production électriques dans les tours de refroidissement [36].

7. QUELQUES PROBLEMES RENCONTRES DANS LES TURBOMACHINES

Plusieurs études ont été faites sur les turbomachines, soit pour mieux connaître et maîtriser des phénomènes présentés soit pour diagnostiquer des défauts détectés dans ces machines, afin d'améliorer la performance, la conception des turbomachines et déterminer les opérations de maintenance à exécuter, ou la durée de vie restante. Parmi ces études, on trouve des recherches sur :

7.1. Défauts des aubes

Les aubes sont considérées parmi les composantes essentielles des turbomachines. La défaillance d'une seule ailette peut potentiellement compromettre l'intégrité totale de la machine tournante. En effet, les aubes rotatives peuvent être les composants les plus susceptibles de provoquer des défaillances dans ces machines.

L'endommagement des aubes peut être causé par l'exposition des aubes à des températures élevées, hautes pressions et contraintes, et les vibrations résultant des forces aérodynamiques et des charges centrifuges. Tous ces facteurs peuvent entraîner des défaillances dans ces éléments et, par conséquent, une panne de la turbomachine [56]. Plusieurs chercheurs ont fait des études sur les défaillances des aubes comme Meher Homji et Gabries [5] ont fourni un traitement unifié des causes, des modes de défaillance et dépannage dans lequel ils montrent la nécessité d'examiner les pannes d'aubes dans les turbines à gaz. Bhagi et al. [57] qui ont présenté une brève revue sur les études récentes et les recherches effectuées sur les défaillances des aubes de turbine. Ils

ont fourni toutes les méthodologies de défaillances adoptées par diverses recherches pour étudier l'aube de turbine. Ziegler et al. [58] ont étudié la défaillance d'une aube à l'étage basse pression d'une centrale thermique afin d'identifier la cause de la défaillance. Aussi, Nurbanasari et Abdurrachim [59] ont identifié la cause de la défaillance de l'aube au premier étage d'une turbine à vapeur. Les résultats obtenus montrent que la défaillance de l'aube a été provoquée par la corrosion survenue sur la racine de l'ailette. Les défaillances les plus fréquentes des aubages des turbomachines sont les fissures des ailettes, les aubes desserrées, les aubes déformées, les ruptures des aubes, les frottements des aubes, les pertes d'aube et le désaccordage des aubes. Dans cette section, on va donner un aperçu des caractéristiques de certains types des défauts des aubes.

7.1.1. Fissures des aubes

La fissure d'une aube pourrait se développer dans les turbines à gaz en raison de la fatigue du cycle bas et haut [60]. La fatigue du cycle bas se produit à la suite du cycle de démarrage et d'arrêt de la machine qui peuvent provoquer des fissures dans les alésages et les zones de trous de boulon des disques de compresseur et de turbine qui fonctionnent sous des contraintes centrifuges élevées. Dans cette situation, de minuscules défauts pourraient se transformer en fissure qui, une fois la taille critique atteinte, pourrait entraîner la rupture totale de l'aube [12]. En revanche, la fatigue due aux cycles élevés est généralement causée par des excitations aérodynamiques, des vibrations auto-excitées ou des flottements. Les dommages dus à la fatigue à cycle élevé se produisent lorsque les niveaux de stress sont supérieurs à la résistance à la fatigue [12, 61]. De plus, la fissure peut également être causée par la fatigue résonante de l'ailette. La fatigue résonante est un mécanisme de défaillance important qui se produit lorsqu'une force périodique agit à une fréquence correspondant à une fréquence propre de l'aube. Si l'amortissement est insuffisant pour absorber l'énergie d'entrée périodique, la fissure se développera et se propagera jusqu'à ce qu'une défaillance se produise [5, 12]. La figure 1.20 présente une fissure typique d'une aube.

De plus, Meher-Homji [62] a présenté une étude de cas où des aubes de turbine de premier étage gravement endommagées qui subissaient une fissure de fatigue ne pouvaient même pas apparaître dans son spectre de vibration. Cet exemple démontre clairement la manière insaisissable de l'état de la fissure dans la turbine à gaz. Il a également commenté que la fissure peut conduire à la perte de parties de l'ailette et dans des cas plus graves, entraîner des effets néfastes.

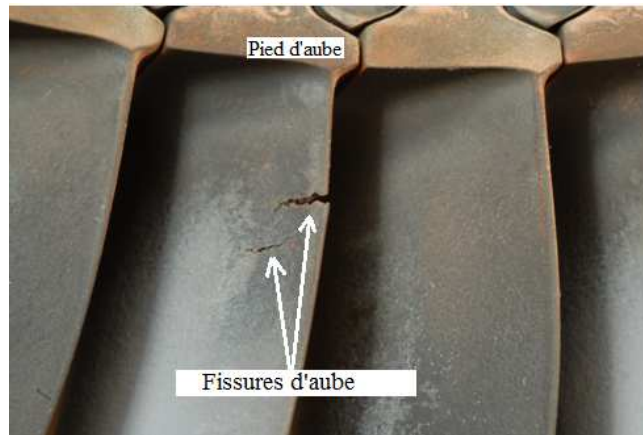


Figure 1.20: Fissuration d'une aube

En outre, Kubiak et al [63] a révélé d'après une analyse métallurgique que la fissure était propagée par un processus combiné corrosion-fatigue. L'analyse conclut que la défaillance de la racine de la pale était due à la fatigue et à la corrosion dans la zone de la concentration de contrainte la plus élevée provoquée par une inadéquation et des erreurs d'installation entre la plateforme de racine de l'ailette et l'arbre de fixation du rotor. En outre, la fissure a été propagée par les vibrations autour du premier mode de vibration. Plusieurs chercheurs ont fait des études sur la fissuration des aubes comme [6, 64].

7.1.2. Aube desserrée

Le desserrage des aubes peut survenir aux racines où les aubes sont attachées à l'arbre du rotor, et aux pièces intermédiaires pour la fixation des aubes [65]. Ce mode de défaillance ne peut être détecté que pendant la phase ralentissement de la machine et n'est pas détectable dans des conditions de fonctionnement normales en raison de la force centrifuge [66].

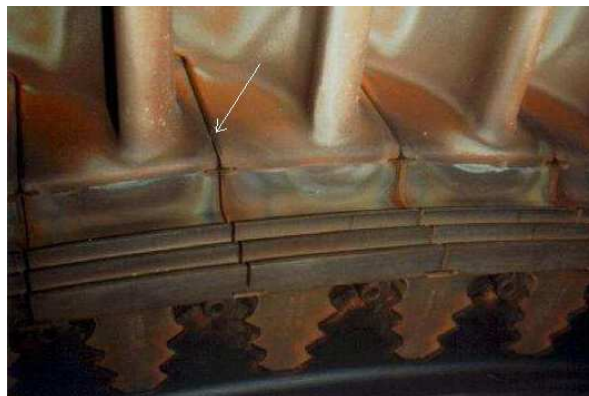


Figure 1.21: Défaut du desserrement des racines des aubes d'une turbine [61]

Kuo [18] a tenté de résoudre le problème des aubes desserrées dans les turbines à gaz. La réponse dynamique et les caractéristiques des aubes desserrées dans les turbines à

gaz sont donc moins quantifiées. Il semblait y avoir une méthode de diagnostic efficace limitée dans la détection des aubes lâches dans une turbine à gaz. Le cas de relâchement de la racine de l'aube est présenté dans la figure 1.21 où l'espace de tolérance entre une racine et un disque est plus grand que la normale.

7.1.3. Aube déformée

La déformation de l'ailette dans les turbomachines peut se produire en raison du fluage, de l'érosion, de la corrosion et de la torsion de l'aube induite par des débris (en anglais *Foreign Object Debris*). En général, la déformation de l'aube peut provoquer une obstruction dans l'écoulement d'une machine [12]. La figure 1.22 représente la photographie de la déformation des aubes du compresseur.



Figure 1.22: Photographie de la déformation des aubes d'un compresseur [12]

7.1.4. Rupture des aubes



Figure 1.23: Rupture d'aube provoquée par le blocage des passages de refroidissement [5]

La rupture d'une partie de l'aube est considérée parmi les défaillances destructives dans les turbomachines, ce défaut est entraîné par le frottement des aubes. Aussi, la rupture

de l'aube peut être produite par les fissures qui peuvent atteindre une taille critique dans les alésages et les trous de boulons des disques de compresseur et de turbine qui fonctionnent sous une force centrifuge élevée, ces fissures qui sont provoquées par la fatigue des cycles faible du fait des cycles fréquents de démarrage et d'arrêt d'une machine [12]. En outre, ce type de défaillance des aubes peut être provoqué par un défaut de fluage d'une turbine qui est due à l'obstruction partielle de l'orifice de refroidissement, comme le montre la figure 1.23 [5]. C'est donc une bonne idée d'insister pour que toutes les ailettes soient contrôlées à la fabrication.

7.1.5. Frottement des aubes

Le frottement des pales est une autre cause importante de défauts dans les turbomachines [65]. Les défauts de frottement des ailettes dans les turbines à gaz représentent environ 23% du total des défauts de pales [56].

Le rotor d'une turbomachine est nécessairement espacé du boîtier, mais afin d'éviter les fuites et d'optimiser le rendement, cet espace doit être aussi réduit que possible à des endroits spécifiques, par exemple entre différents étages ou à l'extrémité des roues aubagées. En conséquence de ces petites distances, un contact sous rotation peut se produire entre l'extrémité des aubes et le boîtier ou entre le rotor et le stator bien que ce contact se produit rarement, la figure 1.24 présente les contacts qui peuvent se produire pendant le fonctionnement d'une turbomachine. Ces contacts, appelées aussi frottement, se produit en raison de la vibration élevée du rotor latéral et le déplacement de l'axe du rotor du fait de désalignement du rotor. Autre raison de frottement des aubes est la déformation du carter du moteur due à un atterrissage brutal. Ce frottement entre l'extrémité des aubes et le carter peut également se produire en raison de la dilatation des ailettes due aux températures élevées et aux jeux serrés entre les aubes et le carter, ce qui est courant dans les avions modernes, car l'espace entre les aubes et le carter du moteur est réduit [67, 5].

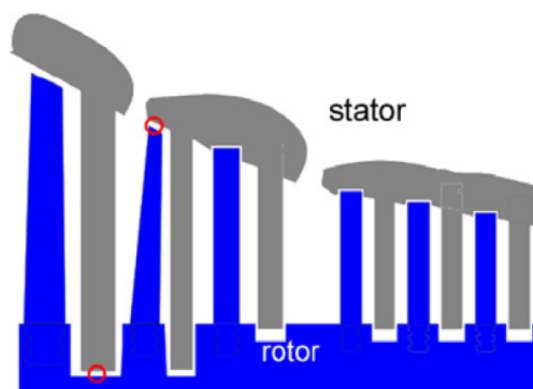
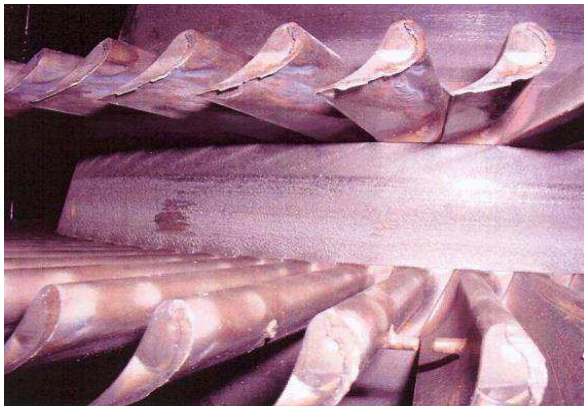
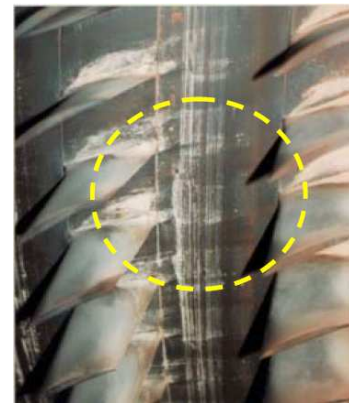


Figure 1.24: Les contacts possibles entre (rotor et stator) et (aubes et carter) [67]

En plus de l'usure ou la défaillance de l'extrémité des aubes, le frottement des aubes peut résulter de différents phénomènes non souhaités, par exemple un niveau vibratoire élevé inhabituel de l'ensemble rotatif, une croissance thermique différente entre le rotor et le stator et une perte de l'ailette [67]. Ce frottement peut entraîner aussi des défaillances sévères allant jusqu' à une destruction complète de l'équipement [56, 68]. La figure 1.25 montre les effets de frottement sur l'extrémité des aubes et sur le rotor.



(a) l'extrémité des aubes de turbine [56]



(b) les effets de frottement des aubes de stator sur le rotor [68]

Figure 1.25: Les effets néfastes de frottement des aubes

De nombreux chercheurs ont étudié les défauts de frottement de l'ailette [69, 70], tandis que d'autres ont étudié la détection du frottement de l'aube dans des machines tournantes utilisant des techniques de vibration [65, 68, 71, 72].

7.1.6. Perte d'aube

La perte d'une aube peut survenir en raison de dommages dus à la fatigue au pied de la pale [73], de frottement de son extrémité qui se produit à la suite du contact entre les parties fixes (carter) et rotatives (ailettes) de la turbomachine [67] ou suite à un choc lors d'une ingestion de corps étranger par une soufflante du réacteur d'avion [38]. Ce mode de défaillance est un défaut extrême typique et sévère dans ces machines tournantes, qui provoque un énorme déséquilibre instantané et, au bout de quelques tours, de forts frottements se produisent à l'extrémité de l'aube et / ou à l'endroit du joint sur le rotor et peut provoquer aussi des vibrations intenses dans l'ensemble du système et même de nombreux types de dommages [67, 74]. La figure 1.26 illustre le défaut de la perte d'aube de soufflante du réacteur d'avion.



Figure 1.26: Perte d'ailette de soufflante du réacteur d'avion

La perte d'une aube qui se produit dans de moteur d'avion est un fait certes rarissime mais dont les conséquences sur le moteur, l'avion, les passagers et les personnes survolées peuvent être catastrophiques. Ce défaut est une préoccupation de sécurité majeure dans l'aviation civile commerciale. Où les autorités demandent aux fabricants d'effectuer avec succès un test de perte d'ailette de ventilateur capable de démontrer la capacité de résister à des charges aussi lourdes pour chaque type de moteur [38, 74]. Au cours des dernières décennies, des études ont été menées sur la perte d'ailette comme [75, 76].

7.1.7. Désaccordage des aubes

Les roues aubagées sont comptées parmi les composants essentiels des turbomachines. Ces composants sont généralement conçus selon une symétrie cyclique, composées de plusieurs secteurs identiques (on parle des roues aubagées accordées). Mais en réalité cette hypothèse n'est pas respectée, du fait de la nature aléatoire des phases de fabrication et d'assemblage des ailettes qui induisent d'inévitables irrégularités sur les propriétés géométriques et physiques. Ces perturbations de la structure accordée ou ces petites différences d'une aube à l'autre entraînent la rupture de symétrie cyclique ce qui créent au phénomène de désaccordage (mistuning en anglais). Le désaccordage est un phénomène critique sur le comportement vibratoire des roues aubagées présente dans les structures tournantes. Il a été montré que le désaccordage conduit à une localisation spatiale de l'énergie de vibration et augmente l'amplitude des vibrations et des niveaux de contrainte de certaines aubes [77-79]. La figure 1.27 représente une roue aubagée accordée avec son secteur de référence.

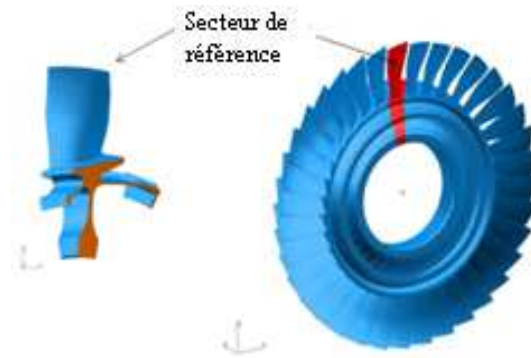


Figure 1.27: Schéma d'un disque aubagé monobloc de compresseur HP [80]

D'une autre façon, le désaccordage mécanique désigne l'ensemble des différences structurales ou géométriques qui existent entre les aubes (et plus généralement les secteurs) d'une roues aubagées [80]. Le désaccordage peut être involontaire ou intentionnel :

1. Le désaccordage involontaire est produit du fait des tolérances de fabrication, de dispersions sur les propriétés mécanique des matériaux, etc.... [34]
2. Le désaccordage intentionnel est fait par la rupture de la symétrie cyclique par exemple par la modification géométrique de certaines aubes comme l'étude qui est été faite par Mbay dans [34]. De nombreuses recherches ont d'ailleurs été faites sur l'utilisation du désaccordage intentionnel par exemple [81, 82].

7.2. Le phénomène de cavitation

Ce phénomène se produit principalement dans les turbomachines hydrauliques soumises aux conditions de basses pressions. Ce phénomène physique est défini comme la vaporisation d'un fluide soumis à une dépression, le fluide se vaporise lorsque la pression minimale devient inférieure à sa pression de vapeur de l'eau à la température ambiante [26, 83], la figure 1.28 présente le phénomène de cavitation dans la turbine Francis. Plusieurs auteurs ont fait des recherches sur ce phénomène [48, 84-86]. Le phénomène de cavitation conduit à plusieurs effets néfastes sur les éléments des turbomachines (turbines et pompes) tel que [45, 85] :

- *Le bruit* : la cavitation engendre la naissance de bulles qui s'effondrent très rapidement générant des bruits intenses.
- *La perte des performances* qui est une conséquence directe de l'apparition des bulles de cavitation.
- *L'érosion des aubages* : lorsque les bulles de cavitation implosent près de la surface du rotor, cela peut provoquer une érosion des surfaces des aubes.

- *Les vibrations* : la cavitation peut endommager les pièces mécaniques du fait des vibrations accrues de la turbomachine.

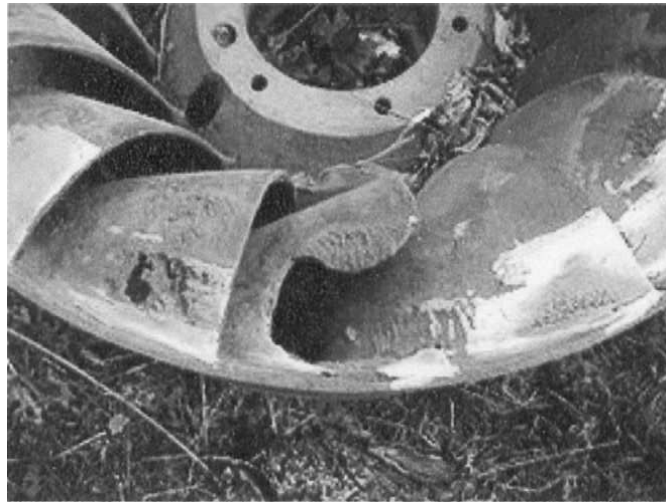


Figure 1.28: Les effets de cavitation sur les aubes d'une turbine Francis [31]

7.3. Les problèmes de lubrification

La lubrification est un facteur majeur pour le bon fonctionnement de l'équipement industriel. Une lubrification inadéquate ou insuffisante est l'une des causes les plus fréquentes de défaillance des machines tournantes et peut entraîner des pertes d'exploitation pour les grandes entreprises. C'est généralement en négligeant les lubrifiants et les systèmes de lubrification que l'équipement tombe en panne prématurément. 60% des incidents qui causent des défauts mécaniques dans les machines tournantes sont causés par des pratiques inadéquates et une lubrification insuffisante [87].

7.4. Les problèmes thermiques

Les échanges thermiques quelque soit internes ou externes ont un influence non négligeable sur les performances des turbomachines. Des études ont été faites pour contribuer à lever l'hypothèse d'adiabaticité (fonctionnement sans échange thermique) [88, 89], pour cela il faut trouver un indicateur pour caractériser l'efficacité énergétique comme le coefficient de convection malgré que la détermination de ce coefficient est considérée parmi les difficultés majeures [27].

7.5. Etude des écoulements dans les turbomachines

Les études sur le comportement des écoulements dans ce type de machine est toujours d'actualité en raison de leur conception aérodynamique qui reste complexe, où on trouve des chercheurs qui ont réalisé une modélisation ou la simulation numérique de

l'écoulement en utilisant le CFD (Computational Fluid Dynamics), le logiciel Fluent ou Ansys CFX, dans le but de prédire ou déterminer des performances des turbomachines [43, 54, 83, 90]

7.6. Autres défauts

Les phénomènes et les problèmes cités précédemment sont parmi les causes qui pourraient constituer la principale raison de la défaillance des turbomachines. Parmi les défauts aussi les plus fréquemment rencontrés dans ces machines, on trouve d'autres défauts qui peuvent être des défauts de désalignement, de balourd (ou défaut d'équilibrage), de roulement, de défauts d'engrenages, de frottement ou de défauts de courroies...etc

CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a présenté l'historique, le principe de base de fonctionnement d'une turbomachine ainsi que les principaux éléments constituant les turbomachines, qui sont le rotor et le stator. Ces deux éléments sont essentiellement composés par d'autres éléments qui sont les aubes. Ces éléments assurent l'échange d'énergie, où le transfert d'énergie se produit uniquement en raison de l'échange de quantité de mouvement entre le fluide en circulation et ces éléments rotatifs. Quelque soit le sens d'échange d'énergie, la nature du fluide, la direction de l'écoulement et la nature du transfert énergétique, les aubes restent les éléments essentiels qui constituent une turbomachine avec un changement de la forme des aubes selon la fonction requise de la machine.

Pendant le fonctionnement des turbomachines les aubes sont exposées à une charge mécanique élevée due aux vibrations, érosion et les variations extrêmes de la température et de la pression, ces facteurs sont considérés comme les sources majeures qui produisent les défaillances des aubes. Les différents types des défauts des aubes ainsi que les facteurs qui produisent les défauts ont été présentés dans ce chapitre, ainsi que d'autres problèmes peuvent être rencontrés dans les turbomachines.

CHAPITRE II

MAINTENANCE ET SURVEILLANCE PAR ANALYSE VIBRATOIRE

La compréhension des phénomènes liés à l'apparition et au développement des défauts est importante pour choisir la technique de surveillance la plus fiable et la plus efficace pour surveiller les turbomachines. Le choix de cette technique est nécessaire pour détecter l'apparition d'un défaut à un stade précoce et suivre son évolution qui présente un grand intérêt dans l'industrie qui cherche à augmenter la disponibilité des équipements de production. Pour choisir la technique de surveillance la plus efficace, il faut connaître les notions de base de maintenance. Dans ce chapitre, on va présenter les techniques de surveillances les plus utilisées en maintenance industrielle, et on mettra l'accent sur l'analyse vibratoire et les techniques utilisées dans la détection des défauts des aubes.

SOMMAIRE

1. La maintenance industrielle	32
2. Les stratégies de maintenance	32
2.1. Maintenance Corrective	33
2.2. Maintenance Préventive	34
3. Les étapes de la maintenance préventive conditionnelle	36
3.1. La surveillance	36
3.2. La détection	37
3.3. Le Diagnostic	37
4. Les techniques de surveillance	37
4.1. Analyse vibratoire	38
4.2. Analyse d'huile	39
4.3. Thermographie infrarouge	39
4.4. Analyse acoustique	39
4.5. Emission acoustique	39
5. Analyse vibratoire	40
5.1. Définition des vibrations	40
5.2. Source de vibration de la machine	42
5.3. Les grandeurs de mesure d'une vibration	42
5.4. Mesure des vibrations	44
5.5. Les types des signaux vibratoires	48
5.6. Chaîne d'acquisition	49
5.7. Traitement des signaux vibratoires	50
6. La surveillance des défauts des aubes utilisant l'analyse vibratoire	50
6.1. Les techniques directes	51
6.2. Les techniques indirectes	53
CONCLUSION	55

1. LA MAINTENANCE INDUSTRIELLE

Chaque machine, si elle doit fonctionner de manière fiable tout au long de sa vie planifiée, doit être maintenue. L'objectif de la maintenance est non seulement de réparer les machines endommagées, mais aussi de prévoir et d'éviter ses dégâts au moindre coût. En outre, le rôle de la maintenance peut s'exprimer grâce à trois exigences interdépendantes :

1. Atteindre la productivité maximale ;
2. Optimiser les performances de la machine ;
3. Assurer la sécurité de fonctionnement.

La maintenance est définie selon la norme NF-X60-000 comme suite [91] « *la maintenance est définie comme étant un ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise* ».

2. LES TYPES DE MAINTENANCE

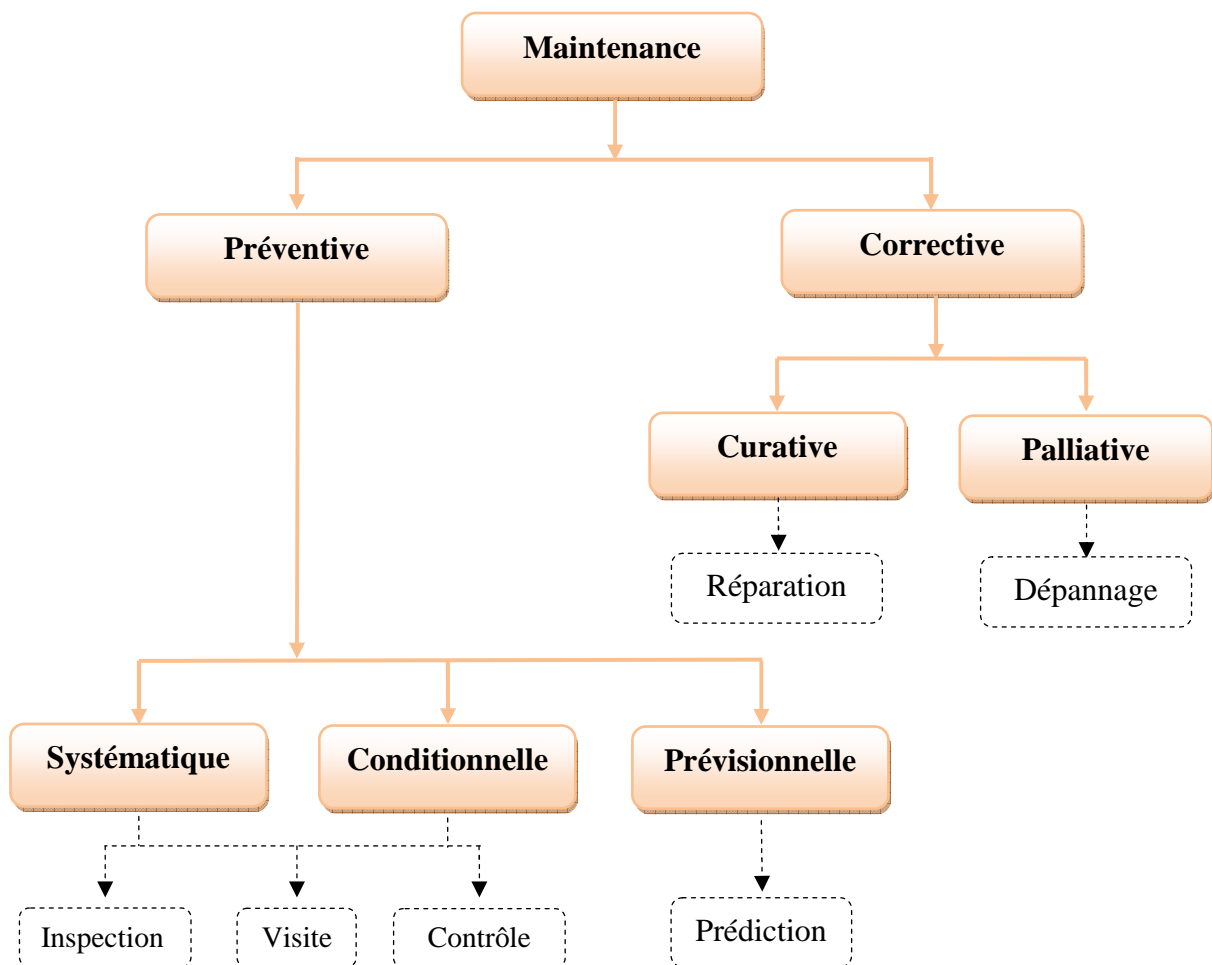


Figure 2.1: Les types de maintenance [92]

Pour garantir la plus grande disponibilité des équipements de production dans une entreprise avec le moindre coût et aussi améliorer la qualité des produits, il faut choisir la stratégie de maintenance la plus appropriée. En effet, on distingue deux politiques de maintenance, comme le montre la figure 2.1, qui sont :

- Maintenance préventive
- Maintenance corrective.

Pour atteindre les objectifs désignés de la maintenance dans une entreprise, on doit opter pour l'approche de maintenance la plus adéquate, ceci nécessite la connaissance et l'examen de certain nombre de critères et de paramètres qui induisent ces deux types de maintenance selon les matériels à maintenir, dans un état permettant d'assurer un service déterminé [93].

2.1. Maintenance Corrective

Ce type de maintenance consiste à effectuer l'intervention après l'apparition d'une panne sur un bien donné. Elle est définie selon la norme NF EN 13306 [94] comme suit : « *Exécutée après détection d'une panne et destinée à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise* ». On peut distinguer deux types de maintenance corrective:

2.1.1 Maintenance curative

Elle peut se décider directement après la panne. Elle peut être définie comme une « action de maintenance corrective ayant pour objet de rétablir un bien dans un état spécifié pour lui permettre d'accomplir une fonction requise » [91]. Par autre façon, la maintenance curative est l'ensemble des activités destinées à rétablir l'élément défaillant jusqu'à le ramener au niveau de performance optimal et de le remettre en état de fonctionnement par une réparation parfaite [92, 93].

2.1.2. Maintenance palliative

Elle peut être définie comme étant « *l'ensemble des actions destinées à permettre à un bien d'accomplir provisoirement tout ou partie de la fonction requise* » [91]. L'activité de ce type de maintenance est destinée à remettre l'équipement défaillant en état de fonctionnement provisoire avec un niveau de performance inférieure au niveau optimal [92, 93].

Le choix de la maintenance corrective n'intervient qu'après l'apparition de panne sur un bien sinon on a besoin de choisir un autre type de maintenance qui peut être préventive systématique, conditionnelle ou prévisionnelle.

2.2. Maintenance Préventive

La définition de la maintenance préventive donnée par la norme NF EN 13306 X 60-319 de l'AFNOR [94] est la suivante : « *Maintenance exécutée à des intervalles indéterminés ou selon des critères prescrit et destinée à diminuer la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien* ». À partir de cette définition, on peut noter que la diminution de probabilité de l'apparition d'une défaillance identifiée d'un équipement est parmi les objectifs de la maintenance préventive, ce qui induit à éviter les arrêts de fonctionnement non planifiés due à l'apparition d'une panne, augmenter le temps de fonctionnement, régulariser la charge de travail et améliorer la disponibilité [95-97].

Ce type de maintenance consiste à suivre l'évolution de l'état d'un bien ce qui permet de faire les interventions dans des délais prédéterminés [92].

La maintenance préventive peut être effectuée sous diverses façons selon les conditions d'activation, où on trouve les trois variantes suivantes :

2.2.1. Maintenance Systématique

« *Maintenance préventive exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre défini d'unités d'usage mais sans contrôle préalable de l'état du bien* », définition d'après la norme FD X 60 000 [91]. On peut souligner qu'aucune activité de maintenance systématique ne peut être réalisée avant l'échéance prédéterminée [92] et les interventions de remplacement effectuées pendant la période programmée de non-production [98].

2.2.2. Maintenance prévisionnelle

La maintenance prévisionnelle est « *exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien* » extrait de la norme NF EN 13306 X 60-319 [94].

Ce type de maintenance s'appuie sur la technologie des capteurs qui donnent des informations évoluées avec le simple franchissement d'un seuil prédéterminé qui permet de donner l'état de dégradation d'un organe avant son endommagement complet [93].

2.2.3. Maintenance Conditionnelle

La maintenance conditionnelle est définie comme étant une « *maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement du bien et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement et intégrant les actions qui en découle* » [91]. Donc, la maintenance préventive conditionnelle s'appuie sur la surveillance continue ou périodique d'un équipement pendant le fonctionnement où les activités de ce type de maintenance sont déclenchés lorsque les paramètres significatifs mesurés par des capteurs (température, pression, vibration, fuite usure,...) détectent l'état de dégradation de l'équipement, c'est-à-dire arrivent à un seuil limite (figure 2.2) [95, 98-100].

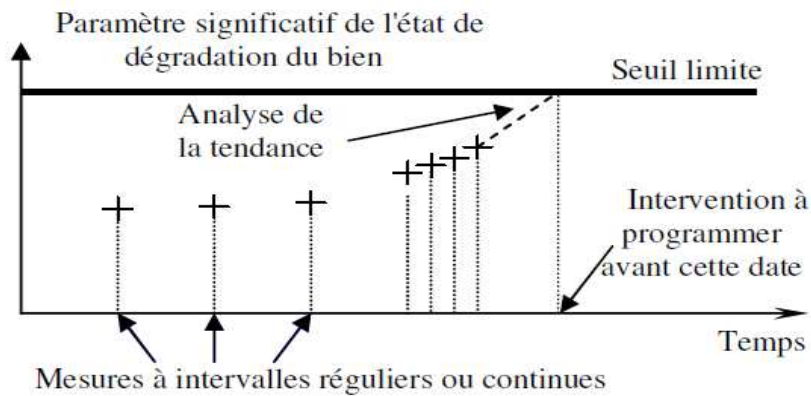


Figure 2.2: Principe de la maintenance préventive conditionnelle [95]

La maintenance préventive conditionnelle permet de surveiller l'état d'une machine en fonctionnement selon trois étapes incontournables (figure 2.3).

- **La surveillance** qui demande le choix préalable d'un certain nombre d'indicateurs dont l'acquisition est le plus souvent possible en fonctionnement [93]. Cette étape est accomplie selon deux tâches extrêmement importantes [101, 102] :
 - **La détection** d'une anomalie. Cette étape nécessite la capacité de classer les situations observées comme étant normales ou anormales.
 - **Le diagnostic** permet de localiser l'élément défaillant et identifier les causes et le niveau de gravité du défaut détecté.

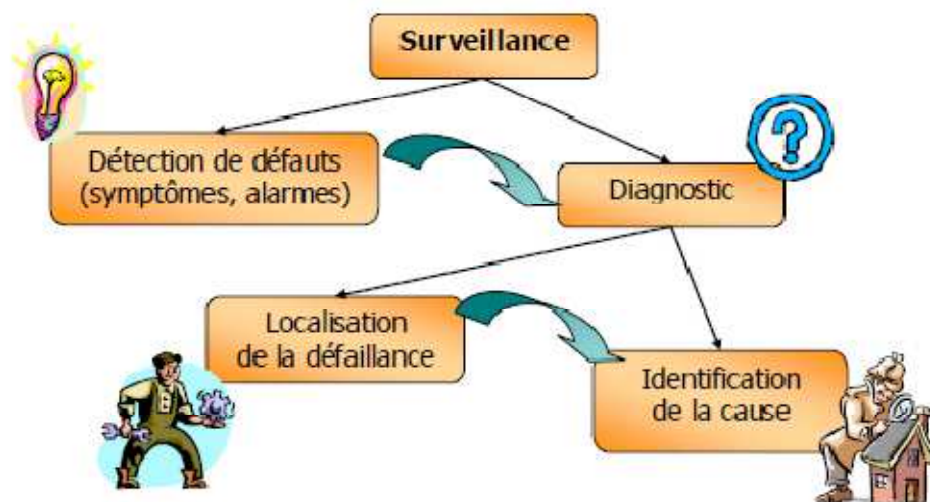


Figure 2.3: Les étapes de maintenance préventive conditionnelle [101]

Donc, si le système de surveillance pose un problème, la maintenance demande le déclenchement des activités d'une maintenance adéquate, ces activités sont liées aux

informations fournies par les trois étapes précédentes (surveillance, détection et de diagnostic).

On peut conclure que la maintenance préventive permet de diminuer la probabilité de l'apparition d'une défaillance d'un bien, ce qui induit à éviter les arrêts de fonctionnement non planifiés dus à l'apparition d'une panne, par contre la maintenance corrective exécute des activités correctives après l'apparition d'une panne, ainsi que l'arrêt de la production ce qui engendrera des coûts supplémentaires.

3. LES ETAPES DE LA MAINTENANCE PREVENTIVE CONDITIONNELLE

3.1. La surveillance

C'est une action de la maintenance préventive conditionnelle ou prévisionnelle, qui peut être réalisée manuellement ou automatiquement. Elle donne des informations sur l'état de l'équipement et sur ses conditions d'utilisation. Ces informations sont données sans arrêt de la ligne de production à l'aide d'une technique qui repose sur l'analyse des variations des indicateurs ou des grandeurs de fonctionnement de l'entité en utilisant au mieux les informations disponibles [95, 103, 104].

Ces indicateurs qui sont prélevés de manière continue (online) ou périodique (off-line) (comme il est présenté dans la figure 2.4) doivent, par définition, caractériser l'état ou les performances d'une machine. L'évolution des indicateurs dans le temps doit être significative de l'apparition ou de l'aggravation d'un défaut [93]. Parmi les indicateurs susceptibles de suivre l'évolution de l'état d'un bien dans le temps, on peut citer : la température d'un palier, le bruit, le spectre ou la forme du courant d'alimentation d'un moteur ou les vibrations dans une machine,...

