



N° d'ordre : 03 / 2016

Autorisation de soutenance N° 06 /2016

THESE

Présentée pour l'obtention du grade de DOCTORAT 3^{ème} Cycle

En : Electronique

Spécialité : Automatique

Par : Benrabeh DJAIDIR

Sujet

**Surveillance d'une turbine à gaz à base d'un système de prise de décision pour
l'étude de sa stabilité: Vibration Monitoring**

Soutenue publiquement, le ... / ... /2016, devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement de rattachement	Désignation
Mr Abdelhalim MAYOUF	Professeur	Université de Djelfa	Président
Mr Ahmed HAFIFA	MCA	Université de Djelfa	Directeur de thèse
Mr Abdellah KOUZOU	MCA	Université de Djelfa	Co Directeur de thèse
Mr Kamal MOHAMMEDI	Professeur	Université de Boumerdès	Examineur
Mr Karim SEBAA	MCA	Université de Médéa	Examineur
Mr Slami SAADI	MCA	Université de Djelfa	Examineur

Dédicaces

*A mes très chers parents, pour ses encouragements et pour m'avoir permis
de réaliser mes études dans les meilleures conditions,
A mes frères et sœurs,
A toute ma famille,
A tous mes amis,
A tous ceux qui aiment le savoir et n'ont cessé de l'avoir,
A ceux qui m'ont soutenu pendant toute la durée de mes études.*

Benrabe DJAIDIR

Djelfa 23 Décembre 2015

*«Toute avancée des connaissances génère
autant d'interrogations qu'elle apporte de réponses»*

Pierre Joliot

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire de thèse LMD a été effectué au sein du Laboratoire d'Automatique Appliquée et Diagnostics Industriel LAADI, Université de Djelfa.

Je tiens à exprimer ma plus grande reconnaissance et mes remerciements à mon Directeur de thèse, **Monsieur Ahmed HAFIFA**, en acceptant de rapporter ce travail, pour ses conseils et encouragements réguliers, ses qualités scientifiques et humaines qui ont toujours été une source de motivation, ainsi que pour sa patience, qu'il m'accordé jusqu'à l'achèvement de ce travail ; sans oublier mon co-directeur de thèse, **Monsieur Abdellah KOUZOU** à qui , j' exprime ma reconnaissance et mon respect le plus profond vis à vis son encadrement, sa disponibilité durant ces années de thèse ,ainsi que pour l'ensemble de ses conseils précieux.

Je tiens également a remercier Monsieur **Abdelhalim MAYOUF**, Professeur a l'Université de Djelfa, responsable de notre formation doctorale, pour sa collaboration, conseils judicieux et discussions fructueuses et surtout son apport agréable des conditions nécessaires au bon déroulement de ma thèse. Et également, pour avoir accepte d'examiner mon travail et présider le jury.

J'adresse tout particulièrement ma reconnaissance à **Monsieur Mouloud GUEMANA**, Maître de conférences à l'Université de Médéa et **Monsieur Djamel HALIMI**, Maître de conférences à l'Université de Boumerdès, pour ses conseils avisés, et surtout ses encouragements permanents tout au long de cette thèse.

Je remercie également les membres du jury pour avoir accepté de participer à l'évaluation de ce travail de thèse. Mes remerciements à **Monsieur Kamal MOHAMMEDI**, Professeur a l'Université de Boumerdès, d'avoir accepté d'examiner ce travail, et à **Monsieur Karim SEBAA**, Maitre de conférences a l'Université de Médéa et à **Monsieur Slami SAADI**, Maitre de conférences a l'Université de Djelfa, pour avoir accepter de prendre part au jury.

Enfin, je voudrais rendre hommage à tous ceux qui, plus ou moins récemment, de près ou de loin, à leur manière m'ont aidé à mener à bien cette thèse.

Benrabeh DJAIDIR

Djelfa 23 Décembre 2015

ملخص:

في العديد من القطاعات الصناعية لاسيما المجالات النفطية ، يعد نشاط الرصد في الآلات الدوارة مهمة معقدة جدا ، و تتطلب كمية كبيرة من المعلومات و البيانات الجوهرية المتعلقة بتشغيل هذه الآلات . في الواقع ونظرا للتطور التكنولوجي الحالي في مجال التقنيات الحديثة ، قد ساهم في تحسينات كثيرة لأداء هذه الآلات للتعبير عنها من خلال أجهزة مختلفة ، والتي تساعد في تطوير نظم المراقبة و التحكم الصناعي . في هذا الإطار يهدف عمل هذه الأطروحة في التحكم ، و مراقبة اهتزازات التوربينات المستعملة في مجال نقل الغاز الطبيعي ، كما يهدف هذا العمل إلي تحسين تقنيات المراقبة و التي تسمح لنا بتشخيص و معرفة سلوك هذه الاهتزازات ، لقد تم التطرق إلي دراسات تجريبية علي حالات حقيقية وذلك لرصد و إنشاء عناصر تشخيص نوعية لاستقرار هذه العنفات بمعايير المصادقة علي هذه التطبيقات الصناعية .

Abstract

In many industrial sectors and specially oil and gas industry, the monitoring activity in rotating machines is a very complex task and requires a large amount of information and intrinsic data concerning the operation of these processes. Indeed, the current development of new technologies has enabled performance improvements that are expressed through different devices, and help in the development of industrial facilities monitoring and control systems. The research work in this thesis is part of the vibration monitoring of a gas turbine. This thesis aims to improve techniques, which allow access to diagnosis and increasing knowledge of vibration behavior. It offers experimental studies from real cases for monitoring of an axial compressor of the gas, whose selection is based on the objective of establishing elements of diagnosis and quality monitoring for the stability of these components, validation criteria on industrial applications.

Résumé

Dans de nombreux secteurs industriels et spécialement l'industrie pétroliers, l'activité de surveillance dans les machines tournantes est une tâche très complexe et nécessite une grande quantité d'informations et des données intrinsèques, concernant le fonctionnement de ces processus. En effet, le développement actuel des nouvelles technologies, a permis l'amélioration des performances qui s'expriment à travers différents dispositifs, et qui contribuent dans l'évolution des systèmes de surveillance et de contrôle des installations industrielles. Les travaux de recherche dans cette thèse, s'inscrit dans le cadre de la surveillance vibratoire d'une turbine à gaz. Cette thèse a pour objectifs l'amélioration des techniques, qui permettent d'accéder au diagnostic ainsi que l'approfondissement des connaissances du comportement vibratoire. On propose des études expérimentaux à partir des cas réels pour le suivi d'un compresseur axial du gaz, dont le choix est basé sur l'objectif d'établir des éléments de diagnostic et la qualité de surveillance pour la stabilité de ces composants, par des critères de validation sur des applications industrielles.

TABLE DES MATIÈRES

Liste des Figures	E
Liste des Tableaux	D
Liste des Travaux	E
Introduction Générale	06
CHAPITRE I : Etat de l'art sur les systèmes de surveillance	10
I.1. Introduction	11
I.2. Définitions et terminologie	11
I.2.1. Symptôme	12
I.2.2. Dégradation	12
I.2.3. Défaut	12
I.2.4. Défaillance	12
I.2.5. Panne	13
I.2.6. Détection de défaut	13
I.2.7. Isolation de défaut	13
I.3. Méthodes de surveillance industrielle	13
I.3.1. Détection	14
I.3.2. Diagnostic	14
I.3.3. Stratégie de détection de défauts	16
I.4. Classification des méthodes de surveillance	19
I.5. Méthodes de surveillance sans modèles	20
I.5.1. Reconnaissance de formes de à base d'intelligence artificielle	20
I.6. Méthodes de surveillance avec modèles	24
I.6.1. Approche par espace de parité	26
I.6.2. Approche par estimation paramétrique	28
I.7. Conclusion	31
CHAPITRE II : Surveillance vibratoire et prise de décision industriel	32
II.1. Introduction	33
II.2. Vibrations des machines tournantes	33
II.3. Surveillance on-line d'une turbine à gaz	35

II.4. Périodicité de système de surveillance	35
II.5. Choix d'outil de surveillance	36
II.6. Stratégies de surveillance vibratoire	39
II.6.1. Mesures vibratoire	39
II.6.2. Analyse temporelle	39
II.6.3. Analyse spectrale	40
II.7. Amplitudes des vibrations	41
II.8. Composantes dynamique d'une turbine a gaz	42
II.8.1. Domaine d'utilisation	42
II.8.2. Types de turbines à gaz	43
II.8.3. Description de turbine GE	43
II.8.4. Accessoires des turbines à gaz	47
II.9. Longévité physique	48
II.10. Stabilité des compresseurs	49
II.10.1. Prévion de stabilité vibratoire	50
II.10.2. Problèmes des turbocompresseurs	52
II.10.3. Seuils critiques	54
II.10.4. Stabilité de compresseur	55
II.11. Conclusion	60
CHAPITRE III : Modélisation des vibrations d'une turbine à gaz (Tests expérimentaux)	61
III.1. Introduction	62
III.2. Modélisation d'une turbine a gaz	63
III.3. Indices vibratoires	68
III.3.1. Choix des indicateurs de vibration	68
III.3.2. Seuil d'un indice vibratoire	69
III.4. Détection des défauts par analyse spectrale	69
III.4.1. Phénomènes d'instabilités liées au rotor	70
III.5. Analyse spectrale par transformée de Fourier	76
III.6. Outils de diagnostic vibratoire	77
III.6.1. Analyse par fonction de transfert	77
III.7. Fonctions de vibration	78
III.8. Tests expérimentaux	79

III.8.1. Excitation de balourd	82
III.9. Détection des vibrations par Ondelettes	83
III.9.1. Transformée en ondelettes discrète	85
III.9.2. Application des ondelettes à la surveillance des vibrations	87
III.10. Conclusion	90
CHAPITRE IV : Surveillance des paramètres de fonctionnement d'une turbine a gaz	91
IV.1. Introduction	92
IV.2. Ligne de compression du gaz Hassi R'mel - Arzew	92
IV.3. Turbine à gaz examinée	93
IV.3.2. Compresseur axial	95
IV.4 Surveillance des turbines à gaz	96
IV.4.1 Système MARK VI	96
IV.4.2. Système de commande	96
IV.4.3. Système de protection	99
IV.4.4. Commande par Fuel Stroke Reference (FSR)	100
IV.4.5. Contrôle de la température d'échappement	101
IV.4.6. Température de l'espace roue	102
IV.4.7. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de turbine	103
IV.4.8. Influence des factures intérieures sur les performances de turbine	105
IV.5. Défauts de vibrations d'une turbine à gaz	107
IV.5.1. Analyse spectral en temps réel	108
IV.5.2 Algorithme de diagnostic	108
IV.5.3 La transformée de Hilbert et le spectre d'enveloppe.....	115
IV.5.4. Supervision d'une turbine a gaz par réseaux de neurones	118
IV.5.5. Application la transformée d'ondelettes discrète	124
IV.6. Conclusion	129
Conclusion générale	130
Annexe : Fiche technique de la turbine MS -3002-TC 201	133
Bibliographie	134

Liste des Figures

Figure I.1 : Composantes de surveillance industrielle	14
Figure I.2 : Etapes de diagnostic industriel	15
Figure I.3 : Stratégie de diagnostic	16
Figure I.4: Architecture d'un système de supervision en ligne	17
Figure I.5 : Modèle de chaînage des causes et des modes de défaillances	18
Figure I.6: Classification des méthodes de surveillance	19
Figure I.7: Génération de résidus	23
Figure I.8: Reconnaissance des formes par réseau de neurones	24
Figure I.9: Détection des défauts par estimations paramétriques	25
Figure I.10: Méthode de l'espace de parité	28
Figure I.11: Estimation paramétrique par minimisation de l'erreur d'équation	30
Figure I.12: Estimation paramétrique par minimisation de l'erreur de sortie	30
Figure II.1 : Type des vibrations	34
Figure II.2: Surveillance on-line d'une turbine à gaz	35
Figure II.3 : Choix de la périodicité du suivi	36
Figure II.4 : Signal temporel d'accélération au palier en présence de défauts multiples	39
Figure II.5: Principe de l'analyse spectrale	41
Figure II.6 : Spectre caractéristique de signal d'accélération de turbine basse pression BP	41
Figure II.7 : Amplitudes d'un signal vibratoire	42
Figure II.8: Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres	43
Figure II.9: Turbine à gaz GE MS3002	44
Figure II.10: Chambre de combustion de la turbine GE-MS 3002	45
Figure II.11: Espace roues pour la transformation d'énergie	46
Figure II.12: Principe de fonctionnement	47
Figure II.13: Régénérateur d'une turbine à gaz	48
Figure II.14: Variation de capacité de fonctionnement	49
Figure II.15: Classification des instationnarités dans un compresseur	51
Figure II.16: Compresseur axial d'une turbine GE 3002	51
Figure II.17: Usure des ailettes du compresseur axial	52
Figure II.18: Interface de vibration du palier du compresseur axial d'une turbine à gaz GE	53
Figure II.19: Interface d'affichage des vibrations	54

Figure II.20: Allure de la ligne de pompage	57
Figure II.21: Instabilité instationnaire de pompage	57
Figure III.1 : Eléments utilisée pour modélisation du disque et paliers	63
Figure III.2 : Amortissement et raideurs de palier	65
Figure III.3 : Force centrifuge due au Balourd	70
Figure III.4 : Défauts d'alignement d'arbres	73
Figure III.5: Désalignement sur le plan vertical et horizontal	74
Figure III.6: Caractéristiques d'un roulement	75
Figure III.7: Structure de l'analyse transfert.....	78
Figure III.8 : Banc d'essai expérimentale	79
Figure III.9.A: Vibrations du palier (p1 et p2) pendant le processus sans charge	81
Figure III.9.B: Zoom Valeurs de vibrations du palier (p1 et p2) pendant le processus sans charge ...	81
Figure III.10.A: Vibrations du palier (p1 et p2) pendant le chargement de la machine	82
Figure III.10.B: Zoom Valeurs de vibrations du palier (p1 et p2) pendant le chargement	82
Figure III.11.A: Réponse linéaire du rotor HP soumis au balourd / Test 1	83
Figure III.11.B: Réponse linéaire du rotor HP soumis au balourd / Test 2	83
Figure III.11.C: Réponse linéaire du rotor HP soumis au balourd (Point de mesure axiale)	83
Figure III.12: Evolution de la forme d'une ondelettes continue (TOC)	84
Figure III.13: Evolution de la forme d'une ondelette continue (TOC) fonction de Daubechies	84
Figure III.14: Décomposition à trois niveaux d'ondelette	86
Figure III.15: Signal temporel avec un défaut d'alignement.....	88
Figure III.16: Spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes	88
Figure III.17: Signal temporelle avec un défaut de bague externe	88
Figure III.18: Spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes	88
Figure III.19: Signal temporelle avec un défaut de bague interne	89
Figure III.20: Spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes	89
Figure III.21: Vibratoire d'un roulement avec un défaut d'alignement	89
Figure III.22: Vibratoire d'un roulement avec un défaut d'alignement.....	90
Figure IV.1: Gazoduc GZ2 de centrale M'seka SONATRACH	94
Figure IV.2 : Turbine à gaz GE MS -3002-TC 201	94
Figure IV.3: Composants de turbine à gaz GE MS 3002	95
Figure IV.4: Compresseur axial	96

Figure IV.5 : Accéléromètre placé sur le palier N°01	96
Figure IV.6: Schéma de régulation SPEEDTRONIC	97
Figure IV.7: Evolution de vitesse de turbine (BP)	98
Figure IV.8: Evolution de vibration de turbine (BP)	98
Figure IV.9: Principe des systèmes de protection	99
Figure IV.10: Evolution de FSRACC	100
Figure IV.11: Commande pour le débit de combustible (FSR Normal)	100
Figure IV.12: Température de thermocouple 7 (TTXD1)	101
Figure IV.13: Emplacement des thermocouples dans le système de turbine	102
Figure IV.14: Roue (BP-80 aubes-) de turbine GE MS 3002	102
Figure IV.15: Evolution de température de l'espace roue	103
Figure IV.16: Puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude	104
Figure IV.17: Relation entre la puissance et la consommation spécifique	105
Figure IV.18: Diagramme entropique (T-s) de Brayton Cycle	106
Figure IV.19: Diagrammes (P-v) d'un cycle idéal de Joule	106
Figure IV.20: Analyseur des signaux vibratoire à 08 voies	107
Figure IV. 21: Interface du programme de calculs	107
Figure IV. 22 : Organigramme de calculs	109
Figure IV. 23 : Vibratoire d'un défaut de roulement (de bague interne)	110
Figure IV. 24: Vibratoire d'un défaut de roulement (de bague externe)	110
Figure IV. 25: Signal fréquentiel de défaut bague interne	111
Figure IV. 26: Signal fréquentiel de défaut bague interne avec $f_r = 25$ Hz	111
Figure IV. 27: Amplitude et réponse au balourd / Test 1	112
Figure IV. 28: Amplitude et réponse au balourd / Test 2	112
Figure IV. 29: Amplitude et réponse au balourd / Test 3	112
Figure IV. 30: Amplitude et réponse au balourd / Test 4	112
Figure IV. 31: Signal temporelle de mesure de l'accélération avec seuil de détection	113
Figure IV. 32: Signal temporelle sans défaut	113
Figure IV. 33: Vibrations causés par un défaut de déséquilibre du compresseur	114
Figure IV. 34: Signal vibratoire des défauts de déséquilibre des paliers de la turbine	114
Figure IV. 35: Signal temporelle de spectre d'enveloppe émis par le palier 1.....	116
Figure IV. 36: Signal temporelle de spectre d'enveloppe émis par le palier 2.....	116

Figure IV. 37: Représentation de processus de simulation.	117
Figure IV. 38 : Amplitude et réponse au désalignement.....	117
Figure IV. 39: Structure des réseaux de neurones multicouches	119
Figure IV. 40: Fonction de transfert :	120
Figure IV. 41: Performance du réseau de neurone	121
Figure IV. 42: Amplitude de défaut d'alignement et la sortie réseaux de neurones	121
Figure IV. 43: Amplitude de défaut d'alignement / Test 1	121
Figure IV. 44: Amplitude de défaut d'alignement / Test 2	121
Figure IV. 45: Erreur entre la sortie réelle et la sortie du modèle RNA	122
Figure IV. 46: Machines couplés (Turbine à gaz , Compresseur centrifuge) avec , D=355mm.....	123
Figure IV. 47: Principe de l'analyse Multirésolution	124
Figure IV. 48: Décomposition en paquets d'ondelette.....	125
Figure IV. 49: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 2, fr =50Hz ...	127
Figure IV. 50: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 3, fr =50Hz ...	127
Figure IV. 51: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 2, fr = 25Hz ...	128
Figure IV. 52: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 3, fr = 25Hz ...	128

Liste des tableaux

Tableau II.1: Comparaisons entre les différentes méthodes de l'entretien préventif	37
Tableau II.2: Classement des défauts suivant les méthodes de détection	38
Tableau II.3 : Nombre d'aubes pour chaque étage du compresseur axial d'une turbine GE 3002	52
Tableau II.4 : Alarmes et leurs causes et remèdes à apporter	59
Tableau III.1 : Vibrations enregistrés au niveau de la turbine	80
Tableau IV.1 : Caractéristiques des stations de compression de gaz	93
Tableau IV.2 : Etapes de modélisation	106
Tableau IV.3 : Fréquences caractéristiques les défauts de différents éléments du roulement	110
Tableau IV.4 : Performances de MSE obtenus pour la turbine à gaz après modélisation	119
Tableau IV.5: Mesures des valeurs de vibration de la turbine GE3002	120

Liste des Travaux

Publications

- [1]. **Benrabe Djaidir**, Ahmed Hafaifa, Abdallaha Kouzou, Vibration Detection in Gas Turbine Rotor Using Artificial Neural Network Combined with Continuous Wavelet. Book Chapter in Advances in Acoustics and Vibration, Volume 5 of the series Applied Condition Monitoring pp 101-113. On line. 02 September 2016, ISBN: 978-3-319-41458-4, 2017.
URL: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-41459-1_10
- [2]. **Benrabe Djaidir**, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallah, Rotor vibration dynamic analysis helps detect compressor defects. Oil & Gas Journal, 2016, vol. 114, no. 7, pp. 64-69.
URL: <http://www.ogi.com/articles/print/volume-114/issue-7/transportation/rotor-vibration-dynamic-analysis-helps-detect-compressor-defects.html>
- [3]. **Benrabe Djaidir**, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallah, Faults detection in gas turbine rotor using vibration analysis under varying conditions. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2016, accepted for 1/2017 (in January) .
URL: <http://www.ptmts.org.pl/jtam/index.php/jtam>
- [4]. **Benrabe Djaidir**, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallah, Performance control of gas turbines. Turbomachinery International Journal, November 2015, November 2015, pp.10-14.
URL: [URL: https://www.turbomachinerymag.com/](https://www.turbomachinerymag.com/)
- [5]. **Benrabe Djaidir**, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallaha, Monitoring Gas Turbines Using Speedtronic Mark VI Control Systems. Pipeline & Gas Journal, October 2015, vol. 242, no. 10, pp.48-86.
URL: <http://digital.turn-page.com/i/582622-october-2015>

Conférences Internationales

- [1]. **Benrabe Djaidir**, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallaha, Vibration detection in gas turbine rotor using artificial neural network. International Conference on Acoustics and Vibration ATAVI'16, March 21-23, 2016, Hammamet -Tunisia.
URL: <http://www.atavi.org/ICAV2016/>

- [2]. **Benrabeh Djaidir**, Ahmed Hafaifa et Kouzou Abdallaha, Modélisation et Simulation des vibrations du rotor BP d'une turbine a gaz MS 5002b, et l'effet de répartition de masse sur le roulement à (bille). The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID 2015), Djelfa on 29-30 March 2015, Algeria .

URL: <http://www.univ-djelfa.dz/icaaid/>

- [3]. Aicha Djaalab, Ahmed Hafaifa et **Benrabeh Djaidir**, Synthèse de système de supervision des vibrations d'une Turbine à Gaz avec une approche à base des réseaux de neurones artificiels. The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID 2015), Djelfa on 29-30 March 2015, Algeria.

URL: <http://www.univ-djelfa.dz/icaaid/>

- [4]. **Benrabeh Djaidir**, Ahmed Hafaifa et Kouzou Abdallaha, Synthèse et surveillance des défauts de vibrations des turbines à gaz pour la prise de décision de contrôle. 1er Colloque International sur les Hydrocarbures, Energies et Environnement (HCEE), 23 - 24 Novembre 2014, Ouargla, Algérie.

URL: <http://manifest.univ-ouargla.dz/index.php>

Conférences Nationale

- [1]. **Benrabeh Djaidir**, Ahmed Hafaifa and Abdallaha Kouzou, Optimisation de disponibilité d'un système d'instrumentation et de surveillance des turbines à gaz : Application sur une turbine GE MS 3002. 5^{ème} Symposium de l'Association Algérienne de l'Industrie du Gaz AIG Sonatrach, 16-17 Février 2016, Alger.

URL: <http://aig.dz/programme-du-5eme-symposium/>

- [2]. **Benrabeh Djaidir**, Ahmed Hafaifa and Abdallaha Kouzou, Surveillance vibratoire d'une turbine à gaz avec une prise de décision basée sur une analyse spectrale. Colloque National de Maintenance - Qualité CNMQ-16, Oran, 16-17 Mars 2016, Algérie.

URL: <https://sites.google.com/site/cnmq16imsi/home>

Introduction générale

Dans de nombreux secteurs industriels et pétroliers, l'activité de surveillance dans les machines tournantes est une tâche très complexe et nécessite une grande quantité d'informations et des données intrinsèques, concernant le fonctionnement de ces processus.

À l'origine, la surveillance était destinée à assurer la protection d'une machine en déclenchant automatiquement son arrêt, ou en générant des alarmes avant que ne surviennent des dégradations graves. En effet, le développement actuel des nouvelles technologies, a permis l'amélioration des performances qui s'expriment à travers différents dispositifs, et qui contribuent dans l'évolution des systèmes de surveillance et de contrôle des installations industrielles. Dans ce contexte, de nombreuses approches de surveillance des systèmes industriels sont développées, en vue de la détection des défaillances, ainsi que pour le diagnostic de défauts, par les différentes communautés de recherche en automatique, productique et en intelligence artificielle [1,2, 5,6, 10,15, 26, 50, 83 et 92].

À cause de leur utilisation fréquente dans diverses applications industrielles, les turbines à gaz ont connu un développement croissant notamment au niveau de leurs potentiels d'activités et de performances, au cours de ces dernières décennies. Surveiller une machine nécessite de procéder au choix préalable d'un certain nombre d'indicateurs issus de mesures et établis en permanence au cours du fonctionnement. Dans notre cas d'étude, et vu la complexité des phénomènes vibratoires mis en jeu, la compréhension et le diagnostic de ces mêmes phénomènes nécessitent des simulations de plus en plus fines de leur comportement. Pour cela La dynamique de ces machines, et l'étude de leurs stabilités, servent d'une base de données importante nécessaires aux modèles aboutissant à l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes. En effet, La surveillance vibratoire d'une turbine à gaz, est une technique largement utilisée, et son efficacité prend actuellement une place très importante dans le cadre de la mise en place d'une politique de maintenance prédictive.

Dans le cadre de la surveillance par l'analyse vibratoire, et du diagnostic de défauts dans les turbine, les paliers ont fait et font encore l'objet de nombreuses études, ce sont des éléments très sollicités et susceptibles de présenter des défauts qui évoluent rapidement vers la détérioration [7,9, 16,18, 29,31, 40 et 46-48]. Pour prévenir les défaillances et assurer une disponibilité conséquente de ces machines il existe heureusement des outils de contrôle se basant sur l'analyse vibratoires, thermo-graphique, acoustique, ...etc.

La modélisation mécanique des phénomènes vibratoire nécessite la connaissance des effets indésirables qui perturbent le système, car le diagnostic ne sera réalisé que lorsque la surveillance permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. Dans ce sens, il existe des méthodes qui nous permettent d'obtenir des modèles de processus qui soient mathématiquement exploitables dans une architecture de conception, cela nous mène à dire : Quel type de modèle, doit-on rechercher ?

La modélisation des défauts nous guide à tisser un modèle mathématique simple basé sur un certain nombre d'hypothèses, et qui permettra de connaître les différentes caractéristiques de la machine sans faire autant d'essais. La grande variété des problèmes vibratoires rencontrés sur les matériels mécanique conduit à développer des signatures spécifiques à l'aide des différentes techniques de traitement des signaux. La méthode de traitement la plus utilisée est l'analyse spectrale, dont l'objectif est de déterminer l'évolution dans le temps des différentes raies présentes dans le spectre des signaux de mesure. Plusieurs travaux scientifiques et industriels ont été réalisés dans la littérature pour développer des méthodes de surveillance et de diagnostic des défauts pour les systèmes automatisée ainsi que l'utilisation des techniques de l'intelligence artificielle et jusqu'à nos jours fait l'objet de nombreux travaux de recherches [19, 21-25, 27,28, 32, 85,89 et 91].

Pour mettre au point une telle procédure de supervision, les réseaux de neurones ont connu une large utilisation sur les plans modélisation, commande et surveillance des systèmes industriels. L'apprentissage d'un réseau de neurones est une phase du développement d'un réseau de neurones durant laquelle le comportement du réseau est modifié en ajustant ses paramètres jusqu'à l'obtention du comportement désiré. Nous nous intéressons à l'étude en simulation de la méthode de détection et localisation de défauts à base de réseau de neurone.

Cette thèse a pour objectifs l'amélioration des techniques, qui permettent d'accéder au diagnostic ainsi que l'approfondissement des connaissances du comportement vibratoire. On montrera dans ce travail, à travers les différentes modélisations et simulations, que les résultats obtenus montrent clairement comment se sont reproduites les principales caractéristiques dynamiques du système de détection des dysfonctionnements dans les turbine à gaz, et d'examiner l'aptitude de l'application des méthodes de l'analyse vibratoire pour suivre l'état de fonctionnement de ces machines, en prenant l'exemple d'un système de turbine à gaz de type GE MS 3002, appartenant la station de compression SC2 située à Hassi R'Mel « M'seka - Laghouat-». Nous avons proposé, la surveillance de la turbine par un système de commande protection et régulation (Mark VI), qui est conçu pour protéger la turbine à gaz

contre d'éventuels endommagements dans des conditions de fonctionnement normales. On se propose, des études expérimentaux à partir des cas réels pour le suivi d'un compresseur axial du gaz, dont le choix est basé sur l'objectif d'établir des éléments de diagnostic et la qualité de surveillance pour la stabilité de ces composants, par des critères de validation sur des applications industrielles.

Cette thèse est composée de quatre chapitres organisés de la façon suivante :

Dans le **premier chapitre**, nous donnons un état de l'art sur les différentes techniques de surveillances industrielles. Cela, permet de voir globalement, et rappeler dans un premier temps la terminologie utilisée dans la littérature scientifique relative aux différentes techniques utilisées pour les fonctions et méthodes de base de surveillance, qui généralement divisées en deux grandes catégories: méthodologies de surveillance avec et sans modèle. Ainsi on a donné, le classement des techniques de surveillance qui dépend de l'existence ou non d'un modèle formel de l'équipement à surveiller. De plus, nous montrons comment on peut prendre une décision à base de la méthode de surveillance proposée sur les plans : conception systématique d'un système de diagnostic de défauts, suivi du comportement d'un processus industriel, ainsi que la bonne compréhension des résultats trouvés.

Le **deuxième chapitre** est consacré à l'impact de la mesure des signaux vibratoires émis par les machines tournantes en fonctionnement, et fait objectif d'introduire les concepts de base de la surveillance vibratoire, en vue de son application au diagnostic des systèmes d'une turbine à gaz. Cette partie traite aussi Une description générale sur les caractéristiques techniques et fonctionnelles d'une turbine type **GE MS 3002**. Nous caractérisons dans ce chapitre la qualité de surveillance pour la stabilité à partir des critères de validation, par conséquent les améliorations à apporter dans la prévision de la stabilité vibratoire du compresseur axial. En particulier l'étude a met en évidence les différents aspects que peut adopter le décollement tournant dans un compresseur qui nécessite une prévision suffisamment fine des caractéristiques dynamiques.

Le **troisième chapitre** est destiné à la présentation d'un état de l'art sur la modélisation simplifiée des éléments de rotors d'une turbine à gaz, et de rappeler les caractéristiques des phénomènes vibratoires, leurs origines et leur modélisation. Pour aborder le concept du diagnostic des systèmes, un prototype expérimental a été construit dans le but de faire des essais pour la détection des défauts et le suivie de certaines anomalies en utilisant l'analyse en ondelettes sur des signaux entrée / sortie de plusieurs configurations de tests de validations réalisées, en mode temporel qu'en fréquentiel. L'utilisation des ondelettes avec l'analyse spectrale permettant de développer et de reproduire tous les

principaux phénomènes de la dynamique de rotor de la turbine étudiée avec des tests de validation positifs.

Dans le **quatrième chapitre**, nous nous sommes intéressés principalement dans ce chapitre à l'application de la surveillance, et la commande d'une turbine à gaz type **GE – MS 3002–TC 201**, par un système de régulation Mark VI SPEEDTRONIC™, et par la commande **FSR**, (débit de gaz combustible). Ce chapitre développe également une approche à base des réseaux de neurones artificiels dans le cadre de la synthèse de supervision des vibrations de la turbine étudiée. Une deuxième procédure expérimentale a été proposée pour suivre l'évolution de certaines anomalies (défaut d'alignement), qui s'appuie sur l'utilisation d'une méthode d'ondelettes discrets en tant qu'outil efficace permettant une détection aussi claire en temporel qu'en fréquentiel.

Enfin, nous terminons ce travail par une conclusion générale ainsi que les perspectives.

CHAPITRE I

ETAT DE L'ART SUR LES SYSTEMES DE SURVEILLANCE

Pour un grand nombre de raisons technologiques, le développement actuel des méthodes de surveillance industrielle, ainsi que les nouvelles approches répondent aux nombreuses exigences dans la conception de ces systèmes industriels, cela nécessite une détection rapide et précoce de leurs défaillances, ce qui conduit à la mise en place d'une stratégie de maintenance efficace exigeant l'utilisation d'un système de surveillance robuste ; qui permettra aussi la prise des décisions correctes au bon moment, en évitant les arrêts de production brusques. Nous présentons dans ce chapitre, une synthèse sur l'état de l'art des systèmes de surveillance, des méthodes de diagnostic et une classification des principales méthodes de surveillance étudiées dans la littérature industrielles ; comme nous présentons aussi les approches d'estimations des défauts et leurs caractérisations, ainsi que les critères de choix entre ces approches de diagnostic. L'utilisation des techniques de recherche des causes d'une défaillance _qui sont présentées dans ce chapitre_ en vu de son application par la suite dans ce travail de thèse, nous a permet de confirmer et d'améliorer automatiquement les performances des états de fonctionnement de processus industriels examiné dans ce travail.

I.1. Introduction

Dans le cadre de la maintenance industrielle, la surveillance et le diagnostic de défaillance dans les machines tournantes, constituent un domaine d'intérêt grandissant dans l'industrie des hydrocarbures, sachant que beaucoup de problèmes liés à la détection des défauts sur les organes mécaniques de ces machines peuvent être résolus par des techniques fondées sur les méthodes de surveillances [1, 2, 3, 4, 5]. En effet, la maîtrise de la sûreté de fonctionnement pour la surveillance de l'évolution d'un système, occupe une place importante dans plusieurs applications industrielles.

Ce chapitre, vise à rappeler dans un premier temps la terminologie utilisée dans la littérature scientifique dédiés aux systèmes de diagnostic, celle que nous avons adoptée dans ce travail de thèse, les fonctions et les méthodes de base de la surveillance, qui sont généralement divisées en deux grandes catégories : méthodologies de surveillance avec modèle et sans modèle. La première catégorie de méthodes se base sur l'existence d'un modèle formel de l'équipement et utilise généralement les techniques de l'automatique. Ces méthodes sont les plus utilisées dans l'industrie à l'heure actuelle. En règle générale, ces approches peuvent être séparées en deux techniques : techniques de redondance physique et analytique, et techniques d'estimation paramétrique. La deuxième catégorie est plus intéressante, des qu'un modèle de l'équipement est inexistant ou difficile à obtenir. Pour une telle application industrielle, les seules méthodes de surveillance opérationnelles sont celles sans modèle, deux solutions sont possibles: soit une surveillance avec des tests statistiques du traitement du signal ou une surveillance par intelligence artificielle (reconnaissance de formes).

De plus, nous montrons dans ce chapitre, comment les méthodes de surveillance proposée peuvent être une aide très utile dans la conception d'une stratégie de diagnostic, pour le suivi du comportement d'un processus industriel et pour la détection des défaillances réelle de ces systèmes industriels ; dans le but de proposer des solutions en termes d'outils de surveillance, qui seront utiles pour la bonne compréhension des comportements dynamiques de système examiné dans ce travail de thèse.

I.2. Définitions et terminologie

Pour atteindre les objectifs de diagnostic en qualité de robustesse et efficacité, dans un premier temps, nous présentons les principaux termes utilisés dans les notions de la surveillance des systèmes. En effet, les composantes du système de surveillance se caractérisent par une autonomie de plus en plus importante. Nous pouvons citer des notions dans ce sens à travers plusieurs travaux réalisés dans ce domaine [3,75, 41 et 87].

I.2.1. Symptôme

Une ou plusieurs observations qui révèlent d'un dysfonctionnement, c'est-à-dire l'événement ou l'ensemble de données ou le système de détection identifie le passage du procédé dans un fonctionnement normal à un état anormal. C'est le seul élément dont a connaissance le système de surveillance au moment de la détection d'une anomalie [55, 87].

I.2.2. Dégradation

Une dégradation d'un procédé caractérise le processus qui lui amène à un état défaillant du procédé, aussi une dégradation représente une perte de performances d'une des fonctions assurées par un équipement. Si les performances sont au-dessous du seuil d'arrêt, défini dans les spécifications fonctionnelles de cet équipement, il n'y a plus dégradation mais défaillance [54, 87].

I.2.3. Défaut

Un défaut est une anomalie de comportement au sein d'un système physique, localisée au niveau d'un composant. Un défaut peut présager d'une défaillance à venir et n'implique pas nécessairement une défaillance.

I.2.4. Défaillance

Une défaillance est l'altération ou la cessation de l'aptitude d'un ensemble à accomplir sa ou ses fonctions requises avec les performances définies dans les spécifications techniques, c'est-à-dire caractérise son incapacité à accomplir certaines fonctions qui lui sont assignées [26, 27, 28 et 29].

La défaillance est un passage d'un état à un autre, par opposition à une panne, les défaillances peuvent être classées selon différents critères [52, 87]:

- Défaillance progressive ou soudaine, selon la rapidité de leur manifestation,
- Défaillance partielle ou complète ou intermédiaire, selon l'amplitude (la fonction est dégradée ou absente),
- Défaillance précoce, à taux constant ou d'usure, selon le moment d'apparition dans le cycle de vie du matériel,
- Défaillance mineure, significative, critique ou catastrophique, selon leur effet sur le système, l'environnement et l'homme,
- Défaillance première, seconde et de commande, selon les causes des défaillances.

Chaque défaillance est caractérisée par une signature particulière qui peut être de nature; vibratoire, acoustique, magnétique, thermique électrique....etc.

I.2.5. Panne

C'est l'inaptitude d'un dispositif à accomplir sa fonction vitale, l'apparition d'une défaillance, caractérisée par la cessation du dispositif à accomplir sa fonction, on déclarera le dispositif en panne. Par conséquent, une panne résulte toujours d'une défaillance, la détection d'une panne se fait grâce à la signalisation d'une alarme. Cette dernière est signalée lorsqu'un paramètre donné atteint une valeur anormale [26-29 et 81-83].

I.2.6. Détection de défaut

La détection d'un défaut est effective lorsque le mode de bon fonctionnement (sans défaut), ne permet plus d'expliquer le comportement du système. La fonction de détection détermine la présence ou non du défaut ainsi que l'instant de son apparition.

I.2.7. Isolation de défaut

L'isolation d'un défaut est le fait de déterminer quel est le défaut le plus vraisemblable, permettant d'expliquer le changement du comportement du système [55, 63, 70 et 72].

I.3. Méthodes de surveillance industrielle

La surveillance des procédés industriels consiste à générer des alarmes à partir des informations délivrées par des capteurs installés sur le système, dans le but est de caractériser le mode de fonctionnement du système physique [3-4, 10, 36-39 et 85-87]. La surveillance regroupe les sous fonctions suivantes : la détection, le diagnostic qui regroupe à son tour deux fonctions telles que : la localisation et l'identification, comme il est montré sur la Figure I.1.

Les méthodes de surveillance; quelles soient à base de modèles ou non, exploitent toute une redondance d'information et le concept de base des systèmes de diagnostic est la vérification de la cohérence des diverses informations disponibles sur le système à surveiller. Ceci n'est possible que s'il existe un certain degré de redondance entre ces informations.

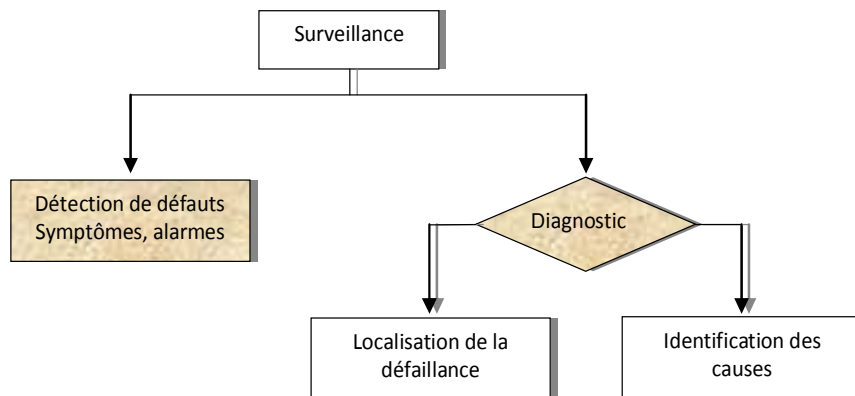


Figure I.1 : Composantes de surveillance industrielle

I.3.1. Détection

La détection de défaillances des systèmes industriels, consiste à comparer la signature courante à la signature de référence associée aux modes de fonctionnement, identifiées pour prendre ensuite une décision en fonction du résultat de la comparaison. Dans les procédures de détections de défaillances, une classification des situations observables de symptômes peut être capable de caractériser le fonctionnement du système on état normales ou anormales. D'autres techniques de détection s'appuient sur les dates limites d'occurrences des signaux attendus, le suivi de l'évolution de l'état du système, les systèmes experts, l'utilisation de capteur spécialisés et les techniques d'analyse de fréquence [31, 34-36 et 68-70].

I.3.2. Diagnostic

Selon la norme [AFNOR], **un diagnostic est l'identification de la (ou des) cause (s) probables d'un (ou des) défaut(s) survenue(s) ou encourue(s) dans un système à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur des observations recueillies sur ce même système par inspection, par contrôle où par tests** [3-4, 33, 36-39 et 70-72].

Plusieurs travaux scientifiques et industriels ont été réalisés dans la littérature pour le diagnostic des défauts des systèmes industriels, durant ces dernières années, l'opération permettant de détecter un défaut, de localiser son origine et de déterminer ses causes [3-4, 17, 36-39 et 71-73]. Donc, l'objectif du diagnostic consiste à déterminer à chaque instant le mode de fonctionnement du système par ses manifestations extérieures, son principe général consiste à confronter les données relevées au cours du fonctionnement réel du système avec la connaissance que l'on a de son fonctionnement normal ou défaillant.

La structure générale d'une procédure de diagnostic et ses étapes est représentée sur la Figure I.2. Les informations incluent les mesures des variables et toute autre information pouvant être utile pour une stratégie de diagnostic. De manière générale, la procédure de diagnostic détermine le type de défaut, avec son amplitude par identification, la localisation et l'instant de détection de défaut. [4, 17, 39 et 70].

En pratique industrielle, le choix d'une stratégie de diagnostic dépend du cahier des charges que l'on s'est fixé, ainsi que l'application considérée. Quand le diagnostic est basé sur des observations multiples, elles sont regroupées pour former des classes qui définissent une situation ou un mode de fonctionnement du processus, auquel une nouvelle observation sera comparée pour être identifiée, où le module de diagnostic est alimenté par toutes les informations disponibles sur le système [4, 32, 35, 70 et 72]. Pour la Figure I.2 on a : f : défaut et ϵ : seuil de défaut.

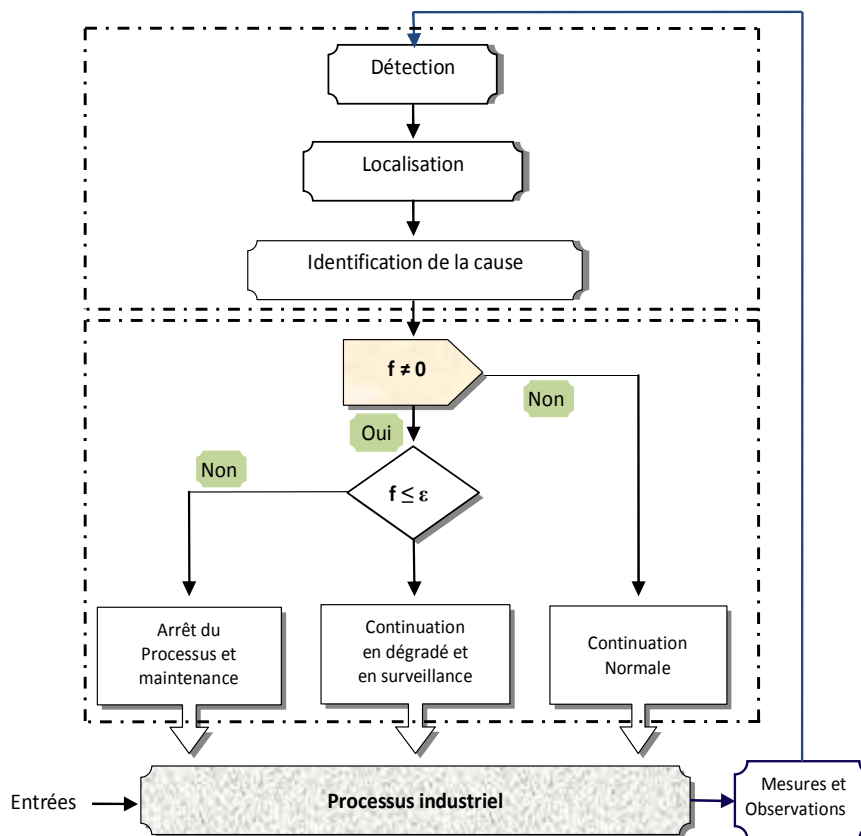


Figure I.2 : Etapes de diagnostic industriel

I.3.3. Stratégie de détection de défauts

Les travaux présentés par Hafaifa et al. dans [10-17], constituent une application et proposition d'une stratégie pour la détection et le diagnostic basé sur une analyse d'informations issues des capteurs du processus, comme il est montré sur la Figure I.3. Cette stratégie hors ligne dans laquelle des données historiques sont analysées et traitées pour caractériser le comportement du processus connu du système pour première étape.

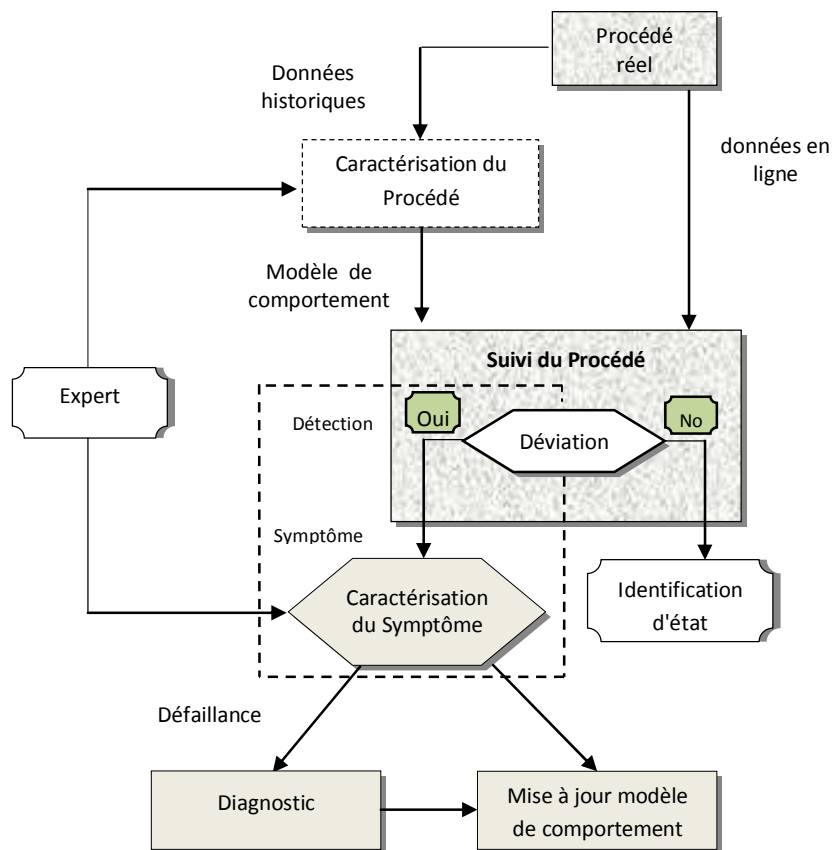


Figure I.3 : Stratégie de diagnostic

La deuxième étape, dans laquelle le comportement du processus obtenu précédemment et les données en ligne, sont utilisées pour déterminer l'état courant attendu du même processus. Le but de cette stratégie est de suivre l'évolution temporelle des modes de fonctionnement identifiés du processus, dans chaque fois nous trouvons des informations appropriées de nouvelle situation se présente, ainsi que des caractéristiques sur cette situation.

La réalisation de la détection des défaillances et les résultats par suivi de ces évolutions s'appuyant sur le principe de déviation du comportement observer, par apport au comportement prévu et non sur l'énumération a priori des situations de défaillances. Donc, la fonction du diagnostic de défaillance est pour chercher une causalité liant le symptôme, la défaillance et son origine, cette fonction fait apparaître les deux sous fonctions ; La localisation et l'identification. Dans une stratégie de diagnostic, généralement on distingue deux types de surveillance ; surveillance on-line et surveillance off – line.

Au niveau de la supervision des machines tournantes, dans la plupart des configurations industrielles, la surveillance se fait en ligne, pour ce cas la Figure I.4 synthétise l'ensemble des fonctions connexes a permit de mettre en place de nouvelles stratégies de surveillance et de maintenance des installations industriels.

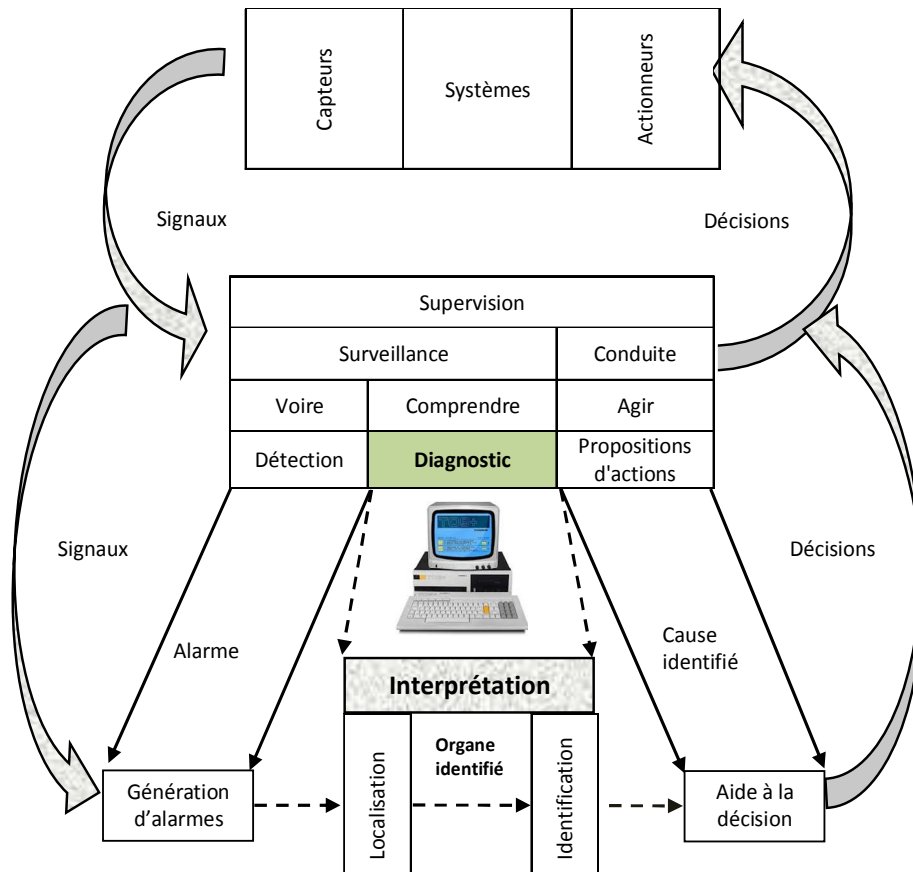


Figure I.4: Architecture d'un système de supervision en ligne

1.3.3.1. Localisation de défaut

Après avoir détecté la présence d'un défaut, il est important de situer l'élément affecté par ce défaut, le but de localisation à pour répondre à la question " à quelles classes de défauts ou de défaillances appartiennent les anomalies du système ? ". Cette fonction consiste à remonter d'un ensemble de symptômes à un ensemble minimal de composants matériels dont le dysfonctionnement est suffisant pour expliquer l'apparition des symptômes observés [10-17].

La localisation permet de déterminer le sous-ensemble fonctionnel défaillant, tandis que l'identification de la cause consiste à déterminer les causes, qui ont mené à une situation anormale [3, 12, 34, 80 et 83]. Lorsqu'une défaillance est détectée, une procédure est utilisée pour permettre de déterminer l'origine de celle-ci.

La caractérisation du défaut précisera le type du défaut, sa durée, son amplitude voir son évolution probable. Ceci est possible à partir de la signature du défaut, qui devrait être comparée à des signatures répertoriées pour pouvoir caractériser la défaillance [36-39 et 72].

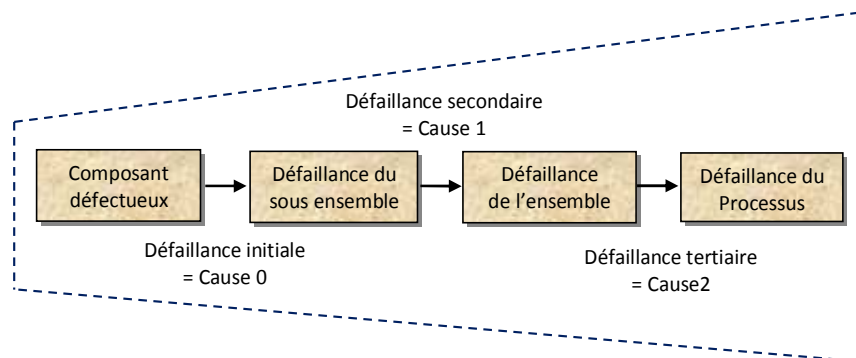


Figure I.5 : Modèle de chaînage des causes et des modes de défaillances

1.3.3.2. Identification de défaut

Cette étape est la dernière phase dans la procédure de diagnostic, elle détermine l'instant d'apparition du défaut, sa durée ainsi que son amplitude, la connaissance de l'amplitude de la défaillance permet de concevoir un système tolérant aux défauts ou autoadaptatif [35 et 61]. La localisation, ainsi que l'identification sont effectuées après une phase de comparaison avec seuillage de la sortie estimée et la sortie réelle du capteur.

1.4. Classification des méthodes de surveillance

Les méthodes de surveillance industrielle sont nombreuses, sur la Figure I.6 on montre une synthèse de ces méthodes. Selon l'existence d'un modèle formel ou mathématique de l'équipement détermine la méthode de surveillance utilisée. L'objectif de la surveillance est de vérifier l'état courant du procédé en incluant la détection de l'apparition d'un défaut. La question à se poser quant au choix d'une méthode de surveillance est la suivante : à partir l'existence d'un modèle ou non, comment, et où apparaissent de ces défauts, pour suivre l'état de notre système ?! Pour les systèmes complexes, la surveillance doit être établie en tenant compte de l'information reçue des différents variables. La supervision classique basée sur une variable donnée peut conduire à des résultats incorrects dans plusieurs cas [3-4, 33, 36-39 et 70-72]. Dans ce qui suit, on présente les différentes méthodes utilisées en surveillance de systèmes physiques.

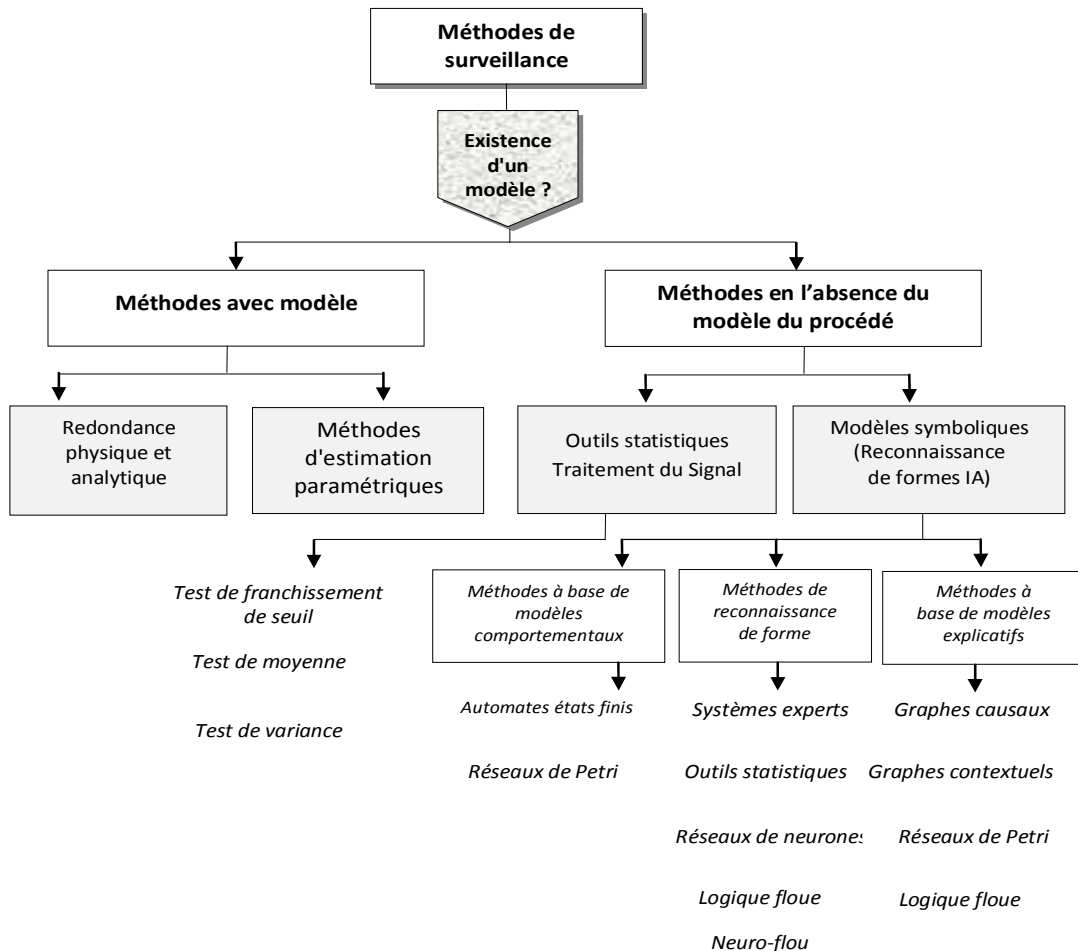


Figure I.6: Classification des méthodes de surveillance

I.5. Méthodes de surveillance sans modèles

Les différents types de fonctionnement par les méthodes sans modèle analytique sont décrits par les données, d'un certain nombre de points expérimentaux. Ces méthodes se basent sur des informations issues d'une expérience préalable, et sur des règles heuristiques ou encore sur des exemples de résolution. Deux techniques existent dans ce cas : surveillance par des tests statistiques et surveillance par reconnaissance de formes (modèles symboliques).

Généralement, la prise de décision pour la surveillance par des tests statistiques, est généralement effectuée à l'aide d'un test d'hypothèses, qui représentent le fonctionnement de l'état de système (normal et anormal). Parmi les tests d'hypothèses les plus connus, on a le maximum de vraisemblance généralisée, qui possède l'avantage de déterminer le seul horizon des observations à utiliser et minimise le nombre d'observations nécessaires pour prendre une décision sans ambiguïté. La surveillance par reconnaissance de formes se déroule en trois phases [17, 26]:

- **Une phase d'analyse**, qui consiste à déterminer et à réduire l'espace de représentation des données et à définir l'espace de décision, permettant de spécifier l'ensemble des classes possibles,
- **Une phase de choix d'une méthode de décision**, permettant de définir une règle de décision qui a pour fonction de classer les nouvelles observations dans les différentes classes de l'ensemble d'apprentissage,
- **Une phase d'exploitation**, qui détermine, en appliquant la règle de décision, le mode de fonctionnement du système en fonction de chaque nouvelle observation recueillie sur le processus.

Dans ce contexte, nous avons proposés l'application de surveillance par reconnaissance des formes a base d'intelligence artificielle avec réseaux de neurones, sur une turbine à gaz sujet de notre application.

I.5.1. Reconnaissance de formes de à base d'intelligence artificielle

Dans les systèmes industriels, une grande quantité des pannes provoque une diminution de la production, résultat d'une défaillance dans le système qui n'a pas été corrigée à temps. Actuellement, il y a plusieurs intérêts, pas seulement économiques, d'avoir un bon fonctionnement de ces systèmes, alors si une défaillance est détectée au tout début de son apparition ou même anticipée. Provoquant des grands dommages, voire même des catastrophes pour les équipements à peuvent être évitées [49, 51].

Maintenant, la détection et le contrôle des défaillances sont des éléments essentiels pour ces systèmes industriels. En effet, l'intelligence artificielle (IA) offre des nombreux avantages pour les systèmes de contrôle des défaillances, est définie comme « la construction de programmes informatiques qui s'adonnent à des tâches qui sont, pour l'instant, accomplies de façon plus satisfaisante par des êtres humains car elles demandent des processus mentaux de haut niveau tels que: l'apprentissage perceptuel, l'organisation de la mémoire et le raisonnement critique » [51, 54-55 et 94].

D'une façon générale, un outil de diagnostic relevant de l'intelligence artificielle est caractérisé par :

- La capacité de résolution d'un problème dont on ne connaît pas à priori d'algorithmes classiques conduisant à une solution,
- La représentation des connaissances qui établit un lien entre le monde extérieur et un système symbolique qui permet de raisonner,
- La capacité de fournir une solution à un problème, même si les données disponibles à l'origine sont incomplètes,
- La capacité à prendre en compte des informations contradictoires ou entachées d'incertitudes,
- La capacité d'apprentissage qui représente l'intelligence de ce type d'outil,
- La séparation des connaissances de leur mécanisme d'exploitation.

On peut classer les méthodes à base de l'intelligence artificielle (IA) en deux grandes catégories : les méthodes à base de systèmes experts et les méthodes à bases neuronales.

I.5.1.1. Apprentissage des réseaux de neurones

En générale, l'apprentissage se fait sur une période relativement longue, durant la quelle chaque prototype d'entrée et éventuellement de sortie désirée, est présente au réseau, plusieurs fois. L'étape de développement d'un réseau à rétro-propagation du gradient se fait par un algorithme à apprentissage supervisé. Cet algorithme vise à faire des associations entre des couples de vecteurs (donnée d'entrée, sortie désirée). En fait, l'idée de base de cet algorithme est que l'on veut minimiser le critère d'erreur quadratique par rapport aux poids de connexions, donné par l'équation suivante [48-50] :

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m (y d_i - y_i)^2 \quad (I.1)$$

Donc, l'erreur définie par la différence entre les sorties désirées et les sorties obtenues doit être minimisée par rapport aux poids de connexions des réseaux de neurones.

I.5.1.2. Algorithme de la rétro-propagation du gradient

La rétro-propagation est l'algorithme le plus utilisé dans les approches neuronales, parmi plusieurs techniques de modification des poids, elle repose sur la méthode du décente de gradient. Il s'agit de calculer l'erreur E en fonction des couples, entrée-sortie choisies pour l'apprentissage ensuite minimiser cette erreur par la descente du gradient. Après initialisation des poids, l'algorithme sera décrit par deux phases : Le passage de l'activation de l'entrée vers la sortie du réseau et c'est la phase avant " feed- ward " [67, 73 et 86].

La rétro-propagation de l'erreur dans le réseau, pour la mise à jour des matrices poids et des vecteurs biais, est utilisée afin de réduire l'erreur entre la sortie obtenue et la réponse désirée, c'est la phase arrière " feed- back ".

I.5.1.3. Supervision par réseaux de neurones artificiels

Pour mettre au point une telle procédure de supervision, la première étape consiste à mettre au point un modèle du système. C'est une étape très délicate, car des erreurs ou des simplifications trop importantes risquent de diminuer considérablement les performances du système de diagnostic. Cette approche est applicable aux milieu industriel, selon la connaissance du système dont on dispose, sa complexité et sa nature, le type de modèle sera différent : modèle paramétrique ou non paramétrique, modèle continu, discret ou numérique. Une fois le modèle est validé, la procédure de diagnostic en elle-même comporte quatre phases [3-4, 6, 21-24 et 50]:

- Génération de résidus, grandeurs sensibles aux défauts,
- Détection de défauts éventuellement présents, par l'analyse des résidus,
- Localisation et l'identification du type de défaillance,
- Isolation de défauts.

I.5.1.4. Résidus neuronales

Un résidu est une observation intermédiaire, calculée à partir d'observations élémentaires en vue d'aboutir aux observations décrivant les résultats du diagnostic. Les résidus sont conçus en vue de faciliter leurs exploitation ultérieure par un outil destiner à détecter et a localiser les défauts. Le principe

de base est de mesurer l'écart entre les mesures des signaux du procédé, capteurs ou actionneurs, et la valeur théorique fournie par le modèle dans des conditions de fonctionnement nominal [67-73].

La génération de résidus est un problème crucial pour les systèmes de diagnostic, de la structure du système de résidus est montrée sur la Figure I.7, est en fonction de la robustesse de la localisation [3-4 et 30].

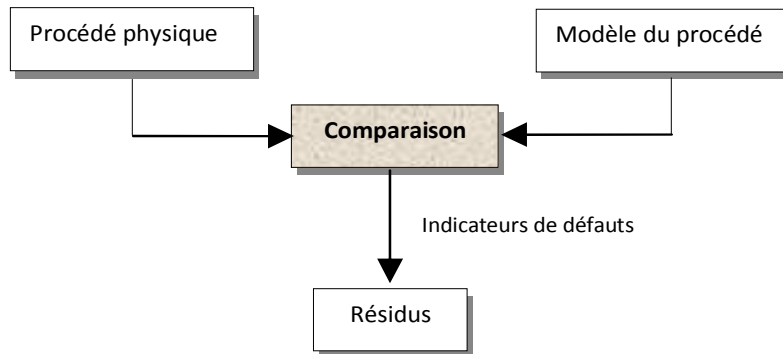


Figure I.7: Génération de résidus

L'architecture la plus utilisée pour la surveillance des systèmes industriels, pour générer les résidus dans un système de diagnostic à base des réseaux de neurones, est le Perceptron Multicouches (**PMC** ou **MLP** pour Multi layer Perceptron). La Figure I.8, montre l'architecture générale d'une application de surveillance par reconnaissance des formes avec réseaux de neurones. L'algorithme qui nous permet de sélectionner le modèle neuronal robuste, en identification, est recherché selon les étapes suivantes [3-4, 21, 35-37]:

- Connaissance approfondie sur le système à identifier, (procédé industriel, turbine à gaz),
- Le choix des entrées et des sorties du modèle neuronal (le fonctionnement sain ou défaillant de la turbine, comportement dynamique),
- Détermination du comportement interne du modèle neuronal (le nombre de couche cachée et le nombre des neurones dans chaque couche cachée),
- Tests du réseau de neurone sur l'exemple qui appartenait à la base d'apprentissage, choix des fonctions d'activation,
- Choix de la précision et du nombre d'itération (apprentissage supervisé).

Bien sûr s'ajoutant d'autres critères de performances, en fonction du type de l'application.

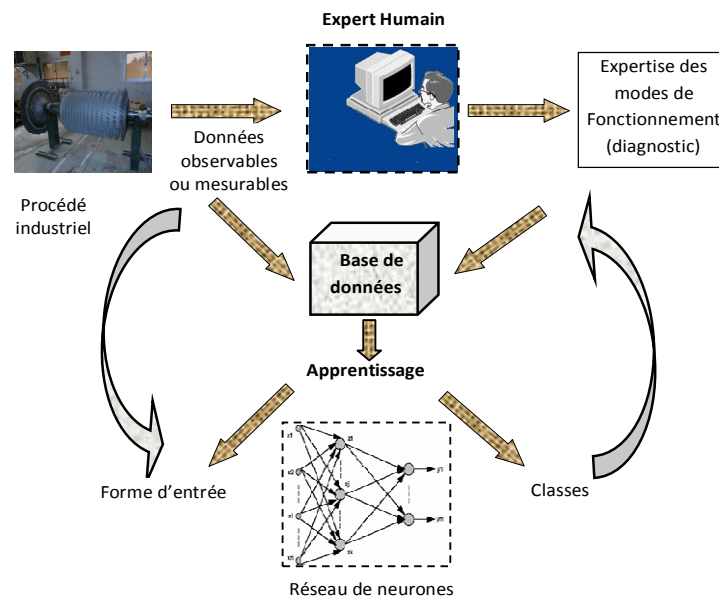


Figure I.8: Reconnaissance des formes par réseau de neurones

I.6. Méthodes de surveillance avec modèles

Un modèle est une formalisation mathématique d'un système physique, qui permet de représenter les liens (ou relation de contraintes), existants entre des quantités (ou variables) données du système. Les différents types des approches de diagnostic à base de modèle ont pour principe de comparer les mesures effectuées sur le système aux informations fournies par ce modèle. Deux techniques existent dans ce cas, la surveillance par estimation paramétrique et la surveillance par redondance physiques et analytiques [3-4, 10-17].

L'approche **d'estimation paramétrique** mesure l'influence des défauts, à des intervalles de temps prédéterminé, sur les paramètres de fonctionnement dans les systèmes industriels. On dispose ainsi qu'une estimation des paramètres de modèle réalisée à partir des mesures prises sur le système, qui consiste à utiliser les mesures entrées / sorties de système. Pour détecter l'apparition de défaillances de processus industrielle, il faut effectuer la comparaison entre les paramètres estimés et les paramètres théoriques. Dans la théorie, il existe deux approches de l'estimation paramétrique [3-4, 15, et 28]:

- Estimation du maximum de vraisemblance (**EMV**): Les paramètres sont supposés fixes, il s'agit de trouver les paramètres qui maximisent la probabilité d'observer les échantillons d'apprentissage,
- Estimation Bayésienne (**EB**) (apprentissage Bayésien) : Les paramètres sont considérés comme

des variables aléatoires pour lesquelles on suppose avoir des connaissances a priori, les échantillons d'apprentissage permettent d'augmenter la précision des paramètres.

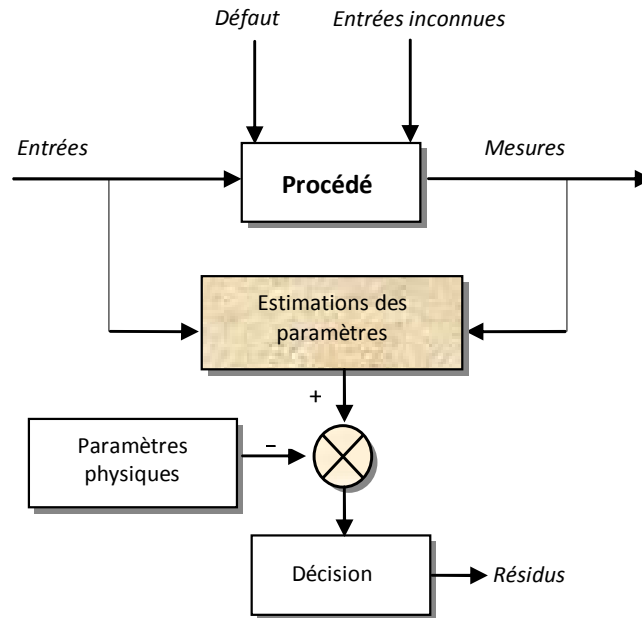


Figure I.9: Détection des défauts par estimations paramétriques

Le principe de la surveillance par redondance physique et analytique, consiste à utiliser des informations supplémentaires issues, non plus de capteurs, mais par les modèles qui permettant d'élaboration des grandeurs de même nature que celles issues des capteurs. Le but de ces méthodes de redondance analytique est d'estimer l'état du système, afin de le comparer a son état réel [58-60].

Les méthodes de surveillance utilisant un modèle, reposent sur la génération et l'étude d'un signal particulier appelé "indicateur de défaut" ou "résidu". Parmi les différentes méthodes de détection utilisant des modèles mathématiques, nous trouverons principalement l'espace de parité, les observateurs [65]. De plus, les relations entre les paramètres mathématiques et physiques ne sont pas toujours inversibles de façon unitaire, ce qui complique la tâche du diagnostic basé sur les résidus.

Nous représentons dans ce qui suite, l'espace de parité et les méthodes de modélisation utilisées, lors de la génération de résidus par estimation paramétrique : Estimation paramétrique par minimisation de l'erreur d'équation et l'estimation paramétrique par minimisation de l'erreur de sortie.

1.6.1. Approche par espace de parité

L'approche par espace de parité repose sur l'utilisation de la redondance entre les entrées et les sorties du système indépendamment des états du système [3]. Il s'agit d'écrire les relations algébriques liant les entrées et les sorties du système, en éliminant toutes les autres variables aussi le principe de cette méthode est la vérification de la consistance existante entre les entrées et les sorties du système à surveiller.

1.6.1.1. Espace de parité cas statique

Dans le cas statique, le système est décrit par l'équation de sortie suivante [36-39 et 70-72]:

$$y_k = C x_k + F d_k \quad (1.2)$$

Où la variable k représente le temps, $x \in R^n$ est les vecteurs de variables à mesurer (vecteur d'état), $y \in R^m$ le vecteur de mesure ou sortie, d est le vecteur des défauts éventuels sur certains capteurs, la matrice F traduit la direction des défauts et C la matrice d'observation caractérise le système de mesure.

On forme alors le résidu, par définition le vecteur de parité r_k , par combinaison linéaire des mesures de sortie:

$$r_k = W y_k \quad (1.3)$$

Où W est une matrice de projection telle que $W C = 0$, $\forall x_k$

En absence des défauts, le résidu est nul et ceci indépendamment de l'état x_k , on déduit la condition à partir W , c'est-à-dire W et C doivent être orthogonales. On effectuer une élimination directe par substitution de projection de W , sous les conditions précitées, on peut écrire pour un système sans défauts la représentation suivante :

$$y_k = \begin{bmatrix} y_n \\ y_{p-n} \end{bmatrix} = C x_k = \begin{bmatrix} C_n \\ C_{p-n} \end{bmatrix} x_k \quad (1.4)$$

Avec :

$$y_n = C_n x_k \text{ et } y_{p-n} = C_{p-n} x_k \quad (1.5)$$

Pour déterminer la matrice de projection W , on peut effectuer une élimination directe par substitution des inconnues, la matrice C de rang n peut être décomposé sous la forme :

$$C = \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \end{pmatrix} \quad (1.6)$$

Où C_1 est régulière d'une matrice orthogonale à C s'écrit alors simplement:

$$W = (C_2 C_1^{-1} - I) \quad (1.7)$$

Avec I est la matrice identité.

1.6.1.2. Espace de parité générée par la redondance dynamique

L'espace de parité base sur la redondance temporelle permet d'obtenir d'autres relations de redondance, en utilisant les valeurs:

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + B u(k) + F_1 d(k) \\ y(k) &= C x(k) + F_2 d(k) \end{aligned} \quad (1.8)$$

Où $x \in R^n$ est le vecteurs d'état inconnu, $u \in R^r$ et $y \in R^m$ sont les vecteurs des entrées et sorties connus.

Sur un horizon d'observation $[k, k+h]$, les équations du système peuvent être regroupées sous la forme [70-72]:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y(k) \\ y(k+1) \\ y(k+2) \\ \vdots \\ y(k+h) \end{bmatrix}}_{y(k+h)} = \underbrace{\begin{bmatrix} C \\ CF \\ CF^2 \\ \vdots \\ CF^h \end{bmatrix}}_{C(h)} .x(k) + \underbrace{\begin{bmatrix} D & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ CG & D & \cdots & 0 & 0 \\ CFG & CG & D & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ CF^{h-1}G & CF^{h-2}G & \cdots & CG & D \end{bmatrix}}_{G(h)} \underbrace{\begin{bmatrix} u(k) \\ u(k+1) \\ u(k+2) \\ \vdots \\ u(k+h) \end{bmatrix}}_{u(k+h)} \quad (1.9)$$

On à :

$$y(k+h) = C(h) . x(k) + G(h) .u(k+h) \quad (1.10)$$

L'entrée u , et la sortie y de système étant connues, la seule inconnue dans l'équation (1.10) est l'état $x(k)$ du système. Afin de générer les relations de redondance entre l'entrée et la sortie du système, il est nécessaire que l'état inconnu $x(k)$ doive être éliminé.

On peut écrire l'équation (I.10) sous la forme :

$$\underbrace{y(k+h) - G(h) \cdot u(k+h)}_{Y(k+h)} = C(h) + x(h) \quad (I.11)$$

$$\text{Et } Y(k+h) = C(h) \cdot x(k)$$

La recherche des équations de redondance peut être affinée, en recherchant tout d'abord les équations de redondance pour chaque sortie prise isolément (auto redondance), puis ensuite les relations de redondance entre différentes sorties (inter-redondance) [3-4, 33, 36-39 et 75-77]. La Figure I.10, représente méthode de l'espace de parité traitant les approches de redondance.

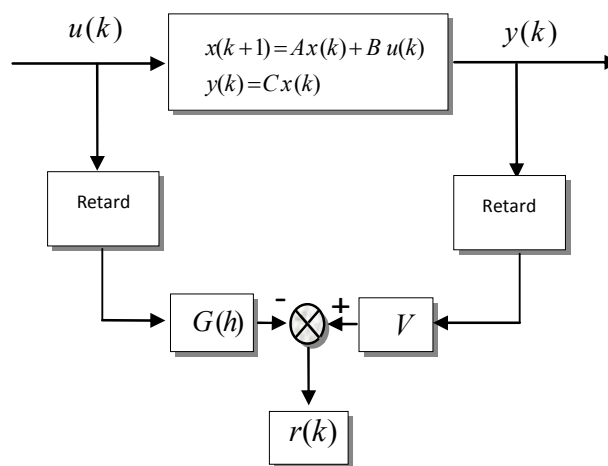


Figure I.10: Méthode de l'espace de parité

I.6.2. Approche par estimation paramétrique

Généralement l'approche par identification paramétrique, mesure l'influence des défauts multiplicatifs sur les variables du système physique. Le principe consiste à estimer en continu ou en ligne les paramètres du procédé en utilisant une des méthodes d'estimation paramétrique existantes. Cela, à partir des mesures des entrée / sortie et en évaluant la distance qui les sépare des valeurs de référence de l'état normal du procédé.

Les relations entre les paramètres mathématiques et physiques ne sont pas toujours inversibles de façon unitaire, ce qui complique la tâche du diagnostic basé sur les résidus. Cette approche repose sur le principe selon lequel les effets de l'apparition d'un défaut sur le système se répercutent sur ses paramètres physique.

1.6.2.1. Minimisation de l'erreur d'équation

Le modèle du processus est d'écrit sous la forme :

$$y(k) = \Psi^T \theta \quad (1.12)$$

Où θ et Ψ désignant les vecteurs de paramètres et des régresseurs :

$$\theta^T = [a_1 \dots a_n, b_1 \dots b_n], \quad \Psi^T = [y(k-1) \dots y(k-n) \quad u(k-1) \dots u(k-n)]$$

On introduit l'erreur d'équation $\varepsilon(\cdot)$ pour l'estimation paramétrique et en définissant la fonction de transfert discrète du système donnée par :

$$\frac{y(z)}{u(z)} = \frac{B(z)}{A(z)} = \frac{\sum_{i=1}^{n_b} b_i z^{-i}}{1 - \sum_{i=1}^{n_a} a_i z^{-i}} \quad (1.13)$$

On définit l'erreur d'équation par :

$$e(z) = \hat{B}(z)u(z) - \hat{A}(z)y(z) \quad (1.14)$$

Avec $\hat{A}(z)$ et $\hat{B}(z)$ sont les estimations de $A(z)$ et $B(z)$.

On utilisant l'algorithme des moindres carrés récursifs pour fournir une forme récursive de l'estimé $\hat{\theta}$ donc on peut obtenir :

$$\hat{\theta}(k+1) = \hat{\theta}(k) + \gamma(k)e(k+1) \quad (1.15)$$

Alors on trouve la représentation suivante :

$$\begin{cases} \gamma(k) = \frac{1}{\Psi^T(k+1) P(k) \Psi(k+1) + 1} P(k) \Psi(k+1) \\ P(k+1) = [I - \gamma(k) \Psi^T(k+1)] P(k) \\ e(k) = y(k) - \Psi^T(k) \hat{\theta}(k-1) \end{cases} \quad (1.16)$$

Avec I est la matrice identité.

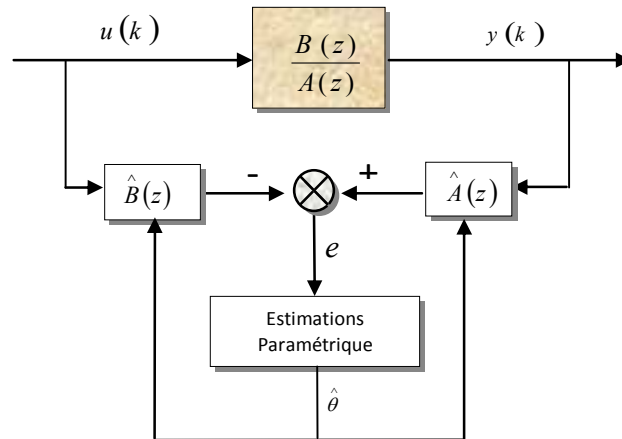


Figure I.11: Estimation paramétrique par minimisation de l'erreur d'équation

I.6.2.2. Minimisation de l'erreur de sortie

L'erreur de sortie est donnée par l'équation suivante :

$$e(k) = y(k) - \hat{y}(\theta, k) \quad (I.17)$$

La sortie du modèle sera calculée par l'équation suivante :

$$\hat{y}(\theta, z) = \frac{\hat{B}(z)}{\hat{A}(z)} u(z) \quad (I.18)$$

L'erreur de sortie $e(\cdot)$ est une fonction non linéaire des paramètres à estimer, on a alors recours à des méthodes numériques d'optimisation pour minimiser l'erreur $e(k)$ par rapport aux paramètres θ .

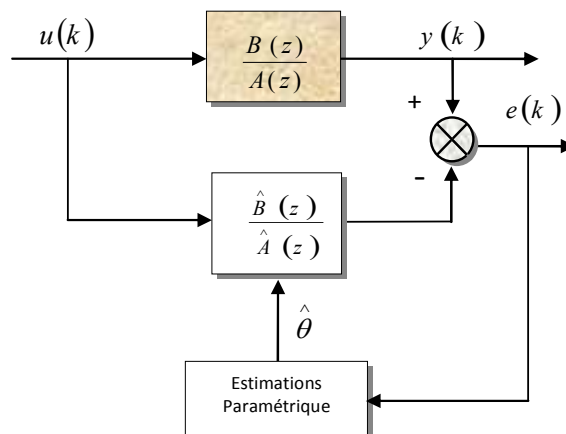


Figure I.12: Estimation paramétrique par minimisation de l'erreur de sortie

1.7. Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les différents concepts généraux de surveillance des systèmes industriels, avec un rappel non exhaustif de quelques notions sur le diagnostic des défauts pour les processus industriels avec un classement des techniques de surveillance qui dépend de l'existence ou non d'un modèle formel de l'équipement à surveiller. Dans ce contexte les techniques de détection de défaillances font appel à des méthodes de reconnaissances de formes, que nous avons proposé pour le traitement des informations de système examiné - par la suite de ce travail - basées sur l'intelligence artificielle pour le traitement des problèmes de diagnostic des systèmes. Cela, va nous permettre d'étudier, dans le chapitre suivant, l'apport des techniques d'intelligence artificielle à base des systèmes de prise de décision, pour l'étude de système de surveillance d'une turbine à gaz ; dans le but de développer un système capable de détecter et de localiser les vibrations pour ce type des machines tournantes.

CHAPITRE II

SURVEILLANCE VIBRATOIRE ET PRISE DE DECISION INDUSTRIEL

D'une façon générale, ce chapitre a pour objectif d'introduire les concepts de base de la surveillance vibratoire, en vue de son application, par la suite dans ce travail de thèse, au diagnostic des systèmes d'une turbine à gaz de type GE MS 3002. En réalité industrielle, les premières qualités exigées de tous les systèmes de surveillance vibratoire permanente sont : une bonne fiabilité, une stabilité à long terme, une insensibilité à un environnement défavorable et aux irrégularités pouvant provoquer de fausses alarmes. Dans ce contexte, nous avons proposé dans cette partie de thèse, la surveillance de la turbine par un système de commande protection et régulation (Mark VI), qui est conçu pour protéger la turbine à gaz contre d'éventuels endommagements dans des conditions de fonctionnement normales. Pour limiter la stabilité de ces turbomachines (compresseurs et turbines), dans des conditions réelles, la mise en place des systèmes palliatifs est nécessaire, il y a des techniques employées pour améliorer la stabilité d'un compresseur de cette turbine. Un autre objectif consiste à être capable de détecter tout écart de comportement par rapport au comportement significativement la marge de sécurité. Enfin, nous caractériserons la qualité de surveillance pour la stabilité par des critères de validation sur des applications industrielles.

II.1. Introduction

L'analyse des vibrations est un outil précieux qui -sous réserve de connaître et d'utiliser des techniques appropriées -permet de mettre en évidence les symptômes d'une anomalie. Pour trouver l'origine de l'anomalie et déterminer les actions correctives à entreprendre, il est nécessaire de mener en parallèle une étude technologique de la machine en question. La surveillance vibratoire est l'outil préventif primaire de maintenance, c'est pourquoi l'analyse vibratoire demeure industriellement la plus connue et largement employée. Actuellement, et surtout pour les systèmes à défaillances catastrophiques ; la maintenance conditionnelle s'impose comme la meilleure solution permettant d'accroître les performances et d'améliorer le niveau de sûreté de fonctionnement de tout système industriel. Elle permet d'assurer la pérennité des équipements en évitant les défaillances brusques, ce qui permet de maintenir le fonctionnement de l'appareil de production et de garder le seuil de productivité à un niveau stable. La surveillance par analyse vibratoire permet de détecter les défauts et de décrire leurs évolutions dans le temps afin d'éviter toute dégradation du système étudié par l'ordonnement des tâches préventives.

Dans ce chapitre, le contexte proposé est celui d'examiner et d'illustrer l'aptitude de l'application d'analyse vibratoire dans le but de suivre l'état de fonctionnement des machines tournantes ; cela s'inscrit dans le cadre de la surveillance vibratoire, en prenant l'exemple d'un système de turbine à gaz de type GE MS 3002. Pour atteindre ces objectifs, on fait appel à des systèmes, qui deviennent de plus en plus performants en ce qui concerne le choix de la technologie à adopter un comportement désiré pour assurer un fonctionnement stable et sûr de ces processus industriels.

II.2. Vibrations des machines tournantes

Selon la norme NFE 90-001 «Une vibration est une 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». [88-89 et 91].

Le mouvement de vibration peut consister en une composante unique, se produisant à une fréquence unique, ou bien il peut consister en plusieurs composantes se produisant à des fréquences différentes, simultanément [66-96]. En pratique, les signaux vibratoires sont composés d'une grande quantité de fréquences, apparaissant simultanément au point que l'on ne puisse juger immédiatement

au vu de la caractéristique d'amplitude du nombre de composantes simultanées, et à quelle fréquence elles se produisent, la Figure II.1 montre les différents types des vibrations.

Les phénomènes vibratoires sont des phénomènes périodiques ou apériodiques, plus ou moins complexes, qui dépendent directement des forces générées par les différents éléments internes de la machine en mouvement : forces impulsionnelles (chocs), forces transitoires (variations de charge), forces périodiques (balourd) et forces aléatoires (frottements)....etc.