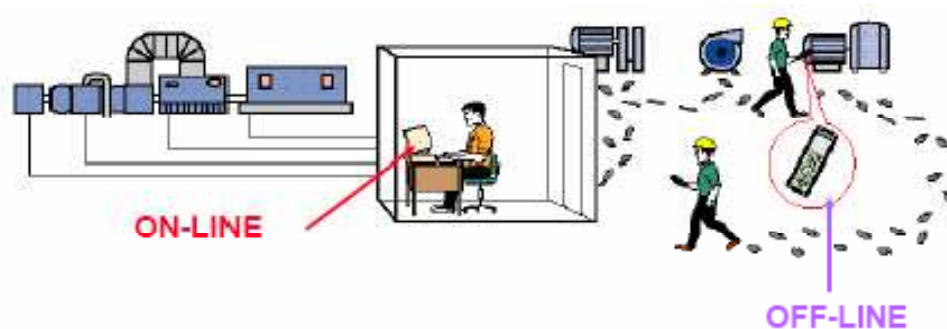


Figure 2.4: Les de surveillance des machines [93]

Un programme efficace de surveillance d'un bien aidera à détecter les défauts à un stade précoce, par exemple lorsque les défauts des aubes sont encore mineurs et n'affectent pas les performances de la turbomachine. Cela permet d'analyser le problème pendant

que la machine reste en ligne et que la production continue normalement. Cet avertissement préalable permet de planifier la réparation à un moment opportun et aussi assurer et prolonger la durée de vie des machines. La surveillance est basée sur deux opérations principales qui sont la détection et le diagnostic.

3.1.1. La détection

C'est une étape de la maintenance préventive conditionnelle qui intervient à partir de l'action de surveillance qui donne des informations sur le système à surveiller [105].

L'étape de détection repose sur l'élaboration des caractéristiques et signatures associées à des symptômes révélateurs de défaillances et de dégradations à travers lesquels on peut décider si le système fonctionne correctement ou non. Autrement dit, la détection repose sur l'identification des changements des mesures du procédé par rapport au fonctionnement normal, ce qui induit à la génération des symptômes. La fonction de détection est une tâche distincte et indispensable pour l'action de diagnostic et plutôt une entité de la surveillance [103, 106, 107].

3.1.2. Le diagnostic

Le diagnostic industriel peut être défini comme étant « *l'identification de la cause probable de la (ou des) défaillance (s) à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'informations d'une inspection, d'un contrôle, ou d'un test* », définition donnée par l'AFNOR et le comité Electrotechnique International (CEI) [108].

Le diagnostic est une étape nécessaire dans la maintenance préventive conditionnelle pour localiser et déterminer le plus précisément possible l'élément (ou les éléments) qui doit être réparé [92]. En plus de localiser le composant défaillant, le diagnostic vise aussi à identifier la cause de la défaillance à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur des observations [92, 106]. De façon générale, le diagnostic détermine quelles sont les origines et/ou la (les) cause(s) qui ont pu engendrer le symptôme détecté.

4. LES TECHNIQUES DE SURVEILLANCE

Les techniques de surveillance sont nécessaires pour évaluer l'état actuelle du bien à surveiller en relevant périodiquement (ou continuellement) un indicateur d'état de dégradation ou de performance [109]. Dans le cas de l'application de la maintenance conditionnelle et prédictive, une technique ou des techniques de surveillance doivent être choisies. Dans la plupart des cas, il n'est possible de détecter toutes les défauts d'un système que lorsque plusieurs techniques sont sélectionnées. Une combinaison des techniques peut détecter plus de défauts et simplifier le diagnostic en combinant les symptômes. Donc, il faut choisir la meilleure technique pour une application peut être délicat. Parmi les techniques les plus couramment utilisées, on peut citer :

4.1. Analyse vibratoire

L'analyse vibratoire est l'une des techniques de surveillance la plus utilisée et la plus importante dans la maintenance préventive conditionnelle, et la plus efficace pour la détection et le diagnostic des défauts dans les turbomachines. Elle est très largement utilisée dans l'industrie pour surveiller la plupart des types des défauts dans un ou plusieurs composants de machines tournantes [110, 111], la figure 2.5 montre le pourcentage d'utilisation des différentes techniques de surveillances où l'analyse vibratoire possède un pourcentage de 75% parmi les autres techniques [95]. Aussi, elle peut identifier précisément 90% de toutes les défaillances des machines [112].

Toute vibration anormale découverte dans la machine tournante donne une première indication de la présence d'un défaut. De nombreuses études ont signalé l'importance de l'utilisation de la mesure des vibrations pour la détection des défauts et le diagnostic dans les machines tournantes, dans le cadre de stratégies de maintenance préventive et prédictive [113-117].

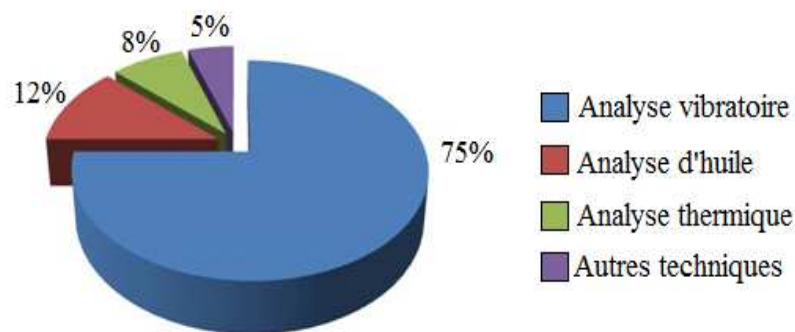


Figure 2.5: Pourcentage d'utilisation des différentes techniques de surveillances [95]

Parmi les avantages de l'analyse vibratoire on peut citer [93, 118]:

- Les mesures sont faciles à prendre.
- Possibilité de réalisation d'un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine.
- Réalisation d'un diagnostic pendant le fonctionnement de la machine.
- Détection des défauts à un stade précoce.
- Permet de surveiller la machine à distance (télémaintenance)

Dans cette étude, la technique de mesure des vibrations est appliquée dans le but de détecter les défauts des aubes dans les turbomachines, ce que nous pourrions consulter dans la section 5.

4.2. Analyse d'huile

L'analyse de lubrifiant peut être appliquée sur tous les équipements contenant des fluides de lubrification où le lubrifiant est en contact permanent avec les pièces en mouvement. A partir d'un prélèvement d'un échantillon d'huile et de l'analyser. Cette technique permet de contrôler les propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détecter un manque de lubrification, et aussi contrôler les taux de contamination par le processus (étanchéité) et déterminer dans un stade précoce une usure des éléments mécanique en contact. Aussi, cette technique de l'analyse de lubrifiants permet de découvrir l'origine de l'anomalie par analyse des particules [92, 95].

4.3. Thermographie infrarouge

La thermographie est méthode de mesure sans contact qui donne la distribution de la température (image thermique) d'une surface mesurée, en gris ou en couleurs, en temps réel [119]. La thermographie infrarouge est utilisée surtout dans les machines tournantes pour détecter les défauts engendrant des échauffements anormales dans les surfaces des composants à l'aide d'une caméra¹ qui mesure l'intensité des émissions des rayons infrarouges d'un système [120]. Les défauts dans un système peuvent provoquer des irrégularités thermiques qui, si elles sont surveillées par thermographie, peuvent être découvertes par un inspecteur expérimenté. Les images infrarouges diagnostiquent les conditions de chaleur à partir d'un profil thermique de la machine et peuvent déterminer les fuites, les fissures, la corrosion, le mauvais câblage électrique et les contacts [93, 96, 109, 120, 121].

4.4. Analyse acoustique

L'analyse acoustique repose sur la détection de tout bruit anormal en moyen de microphones placés à une certaine distance de l'équipement surveillé. Cette technique permet de détecter l'apparition de défauts audibles dont la fréquence ne dépasse pas 20 kHz et autorise une surveillance continue. L'analyse acoustique présente certaines limitations comme sensibilité au bruit ambiant, diagnostic souvent difficile à réaliser et problèmes de répétitivité des mesures [92, 95, 109, 121].

4.5. Emission acoustique:

L'émission acoustique est utilisée pour la surveillance et le diagnostic des défauts de divers composants tels que les défauts des engrenages, des roulements et des machines-outils [122]. Ces défauts sont considérée comme la source des émissions acoustiques dans les machines tournantes et on peut citer aussi les sources suivantes : fatigue cyclique, frottement, turbulence, perte de matériau, cavitation, fuite, etc [123, 124].

¹La caméra est un transducteur qui convertit la luminance d'un flux de rayonnement infrarouge en un signal électrique (tension, intensité) qui sera appliqué après amplification à un système de visualisation.

Les émissions acoustiques (EA) sont définies comme des ondes élastiques transitoires générées par une libération rapide de l'énergie de déformation provoquée par une déformation ou un dommage à l'intérieur ou à la surface d'un matériau [123, 125]. Ces émissions acoustiques se propagent à la surface du matériau sous forme d'ondes de Rayleigh [124] et le déplacement de ces ondes est mesuré par des capteurs EA qui sont presque toujours un cristal piézoélectrique, généralement en céramique comme le zirconatétitanate de plomb [124].

5. Analyse vibratoire

L'analyse vibratoire est généralement présentée comme la méthode de surveillance la plus largement utilisée dans l'industrie, peut identifier précisément 90% de toutes les défaillances des machines [112]. Cette technique repose sur la mesure des vibrations générées par la machine à surveiller.

Étant donné que toutes les machines qui contiennent des composants mobiles peuvent vibrer, les forces d'excitation cycliques transmises aux composants adjacents à l'intérieur des machines peuvent provoquer des mouvements vibratoires [126, 127]. Par conséquent, la nature et l'amplitude des vibrations sur un composant de la machine peuvent donner des informations précieuses pour son état mécanique. Les signaux vibratoire provenant des machines tournantes sont souvent enregistrés et analysés, en traitant les signaux en utilisant diverses méthodes.

Une nouvelle machine tournante a un signal de vibration relativement lisse pendant le fonctionnement normal, mais au stade de la vieillesse, la dégradation résultant de l'usure modifiera les caractéristiques du signal. L'intégrité de la machine peut être évaluée par comparaison détaillée des «nouveaux» et des «anciens» spectres de vibration.

5.1. Définition des vibrations

Une vibration est défini selon la norme FEN 90-001 comme étant « *la variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence* » [1]. La vibration est un mouvement oscillatoire. On dit qu'un corps ou une particule vibre lorsqu'il décrit un mouvement oscillant autour d'une position d'équilibre [128, 129]. Le balancement d'un pendule et le mouvement d'une corde pincée sont des exemples typiques de vibrations. La théorie de la vibration traite de l'étude des mouvements oscillatoires des corps et des forces qui leur sont associées.

La vibration d'un système implique le transfert de son énergie potentielle en énergie cinétique et de l'énergie cinétique en énergie potentielle, en alternance. Si le système est

amorti, un peu d'énergie est dissipée à chaque cycle de vibration et doit être remplacée par une source externe si un état de vibration stable doit être maintenu [130].

Une machine simple excitée par une force extérieure $F(t)$ peut être représentée par un système à un degré de liberté comprenant un moyen de stockage d'énergie potentielle (ressort ou élasticité), un moyen de stockage de l'énergie cinétique (masse ou inertie) et un moyen par lequel l'énergie est progressivement perdue (amortisseur). Le système masse-ressort-amortisseur à un degré de liberté est représenté dans la figure 2.6 ci-dessous.

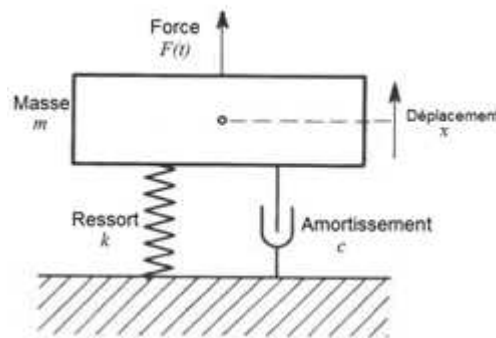


Figure 2.6: Système linéaire forcé amorti

Si nous prenons ce modèle simple à un degré de liberté et l'excitons avec une force sinusoïdale $F(t)$, alors la distribution des forces générées par le déplacement dynamique résultant x peut être déterminée par l'équation différentielle suivante:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.1)$$

L'équation du mouvement (Eq. 2.1) de système présenté dans la figure 2.6 est équation différentielle linéaire du second ordre à coefficients constants avec second membre. Avec m est la masse en Kg, c : est le coefficient d'amortissement en N.s/m, k est la raideur en N/m, $x = x(t)$ représente le déplacement de la masse en mètre à partir de sa position d'équilibre statique, $F(t)$ représente la force d'excitation en N, $F(t)$ est la force d'excitation où $F(t) = F_0 \sin \omega t$ et F_0 est l'amplitude de l'excitation.

- *Fréquence f :*

La fréquence caractéristique f représente le taux de répétition d'un événement périodique. C'est le nombre de cycles complets du mouvement dans une période de temps. Elle est généralement exprimée en tour par minute (tr/m) ou tour par seconde (tr/s). Il y a 60 tr/m en un Hertz (Hz). Son expression est donné par :

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

Avec ω la pulsation en rad/s, et f la fréquence en Hz.

- *La période T :*

La période T est la durée correspondant à l'intervalle de temps entre deux positions successives identiques, aussi il est l'inverse de la fréquence f . La période se note T et s'exprime en seconde (s). La période s'exprime en fonction de la fréquence f par la relation suivante

$$T = \frac{1}{f} \quad (2.3)$$

5.2. Source de vibration de la machine

Tous les composants mobiles dans une machine peuvent produire des vibrations dont la nature et l'amplitude peuvent fournir une signature significative de son état mécanique. La vibration provient des forces cycliques dans la machine. Ces forces peuvent être causées par la configuration de la machine ou par la présence de certains défauts. En raison du fait qu'aucune structure de machine n'est indéfiniment rigide, les éléments de la machine se déplacent cycliquement proportionnellement à ces forces d'excitation [127, 131].

Dans les turbomachines, le rotor est parmi les principales composantes de ces machines et il est constitué d'aubes. Des frottements peuvent être produits en raison de contact sous rotation entre l'extrémité des aubes et le boîtier. Ces contacts se produisent en raison de la déformation du carter du moteur due à un atterrissage brutal ou en raison de la dilatation des ailettes due aux températures élevées et aux jeux serrés entre les aubes et le carter. Pour chaque révolution de rotor, un frottement peut se produire entre l'extrémité des aubes et le carter. Au bout d'un certain temps, les aubes se détérioreront et les amplitudes des impulsions augmenteront, produisant ainsi des niveaux de vibration plus élevés [5, 67]. Donc les défauts des aubes (frottement des aubes, perte d'aube, déformation des aubes...etc) sont une source de vibration dans les turbomachines qui peuvent produire des vibrations élevées [5].

5.3. Les grandeurs de mesure d'une vibration

Comme tout mouvement, une vibration est caractérisée par l'un des trois grandeurs physiques : déplacement, vitesse et accélération, figure 2.7.

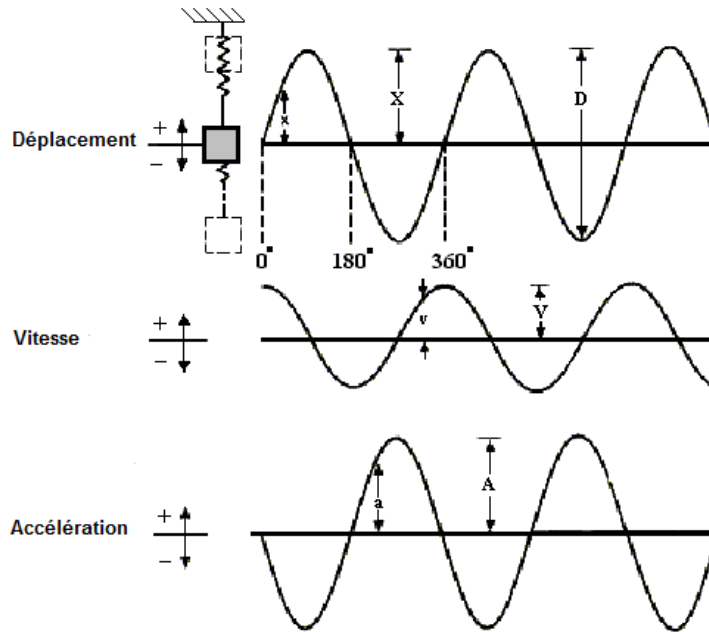


Figure 2.7: Relations de phase entre le déplacement, la vitesse et l'accélération [129]

5.3.1. Le déplacement

Le déplacement est la quantité de mouvement ascendant et descendant d'une surface et est mesurée entre les amplitudes extrêmes (crête à crête) (voir figure 2.7). La fréquence correspondante du déplacement doit être connue à des fins d'analyse.

De plus, le déplacement de la masse m du système linéaire forcé amorti présenté dans la figure 2.6 en fonction du temps t à partir de la position de référence peut être exprimé par l'équation suivante [1, 132, 133]:

$$x(t) = Ce^{-\delta t} \sin(\omega_a t + \Psi) + A(\omega) \sin(\omega t + \varphi) \quad (2.4)$$

Où $x(t)$ est le déplacement de la masse m en fonction du temps t , C et Ψ seront déterminées par les conditions initiales, δ est le facteur d'amortissement avec $\delta=c/2m$,

ω_a : est la pseudo-pulsation des oscillations libres amorties avec $\omega_a = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$ en rad/s et ω_0 est le pulsation propre de l'oscillateur.

$A(\omega)$ et φ sont l'amplitude et est la phase de la vibration forcée respectivement.

5.3.2. La vitesse

La vitesse v de déplacement d'un système est la dérivée de la fonction de déplacement :

$$v = \dot{x}(t) = \frac{dx}{dt} \quad (2.6)$$

L'unité de mesure de vitesse est généralement millimètres/seconde (mm/s). Lorsque la masse monte et descend, la vitesse varie constamment. La vitesse est généralement considérée comme le paramètre de vibration de choix puisque sa réponse est considérée comme "plate" sur une large gamme de fréquences. Par exemple, une machine ayant un niveau de vibration de 5,4 mm/s (valeur efficace 'RMS') subira le même niveau de sévérité à 1000 tr /min qu'à 10 000 tr / min. Ce ne serait pas le cas avec le déplacement ou l'accélération.

5.3.3. Accélération

L'accélération est le taux de changement de la vitesse de la surface vibrante de la machine. L'accélération donne une indication des forces dynamiques générant la vibration. L'unité de mesure est exprimée en millimètres/seconde (mm/s²). En utilisant généralement une unité appelée g ou 1.0g représente la gravité de la terre de 9.8 m /s².

L'accélération a du mouvement vibratoire est la dérivée de la vitesse en fonction du temps qui est aussi la deuxième dérivée de déplacement en fonction du temps (Eq. 2.8).

$$a = \dot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2.8)$$

5.4. Mesure des vibrations

Les vibrations sont des forces à l'intérieur de la machine. Pour bénéficier de cette information, un capteur (également appelé transducteur), qui est placé à l'emplacement désirée pour la mesure de vibration comme le montre la figure 2.8, est nécessaire pour convertir les vibrations en un signal électrique que nous pouvons stocker et traiter.

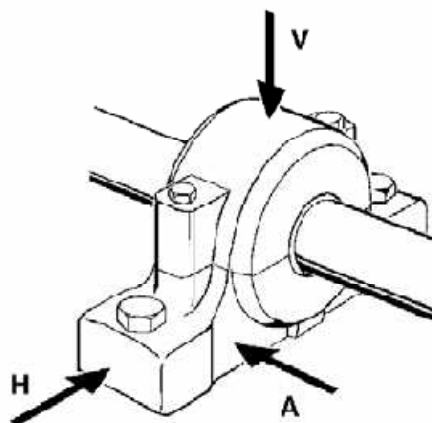


Figure 2.8: Représentation des points de mesure des vibrations [93]

Pour détecter les vibrations, deux types de transducteurs sont utilisés: sismique et proximité. Les capteurs sismiques produisent un signal de sortie proportionnel à la

vitesse ou à l'accélération absolue par rapport à un point fixe et sont capables de détecter la plupart des défauts de la machine. En revanche, les capteurs de proximité génèrent un signal proportionnel au mouvement relatif entre la pointe du capteur et le point d'intérêt sur une surface vibrante [127].

5.4.1. Capteur de proximité

Un capteur de proximité est utilisé pour détecter le déplacement, parmi les capteurs de proximités on trouve les capteurs de proximité inductifs. Ce capteur inductif ne détecte que les objets qui ont des effets sur un champ magnétique. Puisqu'il travaille sur le principe de la perte de courant de Foucault liée au déplacement entre l'extrémité du capteur et la surface de la cible. Lors de la présence d'une pièce métallique dans le champ magnétique, un courant de Foucault est généré. La bobine localisée au bout du capteur est alimentée par un courant alternatif dont la fréquence est de l'ordre de 2 MHz et les pertes par courant de Foucault sont mesurées par un pont qui peut produire un niveau D.C. proportionnel au déplacement [126, 127, 134], la figure 2.9 illustre un capteur de proximité inductif.

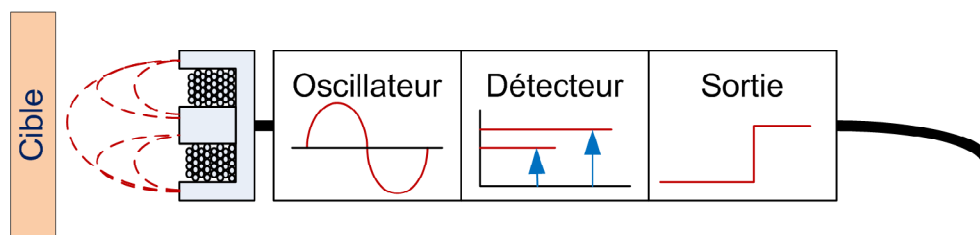


Figure 2.9: Capteur de proximité Inductif à courant de Foucault

Un avantage important du capteur de proximité est le fait qu'il est moins monté dans un boîtier de machine et moins exposé à des environnements hostiles et sales et, par conséquent, moins susceptible d'être endommagé par des chocs. La fréquence de fonctionnement varie d'une fraction de Hz jusqu'à environ 1000 Hz [127].

5.4.2. Les capteurs sismiques

Le type original de transducteur de vitesse sous la forme d'une bobine montée sur ressort produit un signal proportionnel à la vitesse, les composants de cet transducteur à bobine est présenté da la figure 2.10. Ce type de transducteur utilise la propriété qu'un fil coupant des lignes de flux dans un champ magnétique va générer une tension proportionnelle à l'intensité du champ et à la vitesse du fil. La réponse en fréquence est approximativement de 10 Hz à 1000 Hz. Cependant, les transducteurs de vitesse sont moins sensibles aux vibrations à haute fréquence que les capteurs d'accélération [127].

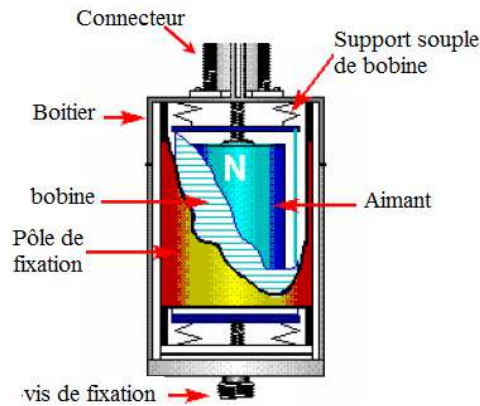


Figure 2.10: Les composants d'un transducteur de vitesse [135]

Les capteurs d'accélération, également appelés accéléromètres, sont les transducteurs sismiques les plus utilisés en raison de la plus large gamme de fréquences de fonctionnement qu'ils offrent et de leur disponibilité dans une grande variété d'applications générales [127]. Ces accéléromètres piézo-électriques ont également une sensibilité élevée pour mesurer des signaux de faible amplitude tels que des défauts naissants, l'accéléromètre piézo-électrique est montré dans la figure 2.11 [136]. En outre, ils sont relativement petits, très durables, avec une bonne stabilité de mesure et une bonne linéarité.



Figure 2.11: Accéléromètre Piézo-électrique [136]

Les accéléromètres sont des dispositifs électromécaniques qui convertissent le mouvement mécanique en une sortie électrique conformément à la seconde loi du mouvement de Newton [96]. Ils ont des éléments de détection qui sont typiquement des cristaux piézoélectriques chargés avec une petite masse d'inertie et rigidement montés dans un boîtier. L'accéléromètre piézo-électrique se compose de trois parties principales: la base, le cristal piézo-électrique et une série de masses sismiques [136]. Le cristal piézo-électrique fonctionne comme un ressort lorsqu'il est placé entre la masse sismique et la base de l'accéléromètre. Les masses sismiques vibrent avec la même amplitude et la même phase que la base de l'accéléromètre. Lorsque l'accéléromètre est

soumis à des vibrations, la masse sismique montée sur le cristal exerce une force sur les éléments piézo-électriques égale au produit de leur masse et de leur accélération ($F = ma$), les éléments d'un piézo-électriques sont présentés dans la figure 2.12 [126]. Cette force amène le cristal piézo-électrique à générer une charge proportionnelle au niveau d'accélération auquel il est exposé. La charge peut être appliquée par un amplificateur de charge externe ou interne pour l'enregistrement du signal. L'accéléromètre à amplificateur de charge interne, également connu sous le nom d'accéléromètre ICP, permet un transfert à plus longue distance par rapport à un transducteur utilisant des amplificateurs externes. [137]

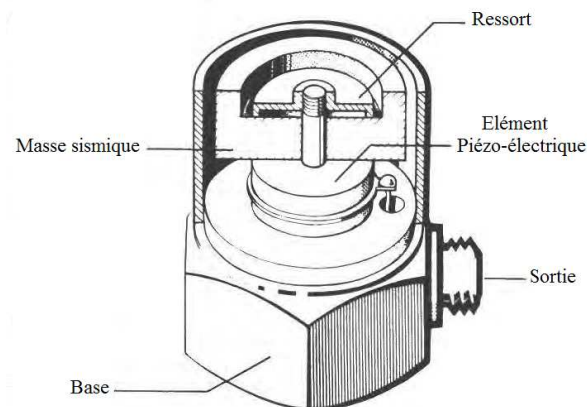


Figure 2.12: Les éléments d'un accéléromètre piézo-électriques [126]

Un certain nombre de caractéristiques sont communes à tous les types de capteurs [138, 126] :

- **Sensibilité:** La sensibilité est généralement considérée comme le rapport entre une modification du signal électrique correspondant à une modification du signal physique. De plus, la sensibilité est définie comme le changement minimal de paramètre d'entrée pour produire un changement de sortie détectable. La sensibilité est exprimée en mV / Pa .
- **Bande de fréquence:** Indique les limites de fréquence supérieure et inférieure, entre lesquelles les mesures sont limitées à la plage de tolérance donnée. Il convient toutefois de noter que la plage de fréquence utile d'un accéléromètre est nettement supérieure, c'est-à-dire à $1/2$ ou $2/3$ de sa fréquence de résonance.
- **Plage de température:** Tous les matériaux piézoélectriques dépendent de la température, de sorte que les modifications de la température ambiante entraînent des modifications de la sensibilité. la plage de température d'un capteur entre les valeurs maximales et minimales de température dont lesquels on peut faire des mesures. Si le capteur est utilisé à une température différente de la température d'étalonnage, il y aura un effet de température.

5.5. Les types des signaux vibratoires

Un signal vibratoire est une fonction d'une grandeur mesurable (par exemple distance, vitesse ou accélération) qui varie avec le temps. Il existe des différents types des signaux vibratoires: les signaux déterministes et aléatoires, stationnaires et non stationnaires, périodiques et non périodiques [95, 139] Comme il présentées dans la figure 2.13 suivante :

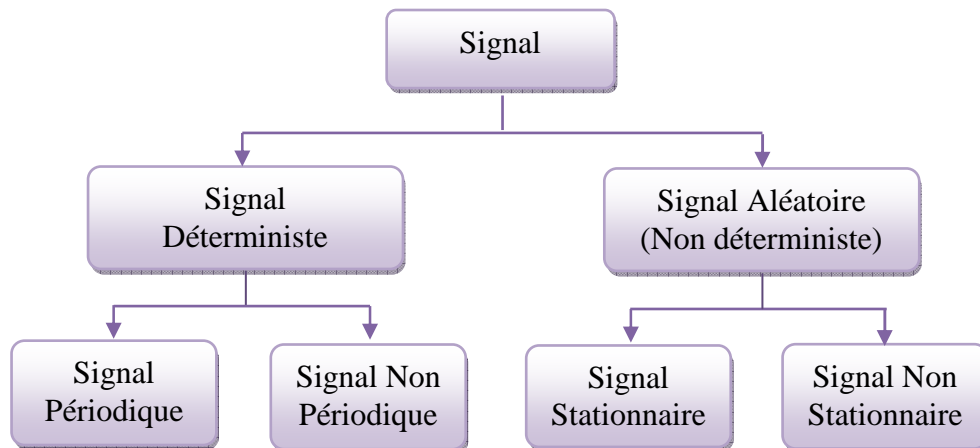


Figure 2.13: Types de signaux vibratoires [139]

5.5.1. Les signaux déterministes

Ce sont les signaux qui peuvent être complètement spécifiés à un moment donné. La nature de tels signaux peut être facilement prédite à un instant donné [140].

Un signal déterministe peut être périodique ou non périodique.

- *Les signaux périodiques*

Le signal périodique est celui qui se répète après une période de temps déterminée et satisfait à la condition de périodicité $x(t) = x(t+T)$ où T est la période du signal [95, 140], le signal temporel périodique est présentée dans la figure 2.14.

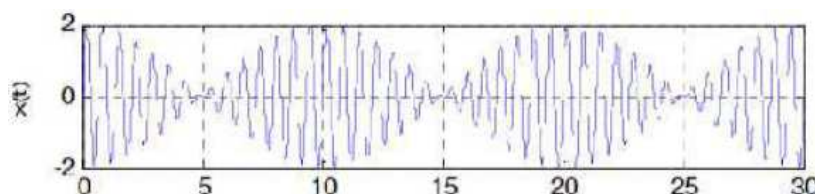


Figure 2.14: Signal périodique [95]

- *Les signaux non périodiques*

Ce sont des signaux qui ne se répètent pas à une période donnée et qui satisfont également aux conditions de périodicité [140].

5.5.2. Les signaux aléatoires

Un signal aléatoire (non déterministe) est le signal pour lequel leurs amplitudes ne peuvent pas être prédites à l'avance. En fait, ces signaux ne peuvent être décrits par une expression mathématique déterministe et ils sont plus complexes que les signaux déterministes [139]. Les signaux aléatoires peuvent être stationnaires ou non stationnaires [95] :

- *Les signaux stationnaires*

Le signal aléatoire est stationnaire si ses propriétés statistiques ne changent pas avec le temps.

- *Les signaux non stationnaires*

Signal non stationnaire dont le contenu fréquentiel change dans le temps. D'où, les caractéristiques d'un signal non stationnaire sont variables dans le temps.

5.6. Chaîne d'acquisition

Un système d'acquisition de données est un dispositif électronique conçu pour acquérir des données à partir de capteurs et surveiller des paramètres tels que vibration, son, température, etc. par conversion de grandeurs analogiques physiques en données numériques.



Figure 2.15: Carte d'acquisition [96]

Un système d'acquisition est composé de deux parties: matériel et logiciel.

- *Le matériel*

Le matériel se compose principalement d'un capteur, une carte d'acquisition de données, la figure 2.15 présente un modèle de carte d'acquisition, et d'un

ordinateur PC hôte avec un logiciel de contrôle et un espace de stockage de données.

- **Le logiciel**

Les logiciels comme MATLAB, LABVIEW, Visual Basic, C++ contrôlent le processus de collecte de données et disposent d'outils d'analyse de données (méthodes de traitement des données vibratoires) [137], la figure 2.16 montre une chaîne d'acquisition avec les actions faites par chaque élément.

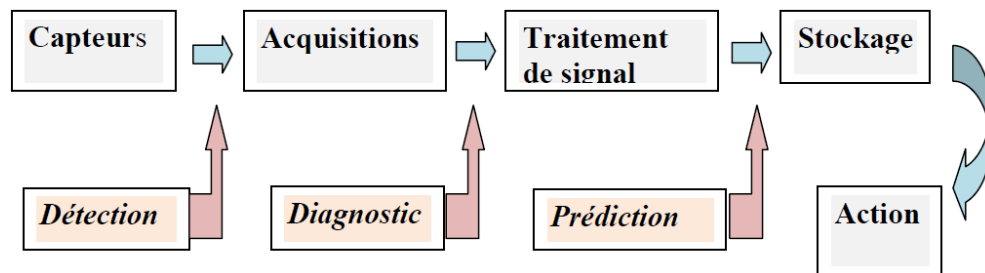


Figure 2.16: Chaîne d'acquisition [109]

5.7. Traitement des signaux vibratoires

Le diagnostic correct dépend de l'utilisation de techniques d'analyse de signal appropriées. Le signal de vibration donné par les capteurs sera complexe (la somme de nombreuses sources différentes), non stationnaire (le défaut se développe) et contaminé par le bruit. Le traitement du signal est nécessaire pour extraire des informations utiles concernant tout défaut d'aube. Il existe de nombreuses techniques de traitement du signal disponibles; tous appartiennent à l'une des trois catégories suivantes: domaine temporel, domaine fréquentiel et domaine temps-fréquence [112]. Elles sont brièvement données dans le chapitre 3.

6. LA SURVEILLANCE DES DEFAUTS DES AUBES UTILISANT L'ANALYSE VIBRATOIRE

Les défauts des aubes sont considérés parmi les défauts les plus fréquents dans les turbomachines, où ces éléments rotatifs présentant jusqu'à 42% des pannes des turbines à gaz [60]. En effet, il est nécessaire de détecter les défauts des ailettes le plus vite que possible pour éviter la défaillance du système complet. Différentes techniques basées sur l'analyse vibratoire ont été développées afin de surveiller l'état des aubes dans les turbomachines. Plusieurs études ont été fournies sur ces différentes approches ainsi que les forces de chaque technique telle que [12, 62, 141].

Les techniques utilisées pour surveiller l'état des aubes peuvent être classées en deux grandes catégories qui sont les techniques directes et indirectes [62] :

6.1. Les techniques directes

Ces techniques impliquent l'utilisation de capteurs ou d'approches spéciales pour mesurer directement les vibrations de l'aube ou d'autres comportements de l'aube [62]. Parmi ces techniques on peut citer :

6.1.1. Jauges de contrainte

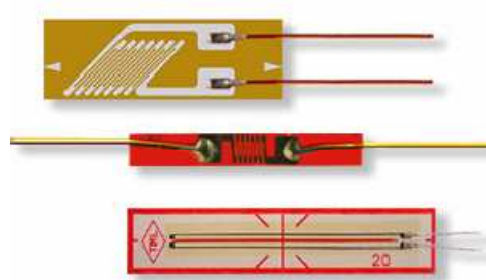


Figure 2.17: Des jauges de Contraintes [77]

Les jauges de contrainte sont des dispositifs utilisés dans la surveillance de l'état des aubes par la mesure de leurs vibrations [142], la figure 2.17 présente un type des jauges de contrainte. Des jauges de contrainte ont été fixées à une ou plusieurs ailettes pour mesurer la déflexion de l'aube de la manière la plus efficace [143]. Cette technologie est éprouvée sur le terrain pour extraire des informations précises en temps réel [144] relatives aux déformations alternées dans les zones critiques [142]. Malgré leur adéquation avérée, les jauges de contrainte nécessitent une instrumentation considérable, leur utilisation est limitée à quelques aubes de la machine et elles sont en contact physique avec les ailettes [145], la figure 2.18 illustre l'installation des jauges de contraintes sur quelques aubes de rotor.



Figure 2.18: Installation typique de jauge de contrainte de rotor [142]

6.1.2. La méthode tip timing

La méthode de mesure tip-timing est une méthode efficace pour mesurer les vibrations des aubes dans les turbomachines. Elle est apparue pour la première fois dans les années 1960 et ont fait l'objet de recherches et de développements continus dans l'industrie des machines tournantes [146, 147]. Cette méthode de mesure sans contact présente plusieurs avantages par rapport à la méthode de jauge de contrainte conventionnelle et aussi permet de mesurer les vibrations de toutes les ailettes en temps réel [148, 149].