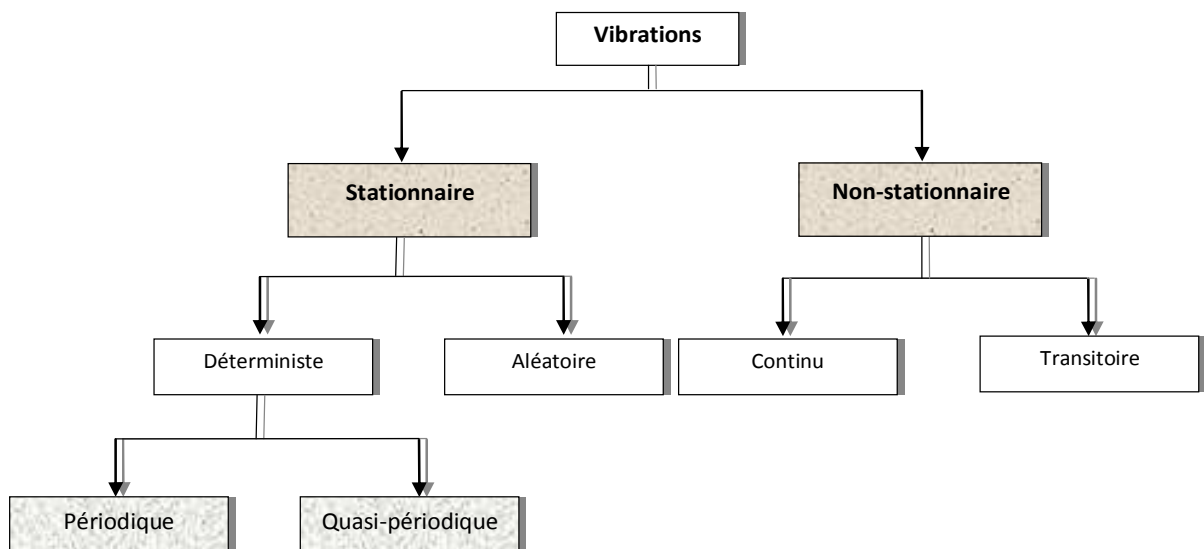


Figure II.1 : Types des vibrations

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. Occupent de ce fait, une place privilégiée parmi les grandeurs à prendre en considération pour assurer la surveillance d'une machine. L'analyse des vibrations consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution, dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique. Il existe deux technologies permettant de réaliser une surveillance vibratoire [13-15]:

- La première, il s'agit de mesurer l'accélération subie par les parties fixes de la machine ; Dans ce cas, les moyens mis en œuvre sont beaucoup plus accessibles, à l'aide d'un accéléromètre relié à un collecteur de données, on recueille les données des vibrations subies par les carters installés sur la machine, cette technique est utilisée dans la surveillance **on line**,
- La deuxième est réalisée par mesure directe du déplacement des parties tournantes (arbres de machines), réalisée à l'aide de capteurs à courants de Foucault, cette technologie est lourde

dans ça mise en œuvre. Cette surveillance est presque toujours réalisée **on line**, c'est-à-dire en temps réel. Les capteurs mesurent en permanence les déplacements des arbres et autorisent le déclenchement immédiat d'alarmes en cas de dysfonctionnement.

II.3. Surveillance on-line d'une turbine à gaz

Dans ces dernières années, l'évolution technologique dans les domaines de l'informatique industrielle et de l'instrumentation numérique, pour l'analyse des systèmes de surveillance des machines tournantes, a permis de mettre en place de nouvelles stratégies de surveillance et de maintenance pour les installations industrielles. La protection de ces machines est assurée par le déclenchement d'une alarme, ou par l'arrêt de la machine, si l'amplitude de la vibration atteint des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière[26,33] . Donc, la question qu'on va se poser est la suivante: L'équipement doit-il être suivi de manière périodique ou continue?

Pour répondre à cette question, la surveillance on-line est utilisée essentiellement pour pouvoir donner l'alerte immédiate, en cas de changement soudain de l'état des machines, déclenchant ainsi l'alerte ou produisant des signaux d'alarmes dans les salles de contrôle, pour que des mesures appropriées puissent être prises avant la panne [26-29].

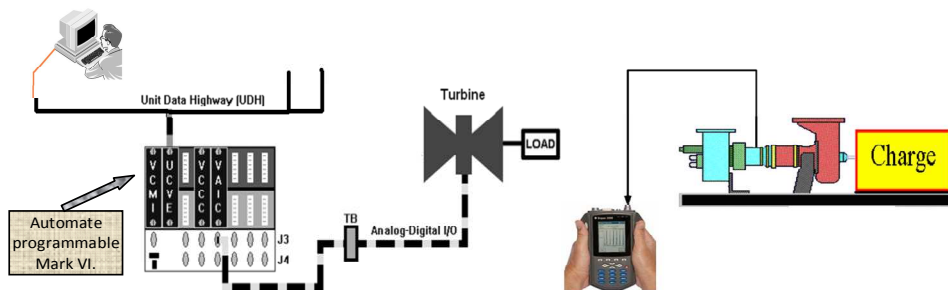


Figure II.2: Surveillance on-line d'une turbine à gaz

II.4. Périodicité de système de surveillance

Ce type de surveillance est utilisé en permanence sur les turbines à gaz, pour surveiller constamment leurs états, on peut optimiser le suivi pour la détection des défauts et établir un diagnostic prédictif. Les questions qui déterminent le choix de la périodicité sont résumées sur la Figure II.3. Dans le cas de machines très stratégiques, ou, dont on sait qu'elles connaissent des défaillances assez fréquentes, on choisira des systèmes de surveillance à poste fixe. Le suivi continu se justifie aussi par des raisons de sécurité. Tout dépend de la criticité des machines.

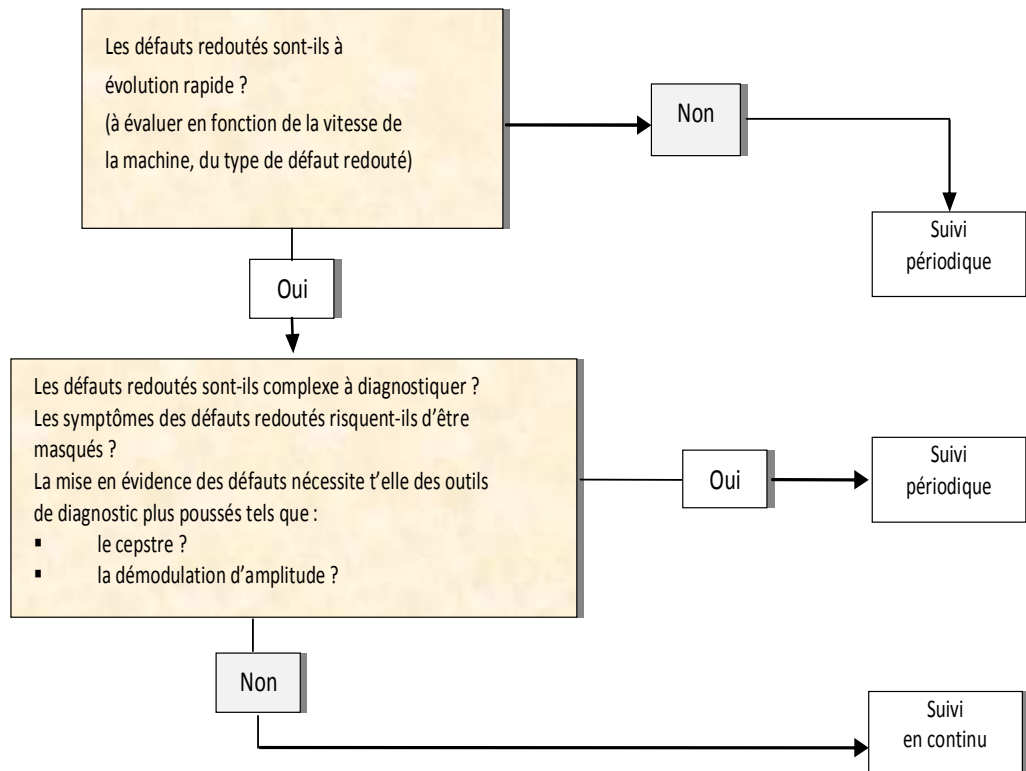


Figure II.3 : Choix de la périodicité du suivi

II.5. Choix d'outil de surveillance

Toutes les méthodes de surveillances, ne permettent pas de voir les mêmes types de défauts, ni de réaliser un diagnostic approfondi, pour en connaître l'origine et la gravité du défaut. En outre, chaque méthode à son champ d'application privilégié, selon le type d'application étudiée (Tableau II.1, et Tableau II.2). Donc, avant de choisir, il faut bien cerner la criticité de sa machine, et définir le type de surveillance qu'elle nécessite [19, 21-25, 39-41 et 91].

Comme nous l'avons dit précédemment, un système de surveillance doit être capable de rendre compte de l'état d'un procédé à tout moment. Les objectif est de développer une stratégie permettant, à partir de données historiques et de données récupérées en ligne lors de l'exploitation du procédé, de construire un modèle du comportement du processus et d'identifier des situations anormales issues des dysfonctionnements, pour aider l'opérateur humain dans sa prise de décisions. Plus précisément, le but est d'identifier, au plus tôt, les défaillances du processus surveillé, en diminuant le nombre de fausses alarmes.

	Principaux avantages	Principales limitations	Champ d'applications privilégié
Analyse vibratoire	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Détection de défauts à un stade précoce. ▪ Possibilité de réaliser un diagnostic approfondi. ▪ Autorise une surveillance continue. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Spectre parfois difficiles . ▪ Dans le cas de surveillance continue, installations relativement coûteuses. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc.) et de sa structure.
Analyse d'huiles	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement. ▪ Possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Ne permet pas de localiser précisément le défaut . ▪ Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon . 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Contrôle des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détection d'un manque de lubrification, analyse des éléments d'usure, analyse de contamination par le processus (étanchéité).
Thermographie IR	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation. ▪ Interprétation souvent immédiate des résultats. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire. ▪ Contrôle limité à ce que 'voit' la caméra (échauffement de surface). ▪ Ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi . 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Détection de tous les défauts engendrant un échauffement (manque de lubrification en particulier).
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Permet de détecter de l'apparition de défauts audibles. ▪ Autorise une surveillance continue . 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Sensibilité au bruit ambiant. ▪ Diagnostic souvent difficile à réaliser . ▪ Problèmes de répétitivité des mesures . 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire.

Tableau II.1: Comparaisons entre les différentes méthodes de l'entretien préventif

On constate que avant de choisir, il faut bien cerner la criticité de sa machine, et définir le type de surveillance qu'elle nécessite, comme il est présenté sur le Tableau II.2, par les principales méthodes de détection suivant les défauts potentiels.

Type de défauts	Analyse vibratoire	Thermographie IR	Analyse d'huiles	Analyse acoustique
Déséquilibre, balourd	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	Non
Jeux, défauts de serrage	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	Oui (s'il y a une résonance)
Défauts spécifiques au roulement	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts spécifiques aux engrenages	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts d'alignement	Oui	Non	Oui	Non
Défauts liés à la lubrification : (dégradation de la qualité de l'huile)	Non (Sauf paliers fluides)	Oui	Non	Oui
Manque d'huile	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts de nature électrique ou électromagnétique.	Oui	Non	Oui	Oui
Défauts liés aux écoulement (pour pompes et machines hydraulique) .	Oui	Non	Non	Oui

Tableau II.2: Classement des défauts suivant les méthodes de détection

II.6. Stratégies de surveillance vibratoire

II.6.1. Mesures vibratoire

Cette stratégie de surveillance consiste à mesurer, à l'aide de capteurs, le niveau global d'un ou de plusieurs indicateurs (déplacement, vitesse ou accélération), et de suivre son évolution dans le temps et de le comparer avec des normes ou des mesures précédentes. Certes, toute évolution est due à une dégradation de la machine. Cela, permet de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de faire une première idée des types de défauts qui affectent la machine, mais ne permet pas d'établir un diagnostic précis.

II.6.2. Analyse temporelle

Cette stratégie consiste à suivre, au cours du temps, le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres de fonctionnement (étude de la vibration d'une turbine lors de son accélération ou sa décélération). Ce type de suivi est simple à exploiter, lorsque le signal est simple, mais il devient inexploitable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples. [88-89 et 91].

Un autre intérêt de l'analyse temporelle, est qu'elle permet de connaître les variations des amplitudes instantanées des fonctions de modulations et surtout le nombre de ces variations par tour d'arbre, puisque les fonctions de modulation sont beaucoup plus "lisibles" par rapport à l'analyse spectral. Il est ainsi facile par exemple de connaître le nombre de dents écaillées d'un engrenage (comme exemple), et de les positionner l'une par rapport à l'autre, dans notre cas d'étude, la Figure II.4 montre le signal temporel d'accélération au palier d'une turbine en présence de défauts multiples.

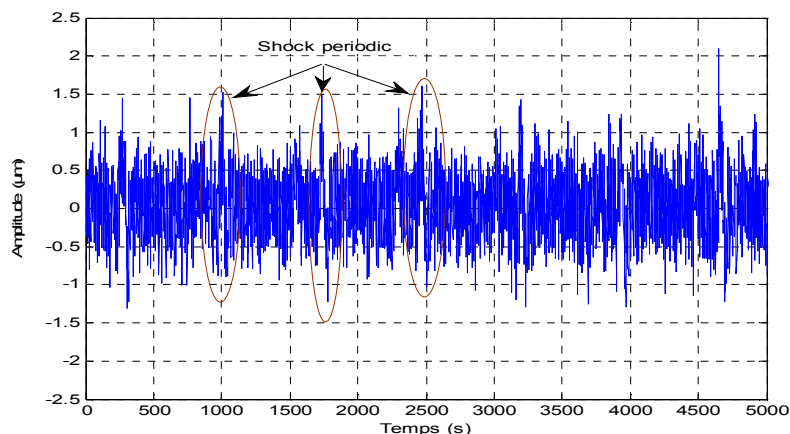


Figure II.4 : Signal temporel d'accélération au palier en présence de défauts multiples

II.6.3. Analyse spectrale

L'analyse spectrale consiste à relever le signal vibratoire mesuré, sur la machine et de procéder à une analyse systématique, pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée. Cela permet d'accéder au diagnostic, c'est à dire, d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible en préciser la gravité. L'intérêt de l'analyse spectrale est de pouvoir dissocier et identifier les sources vibratoires, en fonction des caractéristiques cinématiques des différents éléments constitutifs, et de leur vitesse de rotation (ou de leur fréquence de mouvement). **Pour l'analyse fréquentielle** on possède un signal mesuré, considéré comme une combinaison des réponses des composantes constituant le système. La plus part des fréquences caractéristiques sont proportionnelles à la fréquence de rotation des arbres. Un signal quelconque $S(t)$ peut être décomposé en signaux sinusoïdaux élémentaires. L'analyse spectrale consiste à identifier la fréquence et l'amplitude de ce signal, et elle est obtenue à partir d'une transformée de Fourier du signal temporel. Ce signal ce qui nous donne un relevé spectral, faisant apparaître les différentes fréquences caractéristiques de la machine tournante étudiée [11, 13-15 et 91].

$$S(F) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t).e^{-2\pi ft} dt \quad (II.1)$$

Numériquement, la transformée de Fourier discrète correspondante s'exprime :

$$S(k) = \sum s(j) W_N^{(j-1)(k-1)} \quad (II.2)$$

$$W_N = e^{(-2\pi i)/N} \quad (II.3)$$

L'interprétation des spectres, consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes les plus énergétiques, la lecture d'un spectre, comme il est montré sur la Figure II.5, nécessite le maximum de renseignements concernant les conditions de fonctionnement du système ; Type de roulement, vitesse de rotation...etc.

L'interprétation des spectres, comme il est montré sur la Figure II.6, consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes les plus énergétiques. Donc, la lecture d'un spectre nécessite le maximum de renseignements concernant les conditions de fonctionnement du système, c'est à dire «Le spectre est une empreinte digitale». De nombreux outils de traitement du signal sont utilisés afin de caractériser les origines des défauts à partir des spectres des signaux issus des capteurs.

L'exploitation des résultats d'une analyse spectrale se fait, en considérant que chaque partie tournante ou oscillante de la machine est génératrice de vibrations à sa fréquence de fonctionnement. En pratique et en finalité, il est toujours souhaitable d'avoir un modèle le plus simple, le plus rapide et le plus représentatif possible du système [27-29].

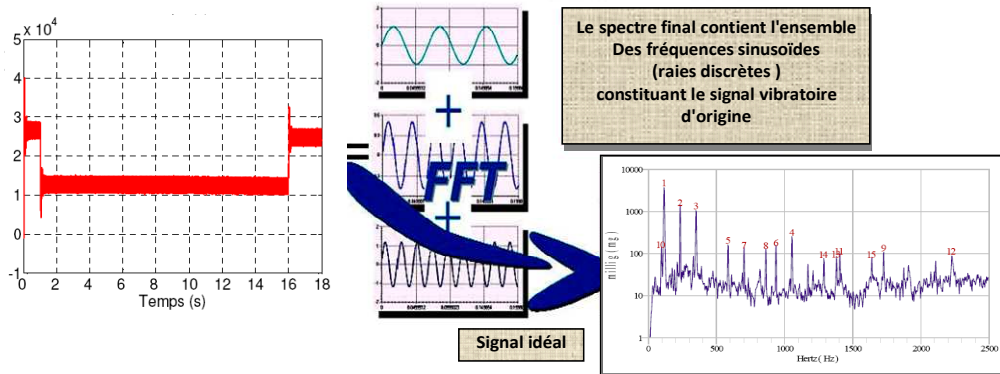


Figure II.5: Principe de l'analyse spectrale

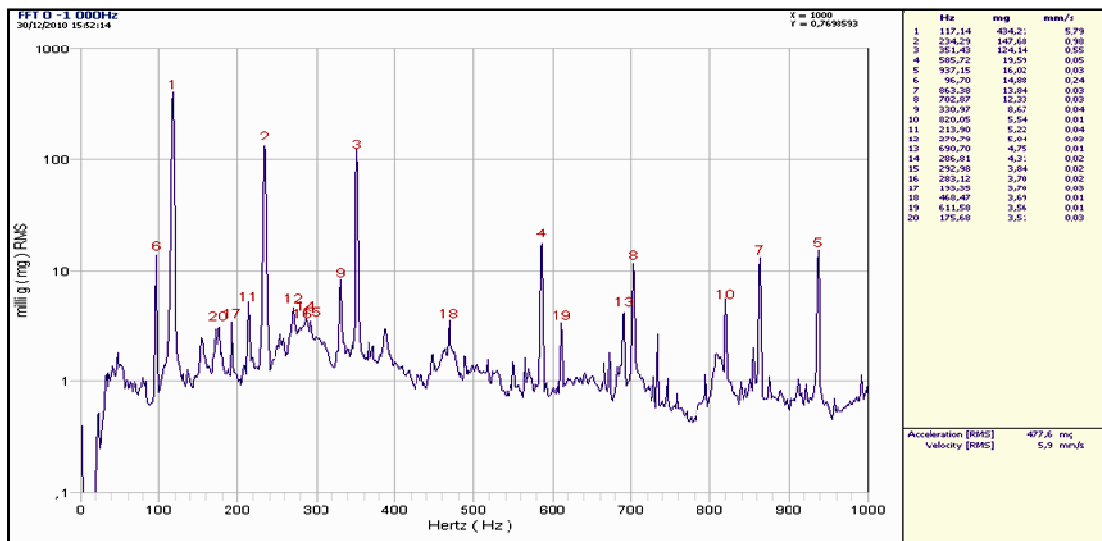


Figure II.6 : Spectre caractéristique de signal d'accélération de turbine basse pression BP

II.7. Amplitudes des vibrations

La détection d'un défaut mécanique s'accomplit généralement par la surveillance de l'amplitude de composantes spécifiques dans le spectre fréquentiel d'une grandeur mesurable, pour la Figure II.7, on peut dire que :

- **L'amplitude maximale** ; par rapport au point d'équilibre appelée amplitude crête, (V_c) ou niveau crête (Peak) ; égale à l'amplitude du signal souvent utilisée pour les déplacement (0-1000 cpm),

- **L'amplitude double**, aussi appelée l'amplitude crête à crête (V_{cc}) (Peak to Peak) ou niveau crête à crête; égale à deux fois l'amplitude du signal souvent utilisée pour les vitesses (1000-60,000 cpm),
- **L'amplitude efficace**, (V_{eff}), aussi appelée RMS (Root Mean Square) ou niveau efficace.

La valeur RMS sur la figure (II.7), représente la valeur efficace, contient toute l'énergie du signal c'est-à-dire toute l'information pertinente mais aussi le bruit de fond .

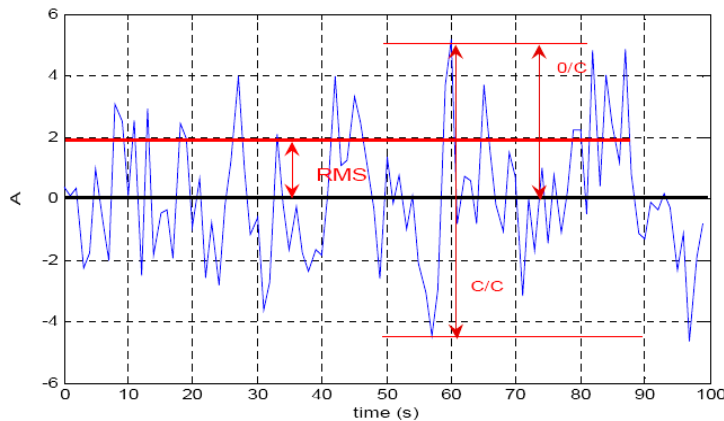


Figure II.7 : Amplitudes d'un signal vibratoire

II.8. Composantes dynamique d'une turbine a gaz

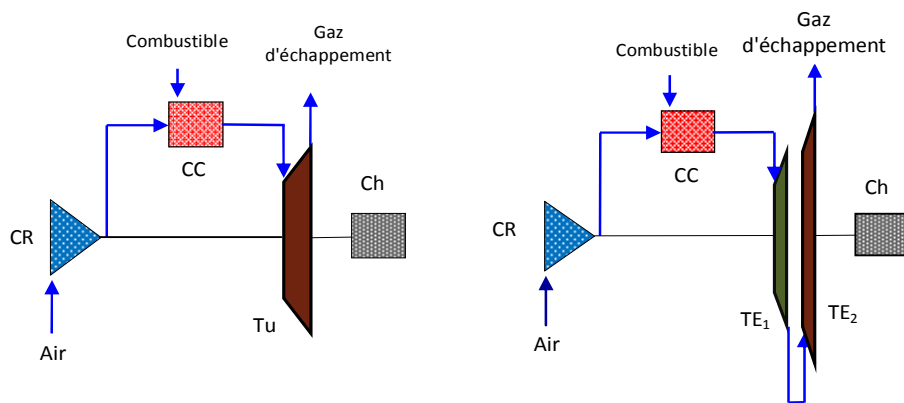
La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. De tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant, elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé dans sa chambre de combustion, en utilisant la chaleur dégagée par la combustion d'un combustion, et convertie cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine [1-27]. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut un compresseur, un alternateur ...etc. Le mot « **gaz** » dans l'ancienne dénomination « turbine à gaz » (longtemps la plus employé) fait référence au caractère gazeux des produits de combustion.

II.8.1. Domaine d'utilisation

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des appareils fixes (Générateur d'électricité, Compresseurs, Pompes,...) et des appareils mobiles (Propulsion maritime, Aviation,...etc.)

II.8.2. Types de turbines à gaz

L'objectif pour le quel on utilise les turbines à gaz est défini par son type qu'on doit choisir, dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre, elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Aussi, il y a un deuxième type qui englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres), dans le rôle d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...), elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge [2, 26-29]. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans le quel elles sont utilisées, dans ce troisième type la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère [15-19].



(CR) Compression d'air, (CC) Chambre de Combustion, (Ch.) Charge, (TU) Turbine, (TE1) Turbine d'entraînement du compresseur et (TE2) Turbine d'entraînement de la charge

Figure II.8: Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres

II.8.3. Description de turbine GE

La turbine à gaz MS3002 est une machine à entraînement mécanique à double arbre et cycle simple, utilisant des turbine à gaz proprement dite se compose d'un compresseur axial 15 étages, 6 chambre de combustions agencée à (90°) par rapport à l'axial, une turbine haute pression à étage unique (1^{ère} étage), qui entraîne le compresseur et ses équipements auxiliaires, ainsi qu'une turbine basse pression (2^{ème} étage) qui entraîne la charge.



Figure II.9: Turbine à gaz GE MS3002

Dans ce travail, une turbine à gaz de type GE –MS 3002, installé à station de compression SC2 située au nord du gisement gazier de Hassi R'Mel, comme il est montré sur la Figure II.9, à été examiné dans le cadre d'une étude de diagnostic de cette turbine. Les différents phénomènes vibratoires émis au niveau du palier (N° 01, 02, 03 et 04) de cette turbine à gaz ont été testés. L'ensemble de cette turbine consiste en trois éléments principaux : le compresseur axial, la chambre de combustion, et la turbine.

II.8.3.1. Entrée d'aire

De pouvoir filtrer l'aire de l'atmosphère pour retirer le sable et évites d'aspirer des objets solides qui pourraient endommager le compresseur et la turbine. L'entrée d'aire est de type de (cloche) pour achever une accélération quasi isentropique de l'aire c'est-à-dire pour le maximum de rendement.

II.8.3.2. Compresseur axial

Le compresseur à flux axial, comprend le rotor et le corps qui comporte les étages de compression, les aubes variables et deux défecteurs de sortie. Dans le compresseur l'aire est confinée dans l'espace entre le rotor et les aubages des stators, ou il est comprimé en plusieurs étapes, par une série d'aubes alternateurs tournants. Le stator du compresseur se compose du corps d'admission et du corps de refoulement, le corps d'admission comprend une admission évasée en fonte, qui dirige l'aire atmosphérique du caisson d'admission au compresseur axial horizontal, par l'intermédiaire d'un coude à angle droit, aussi le corps d'admission comprend un étage d'aubes variables d'admission, ainsi que les six premiers étages d'aubes du stator du compresseur [33-39].

Le corps de refoulement supporte les neuf derniers étages (7 à 15) d'aubes du stator du compresseur, et deux étages d'aubes variables de refoulement, c'est une partie essentielle de la structure portante de la turbine à gaz.

II.8.3.3. Section de combustion

La section de combustion se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires, disposées symétriquement au long d'une circonférence, ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible, au moyen d'un nombre égal des brûleurs (un pour chaque chambre de combustion) [42-51]. L'air entre dans chaque chambre, dans une direction opposée à la veine intérieure des gaz chauds pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à "débit inverse", ce courant extérieur d'air, qui s'écoule le long des chemises, sert à les refroidir. En outre, l'air qui n'est pas employé dans le processus de combustion, est employé pour refroidir les gaz chauds après la combustion. Il est introduit dans les chambres par les trous de mélange et refroidit le gaz à la température optimale d'admission de la turbine.

La veine des gaz chauds du système de combustion, à l'admission de la turbine, à travers les pièces de transition qui transforment les écoulements du gaz de chacune des chambres de combustion, comme il est montré sur la Figure II.10, en un courant annulaire continu adapté à l'admission de l'anneau de la directrice du premier étage. Au début, le processus de combustion est déclenché par une ou plusieurs bougies d'allumage. Une fois déclenchée, la combustion continue sans interventions, aussi longtemps que les conditions d'alimentation de combustible et d'air de combustion sont maintenues.

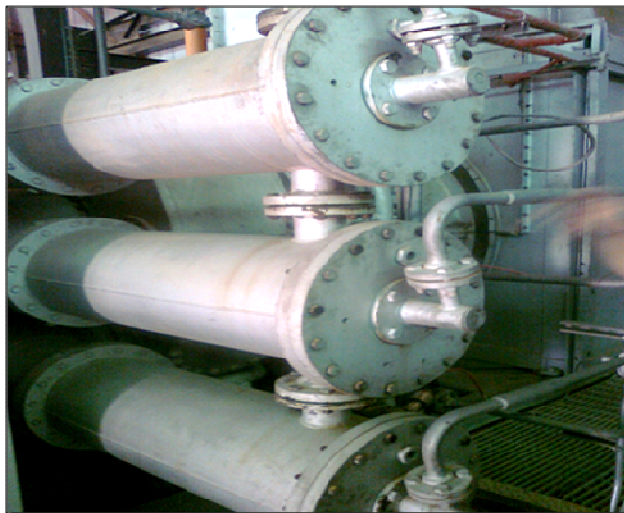


Figure II.10: Chambres de combustion de la turbine GE-MS 3002

II.8.3.4. Section de la turbine

La section de la turbine comprend un certain nombre d'étages, chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor (aubes), dans l'étage stator, les gaz à températures et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance[26-28]..

La conversion de l'énergie thermique et de la pression, en énergie cinétique a lieu dans l'étage du stator. L'étage du rotor complète cette conversion, étant donné que l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre. De cette manière, on développant la puissance requise pour entraîner le compresseur (l'énergie de compression intérieure, ne peut être employée en tant qu'énergie utile extérieure), pour mettre en marche la machine conduite (générateur, compresseur, etc.) reliée à la turbine à gaz au moyen d'un accouplement, comme il est montré sur la Figure II.11.

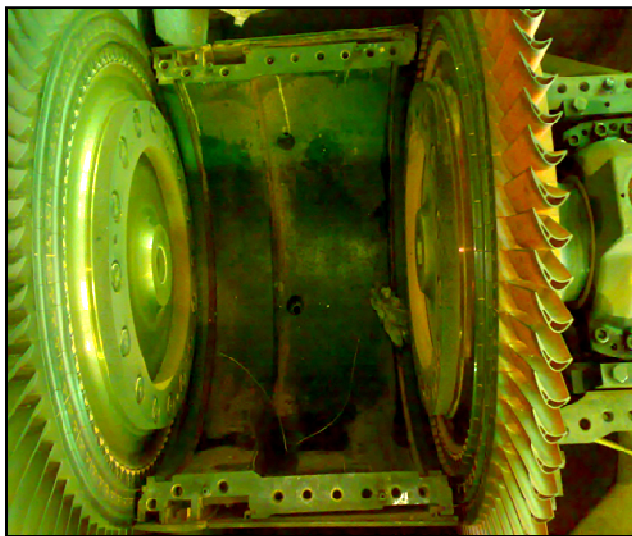


Figure II.11: Espace roues pour la transformation d'énergie

L'énergie des gaz fournis par le système de combustion, peut être modifiée en changeant le taux d'alimentation du combustible. De cette façon, on peut régler les valeurs de puissance utile nécessaires pour le processus technologique où la turbine à gaz sert de moteur d'entraînement.

II.8.3.5. Principe de fonctionnement

Les turbines à gaz produisent soit de l'énergie mécanique, soit des gaz d'échappement à haute vitesse et à haute température ou une combinaison des deux. L'énergie mécanique peut être utilisée pour alimenter un compresseur, un ventilateur ou une pompe tandis que les gaz d'échappement à haute

température, peuvent être utilisés pour produire de la vapeur ou de l'eau chaude, dans une chaudière de récupération de chaleur, son principe de fonctionnement est montré sur la Figure II.12. Egalement, les turbines à gaz peuvent être utilisées comme machines auxiliaires de systèmes combinés où l'énergie provenant d'autres sources est utilisée pour augmenter la puissance d'entrée de la turbine, où les gaz d'échappement sont utilisés comme air de combustion chaud dans un autre brûleur.

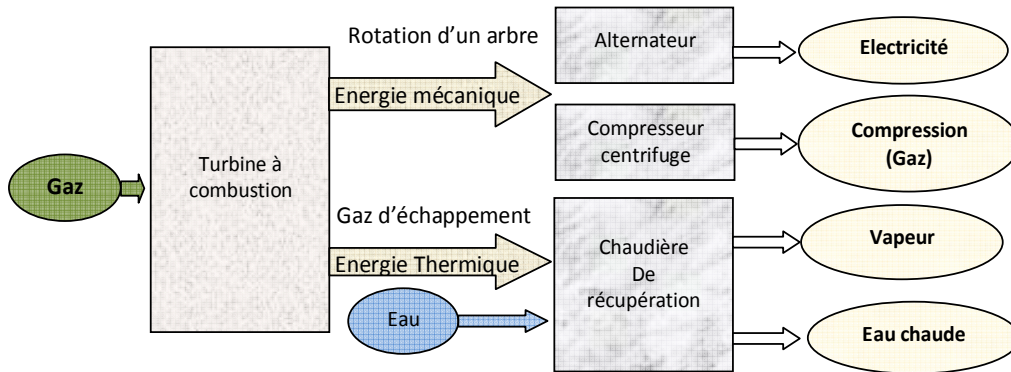


Figure II.12: Principe de fonctionnement

II.8.4. Accessoires des turbines à gaz

Les régénérateurs et les refroidisseurs intermédiaires font partie de l'équipement utilisé pour augmenter le rendement d'une turbine à gaz. Un régénérateur, appelé quelquefois récupérateur, est un échangeur de chaleur qui extrait la chaleur des gaz d'échappement de la turbine et préchauffe l'air à l'entrée de la chambre de combustion. L'installation d'un régénérateur est plus facile sur une grosse turbine qui assure une meilleure dérivation de l'air vers le régénérateur [41-45]. Aussi, on trouve dans les installations de turbine à gaz un refroidisseur intermédiaire, qui est un échangeur de chaleur qui refroidit l'air entre les étages du compresseur. Il est utilisé sur les turbines dotées de deux ou plusieurs compresseurs fonctionnant en série.

L'installation de régénérateurs ou de refroidisseurs intermédiaires sur les turbines à gaz, nécessite l'aide d'un spécialiste, le débit d'air doit être maintenu uniforme aux chambres de combustion et aux entrées des étages du compresseur, pour éviter tout déséquilibre causées par le refroidissement inégal, comme il est montré sur la Figure II.13. Lorsque ces appareils sont installés de manière appropriée, ils améliorent le rendement de la turbine de manière sensible et prolongent l'échelle de rendement de celle-ci.

Les démultiplicateurs font habituellement partie intégrante d'une turbine. Leurs composantes doivent être bien assorties à la vitesse et aux caractéristiques de la charge de cette machine. Sauf pour à des grandes installations, les alternateurs entraînés par la turbine générer la puissance électrique et sont également choisis en fonction de ses caractéristiques .

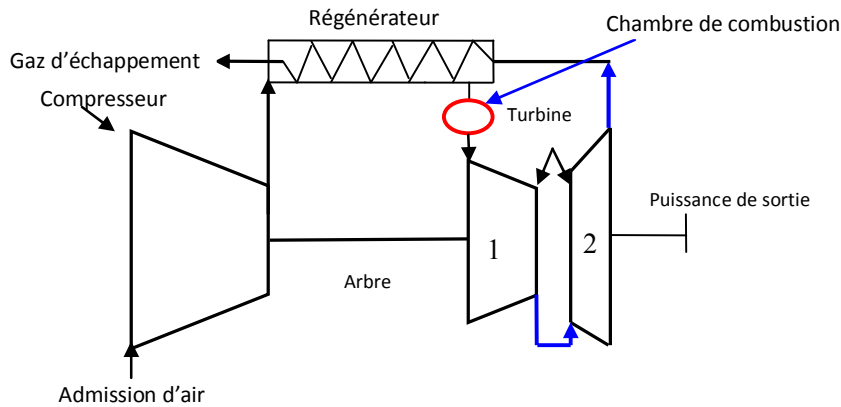


Figure II.13: Régénérateur d'une turbine à gaz

II.9. Longévité physique

La longévité physique c'est la somme des périodes de fonctionnement du matériels sans refus ; ou bien : la longévité physique caractérise la propriété du matériels pour conserver sa capacité de fonctionnement (avec des intervalles pour l'entretien), jusqu'au l'état limite. Cet état est déterminé par l'impossibilité de son fonctionnement ultérieur, l'abaissement d'efficacité exigence de sécurité fixée dans ce type d'installation. On mesure la longévité physique par différentes unités de mesure, pour chaque catégorie et type de machine. Pour des machines d'usage universel, on utilise l'unit é de temps par heure ou par année (par exemple moteurs ; pompes ; compresseurs). Pour les machines technologiques, qui servent à remplir des fonctions technologiques bien déterminées, on utilise : mètres forés ou puit forés, pour les machines dans les stations de pompages et le nombre de tours ou cycles (garniture de forage)...etc.

La Figure II.14, représente graphiquement les modifications de capacité de fonctionnement d'une machine pétrolières ou cour de son service. Dans le secteur 1-2 de la courbe correspond à la période de rodage qui est réalisée, afin de lisser les aspérités des surfaces des pièces mobiles en contact, à effectuer le réglage des éléments, serrage des écrous, à contrôler le fonctionnement. C'est une période de fonctionnement assez courte de durée avec une capacité de fonctionnement délibérément plus faible avec une efficacité réduite et un entretien spécial.

Si le rodage est réalisé convenablement, la fiabilité de service et la longévité de la machine en seront accrues, la croissance régulière du secteur 2-3 indique une transition progressive de la machine jusqu'à la capacité de fonctionnement normal (conformément aux caractéristiques de la fiche technique) matérialisée par les laps de temps 3-4, 4-5 .

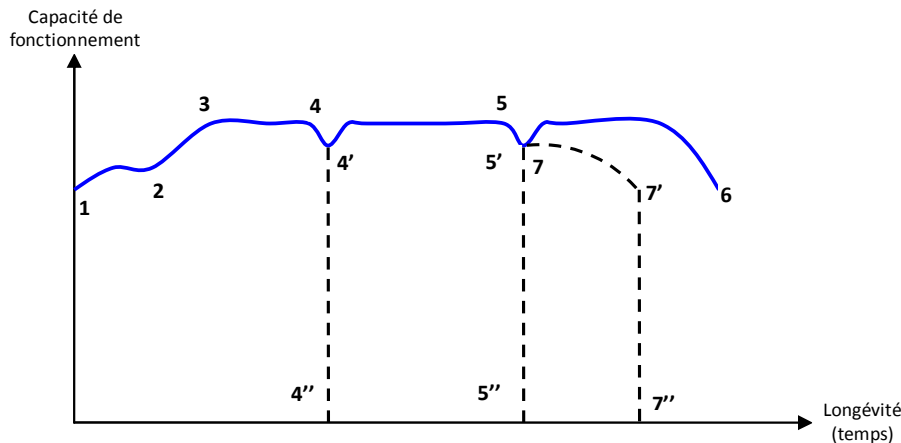


Figure II.14: Variation de capacité de fonctionnement

Les secteurs 4.4', 5.5' illustrent une réduction temporaire de la capacité de fonctionnement de la machine, par la suite du dérangement de ses assemblages. Pour remédier aux défauts, il faudra que le personnel d'entretien intervienne en temps opportun, si cette intervention n'a pas lieu, il est fort possible qu'il se produise une brusque dégradation de la capacité de fonctionnement (secteur 4-4'' et 5-5') ou une réduction consécutive continue de celle-ci (secteur 7-7').

L'entretien systématique des équipements en service est l'élimination des anomalies qui surgissent, pendant la marche assureront le fonctionnement normal de la machine à un temps prolongé. Cependant, sous l'action de plusieurs facteurs ; tels que (mécaniques, chimiques, électrochimiques...etc), la machine arrive à un moment où le fonctionnement normal ne peut être rétabli, pendant l'exploitation de celle-ci, c'est-à-dire qu'on se trouve dans la nécessité de mettre la machine en réparation (point 6). Le choix correct et opportun de ce moment est d'une importance primordiale pour que la réparation soit rapide, rentable et de bonne qualité.

II.10. Stabilité des compresseurs

Les compresseurs sont des composants critiques dans les installations de turbines à gaz, leurs performances (en terme de rendement et de taux de compression), ont des conséquences directes importantes sur la consommation spécifique de l'énergie.

Le fonctionnement de ces machines engendre des efforts, qui seront souvent la cause des défaillances ultérieures (efforts tournants, turbulence, chocs, instabilité). Ces efforts sont à leur tour causes de vibrations, qui vont endommager les structures et les composants de la turbine. L'analyse de ces vibrations permet d'identifier les efforts dès qu'ils apparaissent, avant qu'ils n'aient causé de dommage irréversible[10-16]. Aussi, elle permettra après analyse de déduire l'origine et d'estimer les risques de défaillance. Les vibrations excessives doivent être évitées lorsqu'elles sont détectées, parce qu'elles ont pour effet d'accélérer l'usure de l'équipement, qu'elles causent des dommages et qu'elles peuvent provoquer une défaillance et parfois même un accident catastrophique.

II.10.1. Prévision de stabilité vibratoire

Le compresseur de la turbine GE 3002, se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent l'énergie cinétique en pression plus élevée. Le système à flux axial produit des débits d'air élevés, nécessaires pour obtenir des valeurs élevées de puissance utile, avec des dimensions réduites. En effet, la section d'admission dirige le courant d'air dans l'aspiration du compresseur de la turbine, elle fournit un débit d'air à écoulement lisse, non turbulent dans le compresseur. Du fait que le mouvement est relatif des aubages du rotor, par rapport à ceux du stator, l'écoulement dans un compresseur est fortement instationnaire. Une classification de ces différents phénomènes instationnaires est proposée par S. Callot dans [34] est représentée sur la Figure II.15.

La surveillance vibratoire par mesure et analyse du comportement dynamique démontre que la turbine est adaptée, ou contraire qu'elle doit être améliorée mécaniquement, pour remplir sa mission. Donc, le problème étant de savoir quelle est la méthode choisie pour renforcer la gestion d'analyse des signaux vibratoire émis par les composants de la turbine à gaz. En qualité d'indicateur complémentaire et efficace pour obtenir une meilleure qualité de surveillance vibratoire, dans le but d'assurer leur stabilité en fonctionnement, et porter des précisions sur quelques points liés directement à leur stabilité vibratoire latérale de rotor de compresseur axial. La limite de stabilité et la fréquence du pompage de ce type de compresseur peuvent ainsi être estimés de façon théorique. En revanche, le fait que le modèle ne tienne pas compte des caractéristiques du système de compression (interactions rotor/stator, inertie aérodynamique et géométrie des canaux) limite son domaine d'application. Dans le cas de notre étude, la Figure II.16, représente la géométrie de rotor examiné dans cette thèse.