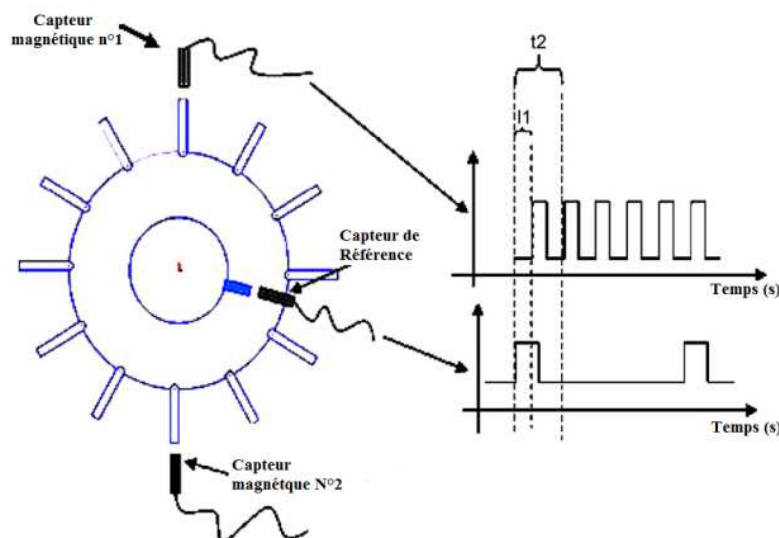


Figure 2.19: Principe de la méthode Tip Timing [148]

Le concept de base de cette technique a été développé dans les références [150-154], le principe de cette méthode est bien présenté dans la figure 2.19. La technique Tip Timing basée sur la mesure du temps d'arrivée (TDA) de l'extrémité de l'aube par le capteur monté sur le carter de la machine. Le TDA change à cause des vibrations de l'ailette. Un capteur une fois par tour (FPT) est monté près de l'arbre pour générer un signal de synchronisation de référence, comme illustré à la figure 2.20. En l'absence de toute vibration structurelle, le temps nécessaire pour que l'aube particulière atteigne le capteur dépend uniquement de la vitesse de rotation. Cependant, lorsque l'aube vibre, les temps d'arrivée de l'aube dépendent à la fois de l'amplitude et de la fréquence de la vibration. En principe, le mouvement de l'aube peut être caractérisé à partir de la connaissance de telles données [155]. Malheureusement, cette approche est basée sur des informations très limitées obtenues essentiellement dans la région de l'extrémité d'aubes et est sujet à des défauts potentiellement importants dans l'interprétation des résultats mesurés [156].

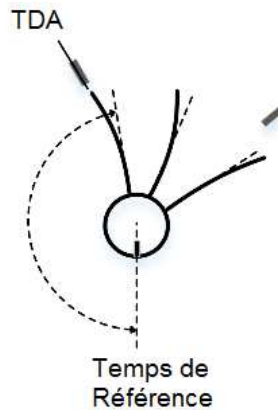


Figure 2.20: Schéma de Temps d'arrive [157]

6.1.3. Le système de grille modulé en fréquence

Cette méthode est basée sur de petits aimants permanents attachés aux extrémités de certaines aubes qui induisent une tension électromagnétique dans un fil installé dans le boîtier. Ses inconvénients sont similaires à ceux des jauges de contrainte [145].

6.1.4. Techniques Doppler

- *Vibrométrie Laser Doppler*

La technique du laser Doppler est née en 1964, quelques années seulement après l'invention du laser, où une mesure de la vitesse du fluide basée sur le décalage de la fréquence de la lumière diffusée a été faite [158]. La vibrométrie Laser Doppler est une technique optique sans contact permettant l'extraction d'informations vibrationnelles sur toute la surface de l'aube d'une turbomachine [159, 156].

- *Doppler Acoustique*

Il a d'abord été développé pour résoudre les problèmes sérieux qui se sont produits avec les défaillances de pales de basse pression dans les turbines à vapeur. Dans cette méthode, des capteurs acoustiques non intrusifs sont fixés au boîtier, en aval de la rangée des aubes pour détecter les sons rayonnés par les aubes vibrantes. Deux capteurs sont requis pour chaque rangée de l'aube surveillée. Cette technique fournit un avertissement lorsque des conditions de résonance se produisent [62].

6.2. Les techniques indirectes

Les techniques indirectes telles que les mesures de vibrations consistent à capter les signaux de vibration du carter, des paliers ou du rotor principal, puis à effectuer un diagnostic par l'application de techniques [56] telles que la transformée d'ondelette (TO) et la Décomposition Modale Empirique d'Ensemble (EEMD). Ces techniques englobent :

6.2.1. Mesure des vibrations sur le carter

Cette technique est basée sur la mesure des vibrations du boîtier provoquées par le rotor, la pression, la vapeur et l'acoustique causée par le flux de vapeur dans une turbine à vapeur à l'aide d'accéléromètres montés sur le boîtier de la machine (à chaque étage d'aube rotative sur la surface extérieure du boîtier). La vibration des carters est en fait une source d'informations sur tout ce qui se trouve dans une turbomachine en fonctionnement. Tous les défauts liés à la vitesse du rotor, tels que le déséquilibre du rotor, les sous-harmoniques liés à la vapeur ou le tourbillon d'huile et l'instabilité du rotor, apparaissent avec une amplitude relativement forte, ce qui donne des informations précieuses sur le comportement vibratoire de l'aube [56, 160]. Mathioudakis et al. [161] ont étudié la relation entre les réponses vibratoires du carter des turbines à gaz industrielles et les conditions de fonctionnement du moteur. Rao et Dutta [160, 162] ont également étudié l'utilisation des vibrations du boîtier pour diagnostiquer et détecter les vibrations des aubes en surveillant les changements des composants de la fréquence de passage des aubes.

6.2.2. Mesure des vibrations sur les paliers

Cette technique est utilisée pour mesurer les vibrations des paliers des machines tournantes, puis les signaux mesurés sont analysés pour identifier le comportement dynamique des aubes, ce qui fournit des informations sur la santé des aubes pendant le fonctionnement de la machine. Les mesures des vibrations sur les paliers sont simples à initier, non intrusives et non coûteuses utilisées pour étudier les conditions de santé des aubes [56]. La méthode de mesure des vibrations des paliers est une méthode de mesure sans contact et donne des informations sur la réponse vibratoire de la machine, y compris les réponses des aubes, ce qui en fait une méthode précieuse pour comprendre l'état de la machine [163]. Afin de comprendre le comportement vibratoire de l'aube et explorer la possibilité d'une évaluation fiable de l'état de santé de l'aube, Gubran [56] a appliqué la méthode de mesure des vibrations sur les paliers sur le banc d'essai expérimental contient une roue à ailettes longues où il a observé que la mesure des vibrations sur les paliers donne une meilleure indication pour la détection de l'état de santé des ailettes. Sinha et al. [164] ont récemment analysé les données vibratoires mesurées in-situ sur les paliers pendant l'exploitation en régime permanent et transitoire des turbines à vapeur, afin de comprendre la dynamique de la machine et d'identifier les causes profondes de la défaillance des aubes de scène des turbines basse pression. Hahn et Sinha [165] ont effectué des mesures de vibrations sur un générateur de turbine à vapeur à l'aide d'accéléromètres installés sur les paliers.

6.2.3. Analyse des performances

L'analyse des performances implique l'acquisition d'une variété de données (température, pression et vitesse) situées le long de la turbine à gaz par exemple, puis le

calcul de la performance des paramètres tels que le débit massique et l'efficacité de fonctionnement du compresseur et de la turbine. Les méthodes de surveillance des performances sont un outil précieux pour détecter l'encrassement des pales et le décrochage en rotation, la déformation et d'autres formes de détérioration [62]. Ces défauts provoquent généralement une distorsion aérodynamique sur les ailettes et affectent les performances globales de la machine. [12]

6.2.4. Mesure de pression dynamique

L'utilisation de la distorsion du champ de pression autour des aubes rotatives a été proposée par Mathioudakis et al. [13] pour diagnostiquer les défauts de déformation de l'aube. Ils ont montré que les signaux donnés par les capteurs de pression montés dans le carter interne de la turbine à gaz industrielle contiennent une meilleure information sur l'état des aubes encrassées et torsadées que l'analyse des vibrations. Cependant, il est estimé que cette méthode est difficile à utiliser pour les turbines à gaz opérationnelles en raison de la difficulté de monter des capteurs de pression à la surface des aubes de turbine [12].

CONCLUSION

Les aubes sont les éléments les plus importantes dans les turbomachines, pour améliorer la disponibilité et la fiabilité de ces machines tournantes, il faut choisir le type de maintenance le plus adéquat qui aide à identifier et détecter le défaut des aubes le plus vite que possible. C'est la maintenance préventive conditionnelle qui peut éventuellement être rentable en termes de coûts, de performance et de fiabilité. Dans ce chapitre, on a présenté les deux types de maintenance les plus appliqués dans les entreprises qui sont la maintenance corrective et la maintenance préventive, où on a mis aussi l'accent sur la maintenance préventive conditionnelle qui était choisie comme méthode pour l'identification des défauts des aubes, avec la définition de leurs différentes étapes qui sont la surveillance, la détection et le diagnostic.

La surveillance de l'état des machines est très utile pour détecter le développement de défauts dans celles-ci. Le problème peut être diagnostiqué et des mesures correctives prises à un moment approprié. Différents techniques sont utilisées dans la surveillance comme les émissions acoustiques, le thermographe et l'analyse de l'huile, mais il reste l'analyse vibratoire la technique la plus utilisée et la plus efficace dans la surveillance de l'état des ailettes des turbomachines où elle peut identifier 90% de toutes les défaillances. La théorie de l'analyse vibratoire et les équipements utilisés dans cette technique importante ont été présentées dans ce chapitre. On a présenté aussi un aperçu sur les techniques les plus utilisées dans la surveillance des défauts des aubes dont la plupart de ces méthodes repose sur l'utilisation des données vibratoires.

CHAPITRE III

LES METHODES DE DIAGNOSTIC DE DEFAUTS

Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou révéler un seuil de dégradation afin de localiser, identifier et de déterminer le niveau de gravité du défaut détecté. Les méthodes de diagnostic utilisées pour le traitement des signaux donnés par la surveillance vibratoire sont présentées selon différentes classification. Ce chapitre est consacré à présenter la classification des méthodes de diagnostic donnée par Dai et Gao [166], celles-ci sont utilisées pour le traitement des signaux vibratoires simulés.

Une nouvelle approche de diagnostic des aubes des turbomachines utilisant la combinaison de la transformée en ondelettes avec la décomposition empirique modale d'ensemble est présentée dans ce chapitre.

SOMMAIRE

1. Classification des methodes de diagnostic	57
1.1. Méthodes à base des signaux.....	57
1.2. Méthodes à base de modèles	59
1.3. Méthodes à base de connaissances	61
2. Les methodes de diagnostic a base de signal	63
2.1. Les paramètres statistiques.....	63
2.2. La Transformée de Fourier	66
2.3. Transformée d'Ondelettes	69
2.4. Décomposition Modale Empirique EMD.....	76
2.5. Décomposition Modale Empirique d'Ensemble EEMD.....	82
2.6. Méthode proposée combine la TOD et EEMD.....	84
CONCLUSION.....	87

1. CLASSIFICATION DES METHODES DE DIAGNOSTIC

La prise de décision selon le diagnostic peut conduire à un arrêt de l’installation si les conséquences futures de dysfonctionnement sont importantes, pour cela il faut choisir la méthode de diagnostic la plus adéquate et la plus appropriée. Plusieurs méthodes du diagnostic de défaut ont été considérées dans [167-171]. Dans la littérature, on trouve différentes classifications [172-178].

Dans cette section, on va décrire la classification donnée par Dai et Gao [166] qui donne une image complète sur les méthodes de diagnostic des défauts dans les systèmes complexes du point de vue du traitement des données. Selon le type des données (signaux, modèles ou connaissances) disponibles et la manière dont la redondance des données, les méthodes de diagnostic sont classées en trois catégories:

1. Méthodes à base des signaux ;
2. Méthodes à base de modèles ;
3. Méthodes à base des connaissances.

La figure 3.1 présente le schéma de classification des méthodes de diagnostic donnée par Dai et Gao [166]

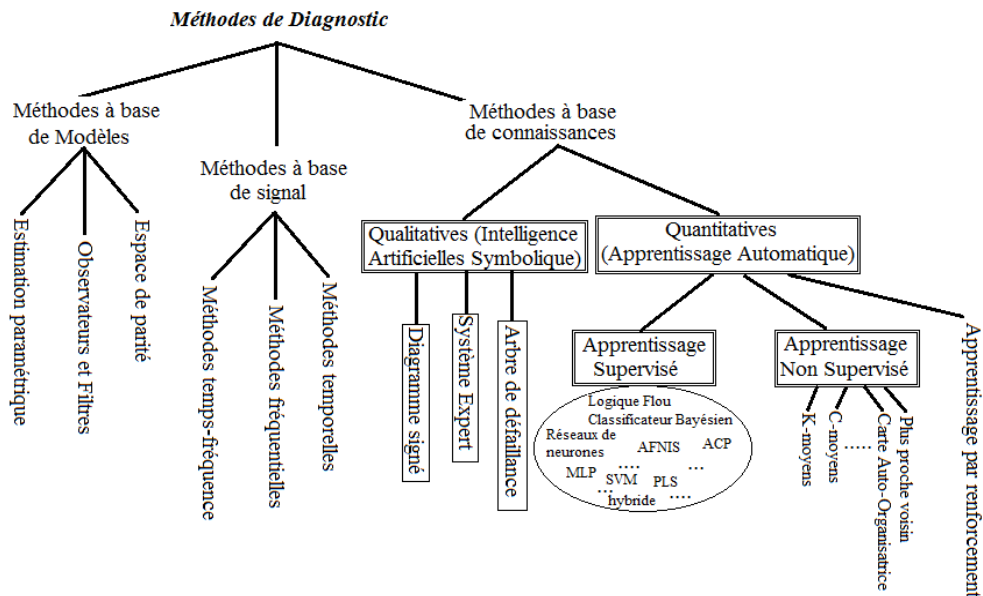


Figure 3.1: Classification méthodes de diagnostic (modifiée) [166]

1.1. Méthodes à base des signaux

Ces méthodes reposent sur le traitement des signaux de sortie et n'implique pas un modèle d'entrée-sortie explicite du système cible. Les méthodes de diagnostic à base de signal sont particulièrement intéressantes pour les machines tournantes et se concentrent principalement sur les vibratoires [166, 167].

Le diagnostic de défaut à base de signal est l'approche la plus traditionnelle de la détection de défaut. Elle repose sur le traitement du signal mesuré du système et sa comparaison avec les tendances opérationnelles normales [179]. Pour ces approches, les seules données disponibles sont les signaux fournis par des capteurs positionnés sur le système, en supposant que certains de ces signaux comportent des informations sur les défauts sous formes de symptômes. Ensuite, une décision de diagnostic est prise sur la base de l'analyse de ces symptômes et de la connaissance préalable des symptômes des systèmes en bonne santé [167, 180]. La figure 3.2 présente le schéma de la méthode diagnostic de défaut à base de signal.

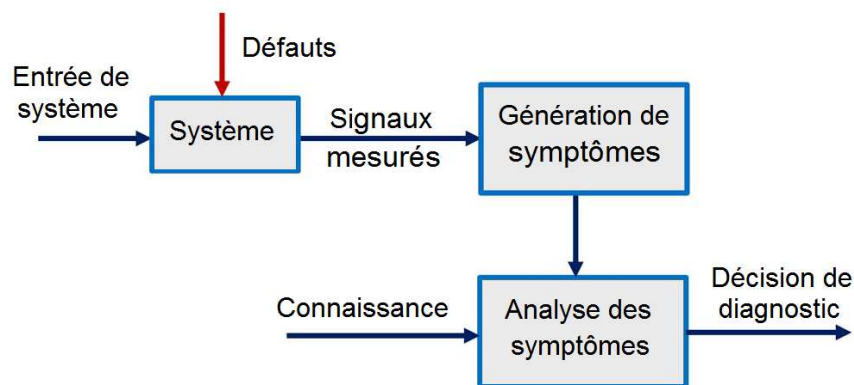


Figure 3.2 : Schéma de la méthode de diagnostic de défaut à base de signal [167]

Les méthodes à base de signal peuvent être classées en trois catégories : les méthodes temporelles, les méthodes fréquentielles et les méthodes temps-fréquence.

1.1.1. Les méthodes temporelles

Les méthodes temporelles sont les méthodes les plus simples, consistent à inspecter visuellement des parties de la forme d'onde temporelle. Cependant, les signaux de vibration produits par une grande machine contenant de nombreux composants peuvent être très compliqués lorsqu'ils sont vus dans le domaine temporel, ce qui rend peu probable qu'une détection par un simple examen visuel [180].

Au lieu d'une inspection visuelle, le signal peut être caractérisé en utilisant certains paramètres statistiques. Ces paramètres peuvent être comparés à des seuils prédéfinis pour le dépassement (en cas de dépassement, alors un défaut est indiqué), et / ou en fonction du temps pour suivre la détérioration d'une machine [180]. Les indicateurs statistiques tels que la moyenne, l'écart-type, le pic, le carré moyen (RMS), le facteur de crête, le facteur d'impulsion, le facteur de clairance, kurtosis et l'asymétrie sont des statistiques descriptives couramment utilisées [181-184].

Dans cette thèse, la théorie de ces indicateurs (RMS, facteur de crête et kurtosis) sera donnée dans la section 2.1. Ainsi que leur application et leur efficacité dans l'identification des défauts des aubes seront examinés dans le chapitre 4.

1.1.2. Les méthodes fréquentielles

L'avantage de l'analyse fréquentielle par rapport à l'analyse temporelle réside dans sa capacité à identifier et à isoler facilement certaines composantes fréquentielles d'intérêt [183].

Le principe des méthodes fréquentielle est de convertir le signal temporel à son équivalence du domaine fréquentiel. La méthode fréquentielle la plus largement utilisée est l'analyse spectrale au moyen de la Transformée de Fourier Rapide [180, 183] (notée FFT pour Fast Fourier Transforme). On peut trouver aussi l'analyse d'enveloppe, spectres d'ordre élevé...etc.

Les signaux liés à des nombreux défauts mécaniques contiennent des composantes fréquentielles caractéristiques et des défauts différents peuvent entraîner des signaux différents dans le domaine fréquentiel. Dans la plupart des cas, ces fréquences peuvent être déterminées à partir d'une connaissance a priori ou de paramètres connus du système [166].

Dans cette thèse, FFT a été utilisée et la définition mathématique de cette analyse spectrale est présentée dans la section 2.2. Les résultats de l'application de spectre de Fourier pour l'identification des défauts sont données dans chapitre 4.

1.1.3. Les méthodes temps-fréquence

Les caractéristiques individuelles dans le domaine temporelle ou fréquentielle sont généralement incapables d'extraire toutes les informations de signal sous-jacentes. L'analyse temps-fréquence combine à la fois la forme d'onde du domaine temporel et le spectre de fréquence correspondant. Cela permet d'examiner les caractéristiques transitoires, telles que les impacts et les événements de panne, ainsi que la capacité de surveiller le contenu fréquentiel au fil du temps [166]. La transformée de Fourier à court terme STFT (Short Time Fourier Transform), Transformée de Wigner-Ville (TWV), la transformée en ondelettes (TO) et la décomposition modale empirique (EMD pour Empirical Mode Decomposition) et leur variantes sont des outils modernes de l'analyse temps- fréquence.

Dans cette thèse, la Transformée en Ondelettes Discrète (TOD) et EEMD variante du EMD sont utilisées dans l'identification des défauts à base de signal dans le chapitre 4.

1.2. Méthodes à base de modèles

Les méthodes de diagnostic des défauts à base de modèles utilisent généralement un modèle développé basé sur une compréhension approfondie de la physique du système [178]. Le principe de ce type d'approches est l'identification de l'écart entre le système réel et son modèle. Cet écart est appelé résidu qui est un indicateur d'erreur qui reflète l'état défectueux du système surveillé [180, 185]. Ces méthodes ont été introduites au début des années 70 avec [186-188]. Plusieurs recherches de référence sur les

approches à base de modèles et leurs applications ont été présentées dans [170, 189-194]. La figure 3.3 illustre les étapes du diagnostic à base de modèles.

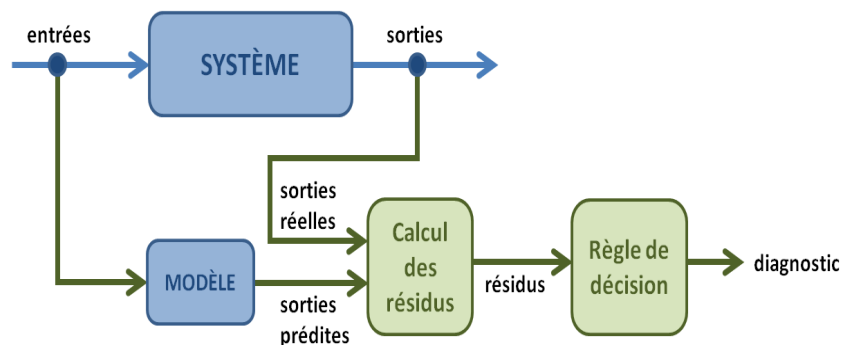


Figure 3.3: Etapes du diagnostic à base de modèles [69]

Ces méthodes de diagnostic se composent de trois branches principales:

- Méthode d'estimation paramétrique reposant sur l'identification du système ;
- L'approche observateur / filtre ;
- Approche de la relation de parité.

1.2.1. Les méthodes d'estimation paramétrique

Le développement de méthodes de détection de défauts de processus basées sur l'estimation de paramètres a été résumé par Isermann en 1984 [188]. Ces méthodes reposent sur l'estimation des paramètres du modèle du système en utilisant les données d'entrée / sortie mesurées. Le résidu est déterminé par le calcul de différence entre cette estimation et les paramètres nominaux du système définis pour un fonctionnement normal [195].

1.2.2. Les méthodes à base d'observateurs et de filtres

Les méthodes basées sur le filtre de Kalman et l'observateur de Luenberger ont été largement acceptés pour l'estimation d'état et la génération résiduelle [166]. Luenberger [196-198] et Kalman [199] ont introduit les concepts de base des observateurs d'état et des observateurs basés sur Filtre de Kalman dans les années 1960 [200]. L'idée de base des approches basées sur l'observateur ou le filtre est d'estimer les sorties du système à partir des mesures ou d'un sous-ensemble de mesures en utilisant soit un ou plusieurs observateurs de Luenberger dans un environnement déterministe, soit un ou des filtres dans un environnement stochastique. Ensuite, l'erreur d'estimation de sortie ou les innovations dans le cas stochastique sont utilisées comme résidus [201].

1.2.3. Les méthodes d'espace de parité

L'idée de base de l'approche d'espace parité introduite par Chow et Willsky en 1984 où un certain nombre de formes différentes d'approche d'espace paritaire ont été introduites [189, 202]. L'idée de base de cette approche consiste à vérifier la parité des

modèles avec la sortie du capteur (mesures) et les entrées de processus connues [YAN04]. En théorie, dans les conditions de fonctionnement en régime permanent, le résidu généré par la méthode de l'espace de parité est égal à zéro. Cependant, les résidus sont différents de zéro en raison de la mesure des entrées-sorties et du bruit de processus, des erreurs de modélisation et des défauts dans le système [178].

1.3. Méthodes à base de connaissances

Le diagnostic des défauts à base de connaissances est effectué sur la base de l'évaluation des données surveillées en ligne selon un ensemble de règles que l'expert humain a apprises de l'expérience passée [203, 204]. Contrairement aux méthodes de diagnostic de défaut à base de modèle / signal qui nécessite des modèles connus a priori de la physique du système à surveiller ou des motifs de signaux, les méthodes de diagnostic à base de connaissances nécessitent une grande quantité de données historiques [166].

Selon la classification de Dai et Gao [166], les méthodes de diagnostic à base de connaissance sont regroupées en deux catégories (figure 2.3): les méthodes qualitatives basées sur l'intelligence artificielle symbolique et les méthodes quantitatives basées sur l'apprentissage automatique.

1.3.1. Les méthodes qualitatives basées sur l'intelligence artificielle

Ces méthodes de diagnostic de défauts qualitatives sont basés sur l'intelligence artificielle symbolique traditionnelle qui a été développée dans les années 1950-1960 et relancée dans les années 1980 grâce à l'application réussie du système d'experts dans le suivi des conditions [166].

Les méthodes qualitatives comprennent trois sous-groupes: arbre de défaillance, diagramme signé et système expert.

- **Arbre de défaillance**

Le concept d'analyse des arbres de défaillance a été proposé pour la première par H. A. Watson, de Bell Telephone Laboratories en 1961 [205]. L'idée de base de cette méthode consiste à construire un diagramme logique structuré (arbre de pannes) pour représenter la fonction d'un système physique. L'arbre de défaillance établit la relation entre la fiabilité des composants et la fiabilité du système. Ce diagramme logique est construit à l'aide de symboles d'événement et de symboles logiques, souvent les portes ET et OU. Cette représentation met en évidence les relations de cause à effet. [206]

- **Diagramme signé**

Diagramme signé est un graphe ou un ensemble de nœuds reliés par des arêtes, où les arêtes ont une direction associée à eux. Les arcs dirigés mènent des nœuds "cause" aux nœuds "effet". Chaque nœud du diagramme signé correspond à l'écart par rapport à l'état stationnaire d'un variable. [178]

- **Système expert**

Les systèmes experts sont généralement des systèmes de résolution de problèmes autonomes utilisés dans des situations où il existe un problème bien défini et une expertise doit être appliquée pour trouver la solution appropriée [207]. Une étude détaillée des stratégies de diagnostic et des systèmes experts de diagnostic peut être trouvée dans [208-210].

1.3.2. Les méthodes quantitatives basées sur l'apprentissage automatique

De nos jours, grâce à l'augmentation exponentielle du pouvoir de calcul, l'apprentissage automatique est devenu la technique d'intelligence artificielle la plus attrayante. Dans ces méthodes quantitatives, les données historiques sont d'abord transformées par l'apprentissage automatique en connaissances. Cette procédure est appelée formation ou apprentissage [166]. Il y a deux groupes dans l'apprentissage automatique: l'apprentissage supervisé et l'apprentissage non supervisé.

- **L'apprentissage supervisé**

L'apprentissage supervisé déduit une fonction d'un ensemble d'échantillons d'apprentissage. Chaque échantillon est une paire constituée d'une entrée (c'est-à-dire un vecteur de caractéristique) et d'une étiquette qui indiquent les conditions et les symptômes du système, tels que la santé, la défektivité et le type de défauts (c'est-à-dire une condition de défaut) [166, 180]. Parmi les méthodes quantitatives basées sur l'apprentissage automatique supervisé on peut citer : réseaux de neurones, logiques floues et Analyse en Composantes Principales (ACP)...etc.

- **Réseaux de neurones :**

Les réseaux de neurones artificiels sont des programmes informatiques conçus pour simuler la manière dont le cerveau humain traite l'information. Ils sont utilisés pour la classification des modèles. En général, un réseau de neurones sera constitué d'une couche d'entrée, d'une couche cachée et d'une couche de sortie. Chaque couche est interconnectée via le neurone. Le nombre de neurones dans la couche d'entrée est généralement équivalent au nombre d'entrées et le nombre de neurones dans la couche de sortie dépend de la sortie souhaitée, tandis que le nombre de neurones dans la couche cachée est généralement optimisé par la méthode essai-erreur. [211-213]

- **Logique floue :**

Logique Flou est un moyen de partitionnement d'un espace de caractéristiques en classes floues et d'utiliser des règles floues pour le raisonnement [166]. Il existe deux concepts dans la logique floue qui jouent un rôle important dans son application. Le premier est la linguistique

variable, c'est-à-dire une variable dont les valeurs sont des mots ou des phrases dans un langage synthétique naturel. La seconde est une règle floue de la forme : SI partie qui comporte les symptômes observés, ALORS partie qui comporte l'élément défaillants [195, 203, 214].

- **Analyse en Composantes Principales ACP :**

ACP est une technique d'analyse statistique permet de réduire la dimensionnalité des données multivariées afin de réaliser un diagnostic de défauts. Elle transforme un certain nombre de variables éventuellement corrélées en un certain nombre de variables non corrélées appelées composantes principales. [180, 215]

• **L'apprentissage non supervisé**

L'apprentissage non supervisé découvre les modèles particuliers qui reflètent tout type de structure des échantillons d'apprentissage, tels que les propriétés de la distribution et les relations entre les échantillons. Chaque échantillon d'apprentissage est uniquement décrit par un vecteur de caractéristiques et aucune étiquette cible n'est fournie pour l'échantillon. C'est-à-dire que dans l'apprentissage non supervisé, les données d'apprentissage sont reçues sans étiquettes de classification [180].

2. LES METHODES DE DIAGNOSTIC A BASE DE SIGNAL

Le traitement du signal mesuré est nécessaire pour extraire des informations utiles concernant tout défaut d'aube. Selon la classification des méthodes de diagnostic donnée par Dai et Gao [166], il existe de nombreuses méthodes de traitement du signal. Les méthodes à base de signal sont optées pour les traitements des signaux mesurées. Dans cette étude, les indicateurs scalaires (pour le domaine temporel), la FFT (pour le domaine fréquentiel) et TO avec EEMD (pour le domaine temps-fréquence) sont appliquées pour le traitement des signaux vibratoires. Cette section est consacrée à présenter la théorie de ces quatre méthodes.

2.1. Les paramètres statistiques

L'analyse dans le domaine temporel est une technique traditionnelle largement disponible et relativement peu coûteuse, facile à utiliser et à comprendre, qui extrait des informations du signal de vibration dans le domaine temporel pour détecter les défauts. Le domaine temporel est une représentation graphique d'amplitude en fonction du temps, cette amplitude peut être de déplacement, de vitesse ou d'accélération selon le capteur choisi pour mesurer les vibrations.

Dans le domaine temporel, un défaut est souvent détecté et évalué en utilisant des indicateurs statistiques du signal de vibration. Plusieurs indicateurs sont évalués à

partir du signal temporel; les plus couramment utilisés pour les machines sont la valeur de crête, le facteur de crête et le kurtosis.

- **Valeur de crête**

La valeur de crête est définie comme l'amplitude maximale absolue d'un signal vibratoire [137], elle est exprimée par l'équation suivante [216] :

$$Max = \sup |x(n)| \quad (3.1)$$

Où $x(n)$ est l'amplitude de signal vibratoire pour le $n^{ième}$ échantillon.

- **La valeur efficace RMS**

RMS est une mesure de l'énergie contenue dans le signal et la présence de défauts peut être directement détectée par l'augmentation du signal de vibration [217]. RMS représente la puissance moyenne du signal de vibration; il est utilisé pour les mesures globales du niveau de vibration. L'expression de RMS est donnée comme suite [218, 137] :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2} \quad (3.2)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n)$$

Où N est le nombre d'échantillons pris dans le signal, \bar{x} est la valeur moyenne des N échantillons.

- **Facteur de crête :**

Le facteur de crête (FC) est défini comme le rapport entre la valeur de crête et la valeur efficace RMS (Root Mean Square) du signal [181], comme le montre la figure 3.4. Le facteur de crête est défini par [218] :

D'où

$$FC = \frac{Max}{RMS} = \frac{\sup |x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{N=1}^N [x(n) - \bar{x}]^2}} \quad (3.3)$$

Le facteur de crête est souvent utilisé comme mesure de la «densité» ou de la nature impulsive d'un signal, sa valeur augmentant à mesure que les problèmes s'aggravent [96, 137]. Où pour une vibration de type sinusoïdale, le facteur de

crête aura une valeur voisine de $\sqrt{2}$ et pour une vibration de type impulsionnel, le facteur de crête aura une valeur plus importante [219].

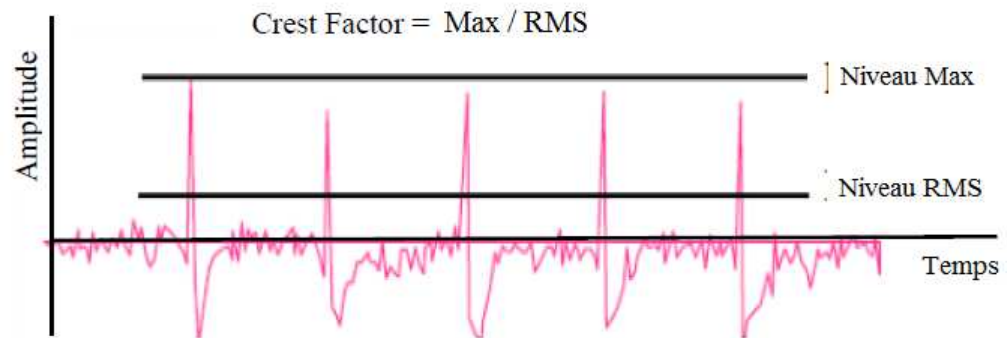


Figure 3.4: Représentation de facteur de crête, niveaux de Max et de RMS [137]

- **Kurtosis :**

Kurtosis est un paramètre statistique permettant d'analyser la distribution des amplitudes de vibration dans un signal temporel [220].

Kurtosis est une quantité non dimensionnelle utilisée pour détecter la présence des pics significatifs dans le domaine temporel du signal de vibration. Kurtosis est le moment statistique du 4ème ordre du signal de vibration (Eq. 3.4), et parce qu'il soulève le signal à la puissance quatrième il amplifie effectivement les pics isolés dans le signal [137].

Le Kurtosis normalisé pour une distribution $x(t)$ donné par ses valeurs d'échantillon $x(n), \dots, x(N)$ mesurées aux instants t_n, \dots, t_N peut être défini comme [218]:

$$K = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (3.4)$$

Où M_4 et M_2 sont respectivement le quatrième et le deuxième moment statistique. Un signal de vibration recueilli à partir d'une machine en bonne santé a généralement une distribution gaussienne et pour une distribution gaussienne le kurtosis a la valeur de 3,0. Tandis qu'il est supérieur à 3 si la distribution devienne plus centrée (non gaussienne) ce qui indique la présence d'un défaut (machine endommagée) [137, 180, 182, 219].

2.2. La Transformée de Fourier

Le traitement des signaux dans le domaine fréquentiel (appelée l'analyse fréquentielle ou l'analyse spectrale) est une technique conventionnelle puissante pour l'analyse vibratoire et a été démontrée comme un outil utile pour la détection et le diagnostic des défauts [218, 221]. Le traitement dans ce domaine a l'avantage sur l'analyse du domaine temporel qu'il est plus facile de détecter et de séparer certaines composantes fréquentielles d'intérêt.

L'analyse dans le domaine fréquentielle consiste à transformer un signal vibratoire de domaine temporel à son équivalent en domaine fréquentiel. En 1807, le mathématicien français Joseph Fourier a constaté que tout signal périodique peut être présenté par une somme pondérée d'une série de fonctions sinus et cosinus [222]. Cependant, en raison des objections intransigeantes de certains de ses contemporains tels que J. L. Lagrange, son article sur cette découverte n'a jamais été publié, jusqu'à 15 ans plus tard [223].

Fourier a indiqué qu'un signal aperiodique peut être représenté par une intégrale pondérée d'une série de fonctions sinus et cosinus. Une telle intégrale est appelée transformée de Fourier [222].

L'analyse de Fourier transforme un signal $x(t)$ d'un domaine temporel en domaine fréquentiel, générant ainsi le spectre $X(f)$ qui inclut toutes les fréquences constituantes du signal (fondamental et ses harmoniques), est défini par l'expression suivante :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i2\pi ft} dt \quad (3.5)$$

On peut obtenir le signal $x(t)$ à partir de son spectre de fréquence, par l'application de la transformée de Fourier inverse qui est donnée par :

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f)e^{i2\pi ft} df \quad (3.6)$$

Les signaux obtenus expérimentalement à travers un système d'acquisition de données sont généralement échantillonnés à des intervalles de temps discrets ΔT , au lieu d'être continus, dans un temps de mesure total T . Un tel signal, défini comme x_k , peut être transformé dans le domaine fréquentiel en utilisant la Transformée de Fourier Discrète (DFT), défini comme

$$DFT(f_n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x_k e^{-i2\pi f_n k \Delta T} \quad (3.7)$$

Où $N = T/\Delta T$ est le nombre d'échantillonnage, et $f_n = n/T$ avec $n=0, 1, 2, \dots, N-1$ sont les composantes fréquentielles discrètes. La DFT inverse peut être défini comme suite

$$x_k = \frac{1}{\Delta T} \sum_{f_n=0}^{(N-1)/T} DFT(f_n) e^{2\pi f_n k \Delta T} \quad (3.8)$$

Notez que la DFT est adaptée aux signaux des applications réelles, qui ont toujours une longueur finie. Pour éviter les difficultés aux extrémités, le signal est répété, donc rendu périodique. Pour calculer la DFT d'un signal avec N échantillons, la multiplication d'une matrice $N \times N$ par le signal est nécessaire, ce qui augmente le temps de calcul. Pour résoudre le problème de coût de calcul élevé de la DFT, une autre méthode appelée la Transformée de Fourier Rapide à été introduite. [222]

2.2.1. La Transformée de Fourier Rapide FFT

La Transformée de Fourier Rapide est un algorithme rapide appliqué pour calculer la DFT, proposée par James W. Cooley et John W. Tukey en 1965 [224]. Le calcul de la DFT nécessite N^2 multiplications ce qui augmente le temps de calcul rapidement au fur et à mesure que le nombre d'échantillons augmente. Mais avec FFT, le nombre d'opération arithmétique est réduit à $N \log_2 N$ au lieu de N^2 multiplications. Par exemple, si on a un nombre d'échantillonnage N égale à 256 (où $256 = 2^8$), la DFT nécessite N^2 opérations, tandis que la FFT demande $N \log_2 N$ opérations, cela représente une réduction de temps pouvant atteindre 96% [222, 225, 226].

Cependant, la FFT présente une déficience importante qui est son incapacité à fournir des informations sur la dépendance temporelle du spectre du signal analysé, car les résultats sont moyens sur toute la durée du signal [227]. Cette limitation importante de la FFT a conduit à l'introduction d'outils de traitement du signal temps-fréquence, tels que la STFT, la EMD et d'autres.