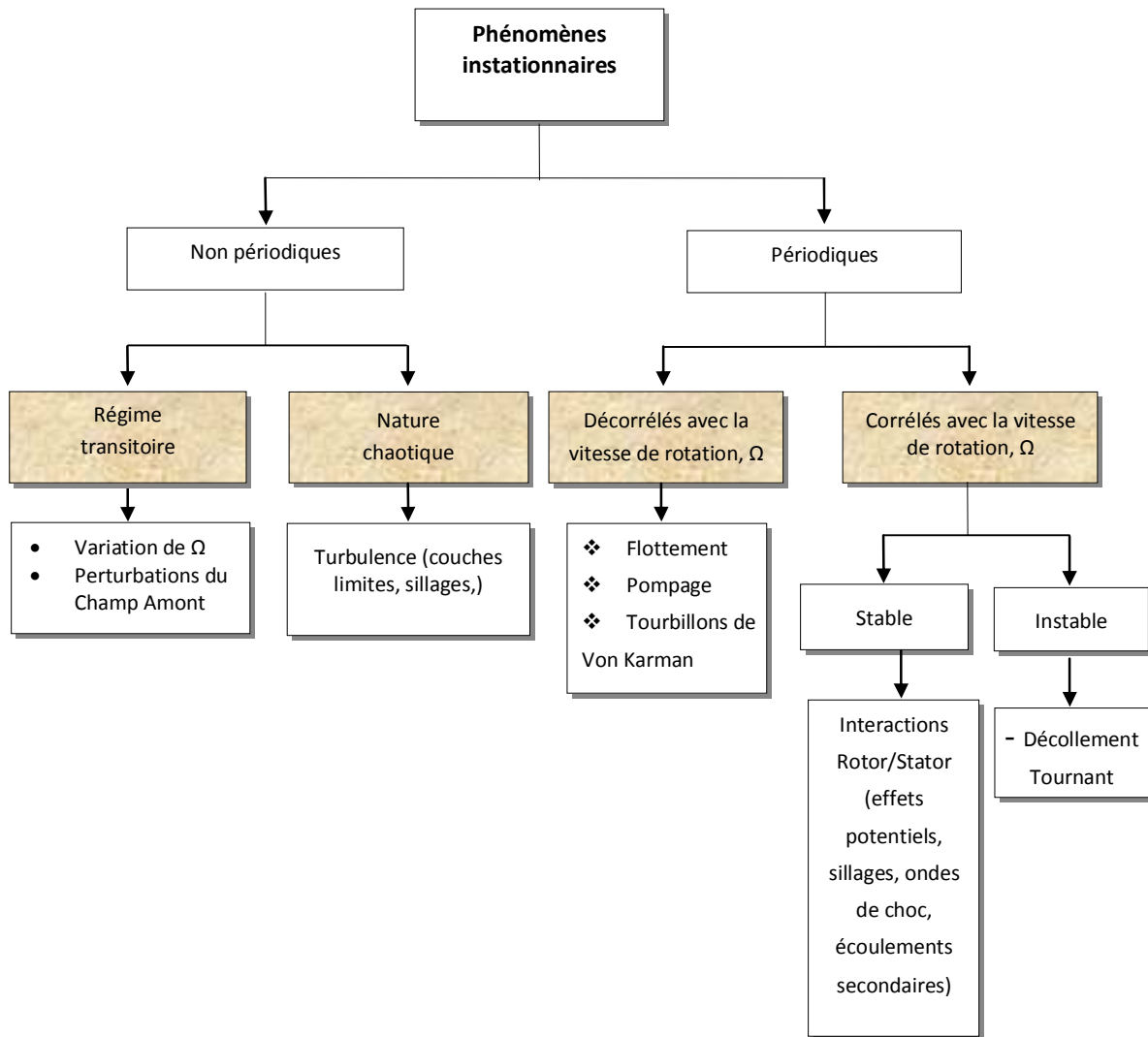


Figure II.15: Classification des instationnarités dans un compresseur

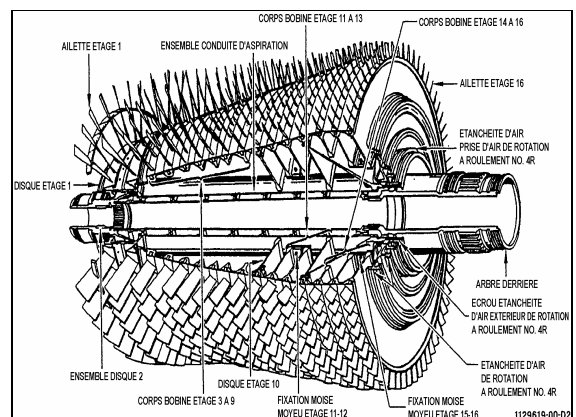
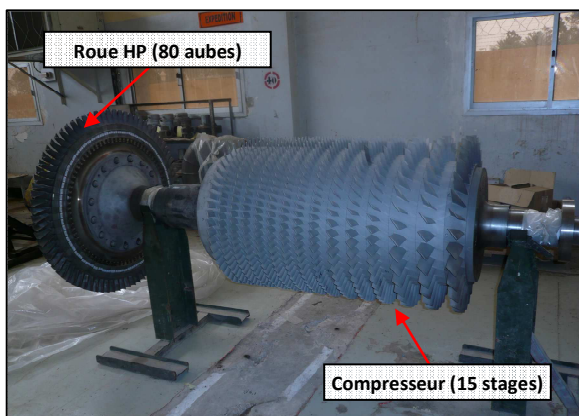


Figure II.16: Compresseur axial d'une turbine GE 3002

Le tableau II.3, ci-dessous donne le nombre d'aubes pour chaque étage, du compresseur axial d'une turbine GE 3002, concerne la station de compression SC2 située à Hassi R'Mel « M'seka», au niveau la direction de maintenance laghouat (DML).

Etages	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Nbre aubes	32	34	36	50	52	54	68	68	69	69	69	69	69	69	58

Tableau II.3 : Nombre d'aubes pour chaque étage du compresseur axial d'une turbine GE 3002

II.10.2. Problèmes des turbocompresseurs

En réalité industrielle, les problèmes majeurs de l'instabilité rencontrés dans les turbocompresseurs sont l'usure de ces ailettes (surtout les ailettes fixe et les ailettes mobiles), ces ailettes (aubes) sont les éléments les plus chers dans le compresseur, comme il est montré sur la Figure II.17, cette usure est causée par :

- Le phénomène d'érosion provoquée par une mauvaise filtration de l'air,
- L'élévation de la température à des grands seuils (1200°C),

Ainsi que le phénomène de vibration est pratiquement provoqué par :

- Un mauvais alignement d'un arbre par rapport à l'autre (arbre compresseur et arbre turbine),
- Un mauvais équilibrage des ailettes (mauvais montage des ailettes) ou du rotor,
- Démarrage de la machine à froid (basse de température de l'huile de graissage),
- Démarrage sans virage,
- Fermeture de la soupape anti-pompage au démarrage de la turbine de lancement.



Figure II.17: Usure des ailettes du compresseur axial

La stabilité d'un compresseur est définie par la réponse de la machine, lorsque son point de fonctionnement est modifié par une perturbation transitoire. Le compresseur est stable si le système retourne à son état initial. Lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment, sous l'effet de contraintes thermiques, s'ils se déforment de façon dissymétrique, les centres de gravité se déplacent et les efforts varient. Alors, le critère de diagnostic repose sur la corrélation entre les variations de température et l'évolution des vibrations [60,64].

La rapidité de l'évolution renseignera sur l'origine du défaut, on distingue deux types de stabilité: Le premier concerne la stabilité opérationnelle, qui est relative au couplage des caractéristiques des différents éléments du système ; tels que l'étages de compresseurs et de turbines, les entrées d'air et les tuyères et chambres de combustion.

Le deuxième type est la stabilité aérodynamique de la machine, cette notion correspond à la possibilité pour le compresseur de fonctionner de façon quasi stationnaire, sur un point de sa caractéristique. Dans ce cas, l'automate programmable Mark VI, fournit la protection contre les vibrations et affiche les paramètres de base de vibration, comme il est montré sur la Figure II.18. Cette configuration fournit le maximum de viabilité, par l'interface directe depuis les proximités du dispositif de commande de la turbine, pour la protection du déclenchement et encore retient l'accès en temps réel pour assurer la stabilité en fonctionnement [27, 43, 60 et 64].

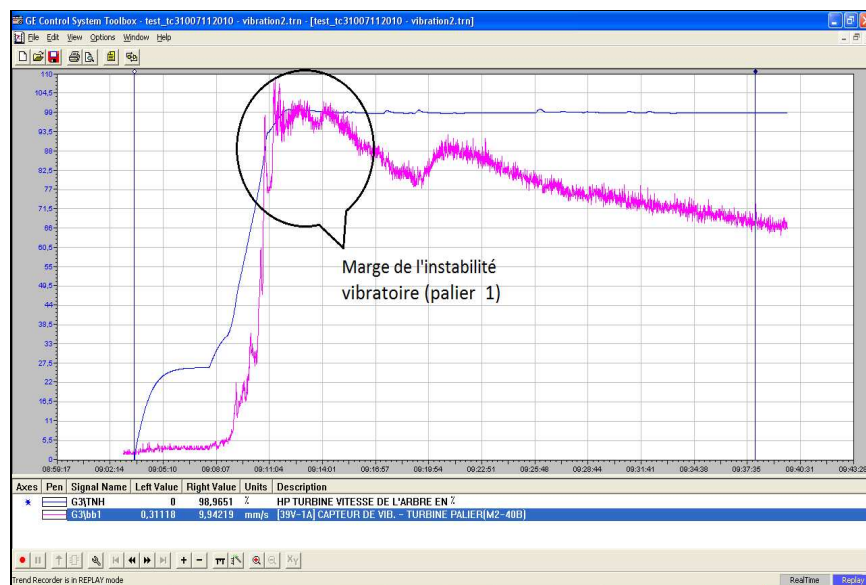


Figure II.18: Interface de vibration du palier du compresseur axial d'une turbine à gaz GE

Dans le cas où la commande de vitesse est constante, sera obtenue en affichant le réglage de commande de directrice à 99 % pour la valeur minimum, et à 100 % pour la vitesse maximum. Dans ces applications le débit d'air au niveau de compresseur est poussé au maximum [27].

La surveillance du niveau de vibration des détecteurs et du point de consigne est faite au moyen du commutateur sélectionneur, monté sur la carte d'étalonnage de l'automate Mark VI. Les paramètres étant définis dans le programme de contrôle, cette surveillance consiste à :

- Collecter périodiquement les mesures permettant l'extraction des paramètres,
- Comparer les valeurs à des seuils pré-définis,
- Suivre l'évolution dans le temps des valeurs atteintes pour chacun d'eux (historiques d'évolution),
- Interpréter les évolutions et dépassements de seuils (élaboration du diagnostic),
- Analyser les spectres et signaux temporels acquis pour affiner ou confirmer le diagnostic.

II.10.3. Seuils critiques

Les seuils critiques prédéfinis dans les systèmes de turbines à gaz, comme ils sont montrés sur la Figure II.19, sont généralement deux types :

1. **Seuil alarme** : indique qu'un changement significatif est intervenu. La machine peut généralement continuer de fonctionner durant la phase d'analyse.
2. **Seuil critique ou d'admissibilité** : niveau au-delà duquel la poursuite du fonctionnement de la machine peut provoquer une avarie. Une intervention est requise.

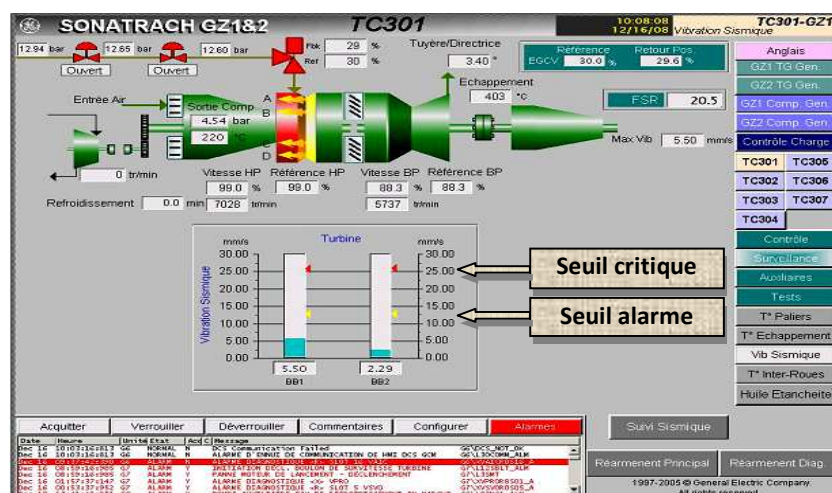


Figure II.19: Interface d'affichage des vibrations

II.10.4. Stabilité de compresseur

Malgré les développements faits ultérieurement sur la stabilité des compresseurs dans plusieurs travaux de recherches et industriels [5-15]. Ces machines sont soumises à des risques mécaniques importants. Certaines d'entre elles doivent pouvoir être automatiquement arrêtées, lorsque des forces de pression augmentent et dépassent un certain seuil de dangers du pompage, provoquant un risque de perte de stabilité pour la machine, des mesures appropriées, puissent être prises pour assurer la stabilité des compresseurs. Cela, nécessite une prévision suffisamment fine des caractéristiques dynamiques et de ces l'écoulement stationnaires et instationnaires, pour disposer d'une capacité suffisante, dans le but d'assurer la stabilité globale de système.

II.10.4.1. Stabilité aérodynamique

La nature de l'écoulement dans les compresseurs et leurs composants, provoquant des phénomènes d'instabilité sur ces installations du gaz et sont soumises à des risques mécaniques importants. En effet, la présence des discontinuités dans l'écoulement crée une excitation sur les harmoniques de la vitesse de rotation, jusqu'à un ordre très élevé. Lorsque les forces de pression augmentent (débits faibles), il existe un risque de perte de stabilité, sur les composants de la machine. Donc ces turbocompresseurs sont caractérisés par l'évolution de son taux de pression en fonction du débit pour assurer leurs stabilités [9-16].

Pour comprendre la dynamique de fonctionnement dans les compresseurs, il faut étudier les causes aérodynamiques de l'instabilité, des étages de compression pour déterminer là où les composants défectueux du système, ces contraintes peuvent souvent s'exprimer sous la forme de relations au phénomène de pompage dans un système de compression.

II.10.4.2. Phénomène de pompage

Le phénomène de pompage dans les compresseurs c'est un état d'instabilité, pour contrôler ce phénomène, les compresseurs sont doté d'un système anti pompage pour leurs protections. Ce système anti pompage utilise une ligne de pompage, correspond à la limite au-delà de laquelle le compresseur ne peut pas fonctionner en régime stable [41-45]. Elle passe au voisinage du point où le taux de pression en maximum, l'allure de cette courbe peut être déterminée en utilisant les coefficients de pression totale et de débit :

$$\psi = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \quad (II.4)$$

$$\varphi = V_z / U_m \quad (II.5)$$

Avec, ψ le coefficient de pression totale, ΔP la variation de pression totale à la traversée du compresseur, U_m la vitesse périphérique du rotor, V_z la composante axiale de la vitesse et φ le coefficient de débit.

En notant les grandeurs relatives au point d'apparition du pompage, la conservation du débit et l'évolution du taux de pression peuvent s'écrire :

$$\frac{Q_s}{\varphi_s \cdot S} = \rho \cdot U_m \quad (II.6)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{P_1 + \Delta P_s}{P_1} \right] \quad (II.7)$$

Où P_1, P_2 : Pression totale à l'entrée (respectivement sortie) du compresseur, Q le débit d'aspiration du compresseur et S la section d'entrée de la machine.

En posant:

$$B = \frac{1}{2S^2 \cdot \rho P_1} \left[\frac{\psi_s}{\varphi_s^2} \right] \quad (II.8)$$

Et en remplaçant ΔP_s dans (II.6) par les expressions (II-4) et (II-5), on montre que :

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_s - 1 = B Q_s^2 \quad (II.9)$$

Donc, la ligne de pompage possède une allure d'une parabole, comme il est montré sur la Figure II.20, lorsque la vitesse de rotation de la machine varie, il est fondamental que le point de fonctionnement (même transitoire) soit tenu éloigné de cette zone. Malheureusement le débit φ_s est difficile à estimer, et les constructeurs s'attachent à définir ces marges importantes. La marge au pompage peut être définie par l'équation (II-9).

$$M \arg e = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_S - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{DP}}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{DP}} \quad (II.10)$$

Avec, S (surge) le grandeur relatives au point d'apparition du pompage et DP (Design Point) le grandeur relatives au point de fonctionnement nominal.

Ainsi, la marge au pompage peut atteindre 20% dans le cas des compresseurs axiaux de turboréacteur, et 10% dans le cas des machines centrifuges[27,45,60 et 64]... Une bonne compréhension des mécanismes physiques relatifs aux instabilités aérodynamiques est une étape incontournable pour tenter de réduire ces marges et améliorer les performances des compresseurs.

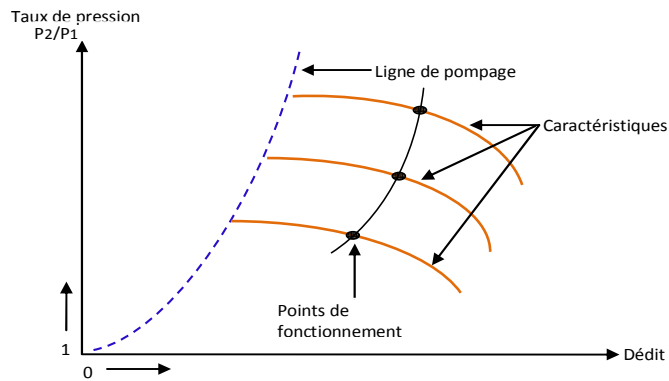


Figure II.20: Allure de la ligne de pompage

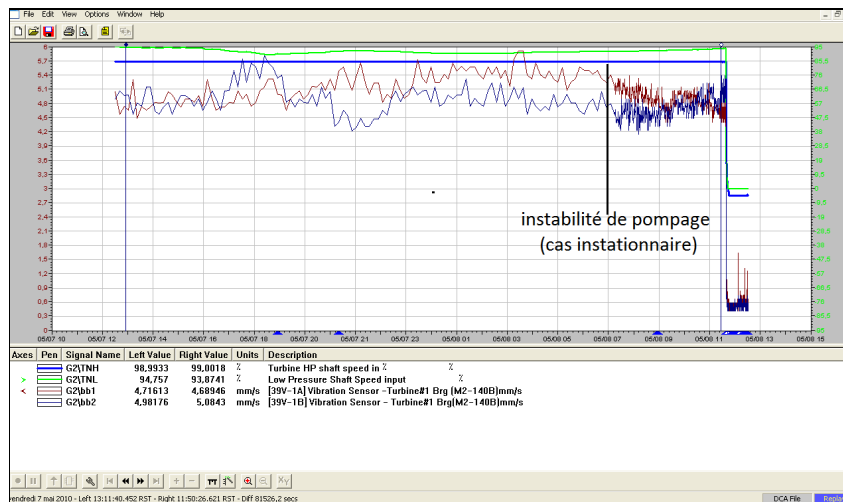


Figure II.21: (Instabilité) instationnaire de pompage

Enfin, les dispositifs de sécurité et de contrôle la stabilité de fonctionnement d'une turbine à gaz et leurs composants, sont divisés selon les fonctions alarme et déclenchement. En général une alarme indique le mauvais fonctionnement de la turbine et de ses auxiliaires, mais le fonctionnement n'est tellement mauvais qu'il produise un danger immédiat.

Des mauvais fonctionnements doivent toutefois être éliminés, aussi vite que possible, les systèmes de déclenchement de l'automate programmables Mark VI, détermine en revanche l'arrêt de la turbine, pour assurer ça protection contre les endommagements, et pourraient déterminer les situations dangereuses pour l'utilisateur [27].

Les dispositifs de déclenchement utiliser sur la turbine et ses équipements accessoires, consistent en général dans plusieurs systèmes, tels que :

- ❖ Un système de détection de la vitesse de la rotation, des vibrations et du déplacement axial d'arbre du rotor,
- ❖ Un système de détection de la température de refoulement,
- ❖ Un système de détection de la pression, de la température et du taux du débit du combustible gazeux et du combustible liquide,
- ❖ Un système de détection de la pression et de la température de l'huile lubrifiante, de l'huile hydraulique et de l'huile de commande,
- ❖ Un système de détection du gaz et du feu,
- ❖ Un système de détection de la température à l'intérieur de l'enceinte ou du protecteur acoustique,
- ❖ Un système de comparaison entre les mesurages multiples des paramètres critiques de fonctionnement (pression du gaz entre valves, pression de refoulement du compresseur, température tuyère, position des valves à gaz, position des robinets de purge, position des actionneurs,... etc).

Le tableau II.4, représente la description des alarmes, de leurs causes et des remèdes à apporter d'une turbine à gaz.

Pannes / Alarme	Causes Probable	Remèdes
Le rotor ne décollé pas (stabilité du rotor).	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Manque de gaz de lancement. ▪ Vanne d'alimentation en gaz défectueuse. ▪ La pression du gaz de lancement ne monte pas. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Vérifie la vanne de gaz de lancement et ses auxiliaires. ▪ Contrôle de la pression dans le collecteur de lancement.
Certaines chambres ne s'allument par.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Injecteur de combustible bouché, sale ou fuite. ▪ Tube d'interconnexion défectueuse. ▪ Arrivée lente du gaz combustible. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Contrôle de l'état des tubes d'interconnexion et des injecteurs. ▪ Contrôle de l'état des joints d'injecteurs des chambres non allumées.
Augmentation excessive de la vitesse.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Commande incorrecte de la vanne. ▪ Mauvais fonctionnement de la carte électronique de commande de combustible. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Contrôle de la vanne de commande. ▪ Contrôle ou échange de la carte électronique de commande de combustible.
Température huile haute ou basse	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Défaut dans chauffage huile ou dans le réfrigérant. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Baisse : vérifier le fonctionnement des calrods de chauffage. Le démarrage est impossible si la température est trop basse. ▪ Haute : vérifier le fonctionnement des aéroréfrigérants et de la vanne thermostatique.
Indicateurs d'allumage instable (Problème dans les chambres de combustion).	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Tube de flamme défectueux. ▪ Pièce de transition (convoyeur de flamme) fondu ou brûlé. ▪ Tube de flamme écrasé. ▪ Tube d'interconnexion trop chaud. des mesures 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Changement des tubes. ▪ Changement de pièce de transition. ▪ Contrôle des tubes et leur installation dans les chambres de combustion.
Pressions de gaz combustible augmente (système de combustion).	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Interruption dans la ligne du gaz combustible. ▪ Clapet anti-retour bloqué. ▪ Présence des condensât le gaz combustible. ▪ Bouchage du diviseur de débit. ▪ Défaillance de la chaîne de régulation. ▪ Pression fuel gaz. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Contrôle de la pression du gaz combustible. ▪ Déposé et contrôlé le clapet. ▪ Purge des lignes d'alimentation en fuel gaz. ▪ Débouchage du diviseur de débit de gaz. ▪ Contrôle et réétalonnage des éléments constituant La boucle de régulation.

Tableau II.4 : Alarmes et leurs causes et remèdes à apporter

II.11. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les notions de bases de vibration ainsi que les principes et stratégies de la surveillance par analyse vibratoire ; une description générale d'une turbine à gaz et de ses principaux éléments constructifs. En outre, un tour d'horizon a été réalisé autour des études réalisées ces dernières années, traitant le comportement vibratoire des turbines ainsi que des moyens pour se prémunir des vibrations mécaniques. La surveillance par analyse vibratoire doit dans un premier temps permettre de détecter les défauts pour éviter toute dégradation de la turbine mais également prévenir de l'émergence d'un problème et des répercussions sur son fonctionnement. Dans ce travail nous avons présenté les systèmes d'archivage des données utilisées avec les systèmes de commande des turbines pour apporter des données dans l'IHM (Interface Homme Machine). De plus la stabilité des turbomachines est une condition de fonctionnement illimité dans les processus industriels, dans le cas de compresseur, l'instabilité est responsable de phénomènes vibratoires importants qui, s'ils coïncident avec l'une des fréquences propres de la machine, peuvent induire une fatigue prématurée des aubages. Enfin, nous étudierons dans le chapitre suivant, le comportement dynamique vibratoire d'un prototype expérimental d'une turbine à gaz comporte deux arbre, (un arbre HP, haut pression, et un arbre BP, base pression), ce prototype expérimental a été construit dans le but de développer un système capable de détecter, localiser pour suivre certains anomalies.

CHAPITRE III

MODELISATION DES VIBRATIONS D'UNE TURBINE A GAZ (TESTS EXPERIMENTAUX)

Dans un contexte de productivité des installations industrielles de secteur pétrolier, les turbines à gaz sont des équipements principaux soumis à plusieurs phénomènes instables prouvant être dangereuses sur leurs bon fonctionnement. L'objectif de ce chapitre est l'amélioration de ses performances de compétitivité, en termes d'analyse et contrôle de ces comportements dynamiques ; dans le cadre de l'élaboration d'un système de supervision des défauts basé sur la technique d'ondelettes avec une analyse spectrale, appliquée sur un banc d'essais expérimentale d'une turbine à gaz comportant plusieurs anomalies liées aux éléments principaux (arbres et rotors). Pour cela il est important de faire une modélisation simplifiée des éléments de rotors, et de rappeler les caractéristiques des phénomènes vibratoires, leurs origines et leur modélisation. Après avoir défini c'est quoi une vibration, nous citerons les différentes sources vibratoires rencontrées dans les mécanismes. Cette étude permet de faire la détection et la localisation des phénomènes vibratoires dans la turbine dévisagé, en utilisant l'analyse en ondelettes sur signaux entrées /sorties de plusieurs configurations de tests de validations réalisées, en mode temporel qu'en fréquentiel.

III.1. Introduction

Les turbines à gaz sont utilisées dans les applications industrielles, et possèdent une large présence dans l'industrie pétrolière dans le cas de la réinjection des puits, ainsi que pour le transport du gaz le long des gazoducs. En effet, ces machines sont soumises à plusieurs paramètres d'instabilités, influençant directement sur leurs rendement. Plusieurs travaux scientifiques et industriels ont été réalisés dans la littérature dans le but d'améliorer les performances de ces matériels, et pour construire des modèles mathématiques représentant le plus réellement possible l'état de leur fonctionnement. L'objectif de ce chapitre est de prévenir les défaillances de cette machine, afin d'assurer une disponibilité optimale, à base des tests expérimentaux, en utilisant l'analyse vibratoire pour détecter les dysfonctionnements de ce système.

Ce chapitre, traite aussi la modélisation des défauts en utilisant les techniques spectrale qui permettra d'avoir des modèles exploitable, basé sur un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, représentant les paramètres de fonctionnement de la turbine étudiée ainsi que l'analyse spectrale, qui consiste à relever le signal vibratoire mesuré sur la machine et de procéder à une analyse systématique pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée. La dynamique des rotors est étudiée dans le but d'assurer une surveillance permanente de ces machines et d'améliorer la sécurité et des performances de ce système. Aussi, l'objectif de ces tests pratiques est l'exploitation de la méthode d'ondelettes, pour relever le signal vibratoire mesuré sur la turbine, et de procéder à une analyse systématique afin de rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles sur l'installation considérée.

Cette étude a permis de faire l'analyse du comportement dynamique vibratoire d'un prototype d'une turbine à gaz comportant deux arbre, (un arbre **HP**, haute pression, et un arbre **BP**, basse pression) ; qui a été construit dans le but de faire des essais pour la détection des défauts et suivre certaines anomalies. L'utilisation des ondelettes avec l'analyse spectrale permettra de développer et de reproduire tous les principaux phénomènes de la dynamique de rotor de la turbine étudiée, avec des tests de validation positive [27,78 84, 88 et 90]. Ce choix se justifie essentiellement par son application dans le but de développer un système capable de détecter et de localiser les vibrations d'une turbine à gaz, en caractérisant ensuite la qualité de ces méthodes par des critères de robustesse et de validation. Les méthodes actuelles de surveillance consiste à l'intégration de logiciels d'analyse et de dédié au traitement de mesures prises pendant le fonctionnement usuel de la structure considérée, sans excitation artificielle, ni ralentissement, ni arrêt de machine.

III.2. Modélisation d'une turbine a gaz

L'étude du comportement dynamique et vibratoire des rotors occupe une place importante dans l'histoire de la science, notamment dans la dynamique des structure et des machines. Il est considéré parmi les phénomènes les plus complexes dont la modélisation et la simulation exigent des moyens numérique très efficaces et rapides, ainsi que la réalisation des expériences et des essais plus performant. Au cours du temps, la modélisation des rotors des turbines à gaz, et leurs méthodes d'analyse dynamique ont progressé avec les moyens de calcul. [50-58].

L'objectif de ce chapitre est de prévenir les défaillances et d'assurer une disponibilité optimale de la turbine examinée, basée sur des tests expérimentaux, avec une analyse vibratoire utilisée pour détecter les dysfonctionnements de ce système. En effet, les turbines à gaz sont des machines tournantes complexes, constitués de plusieurs éléments fixes et d'autres en mouvements. Dans le cadre de la modélisation mathématique des composantes de cette machine, en se basant sur les éléments essentielle tels que l'**arbre**, les **disques** et les **paliers**, montré sur la Figure III.1, pour réaliser une modélisation simplifiée des rotors, cette modélisation est souvent utilisée dans la littérature industrielle [60-70].

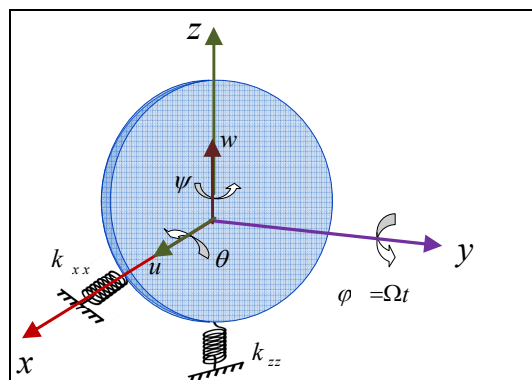


Figure III.1 : Eléments utilisée pour modélisation du disque et paliers

Pour la modélisation du **disque**, il s'agit de représenter les éléments rigides axisymétriques dont les caractéristiques sont données par leurs masses m , leurs inerties polaires I_p autour de l'axe de rotation y , et leurs inerties diamétrales I_d de la section droite. Dans ce cas, l'énergie cinétique du disque s'écrit alors sous la forme [26-29]:

$$T_{disque} = \frac{1}{2} \left[m \begin{pmatrix} \dot{u}^2 & \dot{w}^2 \end{pmatrix} + I_d \begin{pmatrix} \dot{\theta}^2 & \dot{\psi}^2 \end{pmatrix} + I_p (2\Omega\dot{\theta}\dot{\psi} + \Omega^2) \right] \quad (III.1)$$

Et pour la modélisation de **l'arbre**, ce dernier est flexible et considéré en tant qu'une poutre de section circulaire, caractérisée par l'énergie cinétique et l'énergie de déformation. Pour l'énergie cinétique, la formulation peut être déduite par extension de l'énergie cinétique du disque en considérant une masse d'arbre infiniment mince d'épaisseur dy . Dans ce cas, il suffit de prendre comme masse élémentaire $dm = \rho S dy$, et comme inertie principales dans le repère lié à l'élément fixe, comme il est représenté par les équations suivantes :

$$dI_{dx} = \iiint_{(v)} (y^2 + z^2) dm = \left(\iint_{(s)} z^2 ds \right) \rho dy = \rho I dy \quad (III.2)$$

$$dI_{dy} = \iiint_{(v)} (x^2 + z^2) dm = \left(\iint_{(s)} x^2 ds + \iint_{(s)} z^2 ds \right) \rho dy = 2\rho I dy \quad (III.3)$$

Pour la modélisation du l'arbre de façon semblable, l'énergie cinétique de l'arbre s'écrit en intégrant sur la longueur L , on a les énergies cinétique T_{arbre} et l'énergie potentielle U_{arbre} ainsi que la fonction de dissipation F_{arbre} donnée par:

$$T_{arbre} = \frac{\rho S}{2} \int_0^L \left(\dot{u}^2 + \dot{w}^2 \right) dy + \frac{\rho I_d}{2} \int_0^L \left(\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2 \right) dy + 2\rho I_p \Omega \int_0^L \dot{\theta} \dot{\psi} dy + \rho I_p L \Omega^2 \quad (III.4)$$

Où :

- $\frac{\rho S}{2} \int_0^L \left(\dot{u}^2 + \dot{w}^2 \right) dy$, est l'expression de l'énergie cinétique d'une poutre en flexion,
- $\frac{\rho I_d}{2} \int_0^L \left(\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2 \right) dy$, représente l'effet secondaire de l'inertie de rotation,
- $\rho I_p L \Omega^2$ est un terme constant, représente l'énergie de rotation de l'arbre, il a une contribution nulle dans les équations du mouvement,
- $2\rho I_p \Omega \int_0^L \dot{\theta} \dot{\psi} dy$, est un terme représentant l'effet gyroscopique.

L'énergie de déformation de l'arbre est calculée à partir de la déformation d'un point de la section droite de l'arbre, la formulation générale de l'énergie cinétique de l'arbre est similaire à celle développée pour le disque [1-6, 10, 15, 41 et 45].

L'énergie potentielle de l'arbre U_{arbre} est donnée par l'équation suivante:

$$U_{arbre} = \frac{EI_d}{2} \int_0^L \left(\left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial y} \right)^2 \right) dy \quad (III.5)$$

La fonction de dissipation F_{arbre} est donnée par :

$$F_{arbre} = \frac{EI_d \eta}{2} \int_0^L \left(\left(\frac{\partial \dot{\theta}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{\psi}}{\partial y} \right)^2 \right) dy + \frac{EI_d \eta \Omega}{2} \int_0^L \frac{\partial \theta}{\partial y} \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial y} dy \quad (III.6)$$

Avec, ρ la densité de l'arbre, E module d'Young, L sa longueur, S sa surface, η le coefficient d'amortissement.

D'une manière générale, pour la modélisation des **paliers**, qui induisent des forces extérieures agissantes sur l'arbre comportent des caractéristiques de raideurs et d'amortissement suivant les directions x et z et par les termes croisés. Ces caractéristiques sont sur le plan de la section droite selon les directions, comme il est montré sur la Figure III.2. La contribution énergétique des paliers s'exprime en terme d'énergie de déformation U_{palier} associée à leur raideur, et de fonction de dissipation F_{palier} et associée à leur amortissement [15-17]: .

Le travail virtuel δW_p des forces extérieures agissant sur l'arbre s'écrit sous la forme :

$$\delta W_p = -k_{xx} u \delta_u - k_{xz} w \delta_u - k_{zz} w \delta_w - k_{zx} u \delta_w - c_{xx} u \dot{\delta}_u - c_{xz} w \dot{\delta}_u - c_{zz} w \dot{\delta}_w - c_{zx} u \dot{\delta}_w \quad (III.7)$$

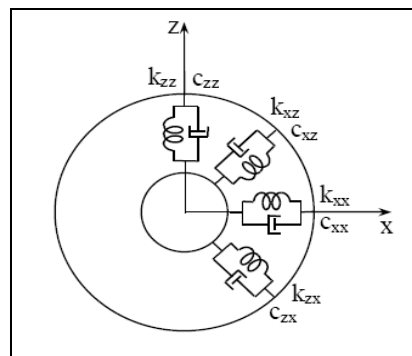


Figure III.2 : Amortissement et raideurs des paliers

ou

$$\delta W_p = F_u \delta_u + F_w \delta_w \quad (III.8)$$

où F_u et F_w sont les forces généralisées déterminées à partir des caractéristiques de raideur et d'amortissement des paliers. En utilisant les deux équations (III.7) et (III.8) il vient :

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (\text{III.9})$$

Remarque : ces équations peuvent également être exprimées en fonction des déplacements dans le repère R . Ces dernières ne font intervenir que k_{xx} et k_{zz} et sont obtenues à partir de l'expression du travail virtuel suivant :

$$\begin{aligned} \delta W_p = & -k_{xx}(u^* \cos \Omega t + w^* \sin \Omega t)(\delta u^* \cos \Omega t + \delta w^* \sin \Omega t) \\ & -k_{zz}(-u^* \sin \Omega t + w^* \cos \Omega t)(-\delta u^* \sin \Omega t + \delta w^* \cos \Omega t) \end{aligned} \quad (\text{III.10})$$

$$\begin{aligned} \delta W_p = & - \left[(k_{xx} \cos^2 \Omega t + k_{zz} \sin^2 \Omega t) u^* + \frac{\sin 2\Omega t}{2} (k_{xx} - k_{zz}) w^* \right] \delta u^* \\ & - \left[(k_{xx} \sin^2 \Omega t + k_{zz} \cos^2 \Omega t) w^* + \frac{\sin 2\Omega t}{2} (k_{xx} - k_{zz}) u^* \right] \delta w^* \end{aligned} \quad (\text{III.11})$$

L'équation (III.11.) montre que, si $k_{xx} \neq k_{zz}$, la contribution des paliers ne permet pas dans ce cas d'éliminer la variable(temps)des équations.

Pour la Figure III.2, on a :

* $k_{xx}, k_{zz}, c_{xx}, c_{zz}$, les rigidités et les amortisseurs selon les directions x et z de l'arbre.

* $k_{xz}, k_{zx}, c_{xz}, c_{zx}$, les rigidités et les amortissements dans une direction (x ou z), ils représentent des constantes d'accouplement.

$$U_{palier} = \frac{1}{2} (k_{xx}(u_1 - u_2)^2 + k_{zz}(w_1 - w_2)^2) \quad (\text{III.12})$$

$$F_{palier} = \frac{1}{2} \left(c_{xx}(\dot{u}_1 - \dot{u}_2)^2 + c_{zz}(\dot{w}_1 - \dot{w}_2)^2 \right) \quad (\text{III.13})$$

Où : $u_1 = \begin{pmatrix} u_1 \\ w_1 \end{pmatrix}$, est le déplacement au centre du rotor et $u_2 = \begin{pmatrix} u_2 \\ w_2 \end{pmatrix}$, est le déplacement du

stator.

La combinaison finale de ces matrices aboutit à l'équation matricielle du comportement dynamique du système, ou les données recueillies, dans notre cas d'étude, ont été analysées à l'aide des modèles mathématiques pour l'élément de structure du système de rotor. Afin, d'obtenir un modèle fiable pour l'analyse des vibrations de l'installation de turbine à gaz examinée, les paramètres de modélisation sont distingués, la masse de l'arbre M avec un raideur K , et le coefficient d'amortissement C , tournant avec une vitesse soumis à une force d'excitation $F = F_0 \sin \omega t$. L'équation du mouvement peut être écrit sous la forme suivant [25-29]::

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = F_0 \sin \omega t \quad (\text{III.14})$$

$$\ddot{x} + \frac{C}{M} \dot{x} + \frac{K}{M} x = F_0 \sin \omega t \quad (\text{III.15})$$

Avec, \ddot{x} , \dot{x} , x sont les déplacements et leurs dérivés (vitesse et accélération).

L'expression (III.14), est une équation homogène non linéaire du second ordre différentiel, ça solution est composée de deux parties $x = x_p + x_c$, qui devient complémentaire sous la forme:

$$x_p = A_1 \sin \omega t + A_2 \cos \omega t \quad (\text{III.16})$$

$$x_c = B e^{-at} + \sin(\omega_d t - \theta) \quad (\text{III.17})$$

Ce qui donne les équations suivantes, pour la vitesse et l'accélération :

$$\dot{x} = \omega A_1 \cos \omega t - \omega A_2 \sin \omega t \quad (\text{III.18})$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 A_1 \sin \omega t - \omega^2 A_2 \cos \omega t$$

En substituant les équations (III.16), (III.18) dans l'équation (III.14), ça nous donne :

$$(K - \omega^2 M)(A_1 \sin \omega t + A_2 \cos \omega t) + C\omega(A_1 \cos \omega t - A_2 \sin \omega t) = F_0 \sin \omega t \quad (\text{III.19})$$

A partir L'équation (III.19), on obtient les deux équations algébriques suivantes:

$$\begin{aligned} (K - \omega^2 M) A_1 - C\omega A_2 &= F_0 \\ (K - \omega^2 M) A_2 + C\omega A_1 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{III.20})$$

Avec, $K = \frac{\omega_n^2}{M}$ est la rigidité et $X_0 = \frac{F_0}{K}$, $\zeta = \frac{C}{C_c} = \frac{C}{2M\omega_n}$ est le rapport d'amortissement dans lequel $C_c = 2M\omega_n$ est le coefficient d'amortissement critique.

Par conséquent, l'amplitude de vibration forcée est donnée par:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(K - \omega^2 M)^2 + (C\omega)^2}} \quad (\text{III.21})$$

Ainsi, la force d'excitation:

$$F_0 = KX \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (\text{III.22})$$

La résonance se produit dans un corps vibrant lorsque la fréquence de la force d'excitation est égale à celle de la fréquence naturelle du corps. En divisant le numérateur et le dénominateur de l'équation (III.21) par K on trouve :

$$F_0 = KX \sqrt{\left(\frac{C\omega}{K}\right)^2 + \left(1 - \frac{M\omega^2}{K}\right)^2} \quad (\text{III.23})$$

III.3. Indices vibratoires

Aucun travail sérieux ne peut être fait sur l'étude des vibrations des turbines sans l'aide minimum de deux familles de documents fondamentaux : les fichiers d'identification de la turbine, avec les fichiers historiques.

III.3.1. Choix des indicateurs de vibration

Un indice vibratoire est un inducteur de surveillance des grandeurs vibratoires, dérivant les trois grandeurs cinématiques de base caractérisant un mouvement vibratoire (**accélération, vitesse et déplacement**), qui est sensible à l'apparition ou à l'évolution d'un défaut ou d'un ensemble de défauts. Les indicateurs de surveillance peuvent être classés en trois familles :

- **Les indicateurs scalaires**, qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance et/ou de l'amplitude crête du signal vibratoire,
- **Les indicateurs spectraux**, qui permettent de suivre à la fois l'évolution de la forme du signal, des amplitudes de chacune des composantes le constituant et de sa puissance,

- **Les indicateurs spécifiques** qui permettent la détection précoce d'un défaut particulier ou d'un symptôme précis.

La surveillance d'une turbine à gaz peut faire appel à une ou plusieurs de ces indices, le choix d'un mode de surveillance c'est en fonction de la fiabilité recherchée, et par voie de conséquence, de la nature et de la complexité de chaque turbine.

III.3.2. Seuil d'un indice vibratoire

Un seuil d'un indice vibratoire est le procédure de comparaison à un seuil d'une valeur d'un indicateur scalaire, défini à partir d'un indicateur spectral représentatif de l'image vibratoire d'un défauts donné (Balourd, frottement, désalignement, jeux écaillage de roulement,...etc.). A chaque indicateur est associé un seuil dont la valeur dépend de plusieurs paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz [41-45]:

- De l'indicateur considéré et de la nature des défauts associés à ce dernier (déséquilibre, désalignement, instabilité de paliers...),
- Type de la machine (Vitesse de rotation notamment),
- La valeur trop basse entraîne des alarmes non justifiées,
- La valeur trop élevée rend la détection précoce d'un défaut impossible et une panne peut même se produire sans la moindre alarme préalable,
- Le déclenchement intempestif se traduit par des pertes d'exploitation importante consécutives à l'arrêt et à l'inspection de l'installation et au redémarrage du procédé de production,
- Le déclenchement après dégradation conduit à des coûts de réparation, à des temps d'immobilisation et à des pertes d'exploitation considérablement plus importantes.

Aussi, une alarme n'est pas forcément associée à un déplacement de seuil. Elle peut être également le résultat d'une variation, relative de la valeur d'un indicateur par rapport à sa valeur précédente, ou à la moyenne d'un ensemble de valeurs antérieures choisies par l'exploitant de la turbine à gaz.

III.4. Détection des défauts par analyse spectrale

En réalité industrielle, les anomalies spectrales peuvent être classés en trois catégories :

1. Pics apparaissant à des fréquences multiples ou sous multiples de la vitesse de rotation,

2. Pics apparaissant à des vitesses indépendantes de la vitesse du rotor,
3. Densité spectrale provenant de composantes aléatoires de la vibration.

III.4.1. Phénomènes d'instabilités liées au rotor

III.4.1.1. Réponse aux balourds

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. De cette non concentricité, résulte l'application de forces centrifuges proportionnelle à la vitesse de rotation qui déforme le rotor, on dit que le rotor présente un phénomène de balourd [26-29].

Le balourd est constitué d'une masse ponctuelle m_b , (balourd discret), qui ne sont pas dans un même plan mais dans différents plans normaux à l'axe O_y , du repère R contenant les sections droites de l'arbre non déformé comme illustré sur la Figure III.3. Et son énergie cinétique doit être prise en compte.