2.2.2. La Transformée de Fourier à Court Terme STFT

La STFT est, essentiellement, une technique de fenêtrage appliquée à la FT. Elle a été développée par Dennis Gaborin 1964 pour surmonter les limites de la FT dans l'analyse des signaux non stationnaires [228]. La STFT utilise une fonction de fenêtre glissante $g(t)$ centrée au temps τ pour effectuer une transformée de Fourier "localisée dans le temps" du signal $x(t)$. La localisation temporelle peut être obtenue en appliquant deux étapes [137] :

- (1) fenêtrage du signal pour couper seulement une petite section (bien localisée) du signal à un moment $x(t)$,
- (2) effectuant une transformée de Fourier sur cette partie du signal comme le montre la figure 3.5.

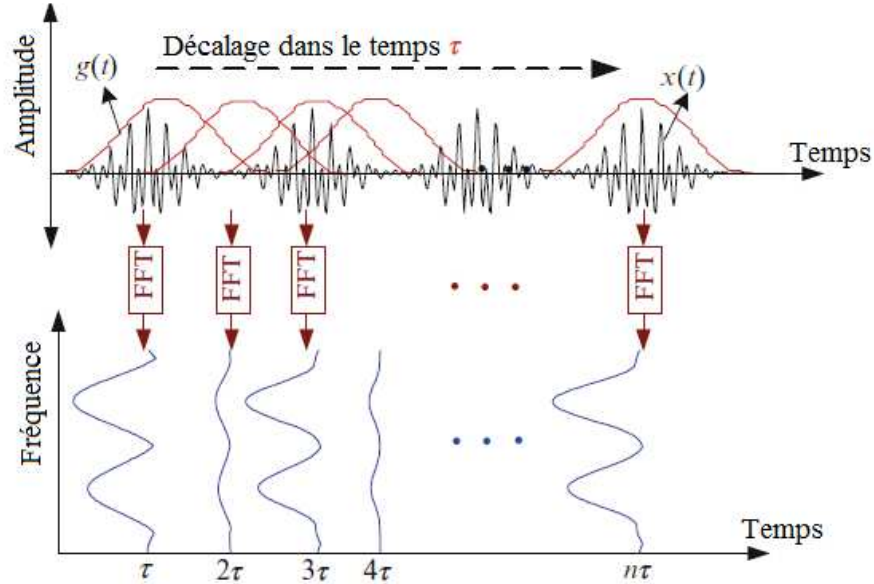


Figure 3.5: La transformée de Fourier à fenêtre glissante STFT un signal $x(t)$ [222]

Pour cela, à chaque temps d'intérêt fixe t , le signal de vibration dans le domaine temporel est multiplié par la fenêtre glissante $g(t-\tau)$. Ceci accentue le signal centré au temps t , et la FT du signal fenêtré résultant est calculé en produisant la STFT continue [137]:

$$STFT(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} g(t-\tau)x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.9)$$

Où la fonction de fenêtre temporelle glissante utilisée était une fenêtre gaussienne de la forme :

$$g(t) = e^{-(t/a)^2} \quad (3.10)$$

Où a est une constante qui définit la largeur de la fenêtre utilisée. L'équation 3.9 peut donc être réécrite comme:

$$STFT(\tau, f) = \int_{-x}^{+x} x(t)e^{-\left\{\frac{t-\tau}{a}\right\}^2} e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.11)$$

Cette formule produira la FT de la fonction $F(t)$ fenêtrée par $g(t)$ centrée au temps τ . En effectuant de manière continue la même analyse à plusieurs emplacements, il est possible d'obtenir une description de la façon dont le contenu fréquentiel du signal varie avec le temps.

La limitation de l'application STFT provient de l'utilisation d'une seule largeur de fenêtre pour toutes les fréquences. Une fois la largeur de la fenêtre sélectionnée, elle ne peut plus être modifiée pendant la transformation [137, 229].

Bien que l'addition de cette fonction de fenêtrage introduise la localisation temporelle dans l'analyse temps-fréquence, cela affecte la résolution des résultats dans le domaine fréquentiel. Ce phénomène est connu sous le nom de principe d'incertitude. Le principe d'incertitude signifie qu'une bonne résolution dans les domaines temporel et fréquentiel ne peut pas être atteinte simultanément [137], c'est-à-dire que les résolutions en temps et en fréquence seront déterminées par la largeur de la fenêtre. Une grande largeur de fenêtre fournit une bonne résolution dans le domaine fréquentiel, mais une résolution médiocre dans le domaine temporel. Inversement, une petite largeur de fenêtre offre une bonne résolution dans le domaine temporel et une résolution médiocre dans le domaine fréquentiel [229]. Pour résoudre ce problème une autre méthode a été introduite appelée la Transformée d'Ondelettes TO.

2.3. Transformée d'Ondelettes

L'analyse des signaux de vibration dans le domaine temporel et dans le domaine fréquentiel produit des caractéristiques de signal uniquement pour leurs domaines respectifs. Le domaine temporel ne contient aucune information spectrale et lorsqu'un signal dans le domaine temporel est transformé dans le domaine fréquentiel, les informations détaillées sur le domaine temporel sont perdues. L'analyse temps-fréquence fournit des informations sur l'évolution du contenu spectral du signal avec le temps, ce qui permet d'étudier des caractéristiques transitoires telles que les impacts [137].

La transformée d'Ondelettes est considérée comme l'outil le plus puissant pour traiter les signaux dans le domaine temps-fréquence [230]. Cette méthode a été introduite par Morlet pour résoudre le problème de la multi-résolution présenté dans la STFT [231, 232]. La possibilité d'avoir une meilleure résolution dans les deux domaines « temporel et fréquentiel » à la fois est exclu (principe d'incertitude), cependant la transformée d'ondelette TO vérifie cette caractéristique où la résolution simultanée a été obtenue. Dans la TO, la fenêtre d'analyse peut avoir des durées différentes qui s'adaptent avec la fréquence [233].

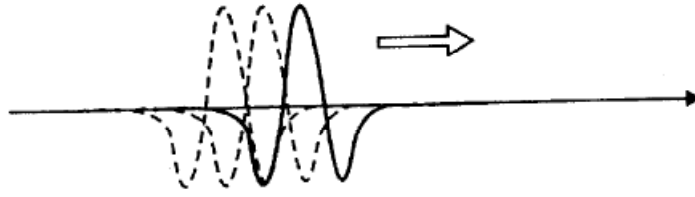


Figure 3.6: Translation (changement de position) des ondelettes [234]

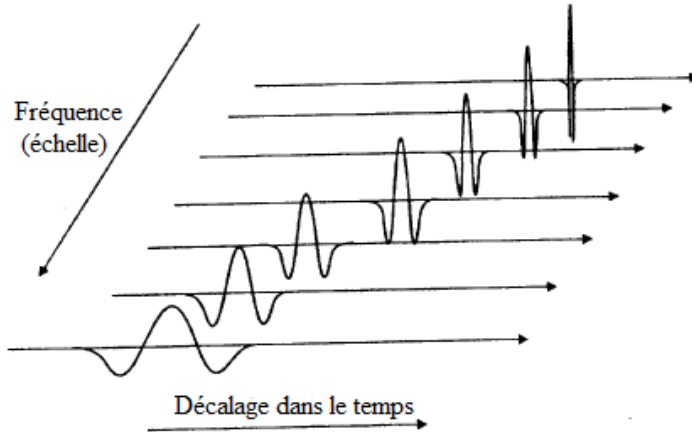


Figure 3.7: Changement d'échelle (niveau) des ondelettes [234]

La TO est essentiellement une analyse spectrale de Fourier à fenêtre ajustable, qui décompose un signal en composantes localisées en fréquence et en temps par translation (figure 3.6) et dilatation de l'ondelette de base (figure 3.7). Une fonction ψ est considérée comme une fonction d'ondelette de base, appelée ondelette mère, si elle remplit les deux conditions suivantes (Eqs. 3.12 et 3.13) [234-236] :

$$\int_{-\infty}^{\infty} |\psi(t)|^2 dt < \infty \tag{3.12}$$

$$C_{\psi} = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|\Psi(\omega)|^2}{|\omega|} < \infty \tag{3.13}$$

Avec C_{ψ} est la constante d'admissibilité.

Où Ψ est la FT de la fonction ψ . La première condition implique que $\psi(t)$ doit avoir une énergie finie. La deuxième condition implique que l'ondelette mère $\psi(t)$ doit avoir une moyenne nulle alors $\Psi(\omega) = 0$ [237, 238].

Pour extraire plus d'informations en temps- fréquence, la TO décompose un signal en un ensemble d'ondelettes qui peuvent être générées à partir d'une ondelette mère $\psi(t)$. La

famille d'ondelettes $\psi_{a,b}(t)$ est générée par la translation (paramètre b) et la dilatation (paramètre a), et son expression est [98, 230, 239-241]:

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (3.14)$$

Où a est le facteur d'échelle (dilatation) et b est le paramètre de translation. Le facteur $\frac{1}{\sqrt{|a|}}$ est utilisé pour assurer la conservation de l'énergie.

Une ondelette translatée est un composant de haute fréquence analysée par une haute résolution temporelle et l'ondelette dilatée est un composant de basse fréquence analysée par une haute résolution fréquentielle [1, 237, 238, 240, 241].

La transformée en ondelette continue (TOC) d'un signal $x(t)$ est défini comme suit [238]:

$$TOC(a,b) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^*\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (3.15)$$

Avec ψ^* est le complexe conjugué de la fonction $\psi(t)$

Si on remplace l'équation (3.14) dans l'équation (3.15). L'équation (3.15) devient :

$$TOC(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{(a,b)}^*(t) dt \quad (3.16)$$

On peut obtenir le signal $x(t)$ à partir de $TOC(a,b)$, si seulement si la fonction $\psi(t)$ satisfait la condition d'admissibilité exprimée dans l'équation (3.13), par TOC inverse exprimée par la formule suivante [98, 225, 236, 239] :

$$x(t) = \frac{1}{C_{\psi}} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} TOC(a,b) \psi_{a,b}(t) \frac{dad b}{a^2} \quad (3.17)$$

Cependant, TOC présente beaucoup d'informations redondantes et des exigences de calcul élevées. La discrétisation de TOC en adoptant l'échelle dyadique et les facteurs de traduction peut être le processus alternatif de ces inconvénients, ce qui conduit à la transformée discrète en ondelettes.

2.1.1. La transformée en ondelette discrète

La Transformée en Ondelette Discrète (TOD), est considérée comme l'une des techniques d'implémentation numériques fiables. Elle a été introduite pour la première

fois par Mallat en 1989 [242] pour résoudre le problème de redondance de la TOC. En pratique, l'implémentation du TOD adaptée aux signaux discrets de longueur finie est basée sur l'analyse multi-résolution [243]. Le principe de la TOD est le même que la TOC, seul que le facteur d'échelle et le pas de translation dans la TOD sont discrétisées.

La TOD d'un signal $x(t)$ est obtenue par la discrétisation de la TOC en utilisant des valeurs discrétisées a et b , en posant $a = a_0^j$ et $b = ka_0^j b_0$ avec $a_0, b_0 \in Z$ et $j, k \in Z$. A partir de l'expression (3.14), la famille d'ondelettes et la TOD sont définie comme suit [237] :

$$\psi_{j,k}(t) = \frac{1}{\sqrt{a_0^j}} \psi \left(\frac{t - ka_0^j b_0}{a_0^j} \right) \quad (3.18)$$

Avec
$$TOD(j,k) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{(j,k)}^*(t) dt \quad (3.19)$$

D'où
$$TOD(j,k) = \frac{1}{\sqrt{a_0^j}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^* \left(\frac{t - ka_0^j b_0}{a_0^j} \right) dt \quad (3.20)$$

On opte la valeur 2 pour le facteur d'échelle discrétisé a_0 ($a_0 = 2$) et la valeur 1 pour le paramètre de translation b_0 ($b_0 = 1$), ce choix qui est le même pour l'analyse multi-résolution rend l'algorithme simple et rapide pour le calcul des coefficients des ondelettes, donc c'est la transformée dyadique [98, 233, 237]. Dans ces cas, les expressions de la famille d'ondelettes et la TOD deviennent :

$$\psi_{j,k}(t) = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \psi \left(\frac{t - k2^j}{2^j} \right) \quad (3.21)$$

$$TOD(j,k) = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^* \left(\frac{t - k2^j}{2^j} \right) dt \quad (3.22)$$

A chaque niveau de décomposition, le signal original $x(t)$ traverse des bancs de filtres afin de l'analyser dans deux filtres : filtre passe-bas L et filtre passe-haut H. Le filtre passe-bas apparaissant comme un vecteur basse fréquence appelé approximation (a_j) et le filtre passe-haut apparaissant comme un vecteur haute fréquence appelé détail (d_j) [244, 245]. Chaque vecteur a_j combine $N/2^j$ coefficients, où N est le nombre de points de données dans le signal d'origine $x(t)$. Pour suivre les composantes principales, la bande de fréquence $[0, Fs/2^{j+1}]$ est sélectionnée, où Fs est la fréquence d'échantillonnage [246]. La sortie de chaque niveau est échantillonnée par un facteur de 2 avant d'être passée au niveau suivant. La structure arborescente du TOD est illustrée à la figure 3.8.

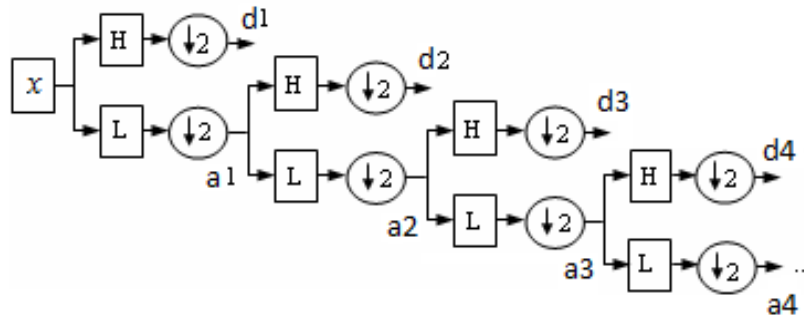


Figure 3.8: Décomposition en bancs de filtres d'un seul niveau

On peut obtenir le signal original $x(t)$ par l'addition des j coefficients de détail (d) et le $j^{\text{ème}}$ coefficient d'approximation (a_j).

$$x = a_4 + d_1 + d_2 + d_3 + d_4 \tag{3.23}$$

2.1.2. Les types des ondelettes

Il existe différentes familles des ondelettes divisées en deux catégories, chaque ondelette a ses caractéristiques spécifiques qui la distinguent. Dans la première catégorie, on trouve les ondelettes sans filtres qui sont consacrées à utiliser dans la transformation continue, parmi ce type d'ondelette, on peut citer l'ondelette de Morlet, l'ondelette gaussienne, l'ondelette gaussienne complexe, le chapeau mexicain. La deuxième est pour les ondelettes à filtre, ces ondelettes sont destinées à être utilisées dans la transformation discrète, parmi ces ondelette on trouve : Haar, Daubechies, Meyer, symlet, coiflet...etc. Dans cette étude on s'intéresse à utiliser une de ces ondelettes à filtre.

- **Ondelette de Haar**

Cette famille d'ondelette a été introduite par Haar en 1910, c'est le type d'ondelette le plus simple et le plus ancien. L'ondelette de Haar est définie comme suit [235, 239, 247]:

$$\psi(t) = \begin{cases} 1 & 0 < t \leq 1/2 \\ -1 & 1/2 < t \leq 1 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \tag{3.24}$$

La fonction d'échelle de l'ondelette de Haar est une fonction d'échelon, est définie par l'expression suivante [234, 237, 248] :

$$\phi(t) = \begin{cases} 1 & 0 \leq t \leq 1 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \tag{3.25}$$

L'ondelette de Haar est discontinue, c'est la même propriété qui est considérés comme un inconvénient de l'ondelette de Haar car elle n'est pas différentiable. L'ondelette de Haar est illustrée à la figure 3.9.

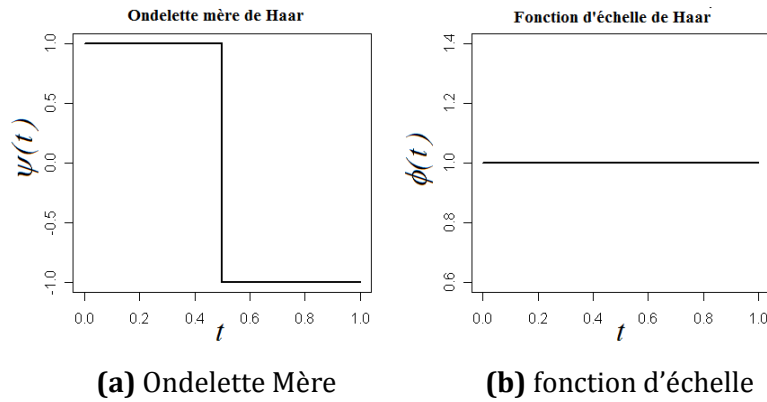


Figure 3.9: Ondelette de Haar [248]

- **Ondelette de Daubechies**

Les ondelettes de Daubechies à support compact sont inventées par un mathématicien Daubechies en 1988 [237, 249]. Une propriété utile des ondelettes à support compact est que deux filtres associés H (filtre passe-haut) et L (filtre passe-bas L), voir section 2.1.1, ont un nombre fini de coefficients. L'ondelette de Daubechies est définie par l'expression suivante [102] :

$$\psi(t) = \sum_{k=(2N-1)}^{2N-1} \frac{1}{5} k \left[\cos(kt) - i \sin(kt) \right] \quad (3.26)$$

Les ondelettes Daubechies sont notées « dbN » où N désigne le nombre de moments nuls (ou le nombre de décomposition). Par exemple db1, pour N=1, avec un seul moment nul, définit la même ondelette de Haar [250]. Les db2, db3, db4, db5, db6, db7, db8, db9 et db10 sont les membres communs de la famille des ondelettes de Daubechies et sont illustrés à la figure 3. 10.

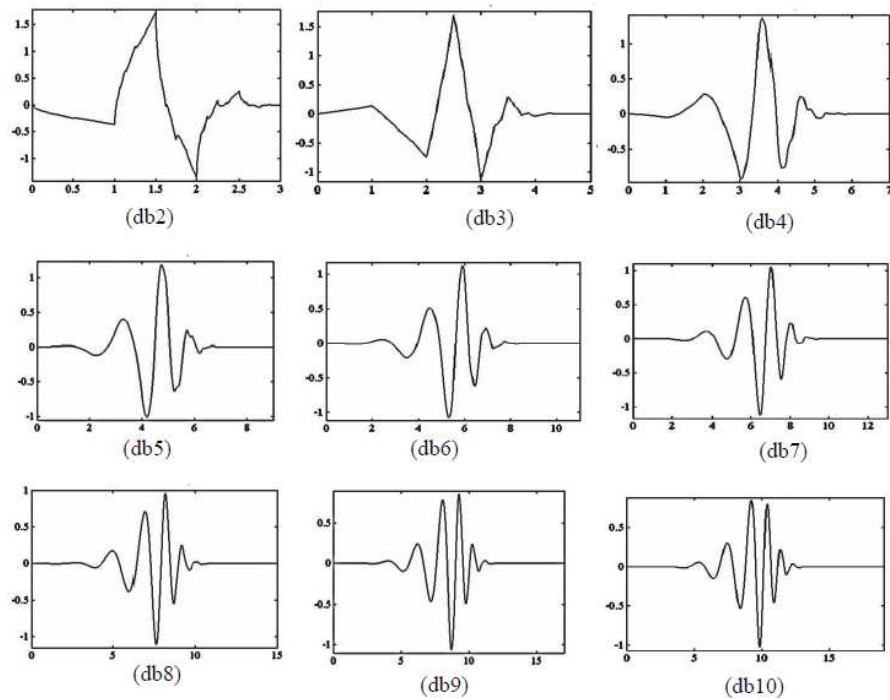


Figure 3.10: Famille des ondelettes de Daubechies [251]

- **Ondelette de Meyer**

Yves Meyer a défini l'ondelette mère de Meyer et la fonction d'échelle dans le domaine fréquentiel en termes d'une fonction auxiliaire v [233, 252]. Le spectre de l'ondelette de Meyer est donné par l'expression suivante [252]:

$$\Psi(\omega) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \sin\left(\frac{\pi}{2} v\left(\frac{3|\omega|}{2\pi} - 1\right)\right) e^{\frac{i\omega}{2}} & \text{si } \frac{2\pi}{3} \leq |\omega| \leq \frac{4\pi}{3} \\ \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cos\left(\frac{\pi}{2} v\left(\frac{3|\omega|}{4\pi} - 1\right)\right) e^{\frac{i\omega}{2}} & \text{si } \frac{4\pi}{3} \leq |\omega| \leq \frac{8\pi}{3} \\ 0 & \text{sin on} \end{cases} \quad (3.27)$$

Où v est une fonction régulière satisfait :

$$v(x) = \begin{cases} 0 & x \leq 0 \\ 1 & x \geq 1 \end{cases} \quad (3.28)$$

Avec la propriété supplémentaire

$$v(x) + v(1-x) = 1 \quad (3.29)$$

La fonction d'échelle de l'ondelette de Meyer est [252] :

$$\phi(\omega) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} & \omega \leq \frac{2\pi}{3} \\ \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cos\left(\frac{\pi}{2} \nu \left(\frac{3\omega}{2\pi} - 1\right)\right) & \frac{2\pi}{3} \leq \omega \leq \frac{4\pi}{3} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (3.30)$$

En utilisant la FT inverse pour obtenir la forme d'onde de l'ondelette de Meyer (correspondante à l'Eq. 3.27) dans le domaine temporel, notée $\psi(t)$. L'ondelette de Meyer dans le domaine temporel est présentée dans la figure 3.11 et définie par [253]:

$$\psi(t) = 2 \int_{\frac{2\pi}{3}}^{\frac{8\pi}{3}} \Psi\left(\frac{\omega}{2}\right) \Psi(\omega - 2\pi) \cos(\omega(t - 0.5)) d\omega \quad (3.31)$$

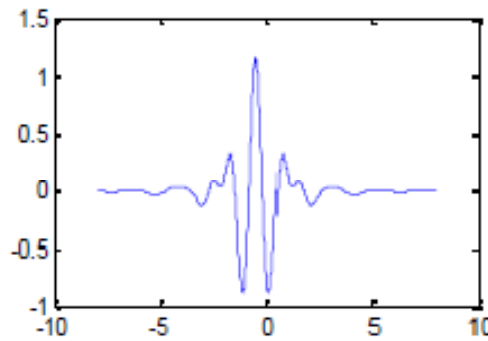


Figure 3.11: Ondelette de Meyer [95]

2.4. Décomposition Modale Empirique EMD

La méthode EMD est une méthode relativement nouvelle utilisée pour la décomposition du signal dans le domaine temps-fréquence. Elle a été introduite en 1998 par Huang [254] et a été appliquée à diverses applications [255]. L'EMD est une technique de décomposition itérative adaptative pour les signaux non stationnaires et non linéaires [254]. Le concept global est similaire à d'autres techniques de décomposition telles que la STFT ou la TO. Il commence à décomposer le signal à partir de plus hautes fréquences jusqu'aux basses fréquences. Cette méthode est basée sur un algorithme et le résultat obtenu ne s'exprime pas de manière analytique [256]. Les modes décomposés contrairement à d'autres méthodes (par exemple TOD) ne sont pas nécessairement orthogonaux, et les modes décomposés sont eux-mêmes suffisants pour décrire le signal original, puisqu'il n'y a pas de fonction de fenêtrage externe. Les modes décomposés sont dans le domaine temporel avec la même longueur que le signal d'origine, donc la fréquence dans le temps est préservée. La clé dans l'EMD est de déterminer les modes oscillatoires existant dans les échelles de temps définies par l'intervalle entre les

extrema locaux. Les points extremum locaux sont des points où la dérivée en ce qui concerne le temps est zéro, et sa seconde dérivée non nulle. Les modes décomposés sont appelés Fonctions Modale Intrinsèque (IMF pour Intrinsic Modes Functions), ces IMFs sont des simples oscillations, de moyenne nulle [257]. Donc, chaque signal pourrait être décomposé en un certain nombre des IMFs, dont chacune doit satisfaire à deux conditions:

- 1) Les nombres d'extrema et de passages à zéro doivent être égaux ou différer à plus de un.
- 2) À tout moment, la valeur moyenne de l'enveloppe définie par les maxima locaux et l'enveloppe par les minima locaux est nulle.

Une IMF représente un simple mode oscillatoire et peut avoir une amplitude et une fréquence variables en fonction du temps [258].

Avec ces conditions, tout signal $x(t)$ peut être décomposé par les étapes suivantes [255, 259]

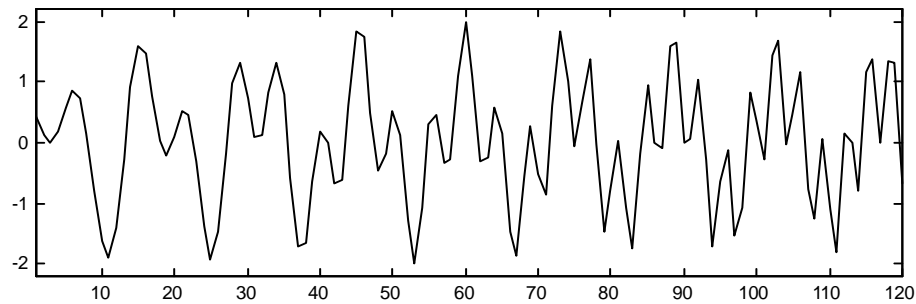


Figure 3.12: Signal original $x(t)$ [260]

1. Initialiser $i = 1$ et $k = 1$, identifier les positions et les amplitudes de tous les maxima locaux et les minima locaux dans le signal $x(t)$; la figure 3.12 présente un signal $x(t)$.

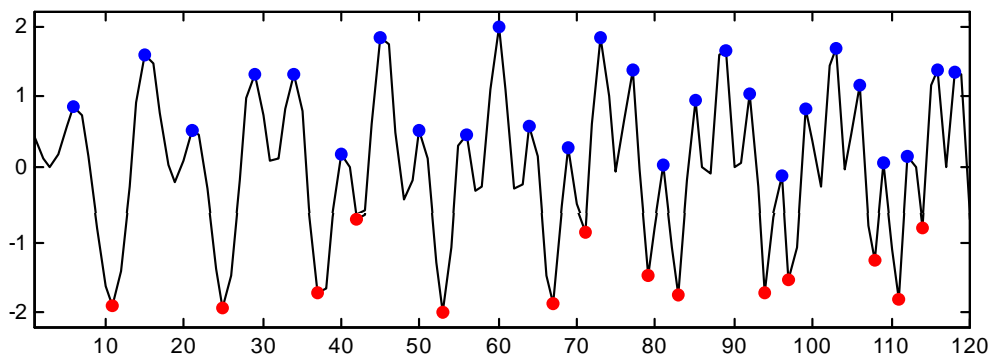


Figure 3.13: Les minima et les maxima locaux de signal $x(t)$

2. Construire l'enveloppe supérieure $U_{i(k-1)}(t)$ à partir les maxima locaux et l'enveloppe inférieure $L_{i(k-1)}(t)$ à partir les minima locaux par interpolation spline cubique, où k est

le temps de tamisage; la figure 3.13 présente les minima (points en rouge) et les maxima locaux (points en bleu) et la figure 3.14 illustre l'enveloppe inférieure (ligne en rouge) et l'enveloppe supérieure (ligne en bleu)

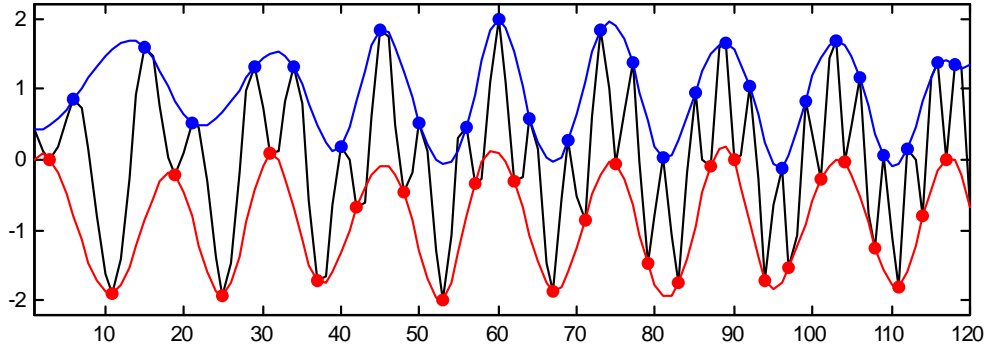


Figure 3.14: L'enveloppe inférieure et l'enveloppe supérieure [260]

3. Calculer la moyenne des enveloppes supérieure et inférieure suivant l'équation suivante, l'enveloppe moyenne de signal $x(t)$ est présentée dans la figure 3.15 (en rose)

$$m_{i(k-1)}(t) = (u_{i(k-1)}(t) + l_{i(k-1)}(t)) / 2 \quad (3.32)$$

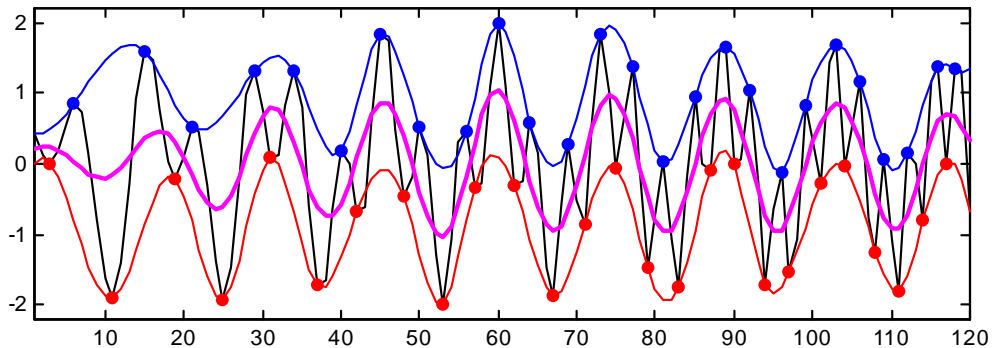


Figure 3.15: L'enveloppe moyenne

4. Soustraire l'enveloppe moyenne $m_{i(k-1)}(t)$ de l'original $x(t)$ pour obtenir un détail local $h_{i(k-1)}(t)$

$$h_{i(k-1)} = x(t) - m_{i(k-1)}(t) \quad (3.33)$$

5. Vérifiez si $h_{i(k-1)}(t)$ est une IMF qui satisfait les deux conditions ou non. Si $h_{i(k-1)}(t)$ n'est pas une IMF, considérons $h_{i(k-1)}(t)$ comme un nouveau $x(t)$ et répétez le processus ci-dessus (les étapes de 1 à 4 appelées processus de tamisage) jusqu'à l'obtention d'une IMF. Sinon, Mettre $c_i = h_{i(k-1)}$.

Pour assurer que le signal obtenu $h_{i(k-1)}(t)$ est une IMF satisfaite les deux conditions citées précédemment et limiter le nombre d'itération, un critère d'arrêt doit être définie.

Huang et al. [254] ont proposé un critère pour arrêter le processus de tamisage. Ceci est accompli en limitant la valeur de l'écart type, noté S_D , qui est calculé à partir de deux résultats de tamisage consécutifs comme suit:

$$S_D = \sum_{t=0}^T \left[\frac{|h_{i(k-1)}(t) - h_{ik}(t)|^2}{h_{i(k-1)}^2(t)} \right] \quad (3.34)$$

Si le S_D est inférieur à la valeur prédéterminée ϵ , le processus de tamisage sera arrêté [259]. La valeur de ϵ doit comprise entre [0.2, 0.3].

6. Calculer ensuite le résidu $r_i(t) = x(t) - c_i(t)$ et mettre $r_i(t)$ comme un nouveau $x(t)$ et répète (1) à (5) pour obtenir le second IMF noté $c_{i+1}(t)$, alors $r_{i+1}(t) = r_i(t) - c_{i+1}(t)$. Répétez (1) à (5) pour dériver la Nième IMF. Le processus de tamisage sera arrêté lorsque le résidu $r_n(t)$ est une fonction monotone, c'est-à-dire que $r_n(t)$ n'a pas plus de deux extrema locaux.

Enfin, le signal original $x(t)$ est décomposé comme suit :

$$x(t) = \sum_{i=1}^n c_i + r_n \quad (3.35)$$

L'organigramme de l'algorithme de l'EMD est illustré dans la figure 3.16.

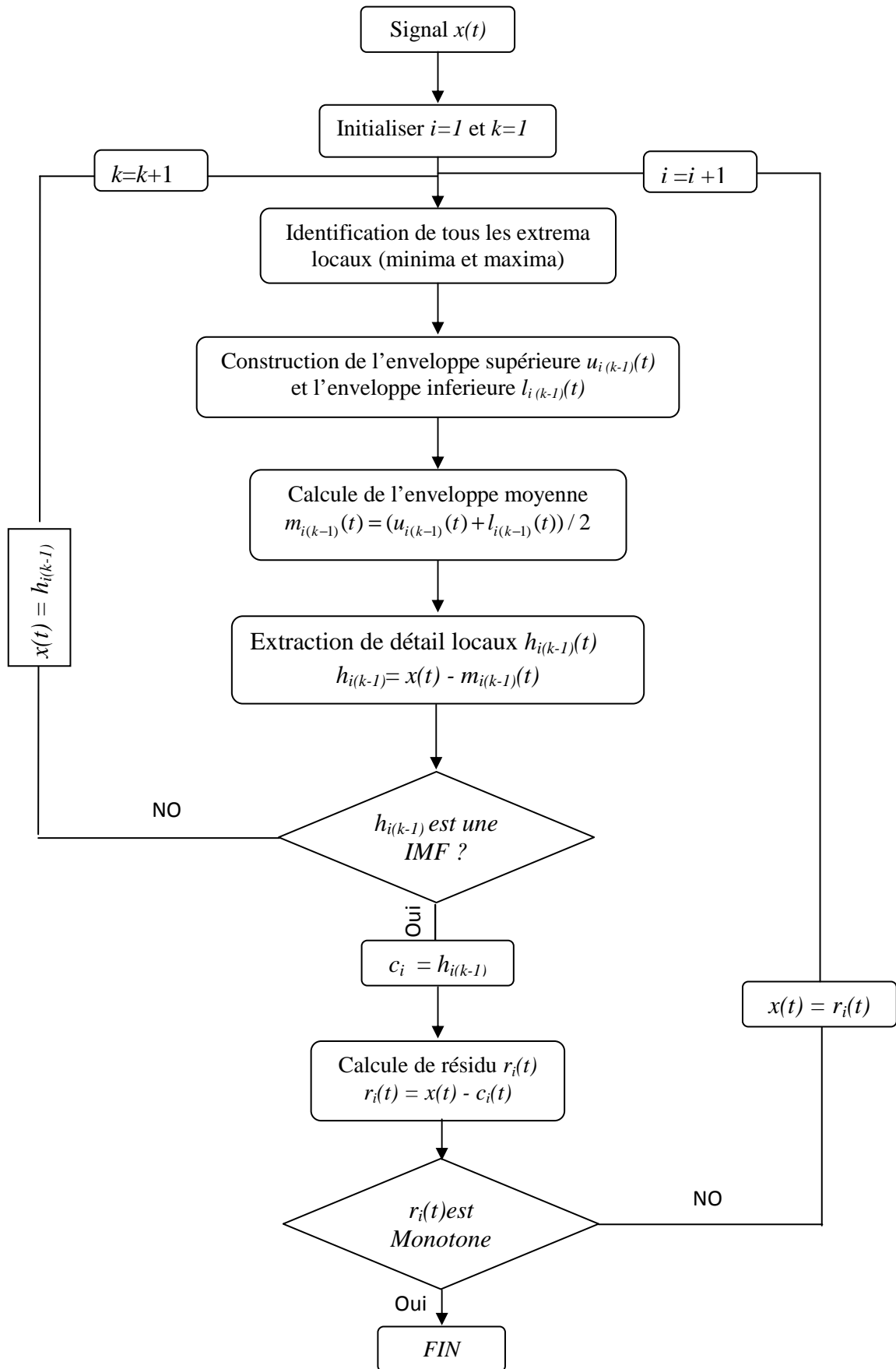


Figure 3.16: L'organigramme de l'algorithme de l'EMD [98]

Cependant, EMD a présenté certaines limitations, telles que

- **le critère d'arrêt dans le processus de tamisage :**

Dans cette section, nous avons donné la définition d'une IMF. Mais il est difficile d'utiliser directement cette définition pour évaluer si un signal est une IMF ou non dans la mise en œuvre numérique. Donc, il peut être difficile de converger le processus de tamisage en douceur comme prévu. Dans de telles circonstances, un critère d'arrêt est normalement conçu dans la littérature pour assouplir de manière appropriée les deux conditions mathématiques permettant d'admettre une IMF imparfaite mais acceptable et de faire progresser le processus de tamisage pour extraire la prochaine IMF. En conséquence, l'utilisation de critères d'arrêt différents dans le cas des EMD peut conduire à des décompositions diverses des IMFs [261, 262].

- **Effet de bord:**

Ce problème résulte d'instabilités numériques au cours du processus de tamisage [257]. Le problème d'effet de bord peut générer des IMFs basses fréquences insignifiantes. Cela est dû à la décomposition excessive de l'EMD, dans laquelle les oscillations générées par les deux extrémités des signaux se propagent vers la totalité du signal et finissent par corrompre les IMFs [263]. Dans la figure 3.17, les cercles rouges en bout d'IMF2 et le résidu indiquent le problème d'effet de bord dû au tamisage.

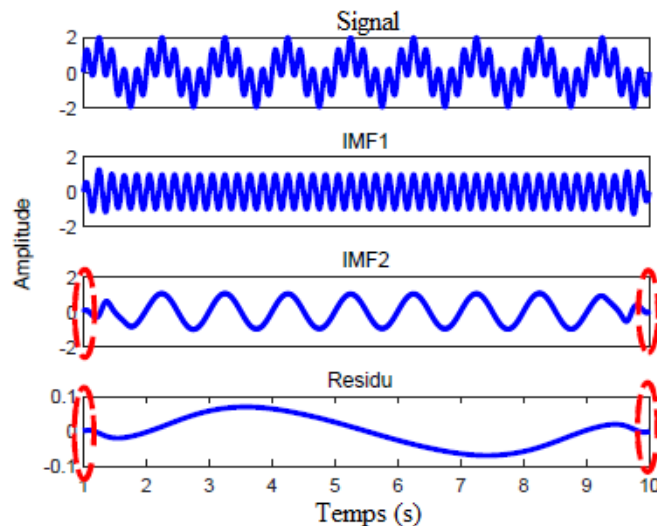


Figure 3.17: Problème de point final de la méthode EMD [257]

- **Le problème de mélange des modes**

Le mélange des modes signifie que différents modes d'oscillation coexistent dans une seule IMF [258]. En raison de ce problème du mélange de modes dans le processus de tamisage, une IMF englobe souvent des composants de signal avec

des échelles de fréquences très disparates. Les composantes du signal avec des échelles de fréquence similaires peuvent également résider dans différentes IMFs [258]. Dans la figure 3.18, les cercles verts dans l'IMF1 indiquent le problème de mélange des modes.

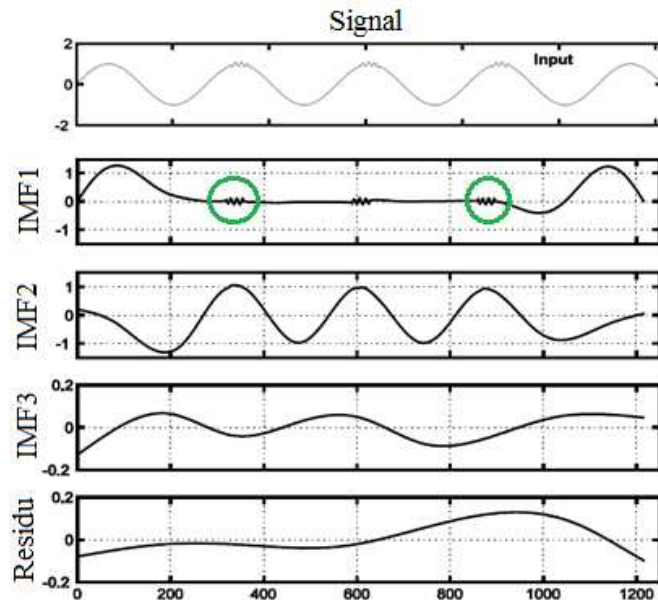


Figure 3.18: Problème de mélange des modes de la méthode EMD [258]

2.5. Décomposition Modale Empirique d'Ensemble EEMD

Pour résoudre les problèmes rencontrés dans la méthode EMD, une autre méthode a été introduite par Wu et Huang [258] appelée la Décomposition Modale Empirique d'Ensemble. EEMD, méthode d'analyse de données assistée par le bruit, est une version améliorée de la méthode EMD conçue principalement pour limiter le problème de mélange des modes où un ensemble de bruit blanc a été ajouté.

Le principe de la méthode EEMD est basé sur l'addition de M ensemble de bruit blanc au signal d'origine $x(t)$ pour générer n_j signaux bruités. De plus, Les bruits blancs ajoutés ont la même amplitude. Ensuite, EMD est appliquée sur chaque signal bruité pour créer des ensembles d'IMFs $(c_{i,j})$. En conséquence, chaque IMF (c_i) finale est calculée en faisant la moyenne de $(c_{i,j})$ IMF inclus dans un seul ensemble. Le bruit blanc dans un ensemble d'espace temporel s'annule; et seul le signal de la moyenne finale de l'ensemble de signaux bruité apparaît. Le bruit blanc supplémentaire remplit uniformément l'espace temps-fréquence [257, 258].

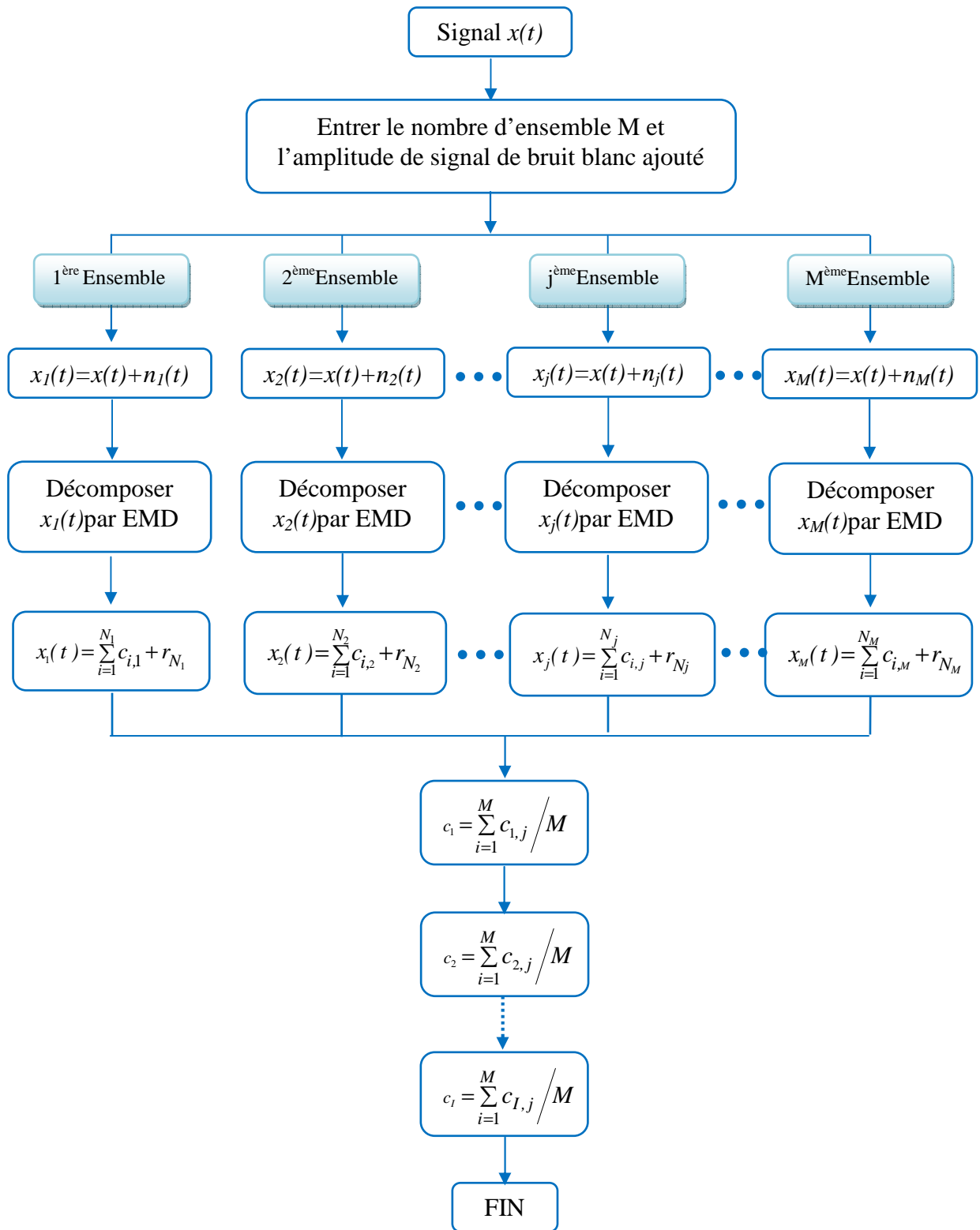


Figure 3.19: L'organigramme de la méthode EEMD

Pour décomposer un signal original $x(t)$ dans le domaine temps-fréquence en utilisant la méthode EEMD (voir figure 3.19), les étapes suivantes seront suivies [23] :

1. Ajouter un signal de bruit blanc aléatoire $n_j(t)$ à $x(t)$

$$x_j(t) = x(t) + n_j(t) \quad (3.36)$$

Où $x_j(t)$ est le signal bruité, $j = 1, 2, 3, \dots, M$ et M est le nombre d'ensemble.

2. Décomposer $x_j(t)$ en une série des IMFs $c_{i,j}$ utilisant EMD comme suit:

$$x_j(t) = \sum_{i=1}^{N_j} c_{i,j} + r_{N_j} \quad (3.37)$$

Où $c_{i,j}$ est la $i^{\text{ème}}$ IMF de $j^{\text{ème}}$ ensemble, r_{N_j} est le résidu de le $j^{\text{ème}}$ ensemble et N_j est le nombre des IMFs de $j^{\text{ème}}$ ensemble.

3. Si $j < M$, répétez les étapes 1 et 2, et ajoutez des signaux de bruit blanc aléatoires à chaque fois.

4. Obtenir $l = \min(N_1, N_2, \dots, N_M)$ et calculer les moyennes d'ensemble des IMFs correspondantes des décompositions comme résultat final.

$$c_i = \left(\sum_{j=1}^M c_{i,j} \right) / M \quad (3.38)$$

Avec $i = 1, 2, 3, \dots, l$.

5. c_i est la moyenne d'ensemble de l'IMF correspondante des décompositions.

2.6. Méthode proposée combine la TOD et EEMD

Pour améliorer la disponibilité des turbomachines, il faut détecter la défaillance des aubes dans un stade précoce. Dans cette thèse on a proposée une nouvelle méthode basée sur la combinaison de deux méthodes qui sont la TOD et EEMD. Dont la TOD a été utilisée pour filtrer les signaux mesurés et la méthode EEMD est utilisée pour extraire les informations utiles qui existent dans les IMFs.

2.6.1. Filtrage par la méthode TOD

Les signaux toujours ont des bruits associés avec eux, en réalité nous trouvons rarement des signaux exempts de bruit et directement utilisables pour extraire des informations. Le bruit peut produire des éléments non désirables ou inconnues (par exemple des composantes fréquentielles) qui donnent des informations erronées après traitement des signaux réduisant leur utilisabilité. Cela peut aussi causer des erreurs de jugement si le signal est directement observé et l'impact peut aller à la destruction de système à surveiller dans certain cas. Donc, on a besoin d'éliminer au maximum les bruits dans un

signal à traiter pour extraire des informations utiles, dans ce cas il faut filtrer le signal. Dans ce travail, la transformée en ondelette discrète (TOD) a été utilisée pour filtrer le bruit d'un signal mesuré dans le but d'obtenir un signal à très faible bruit. A la différence de la TOC, par l'utilisation de la TOD, le signal traverse automatiquement un banc de filtres à deux canaux, pour cette raison le TOD a été choisie. Le filtrage par l'ondelette discrète des signaux mesurés permet de réduire le coût des équipements dans lesquels ce filtrage est utilisé en tant que composant.

Un certain nombre de familles d'ondelettes sont disponibles, chacune ayant des membres différents. Par exemple, de ces familles on trouve la famille d'ondelettes de Daubechies db la plus populaire contenant les membres db2, db3, db4, db5, db6, db7, db8, db9 et db10. Dans ce travail de recherche, l'ondelette Daubechies de niveau 4 (db4) a été choisie comme ondelette mère utilisée pour le filtrage des signaux vibratoires puisque cette ondelette a démontré son efficacité dans le filtrage des signaux [264-267].

2.6.2. L'utilisation de la méthode EEMD pour l'extraction des informations

Après le filtrage des signaux vibratoires simulés, on a besoin d'extraire les informations nécessaires pour la détection des défauts des aubes. Selon la littérature [23, 98, 268], la méthode EEMD est le meilleur choix pour la détection des défauts de rotor.

Par l'application de cette méthode, le signal filtré est décomposé en ensemble des IMFs. Certaines IMFs contiennent les informations nécessaires pour la détection des défauts des aubes, pour sélectionner les IMFs les plus significatives un coefficient de corrélation a été calculé.

2.6.3. La méthode proposée

La méthode proposée repose sur l'utilisation de la TOD pour le filtrage des signaux et la méthode EEMD pour l'extraction des informations significatifs. Les étapes de la méthode proposée sont les suivantes :

- 1^{ère} étape : le signal vibratoire mesuré sur la roue aubagée de banc d'essai est filtré par analyse multi-résolution qui est utilisée en appliquant l'ondelette Daubechies d'ordre 4 (db4) comme une ondelette mère où le signal a été décomposé en niveaux 4 (voir le figure 3.8 et l'Eq. 3.23).
- 2^{ème} étape : L'EEMD est utilisé pour décomposer le coefficient d'approximation extrait par db4 en un petit nombre d'IMF. À cet effet, nous prenons 0.3 écart-type pour l'amplitude de bruit ajoutée et 100 pour la valeur de l'ensemble.
- 3^{ème} étape : Afin de sélectionner les IMF efficaces, le coefficient de corrélation entre le signal filtrés et chaque IMF est calculé en utilisant l'équation suivante [269] :

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}} \quad (3.39)$$

Où r est le coefficient de corrélation de la séquence de variables X et Y avec la portée de valeur entre -1 et +1.

- 4^{ème} étape : Reconstruire les IMFs efficaces qui ont un degré de corrélation élevé avec le signal filtré, c'est-à-dire que les composantes IMFs ont un coefficient de corrélation supérieur à 0,1.
- 5^{ème} étape : En utilisant la FFT, le spectre du signal reconstitué est obtenu et le défaut est identifié.

L'organigramme de cette méthode proposée est illustré dans la figure 3.20.

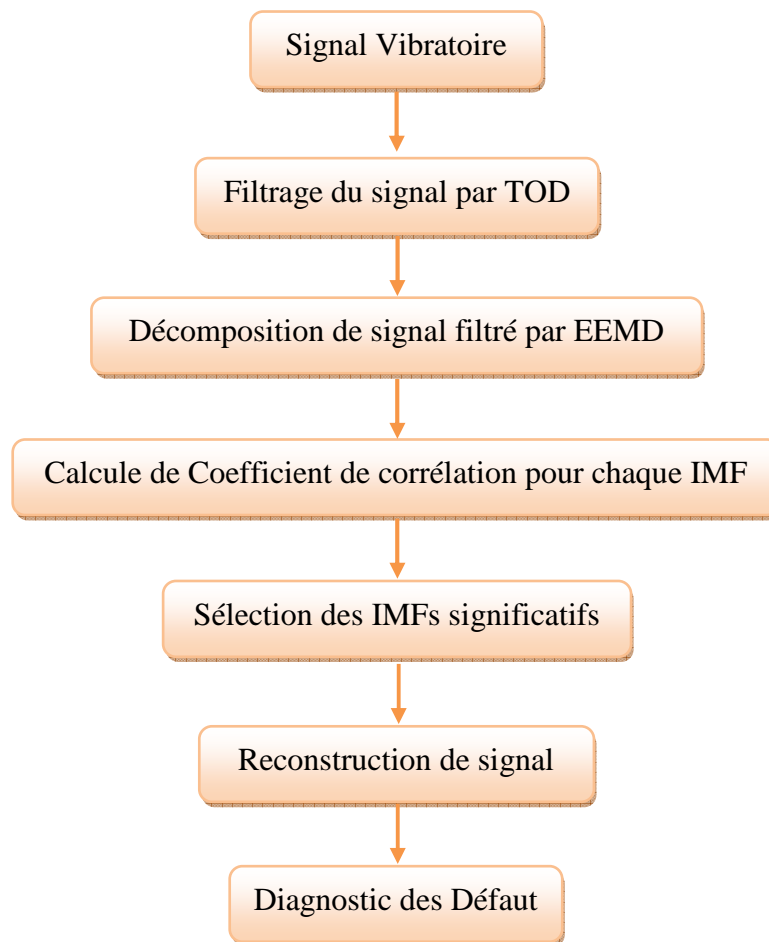


Figure 3.20: L'organigramme de cette méthode proposée

CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a décrit la classification des méthodes de diagnostic donnée par Dai et Gao. Cette classification donne une image complète sur les méthodes de diagnostic des défauts dans les systèmes complexes du point de vue du traitement des données. Cette classification nous a aidé à choisir les méthodes de diagnostic les plus adéquates et la plus appropriées. Comme les données mesurées sont des signaux, les méthodes de diagnostic à base des signaux sont choisies pour le traitement des données.

Les signaux vibratoires mesurés sur le banc d'essai nécessitent un traitement de signal pour extraire des informations sur l'état de fonctionnement des aubes, pour cela les indicateurs scalaires, la FFT et la méthode proposée qui combine TOD et EEMD sont appliquées dans le but de détecter les défauts des aubes le plus vite que possible pour éviter l'arrêt non planifié des turbomachines. L'efficacité de la méthode combinée dans la détection des défauts des aubes est évaluée dans le chapitre prochain.

CHAPITRE IV

APPLICATION AU DIAGNOSTIC DES DEFAUTS DES AUBES

Dans ce chapitre, une méthode combinée entre la TOD et l'EEMD a été proposée pour détecter les défauts des aubes. Pour évaluer l'efficacité de la méthode développée, un ensemble d'essais sur plusieurs défauts d'aubes a été réalisé. En premier lieu, nous allons exposer en détail le plan expérimental: la roue aubagée utilisée, le banc d'essai et l'acquisition de données. Ensuite, quelques techniques de traitement de signal ainsi que leurs limites ont été présentées. Enfin, la méthode proposée a été appliquée pour identifier les défauts des aubes. Elle est testée et validée sur différents type de défauts et plusieurs vitesses de rotations du moteur.

SOMMAIRE

1. Etude experimentale.....	89
1.1. Le dispositif expérimental	89
1.2. La procédure expérimentale.....	92
2. Application des methodes de diagnostic.....	93
2.1. Méthodes temporelles	94
2.2. Analyse spectrale.....	96
2.3. Application de la méthode proposée TOD-EEMD	100
CONCLUSION	106

1. ETUDE EXPERIMENTALE

1.1. Le dispositif expérimental

Dans cette partie, nous allons présenter le dispositif expérimental qui comprend la roue aubagée, le banc d'essai, l'accéléromètre et le système d'acquisition.

1.1.1. Roue Aubagée

Afin de simuler les défauts des aubes des turbomachines, une roue aubagée avec une géométrie simple c.-à-d. une roue avec des aubes rectangulaires a été fabriquée et montée sur un banc d'essai de vibration. Plusieurs études ont été réalisées sur des roues aubagées simples conçues pouvant simuler le comportement réel des roues aubagées dans les turbomachines. Parmi ces formes simplifiées des roues aubagées expérimentaux, on trouve :

- La forme d'une plaque plate : où les aubes et le disque sont fabriqués à partir d'une seule pièce de tôle, comme le montre les figures 4.1.a [270], 4.1.b. [271] et 4.1.c. [272]. Cette forme a été utilisée dans [270-276].
- La forme cylindrique: Maynard et Trethewey ont réalisé des ailettes cylindriques pour faciliter le diagnostic de l'état des aubes [277-280], la figure 4.2 présente une roue aubagée avec des ailettes cylindriques.
- La forme rectangulaire : d'autres travaux ont utilisé des aubes rectangulaires installées dans le disque soit avec angle d'inclinaison (comme illustre la figure 4.3a) [12, 211, 281, 282] soit sans angle d'inclinaison qui ont été largement utilisées [16, 283-288], voire figure 4.3b.



(a)



(b)



(c)

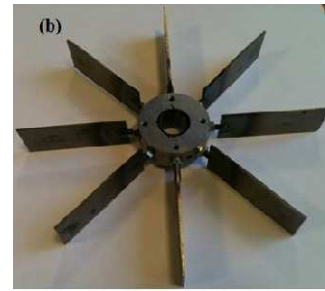
Figure 4.1: Roue aubagée conçue sous forme une pièce plaque plate



Figure 4.2: Roue aubagée avec des aubes cylindriques [277]



(a) Avec angle d'inclinaison [281]



(b) aubes courtes sans angle d'inclinaison [56]

Figure 4.3: Roue aubagée avec des aubes rectangulaires

Tableau 4.1: Les dimensions des aubes et de la roue fabriquées

Composant	Propriétés	Valeur
Aube	Matériau	Acier
	Largeur	10.5 mm
	Longueur	65 mm
	Épaisseur	2 mm
Roue	Matériau	Acier
	épaisseur	10.5 mm
	Diamètre extérieur	50 mm
	Diamètre intérieur	10 mm
	Poids	126.43 g

Dans cette étude, la conception du disque aubagé est similaire à celle de Gubran [56] avec des petites différences de longueur et de largeur des ailettes, et des petites modifications du diamètre intérieure et l'épaisseur de disque, afin qu'il soit approprié avec le banc d'essai de centre de recherche CRTI. Le modèle choisis est optimal et apte à simuler réellement les aubes des turbomachines. Les dimensions sont indiquées dans le tableau 4.1. Les aubes ont été fabriquées en acier sous forme de plaques rectangulaires avec des extrémités filetées, l'un pour attacher les ailettes au disque et l'autre extrémité étant soudé au milieu de la plaque rectangulaire (voire figure 4.4). En tout, huit aubes ont été conçues et placées sur le contour extérieur de la roue à un angle de 45 degrés entre chaque aube. Les dessins descriptifs de la roue et les aubes sont données dans l'annexe A. La figure 4.5 représente la roue aubagée installée sur le banc d'essai.



Figure 4.4: L'aube fabriquée



Figure 4.5: La roue aubagée installée sur le banc d'essai

1.1.2. Le banc d'essai

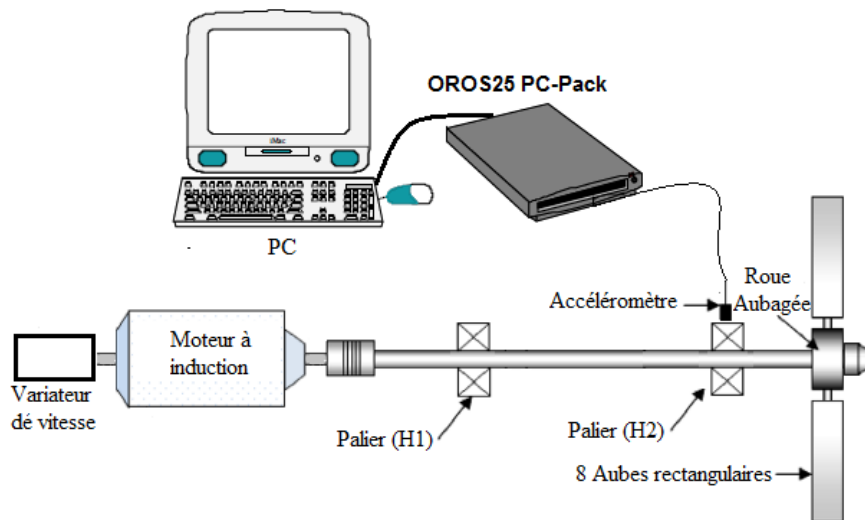


Figure 4.6: Schéma de dispositif expérimental

Le banc d'essai utilisé dans ce travail est un châssis en aluminium où sont montés : un moteur, un arbre, un accouplement, des paliers à roulement. L'arbre de diamètre 12 mm est supporté sur les deux paliers (H1 et H2) par l'intermédiaire de deux roulements de type rotule. Le moteur à induction fournit une puissance de 0.18 kW qui permet de donner une vitesse nominale de 1500 tr/min. La vitesse est contrôlée par un variateur de vitesse.

1.1.3. Accéléromètre

Pour surveiller l'état des aubes à partir des mesures de vibrations radiales c-à-d dans les directions verticales et horizontales, nous avons vissé sur des embases collées l'accéléromètre piézoélectrique de type PCB Piezotronics 353B34, la figure 4.7 montre

l'accéléromètre utilisé. Les caractéristiques de l'accéléromètre sont mentionnées en annexe B.



Figure 4.7: Accéléromètre PCB Piezotronics 353B34

1.1.4. Système d'acquisition OR25

Le rôle du système d'acquisition OR25 est de mesurer les signaux de vibration en temps réel. Il relie le banc d'essai avec le PC et permet d'analyser les accélérations acquise à l'aide du logiciel OR763 (figure 4.8). Les caractéristiques du système d'acquisition sont données en annexe C.



Figure 4.8: Le système d'acquisition

1.2. La procédure expérimentale

L'endommagement d'une aube peut avoir des effets dramatiques sur les turbomachines. Il est donc nécessaire de détecter le défaut le plus tôt possible.

Dans cette étude, trois défauts différents de la roue aubagée ont été simulés séparément effectuant le remplacement d'une ailette saine par une :

- Aube déformée
- Aube fracturée : avec perte de 10% de son poids (enlèvement de matière de 7mm de la longueur de l'aube)
- Aube complètement enlevée sans remplacement.

La figure 4.9 illustre les différents cas des aubes simulées.

Afin de faciliter la discussion des résultats, nous avons montré les quatre conditions d'endommagement de la roue aubagée comme suit : essai avec roue aubagée saine (cas 1), roue avec aube déformée (cas 2), roue avec aube cassée (cas 3) et roue avec perte d'aube (cas 4).



Cas 1 : Roue saine



Cas 2 : Roue avec aube déformée



Cas 3 : Roue avec aube cassée



Cas 4 : Roue avec aube perdue

Figure 4.9: Les quatre cas étudiés : cas d'une roue saine et trois roues avec défauts d'aubes simulés

Les signaux de vibration des quatre conditions de la roue aubagée ont été mesurés à trois vitesses différentes 900, 1200 et 1500 tr/min dans les directions horizontale (DH) et verticale (DV) sur les deux paliers H1 et H2. Chaque signal est acquis sur une fenêtre temporelle de 400 millisecondes avec 2048 points de longueur.

2. APPLICATION DES METHODES DE DIAGNOSTIC

Une méthode appropriée de traitement du signal doit être choisie pour obtenir des informations utiles sur l'état des aubes afin de permettre une détection précoce de défauts. Dans cette section, on va présenter les résultats des différentes conditions de fonctionnement de la roue aubagée en utilisant l'analyse temporelle, l'analyse fréquentielle et la méthode proposée.

2.1. Méthodes temporelles

Les méthodes temporelles ont été appliquées sur des signaux de vibration temporels pour l'état sain et les trois états défectueux; cas 1, cas 2, cas 3 et cas 4, ces signaux sont présentés dans les figures 4.10, 4.11, 4.12 et 4.13. Ils sont mesurés sur les paliers H1 et H2 dans les directions horizontale et verticale (HD et VD). La vitesse du moteur est de 900 tr/min.

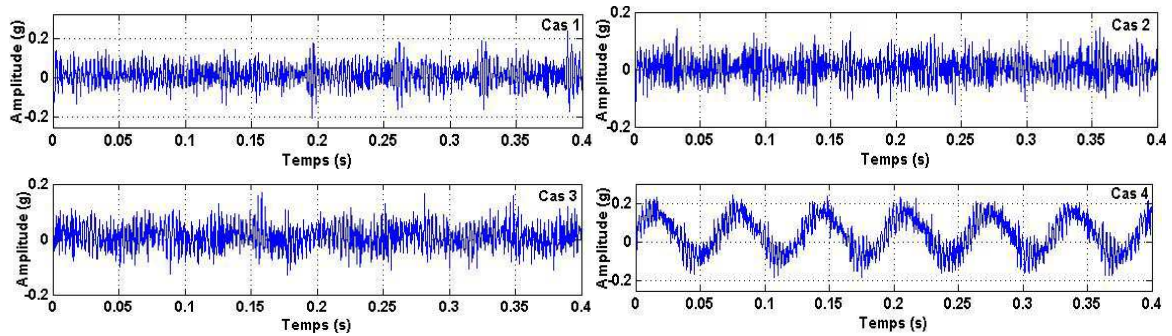


Figure 4.10: Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurées dans la direction verticale sur le palier H1

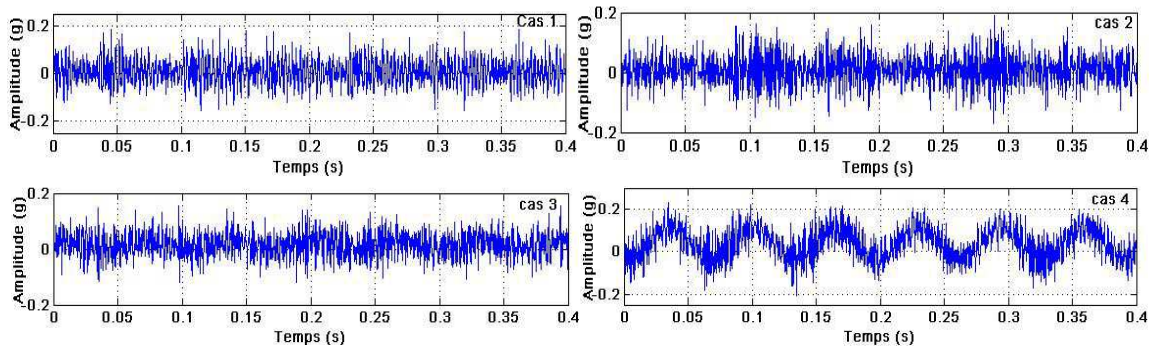


Figure 4.11: Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurées dans la direction verticale sur le palier H2

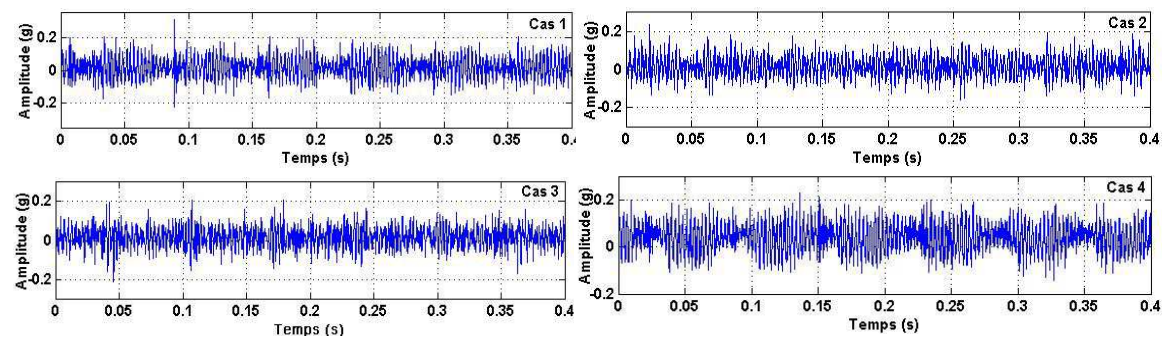


Figure 4.12: Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurées dans la direction horizontale sur le palier H1

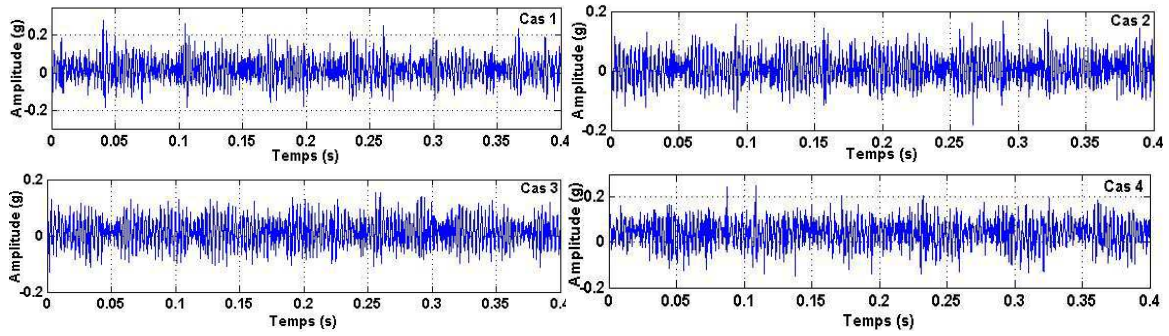


Figure 4.13: Les signaux temporels des cas saine et défectueux mesurés dans la direction horizontale sur le palier H2

L'analyse des signaux vibratoires doit permettre normalement d'obtenir des informations essentielles sur l'état des aubes, mais les signaux vibratoires présentés dans les figures 4.10, 4.11, 4.12 et 4.13 ne donnent aucune information sur l'état de la roue aubagée où les signaux vibratoires de l'état sain et les états défectueux sont presque similaires. Donc on peut dire qu'à partir des signaux temporels mesurés, on ne peut rien détecter puisqu'il est vraiment difficile d'identifier ou distinguer les états sains et défectueux. Le recours donc à l'application des paramètres statistiques est obligatoire.

2.1.1. Application des paramètres statistiques

La forme d'un signal vibratoire temporel ne permet pas de donner des informations utiles sur l'état de la roue aubagée. Mais le signal vibratoire lui-même enregistre des informations temporelles pouvant être extraites à partir des paramètres statistiques. Pour cela, on utilise les paramètres scalaires tels que : le facteur de Crête (FC) et le kurtosis (K) pour mieux lire et interpréter le signal mesuré.

Les figures 4.14 et 4.15 représentent les résultats de l'application des paramètres FC et K sur les mêmes signaux temporels illustrés dans les figures 4.10, 4.11, 4.12 et 4.13.

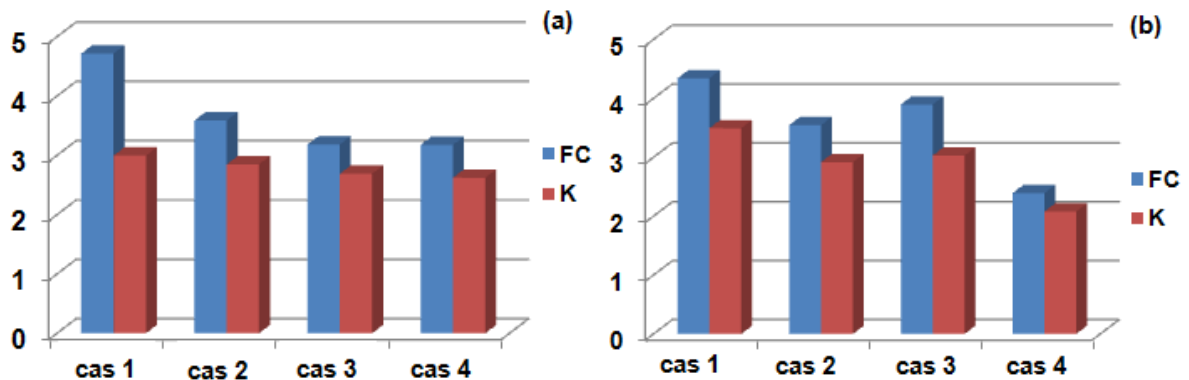


Figure 4.14: Les valeurs des indicateurs K et FC des signaux vibratoires mesurés sur le palier 1 dans la direction : (a) horizontale et (b) verticale

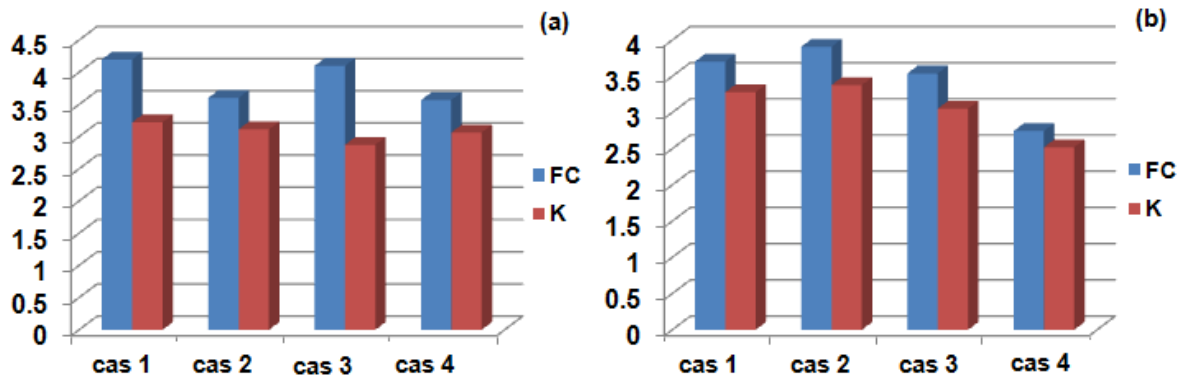


Figure 4.15: Les valeurs des indicateurs K et FC des signaux vibratoires mesurés sur le palier 2 dans la direction : (a) horizontale et (b) verticale

Il est évident que le kurtosis et le facteur de crête varient en fonction de la sévérité de défaut, des directions et des différents emplacements de mesure, d'une manière non uniforme. On constate aussi que l'application des indicateurs scalaires ne donne aucune information sur l'état de la roue. Ils ne sont pas donc suffisamment sensibles pour détecter les défauts des aubes, car ils ne montrent aucun changement significatif lié à la présence ou à la gravité de défaut de l'aube. Donc, pour un diagnostic fin et précis, l'application des méthodes approfondies est nécessaire.