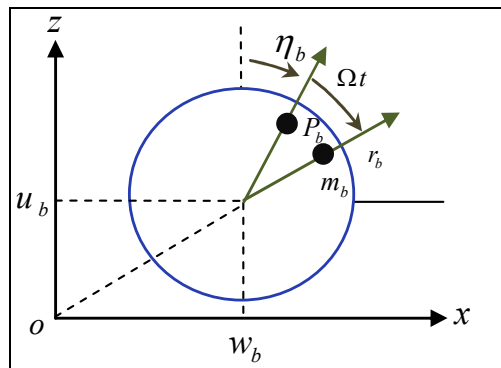


Figure III.3 : Force centrifuge due au Balourd

L'énergie cinétique T_b du balourd discret s'écrit :

$$T_b = \frac{m_b}{2} (\vec{v}_{P_b}^{R^g})^2 \quad (III.24)$$

Les coordonnées du balourd par rapport au sol R^g sont projetées dans R par :

$$\vec{O^g P_p} = \vec{O^g O} + \vec{O P_b} = \begin{Bmatrix} x_o \\ y_o \\ z_o \end{Bmatrix}_R + \begin{Bmatrix} u_b + r_b \sin(\Omega t + \eta_b) \\ y_b \\ w_b + r_b \cos(\Omega t + \eta_b) \end{Bmatrix}_R = \begin{Bmatrix} x_o + u_b + r_b \sin(\Omega t + \eta_b) \\ y_o + y_b \\ z_o + w_b + r_b \cos(\Omega t + \eta_b) \end{Bmatrix}_R \quad (III.25)$$

où :

- ❖ u_b et w_b , sont les coordonnées en mouvement transversal au centre géométrique C de l'arbre contenant le balourd.

En utilisant la formule de dérivation composée selon la (formule de BOUR), la vitesse du balourd par rapport au repère fixe R^g , (vitesse absolue) exprimée dans R est alors calculée :

$$\vec{v}_{P_b}^{R^g} = \frac{d\overrightarrow{O^g P_b}}{dt} = \frac{d\overrightarrow{O^g P_b}}{dt} + \vec{w}_R \wedge \overrightarrow{O^g P_b} \quad (\text{III.26})$$

Avec :

$$\vec{w}_R^{R^g} = \begin{Bmatrix} w^x \\ w^y \\ w^z \end{Bmatrix} \quad \text{et, la coordonnée } y_b \text{ selon l'axe } O_Y \text{ une constante temporelle par rapport au}$$

support, sa dérivée temporelle par rapport au repère R est nulle. Soit :

$$\vec{v}_{P_b}^{R^g} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_o + u_b + r_b \Omega \cos(\Omega t + \eta_b) \\ \dot{y}_o \\ \dot{z}_o + w_b - r_b \Omega \cos(\Omega t + \eta_b) \end{Bmatrix}_R + \begin{Bmatrix} w^x \\ w^y \\ w^z \end{Bmatrix}_R \wedge \begin{Bmatrix} x_o + u_b + r_b \sin(\Omega t + \eta_b) \\ y_o + y_b \\ z_o + w_b + r_b \cos(\Omega t + \eta_b) \end{Bmatrix}_R \quad (\text{III.27})$$

Ce qui conduit à :

$$\vec{v}_{P_b}^{R^g} = \begin{Bmatrix} \dot{u}_b + \dot{x}_o + r_b \Omega \cos(\Omega t + \eta_b) + (z_o + w_b + r_b \cos(\Omega t + \eta_b))w^y - (y_b + y_o)w^z \\ \dot{y}_o - (z_o + w_b + r_b \cos(\Omega t + \eta_b))w^x + (x_o + u_b + r_b \sin(\Omega t + \eta_b))w^z \\ \dot{w}_b + \dot{z}_o - r_b \Omega \sin(\Omega t + \eta_b) + (y_b + y_o)w^x - (x_o + u_b + r_b \sin(\Omega t + \eta_b))w^y \end{Bmatrix}_R \quad (\text{III.28})$$

En remplaçant le vecteur $\vec{v}_{P_b}^{R^g}$ par ses composantes données par l'équation (III.28) dans (III.24), il vient :

$$\begin{aligned} T_b = \frac{m_b}{2} & \left((\dot{u}_b + \dot{x}_o + r_b \Omega \cos(\Omega t + \eta_b) + (z_o + w_b + r_b \cos(\Omega t + \eta_b))w^y - (y_b + y_o)w^z)^2 \right. \\ & + (\dot{y}_o - (z_o + w_b + r_b \cos(\Omega t + \eta_b))w^x + (x_o + u_b + r_b \sin(\Omega t + \eta_b))w^z)^2 \\ & \left. + (\dot{w}_b + \dot{z}_o - r_b \Omega \sin(\Omega t + \eta_b) + (y_b + y_o)w^x - (x_o + u_b + r_b \sin(\Omega t + \eta_b))w^y)^2 \right) \end{aligned} \quad (\text{III.29})$$

Les termes de l'équation (III.29) sont regroupés de manière à obtenir l'expression suivante :

$$\begin{aligned}
 T_b = & \frac{m_b}{2} \dot{t}_1(y_b, t) + \frac{m_b r_b^2}{2} \left((\Omega + w^y)^2 + (w^x \cos(\Omega t + \eta_b) - w^z \sin(\Omega t + \eta_b))^2 \right) \\
 & + m_b r_b \left((x_o + u_b + (w_b + z_o) w^y - (y_b + y_o) w^z) (\Omega + w^y) \cos(\Omega t + \eta_b) \right. \\
 & - (y_o - (w_b + z_o) w^x + (x_o + u_b) w^z) (w^x \cos(\Omega t + \eta_b) - w^z \sin(\Omega t + \eta_b)) \\
 & \left. - (z_o + w_b + (y_b + y_o) w^x - (x_o + u_b) w^y) (\Omega + w^y) \sin(\Omega t + \eta_b) \right)
 \end{aligned} \quad (III.30)$$

Le terme $\frac{m_b r_b^2}{2} \left((\Omega + w^y)^2 + (w^x \cos(\Omega t + \eta_b) + w^z \sin(\Omega t + \eta_b))^2 \right)$, a une contribution nulle dans les équations du mouvement puisqu'il n'est pas fonction des coordonnées en mouvement u_b et w_b . De plus, la masse m_b fait partie de la masse totale du rotor, déjà comptabilisée. L'expression final de l'énergie cinétique T_b du balourd s'écrit donc sous la forme suivante:

$$\begin{aligned}
 T_b = & m_b r_b \left((x_o + u_b + (w_b + z_o) w^y - (y_b + y_o) w^z) (\Omega + w^y) \cos(\Omega t + \eta_b) \right. \\
 & - (y_o - (w_b + z_o) w^x + (x_o + u_b) w^z) (w^x \cos(\Omega t + \eta_b) - w^z \sin(\Omega t + \eta_b)) \\
 & \left. - (z_o + w_b + (y_b + y_o) w^x - (x_o + u_b) w^y) (\Omega + w^y) \sin(\Omega t + \eta_b) \right)
 \end{aligned} \quad (III.31)$$

Ce déséquilibre génère de fortes vibrations à la vitesse de rotation de la turbine, il apparaît lorsque l'axe de gravité du rotor (axe d'équilibre des masses) ne correspond pas à son axe de rotation. Ce déséquilibre est provoqué par une répartition non homogène des masses autour de l'axe de rotation. Des nombreux défauts, autres que ceux du balourd, s'expriment par une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation ; C'est l'analyse des phases qui permet de les différencier.

III.4.1.2. Caractéristique de défaut d'alignement

L'implantation de l'accéléromètre sur la turbine, pour détecter le déséquilibre du rotor est très importante, c'est pour cela que chaque détection doit être effectuée sur des points précis de mesures. En effet, le défaut d'alignement est un phénomène mécanique, comme il est montré sur la Figure III.4, peut donner des images vibratoires sensiblement différentes en fonction du point de mesure, toujours le plus possible proche aux points de mesure des paliers. L'introduction d'anomalies comme les défauts de balourd et de désalignement et autres modifie la structure des signaux : l'amplitude générale peut augmenter et des modulations d'amplitude et de phase apparaissent, les signaux recueillis ont été observés dans différents domaines d'analyse, domaine spectral, et domaine de fonction de transfert.

Pour avoir une image complète des vibrations, il faut prendre les mesures, selon trois directions perpendiculaires sur chaque palier de la machine surveillée : deux directions radiales (horizontale et verticale) et une direction axiale [24, 26-29]. Plusieurs causes pouvant être à l'origine de défaut d'alignement, tels que :

- **Mauvais serrage mécanique sur les paliers** : Cela, provoque des vibration radiale à une fréquence radiale égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se traduit sous l'effet de balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de serrage du palier.
- **Excitation hydrodynamique** : Les variations de pression engendrée par les ailettes d'une turbine passant devant des ailettes fixes vont créer des vibrations, dont la fréquence sera égale à la vitesse de rotation multipliée par le nombre d'ailettes tournantes et le nombre d'ailettes fixes.
- **Tourbillonnement de film d'huile** : Ce phénomène apparaît sur les paliers lisses faiblement chargés, lubrifiés en graissage hydrodynamique. Il se produit légèrement en dessous de la moitié de la fréquence de rotation de l'arbre (de 0.42 à 0.48 fois la fréquence suivant les caractéristiques du palier). Ceci, associé à un balourd du rotor et à une fréquence de résonance voisine de la vitesse de rotation, conduit au phénomène de fouettement du rotor.

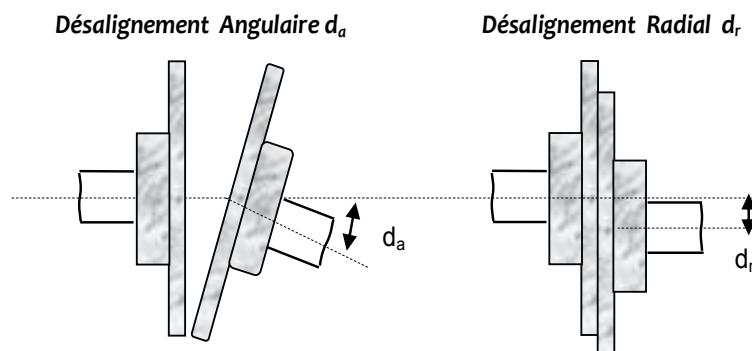


Figure III.4 : Défauts d'alignement d'arbres

Le désalignement angulaire survient lorsque les axes des arbres se croisent. La vibration est radiale et axiale, un arbre courbé se comporte de façon identique. Lorsque le désalignement angulaire est critique, l'amplitude de la vibration axiale est supérieure à l'amplitude de la vibration radiale. Il provoque des vibrations à la fréquence de rotation, ainsi qu'aux fréquences double, triple ou quadruple de la fréquence de rotation. La composante axiale de la vibration est particulièrement importante pour l'harmonique .

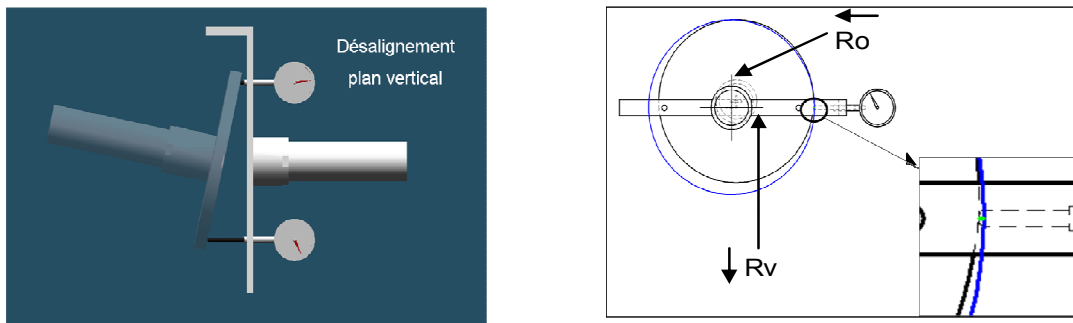
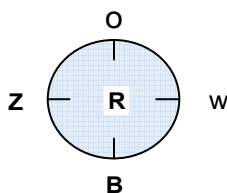


Figure III.5: Désalignement sur le plan vertical et horizontal



Le désalignement sur le plan vertical $Rv = B/2$

Le désalignement sur le plan horizontal $Ro = (W - Z)/2$

Ce type de défaut peut affecter à la fois deux paliers du même arbre d'une machine ; les axes des deux paliers de même corps ne sont pas concentrique. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor [26-29].

III.4.1.3. Défaut de roulements

Dans le cas des turbocompresseur en mouvement stationnaire, le rôle des roulements est de guider l'arbre en rotation, la charge radiale est faible et résulte essentiellement du balourd, qui peut être réduit si nécessaire. Les détériorations des roulements à billes, c'est le résultat de plusieurs facteurs principaux, tels que :

- La fatigue superficielle du matériaux, sous l'effet des consent rations de contraintes qui produit écaillage et fissuration, cette fatigue superficielle peut être aggravée par plusieurs effets, comme la lubrification insuffisante, l'état des surfaces, les chocs,... etc.
- L'usure des matériaux en contact, usure qui est aggravée par des phénomènes comme la nature ou la contamination de l'huile, la charge des roulements, la vitesse, les vibrations...etc.
- La corrosion de contact,
- Le grippage et l'échauffement.

Pour un roulement à bille, comme il est montré sur la Figure III.6, comprenant n_b nombre de billes, tournant à la fréquence f_r (fréquence de rotation de l'arbre), un défaut (rayure, plat), crée un choc ponctuel entre les différents éléments en rotation dont les fréquences sont définies par les équations III.36 –III.37. Avec D le diamètre du centre des billes, d le diamètre de la bille et φ l'angle de contact entre la bille et le chemin de roulement [29 ,95].

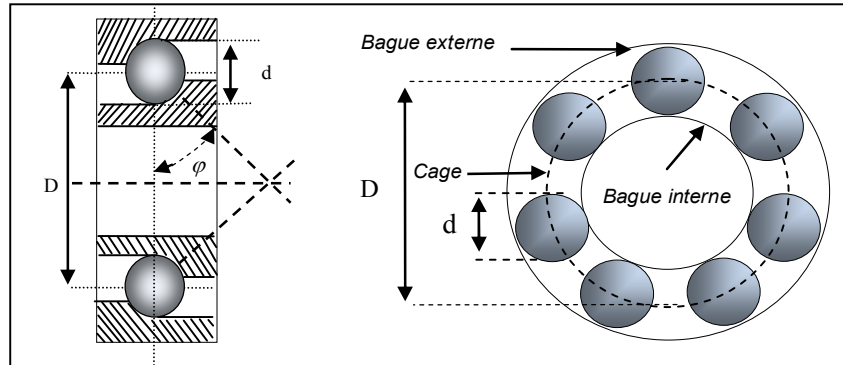


Figure III.6: Caractéristiques d'un roulement

Les défauts qui apparaissent sur les roulements se manifestent par l'apparition de chocs périodiques à des fréquences particulières, pour réaliser un diagnostic fiable à partir d'un spectre, on peut utiliser un certain nombre de fréquences "caractéristiques". Ces fréquences sont liées aux défauts sur chacun des éléments tournants s'écrivent :

La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure, est donnée par l'équation suivante:

$$f_{be} = \frac{f_r n_b}{2} \left[1 - \frac{d}{D} \cos(\varphi) \right] \quad (\text{Hz}) \quad (\text{III.32})$$

La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure, est donnée par l'équation suivante:

$$f_{bi} = \frac{f_r n_b}{2} \left[1 + \frac{d}{D} \cos(\varphi) \right] \quad (\text{Hz}) \quad (\text{III.33})$$

Défauts sur la bille :

$$f_B = \frac{f_r n_b}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos(\varphi) \right)^2 \right] \quad (\text{Hz}) \quad (\text{III.34})$$

La fréquence de passage d'un défaut de bille sur la bague externe ou sur la bague interne est donnée par l'équation suivante :

$$f_c = \frac{f_r}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos(\varphi) \right) \right] \quad (\text{Hz}) \quad (\text{III.35})$$

En tenant compte de la modulation du signal par la fréquence f_c , les équations ci-dessus sont modifiées ainsi:

Défauts sur la bague intérieure:

$$f_{bi} = \frac{f_r n_b}{2} \left[1 + \frac{d}{D} \cos(\varphi) \right] \pm f_c \quad (\text{III.36})$$

Défauts sur la bille :

$$f_B = \frac{f_r n_b}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos(\varphi) \right)^2 \right] \pm f_c \quad (\text{III.37})$$

Cette modulation du signal résulte des imperfections de construction, de montage ou de fonctionnement.

Certainement, il existe d'autres phénomènes provoquant des pics à des fréquences, non liées à celle du rotor, tels que les vibrations des machines voisines et la résonance de la structure ou du rotor. Et d'autres phénomènes créant des modifications des composantes aléatoires du spectre ; tels que la cavitation (phénomène hydrodynamique induit des vibrations aléatoires et le frottement).

III.5. Analyse spectrale par transformée de Fourier

La transformée de Fourier (TF) permet de transformer un signal en une somme (qui peut être infini) de séries de fonctions sinus et cosinus. On définit un signal réel $x(t)$ à énergie finie, la Transformée de Fourier du signal $X(f)$ est définie par l'équation suivante [11,13] :

$$TF_f \{x(t)\} = X(f) = \left\langle x(t), e^{2\pi jft} \right\rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-2\pi jft} dt \quad (\text{III.38})$$

Pour un signal discret $x(k)$ de longueur N étant donnée par l'équation :

$$X(m) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k) e^{-\frac{2\pi jmk}{N}} \quad (\text{III.39})$$

Le spectre d'un signal aperiodique est donné par sa TF :

$$X(\omega) = TF[x(t)] \text{ Spectrum of } x(t) \quad (III.40)$$

La densité spectrale d'énergie (DSE) dans le cas de signaux discrets est défini via la transformée de Fourier discrète, donnée par l'équation (III.41) :

$$\begin{aligned} P_x(m) &= |x(m)|^2 \\ S_x(m) &= |X(m)| \end{aligned} \quad (III.41)$$

On peut montrer que l'énergie du signal, qui s'écrit par définition l'intégrale d'énergie transportée à chaque instant $x(t)$, peut aussi être exprimée par l'intégrale des contributions d'énergie transportées par chaque pulsation (fréquence), donnée par l'équation suivante :

$$E = \int_{-\infty}^{+\infty} |x(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |x(\omega)|^2 \frac{d\omega}{2\pi} = \int_{-\infty}^{+\infty} |x(f)|^2 df \quad (III.42)$$

Le spectre d'énergie du signal est déterminé si on remplace le module carré de la FT, par le module carré des c_n par $|x(\omega)|^2 = |x(f)|^2$, $x(t)$ avec $\lim_{T \rightarrow \infty} T c_n = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt$.

III.6. Outils de diagnostic vibratoire

III.6.1. Analyse par fonction de transfert

Dans le cadre du diagnostic proposé dans ce travail de thèse, la fonction de transfert représente l'objectif principal de l'analyse du comportement dynamique, on pourra extraire différentes grandeurs caractéristiques à partir de cette fonction de transfert, comme il est montré sur la Figure III.7, les plus intéressantes sont les suivantes [35, 45, 70, 79 et 85]:

- La raideur dynamique et la mobilité,
- Les fréquences de résonance,
- Les coefficients d'amortissement et les formes propres de vibration.

Lorsque nous écrivons que les vibrations sont une image des forces internes, l'utilisation du terme « image » sous entend qu'il peut y avoir une certaine déformation des informations reçues. Sans s'occuper des problèmes engendrés par la chaîne de mesure, on peut aisément comprendre qu'une sollicitation quelconque ne « traverse » pas une structure sans subir une certaine transformation.



Figure III.7: Structure de l'analyse transfert

Autrement dite, les vibrations mesurées seront fonction des excitations, mais aussi des modifications dues au transfert à travers la structure. Cette fonction de transfert contient les caractéristiques dynamiques d'un mécanisme (effets massiques, de raideur et d'amortissement).

III.7. Fonctions de vibration

Les entrées de détecteurs de vibration sont utilisées pour les fonctions de protection des applications de turbines, comme suit:

- **Vibration:** Les détecteurs de proximité surveillent le déplacement radial crête-à-crête de l'arbre (mouvement de l'arbre dans le palier d'appui), dans deux directions radiales. Ce système utilise des détecteurs et des proximitors, sans contact et le résultat en alarme d'usure du palier de butée, le déclenchement et la détection de la défaillance,
- **Position axiale du rotor:** Un détecteur est monté sur l'ensemble d'un support, situé hors la carcasse du palier de butée, pour observer le mouvement du collet de butée sur le rotor de la turbine. Ce système utilise les détecteurs sans contact,
- **Expansion différentielle:** Cette application utilise un détecteur sans contact et des proximitors est le résultat d'une alarme, un déclenchement et la détection de la défaillance pour une expansion différentielle excessive entre la carcasse du rotor et de la turbine,
- **Excentricité du rotor:** Un détecteur est monté dans une position adjacente à l'arbre, pour détecter continuellement la surface pour mettre à jour, la commande de la turbine, le calcul de l'excentricité est fait une fois par rotation, pendant que la turbine tourne l'engrenage. Les indications d'alarme et de défaillance sont fournies, cela est recommandé comme un paramètre d'arrêt.

La surveillance des machines doit en premier lieu assurer leur protection. C'est la raison pour laquelle, un grand nombre de machines sont équipées de capteurs.

III.8. Tests expérimentaux

Afin de valider le modèle proposé dans ce travail, destiné à la surveillance et diagnostic des défauts de vibration de turbine à gaz étudiée, un prototype expérimentale, montré sur la Figure III.8, a été réalisé dans le laboratoire d'automatique appliquée et diagnostic industriel, de l'université de DJELFA, Algérie en collaboration avec la direction de maintenance LAGHOUAT, DML, SONATRACH, au sud de l'Algérie, au nord du gisement gazier installé à Hassi R'Mel, comme il est montré sur la Figure III.8. Dans le but de faire des essais de performances et de validation de l'approche proposée, appliquée à une turbine à gaz, comporte deux arbres ; un arbre HP et un arbre BP.

Pour cela, une série de collecte des données sur la turbine à gaz –MS 3002 – TC 201 a été réalisé, pour l'analyse vibratoire de cette turbine.

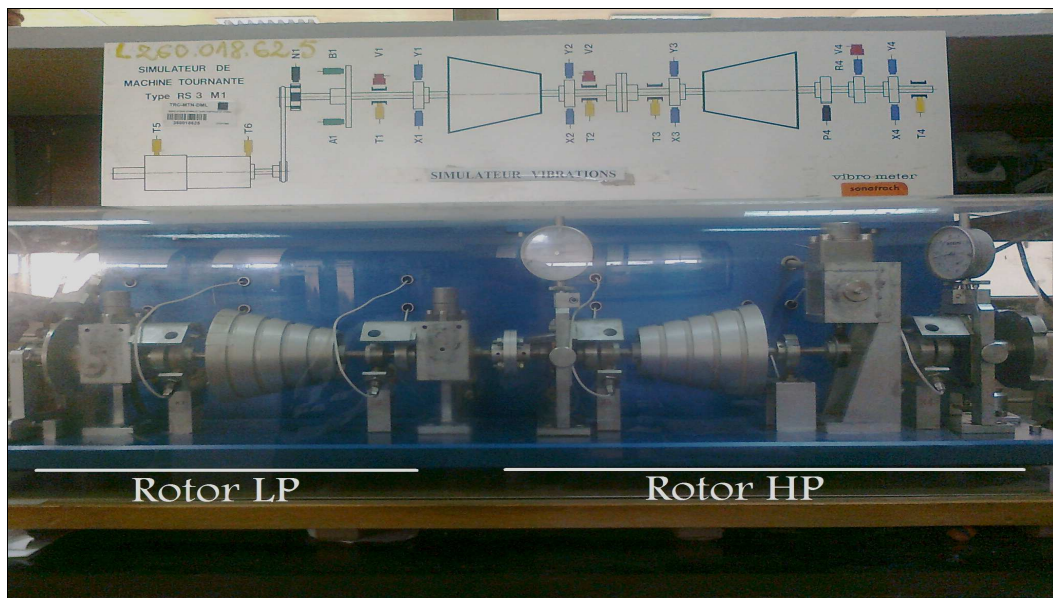


Figure III.8 : Banc d'essai expérimentale

Au niveau de ce banc d'essai expérimental, les mesures ont été réalisées à partir des accéléromètres piézoélectrique, pour les deux paliers avec deux capteurs d'accéléromètres sur les positions vertical et axial, de chaque palier. Le rotor de la turbine haute pression est équilibré indépendamment du rotor de compresseur. Ceci à permet l'interchangeabilité, en maintenance des pièces sans contrainte de rééquilibrage au montage.

Le stator de la turbine, en deux éléments séparés par un plan de joint vertical, comportent une enveloppe extérieure en acier coulée qui constitue l'ensemble résistant, dans lequel viennent se centré les anneaux inférieur en alliage réfractaire. La puissance de sortie nominale de l'arbre de ce modèle,

utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge. Ces les précisions sur les points essentiellement qui sont liés directement à la modélisation de défauts, cette modélisation à permet d'accéder au diagnostic du comportement vibratoire de la turbine examinée.

Avec une lecture préliminaire des paramètres de fonctionnement du train (sur l'usine de compression du gaz) a été faite avant d'entamer les travaux de la révision générale, après les essais de démarrage, où nous avons remarqué un niveau élevé des vibrations sur toute la ligne d'arbre, avec une charge de 91 %, BP (vitesse) seulement.

Les mesures d'entrée et sortie ont été enregistrés sur la turbine HP a une moyenne de 5,5 mm/s avec un maximum de 7,6 mm/s, et pour la turbine basse pression BP, avec une moyenne de 4 mm/s à un maximum de 8,3 mm/s.

Après la révision de la turbine et pendant les essais de démarrage, sans charge nous avons collectés les données suivantes . Sur la turbine à gaz Haute pression, une moyenne de 2,75 mm/s avec un maximum de 80,2 % de la vitesse HP. Et sur la turbine à gaz basse pression, une moyenne de 2,67 mm/s, avec un maximum de à 85 % de la vitesse BP. En présence des valeurs de vibration très basses de survitesse de la turbine sans accouplement. En effet, **après l'accouplement et sans charge** des vibrations sur la turbine Haute pression à 77,2 % à l'ordre de 2,0 mm/s. Sur la turbine basse pression 60 % de la vitesse à l'ordre de 1,1mm/s. Des niveaux de vibrations très basses mêmes si la turbine est accouplée au compresseur centrifuge à 60% de la vitesse BP. Finalement, **pendant le chargement de la machine**, les niveaux de vibrations ont été enregistrés comme ils sont montrés sur le tableau III.1, des valeurs élevées et progressives pendant le chargement de la machine.

HP 99%	BP100%	HP 99%	BP 95,5%
7,5mm/s	5,8 mm/s	7,2mm/s	5,18 mm/s

Tableau III.1 : Vibrations enregistrés au niveau de la turbine

Le but de ces mesures est d'évaluer le rendement de la machine, et de relever les paramètres nécessaires pour la modélisation proposée dans ce travail. Cela, permet de dire que sur le palier (p1 et p2), de la turbine examinée, admet une charge avec pourcentage de fréquence d'exploitation peut atteindre jusqu'au 88% de la roue (BP). Ce qui implique une évolution de phénomène de vibration à cause de l'augmentation de la charge, c'est-à-dire, les vibrations dans ce cas et proportionnel de la charge entraînée.

Les Figures III.9.A et III.9.B montre les valeurs de vibrations du palier (p1 et p2) pendant le processus sans charge, avec des valeurs de vibrations instables, elles commencent à prendre des valeurs croissantes pendant les essais de démarrage sans charge.

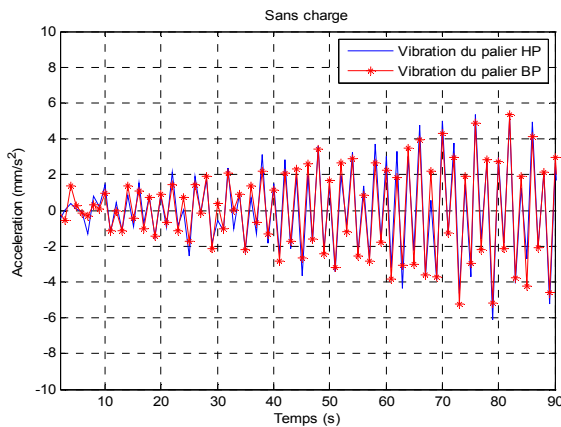


Figure III.9.A: Vibrations du palier (p1 et p2) pendant le processus sans charge

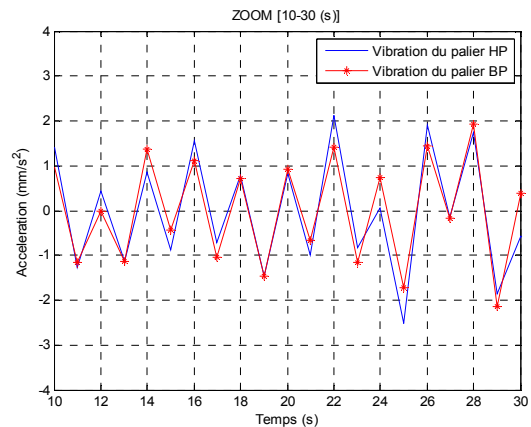


Figure III.9.B: Zoom Valeurs de vibrations du palier (p1 et p2) pendant le processus sans charge

Après la révision de la turbine et pendant les essais de démarrage sans charge, nous avons obtenus, les résultats expérimentaux suivants ; d'abord l'existence d'une relation entre la vibration du palier p1 de la turbine HP, et la vibration du palier p2 de la turbine BP, pendant le chargement de la machine. Cela, est bien montré sur les Figures III.10.A et III.10.B, avec des valeurs de vibrations stables à partir de chargement de la turbine BP jusqu'à 100%. Après les résultats des essais de survitesse de la machine, les essais de démarrage sans accouplement et démarrage avec charge nous avons alors remarqué ce qui sui :

- Des valeurs de vibration très basses durant les essais de démarrage et de survitesse de la machine sans accouplement,
- Des valeurs de vibrations basses avec accouplement mais sans charge à 50% de la vitesse BP,
- Des valeurs élevées et progressives pendant le chargement de la machine et ce à partir de 82% de la vitesse BP et à 100% HP.

La difficulté réside dans l'analyse des signaux vibratoires et dans l'identification des composantes relatives aux éléments à surveiller.

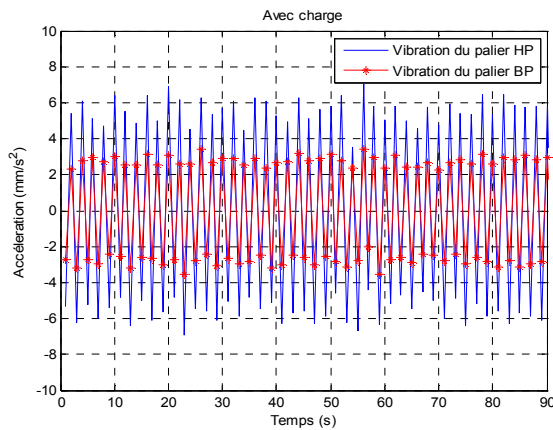


Figure III.10.A: Vibrations du palier (p1 et p2) pendant le chargement de la machine

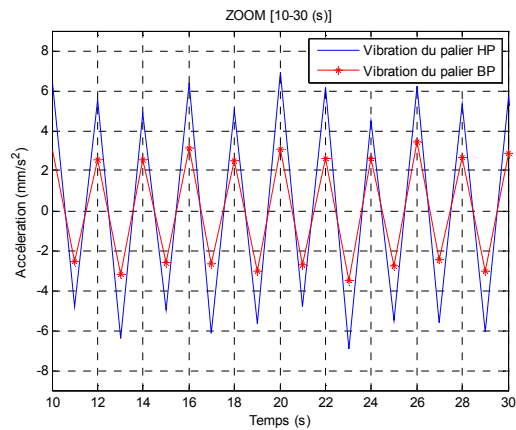


Figure III.10.B: Zoom Valeurs de vibrations du palier (p1 et p2) pendant le chargement de la machine

III.8.1. Excitation de balourd

Le dispositif expérimental doit permettre la mise en évidence des phénomènes vibratoires à savoir l'effet du balourd et la réponse aux différents types d'excitations. Pour les captures de vibrations, le banc doit être équipé d'un ensemble de capteurs et d'excitateurs.

La réponse de système étudié avec la prise en compte du diagnostic de défauts, a été réalisée avec une excitation de type balourd de la turbine HP, dans le but d'effectuer un équilibrage dynamique. Des essais de réponses aux balourds ont été réalisés, sur un rotor balourdé pour lequel on connaît la réponse vibratoire initiale en fonction de la vitesse de rotation sur la plage de fonctionnement [0; 450] et [0; 3000] trs/min. Comme résultats des vibrations de la turbine examinée, sous l'effet des forces développées par les paliers pour s'opposer aux forces des balourd, avec une fréquence de rotation $f_r=25$ à 50Hz et une masse de balourd $m_b = 1.5$ g. sur un pourcentage de fréquence d'exploitation atteindre 97% de la roue (HP). L'amplitude est maximale lorsque la masse est en haut du rotor et elle est minimale lorsqu'elle la masse est en bas.

La réponse au balourd de la turbine HP a été présentée sur les Figures III.11.A, III.11.B et III.11.C, un arbre balourdé caractérisée par une amplitude qui peut varier fortement avec la vitesse de rotation et un déphasage voisin de 90° , entre deux composantes correspondant à des points de mesure radiaux orthogonaux sur le même palier du rotor.

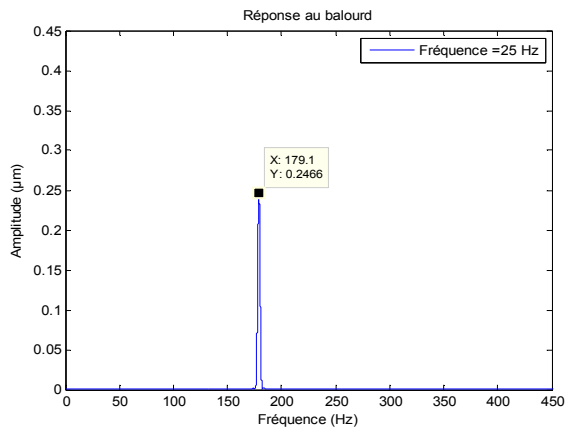


Figure III.11.A: Réponse linéaire du rotor HP soumis au balourd / Test 1

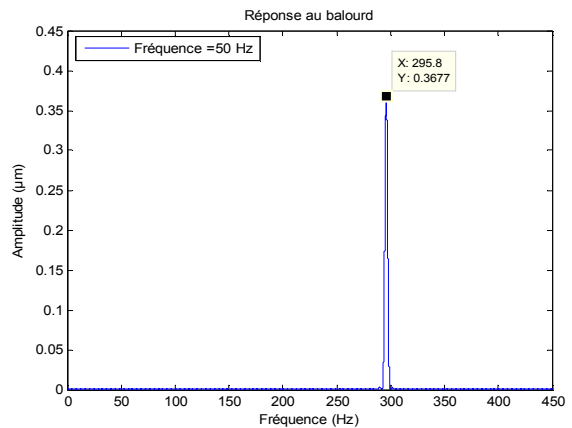


Figure III.11.B: Réponse linéaire du rotor HP soumis au balourd / Test 2

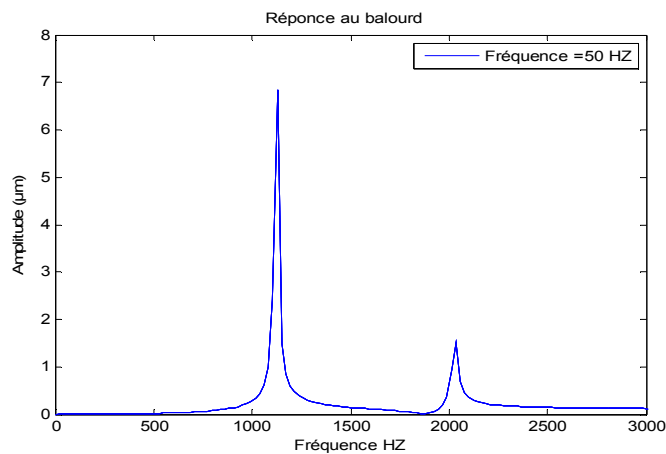


Figure III.11.C: Réponse linéaire du rotor HP soumis au balourd (Point de mesure axiale)

III.9. Détection des vibrations par Ondelettes

Les analyses par ondelettes c'est une technique de temps-fréquence, utilisée pour le suivi des différents paramètres non-transitoires des signaux vibratoires des machines tournantes. Ces techniques peuvent être utilisées en combinaison avec d'autres méthodes temps-fréquence, pour compenser les faiblesses de ces dernières approches[52, 87, 90 et 93].

Dans ce travail de thèse, nous allons utiliser la transformée en ondelettes comme outil de diagnostic de défauts, en prend la transformée en ondelettes continu TOC, avec la famille d'ondelettes $\psi_{b,a}(t)$ générées par des translations et des dilatations de $\psi(t)$.

Cette dernière est dilatée avec un paramètre d'échelle a , et tradatée par b . La forme d'ondelette usuelle c'est l'ondelette de Morlet présentée sur les Figures III.12 et III.13.

$$\psi_{b,a} = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (III.43)$$

Cela signifie que tout signal d'énergie peut s'écrire comme une combinaison de linéaire d'ondelettes $\psi_{b,a}(t)$ et les coefficients de cette combinaison d'ondelettes sont les produits scalaires $\int_{-\infty}^{+\infty} f(t)\psi_{b,a}(t)dt$.

Avec, $f(t)$ étant le signal étudié.

La transformée continue par ondelette est définie donc par le calcul des coefficients, donnée par :

$$TOC(b,a) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (III.44)$$

La formule mathématique de l'ondelette Morlet (complexe) est la suivante:

$$\psi(x) = e^{-\pi x^2} e^{10i\pi x} \quad (III.45)$$

Par la dilatation et la translation dans le temps, on trouve la fonction d'ondelette dilatée et tradatée $\psi_{b,a}(t)$ qui est schématisée dans la formule suivante:

$$\psi_{b,a}(x) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} e^{-\pi\left(\frac{x-b}{a}\right)^2} e^{10i\pi\left(\frac{x-b}{a}\right)} \quad (III.46)$$

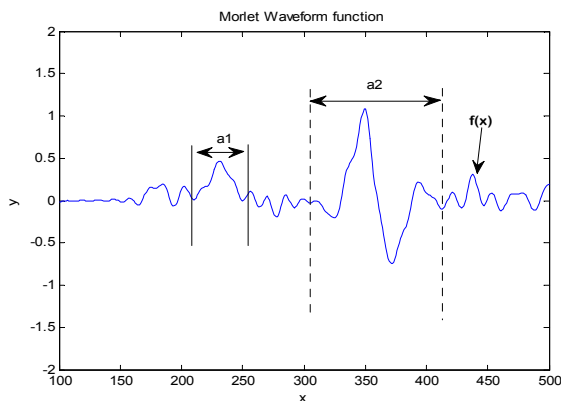


Figure III.12: Evolution de la forme d'une ondelette continue (TOC)

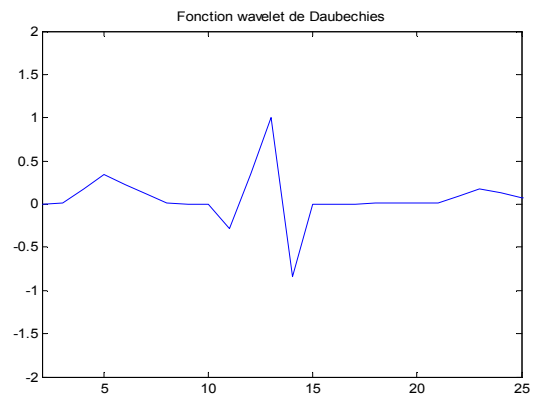


Figure III.13: Evolution de la forme d'une ondelette continue (TOC) fonction de Daubechies

III.9.1. Transformée en ondelettes discrète

La transformée en ondelettes discrète est l'issue de la version continue, la différence de cette dernière, La TOD utilise un facteur d'échelle et une translation discrétisée, avec $a = a_0^m$ et $b = n b_0 a_0^m$ le calcul des coefficients est donnée par l'équation suivante [88, 90 et 95] :

$$TOD(m, n) = a_0^{-\frac{m}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \psi(a_0^{-m} t - n b_0) dt \quad (III.47)$$

La transformée en ondelettes discrète (*TOD*) se réécrit comme suite :

$$TOD(m, n) = 2^{-\frac{m}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \psi(2^{-m} t - n) dt \quad (III.48)$$

Où : a_0 est un paramètre de dilatation et b_0 est un paramètre de translation, car le choix de $a_0 = 2$ et $b_0 = 1$ est particulièrement adapté pour l'analyse multirésolution.

Souvent appelée analyse multirésolution en ondelettes, cette méthode consiste à faire introduire le signal à analyser dans deux filtres passe-bas (L) et passe-haut (H) avec une décimation par deux, le signal originale dans le domaine temporel ne sera pas perdre quand le signal décomposé, à ce niveau, deux vecteurs seront obtenus A_1 et D_1 .

Les éléments du vecteur A_1 sont appelés coefficients d'approximation, ils sont correspondent aux plus basses fréquences du signal, tandis que les éléments du vecteur D_1 sont appelés coefficients de détail, ils sont correspondent aux plus hautes d'entre elles. La procédure peut être répétée avec les éléments du vecteur A_1 et successivement avec chaque nouveau vecteur A_k obtenu. Le processus de décomposition peut être répété n fois, avec n le nombre maximal de niveaux. Il faut noter que la transformée en ondelette continue TOC est aussi implantable sur les systèmes digitaux avec un lourd calcul provenant de la nature continue du facteur d'échelle et de la dilatation (toutes les valeurs sont possibles), la Figure III.14, représente ce type d'ondelette de décomposition à trois niveaux.

La transformation en ondelettes peut aussi être considérée comme un processus de décomposition du signal en approximations et en détails. Le signal d'origine $S(t)$, traverse deux filtres complémentaires, passe-haut et passe-bas, et émerge en tant que deux signaux respectivement le signal d'approximations et le signal de détails comme le montre la Figure III.14. Pour plusieurs signaux, la partie dans les basses fréquences est la partie la plus importante, ce qui donne au signal son identité.