2.2. Analyse spectrale

La limitation de traitement des signaux vibratoires dans le domaine temporel, nous oriente vers l'utilisation de l'analyse fréquentielle. Cette dernière est une technique traditionnelle du traitement du signal. Dans cette technique, le spectre de fréquence $X(f)$ est obtenu à partir du signal temporel $x(t)$ en utilisant la FT :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad (4.1)$$

Les signaux vibratoires temporels de l'état sain (cas 1) et les trois cas défectueux (cas 2, cas 3 et cas 4) mesurés sur les deux paliers H1 et H2 dans les directions horizontale et verticale avec vitesse de 1200 tr/min, sont présentées dans les figures 4.16, 4.17, 4.18 et 4.19. Ces signaux temporels sont transformés au domaine fréquentiel en utilisant l'analyse spectrale.

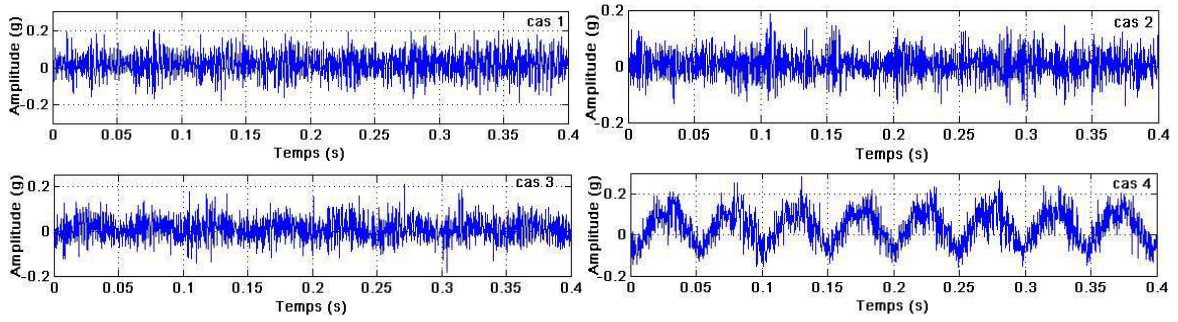


Figure 4.16: Signaux temporels de la direction verticale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min

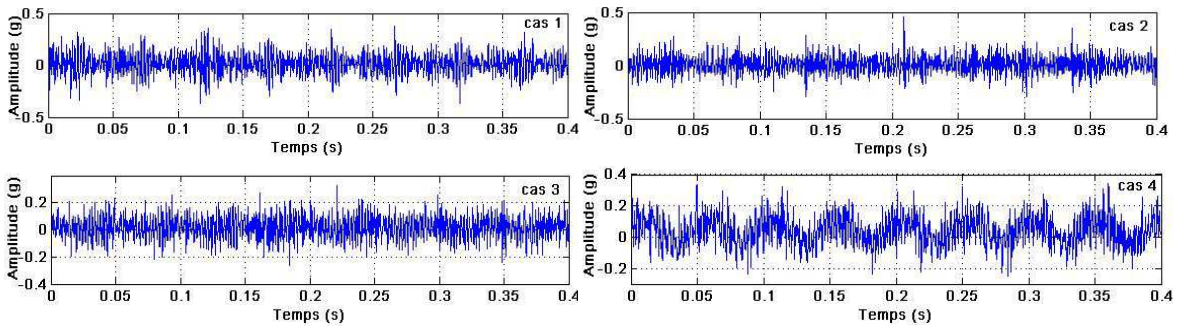


Figure 4.17: Signaux temporels de la direction verticale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min

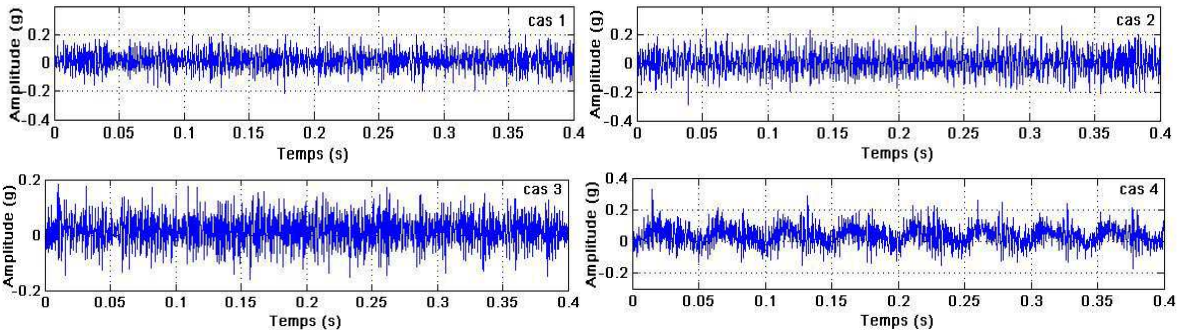


Figure 4.18: Signaux temporels de la direction horizontale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min

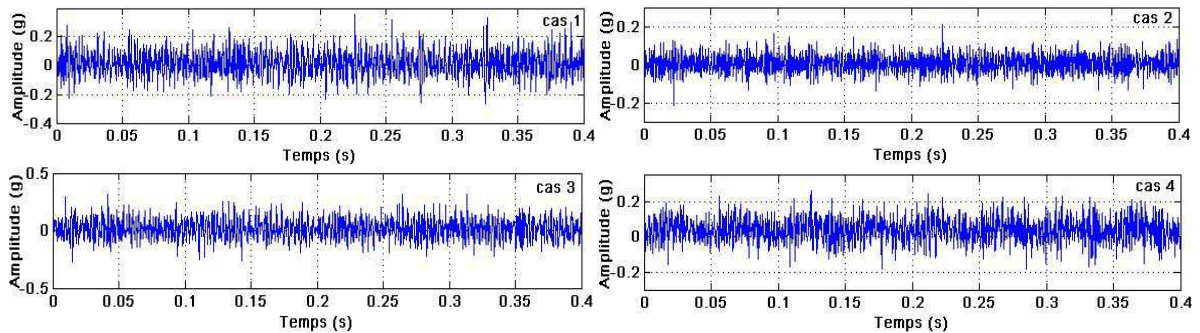


Figure 4.19: Signaux temporels de la direction horizontale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min

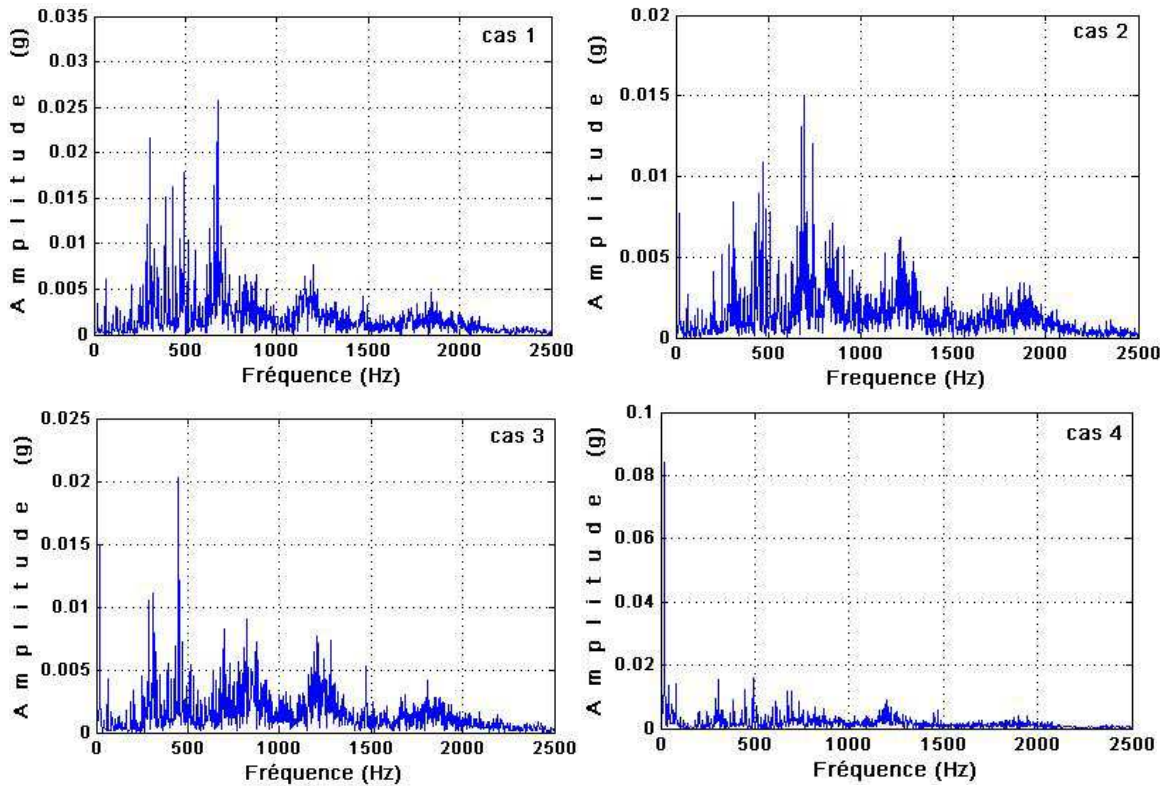


Figure 4.20: Spectres des signaux de la direction verticale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min

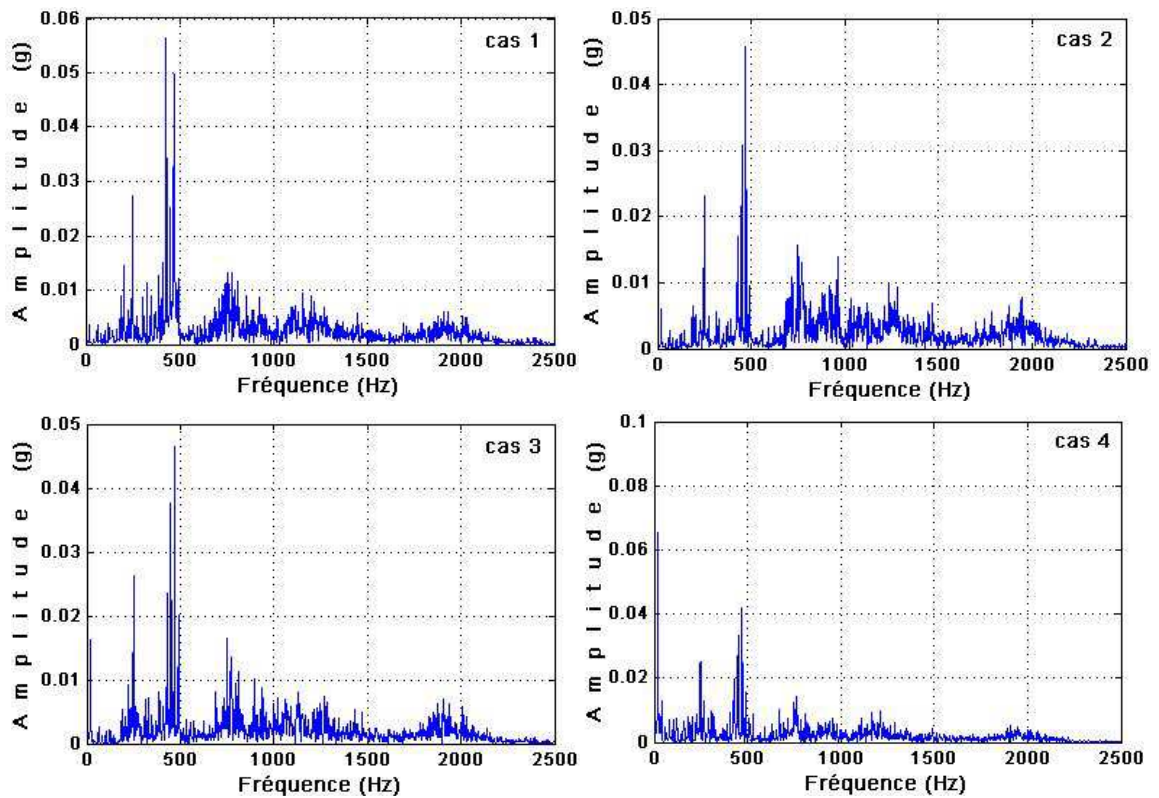


Figure 4.21: Spectres des signaux de la direction verticale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min

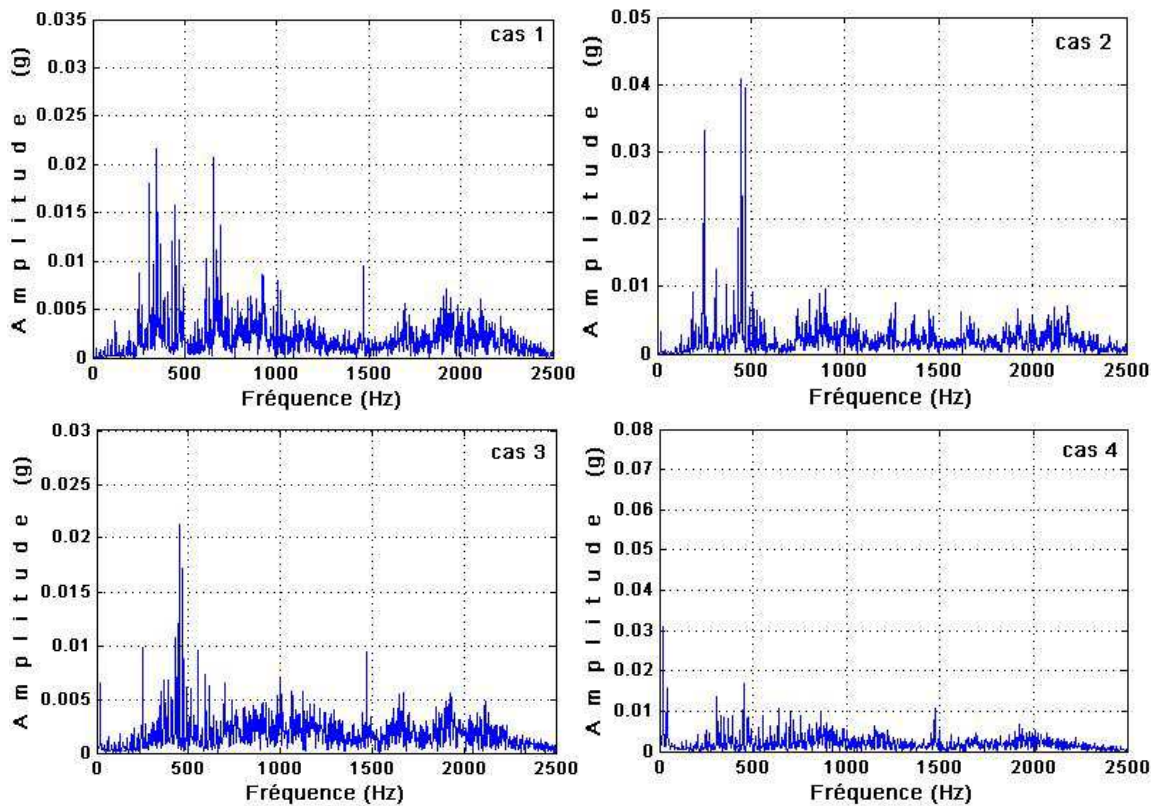


Figure 4.22: Spectres des signaux de la direction horizontale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1200 tr/min

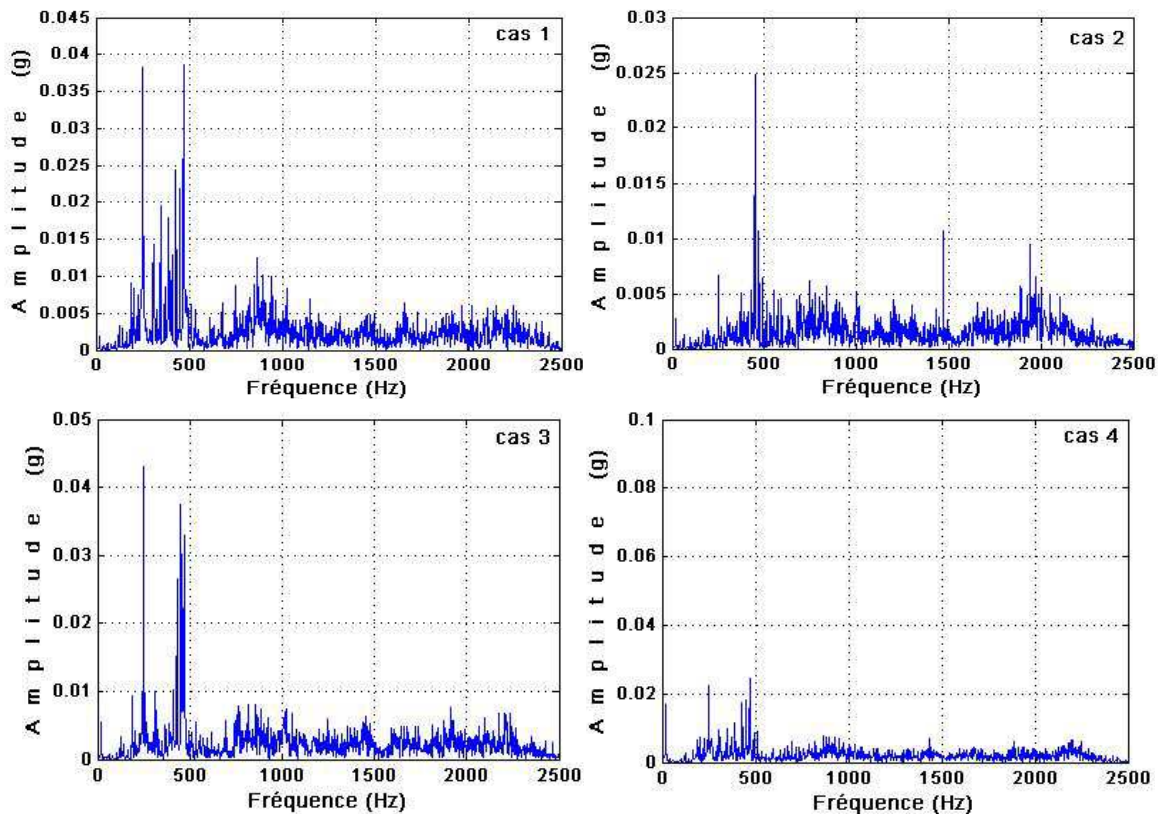


Figure 4.23: Spectres des signaux de la direction horizontale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1200 tr/min

La FT de mesures illustrées précédemment (figures 4.16, 4.17, 4.18 et 4.19) est représentée sur les figures 4.20, 4.21, 4.22 et 4.23. Par exemple dans la figure 4.20, si on prend le spectre de l'état sain (cas 1) comme un spectre de référence par rapport aux autres cas (cas 2, cas 3 et cas 4) présentées dans la même figure, il n'y a aucun composant fréquentiel particulier apparaissant dans les spectres des cas défectueux. On ne peut identifier quel est le spectre de la roue saine parmi les quatre spectres de la même figure puisque la fréquence caractéristique du défaut de l'aube n'est pas claire dans le domaine fréquentiel. C'est la même chose pour les figures 4.21, 4.22 et 4.23.

D'une autre façon, les différents spectres obtenus ne montrent aucune composante fréquentielle caractéristique mis à part quelques composantes du bruit parasite. On peut dire que l'analyse spectrale est limitée pour le diagnostic des défauts des aubes. Pour cela, nous avons proposé une nouvelle méthode qui traite les signaux dans le domaine temps-fréquence.

2.3. Application de la méthode proposée TOD-EEMD

Afin de remédier les limitations des différentes méthodes citées précédemment, une nouvelle méthode de diagnostic des défauts des aubes dans le domaine temps-fréquence, a été proposée. Cette méthode combine les deux méthodes TOD et EEMD. La première sert à filtrer les signaux mesurés et la deuxième est utilisée pour extraire les informations utiles existant dans les signaux filtrés. Les détails de la méthode ont été discutés dans la section 2.6 du chapitre 3.

Pour tester l'efficacité de la méthode, nous avons acquis des signaux vibratoires de la direction horizontale mesurés sur le palier H1 à la vitesse 1500 tr/min pour les deux cas : cas 1 et cas 4 présentés dans la figure 4.24.

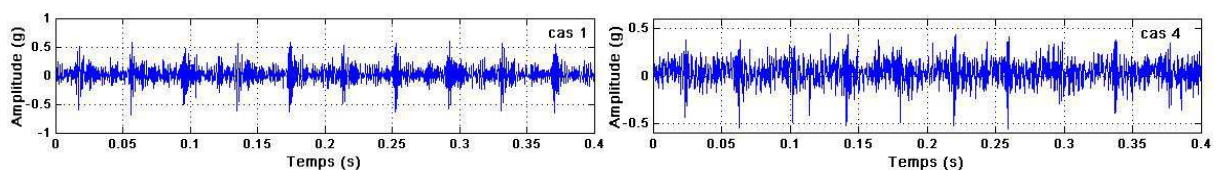


Figure 4.24: Signaux temporels mesurés

L'ondelette de Daubechies d'ordre 4 (db4) est utilisée pour filtrer les fréquences inutiles, pour cela quatre niveaux de décomposition ont été extraites pour obtenir le signal filtré. Les résultats de la décomposition des signaux vibratoires des deux cas : cas 1 et cas 4 sont représentés sur la figure 4.25.

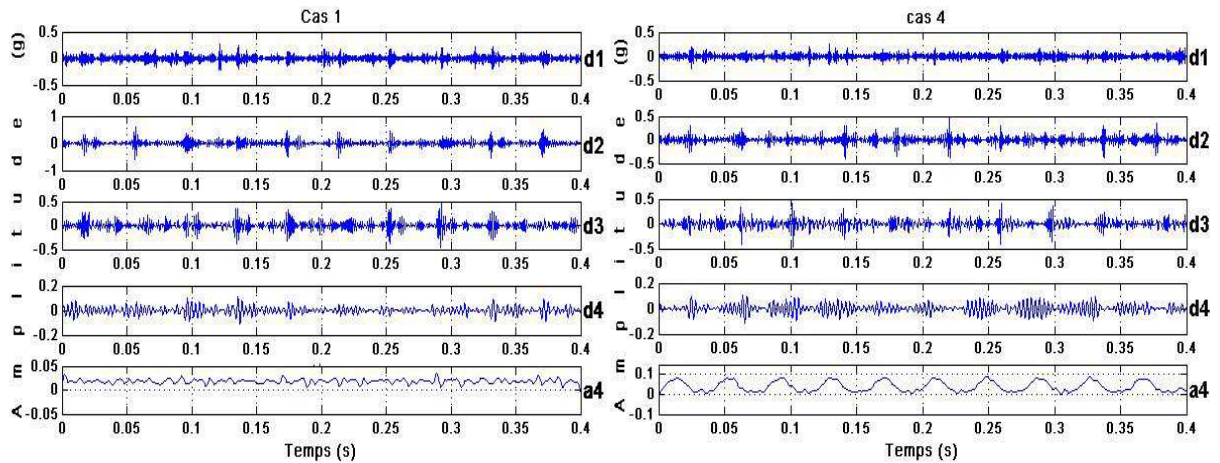


Figure 4.25: Décomposition par db4 des signaux vibratoires de cas 1 et de cas 4

La figure 4.25 représente les approximations et les différents détails obtenus lors de la décomposition par db4 des signaux des cas 1 et cas 4. Les détails représentent les hautes fréquences et l'approximation les basses fréquences. Le bruit de mesure est par définition une composante haute fréquence pour cela on sélectionne l'approximation (a4) comme signal filtré.

Chaque approximation obtenue est traitée avec la méthode EEMD. Le résultat de la décomposition est illustré sur la figure 4.26. Sachant que certaines IMFs contiennent plus d'informations que d'autres. On utilise l'indice de corrélation pour sélectionner les IMFs les plus efficaces, le tableau 4.2 présente les coefficients de corrélation pour le signal et chaque IMF.

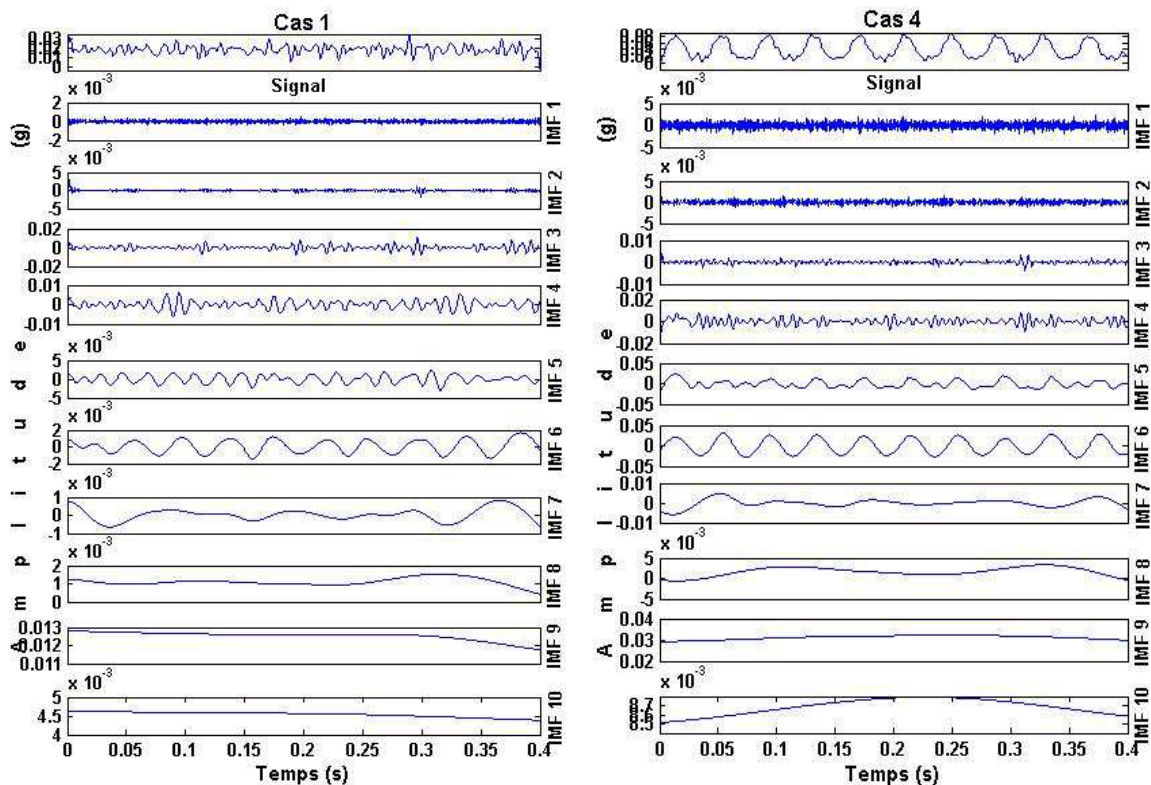


Figure 4.26: Décomposition par EEMD des signaux (a4) de cas 1 et de cas 4

A partir de la figure 4.26, nous devons choisir les IMFs dont le coefficient de corrélation est supérieur à 0,1. Le tableau 4.2 montre les valeurs calculées. D’après le tableau, les IMFs qui sont étroitement corrélées au signal filtré sont IMF3, IMF4 et IMF5 pour le cas 1 et IMF4, IMF5 et IMF6 pour le cas 4. Ces IMFs efficaces sont assemblées pour créer les signaux reconstitués et les autres IMF proches de 0 ont été éliminés.

Tableau 4.2: Coefficient de corrélation r_i du signal filtré et des IMFs des cas 1 et cas 4

	IMF 1	IMF2	IMF 3	IMF 4	IMF 5	IMF6	IMF7
Cas 1	0.010862	0.069795	0.17592	0.17556	0.11672	0.061183	0.030466
Cas 4	0.011534	0.013862	0.060198	0.13315	0.44346	0.5031	0.059021
	IMF 8	IMF 9	IMF 10				
Cas 1	0.02358	0.043448	0.015151				
Cas 4	0.0186	0.014509	0.0062511				

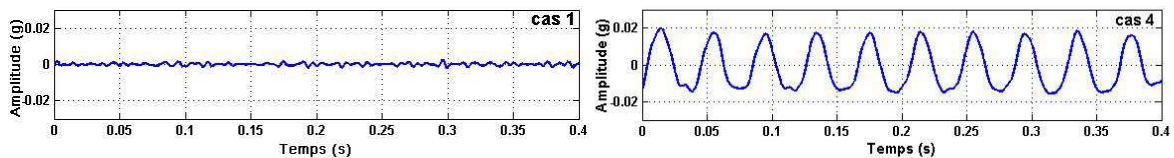


Figure 4.27: Signaux reconstitués des cas 1 et cas 4

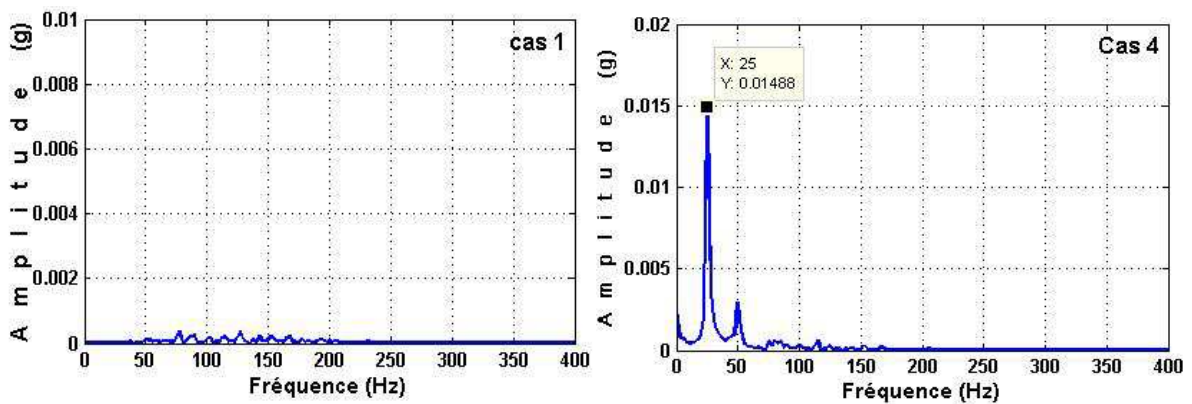


Figure 4.28: Spectres des signaux reconstitués pour les cas1 et cas 4 de la direction horizontale sur le palier H1 à la vitesse 1500 tr/min

Les figures 4.27 et 4.28 représentent les signaux reconstitués obtenus par la méthode proposée des cas 1 et cas 4 et leurs spectres, respectivement. En comparant les spectres de la figure 4.28, il est clair qu’un pic est présent à la fréquence 25 Hz qui caractérise la présence du défaut, par contre dans l’autre spectre, on ne remarque aucun pic de fréquence. Ceci nous aidera directement à savoir que le spectre droit concerne la perte d’aube et le spectre gauche concerne l’état sain. De plus, la figure 4.27 (cas 4) montre que le signal reconstitué a une forme sinusoïdale. Cette dernière confirme que le pic

fréquentiel du spectre du défaut de la perte d'aube provoque un défaut de balourd du rotor.

La même chose pour les deux autres défauts (cas 2 et cas 3) où leurs signaux temporels présentés dans la figure 4.29 sont mesurés verticalement sur le palier H2 à la vitesse de 1500 tr/min. A partir de l'application de la méthode proposée, ils ont été filtrés par db4 de niveau 4 (figure 4.30) et décomposés par EEMD (figure 4.31).

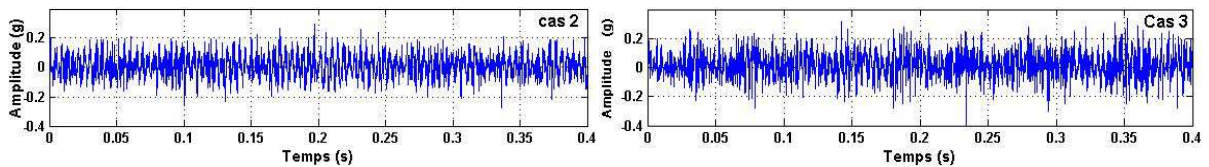


Figure 4.29: Signaux temporels descas2 et cas 3 de la direction verticale mesurés sur le palier H2 à la vitesse 1500 tr/min

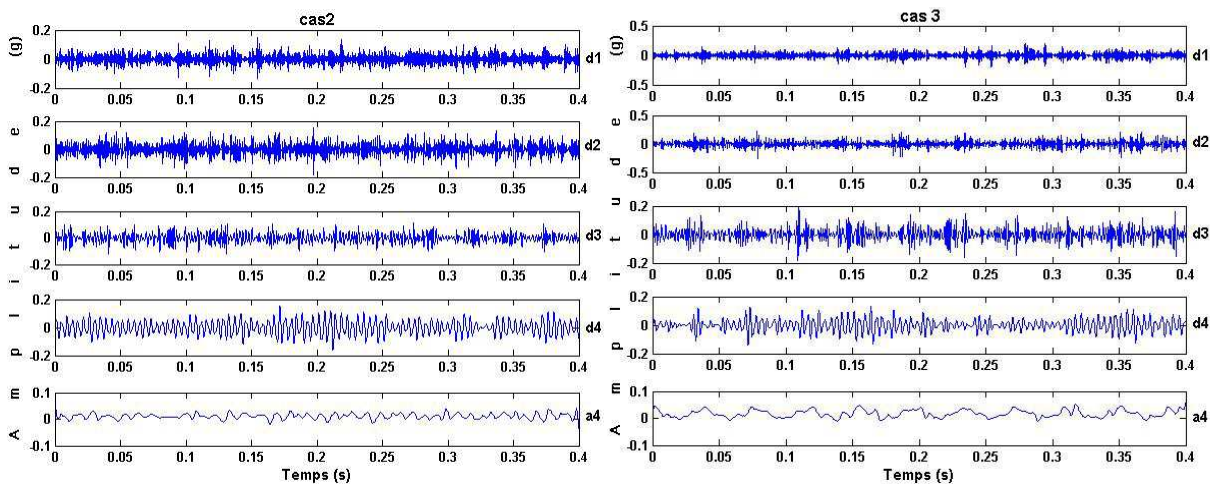


Figure 4.30: Décomposition par db4 des signaux vibratoires du cas 2 et du cas 3

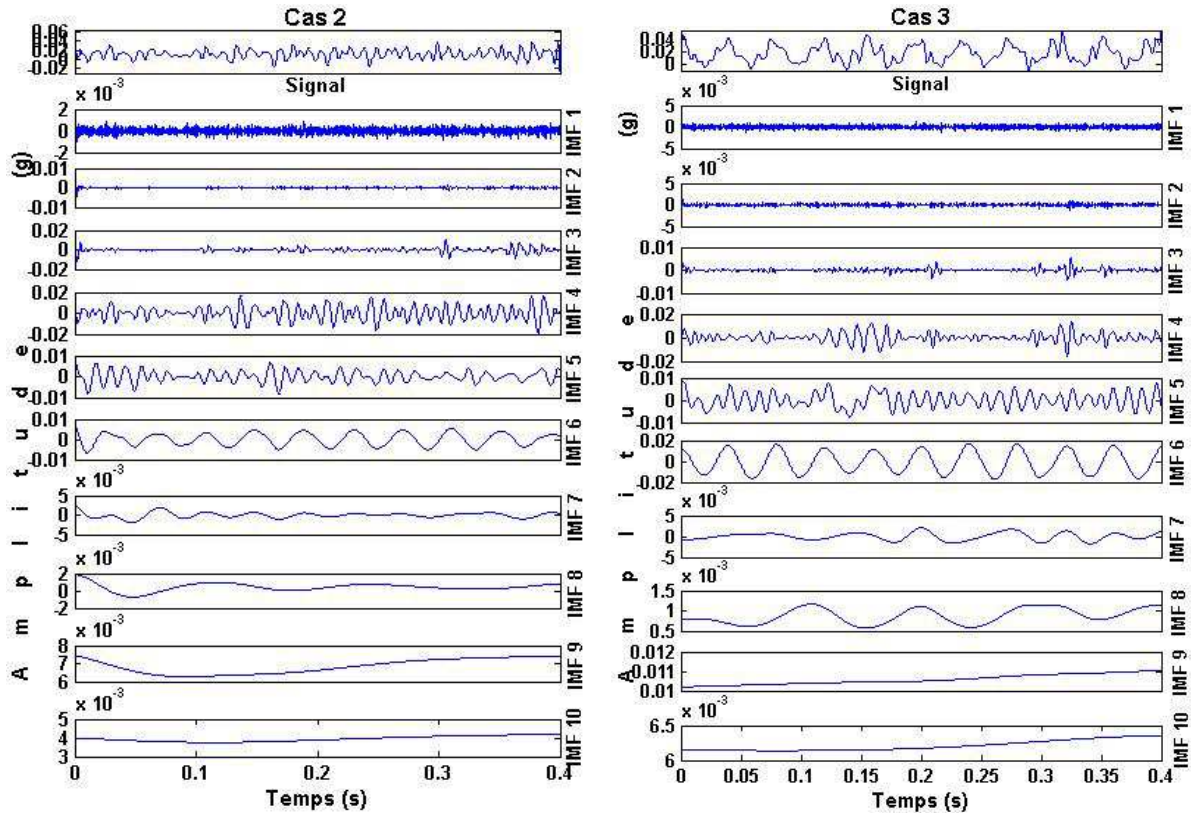


Figure 4.31: Décomposition par EEMD des signaux (a4) des cas 2 et cas 3

Tableau 4.3: Coefficient de corrélation r_i du signal filtré et des IMFs (cas 2 et cas 3)

	IMF 1	IMF2	IMF 3	IMF 4	IMF 5	IMF6	IMF7
Cas 2	0.043554	0.17124	0.39644	0.56905	0.42271	0.25138	0.15824
Cas 3	0.015183	0.027428	0.13835	0.29953	0.38707	0.53624	0.3012
	IMF 8	IMF 9	IMF 10				
Cas 2	0.021851	0.044234	0.037592				
Cas 3	0.069126	0.040776	0.039197				

Le calcul des coefficients de corrélation r_i des différents IMFs montre que les IMFs efficaces pour le cas 2 sont : IMF2, IMF3, IMF4, IMF5, IMF6 et IMF7 et pour le cas 3 sont : IMF3, IMF4, IMF5, IMF6 et IMF7, voire tableau 4.3. Les IMFs sélectionnés ont été utilisés pour produire les signaux reconstitués, voir figure 4.32.