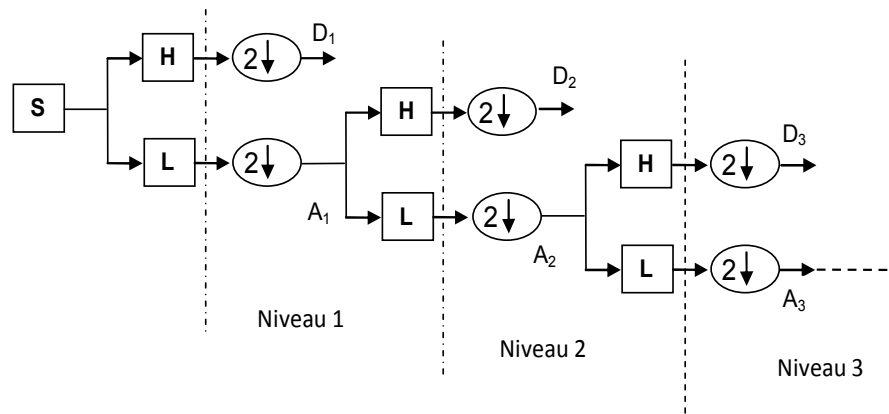


Figure III.14: Décomposition à trois niveaux d'ondelette

Le filtre L va permettre de repérer les basses fréquences dans le signal (les approximations) et le filtre H pour les hautes fréquences (les détails), les deux filtres sont construits à partir des fonctions d'échelle $\phi(t)$ et d'ondelette $\psi(t)$, et données par :

$$\phi_{m,n}(t) = 2^{-m/2} \phi(2^{-m}t - n) \quad (\text{III.49})$$

$$\psi_{m,n}(t) = 2^{-m/2} \psi(2^{-m}t - n) \quad (\text{III.50})$$

Le processus de décomposition peut être répété en utilisant l'approximation, de sorte qu'un signal puisse être décomposé à différentes résolutions, les approximations et les détails sont définis par les équations suivantes :

$$A_m = \sum_n \langle s, \phi_{m,n} \rangle \phi_{m,n} \quad (\text{III.51})$$

$$D_m = \sum_n \langle s, \psi_{m,n} \rangle \psi_{m,n} \quad (\text{III.52})$$

Lors de la décomposition, le signal $s(t)$ et les vecteurs A_k subissent un sous échantillonnage, c'est la raison pour laquelle les coefficients d'approximation A_k , et de détail D_k passent à nouveaux à travers deux filtres de reconstruction (LR) et (HR), avec deux vecteurs en résultent ; A_k appelés approximations et D_k appelés détails, satisfaisant la relation, données par les formules suivantes :

$$\begin{aligned} A_{k-1} &= A_k + D_k \\ s &= A_k + \sum_{i \leq k} D_i \end{aligned} \quad (\text{III.53})$$

Où i et k sont des entiers.

Désignant par F_{\max} la fréquence maximale du signal mesuré, la bande de fréquence de chaque niveau i , revient à $\left[0 - \frac{F_{\max}}{2^i}\right]$ pour les approximations et $\left[\frac{F_{\max}}{2^i} - \frac{F_{\max}}{2^{i-1}}\right]$ pour les détails.

La transformée en ondelettes s'est largement développée, depuis son introduction et a donné naissance à une grande variété d'outil d'analyse des signaux non stationnaires tels que l'analyse multi-résolution des paquets d'ondelettes [52, et 93-95].

III.9.2. Application des ondelettes à la surveillance des vibrations

Le diagnostic et la surveillance de vibrations dans les machines tournantes, sont basés sur des signaux vibratoires. Les vibrations induites par ces machines en fonctionnement, fournissent des informations sur leur état et leur comportement dynamique, pour obtenir le maximum d'information. Dans cette section de travail, on a fait appel à des outils plus avancés tels que les techniques d'ondelettes.

La réponse de système étudié en utilisant la transformée en ondelettes continu, avec la prise en compte du signal vibratoire mesuré du rotor de la turbine HP, porte défauts d'alignement, est montré sur la Figure III.15, et le spectre obtenu par cette ondelettes est montré sur la Figure III.16, qui montre les résultats de l'application d'ondelettes à partir du signal comporte un défaut de d'alignement sur le plan horizontal, avec une composante fréquentielle correspondant à la fréquence de rotation soit 25 Hz (1200 tr/min) de la turbine à gaz examinée.

Au terme des essais effectués, on peut remarquer que la transformée d'ondelette localise très précisément en fréquence, ce qui découle du fait qu'une sinusoïde est décomposée en une fréquence qui est sa fréquence propre. On ne peut pas connaître précisément à quel instant dans le temps le spectre fréquentielle est localisé, mais on peut seulement connaître dans quel intervalle de temps l'intervalle des fréquences sont présentée.

Pour plusieurs signaux, la partie basses fréquences est la partie la plus importante, ce qui donne au signal sa similitude. Par cette analyse d'ondelette, nous avons utilisé deux types d'échelles dans le cadre de travail de cette thèse :

- Une approximation donner par la partie grand échelle en basse -fréquence du signal de vibration,
- Un détail donner par la partie de la petite échelle de haute fréquence du signal de vibration.

Dans notre cas, les défauts qui apparaissent sur les roulements, se manifestent par l'apparition de chocs périodiques à des fréquences particulières, un défaut sur la bague extérieure générera un signal contenant des chocs espacés de la période de passage entre les billes.

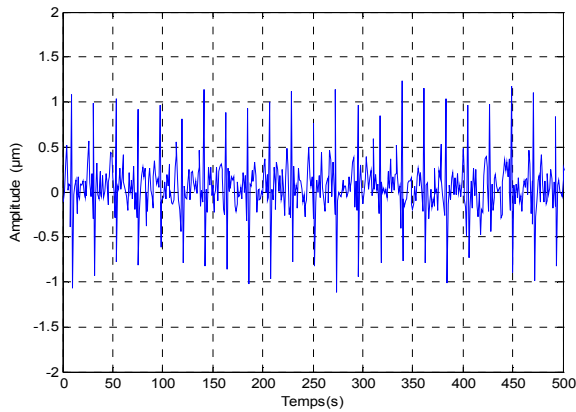


Figure III.15: Signal temporel avec un défaut d'alignement

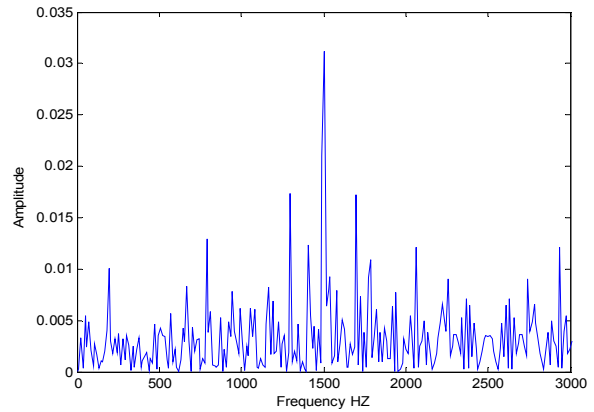


Figure III.16: Spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes

Pour réaliser un diagnostic fiable, on peut donc utiliser l'application d'ondelettes à un signal vibratoire mesuré, sur le roulement de la bague externe qui porté au niveau du palier N° 01, Figure III.17, nous avons obtenue leur spectre par l'ondelettes à partir d'une code de calcul, comme il est montré sur la Figure III.18.

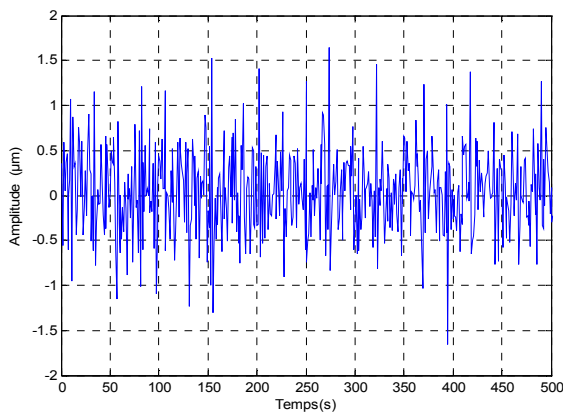


Figure III.17: Signal temporel avec un défaut de bague externe

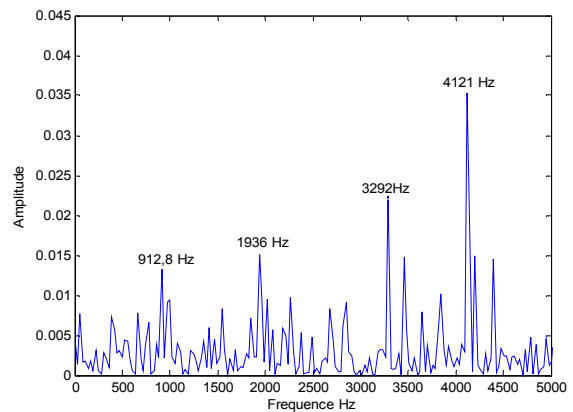


Figure III.18: Spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes

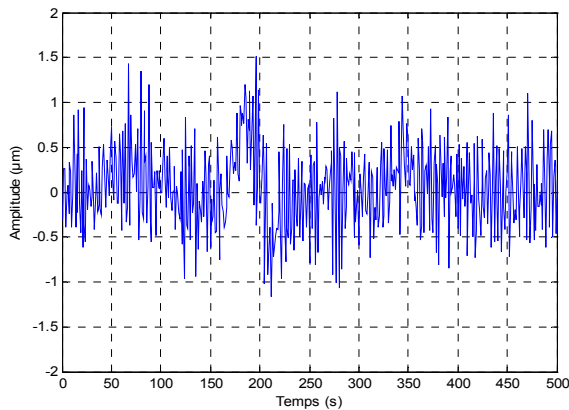


Figure III.19: Signal temporelle avec un défaut de bague interne

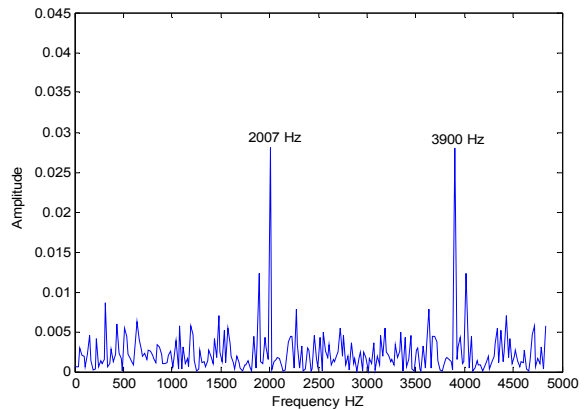


Figure III.20: Spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes

Les résultats expérimentaux obtenus ont été approuvés par des tests de validation, montrant l'amplitude du signal en fonction de la fréquence. Cela a permis de confirmer que la durée de vie du roulement dépend de la charge qui s'exerce sur l'arbre et de la vitesse de rotation avec le point d'action de la force. Sur les Figures III.19 et III.20, la structure spectrale de signal fréquentiel, en présence d'un défaut de roulement de bague interne et externe est présentée. L'apparition de cette structure de défaut sur l'arbre de la turbine de rotor HP est en fonction avec un défaut de roulement. Cela, s'explique par la présence des oscillations dans le couple charge, ces fluctuations ont la particularité de se produire à la même fréquence caractéristique du défaut d'alignement, comme il est montré sur les Figures III.21 et III.22.

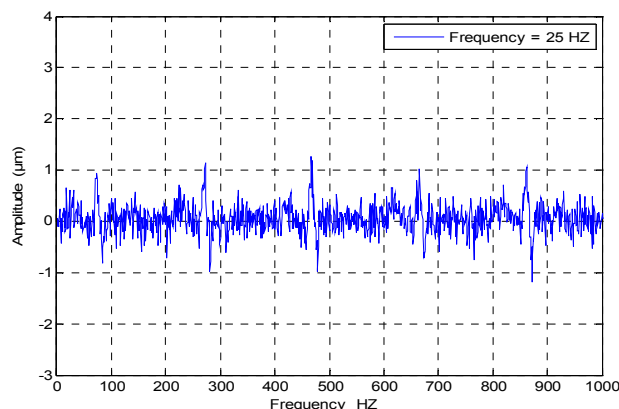


Figure III.21: Vibratoire d'un roulement avec un défaut d'alignement

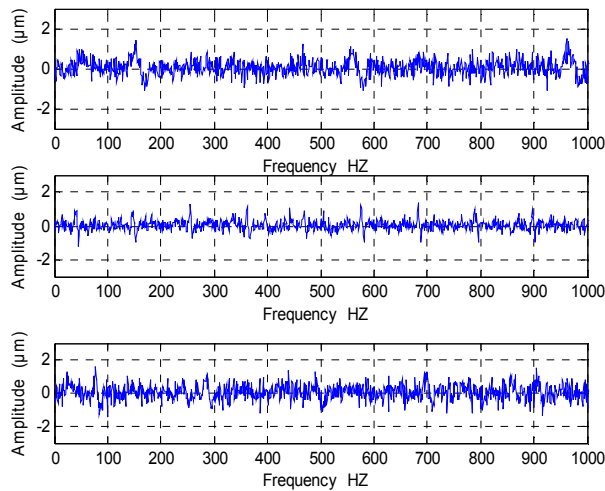


Figure III.22: Vibratoire d'un roulement avec un défaut d'alignement

D'après les résultats obtenus dans cette partie du travail, avec la modélisation en utilisant l'approche proposée intervenir efficacement à la détection et la localisation des défauts de vibrations dans les systèmes de turbines à gaz. Grâce à cette approche, la prédiction des caractéristiques de performances des ces systèmes est assurée avec certainement des risques d'erreurs dans ces estimations négligeables et tolérables. D'ailleurs, les expériences réalisées dans ce travail, a confirmé l'efficacité de l'approche proposée aux préventions contre les défaillances résiduelles à caractère aléatoire.

III.10. Conclusion

La surveillance des vibratoires dans les turbines à gaz joue un rôle très important dans l'amélioration de la sécurité de ces systèmes de compression de gaz. En effet, la maîtrise des problèmes vibratoires rencontrés dans la pratique industrielle sur les équipements tournants augmente les performances de ces installations. Dans ce chapitre, la détection et l'analyse des vibrations était réalisé à base des techniques d'analyse spectrale, pour développer des signatures spécifiques à l'aide de techniques de traitement des signaux dédiées au diagnostic des défaillances dans les machines tournante. L'utilisation des ondelettes a permis de obtenir des résultats satisfaisants sur la modélisation des comportements dynamique de la turbine examinée. Le prototype expérimental construit a permis de faire les essais de validation, pour détecter la non stationnarité dans les signaux vibratoire de la machine étudiée. Aussi bien, a permis de modéliser les défauts d'alignement et de roulement, et donner une interprétation pratique de la nature de ces anomalies pour l'évolution de la structure spectrale en présence d'un défaut.

CHAPITRE IV

SURVEILLANCE DES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBINE A GAZ

L'objectif de notre travail, dans ce dernier chapitre, est de fournir les éléments nécessaires au suivi du comportement vibratoire, et à la surveillance des paramètres de fonctionnement d'une turbine à gaz de type GE – MS 3002–TC 201, concernant la station de compression SC2 située à Hassi R'Mel « M'seka - Laghouat-». Dans une première étape nous avons proposé en premier lieu l'application de la surveillance, par un système de régulation Mark VI SPEEDTRONIC™, pour la détection des vibrations du rotor (PB), la température d'échappement, et la commande par le débit de gaz combustible (FSR). Des mesures sont effectuées et qui consistent à l'utilisation des moyens techniques spécifiques connus comme garanties dispositifs de protection et de sécurité. On propose dans la deuxième étape une synthèse des défauts de vibrations de la turbine pour la prise de décision de contrôle dans leur système de surveillance, dans le but de calculer les différents inducteurs d'anomalies du système étudié, avec l'utilisation des modèles de vibration proposées, et d'avoir une analyse en profondeur pour localiser les endommagements avec exactitude. Les résultats obtenus montrent clairement comment assurer un fonctionnement fiable et sûr dans les installations de compression de gaz à la reprise économique du gaz transporté.

IV.1. Introduction

L'évolution actuelle des systèmes de production et de transport du gaz au moyen de centrales à turbines à gaz nous amène à réaliser des projets de surveillance, et de contrôle plus en plus complexes. Aujourd'hui, les turbines à gaz sont largement utilisées dans l'industrie, et sont toujours en quête d'amélioration de ses performances de compétitivité, aussi bien dans le contexte de la production. Pour assurer une surveillance optimale d'une turbine à gaz il existe heureusement des outils de contrôle puissant, tel que les types d'analyse (vibratoire, acoustique, thermographique,...etc..).

L'introduction du contrôle des performances dans les turbocompresseurs nécessite un développement délicat ; ce qui nous a amené dans une première partie de ce chapitre, à proposer le système SPEEDTRONIC Mark VI, qui est conçu pour protéger la turbine contre d'éventuels endommagements provoqués par une survitesse du rotor, dans des conditions de fonctionnement normales. Afin de mieux commander la vitesse de la turbine BP, le système MARKVI, applique la technique de la commande automatique pour maîtriser la difficulté de son réglage au démarrage, cela permettra d'obtenir une bonne performance en termes de poursuite du point de fonctionnement optimal à maximum de puissance [27]. Dans la deuxième partie, nous présenterons les résultats de synthèse de supervision de vibrations d'une turbine à gaz avec une approche à base des réseaux de neurones artificiels. Cette technique est fondée sur l'existence d'une base de données d'apprentissage et non sur l'existence d'un modèle. Une procédure expérimentale sera présentée pour le suivi de certaines anomalies (défaut d'alignement), qui s'appuie sur l'utilisation d'une méthode d'ondelettes discrets. L'intérêt de ces systèmes de surveillance est double : détecter une anomalie le plus tôt possible, et réaliser un diagnostic complet pour en identifier les causes et la nature des défaillances dans une turbine à gaz examinée[87, 90 et 95]..

IV.2. Ligne de compression du gaz Hassi R'mel - Arzew

Un pipeline de compression du gaz est une ligne d'hydrocarbures, composé d'une terminale d'arrivée et départ, il constituait de plusieurs stations intermédiaires installées selon le profil géométrique de cette ligne. Les stations de compression du gaz peuvent être utilisé pour la compression du gaz pour être transporté au long pipelines, ou de stations de pompage pour les produits incompressibles (Liquide). Dans la ligne de compression du gaz Hassi R'mel – Arzew, il existe plusieurs stations, SC1, SC2, SC3, SC4 et SC5, dans cette ligne le gaz est transporté sur trois gazoducs GZ1, GZ2 et GZ3, venant de Hassi R'mel et allant vers Arzew sur un longueur de 580 km.

Sur cette ligne de compression du gaz Hassi R'mel – Arzew, il ya 55 turbines à gaz MS3002, pour chaque station de compression, il existe quatre unités de turbocompresseurs en GZ1, trois unités de turbocompresseurs à GZ2 et quatre unités de turbocompresseurs en GZ3. Le tableau IV.1 présente quelques caractéristiques de ces stations de compression.

Station de compression	Amplitude (m)	Pression ATM. (bar)	Puissance Nominale (CV) pour GZ1	Puissance Nominale (CV) pour GZ2 & GZ3	Puissance MAX. (CV)
SC1	840	0.91	10700	10745	14300
SC2	1040	0.89	10400	10481	13900
SC3	970	0.90	10500	10574	14300
SC4	1235	0.87	10550	10637	13900
SC5	525	0.95	11700	11586	15200

Avec: **SC1**– Timzhert (côté Sud/Hassi R-Mel) N° de série de la turbine : 226293, 226294, 226295, 226296 . Valeurs nominales du site : 40°C, 0,919 bar, **SC2** – M'Seka (Laghouat), **SC3** – Medareg, **SC4** – Nador, **SC5** – Kenenda (côté nord/Arzew).

Tableau IV.1 : Caractéristiques des stations de compression de gaz

IV.3. Turbine à gaz examinée

Dans cette section, les résultats expérimentaux obtenus sont présentés, à l'aide de la chaîne de mesures réaliser sur les rotors de la turbine à gaz MS5002b, installé au centrale de compression du gaz TIMZHERT côté Sud de HASSI-R'MEL en Algérie et le MS -3002-TC 201 à GZ2 de la centrale M'seka de Hass-R'Mel, Algérie, comme il est montré sur la Figure IV.1 et IV.2, à était examiné dans le cadre d'une étude de diagnostic. Les déférents phénomènes vibratoires émis au niveau du palier (N° 01 et 03) de cette turbine à gaz ont était tests, cette machine examinée est désigné pour entraîner un compresseur du gaz naturel, au long d'un pipeline. Alors, pour identifier l'origine du niveau élevé du signal vibratoire en salle de contrôle, un système de supervisons à était proposé. Ainsi de proposer des solutions pratiques pour rendre la machine compatible avec une exploitation normale par des actions correctives sur les modes de fonctionnement de cette turbine.

Une lecture préliminaire des paramètres de fonctionnement, avec des mesures ont était enregistré à partir des capteurs installé sur cette machine avec des valeurs de vibrations instables sur toute la ligne d'arbre sont donner. Cela, nous a permet de faire des tests de diagnostic de défauts examinée.



**Figure IV.1: Gazoduc GZ2 de centrale M'seka
SONATRACH**



Figure IV.2 : Turbine à gaz GE MS -3002-TC 201

Les vibrations sont les résultats des efforts, qui peuvent être d'origine mécanique, hydrauliques ou électromagnétiques et d'autres paramètres. En réalité pratique, certains défauts dans les turbines à gaz sont caractérisés par des chocs, se traduisant par de non stationnarités locales sur les signaux vibratoires, car ces vibrations contiennent toutes les informations concernant l'état des organes mécaniques défectueux de cette machine[26-29]. Donc, les vibrations sont le résultat d'un ensemble d'efforts exercé par la turbine elle-même, ou le résultat de l'interaction avec l'environnement dans lequel la machine est exploitée.

Les vibrations sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers et aux fondations par l'intermédiaire des fixations. La mesure principale devra se faire suivant la direction de l'effort, pour réaliser des tests de diagnostic, on conçoit les meilleurs points de mesures, dans le cadre de diagnostic de leurs paliers, comme il est montré sur la Figure IV.3, dans cette figure, l'emplacement des paliers est indiqué sur le schéma de disposition de la turbine à gaz. Les paliers N° (1 et 2) supportent le compresseur axial et le rotor de la turbine **HP**, les paliers N° (3 et 4) supportent le rotor de la turbine **PB**, et le compresseur centrifuge.

Dans le cadre de cette thèse, les mesures ont été réalisées sur quatre paliers de la turbine, à partir de nos accéléromètres mobiles, les capteurs sont montés dans un anneau autour d'une roue à 60 dents sur le rotor du compresseur de la turbine avec une roue de 60 dents. La fréquence de la sortie de tension en mesuré en Hertz est exactement égale à la vitesse de la turbine en révolutions par minute.

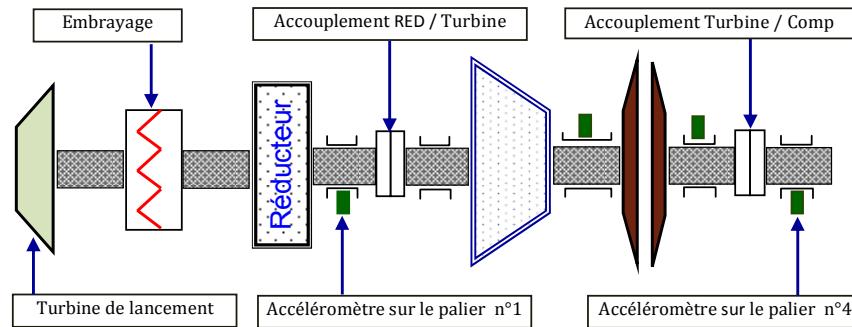


Figure IV.3: Composants de turbine à gaz GE MS 3002

Les caractéristiques, pour notre application sont donner en annexe A, les plus intéressantes de cette structure est la conception de l'arbre double (deux rotors) avec une directrice variable au deuxième étage. Cela, nous a permet d'obtenir des niveaux de fonctionnement ambiants plus élevés avec des couples réduits, suffisants pour le démarrage, d'où cette réduction correspondante aux besoins en puissance dans la phase de démarrage. Dans ce cas, la turbine peut fonctionner sous charge nulle sans excéder, ni la vitesse nominale sur le rotor de charge (deuxième étage), ni la température d'échappement.

IV.3.2. Compresseur axial

Le compresseur utiliser dans les centrales de compression du gaz de HASS-R'MEL est un compresseur axial composé de 15 étages axial, comme il est montré sur les Figures IV.4 et IV.5, avec écoulement d'air directe de l'admission vers le refoulement. Aussi, ce compresseur est composé d'un rotor et stator, dans ça configuration l'air est confiné à l'espace entre le stator et le rotor, où il est comprimé par étapes successives, par les aubes profilées alternativement mobiles et stationnaires.

En effet, les compresseurs axiaux sont toujours composés de plusieurs étages (dix étages en moyenne), la détermination du nombre d'étage s'effectue sur la base de la répartition uniforme de l'augmentation de l'enthalpie de tout le compresseur, sur les différents étages en respectant la valeur admissible du coefficient manométrique [34]. Les compresseurs sert également à fournir une source d'air nécessaire pour refroidir les parois des directrices, des aubes et des disques de la turbine, qui sont atteintes par l'intermédiaire de canaux à l'intérieur de la turbine à gaz, et par la tuyauterie de raccordement extérieur. En plus, le compresseur fournit l'air d'étanchéité aux joints à labyrinthe du palier[60, 64].

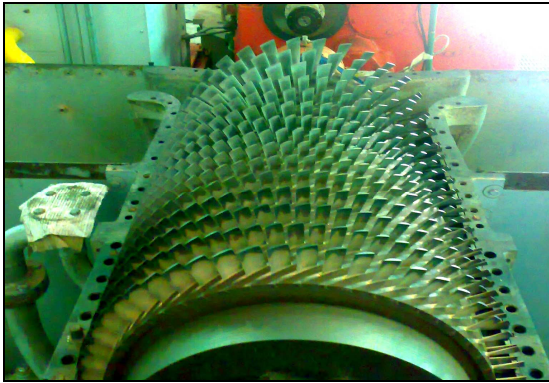


Figure IV.4: Compresseur axial

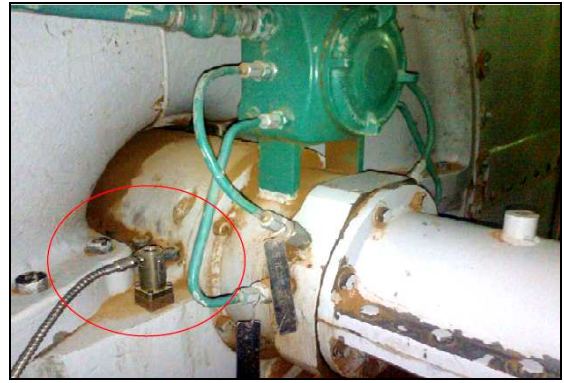


Figure IV.5 : Accéléromètre placé sur le palier N°01

IV.4. Surveillance des turbines à gaz

IV.4.1. Système MARK VI

Pour assurer un fonctionnement fiable et sûr des turbines à gaz sont dotés d'un système de régulation Mark VI SPEEDTRONIC™, contient un certain nombre de systèmes, de commandes, protections et séquençement. Ces fonctions principales sont :

- La commande de la vitesse pendant le démarrage de la turbine,
- La synchronisation automatique du générateur,
- La commande de la charge de la turbine pendant le fonctionnement normal de la grille.

La première partie de ce chapitre a pour objectif de décrire comment les besoins de régulation de la turbine sont satisfaits en utilisant des schémas unifilaire des systèmes de séquençement, de protection et de régulation sous le système Mark VI SPEEDTRONIC™ de la turbine à gaz examinée.

IV.4.2. Système de commande

La commande d'une turbine à gaz est fait par des fonctions de commande de démarrage, d'accélération, de vitesse, de température, d'arrêt et de régulation manuelle, comme il est illustrée sur la Figure IV.6. Des capteurs surveillent la vitesse de la turbine, la température d'échappement, la pression de refoulement du compresseur et d'autres paramètres pour déterminer les conditions d'exploitation de l'unité. Le système de commande est conçu lui aussi en conformité avec la philosophie " à sécurité intégrée". Tout défaut dans le système de commande sera identifié par les programmes diagnostic automatique qui déterminent un positionnement des signaux de sortie auquel correspondent des conditions de sécurité.

Lorsqu'il est nécessaire de modifier les conditions de fonctionnement de la turbine, en raison de changements dans les conditions de charge ou d'environnement, la régulation de module du débit de combustible est obligatoire dans ce module de la turbine à gaz. Ainsi, si la température d'échappement tend à dépasser la valeur admissible, pour une condition de fonctionnement donnée, le système de régulation de température réduit le combustible envoyé vers la turbine et par conséquent limite la température d'échappement.

Les conditions de fonctionnement de la turbine sont utilisées en tant que signaux de rétroaction vers le système de régulation SPEEDTRONIC. Dans ce système il y a trois boucles de régulation principales de contrôle ; le démarrage, la vitesse et la température. Pour assurer le contrôle durant le fonctionnement de la turbine, la sortie de ces boucles de régulation est connectée à un portillon électronique à valeur minimale, comme les modes de régulation secondaires de l'accélération, du FSR manuel et de l'arrêt fonctionnent d'une manière similaire.

La référence de course de combustible (FSR) est le signal de commande, pour le débit de combustible. Le portillon de sélection à valeur minimale connecte les signaux de sortie des six modes de régulation vers le contrôleur ; la sortie FSR la plus basse des six boucles de régulation est autorisée à traverser le portillon vers le système de régulation de combustible en tant que FSR de contrôle.

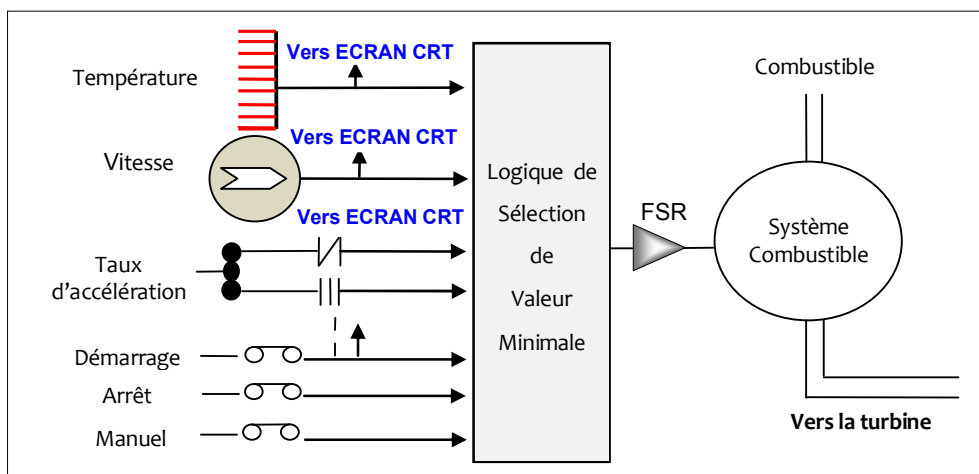


Figure IV.6: Schéma de régulation SPEEDTRONIC

Une partie importante de la régulation de séquence de marche/arrêt de la turbine est la bonne détection de la vitesse, cette vitesse est mesurée par des capteurs magnétiques et sera abordée dans le cadre de la régulation de vitesse. Ainsi que, les détecteurs et les relais de vitesse suivants sont en général utilisés de façon :

- L14HR Vitesse zéro (environ 0% vitesse),
- L14HM Vitesse minimale (environ 16% vitesse),
- L14HA Vitesse d'accélération (environ 50%),
- L14HS Vitesse de fonctionnement (environ 95%).

Le détecteur de vitesse zéro (L14HR) délivrera le signal lorsque l'arbre de la turbine commence son arrêt de tourner. Lorsque la vitesse de l'arbre est en dessous de 14HR ou la vitesse zéro, le L14HR s'excite (sécurité intégrée) et la logique permissive initie le vireur ou un fonctionnement à rotation lente, durant la séquence de démarrage automatique de la turbine. La régulation de démarrage fonctionne en tant que régulation en boucle d'asservissement utilisant des niveaux prédéfinis du signal de commande de combustible, les niveaux sont: "ZERO", "FEU", "CHAUFFAGE", "ACCELERATION" et "MAX". Les spécifications de régulation donnent les bons paramètres pour le combustible prévu sur site. Les signaux FSR de régulation de démarrage fonctionnent à travers le portillon à valeur minimale pour assurer que les autres fonctions de régulation peuvent limiter le FSR en fonction des besoins [27].

La Figure IV.7 représente l'évolution de la vitesse de turbine BP, (tels qu'après (11 :21) minute de la vitesse TNH, c'est-à-dire, jusqu'à 60% de vitesse de rotation, dans ce cas, en remarquons que c'est un démarrage rapide de la turbine (BP). La figure IV.8 représente l'évolution de la vibration du palier 3, nous remarquons qu'il existe des vibrations avant le démarrage de TNL, presque (0,5 mm/s) à une vitesse de 6500 tr/min, les niveaux de vibrations atteindre de valeur Vib = 8mm/s et il ya une relation directement proportionnel entre (TNL et bb2).

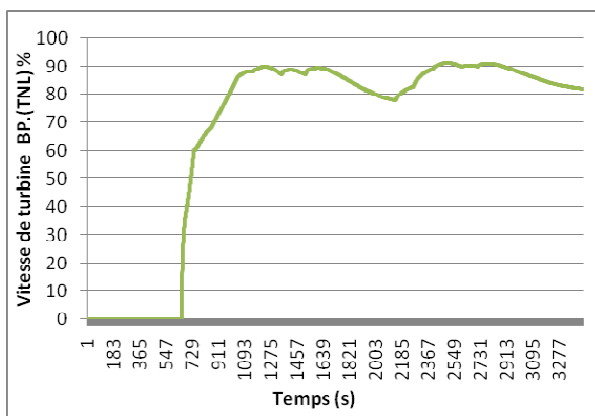


Figure IV.7: Evolution de vitesse de turbine (BP)

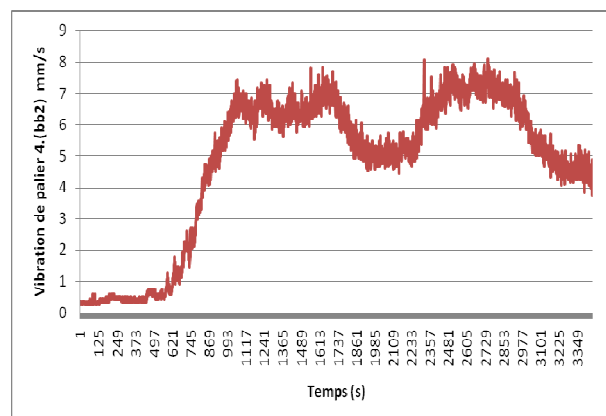


Figure IV.8: Evolution de vibration de turbine (BP)

IV.4.3. Système de protection

Les systèmes de protection de la turbine à gaz sont composés d'un certain nombre de sous systèmes, dont plusieurs fonctionnent durant chaque arrêt et démarrage normaux, et les autres systèmes et composants fonctionnent strictement en cas d'urgence et dans des conditions de fonctionnement anormales. Le type le plus commun de panne sur les turbines à gaz est la défaillance d'un capteur ou du câblage d'un capteur, les systèmes de protection sont configurés pour détecter une alarme telle qu'une défaillance. Si la condition est suffisamment grave pour désactiver complètement la protection, la turbine sera déclenchée.

Les systèmes de protection répondent à de simples signaux de déclenchement, tels que des pressostats utilisés pour la pression d'huile de lubrification, une pression de refoulement de compresseur de gaz élevée ou des indications similaires. Ils réagissent également à des paramètres plus complexes, tels qu'un dépassement de vitesse, une surtempérature, des vibrations élevées, la surveillance de combustion et la perte de flamme. Pour cela, certains systèmes de protection, ainsi que leurs composants fonctionnent à travers le circuit de protection et de contrôle maître dans le système de régulation SPEEDTRONIC, alors que d'autres systèmes entièrement mécaniques fonctionnent directement sur les composants de la turbine.

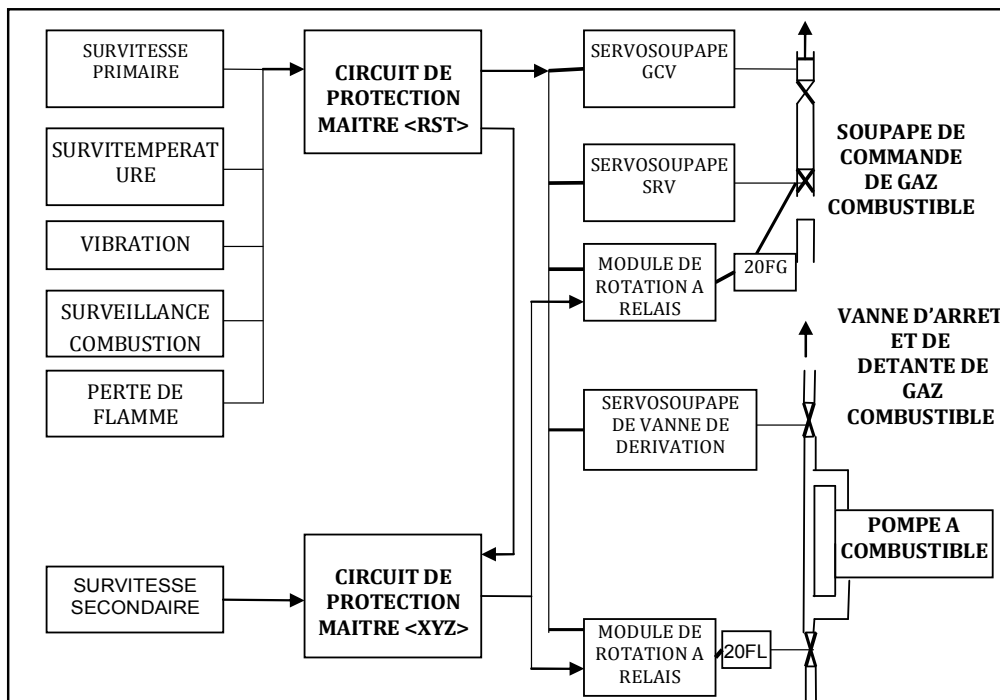


Figure IV.9: Principe des systèmes de protection

IV.4.4. Commande par ' Fuel Stroke Reference ' (FSR)

La référence de course de combustible (FSR) est le signal de commande pour le débit de combustible, le FSR contrôle est utilisé pour établir l'entrée de combustible vers la turbine à un débit nécessaire par le système d'aspiration. La régulation de démarrage est faite par passer la turbine à gaz de la vitesse zéro à la vitesse de fonctionnement, de manière sûre en délivrant la bonne quantité de combustible pour établir la flamme, accélérer la turbine et le faire d'une manière qui permet de minimiser la fatigue du cycle bas des parties chaudes durant la séquence. Ceci implique un séquencement adéquat.

Après l'écoulement de la temporisation de chauffage, le système Mark VI, agit sur la vanne combustible en modulant les signaux combustibles FSRACC (accélération) et FSRT (température), pour accélérer la turbine **HP** avec un taux d'accélération de **2.8°C/sec**. La vanne de dérivation de combustible est une vanne à commande hydraulique avec une caractéristique de débit linéaire. Elle se trouve entre les côtés admission (basse pression) et refoulement (haute pression) de la pompe de combustible. Et avec une augmentation sur le combustible, la turbine **HP** accélère et **40%** environ la turbine **BP** démarre. La Figure IV.10 présente l'évolution de FSRACC, nous remarquons qu'il prend la même direction de la vitesse TNL (BP) et la Figure IV.11 présente la régulation de l'accélération, qui reprend en général à partir de la régulation de vitesse après la période de chauffage et amène l'unité en vitesse. A la "Séquence terminée", qui est normalement l'excitation de **14HS**, la référence d'accélération est une constante de régulation, normalement 1% vitesse/seconde, une fois que l'unité a atteint 100% de TNH.

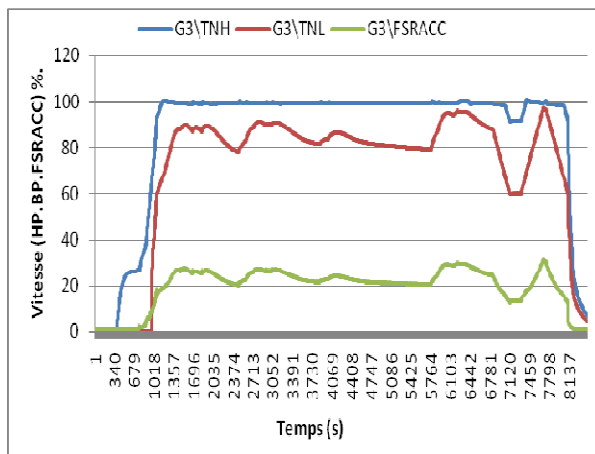


Figure IV.10: Evolution de FSRACC

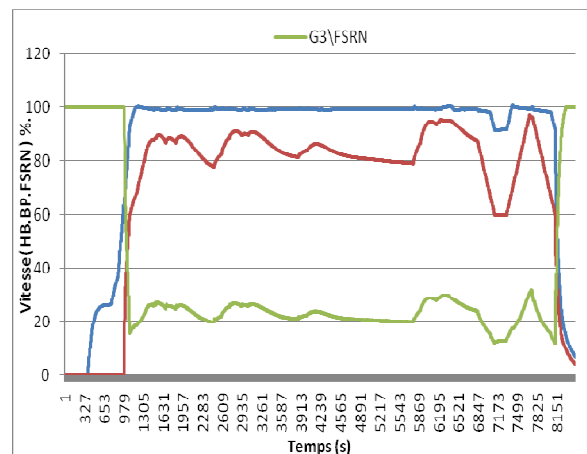


Figure IV.11: Commande pour le débit de combustible (FSR Normal)

La charge de la turbine est commandée en réglant le début de combustible, pour amener la vitesse de l'arbre basse pression à un point de fonctionnement prédéterminé. Et la vitesse de l'arbre haute pression est également mesurée, pour toute la plage d'exploitation de la charge, cette vitesse de l'arbre est employée pour déterminer la répartition de l'énergie disponible entre les arbres haute pression et base pression .

IV.4.5. Contrôle de la température d'échappement

La combustion d'un hydrocarbure ne peut être décrite par un mécanisme unique, car le chemin réactionnel change lorsque les conditions varient. Douze thermocouples sont disposées sur le carter d'échappement de manière à pouvoir mesurer la température des gaz d'échappement dans la section finale du diffuseur d'échappement, la Figure IV.12 montre un exemple de thermocouple n° 7 et la Figure IV.13 montre l'emplacement des thermocouples dans le système de turbine, les données des thermocouples sont compensées, puis leur moyenne est prise par le système de contrôle de la turbine. Le coffret des moyennes des thermocouples opère sur les signaux de sortie de l'échappement, pour établir la moyenne et la fournir au système de commande de température à l'échappement. Chaque thermocouple est relié au système de moyenne par l'intermédiaire d'un commutateur à 3 positions. Le programme de régulation de détermine les relevés de thermocouples compensés en jonction froide, sélectionne le point de consigne de régulation de température, calcule la valeur de point de consigne de régulation, calcule la valeur de température et d'échappement représentative, compare cette valeur avec le point de consigne, puis génère un signal de commande de combustible vers le système de régulation analogique, pour limiter la température d'échappement.

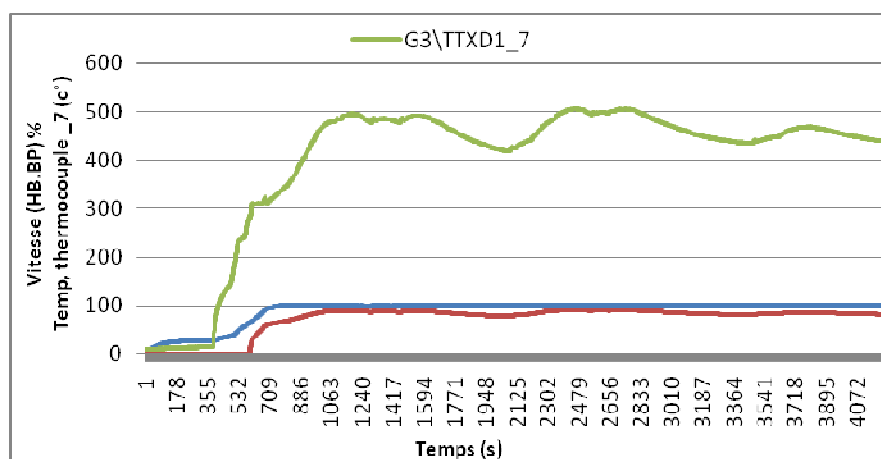


Figure IV.12: Température de thermocouple 7 (TTXD1)

IV.4.6. Température de l'espace roue

Dans la turbine à gaz examinée dans ce travail, il y a deux roue séparées dans la turbine à gaz ; celle du première étage (la roue haute pression) qui entraîne le compresseur axial, et celle du deuxième étage (roue basse pression), qui entraîne la charge, les deux roues sont disposées en série dans la turbine, mais elles sont mécaniquement indépendantes. Afin, que les deux turbines puissent fonctionner à des vitesses différentes. Les thermocouples qui mesurent la température de l'espace de roue arrière du premier étage, et de l'espace de roue avant du deuxième étage, sont implantés dans les faces extrêmes du diaphragme. Les connexions des thermocouples passent hors de la turbine par une des goupilles creuses de support[27-29].

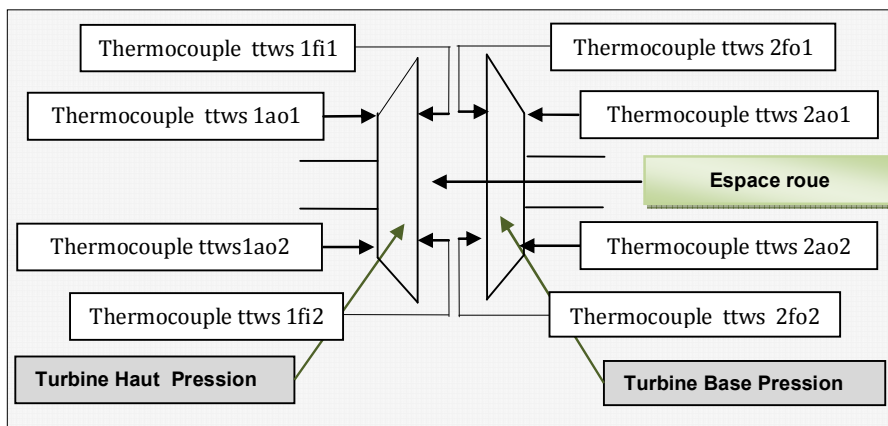


Figure IV.13: Emplacement des thermocouples dans le système de turbine



Figure IV.14: Roue (BP-80 aubes-) de turbine GE MS 3002

La Figure IV.15 présente l'évolution de la température de l'espace roue, a partir les thermocouples du première étage (HP) et du deuxième étage (BP).

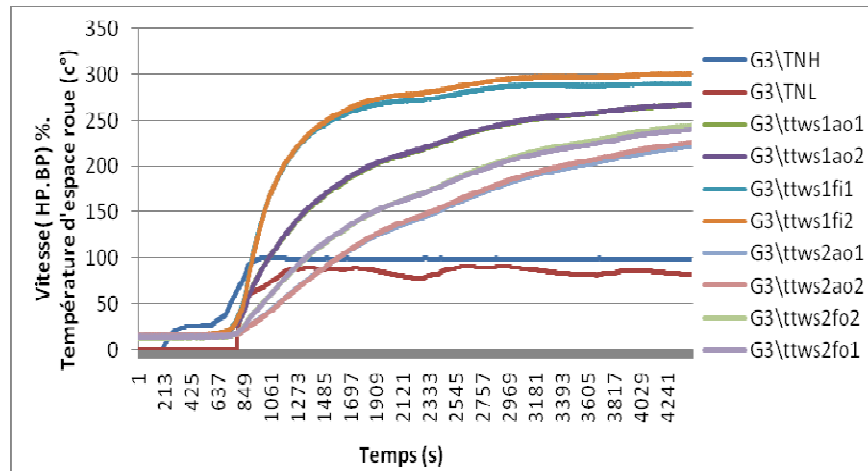


Figure IV.15: Evolution de température de l'espace roue

La fonction primaire de la surveillance de combustion est de réduire le risque d'endommagement excessif de la turbine à gaz si le système de combustion se détériore. A partir des changements qui peuvent intervenir dans le type de relevé du thermocouple, les signaux d'avertissement et de protection sont générés par le logiciel de surveillance de combustion pour alarme et/ou déclencher la turbine .

L'approche de la commande par le FSR (commande le début de combustible) a été présentée dans ce travail et appliquée avec succès à la conception des régulateurs (de vitesse de température d'échappement, de température d'espace roue, et de FSR de l'accélération). Cette technique grâce à sa facilité d'implantation et sa capacité de traiter l'imprécis, nous a permis aussi d'obtenir de bonnes performances de la surveillance et le contrôle de différents paramètres de la turbine en assurant la poursuite de fonctionnement optimale.

IV.4.7. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de turbine

Une turbine à gaz utilise l'air d'atmosphérique et ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs de l'extérieur, qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Ces facteurs sont; la température, la pression et l'humidité relative, à mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique). Donc, la

consommation spécifique est l'inverse du rendement, parce qu'elle indique le rapport entre l'énergie thermique, résultant du processus de combustion, et l'énergie mécanique obtenue sur l'arbre de puissance (ou aux bornes du générateur, si nous considérons les performances d'un réducteur de charge et d'un générateur).

Pour récapituler, si on appelle Q_1 l'énergie résultant de la combustion, et N_u le travail utile extérieur, la consommation spécifique (HR) est donnée comme suite :

$$HR = \frac{Q_1}{N_u} \quad (IV.1)$$

HR est généralement exprimée en kJ/kwh .

Si la pression atmosphérique diminue, par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR) ne sont pas influencés, comme il est montré sur la Figure IV.16.

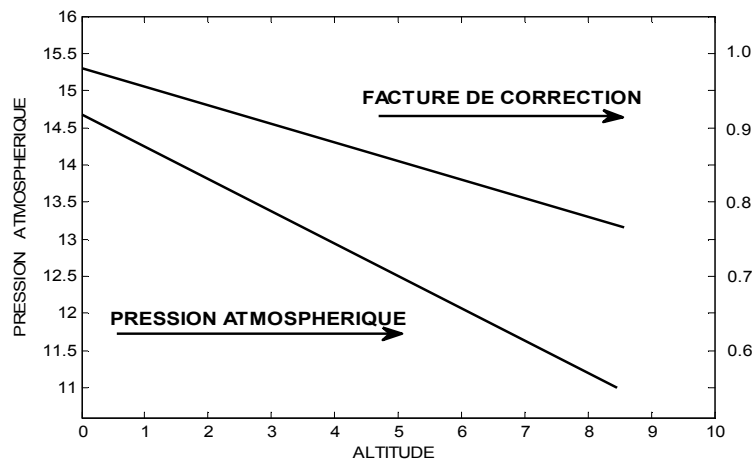


Figure IV.16: Puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude

Aussi, l'humidité possède une relative influence la masse spécifique de l'air d'admission du compresseur. En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique (HR) augmente, comme il est montré sur la Figure IV.17. Comme on peut noter, les avantages augmentent quand l'humidité relative diminue et que la température ambiante augmente [19,72et 90].

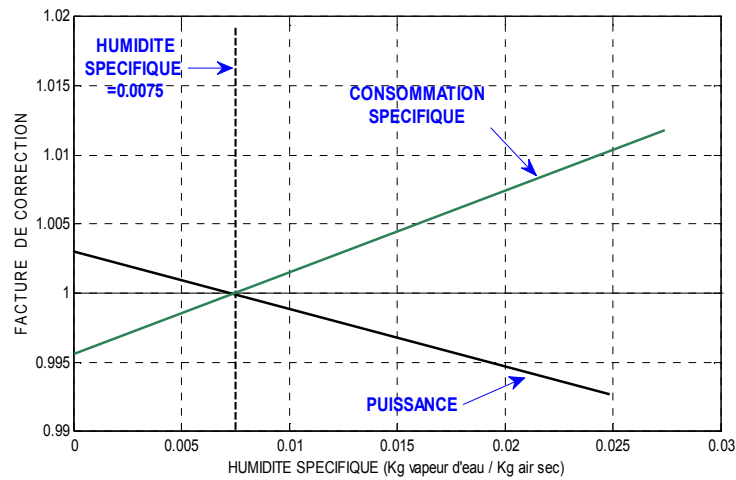


Figure IV.17: Relation entre la puissance et la consommation spécifique

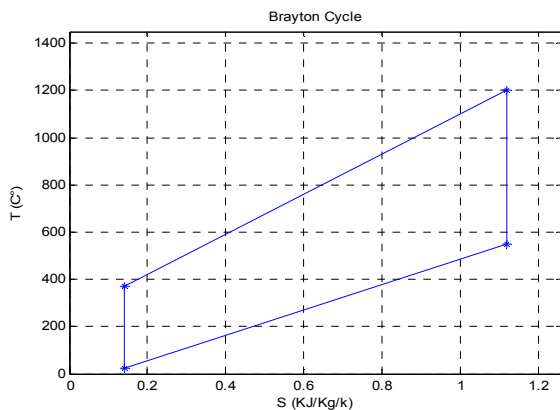
IV.4.8. Influence des factures intérieures sur les performances de turbine

Il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement les performances d'une turbine. Ceux-ci peuvent être définis comme des facteurs "intérieurs", parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz, ils sont énumérés ci-dessous :

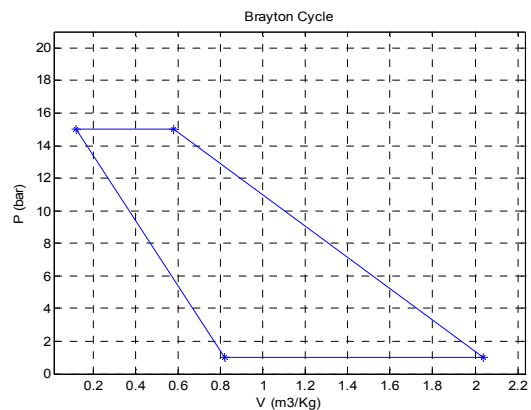
- ❖ Chutes de pression dans la section d'admission du compresseur,
- ❖ Chutes de pression dans le système d'échappement de turbine,
- ❖ Type de combustible,
- ❖ Extraction d'air à partir du compresseur axial,
- ❖ Injection de vapeur,
- ❖ Injection d'eau,
- ❖ Refroidissement par évaporation.

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton, les Figures IV.18 et IV.19, montre le diagramme entropique (T-s) et (P-v) d'un cycle idéal de Joule pour ce cycle. L'air est comprimé dans le compresseur de la turbine à gaz de la position 1 à la position 2, la chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle de 2 à 3.

Dans le cycle idéal de Joule les processus de compression (1,2) et la détente (3,4) reproduisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposée isentropique, la chaleur additionnée (2,3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4,1) se produisent à pression constante.



Figures IV.18: Diagramme entropique (T-s) de Brayton Cycle



Figures IV.19: Diagrammes (P-v) d'un cycle idéal de Joule

La compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température. Les échanges thermiques entre le compresseur et l'extérieur sont faibles par rapport aux débits d'air traversant le compresseur et on peut considérer que la compression de l'air est une transformation adiabatique.

Dans un cycle de Brayton ouvert, le cycle de base de la turbine à gaz aspire de l'air au niveau du compresseur de la position 1 équivalent (25°C), qui représente les conditions de l'air atmosphérique, ces conditions sont classées selon des valeurs de pression, température et humidité relative ; L'air est comprimé à l'intérieur du compresseur et sort dans la condition indiquée au point (2) position 2, à une pression de 15 bar et, ensuite le comprime à 15 bars. La chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle de 2 à 3, dont il sort à la température de (1200 C°). La détente s'effectue de 3 à 4, la partie majeure du travail de la détente est réaliser dans cette étape, est employée pour fournir le travaille de la compression. La différence entre les travaux spécifiques de la compression 1-2 et la détente 3-4 constitue le travail utile de la turbine, le tableau IV.2 résume les étapes de modélisation.

Nom du point	Température T	Pression P	Entropie s	Volume V
1	25	1	0,141754	0,821234
2	375	15	0,141843	0,123787
3	1200	15	1,122456	0,582376
4	560	1	1,123455	2,044988

Tableau IV.2 : Etapes de modélisation

IV.5. Défauts de vibrations d'une turbine à gaz

Dans la section suivante, nous allons présenter des résultats expérimentaux obtenus, en conditions d'expérimentale réelles. Nous avons utiliser des moyennes informatique et des logiciels disponible dans la salle de contrôle, comme il montré sur les Figures IV.20 et IV.21, pour collecter et analyser les données de la turbine à gaz examinée, pour le traitement des signaux émis par les différents types de vibrations engendrées par les différents composants de la turbine à gaz examinée.



Figure IV.20: Analyseur des signaux vibratoire à 08 voies

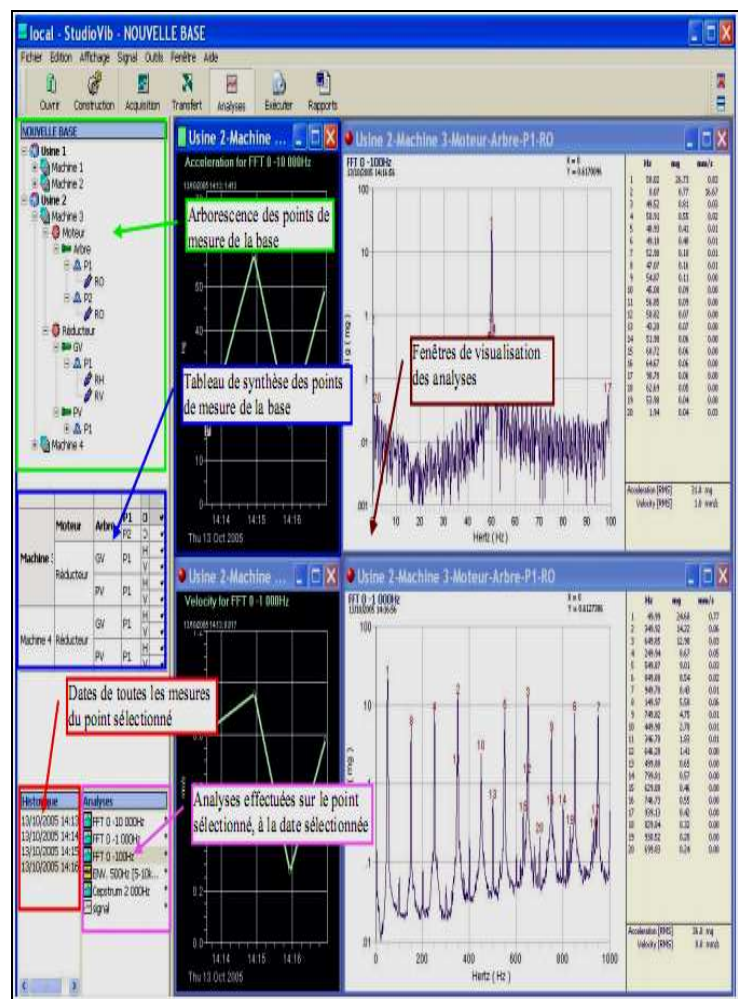


Figure IV. 21: Interface du programme de calculs

IV.5.1. Analyse spectral en temps réel

L'analyseur du spectre en temps réel convertit les données temporelles en données fréquentielles, permet de voir tous les changements du signal, intervenus dans le domaine des fréquences, utilisant automatiquement la transformation de Fourier, soit par un système analogique, soit par un système digital. L'utilisation des mesures vibratoire pour l'aide au diagnostic d'état des machines tournantes, par les analyseurs de vibrations en temps réel, permet de faire les calculs et de déterminer en temps réel, la décomposition en fréquence du signal vibratoire « spectre vibratoire ». En pratique industrielle, il existe deux types d'analyseurs :

- **Les collecteurs de données**, utilisés dans le cadre de politique de maintenance conditionnelle, permettant d'effectuer des « rondes » pour suivre un parc de machines. Ce sont les appareils les plus courants dans l'industrie,
- **Les analyseurs FFT** (Fast Fourier Transform), qui sont les analyseurs en temps réel à proprement pas d'effectuer des « rondes ». Ce sont les appareils utilisés dans le cadre de diagnostic par des experts.

Utilisant ces types de collecteurs de données, sur le système de turbine à gaz examinée, nous a permet d'accéder rapidement aux informations, et d'échanger des données standardisées de cette machine . Les signaux ont été enregistrés directement depuis le PC dans la salle de contrôle avec une carte de pilotage et d'acquisition, ou nous avons transférés les données de système d'acquisition. Les signaux temporels et les conditions d'essais sont archivés et attachés à chaque point de mesures réalisées, avec le choix des paramètres adéquat à notre approche d'analyse spectral proposée.

En effet, le modèle développé dans ce travail traite le comportement dynamique d'un rotor de la turbine à gaz de type MS 3002, tournant à haute vitesse et supporté par des roulements affectés de défauts de balourd et désalignement, en tenant compte les effets des contraintes sur le système examiné. Et montrant que le système étudié présente des zones d'instabilités varient avec la fréquence de rotation et aux réponses des rotors aux balourds. Cela, peut créer de nouvelles fréquences critiques sur la turbine à gaz examinée.

IV.5.2. Algorithme de diagnostic

Les bases de données sont implanté sur un micro-ordinateur compatible PC, est présenté sous forme des algorithmes et codes de calculs, selon l'organigramme de modélisation donné sur la Figure IV. 22, qui permettent d'organisation des points de mesure sur le système de turbine à gaz examinée.

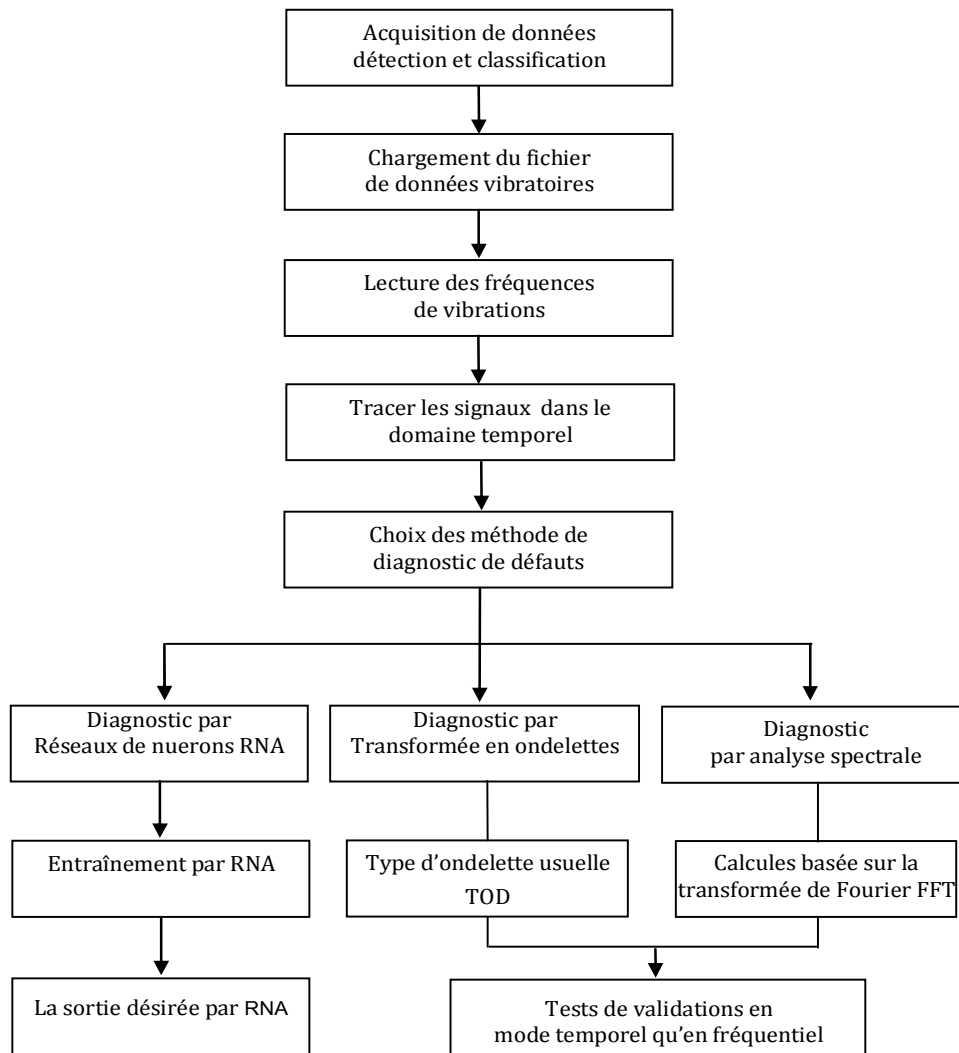


Figure IV. 22 : Organigramme de calculs

IV.5.2.1. Représentation fréquentiel

D'après les résultats de mesure, les valeurs mesurées sur la turbine au niveau des deux paliers (palier 2 et 3) suivant une direction verticale sur une plage fréquentielle de [0 – 10000 Hz]. Pour réaliser un diagnostic des défauts, nous avons utilisé une approche d'analyse spectrale.

La transformée de Fourier, lorsqu'elle s'applique à une fonction du temps (comme l'accélération, la vitesse ou le déplacement), à donner des résultats sous une fonction dont la variable est la fréquence. La représentation graphique de cette nouvelle fonction s'appelle « spectre », ce spectre permet d'identifier rapidement tous les termes d'ordre n de la fonction du temps.

Les résultats expérimentaux obtenus, avec les conditions d'expérimentale, sont présentés sur les Figures IV.23 et IV.24, montrant l'amplitude du signal en fonction de la fréquence. La durée de vie du roulement dépend de la charge qui s'exerce sur l'arbre, de la vitesse de rotation et du point d'action de la force. On présente dans le tableau IV.3, les fréquences caractéristiques des défauts de roulement, les valeurs données sur ce tableau ont été tirées sur la base des dimensions du roulement, ainsi que sur la base de fréquence de rotation de l'arbre.

f_r (Hz)	f_{be} (Hz)	f_{bi} (Hz)	f_b (Hz)
50	440	560	197

Tableau IV.3 : Fréquences caractéristiques des défauts de différents éléments du roulement

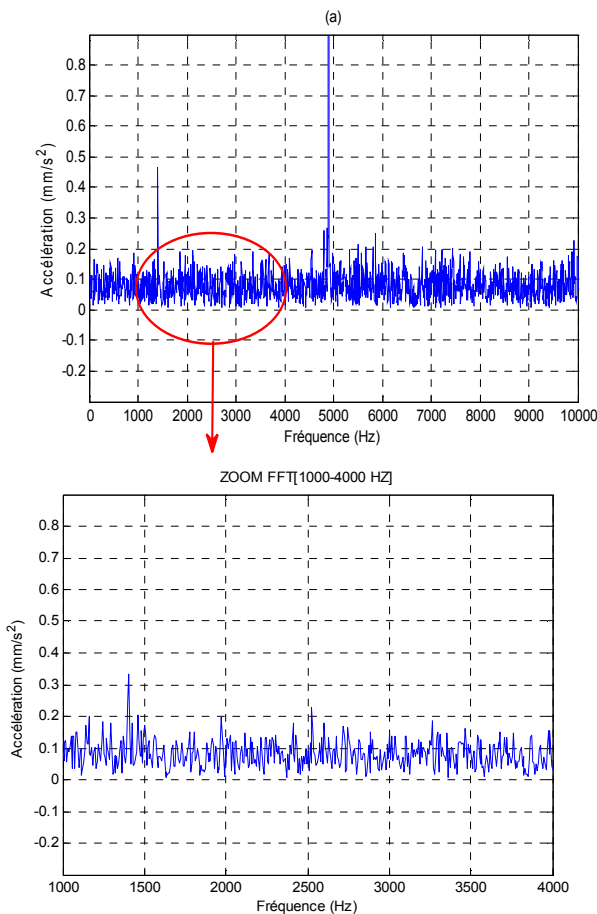


Figure IV. 23 : Vibratoire d'un défaut de roulement (de bague interne)

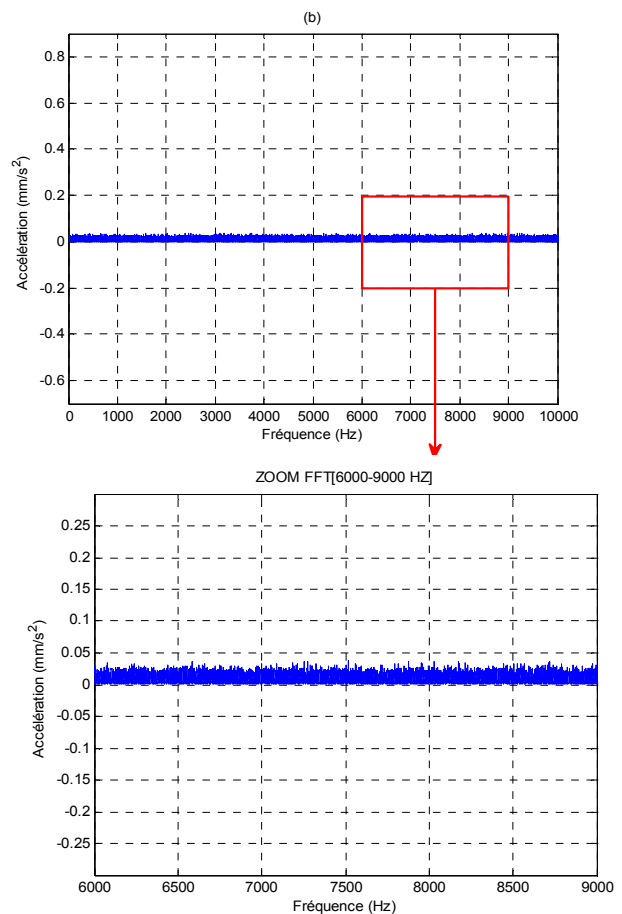


Figure IV. 24: Vibratoire d'un défaut de roulement (de bague externe)

A la vitesse de rotation de 7100 tr/min, où $f_r = 50 \text{ Hz}$ pour une gamme de fréquence de [0 - 10000] Hz, on observe des pics d'amplitude important apparaissant sur ce intervalle, où f_r est la fréquence de rotation de l'arbre, ces pics sont causés par des défaut de roulement. L'apparition de ce type de pics, lorsque l'arbre de la turbine (rotor HP) fonctionne avec un défaut de roulement s'explique par la présence des oscillations dans le couple charge. Ces fluctuations ont la particularité de se produire à la même fréquence caractéristique du défaut. Dans la méthode de diagnostic proposée, l'apparition de ces pics dans le cas étudié, sont utilisés comme référence pour réaliser l'approche de diagnostic proposée, avec la présence d'une anomalie au roulement de la machine examinée. Les Figure IV.25 et IV.26, permet de visualiser la densité spectrale d'un signal vibratoire mesuré les zones fréquentielles correspondant aux modes propre de la bague interne.

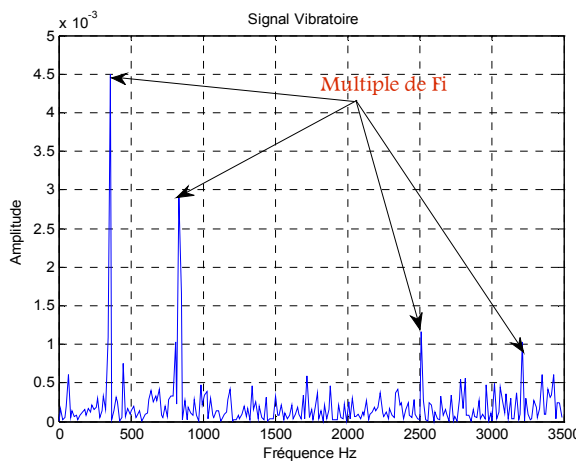


Figure IV. 25: Signal fréquentiel de défaut bague interne

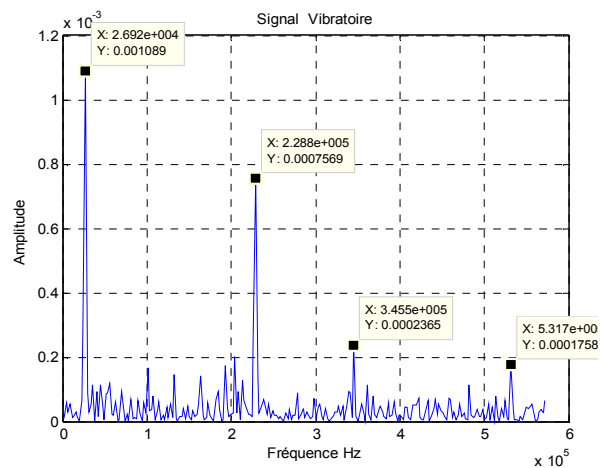


Figure IV. 26: Signal fréquentiel de défaut bague interne avec $f_r = 25 \text{ Hz}$

IV.5.2.2 Signaux de balourd

Par définition un balourd est une répartition irrégulière de la masse d'un rotor lors de sa rotation autour d'un axe, son équilibrage est obligatoirement doit être faite. Cela, vise à compenser la mauvaise répartition, par ajout ou enlèvement de masses connues en des endroits déterminés du rotor. Les causes de ce phénomène à l'origine de toute pièce présente un balourd, plus ou moins important, dont les principales causes sont :

- **Défauts de conception** : Tolérance trop large sur la cotation des pièces (excentricité, jeu, etc....) ou asymétrie de rotation (vilebrequin, mandrin, etc. ...).

- **Défauts de fabrication** : Mauvaise homogénéité des matériaux utilisés (soufflure, inclusions).

Le balourd initial est généralement réparti de manière continue et quelconque sur le rotor. Pour comprendre le comportement dynamique du rotor, on trace les amplitudes de ses vibrations sous différentes excitations. Elles peuvent être une masse excentrique du rotor même (balourd) ou excitation extérieure de forme quelconque. En dynamique, les fréquences propres du rotor changent en fonction de sa vitesse de rotation.

Afin de vérifier les capacités du système à équilibrer de forts balourds, des essais d'équilibrage supplémentaires ont été réalisés sur le cas de notre étude, comme il est montré sur les Figures IV.27, IV.28, IV.29 et IV.30.

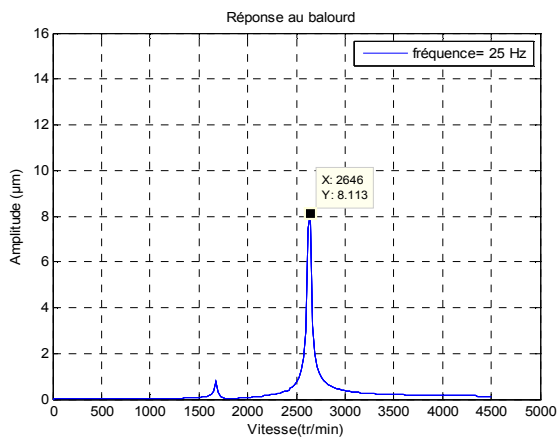


Figure IV. 27: Amplitude et réponse au balourd / Test 1

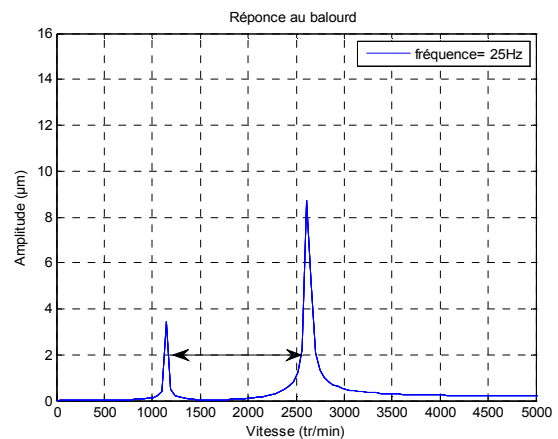


Figure IV. 28: Amplitude et réponse au balourd / Test 2

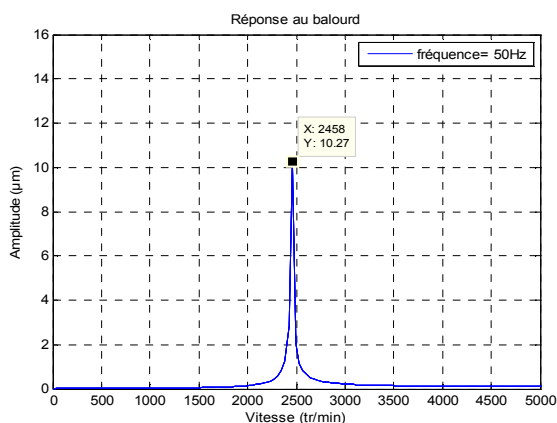


Figure IV. 29: Amplitude et réponse au balourd / Test 3

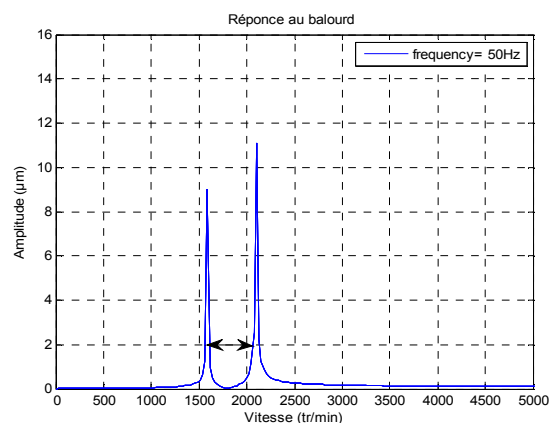


Figure IV. 30: Amplitude et réponse au balourd / Test 4

C'est l'état tel que le balourd est situé au milieu du rotor. L'axe principal d'inertie est uniquement déplacé parallèlement par rapport à l'axe de rotation de l'arbre. En pratique, il correspond essentiellement aux rotors sur lesquels le déséquilibre est prépondérant dans un seul plan de diamètre important. Les Figures IV.27, IV.28, IV.29 et IV.30, présentent des essais avec deux vitesses d'équilibrage avec une vitesse critique identifiée par le maximum d'amplitude. Par conséquent le but est de réduire globalement tous les niveaux vibratoires à toutes les vitesses de la turbine examinée, l'amplitude des déplacements à des vitesses sans équilibrage ont été aussi examinées.

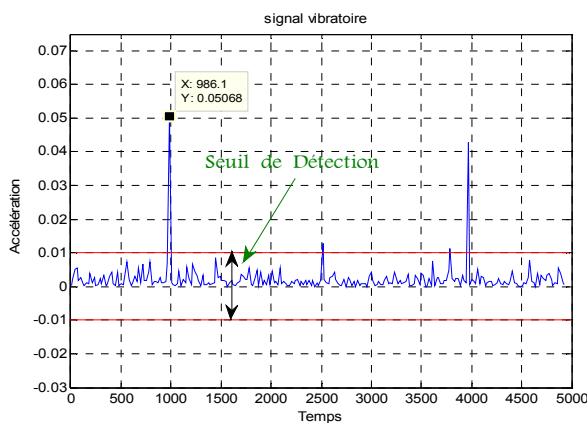


Figure IV. 31: Signal temporelle de mesure de l'accélération avec seuil de détection

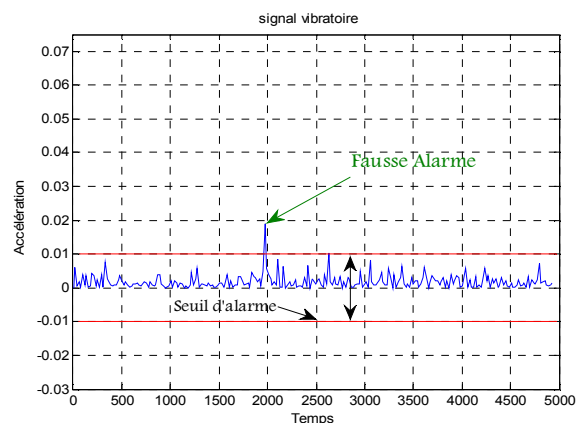


Figure IV. 32: Signal temporelle sans défaut

Dans cette étape, nous allons les résultats du phénomène physique de déséquilibre émis par les paliers de compresseur. Dans ce cas, nous avons enregistré régulièrement les mesures vibratoires de notre système examiné, comme il est montré sur la Figure IV.33, et pour les signaux mesurés pour l'état défectueux de ce systèmes examiné sont montrés sur les Figures IV.34.A, IV.34.B, IV.34.C et IV.34.D, dans ces figures, on constate bien l'influence de déséquilibre sur la vibration des paliers. Aussi, le même état de vibration entraîne un déséquilibre deux fois plus important qui agit sur le centre de gravité comme il est montré sur la Figure IV.33.b.

A cet effet, les déplacements du rotor sont caractéristiques d'un mode prépondérant à la sensibilité au balourd et particulièrement importante. Les résultats obtenus, présentent des vitesses de rotation d'équilibrage (mode temporelle), à situer en fonction de l'amplitude, des vibrations mesurées sur les paliers de la turbine, pour le passage d'une vitesse critique.

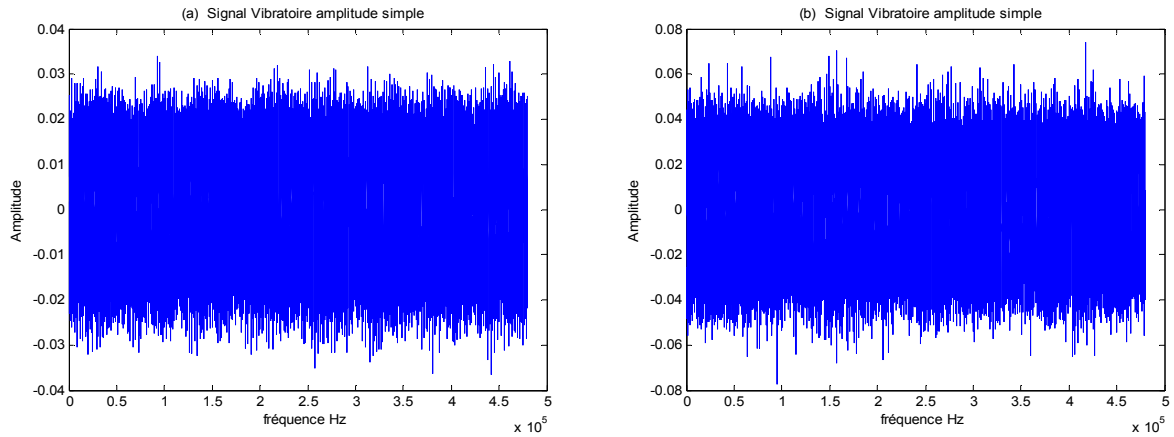


Figure IV. 33: Vibrations causés par un défaut de déséquilibre du compresseur

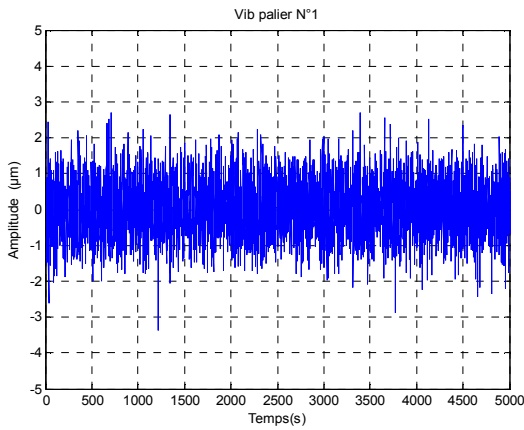


Figure IV. 34.A: Vibratoire de palier n° 01

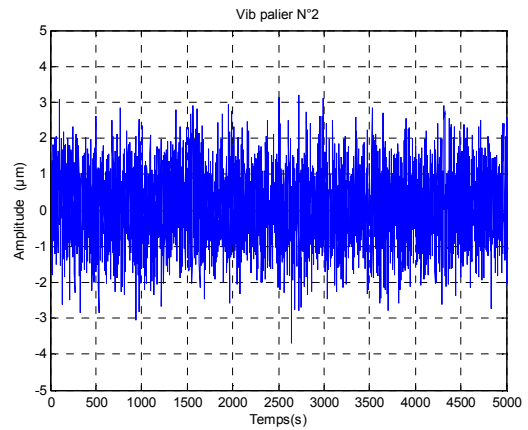


Figure IV. 34.B: Vibratoire de palier n° 02

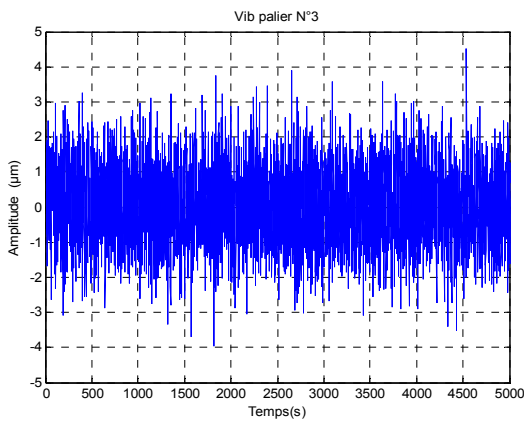


Figure IV. 34.C: Vibratoire de palier n° 03

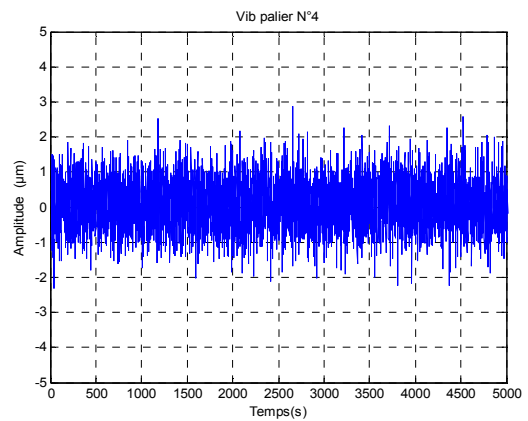


Figure IV. 34.D: Vibratoire de palier n° 04

Figure IV. 34: Signal vibratoire des défauts de déséquilibre des paliers de la turbine

IV.5.3 La transformée de Hilbert et le spectre d'enveloppe

La détection d'enveloppe est un traitement qui permet l'étude des phénomènes de modulation, elle permet la mise en évidence de la fréquence modulante, et de déterminer de manière fiable et rapide les fréquences de répétition des chocs souvent noyées dans un spectre de raies plus énergétiques. Son principe consiste à filtrer en passe-bande le signal temporel, et à réaliser ensuite la transformée de Fourier de l'enveloppe du signal obtenu. Cette méthode est intéressante pour réaliser un diagnostic à un stade précoce, car elle permet de s'affranchir des signaux parasites basse fréquence émis par d'autres défauts de la turbine (balourd, désalignement, etc.) [10-15]. La transformée de Hilbert permet de calculer l'enveloppe d'un signal $s(t)$ qui est définie par la formule suivante:

$$H[s(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{s(\tau)}{t - \tau} d\tau = \bar{s}(t) \quad (\text{IV.2})$$

Ceci constitue la partie imaginaire du signal analytique défini par :

$$z(t) = s(t) + j\bar{s}(t) = |s(t)|e^{i\theta(t)} \quad (\text{IV.3})$$

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

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

$$|z(t)| = \sqrt{s^2(t) + \bar{s}^2(t)} \quad (\text{IV.4})$$

La technique de détection d'enveloppe se décompose en trois étapes:

1. On réalise le filtrage passe-bande du signal $x(t)$ autour d'une fréquence particulière.
2. On calcule le carré du signal.
3. On filtre le signal obtenu pour obtenir l'enveloppe du signal.

Par conclusion la transformée de Fourier $Z(f)$ du signal analytique $z(f)$ et donnée par :

$$Z(f) = X(f) + jY(f) = X(f) + jH(f) X(f) \quad (\text{IV.5})$$

Avec : $H(f) = -j \text{sign}(f)$, La réponse impulsionnelle du filtre de Hilbert $h(f)$ est donnée par :

$$h(t) = \frac{1}{\pi t} \quad (\text{IV.6})$$

Le filtrage d'un signal $x(t)$ conduit à la composante imaginaire $y(t)$ du signal analytique.