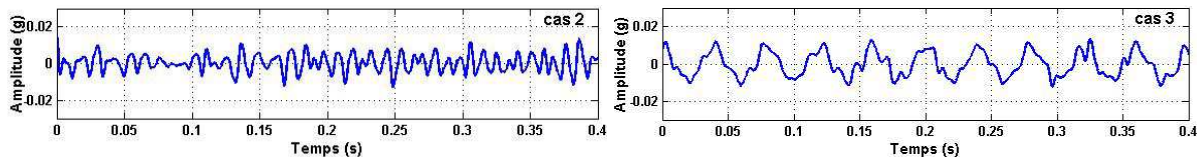


Figure 4.32: Signaux reconstitués

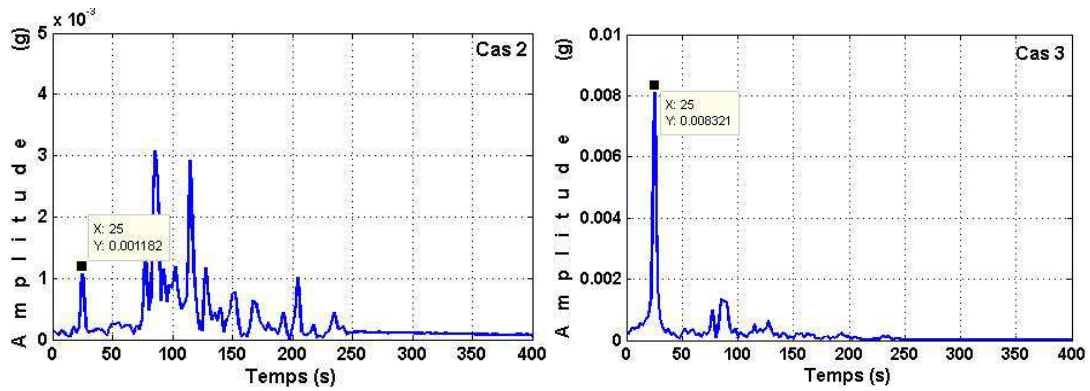


Figure 4.33: Spectres des signaux reconstitués

Les spectres des signaux reconstitués de la figure 4.33 montrent clairement que les pics des défauts sont présents à la fréquence de rotation (25 Hz). D'après les résultats obtenus, on a conclu que la méthode proposée est efficace en termes d'identification des défauts des aubes.

Il est clair aussi que l'amplitude des pics fréquentiels augmente avec le degré de sévérité du défaut. On voit que l'amplitude du pic de défaut de déformation est grande par rapport à l'amplitude du pic de défaut de rupture.

Pour éclaircir la relation entre l'amplitude du pic fréquentiel et le degré du défaut, les résultats de l'application de la méthode proposées pour les quatre cas étudiés (cas 1, cas 2, cas 3 et cas 4) les tableaux 4.4, 4.5 et 4.6 sont illustrées. Les signaux vibratoires ont été mesurés sur les paliers H1 et H2 dans la direction radiale (verticale et horizontale) à trois vitesses de rotation ; 900, 1200 et 1500 tr/min.

Tableau 4.4: Amplitudes des pics fréquentiels des signaux reconstitués (900 tr/min)

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
<i>Verticale sur Palier 1</i>	0.0000	0.0023	0.0102	0.0944
<i>Verticale sur Palier 2</i>	0.0000	0.0014	0.0065	0.0531
<i>Horizontale sur Palier 1</i>	0.0000	0.0004	0.0005	0.0040
<i>Horizontale sur Palier 2</i>	0.0000	0.0002	0.0004	0.0028

Tableau 4.5: Amplitudes des pics fréquentiels des signaux reconstitués (1200 tr/min)

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
<i>Verticale sur Palier 1</i>	0.0000	0.0051	0.0103	0.0722
<i>Verticale sur Palier 2</i>	0.0000	0.0020	0.0087	0.0456
<i>Horizontale sur Palier 1</i>	0.0000	0.0006	0.0019	0.0156
<i>Horizontale sur Palier 2</i>	0.0000	0.0006	0.0012	0.0049

Tableau 4.6: Amplitudes des pics fréquentiels des signaux reconstitués (1500 tr/min)

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
<i>Verticale sur Palier 1</i>	0.0000	0.0039	0.0087	0.0413
<i>Verticale sur Palier 2</i>	0.0000	0.0012	0.0083	0.0367
<i>Horizontale sur Palier 1</i>	0.0000	0.0008	0.0014	0.0149
<i>Horizontale sur Palier 2</i>	0.0000	0.0005	0.0009	0.0054

D'après les tableaux précédents, il est montré que les amplitudes des pics fréquentiels augmentent avec les degrés des défauts. De plus, elles dépendent aussi des positions des accéléromètres sur les paliers où les amplitudes pics fréquentiels pour les signaux prises dans le palier 1 sont plus grandes que celles prises sur le palier 2 et elles dépendent également la direction de mesure (verticale et horizontale) où les amplitude des pics fréquentiels de la direction verticale sont plus grands que celles de la direction horizontale.

On peut dire que les différents défauts d'aube correspondent à un déséquilibre du rotor c-à-d l'apparition d'un pic d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation du moteur, cette amplitude dépend de :

- La gravité des défauts : c'est-à-dire que lorsque la gravité de défaut augmente, le pic déséquilibre augmente.
- Sens de vibration: la position verticale est plus sensible aux balourds que la position horizontale.
- La fixation des accéléromètres sur les différents paliers.

CONCLUSION

Dans ce chapitre, les signaux vibratoires acquis d'une roue aubagée saine et défectueuse dans la position radiale à différentes vitesses de rotation du moteur ont été analysés et traités dans les domaines « temporel », « fréquentiel » et temps-fréquence afin de détecter et identifier les défauts des aubes. Les méthodes temporelles et fréquentielles ont prouvées leurs limites vis-à-vis de la détection des défauts des ailettes. Pour y remédier, nous avons proposé et appliquée une méthode temps-fréquence qui combine la TOD et l'EEMD. Les différents résultats obtenus montrent l'efficacité et l'utilité de la méthode proposée en termes de diagnostic des défauts des aubes. Elle montre aussi la relation de l'amplitude du pic fréquentiel avec le degré du défaut d'aube, la direction de mesure et avec le positionnement de l'accéléromètre.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Les aubes qui sont les composants principales des turbomachines, sont soumises à une charge mécanique élevée en raison de variations extrêmes de la température et de la pression, souvent classées comme sources majeures de pannes dans de nombreuses turbines à vapeur et moteurs à réaction par exemple les défaillances des aubes représentent 42% des pannes totales de turbines à gaz. Dans cette thèse, on a visé un objectif global qui est le développement d'une nouvelle méthode capable de détecter les défauts des aubes des turbomachines à un stade précoce. Pour atteindre cet objectif un plan de travail a été suivi dans ce travail:

Un aperçu général sur les turbomachines a été présenté dans le but de connaître leur fonctionnement, leurs domaines d'application et leurs classifications afin de découvrir chaque machine et le type d'aube qui est constitué. Aussi, une étude sur les problèmes rencontrés dans les turbomachines a été réalisée, où on a mis l'accent sur les défauts des aubes dans le but de mieux connaître les facteurs qui conduisent aux défaillances de ces éléments importants.

Des notions de base sur la maintenance industrielle et leurs stratégies ont été aussi présentée dans le but de choisir la stratégie la plus adéquate et la plus approprié qui peut être appliquée pour la surveillance des aubes. Dans cette étape, on a opté pour la maintenance préventive conditionnelle comme une stratégie de surveillance. Aussi, l'analyse vibratoire a été choisie comme méthode de surveillance des aubes, c'est la technique la plus utile et la plus importante dans la maintenance préventive conditionnelle, et aussi elle est efficace pour la détection et le diagnostic des défauts des aubes dans les turbomachines. De plus, différentes méthodes de diagnostic des défauts des aubes basées sur l'analyse vibratoire ont été détaillées où la technique basée sur la mesure des vibrations sur les paliers a été choisie.

Une méthode de traitement des signaux vibratoires mesurée est nécessaire pour diagnostiquer les défauts des aubes. Pour cela on a présenté une classification des méthodes de diagnostic qui donne une image complète sur ces méthodes. Sachant que les données disponibles sont des signaux vibratoires, les méthodes de diagnostic à base des signaux ont été optées ainsi que leurs théories ont été démontrée. Comme les

méthodes temporelles et fréquentielle ne sont pas capables de détecter les défauts des aubes, la proposition d'une nouvelle méthode pour le diagnostic dans le domaine temps-fréquence a été nécessaire. La théorie de la méthode proposée repose sur la TOD appliquée pour filtrer les signaux vibratoires et l'EEMD utilisée pour extraire les informations utiles dans les signaux filtrés a été donnée.

L'efficacité de la nouvelle méthode est vérifiée sur des signaux vibratoires mesurés sur un banc d'essai comportant une roue aubagée simulant le véritable comportement des roues dans les turbomachines. Pour cela, des essais ont été effectués dans différents cas de la roue aubagée ; roue aubagée saine et roues aubagées avec défauts, et dans différentes conditions ; différentes vitesses, différents positions de mesure (verticale et horizontale) et différents emplacements (palier 1 et palier 2).

Les principaux résultats obtenus montrent l'efficacité et l'utilité de la méthode proposée. La méthode combinée est non seulement capable de détecter les défauts des aubes, mais elle montre aussi la relation entre l'amplitude du pic, le degré de défaut d'aube, la direction de mesure des signaux et l'emplacement de capteur.

A la fin de cette étude, des nouvelles perspectives s'ouvrent telles que :

- l'application de cette méthode dans un travail futur sur d'autres défauts rencontrés dans les turbomachines.
- le développement d'une autre méthode capable de détecter d'autres problèmes comme le problème de cavitation.
- La proposition d'une autre méthode basée sur l'utilisation des données acoustique en appliquant d'autres défaillances typiques.

ANNEXES

ANNEXE A

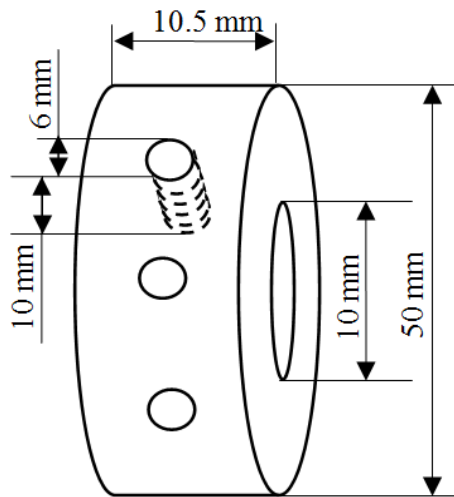


Figure A.1: Dessin de la roue expérimentale fabriquée avec les dimensions

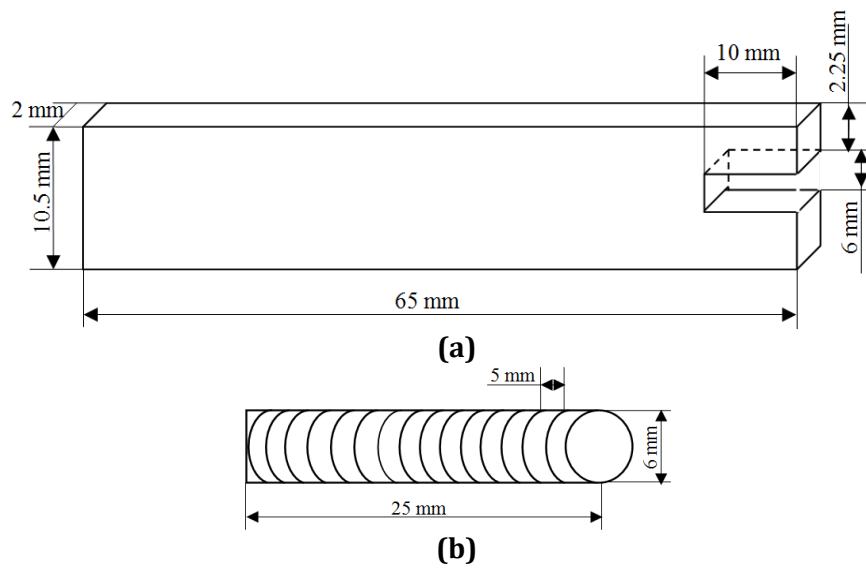


Figure A.2: Les dessins de l'aube (a) et le vis (b) monté dans l'aube avec les dimensions

ANNEXE B

Tableau A.1: Caractéristiques d'accéléromètre

Caractéristiques	Accéléromètre 353B34
Sensitivité	100 mV/g
Plage de mesure	±50 g pk
Plage de fréquence (±5%)	1 à 5000 Hz
Plage de fréquence (±10%)	0.7 à 7000 Hz
Fréquence de résonance	≥ 20 kHz
Résolution large band (1 à 10000 Hz)	0.002 g rms
Plage de température	0 à +200 °F
Tension d'excitation	22 à 30 VDC
Constructeur	PCB PIEZOTRONICS

ANNEXE C

Tableau A.2: Caractéristiques de carte d'acquisition

Nombre de canaux d'entrée	4
Bande de fréquence	20 kHz
Dynamique	90 dB
Débit	4×20 kHz
Générateurs	02 sorties, 3 Vrms-600 Ω
Connecteurs	BNC
Dimensions	415×270×55 mm
Poids	3.5 kg-8lbs
Puissance	100-240VAC, 10-30 VDC
Batterie	Interne, 90mm
Constructeur	OROS

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] B. Djaidir, « Surveillance d'une turbine à gaz à base d'un système de prise de décision pour l'étude de sa stabilité: Vibration Monitoring », Thèse de doctorat, *Université Ziane Achour -Djelfa*, 2016.
- [2] T. J. Carter, « Common failures in gas turbine blades », *Engineering Failure Analysis*, vol. 12, n° 2, pp. 237-247, Avril 2005.
- [3] S. Saxena, J. P. Pandey, R. S. Solanki, G. K. Gupta, et O. P. Modi, « Coupled mechanical, metallurgical and FEM based failure investigation of steam turbine blade », *Engineering Failure Analysis*, vol. 52, pp. 35-44, Juin 2015.
- [4] Y.-S. Choi et K.-H. Lee, « Investigation of blade failure in a gas turbine », *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 24, n° 10, pp. 1969-1974, Octobre 2010.
- [5] C. B. Meher-Homji et G. Gabriele, « Gas Turbine Blade Failures - Causes, Avoidance, And Troubleshooting », in *Proceedings of the 27th Turbomachinery Symposium*, Houston- USA, Septembre 1998, pp. 129-179.
- [6] A. Shukla et S. P. Harsha, « Vibration Response Analysis of Last Stage LP Turbine Blades for Variable Size of Crack in Root », in *3rd International conference on innovations in automation and mechnronics engineering*, Procedia Technology, vol. 23, pp. 232-239, 2016.
- [7] J. Hou, B. J. Wicks, et R. A. Antoniou, « An investigation of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis », *Engineering Failure Analysis*, vol. 9, n° 2, pp. 201-211, Avril 2002.
- [8] H. S. Kim, Y. C. Bea et H. Lee, « Identification of Failure Cause for 300 MW LP Turbine Blade through Vibration Analysis », *Transactions Of Korean Society Noise and Vibration Engineering*, vol. 15, n° 9, pp. 1100-1107, 2005.
- [9] R. Beebe, « Condition monitoring of steam turbines by performance analysis », *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, vol. 9, n° 2, p. 102-112, Juin 2003.
- [10] K. N. Gupta, « Vibration — A tool for machine diagnostics and condition monitoring », *Sadhana*, vol. 22, n° 3, pp. 393-410, Juin 1997.
- [11] I. Tumer et A. Bajwa, « A survey of aircraft engine health monitoring systems », in *35th Joint Propulsion Conference and Exhibit*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1999.
- [12] A. M. Abdelrhman, L. M. Hee, M. S. Leong, et S. Al-Obaidi, « Condition Monitoring of Blade in Turbomachinery: A Review », *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, ID 210717, 10 pages, Janvier 2014.
- [13] K. Mathioudakis, A. Papathanasiou, E. Loukis, et K. Papailiou, « Fast Response Wall Pressure Measurement as a Means of Gas Turbine Blade Fault Identification », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 113, n° 2, pp. 269-275, Avril 1991.

- [14] M. Satyam, V. S. Rao, et C. G. Devy, « Cepstrum Analysis: An Advanced Technique in Vibration Analysis of Defects in Rotating Machinery », *Defence Science Journal*, vol. 44, n° 1, pp. 53-60, Janvier 1994.
- [15] C.-C. Chang et L.-W. Chen, « Damage detection of cracked thick rotating blades by a spatial wavelet based approach », *Applied Acoustics*, vol. 65, n° 11, pp. 1095-1111, Novembre 2004.
- [16] A. A. Gubran et J. K. Sinha, « Shaft instantaneous angular speed for blade vibration in rotating machine », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 44, n° 1-2, pp. 47-59, Février 2014.
- [17] B. Hu et B. Li, « Blade Crack Detection of Centrifugal Fan Using Adaptive Stochastic Resonance », *Shock and Vibration*, vol. 2015, 12 pages, 2014.
- [18] R. J. Kuo, « Intelligent diagnosis for turbine blade faults using artificial neural networks and fuzzy logic », *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 8, n° 1, pp. 25-34, Février 1995.
- [19] Y. Lei, J. Lin, Z. He, et M. J. Zuo, « A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 35, n° 1-2, pp. 108-126, Février 2013.
- [20] J. C. Chan et P. W. Tse, « A Novel, Fast, Reliable Data Transmission Algorithm for Wireless Machine Health Monitoring », *IEEE Transactions on Reliability*, vol. 58, n° 2, pp. 295-304, Juin 2009.
- [21] W. Yang, R. Court, P. J. Tavner, et C. J. Crabtree, « Bivariate empirical mode decomposition and its contribution to wind turbine condition monitoring », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, n° 15, pp. 3766-3782, Juillet 2011.
- [22] S. Singh et N. Kumar, « Combined rotor fault diagnosis in rotating machinery using empirical mode decomposition », *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, n° 12, p. 4869-4876, déc. 2014.
- [23] H. Jiang, C. Li, et H. Li, « An improved EEMD with multiwavelet packet for rotating machinery multi-fault diagnosis », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 36, n° 2, pp. 225-239, avr. 2013.
- [24] S. L. Dixon, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*, 4ème éd, SI/metric units, Butterworth-Heinemann/ Elsevier Ltd., Boston-USA, 1998, 321 pages.
- [25] G. F. Round, *Incompressible Flow Turbomachines: Design, Selection, Applications, and Theory*, Butterworth-Heinemann/ Elsevier Ltd., 2004, pp. 1-11.
- [26] S. A. Korpela, *Principles of Turbomachinery*, 1ère éd., Wiley: Wiley & Sons, Inc. Publication, New Jersey-USA, 2011, 480 pages.
- [27] A. Bölcs, *Turbomachines thermiques*, computerized educational platform, Heat and Power Technology, Lecture Series, vol. 1, Stockholm/ Lausanne, 1993, 512 pages.
- [28] H. Amouric, « De la roue horizontale à la roue verticale dans les moulins à eau : Une révolution technologique en Provence ? », *Provence Historique*, vol. 33, n° Fasc. 132, pp. 157-169, 1983.
- [29] G.F. Wislicenus, «Fluid Mechanics of Turbomachinery», *Dover Publications*, 2ème ed, vol. 1, 1965.

- [30] V. Kadambi et M. Prasad, *Turbomachinery*, New Academic Science Ltd, 3ème ed., New Delhi-India, Août 2013, 412 pages.
- [31] S. L. Dixon et C. A. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 6ième éd., Burlington, MA: Butterworth-Heinemann/Elsevier, 2010, p. 1-27.
- [32] E. Dick, *Fundamentals of Turbomachines*, vol. 109, Springer Netherlands, Gand-Belgique, 2015, 564 pages.
- [33] A. Saimi, « Comportement vibratoire des roues aubagées », Mémoire de Magister, *Université Aboubekr Belkaid- Tlemcen*, 2013.
- [34] M. Mbaye, « Conception robuste en vibration et aéroélasticité des roues aubagées de turbomachines », Thèse de Doctorat, *Université Paris-Est*, 2009.
- [35] I. Grant, *Basic Concepts in Turbomachinery*, 1^{re} éd., Ventus Publishing ApS, 2009, 144 pages.
- [36] H. Nouri, « Etude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques », Thèse de Doctorat, *Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM*, 2012.
- [37] K. Benkara-Mostefa-Heguehoug, « Simulation Numérique De l'écoulement À Travers Une Cascade d'aubes d'une Turbomachine : Application Au Stator Et/Ou Au Rotor », Mémoire de Magister, *Universite Mentouri- Constantine*, 2007.
- [38] N. Cosme, « Modélisation d'un moteur complet en perte d'aube en dynamique rapide », Thèse de Doctorat, *Ecole Centrale de Nantes (ECN)- Université de Nantes*, 2004.
- [39] M.T. Schobeiri, *Turbomachinery flow physics and dynamic performance*, éd. 2ème & enhanced ed., Springer, New York, 2012.
- [40] Fourar et C. Cheze, *Mécanique des milieux déformables: Equations générales, solides élastiques, fluides, turbomachines*, Ellipses, Paris, 2002.
- [41] M. Pluiose, C. Périllon « Turbomachines : Description, Principe de base », *Techniques de l'Ingénieur*, article BM 4280, Ellipses, Juillet 2002.
- [42] A. Amor, « Contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompe centrifuge par le logiciel CFX », Mémoire de Magister, *Université Hassiba Benbouali-Chlef*, 2011.
- [43] M. Asuaje, « Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines fluide incompressible », Thèse de Doctorat, *Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers-Centre de Paris*, 2003.
- [44] J. P. Vanyo, *Rotating Fluids in Engineering and Science*, 1ère éd., Butterworth-Heinemann, Boston-USA, Juillet 1993, pp. 279-303.
- [45] M. Hocevar, *Introduction to turbine machinery*, Université de Ljubljana, 2016.
- [46] W. Emrich, *Principles of Nuclear Rocket Propulsion*, 1ère Éd., Butterworth-Heinemann: Elsevier, 2016, p. 149-163.
- [47] P. Lošák et E. Malenovsky', « Contribution to the dynamic behaviour of bladed disks », *Applied and Computational Mechanics*, vol. 2007, n° 1, pp. 531-540, 2007.
- [48] S. Khurana, Navtej, et S. Hardeep, « Effect of cavitation on hydraulic turbines- A review », *International Journal of Current Engineering and Technology*, vol. 2, n° 1, pp. 172-177, Mars 2012.

- [49] P. Kumar et R. P. Saini, « Study of cavitation in hydro turbines—A review », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n° 1, pp. 374-383, Janvier 2010.
- [50] H.-J. Wagner et J. Mathur, *Hydraulic Turbines: Types and Operational Aspects*, in *Introduction to Hydro Energy Systems: Basics, Technology and Operation*, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Éd. Berlin- Allemagne, pp. 71-93, 2011.
- [51] Z. Zhang, *Pelton Turbines*, Springer International Publishing, 1ère éd., 2016, pp. 13-28.
- [52] M. P. Boyce, « Principles of operation and performance estimation of centrifugal compressors », *Proceedings of the Turbomachinery Symposium*, Houston, Texas –USA, 1993, vol. 22, pp. 161-177.
- [53] M. Stewart, *Surface Production Operations Volume IV - Pump and Compressor Systems: Mechanical Design and Specification*, Gulf Professional Publishing: Elsevier, Boston-USA, 2018, pp. 7-59.
- [54] M. Zahi, « simulation numérique de l'écoulement interne dans une pompe centrifuge avec le CFX », *Université Hassiba Benbouali de Chlef*, 2008.
- [55] B. de Chargères, « pompes volumétriques pour liquides », *Techniques de l'Ingénieur*, B4320 v1, 23 pages, Mai 1991.
- [56] A. Gubran, « vibration diagnosis of blades of rotating machines », Thèse de Doctorat, *University of Manchester*, 2015.
- [57] L. K. Bhagi, P. Gupta, et R. Vikas, « A Brief Review on Failure of Turbine Blades », in *proceeding Smart Technologies for Mechanical Engineering*, Delhi Technological University, Delhi, 2013.
- [58] D. Ziegler, M. Puccinelli, B. Bergallo, A. Picasso, « Investigation of turbine blade failure in thermal power plant », *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, vol. 1, n° 3, p. 192-199, Juillet 2013.
- [59] M. Nurbanasari et Abdurrachim, « Crack of a First Stage Blade in a Steam Turbine », *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, vol. 2, n° 2, pp. 54-60, Octobre 2014.
- [60] C. B. Meher-Homji, « Blading Vibration and Failures in Gas Turbines: Part B — Compressor and Turbine Airfoil Distress », in *ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, vol. 4, Houston, Texas, USA, Juin 1995.
- [61] L. M. Hee, M. S. Leong, et K. H. Hui, « Blade Faults Classification and Detection Methods: Review », *Advanced Materials Research*, vol. 845, pp. 123-127, Décembre 2013.
- [62] C. B. Meher-Homji, « Blading Vibration and Failures in Gas Turbines: Part C - Detection and Troubleshooting », in *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, vol. 4, Houston, Texas, USA, 1995.
- [63] J. Kubiak Sz , J. A. Segura, G. Gonzalez R., J. C. García, F. Sierra , J. Nebradt G. et J. A. Rodriguez « Failure analysis of the 350MW steam turbine blade root », *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, n° 4, pp. 1270-1281, Juin 2009.
- [64] C. Hong-yu, D. Ning, et H. Ming, « Crack Diagnosis of Wind Turbine Blades Based on FEM Method », *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 157, Novembre 2016.

- [65] M. S. Leong et M. H. Lim, « Blades rubs and looseness detection in gas turbines – operational field experience and laboratory study », *Journal of Vibroengineering*, vol. 15, n° 3, pp. 1311-1321, Septembre 2013.
- [66] M. H. Lim et M. S. Leong, « Diagnosis for Loose Blades in Gas Turbines Using Wavelet Analysis », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127, n° 2, pp. 314-322, Avril 2005.
- [67] G. Jacquet-Richard, M. Torkhani, P. Cartraud, F. Thouverez, T. Nouri Baranger M. Herran, C. Gibert, S. Baguet, P. Almeida et L. Peletan., « Rotor to stator contacts in turbomachines. Review and application », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 40, n° 2, pp. 401-420, Novembre 2013.
- [68] M. S. Leong, « Field Experiences of Gas Turbines Vibrations -A Review and Case Studies », *Journal of System Design and Dynamics*, vol. 2, n° 1, pp. 24-35, 2008.
- [69] M. Batteux, « Diagnosticabilité et diagnostic de systèmes technologiques pilotés », Thèse de Doctorat, *Université Paris Sud - Paris XI*, 2011.
- [70] C. Padova, J. Barton, M. G. Dunn, et S. Manwaring, « Experimental Results From Controlled Blade Tip/Shroud Rubs at Engine Speed », *Journal of Turbomachinery*, vol. 129, n° 4, pp. 713-723, Août 2006.
- [71] F. Al-Badour, L. Cheded, et M. Sunar, « New Approach for the Indirect Detection of Blade-to-Stator Rubbing in Turbo-Machinery Using Wavelet Techniques », in *Proceedings of the ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Copenhagen-Denmark, Juillet 25-27, 2014, 6 pages.
- [72] A. M. Abdelrhman, M. S. Leong, L. M. Hee et K. H. Hui, "Vibration Analysis of Multi Stages Rotor for Blade Faults Diagnosis", *Advanced Materials Research*, vol. 845, pp. 133-137, Décembre 2014.
- [73] E. Hau, *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics*, 2^e éd., Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006, pp. 533-562.
- [74] Y. Ma, Z. Liang, D. Zhang, W. Yan, et J. Hong, « Experimental Investigation on Dynamical Response of an Overhung Rotor due to Sudden Unbalance », in *proceeding of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, vol. 7B: Structures and Dynamics, p. V07BT32A009, Juin 2015, 7 pages.
- [75] M. J. Stallone, V. Gallardo, A. F. Storace, L. J. Bach, G. Black, et E. F. Gaffney, « Blade loss transient dynamic analysis of turbomachinery », *AIAA Journal*, vol. 21, n° 8, p. 1134-1138, 1983.
- [76] S. Sinha, « Rotor dynamic analysis of asymmetric turbofan rotor due to fan blade-loss event with contact-impact rub loads », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 332, n° 9, pp. 2253-2283, Avril 2013.
- [77] B. Salhi, « Identification du désaccordage et des couplages aéroélastiques dans les roues de turbines », Thèse de Doctorat, *Université de Franche-Comté*, 2008.
- [78] J. Maynadier, « Approches statistiques et fiabilistes en dynamique des structures », Thèse de Doctorat, *Université de Paul Sabatier-Toulouse 1 et 3*, 2003.
- [79] C. Stéphan, M. Berthillier, J. Lardiès, et A. Talon, « Comportement vibratoire des pièces tournantes à l'aide de données sous-échantillonnées », in *18ème Congrès Français de Mécanique*, Grenoble, Août 2007, p. 6.

- [80] D. Laxalde, « Étude d'amortisseurs non-linéaires appliqués aux roues aubagées et aux systèmes multi-étages », Thèse de Doctorat, *Ecole Centrale de Lyon*, 2007.
- [81] J. Ravoux, « Réponse forcée des aubages de turbomachines liaisonnés par nageoires », Thèse de Doctorat, *Université d'INSA de Lyon*, 2003.
- [82] M. Mbaye, C. Soize, et J.-P. Ousty, « Conception robuste des roues aubagées désaccordées », in *XVII-ème Colloque Vibrations, Chocs et Bruits*, 2010, 14 page.
- [83] A. Laouari, « Etude en CFD d'une turbine hydraulique », Mémoire de Magister, *Université de M'hamed Bougara-Boumerdes*, 2011.
- [84] R. C. Amezcua, « Analyse des écoulements cavitants stationnaires et instationnaires dans les turbomachines », Thèse de Doctorat, *Ecole nationale supérieure d'arts et métiers*, 2009.
- [85] J. E. Mehal, « Analysis of the influence of organized roughnesses on the unsteady flow cavitants », Thèse de Doctorat, *Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM*, 2014.
- [86] S. Duplaa, « Experimental study of cavitating centrifugal pump during fast start-up », Thèse de Doctorat, *l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*, 2008.
- [87] K. L. de Souza, F. F. da Silveira, J. B. da Silva, W. M. Souza Silva, et M. C. de Oliveira Spinelli, « diagnosis of deficiency in the lubrication of rolling bearings by vibration analysis », *21ème International Congress on Sound and Vibration*, Beijing/China, 2014.
- [88] K. A. Diango, « Influence des pertes thermiques sur les performances des turbomachines », Thèse de Doctorat, *Université de Cocody en Côte d'Ivoire*, 2010.
- [89] A. Diango, C. Périlhon, G. Descombes, et É. Danho, « étude analytique de l'efficacité énergétique des mini turbomachines thermiques en fonctionnement non adiabatique », *Colloque francophone sur l'énergie, l'environnement, l'économie et la thermodynamique - COFRET'14, Paris/France*, 2014, pp. 271-284.
- [90] C. Couderc, « caractérisation expérimentale et modélisation de l'incidence des écoulements pulses sur le comportement d'une turbine de suralimentation automobile », Thèse de Doctorat, *Ecole Centrale de Nantes (ECN)*, 2012.
- [91] AFNOR, « Maintenance industrielle – Fonction maintenance », FD X60-000, Mai 2002.
- [92] D. Halimi, « Contribution à l'amélioration de la maintenance préventive des machines dynamiques dans l'industrie des hydrocarbures », Thèse de Doctorat, *Université de M'hamed Bougara-Boumerdes*, 2014.
- [93] S. Belhour, « Contribution a l'optimisation de la maintenance predictive par l'utilisation du logiciel omnitrend (systeme on line) cas: cimenterie Hamma Bouziane », Mémoire de Magister, *Université Mentouri de Constantine*, 2008.
- [94] AFNOR, « Terminologie de la maintenance », NF EN 13306, Juin 2001.
- [95] A. Boudiaf, « Contribution au Diagnostic des Défauts dans les Machines Tournantes par Analyse Multirésolution », Thèse de Doctorat, *Université 08 mai 1945 Guelma*, 2016.
- [96] A. A. Abouhnik, « An Investigation into Vibration Based Techniques for Wind Turbine Blades Condition Monitoring », Thèse de Doctorat, *Manchester Metropolitan University-England*, 2012.

- [97] H. Benaïcha, « Analyse des stratégies de maintenance des systèmes de production industrielle », Thèse de Doctorat, *Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohammed Boudiaf*, 2015.
- [98] H. Mahgoun, « Analyse non stationnaire des signaux vibratoires dans la surveillance des machines et la prévention des défaillances », Thèse de Doctorat, *Université Ferhat Abbas-Sétif*, Juin 2013.
- [99] P. Vrignat, « Génération d'indicateurs de maintenance par une approche semi-paramétrique et par une approche markovienne », Thèse de Doctorat, *Université d'Orléans-France*, Octobre 2010.
- [100] R. Lesobre, « Modélisation et optimisation de la maintenance et de la surveillance des systèmes multi-composants - Applications à la maintenance et à la conception de véhicules industriels », Thèse de Doctorat, *Université Grenoble Alpes*, 2015.
- [101] D. Racoceanu, « Contribution à la Surveillance des Systèmes de Production en Utilisant l'Intelligence Artificielle », Thèse de Doctorat, *Université de Franche-Comté*, 2006.
- [102] H. Bendjama, « Contribution à la détection et au diagnostic des défauts. Application aux systèmes dynamiques et aux matériaux », Thèse de Doctorat, *Ecole nationale polytechnique d'Alger*, 2012.
- [103] I. Attoui, « Contribution au diagnostic de défauts d'une génératrice asynchrone dans une chaîne de conversion d'énergie éolienne », Thèse de Doctorat, *Université Badji Mokhtar-Annaba*, 2015.
- [104] F. Bogard, « Développement d'une approche numérique visant à optimiser le suivi vibratoire des constituants d'une machine tournante », Thèse de Doctorat, *Université de Reims Champagne Ardenne-France*, 2000.
- [105] M.-F. HARKAT, « Détection et Localisation de Défauts par Analyse en Composantes Principales », Thèse de Doctorat, *Institut National Polytechnique de Lorraine-France*, Juin 2003.
- [106] N. Moubayed, « détection et localisation des défauts dans les convertisseurs statiques », In *6th International Conference on Electromechanical and Power Systems*, Chisinau-Moldova, Octobre 2007, pp. 313-318.
- [107] T. Kempowsky-Hamon, « Surveillance de procédés à base de méthodes de classification : conception d'un outil d'aide pour la détection et le diagnostic des défaillances », Thèse de Doctorat, *Université INSA de Toulouse*, 2004.
- [108] S. Diouf, « Contribution au diagnostic industriel de défauts de roulement et de balourd par techniques neuronales : application à la machine asynchrone à cage », Thèse de Doctorat, *Université Paris XII Val de Marne Creteil*, Décem. 2007.
- [109] O. Djebili, « Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement. », Thèse de Doctorat, *Université de Reims Champagne Ardenne-France*, 2013.
- [110] H. Bendjama, S. Bouhouche, et A. K. Moussaoui, « Wavelet Transform for Bearing Faults Diagnosis », in *Scientific Cooperations International Conferences in Electrical and Electronics Engineering Subjects*, 5-7 September, Istanbul/Turke, 2013, pp. 85-88.

- [111] H. Bendjama, D. Idiou, K. Gherfi, et Y. Laib, « Selection of Wavelet Decomposition Levels for Vibration Monitoring of Rotating Machinery », *The Ninth International Conference on Advanced Engineering Computing and Applications in Sciences ADVCOMP 2015*, July 19 - 24, Nice-France, 2015, pp. 96-100.
- [112] S. A. Abdusslam, « Detection and Diagnosis of Rolling Element Bearing Faults Using Time Encoded Signal Processing and Recognition », Thèse de doctorat, *Université de Huddersfield- England*, 2012.
- [113] S. Edwards, A. Lees, et M. Friswell, « Fault Diagnosis of Rotating Machinery », *The Shock and Vibration Digest*, vol. 30, pp. 4-13, Janvier 1998.
- [114] H. Bendjama, K. Gherfi, D. Idiou, et M. S. Boucherit, « Condition monitoring of rotating machinery by vibration signal processing methods », *International Conference on Industrial Engineering and Manufacturing*, Université Batna-Algérie, Mai 2014, pp. 297-301.
- [115] W. C. Laws et A. Muszynska, « Periodic and Continuous Vibration Monitoring for Preventive/Predictive Maintenance of Rotating Machinery », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 109, n° 2, pp. 159-167, Avril 1987.
- [116] H. Bendjama, S. Bouhouche, M. S. Boucherit, et M. Mansour, « Vibration signal analysis using wavelet-PCA-NN technique for fault diagnosis in rotating machinery », *The Mediterranean Journal of Measurement and Control*, vol. 06, n° 04, pp. 145-154, 2010.
- [117] H. Bendjama, M. S. Boucherit, et S. Bouhouche, « Fault diagnosis of rotating machinery using Wavelet Transform and Principal Component Analysis », *International Arab Conference on Information Technology (ACIT)*, 2010.
- [118] A. K. KABOUCHE, « Techniques de Maintenance Prédictive pour l'Amélioration de la disponibilité des Installations », Thèse de Doctorat, *Université Badji Mokhtar d'Annaba*, 2007.
- [119] N. Tandon et A. Parey, « Condition Monitoring of Rotary Machines », in *Condition Monitoring and Control for Intelligent Manufacturing*, L. Wang et R. X. Gao, Éd. London: Springer London, 2006, pp. 109-136.
- [120] C. Lurette, « Développement d'une technique neuronale auto-adaptative pour la classification dynamique de données évolutives : application à la supervision d'une presse hydraulique », Thèse de Doctorat, *Université des Sciences et Technologies-Lille-France*, 2003.
- [121] T. Bensana, « Diagnostic des défaillances basé sur l'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur », Mémoire de Magister, *université Badji Mokhtar d'Annaba*, 2008.
- [122] R. B. Sharma et A. Parey, « Modelling of acoustic emission generated in rolling element bearing », *Applied Acoustics*, vol. 144, pp. 96-112, Janvier 2019.
- [123] Y. Qu, D. He, J. Yoon, B. Van Hecke, E. Bechhoefer, et J. Zhu, « Gearbox Tooth Cut Fault Diagnostics Using Acoustic Emission and Vibration Sensors — A Comparative Study », *Sensors*, vol. 14, n° 1, pp. 1372-1393, Janvier 2014.
- [124] D. Mba et R. B. K. N. Rao, « Development of Acoustic Emission Technology for Condition Monitoring and Diagnosis of Rotating Machines: Bearings, Pumps, Gearboxes, Engines, and Rotating Structures », *The Shock and Vibration Digest*, vol. 38, n° 1, pp. 3-16, 2006.

- [125] Y. Pao, R. R. Gajewski, et A. N. Ceranoglu, « Acoustic emission and transient waves in an elastic plate », *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 65, n° 1, pp. 96-105, Janvier 1979.
- [126] J. T. Broch et J. Courrech, *Mechanical vibration and shock measurements*, 2.ed., Brüel & Kjær, Denmark, Avril 1984, 372 pages.
- [127] T. Kaewkongka, « Bearing condition monitoring using acoustic emission and vibration: The systems approach », Thèse de Doctorat, *Brunel University School of Engineering and Design- England*, Septembre 2002.
- [128] G. Takács et B. Rohal'-Ilkiv, *Model Predictive Vibration Control*, 1ère Ed., London: Springer London, 2012, pp. 25-64.
- [129] M. Yilmaz, O. Tekelioglu, S. Yildirim, et M. çetin, « Physical Principles of Vibration and Measurement Techniques », *GOÜ. Ziraat Fakültesi Dergisi*, vol. 21, n° 2, pp. 73-79, 2004.
- [130] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, 5ème Ed. University of Miami, Pearson Education, Inc., 2011, pp. 1-76.
- [131] R. K. Mobley, *Vibration Fundamentals*. Butterworth-Heinemann : Elsevier, 1999, 288 pages.
- [132] Ali Kamel ZINE, *Formalisme de Lagrange et oscillations linéaires*, Office des Publications Universitaires OPU, Alger, 2005, 330 pages.
- [133] A. Shabana, *Theory of Vibration: An Introduction*, 3^e éd. Springer International Publishing, 2019, 375 pages.
- [134] J. D. Smith, *Vibration Measurement and Analysis*, Éd. Butterworth-Heinemann/ Elsevier Ltd, 1989, pp. 18-31.
- [135] A. BILOŠOVÁ et J. BILOŠ, *vibration diagnostics*, Investments in Education Development, 2012, 113 pages.
- [136] M. Serridge et T. R. Licht, *Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers: Theory and Application Handbook*, Brüel & Kjær, Denmark, 1986, 160 pages.
- [137] S. Al-Arbi, « Condition Monitoring of Gear Systems using Vibration Analysis », Thèse de Doctorat, *University of Huddersfield- England*, 2012.
- [138] V. K. Varadan, K. J. Vinoy, S. Gopalakrishnan, and, *Smart Material Systems and Mems: Design and Development Methodologies*, John Wiley & Sons, 2006, 404 pages.
- [139] A. A. Jaber, « Signal Processing Techniques for Condition Monitoring », in *Design of an Intelligent Embedded System for Condition Monitoring of an Industrial Robot*, A. A. Jaber, Éd. Cham: Springer International Publishing, 2017, pp. 53-73.
- [140] H. Gaur, D. Sharma et N. Kumar, « Types of signals », *International Journal Of Innovative Research In Technology*, vol. 1, n° 12, pp. 1133-1135, 2015.
- [141] H. Li, X. Zhang, et F. Xu, « Experimental Investigation on Centrifugal Compressor Blade Crack Classification Using the Squared Envelope Spectrum », *Sensors*, vol. 13, n° 9, pp. 12548-12563, Septembre 2013.
- [142] P. Russhard, *The Rise and Fall of the Rotor Blade Strain Gauge*, in *book of Vibration Engineering and Technology of Machinery*, vol. 23, Éd. Springer International Publishing, Switzerland, 2015, pp. 27-37.

- [143] G. Janicki, A. Pezouvanis, B. Mason, et M. K. Ebrahimi, « Turbine Blade Vibration Measurement Methods for Turbocharges », *American Journal of Sensor Technology*, vol. 2, n° 2, pp. 13-19, Janvier 2014.
- [144] S. Heath, « A study of tip-timing measurement techniques for the determination of bladed-disk vibration characteristics », Thèse de doctorat, *University of London*, 2017.
- [145] I. García, J. Beloki, J. Zubia, G. Aldabaldetrekua, M. Illarramendi, et F. Jiménez, « An Optical Fiber Bundle Sensor for Tip Clearance and Tip Timing Measurements in a Turbine Rig », *Sensors*, vol. 13, n° 6, pp. 7385-7398, Juin 2013.
- [146] R. Hohenberg, « Detection and study of compressor-blade vibration », *Experimental Mechanics*, vol. 7, n° 6, p. 19A-24A, juin 1967.
- [147] I. Y. Zablotskiy et Y. A. Korostelev, « Measurement of Resonance Vibrations of Turbine Blades with the Elura Device », *Foreign Technology Div Wright-Patterson AFB OH*, Juin 1978.
- [148] B. Salhi, J. Lardiès, M. Berthillier, P. Voinis, et C. Bodel, « Modal parameter identification of mistuned bladed disks using tip timing data », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 314, n° 3-5, pp. 885-906, Juillet 2008.
- [149] H. Hanachi, J. Liu, A. Banerjee, A. Koul, M. Liang, et E. Alavi, « Bladed disc crack diagnostics using blade passage signals », *Measurement Science and Technology*, vol. 23, n° 12, 8 pages, déc. 2012.
- [150] I. B. Carrington, J. R. Wright, J. E. Cooper, et G. Dimitriadis, « A comparison of blade tip timing data analysis methods », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, vol. 215, n° 5, pp. 301-312, Mai 2001.
- [151] G. Dimitriadis, I. B. Carrington, J. R. Wright, et J. E. Cooper, « Blade-Tip Timing Measurement Of Synchronous Vibrations Of Rotating Bladed Assemblies », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 16, n° 4, pp. 599-622, juillet 2002.
- [152] C. P. Lawson et P. C. Ivey, « Tubomachinery blade vibration amplitude measurement through tip timing with capacitance tip clearance probes », *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 118, n° 1, pp. 14-24, Janvier 2005.
- [153] S. Heath, « A New Technique for Identifying Synchronous Resonances Using Tip-Timing », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 122, n° 2, pp. 219-225, Janvier 2000.
- [154] P. C. Ivey, K. R. Grant et C. Lawson, « Tip timing techniques for turbomachinery HCF condition monitoring », in *The 16th Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines*, Cambridge -UK, Septembre 2002, 7 pages.
- [155] S. Heath et M. Imregun, « A Survey of Blade Tip-Timing Measurement Techniques for Turbomachinery Vibration », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 120, n° 4, pp. 784-791, Octobre 1998.
- [156] B. Gwashavanhu, A. J. Oberholster, et P. S. Heyns, « Rotating blade vibration analysis using photogrammetry and tracking laser Doppler vibrometry », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 76-77, pp. 174-186, Août 2016.

- [157] J. Zhang, F. Duan, G. Niu, J. Jiang, et J. Li, « A Blade Tip Timing Method Based on a Microwave Sensor », *Sensors*, vol. 17, n° 5, p. 1097, Mai 2017.
- [158] S. J. Rothberg, M. S. Allen, P. Castellini, D. Di Maio, , D. J. Ewins, B. J. Halkon, P. Muysshondt, N. Paone, T. Ryan, H. Steger, E. P. Tomasini, S. Vanlanduit et J. F. Vignola, « An international review of laser Doppler vibrometry: Making light work of vibration measurement », *Optics and Lasers in Engineering*, vol. 99, pp. 11-22, Décembre 2017.
- [159] A. J. Oberholster et P. S. Heyns, « Eulerian laser Doppler vibrometry: Online blade damage identification on a multi-blade test rotor », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, n° 1, pp. 344-359, Janvier 2011.
- [160] R. Rao et B. . Dutta, « Non Intrusive Method of Detecting Turbine Blade Vibration in an Operating Power Plant », in *Proceedings of ISMA2010 International Conference on Noise and Vibration Engineering including USD2010*, Louvain-Belgique, September 2010, pp. 2937-2948.
- [161] K. Mathioudakis, E. Loukis, et K. D. Papailiou, « Casing Vibration and Gas Turbine Operating Conditions », *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 112, n° 4, pp. 478-485, Octobre 1990.
- [162] A. R. Rao et B. K. Dutta, « In Situ Detection of Turbine Blade Vibration and Prevention », *J Fail. Anal. and Preven.*, vol. 12, n° 5, pp. 567-574, Octobre 2012.
- [163] A. M. Abdelrhman, M. S. Leong, S. A. M. Saeed et S. M. A. A.-O. Al Obiadi, « A Review of Vibration Monitoring as a Diagnostic Tool for Turbine Blade Faults », *Applied Mechanics and Materials*, vol. 229-231, pp. 1459-1463, Novembre 2012.
- [164] J. K. Sinha, W. Hahn, K. Elbhbah, G. Tasker, et I. Ullah, « Vibration Investigation for Low Pressure Turbine Last Stage Blade Failure in Steam Turbines of a Power Plant », *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012 GT2012*, Copenhagen-Denmark, June 2012, pp. 363-371.
- [165] Hahn W. et J. K. Sinha, *Vibration Behaviour of a Turbo-Generator Set* , In: J. Sinha, *Vibration Engineering and Technology of Machinery, Mechanisms and Machine Science*, vol. 23, Springer, Cham, 2015, pp. 155-161.
- [166] X. Dai et Z. Gao, « From Model, Signal to Knowledge: A Data-Driven Perspective of Fault Detection and Diagnosis », *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, vol. 9, n° 4, pp. 2226-2238, Novembre 2013.
- [167] Z. Gao, C. Cecati, et S. X. Ding, « A Survey of Fault Diagnosis and Fault-Tolerant Techniques—Part I: Fault Diagnosis With Model-Based and Signal-Based Approaches », *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 62, n° 6, pp. 3757-3767, Juin 2015.
- [168] Z. Gao, C. Cecati, et S. X. Ding, « A Survey of Fault Diagnosis and Fault-Tolerant Techniques—Part II: Fault Diagnosis With Knowledge-Based and Hybrid/Active Approaches », *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 62, n° 6, pp. 3768-3774, Juin 2015.
- [169] S. Katipamula et M. R. Brambley, « Review Article: Methods for Fault Detection, Diagnostics, and Prognostics for Building Systems—A Review, Part I », *International Journal of HVAC&R Research*, vol. 11, n° 1, pp. 3-25, Janvier 2005.

- [170] R. Isermann et P. Ballé, « Trends in the application of model-based fault detection and diagnosis of technical processes », *Control Engineering Practice*, vol. 5, n° 5, pp. 709-719, Mai 1997.
- [171] S.-L. Jämsä-Jounela, « Fault Diagnosis Methods and their Applications in the Process industry », *International Conference on Complex Systems: Synergy of Control, Computing & Communications COSY 2011*, Ohrid-Macedonia, Septembre 2011, pp. 201-206.
- [172] P. M. Frank et B. Köppen-Seliger, « New developments using AI in fault diagnosis », *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 10, n° 1, pp. 3-14, Février 1997.
- [173] M. J. Chantier, G. M. Coghill, Q. Shen, et R. R. Leitch, « Selecting tools and techniques for model-based diagnosis », *Artificial Intelligence in Engineering*, vol. 12, n° 1, pp. 81-98, Janvier 1998.
- [174] S. Dash et V. Venkatasubramanian, « Challenges in the industrial applications of fault diagnostic systems », *Computers & Chemical Engineering*, vol. 24, n° 2, pp. 785-791, Juillet 2000.
- [175] V. Venkatasubramanian, R. Rengaswamy, K. Yin, et S. N. Kavuri, « A review of process fault detection and diagnosis: Part I: Quantitative model-based methods », *Computers & Chemical Engineering*, vol. 27, n° 3, pp. 293-311, Mars 2003.
- [176] V. Venkatasubramanian, R. Rengaswamy, et S. N. Kavuri, « A review of process fault detection and diagnosis: Part II: Qualitative models and search strategies », *Computers & Chemical Engineering*, vol. 27, n° 3, pp. 313-326, Mars 2003.
- [177] V. Venkatasubramanian, R. Rengaswamy, S. N. Kavuri, et K. Yin, « A review of process fault detection and diagnosis: Part III: Process history based methods », *Computers & Chemical Engineering*, vol. 27, n° 3, pp. 327-346, Mars 2003.
- [178] A. Mouzakitis, « Classification of Fault Diagnosis Methods for Control Systems », *Measurement and Control*, vol. 46, n° 10, pp. 303-308, Décembre 2013.
- [179] E. Sobhani-Tehrani et K. Khorasani, *Fault Diagnosis of Nonlinear Systems Using a Hybrid Approach*, Springer US, 2009, 286 pages.
- [180] X. Zhao, « Data-Driven Fault Detection, Isolation and Identification of Rotating Machinery: with Applications to Pumps and Gearboxes », Thèse de Doctorat, Université de Alberta, 2012.
- [181] C. Benchaabane, A. Djebala, N. Ouelaa, et S. Guenfoud, « Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les Indicateurs Scalaires », *Congrès Algérien de Mécanique CAM'2009*, Biskra, novembre 2009, 10 pages.
- [182] J. P. Dron, F. Bolaers, et I. Rasolofondraibe, « Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a de-noising method by spectral subtraction: application to the detection of defects in ball bearings », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 270, n° 1-2, pp. 61-73, Février 2004.
- [183] A. K. S. Jardine, D. Lin, et D. Banjevic, « A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, n° 7, pp. 1483-1510, Octobre 2006.
- [184] J. Chen, R. J. Patton, et G.-P. Liu, « Optimal residual design for fault diagnosis using multi-objective optimization and genetic algorithms », *International Journal of Systems Science*, vol. 27, n° 6, pp. 567-576, Juin 1996.

- [185] J. Chen et R. J. Patton, *Robust model-based fault diagnosis for dynamic systems*, Kluwer Academic Publishers, 1^{ère} ed., 1999, 356 pages.
- [186] R. N. Clark, D. C. Fosth, et V. M. Walton, « Detecting Instrument Malfunctions in Control Systems », *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems*, vol. AES-11, n° 4, pp. 465-473, Juillet 1975.
- [187] A. S. Willsky, « A survey of design methods for failure detection in dynamic systems », *Automatica*, vol. 12, n° 6, pp. 601-611, Novembre 1976.
- [188] R. Isermann, « Process fault detection based on modeling and estimation methods—A survey », *Automatica*, vol. 20, n° 4, pp. 387-404, juillet 1984.
- [189] P. M. Frank, S. X. Ding, et T. Marcu, « Model-based fault diagnosis in technical processes », *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, vol. 22, n° 1, pp. 57-101, Mars 2000.
- [190] P. M. Frank, « Analytical and Qualitative Model-based Fault Diagnosis – A Survey and Some New Results », *European Journal of Control*, vol. 2, n° 1, pp. 6-28, Janvier 1996.
- [191] R. Isermann, « Model-based fault-detection and diagnosis – status and applications », *Annual Reviews in Control*, vol. 29, n° 1, pp. 71-85, Janvier 2005.
- [192] R. Isermann, « Model-Based Fault Detection and Diagnosis - Status and Applications », *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 37, n° 6, pp. 49-60, Juin 2004.
- [193] M. Nyberg, « Model Based Fault Diagnosis: Methods, Theory, and Automotive Engine Applications », Thèse de Doctorat, *Université de Linköping-Suède*, 1999.
- [194] R. J. Patton, « Robust Model-Based Fault Diagnosis: The State of the ART », *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 27, n° 5, pp. 1-24, Juin 1994.
- [195] S. Methnani, « Diagnostic, reconstruction et identification des défauts capteurs et actionneurs : application aux stations d'épurations des eaux usées », Thèse de Doctorat, *Université de Toulon*, 2012.
- [196] D. G. Luenberger, « Observing the State of a Linear System », *IEEE Transactions on Military Electronics*, vol. 8, n° 2, pp. 74-80, Avril 1964.
- [197] D. Luenberger, « Canonical forms for linear multivariable systems », *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 12, n° 3, pp. 290-293, Juin 1967.
- [198] D. Luenberger, « An introduction to observers », *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 16, n° 6, pp. 596-602, Décembre 1971.
- [199] S. F. Schmidt, « The Kalman filter - Its recognition and development for aerospace applications », *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, vol. 4, n° 1, pp. 4-7, Janvier 1981.
- [200] J. Mohd Ali, N. Ha Hoang, M. A. Hussain, et D. Dochain, « Review and classification of recent observers applied in chemical process systems », *Computers & Chemical Engineering*, vol. 76, pp. 27-41, Mai 2015.
- [201] A. Duyar et V. Eldem, « Fault Detection and Diagnosis in Propulsion Systems; A Real Time Identification Approach », *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 24, n° 6, pp. 473-478, Septembre 1991.
- [202] P. M. Frank, « Enhancement of Robustness in Observer-Based Fault Detection », in *FAC/IMACS Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes (SAFEPROCESS'91)*, vol. 24, n° 6, pp. 99-111, Septembre 1991.

- [203] H. Monsef, A. M. Ranjbar, et S. Jadid, « Fuzzy rule-based expert system for power system fault diagnosis », *Transmission and Distribution IEE Proceedings - Generation*, vol. 144, n° 2, pp. 186-192, Mars 1997.
- [204] C. Nan, F. Khan, et M. T. Iqbal, « Real-time fault diagnosis using knowledge-based expert system », *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 86, n° 1, pp. 55-71, Janvier 2008.
- [205] W. S. Lee, D. L. Grosh, F. A. Tillman, et C. H. Lie, « Fault Tree Analysis, Methods, and Applications: A Review », *IEEE Transactions on Reliability*, vol. R-34, n° 3, pp. 194-203, Août 1985.
- [206] Z. Chen, « Power electronic converter systems for direct drive renewable energy applications », in *Electrical Drives for Direct Drive Renewable Energy Systems*, M. Mueller et H. Polinder, Éd. Woodhead Publishing, 2013, pp. 106-135.
- [207] B. A. Beemer et D. G. Gregg, « Advisory Systems to Support Decision Making », in *Handbook on Decision Support Systems 1: Basic Themes*, F. Burstein et C. W. Holsapple, Éd. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008, pp. 511-527.
- [208] R. Milne, « Strategies for Diagnosis », *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, vol. 17, n° 3, pp. 333-339, Mai 1987.
- [209] L. F. Pau, « Survey of expert systems for fault detection, test generation and maintenance », *Expert Systems*, vol. 3, n° 2, pp. 100-110, Avril 1986.
- [210] M. Krishnamurthi et D. T. Phillips, « An expert system framework for machine fault diagnosis », *Computers & Industrial Engineering*, vol. 22, n° 1, p. 67-84, janv. 1992.
- [211] W. K. Ngui, M. S. Leong, M. I. Shapiai, et M. H. Lim, « Blade Fault Diagnosis using Artificial Neural Network », *International Journal of Applied Engineering Research*, vol. 12, n° 4, pp. 519-526, 2017.
- [212] S. Simani et C. Fantuzzi, « Fault diagnosis in power plant using neural networks », *Information Sciences*, vol. 127, n° 3, pp. 125-136, Août 2000.
- [213] S. Agatonovic-Kustrin et R. Beresford, « Basic concepts of artificial neural network (ANN) modeling and its application in pharmaceutical research », *Journal of Pharmaceutical and Biomedical Analysis*, vol. 22, n° 5, pp. 717-727, juin 2000.
- [214] I. Bouchareb, « Modélisations et outils d'aide au diagnostic de défauts de machines synchrones et a reluctance variable », Thèse de Doctorat, *Université des Frères Mentouri-Constantine 1*, juillet 2013.
- [215] W. J. Bradley, « Current Based Fault Detection and Diagnosis of Induction Motors », Thèse de Doctorat, *University of Bradford*, 2013.
- [216] F. J. M. Elbarghathi, « Condition monitoring of helical gearboxes based on the advanced analysis of vibration signals », Thèse de Doctorat, *University of Huddersfield*, 2016.
- [217] R. G. T. de Almeida, S. A. da Silva Vicente, et L. R. Padovese, « New Technique for Evaluation of Global Vibration Levels in Rolling Bearings », *Shock and Vibration*, vol. 9, n° 4-5, pp. 225-234, Janvier 2002.
- [218] B. D. Forrester, « Advanced Vibration Analysis Techniques for Fault Detection and Diagnosis in Geared Transmission Systems », Thèse de Doctorat, *Swinburne University of Technology*, 1996.

- [219] M. T. Nabti, « Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques », Mémoire de Magister, *Université de Ferhat Abbas -Sétif 1*, 2011.
- [220] O. Djebili, F. Bolaers, A. Laggoun, et J. P. Dron, « Methodological approach of selecting a vibration indicator in monitoring bearings », *International Journal of Physical Sciences*, vol. 8, n° 12, pp. 451-458, Mars 2013.
- [221] R. B. Randall, « A New Method of Modeling Gear Faults », *Journal of Mechanical Design*, vol. 104, n° 2, pp. 259-267, Avril 1982.
- [222] R. X. Gao et R. Yan, « From Fourier Transform to Wavelet Transform: A Historical Perspective », in livre *Wavelets: Theory and Applications for Manufacturing*, R. X. Gao et R. Yan, Éd. Boston, MA: Springer US, 2011, pp. 17-32.
- [223] J. Fourier, *The analytical theory of heat, (trans: Freeman A)*. London: Cambridge University Press, 1822, 489 pages.
- [224] J. W. Cooley et J. W. Tukey, « An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series », *American Mathematical Society Stable*, vol. 19, n° 90, pp. 297-301, Avril 1965.
- [225] S. Taleb, « Génération des symptômes flous par FFT et SWT : application à la détection des vibrations », Thèse de Doctorat, *Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG*, 2007.
- [226] N. Chikh, « Analyse spectrale des vibrations application à la maintenance des équipements mécaniques », Mémoire de Magister, *Université M'hamed Bougara Boumerdes*, 2005.
- [227] F. Al-Badour, M. Sunar et L. Cheded, « Vibration analysis of rotating machinery using time-frequency analysis and wavelet techniques », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, n° 6, pp. 2083-2101, Août 2011.
- [228] R. Tafreshi, « Feature extraction using wavelet analysis with application to machine fault diagnosis », Thèse de Doctorat, *Université de British-Columbia*, 2005.
- [229] M. S. Safizadeh, A. A. Lakis, et M. Thomas, « Gear fault diagnosis using time-frequency methods », in *proceeding of the 20th seminar on machinery vibration*, Quebec-Canada, Octobre 2002, pp. 7.19-7.29.
- [230] I. Daubechies, «Ten Lectures on Wavelets », CBMS-NSF Regional Conference Series in Applied Mathematics, *Philadelphia*, vol. 61, 1992, 350 pages.
- [231] J. Morlet, G. Arens, E. Fourgeau et D. Girad, «Wave propagation and sampling theory-Part I: Complex signal and scattering in multilayered media», *Geophysics*, vol. 47, n° 2, pp. 203-221, 1982.
- [232] J. Morlet, G. Arens, E. Fourgeau, and D. Girad, «Wave propagation and sampling theory-Part II: Sampling theory and complex wave», *Geophysics*, vol. 47, n° 2, pp. 222-236, 1982.
- [233] A. Benladghem, « Analyse des signaux Doppler Ultrasonores par les distributions Temps-Fréquences; en vue de la détection des degrés de sévérités des sténoses », Mémoire de Magister, *Université Aboubeker Belkaid-Tlemcen*, 2008.
- [234] K. P. Soman, K. I. Ramachandran, et N. G. Resmi, « *Insight into Wavelets: From Theory to Practice* », PHI Learning, 3 éd., 2010, 305 pages.

- [235] A. W. Busch, « Wavelet transform for texture analysis with application to document analysis », Thèse de Doctorat, *Queensland University of Technology*, 2004.
- [236] F. Velho, « La reconnaissance du locuteur à l'aide de la transformée en ondelettes continue », Mémoire de maîtrise électronique, *Université de Québec- Canada*, 2006.
- [237] R. Amraoui, « Application de l'Algorithme K-S et de l'Ondelette discrète au traitement des images satellitaires », Mémoire de Magister, *Université Abdelhamid Ibn Badis de Mostaganem*, 2015.
- [238] J. J. Pan, « EMD/BEMD improvements and their applications in texture and signal analysis », Thèse de Doctorat, *Université de Hong Kong Baptist-Chine*, 2013.
- [239] D. T. L. Lee et A. Yamamoto, « Wavelet analysis: theory and applications », *Hewlett-Packard Journal*, vol. 45, n° 6, pp. 44-52, Décembre 1994.
- [240] A. Djebala, « Application de la transformée par ondelettes à l'étude et l'analyse vibratoire des systèmes mécaniques », Thèse de Doctorat, *Universite Badji Mokhtard d'Annaba*, 2008.
- [241] Ş. N. Engin, K. Gülez, et M. N. M. Badi, « Advanced Signal Processing Techniques for Fault Diagnostics-a Review », *Mathematical and Computational Applications*, vol. 4, n° 2, pp. 121-136, Août 1999.
- [242] S. G. Mallat, «A Theory for Multiresolution Signal Decomposition: The Wavelet Representation», *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, vol. 11, n° 7, pp. 674-693, 1989.
- [243] G. G. Yen et K.-C. Lin, « Wavelet packet feature extraction for vibration monitoring », *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 47, n° 3, pp. 650-667, Juin 2000.
- [244] D. E. Newland, «Wavelet analysis of vibration, part I: theory», *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 116, n° 4, pp. 409-416, 1994.
- [245] D. E. Newland, «Wavelet analysis of vibration, part II: wavelet maps», *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 116, n° 4, pp. 417-425, 1994.
- [246] Himani et R. Dahiya, « Condition monitoring of wind turbine for rotor fault detection under non stationary conditions », *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 9, n° 4, pp. 2441-2452, Décembre 2018.
- [247] I. Sharif et S. Khare, « Comparative Analysis of Haar and Daubechies Wavelet for Hyper Spectral Image Classification », in *ISPRS - International Archives of the Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences, ISPRS Technical Commission VIII Symposium*, Hyderabad-India., Décembre 2014, vol. XL-8, pp. 937-941.
- [248] D. A. Goodwin, « Wavelet analysis of temporal data », Thèse de Doctorat, *University Leeds-Anglend*, 2008.
- [249] P. B. Thote, M. B. Daigavane, et P. M. Daigavane, « Dicsrete Wavelet Transform based analysis of transformer differential current », *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. 4, n° 10, pp. 342-347, Octobre 2015.
- [250] M. S. Malik et M. V. Verma, « Comparative analysis of DCT , Haar and Daubechies Wavelet for Image Compression », *International Journal of Applied Engineering Research*, vol. 7, n° 11, 6 pages, 2012.
- [251] M. Shoaib, « Impact of Wavelet Transformation on Data Driven Rainfall-Runoff Models », Thèse de Doctorat, *University of Auckland -New Zealand*, 2016.

- [252] M. Karimi et A. Rezaee, « Regularization of the Cauchy problem for the Helmholtz equation by using Meyer wavelet », *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 320, pp. 76-95, Août 2017.
- [253] V. V. Vermehren et H. M. de Oliveira, « Close expressions for Meyer Wavelet and Scale Function », *arXiv:1502.00161*, 5 pages, Janvier 2015.
- [254] N. E Huang, Z. Shen, S. R. Long, M. C. Wu, H. H. Shih, Q. Zheng, N. C. Yen, C. C. Tung and H. H. Liu, «The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis», *Proceedings of the Royal Society of London A: mathematical, physical and engineering science*, vol. 454, n°1971, pp. 903-995, 1998.
- [255] Y. Lei, J. Lin, Z. He, et M. J. Zuo, « A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 35, n° 1-2, pp. 108-126, Février 2013.
- [256] G. Rilling, P. Flandrin, et P. Gonçalves, « On empirical mode decomposition and its algorithms », *Proceedings of IEEE-EURASIP Workshop on Nonlinear Signal and Image Processing NSIP-03*, Grado-Italy, Juin 2003, 5 pages.
- [257] E. Mollasalehi, « Data-driven and Model-based Bearing Fault Analysis - Wind Turbine Application », Thèse de Doctorat, *Université de Calgary-Canada*, 2017.
- [258] Z. Wu et N. E. Huang, « Ensemble empirical mode decomposition: a noise-assisted data analysis method », *Advances in Adaptive Data Analysis*, vol. 01, n° 01, pp. 1-41, Janvier 2009.
- [259] C. Li, L. Zhan, et L. Shen, « Friction Signal Denoising Using Complete Ensemble EMD with Adaptive Noise and Mutual Information », *Entropy*, vol. 17, n° 12, pp. 5965-5979, Août 2015.
- [260] S. Gada, « Décomposition Modale Empirique : Application à l'analyse de la texture », Mémoire de Magister, *Université Mouloud Mammeri-Tizi Ouzou*, 2013.
- [261] Q. Wu et S. D. Riemenschneider, « Boundary extension and stop criteria for empirical mode decomposition », *Advances in Adaptive Data Analysis*, vol. 02, n° 02, pp. 157-169, Avril 2010.
- [262] W.-H. Wu, C.-C. Chen, J.-W. Jhou, et G. Lai, « A Rapidly Convergent Empirical Mode Decomposition Method for Analyzing the Environmental Temperature Effects on Stay Cable Force: RCEMD for analyzing the environmental temperature effects on stay cable force », *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, vol. 33, n° 8, pp. 672-690, Août 2018.
- [263] J. C. Chan, H. Ma, T. K. Saha, et C. Ekanayake, « Self-adaptive partial discharge signal de-noising based on ensemble empirical mode decomposition and automatic morphological thresholding », *IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation*, vol. 21, n° 1, pp. 294-303, Février 2014.
- [264] M. Limen et M. A. Hamdi, « Uterine Electromyography signals denoising using discrete wavelet transform », International Conference on Advances in Biomedical Engineering (ICABME), Beirut-Lebanon, Septembre 2015, pp. 101-103.
- [265] R. D. Mali, M. S. Khadtare, et U. Bombale, « Removal of 50Hz PLI using Discrete Wavelet Transform for Quality Diagnosis of Biomedical ECG Signal », *International Journal of Computer Applications*, vol. 23, n° 7, 6 pages, Juin 2011.

- [266] P. V. Kasambe et S. S. Rathod, « VLSI Wavelet Based Denoising of PPG Signal », *Procedia Computer Science*, vol. 49, pp. 282-288, Janvier 2015.
- [267] P. Rathee, P. Sabharwal, et L. Singh, « ECG Signal Denoising using Wavelet Thresholding Method », *International Journal of Advanced Research in Computer Science*, vol. 5, n° 1, pp. 99-101, 2014.
- [268] Y. Lei, Z. He, et Y. Zi, « Application of the EEMD method to rotor fault diagnosis of rotating machinery », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 23, n° 4, pp. 1327-1338, Mai 2009.
- [269] K. He, Z. Zhang, S. Xiao, et X. Li, « Feature extraction of AC square wave SAW arc characteristics using improved Hilbert–Huang transformation and energy entropy », *Measurement*, vol. 46, n° 4, pp. 1385-1392, Mai 2013.
- [270] G. Battiato, C. M. Firrone, et T. M. Berruti, « Forced response of rotating bladed disks: Blade Tip-Timing measurements », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 85, pp. 912-926, Février 2017.
- [271] I. A. Sever, « Experimental validation of turbomachinery blade vibration predictions », Thèse de Doctorat, *University of London*, 2004.
- [272] D. Di Maio et D. J. Ewins, « Applications of continuous tracking SLDV measurement methods to axially symmetric rotating structures using different excitation methods », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, n° 8, pp. 3013-3036, Novembre 2010.
- [273] H. Yu, K. W. Wang, et J. Zhang, « Piezoelectric networking with enhanced electromechanical coupling for vibration delocalization of mistuned periodic structures—Theory and experiment », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 295, n° 1-2, pp. 246-265, Août 2006.
- [274] J. A. Kenyon et J. H. Griffin, « Experimental Demonstration of Maximum Mistuned Bladed Disk Forced Response », *Journal of Turbomachinery*, vol. 125, n° 4, pp. 673-681, Octobre 2003.
- [275] Y. J. Chan, « Variability of blade vibration in mistuning bladed discs », Thèse de Doctorat, *University of London*, 2009.
- [276] F. Nyssen et J.-C. Golinval, « Identification of mistuning and model updating of an academic blisk based on geometry and vibration measurements », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 68-69, pp. 252-264, Février 2016.
- [277] K. P. Maynard et M. W. Trethewey, « Blade and Shaft Crack detection Using Torsional Vibration Measurements Part 1: Feasibility Studies », *Noise and Vibration Worldwide*, vol. 31, n° 11, pp. 9-15, Décembre 2000.
- [278] K. P. Maynard et M. Trethewey, « Blade and Shaft Crack Detection Using Torsional Vibration Measurements Part 2: Resampling to Improve Effective Dynamic Range », *Noise & Vibration Worldwide*, vol. 32, n° 2, pp. 23-26, Février 2001.
- [279] K. Maynard et M. Trethewey, « Blade and Shaft Crack Detection Using Torsional Vibration Measurements Part 3: Field Application Demonstrations », *Noise & Vibration Worldwide*, vol. 32, n° 11, p. 16-23, Décembre 2001.
- [280] K. P. Maynard et M. W. Trethewey, « On The Feasibility of Blade Crack Detection through Torsional Vibration Measurements », présenté à Proceedings of the 53rd

- Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, Virginia Beach-VA, 1999, pp. 451-459.
- [281] J. Li, « Experimental investigation of mistuned bladed disks system vibration », Thèse de Doctorat, *University of Michigan-Ann Arbor-USA*, 2007.
- [282] J. A. Judge, C. Pierre et S. L. Ceccio, « Experimental Mistuning Identification in Bladed Disks Using a Component-Mode-Based Reduced-Order Model », *AIAA Journal*, vol. 47, n° 5, pp. 1277-1287, Mai 2009.
- [283] G. L. Forbes et R. B. Randall, « Gas Turbine Casing Vibrations under Blade Pressure Excitation », *Proceedings of The Conference of the Society for Machinery Failure Prevention Technology (MFPT)*, Dayton/Ohio-USA, Avril 2009, pp. 723-733.
- [284] G. L. Forbes et R. B. Randall, « Estimation of turbine blade natural frequencies from casing pressure and vibration measurements », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 36, n° 2, pp. 549-561, Avril 2013.
- [285] M. Woike, A. Abdul-Aziz, et M. Clem, « Structural health monitoring on turbine engines using microwave blade tip clearance sensors », in *Smart Sensor Phenomena, Technology, Networks, and Systems Integration*, vol. 9062, San Diego/California-United States, Avril 2014, 14 pages.
- [286] N. Jamia, P. Rajendran, S. El-Borgi, et M. I. Friswell, « Mistuning identification in a bladed disk using wavelet packet transform », *Acta Mechanica*, vol. 229, n° 3, pp. 1275-1295, Mars 2018.
- [287] B. O. Al-Bedoor, L. Ghouti, S. A. Adewusi, Y. Al-Nassar, et M. Abdlsamad, « Experiments on the extraction of blade vibration signature from the shaft torsional vibration signals », *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, vol. 9, n° 2, pp. 144-159, Juin 2003.
- [288] M. Sunar et B. O. Al-Bedoor, « Vibration Measurement of Rotating Blades Using a Root Embedded PZT Sensor », *Shock and Vibration*, vol. 15, n° 5, pp. 517-541, 2008.