Avec :

$$\text{sign}(f) = \begin{cases} +1 & \text{si } f > 0 \\ 0 & \text{si } f = 0 \\ -1 & \text{si } f < 0 \end{cases} \quad (\text{IV.7})$$

La transformée de Fourier du signal analytique s'exprime alors directement à partir de celle du signal réel .

$$\text{sign}(f) = \begin{cases} 2X(f) & \text{si } f > 0 \\ X(f) & \text{si } f = 0 \\ 0 & \text{si } f < 0 \end{cases} \quad (\text{IV.8})$$

La TF du signal analytique est alors nulle pour les fréquences négatives.

L'analyse en temps et en fréquence permet d'identifier la provenance du défaut, permet aussi de déterminer l'importance de l'anomalie sa nature et de suivre son évolution dans le temps. Les graphes de Figures IV.35., IV.36. représentent les variations d'amplitudes du signal émis par le système de surveillance au niveau de palier (1et 2).

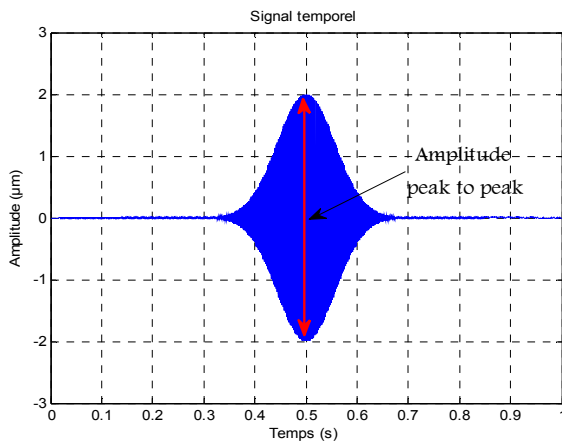


Figure IV. 35: Signal temporelle de spectre d'enveloppe émis par le palier 1

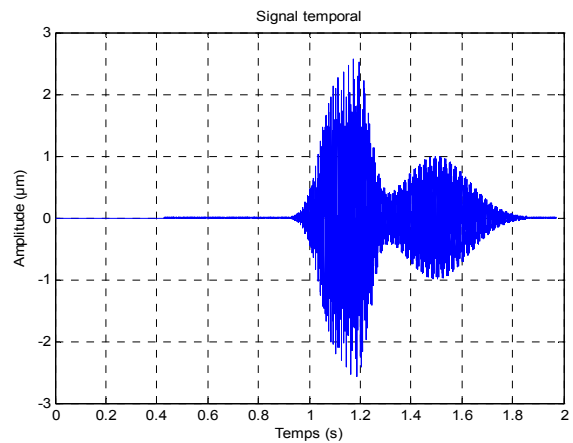


Figure IV. 36: Signal temporelle de spectre d'enveloppe émis par le palier 2

IV.5.3.1 Analyse acoustique

L'analyse acoustique, permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés (le plus souvent) à distance de l'équipement, ou le contrôle ultrasonore, qui permet de détecter des défauts de faible amplitude à haute fréquence. Une étude est faite des signaux vibroacoustique émis par les

paliers, la réponse des rotors aux défauts d'alignement peut paraître obtenu avec les différentes méthodes de traitement du signal, l'intérêt est d'apporter une base de données supplémentaire afin de mieux interpréter les résultats :

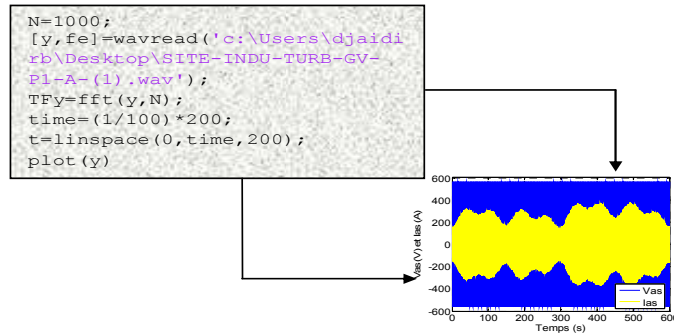


Figure IV. 37: Représentation de processus de simulation

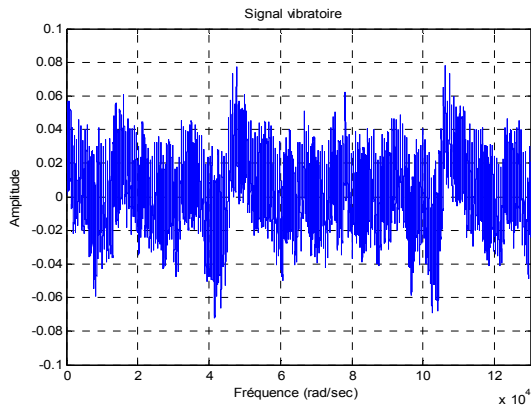


Figure IV. 38.A : Amplitude et réponse au désalignement. Palier 1

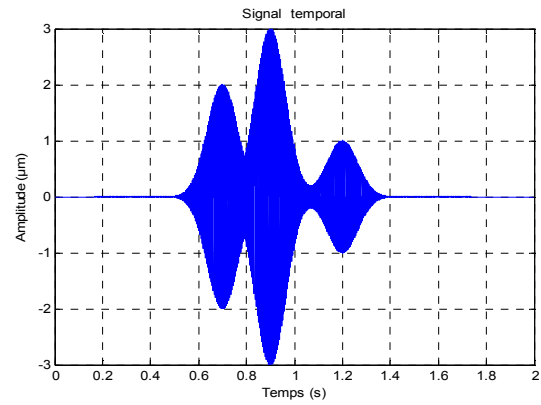


Figure IV. 38.B: Signal temporelle réponse au désalignement

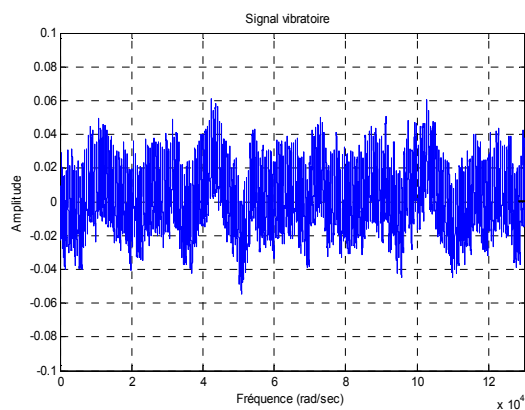


Figure IV. 38.C : Amplitude et réponse au désalignement. Palier 2

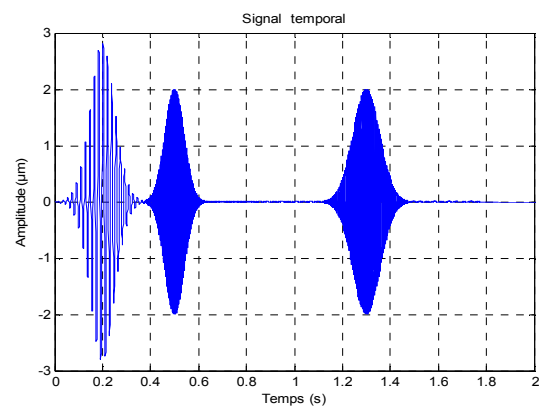


Figure IV. 38.D: Signal temporelle réponse au désalignement

Figure IV. 38 : Amplitude et réponse au désalignement

L'analyse des phénomènes vibratoires et la cinétique des composantes de la turbine permettent de définir les indicateurs de suivi. Le but de ces essais est plutôt de montrer quelques applications où les phénomènes vibroacoustiques sont impliqués dans le comportement vibratoire dans les turbines à gaz.

IV.5.4. Supervision d'une turbine a gaz par réseaux de neurones

Une stratégie de supervision basée sur les techniques de réseaux de neurones, permet de mettre au point un procédure de diagnostic de défauts qui consiste à générer des indicateurs de défauts (la génération de résidus), conçus à détecter et a localiser des défauts. Et permet de faire une localisation et l'identification du type de défaillance, le principe est de calculée l'écart entre les mesures des signaux du procédé, et la valeur théorique fournie par le modèle de système à surveiller. Dans cette section de notre travail, l'approche de réseaux de neurones est proposée pour décrire le comportement dynamique du processus, qui peuvent être caractérisés par des relations déterministe entre les causes et effets. Dans le but d'améliorer les performances de la stratégie de diagnostic proposé, c'est-à-dire l'évolution de ses sorties en fonction de celle de ses entrées. Les réseaux neurones artificiels (RNA) conviennent à ce type de problèmes comme outil de supervision efficace.

Parmi les différents types réseaux de neurones, le perceptron multicouches (MLP Multi Layer Perceptron) sont tout à fait populaires et utilisés à l'heure actuelle. Dans ce travail dans les réseaux de neurones utilisés, les paramètres de l'accélération et la vitesse de rotation comme variables d'entrée, car elles sont les plus représentative des défauts, leurs allures varient considérablement en cas d'application d'un défaut, et leurs mesures sont accessibles par des capteurs qui fournissent leurs grandeurs physiques.

Dans le cas examiné, le code de simulation, se charge en fonction des paramètres de la turbine examinée et leur environnement d'exploitation, de faire l'apprentissage supervisé d'RNN à partir d'une base des données à était réalisé et bien adapté, dans le cadre l'apprentissage par le perceptron multicouches, pour la détection et la classification des défauts de la turbiné étudié, cela, pour optimiser les meilleurs paramètres pour le RNN. Pour ce faire, nous avons fait des choix arbitraires sur les neurones, et sur le nombre de couches cachées, la structure des réseaux de neurones multicouches proposés est montré sur la Figure IV.39.

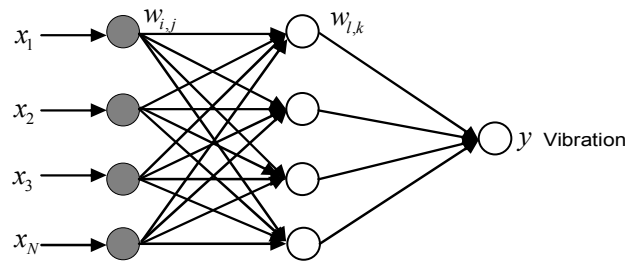


Figure IV. 39: Structure des réseaux de neurones multicouches

L'étape de développement de réseaux de neurones à rétro-propagation du gradient se fait par un algorithme à apprentissage supervisé. Cet algorithme vise à faire des associations entre des couples de vecteurs (donnée d'entrée, sortie désirée). En effet, l'idée de base de cet algorithme est de minimiser le critère d'erreur quadratique par rapport aux poids de connexions, une fois les poids sont mis à jour suivant l'erreur, de couche par couche à partir de la couche de sortie, est donnée par la formule suivante :

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^M (y d_i - y_i)^2 \quad (IV.9)$$

L'objectif de cet algorithme d'apprentissage par rétropropagation du gradient de l'erreur est de trouver l'ensemble des poids, assurant une sortie du réseau neuronal qui suit le plus possible la valeur désirée de référence. Par la suite, l'apprentissage sera supervisé de réseaux de neurones à partir d'une base des données, pour adapter à la détection et la classification des défauts des vibrations dans la turbine à gaz examinée. Les performances de MSE obtenus pour la turbine à gaz après modélisation, sont données dans le tableau IV.4.

Tests	Performance (MSE) de ANN				
	Training Function	Number of Neurons	Transfer Function in Hidden Layer	Transfer Function in Output Layer	MSE for Best Average Performance
Teste 1	traingd	18	tansig	logsig	0,00135
Teste 2	traingd	8	logsig	logsig	0,00105

Tableau IV.4 : Performances de MSE obtenus pour la turbine à gaz après modélisation

Différentes fonctions de transfert pouvant être utilisées comme fonction d'activation du neurone sont énumérées au tableau IV.4. Les trois les plus utilisées sont les fonctions seuil (en anglais «hardlimit»), linéaire «purelin» et sigmoïde «logsig».

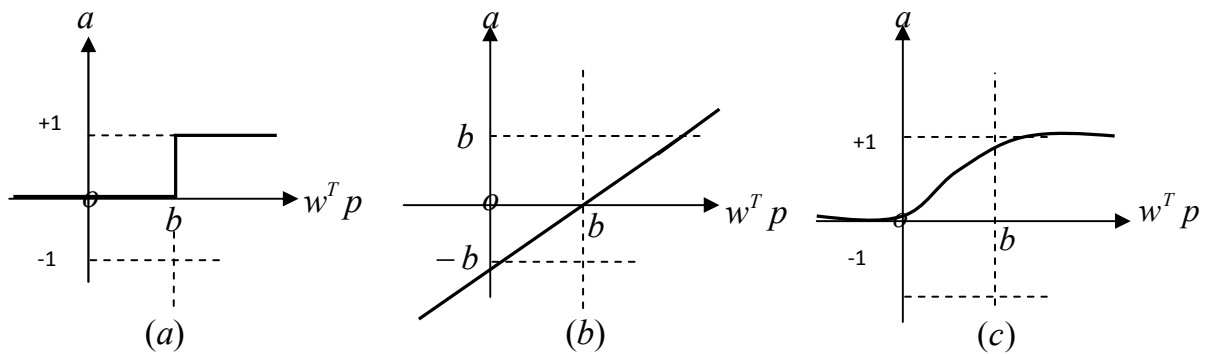


Figure IV. 40: Fonction de transfert : (a) du neurone «seuil» ; (b) du neurone «linéaire», et (c) du neurone «sigmoïde».

la fonction *seuil* applique un seuil sur son entrée. Plus précisément, une entrée négative ne passe pas le seuil, la fonction retourne alors la valeur 0 (on peut interpréter ce 0 comme signifiant *faux*), alors qu'une entrée positive ou nulle dépasse le seuil, et la fonction retourne 1 (*vrai*). Utilisée dans le contexte d'un neurone, cette fonction est illustrée à la Figure IV. 40.

Une lecture préliminaire des paramètres de fonctionnement du train a été faite sur la turbine examinée, des mesures ont été enregistrées à partir des capteurs installés sur cette machine, sur le tableau IV.5 des valeurs de vibrations instables sur toute la ligne d'arbre sont données.

SC2	Vitesse HP = 7100 tr/min Vitesse BP = 6500 tr/min		Niveaux de vibrations (mm/s)			
	Vitesse HP %	Vitesse BP %	Turbine		Compresseur Centrifuge et Axial	
			palier 03° BP mm/s	palier 02° HP mm/s	palier 04° CC mm/s	palier 01° CA mm/s
Turbine à gaz GE MS 3002 TC201	60	2,6	0,47	1,59	0,95	0,36
	61	32,46	1,56	1,8	0,99	0,56
	69,5	43,56	1,53	2,32	0,82	0,438
	75,5	51	1,535	3,39	0,843	0,43
	82,67	55,34	1,537	4,36	1,06	0,931
	85	56,69	2,2	4,4	1,42	1,2
	86	57,837	2,46	4,6	2,6	1,35
	91,99	67,13	2,37	5,9	1,95	1,52
	100	85,32	2,337	6,43	1,46	1,63
	98,78	97	2,84	9,5	1,54	1,85
	99	100	2,98	9,61	2,01	2,73
	98,8	89,4	3,89	9,754	2	2,89
100	100	3,85	10	2,63	2,854	
98,9	95	3,3	10,1	2,49	1,34	

Tableau IV.5: Mesures des valeurs de vibration de la turbine GE3002

L'apprentissage supervisé de réseaux de neurones à partir d'une base des données a été réalisé et bien adapté, dans le cadre l'apprentissage par le perceptron multicouches, pour la détection et la classification des défauts de la turbine étudiée, cela, pour optimiser les meilleurs paramètres pour le réseaux de neurones, comme il est montré sur les Figures IV.41 et IV.42.

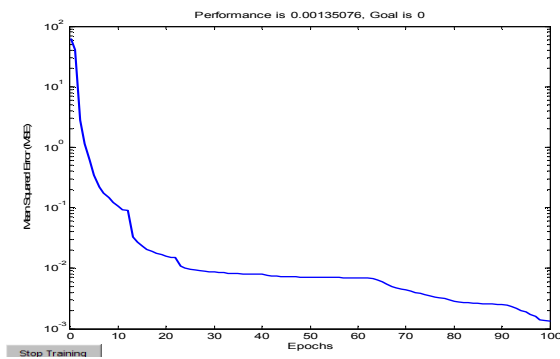


Figure IV. 41: Performance du réseau de neurone

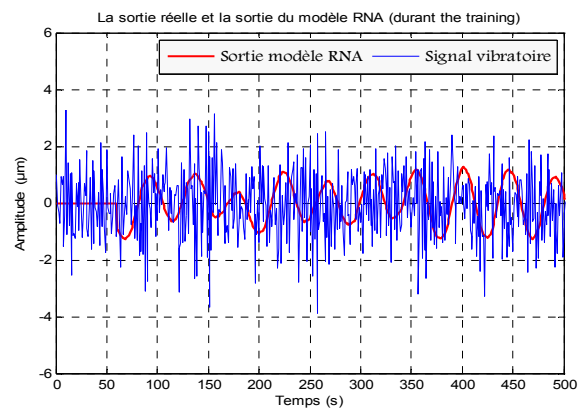


Figure IV. 42: Amplitude de défaut de déalignement et la sortie réseaux de neurones

Nous examinons, sur les Figures IV.43 et IV.44, successivement l'évolution de la structure spectrale, quand un défaut d'alignement au niveau du palier N° 03, de la turbine BP. D'après les résultats obtenus, par modélisation en utilisant les techniques d'apprentissage supervisé de réseaux de neurones, montre que l'architecture du réseau est meilleure, car les valeurs de l'erreur quadratique est la plus petite et a été obtenue au petit temps de calcul seulement, ce qui explique que les sorties désirés sont très proches des sorties réelles.

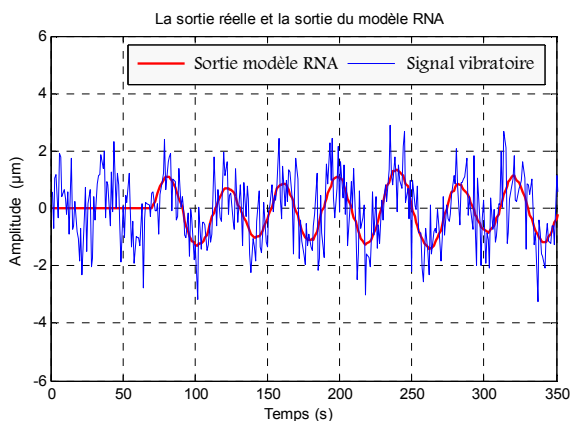


Figure IV. 43: Amplitude de défaut d'alignement / Test 1

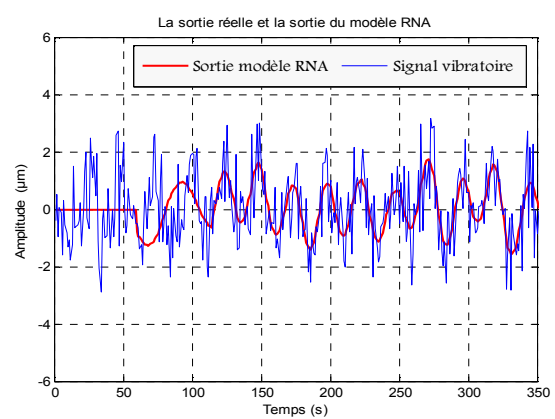


Figure IV. 44: Amplitude de défaut d'alignement / Test 2

Donc, l'apprentissage consiste dans ce cas à modifier les paramètres du réseau de neurones, afin de minimiser l'erreur, comme il est présenté sur la Figure IV.45, entre la sortie cible et la sortie réelle du réseau de neurones.

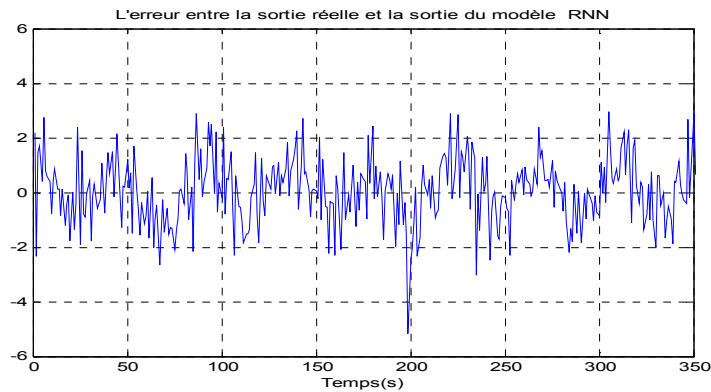


Figure IV. 45: Erreur entre la sortie réelle et la sortie du modèle RNA

L'implantation de l'accéléromètre sur la turbine, pour détecter les défauts d'alignement est très importante, c'est pour cela que chaque détection doit être effectuée sur des points précis de mesures. Une lecture de signaux vibratoire du déplacement des éléments de rotors axial et radial a été faite, au moyen du commutateur sélectionneur, sur la turbine avec le compresseur centrifuge. Les paramètres étant définis dans le programme de contrôle, cette surveillance consiste à :

- ❖ Collecter périodiquement les mesures permettant l'extraction des paramètres,
- ❖ Comparer les valeurs à des seuils prédéfinis,
- ❖ Suivre l'évolution dans le temps des valeurs atteintes pour chacun d'eux (historiques d'évolution),
- ❖ Interpréter les évolutions et dépassements de seuils (élaboration du diagnostic),
- ❖ Analyser les spectres et signaux temporels acquis pour affiner ou confirmer le diagnostic,

La réduction des problèmes ci-dessus nécessite des bonnes compétences pour cette raison on a fait appelle aux interventions suivants: changement de l'accouplement du côté auxiliaire, équilibrage dynamique et changement des échangeurs de refroidissement pour éliminer les effets de balourd.

De ce fait, les systèmes de supervision qui intègrent les outils de surveillance de détection et de diagnostic sont nécessaires afin de fournir à l'opérateur des critères suffisants pour la prise de décision. Ce qui impose aux industriels l'acquisition d'une technicité efficace de surveillance, dotée d'un outil de

diagnostic adapté afin de détecter, identifier, voir localiser et isoler tout défaut responsable d'un dysfonctionnement des systèmes, pour empêcher sa propagation et de limiter les conséquences engendrées par ce défaut et d'améliorer la sécurité des personnels, assurant ainsi une fiabilité et une disponibilité accrues de leurs outils de production. Installés sur la turbine à gaz et sur ses systèmes auxiliaires se trouvent des dispositifs de protection et des dispositifs de sécurité. Ces dispositifs ne doivent être enlevés ou évités pendant aucune étape du fonctionnement de la machine et de ses équipements auxiliaires.

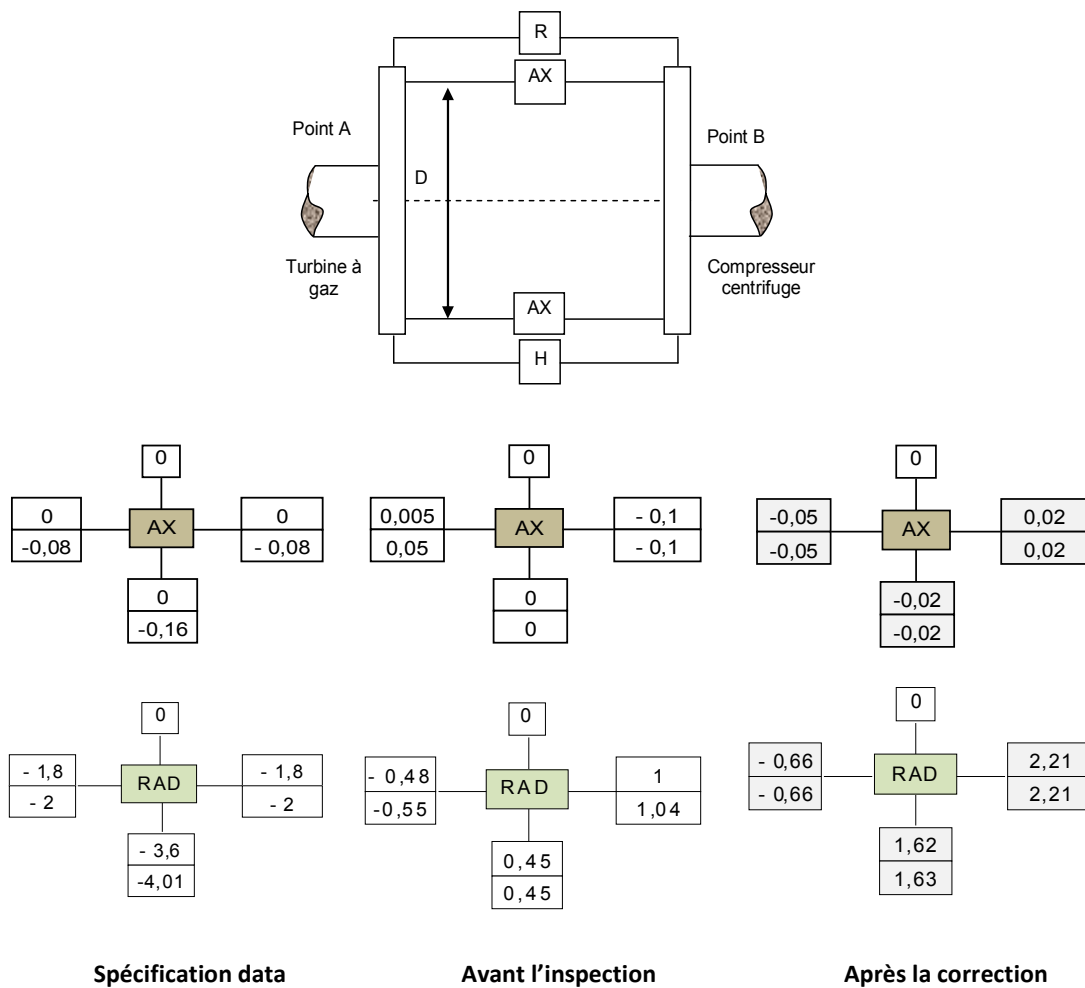


Figure IV. 46: Machines couplés (Turbine à gaz , Compresseur centrifuge) avec , D=355mm.

Suite à ces remarques nous recommandons un diagnostic vibratoire approfondis sur l'origine des vibrations d'où nous mettons en évidence les raisons suivantes : le Process avec stress des pipes (aspiration et refoulement) sur le compresseur centrifuge

IV.5.5. Application la transformée d'ondelettes discrète

IV.5.5.1. Analyse multirésolution

Une analyse multirésolution de $L^2(\mathbb{R})$ des fonctions continue et carré intégrable, est une analyse à la résolution j de la fonction $x(t)$ par l'action de l'opérateur linéaire $A(j)$ tels que : $A_j x \in V_j$. V_j est un sous espace de L^2 .

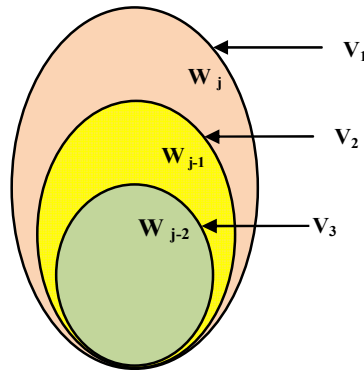


Figure IV. 47: Principe de l'analyse Multirésolution

L'analyse en multi résolution permet d'analyser un signal en différentes bandes de fréquences, ce qui permet une vue de la plus fine à la plus grossière. Soit Φ la fonction échelle, elle doit être dans L^2 et ayant une moyenne non nulle, dans ce cas on a :

$$x(t) \in V_j \Leftrightarrow x\left(\frac{t}{2}\right) \in V_{j+1} \quad (\text{IV.10})$$

Avec, ($\dots V_2 \subset V_1 \subset V_0 \dots$) et V_j sous espaces.

Il existe une fonction d'échelle qui par dilatation et translation engendre une base orthonormée de V_j , cette fonction est notée $\Phi(t) \in L^2(\mathbb{R})$, on forme une base de fonctions d'échelle pour tout $i \in \mathbb{Z}$, donnée comme suit :

$$\Phi_{j,k}(t) = \sqrt{2} \Phi(2^j t - k)_{k \in \mathbb{Z}} \quad (\text{IV.11})$$

La décomposition du signal sur la base des fonctions d'échelles, fournira les coefficients d'approximation à l'échelle j . Puisque le processus d'analyse est itératif, dans la théorie il peut être continué indéfiniment. En réalité, la décomposition peut procéder seulement jusqu'à ce que les différents détails se composent d'un échantillon ou d'un Pixel simple [88, 90, 93 et 95].

IV.5.5.2. Paquets d'ondelette

Les transformées en ondelette imposent une « trame » de résolutions : depuis l'ondelette mère, en appliquant les dilatations successives pour construire la base d'ondelettes, un ensemble de fonctions est conçu dont les résolutions en temps et en fréquences sont liées entre elles. Le principe des paquets d'ondelette est d'adapter les résolutions temps-fréquence en fonction du signal étudié :

- ❖ Pour les ondelettes, la résolution temporelle est a priori optimale pour une fréquence donnée ;
- ❖ Pour les paquets d'ondelette, la résolution est adaptée au contenu de la carte temps-fréquence , la résolution temps-fréquence peut être choisie a posteriori en fonction des types de signaux étudiés.

IV.5.5.3. Distributions d'énergie

Contrairement aux représentations temps-fréquence linéaires (transformée de Fourier à court terme et transformée en ondelette), qui décomposent le signal en composants élémentaires (les atomes), le but des distributions d'énergie est de distribuer de façon appropriée l'énergie du signal dans le plan temps-fréquence[52 , 85, 90 et 95]..

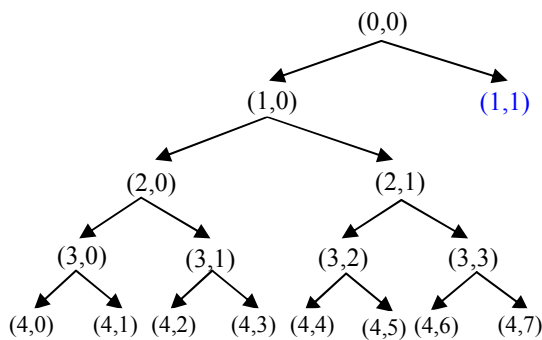


Figure IV. 48.A: Arbre des décompositions

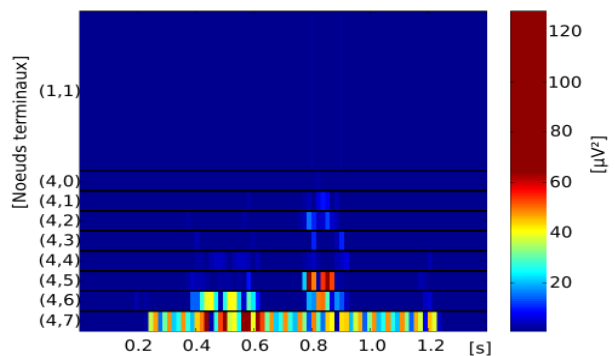


Figure IV. 48.B: Carte temps-fréquence

Figure IV. 48– Décomposition en paquets d'ondelette

L'ondelette utilisée est l'ondelette 4 de Daubechies. La carte temps-fréquence montre les coefficients résultant de la décomposition en paquet d'ondelette pour chaque temps et chaque échelle, en relation avec la fréquence. Dans la figure (IV. 48.A) un exemple d'un arbre de décomposition par paquet d'ondelettes de quatre niveaux est illustré. Chaque nœud de l'arbre de la décomposition en paquet d'ondelettes est classé avec une paire de nombres entiers (j,k) , où j est le niveau correspondant à la décomposition et k est l'ordre de la position du nœud au spécifique niveau. Dans

chaque niveau j , il y a 2^j nœuds et leur ordre est $k = 0, 1, \dots, 2^j - 1$. Un vecteur de c_{jA} de coefficients de paquet d'ondelettes correspond à chaque nœud (j, k) , La longueur d'un c_{jA} du vecteur est approximativement $N_t / 2^j$ La reconstitution des signaux, est basée sur les coefficients d'approximation et les détails.

L'énergie d'un signal est déduite de son expression temporelle ou de sa transformée de Fourier (Equation . IV.12) :

$$E_s = \int_{-\infty}^{+\infty} |s(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |S(f)|^2 df \quad (\text{IV.12})$$

$|s(t)|^2$ et $|S(f)|^2$ sont interprétées comme des densités d'énergie dans les domaines temporel et fréquentiel. L'approche de l'analyse des distributions d'énergie vise à chercher une densité conjointe $\rho_s(t, f)$ respectant certaines propriétés :

$$E_s = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \rho_s(t, f) dt df \quad (\text{IV.13})$$

$\rho_s(t, f)$ doit satisfaire la propriété de base suivante : les densités marginales doivent être égales aux densités dans chaque domaine :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \rho_s(t, f) dt = |S(f)|^2 \quad (\text{IV.14})$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \rho_s(t, f) df = |s(t)|^2 \quad (\text{IV.15})$$

Un grand nombre de distributions satisfait à ces conditions mais beaucoup moins à la contrainte additionnelle d'invariance par translation en temps et en fréquence :

$$y(t) = s(t - t_0) \rightarrow y(t, f) = \rho_s(t - t_0, f) \quad (\text{IV.16})$$

$$y(t) = s(t) e^{i2\pi f_0 t} \rightarrow \rho_y(t, f) = \rho_s(t, f - f_0) \quad (\text{IV.17})$$

Les distributions satisfaisant à ces contraintes additionnelles font partie de la classe de L.COHEN, dans (Generalized phase-space distribution functions), La distribution de Wigner-Ville (WVD), Equation. IV.18. est l'élément le plus connu de cette classe :

$$WV D_s(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s\left(t + \frac{\tau}{2}\right) \overline{s\left(t - \frac{\tau}{2}\right)} e^{-2i\pi f\tau} d\tau \quad (IV.18)$$

Cette distribution a l'avantage d'atteindre de hautes résolutions temps-fréquence. Pour les signaux composés d'un seul composant, la distribution de Wigner-Ville présente une crête d'énergie importante et bien concentrée sur la carte temps-fréquence. La décomposition doit alors donner une description simple et claire du signal, avec un nombre minimal de composantes.

Dans la pratique, on choisira un nombre approprié de niveaux basés sur la nature du signal à décomposer, ou sur un critère approprié tel que l'entropie. L'analyse multi-résolution est appliquée en employant de Daubechies, on calcule la transformée (analyse) d'un signal à trois niveaux de décomposition, ensuite on effectue la reconstruction (synthèse). Le type d'ondelettes sert à extraire l'approximation du signal vibratoire avec de défauts d'alignement au niveau du palier 2 et 3.

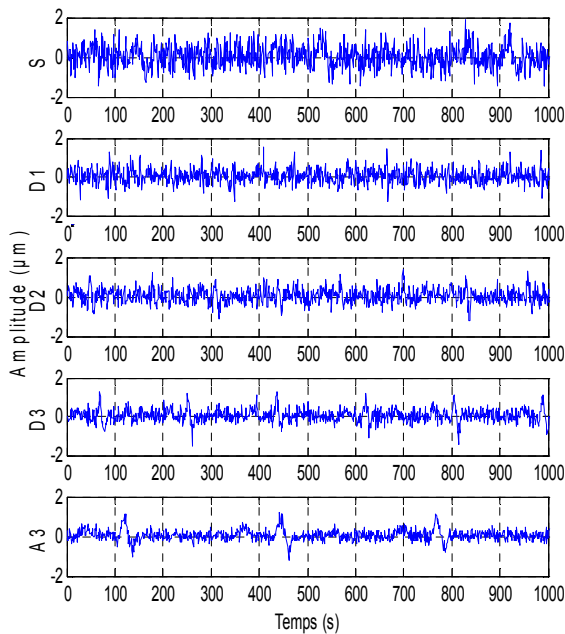


Figure IV. 49: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 2, fr =50Hz

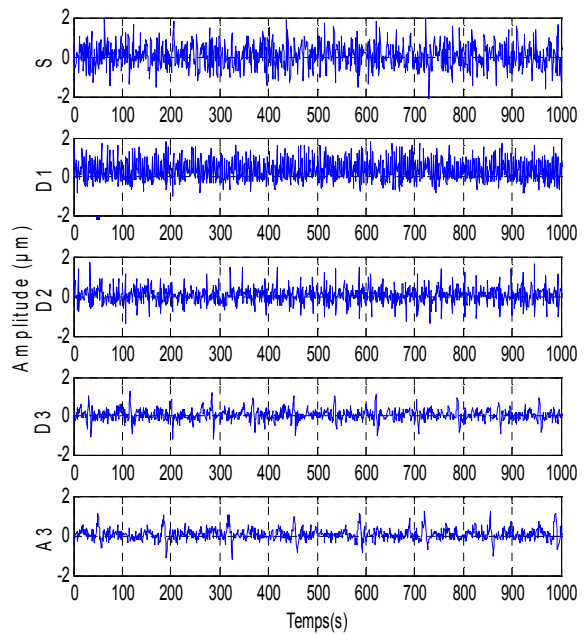


Figure IV. 50: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 3, fr =50Hz

L'approche est appliquée sur l'analyse des signaux d'accélération, dans lequel un défaut d'alignement a été modélisé au niveau des palier 2 et 3, pour une vitesse de rotation à (25 et 50 Hz), la modélisation à été conditionné pour les vecteurs de détail (D1, D2 et D3 et d'approximation A3), résultant de la décomposition en ondelettes, dont les bandes de fréquence associées. Les Figures IV.49,

IV.50, IV.51 et IV.52 compare la TOD, et donnent les variations en multi niveau a donné pour chaque décomposition une image réelle sur les différents défauts de déséquilibre.

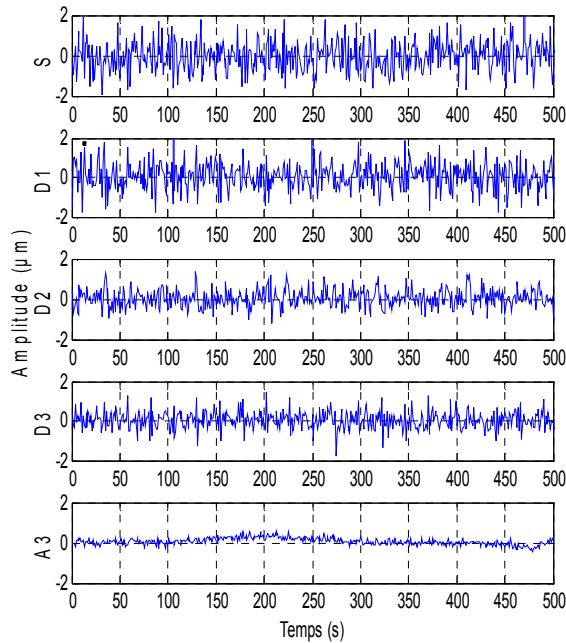


Figure IV.51: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 2, fr = 25Hz

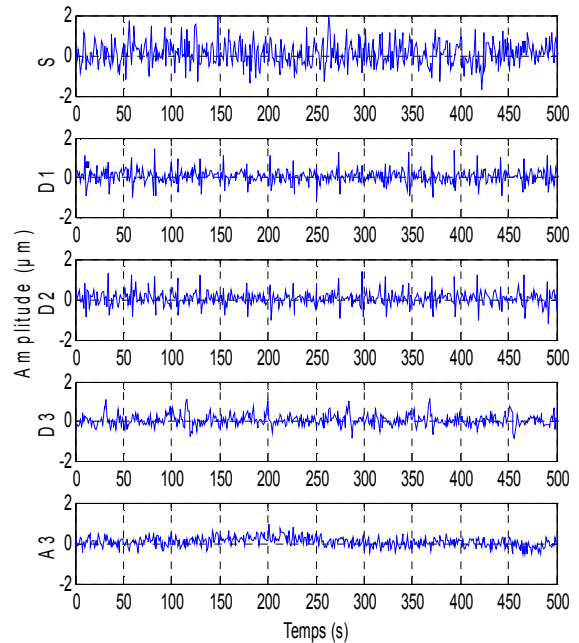


Figure IV. 52: TOD avec (db10) du signal vibratoire avec défaut d'alignement palier 3, fr = 25Hz

Dans ce cas et a partir des résultats obtenus, on peut dire que le modèle développé dans ce travail modélise le comportement dynamique de rotor de la turbine à gaz MS 3002 examinée, cette dernière est exploitée à haute vitesse de rotation, pour la détection des défauts de vibrations. L'effet d'alignement se manifeste comme une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation, du rotor en direction radiale, parfois en direction axiale dans le cas de rotor en porte à faux.

L'approche de surveillance par réseaux de neurones proposés permet d'avoir les relations entre les signatures vibratoires, porteurs des défauts d'alignement. A partir de ce variable d'entrée, le réseau de neurones donne une représentation caractérisante pour les variables de sortie pour une bonne stratégie de surveillance.

Et par combinaison avec la méthode d'ondelettes, la stratégie de diagnostic à été validé, de même signature vibratoire, et permet d'avoir une analyse très fine des signaux vibratoires des défauts de différentes natures dans plusieurs configurations, en mode temporel qu'en fréquentiel.

IV.6. Conclusion

Le modèle développé dans ce chapitre simule le comportement dynamique des rotors d'une turbine à gaz, de type MS 3002-201-, tournant à haute vitesse, destinée pour entraîner un compresseur du gaz naturel (compresseur centrifuge). Le système SPEEDTRONIC, Mark VI, est conçu pour protéger la turbine à gaz contre d'éventuels endommagements provoqués par une survitesse du rotor de la turbine, dans des conditions de fonctionnement normales. Dans ce chapitre, nous avons proposé une technique de surveillance par réseaux de neurones, dont le principe est de solliciter à partir d'une variable d'entrée (signature vibratoire portant un défaut d'alignement issue d'un capteur accéléromètre piézoélectrique), le réseau de neurones à donner une réponse caractérisée par des variables de sortie d'un paramètre de surveillance, représentant l'état de fonctionnement de ce système. La deuxième partie de ce chapitre consistait à l'utilisation des techniques d'ondelettes discrète pour la détection des vibrations de la turbine à gaz examinée, cette technique présente une analyse très fine des signaux et permet de diagnostiquer des défauts de différentes natures, et dans plusieurs configurations, en mode temporel qu'en fréquentiel.

Conclusion générale

La surveillance des systèmes industriels est devenue de nos jours, une priorité dans la majeure partie des applications, et de plus importantes sources d'informations sur la production, qualité et sécurité. Actuellement, l'utilisation fréquente des machines tournantes dans diverses applications, exige la détection précoce des défaillances ce qui mène à l'implantation des systèmes de surveillance pour détecter, localiser, et d'identifier tout dysfonctionnement, afin de sauvegarder la présence de la fonction requise au niveau du potentiel matériel et assurer la continuité de **la production**.

Dans ce travail on a donné un aperçu sur la modélisation des vibrations mécaniques d'un système de turbine à gaz, comme on a présenté les principaux points de fondements de la mécanique vibratoire et de l'analyse modale que l'on a utilisé pour l'étude des vibrations de flexion des arbres et rotors, ainsi que la démarche proposée, basée sur la simulation des défauts qui permet d'accéder au diagnostic efficace, c'est à dire identifier avec précision la nature de l'anomalie si possible, en précisant sa gravité ; en aboutissant à un traitement du signal, dont l'objectif est que les anomalies n'engendrent pas des effets nocifs sur **la productivité**.

Le travail présenté dans ce mémoire de thèse est divisé en deux parties:

Dans la première partie on a donné une synthèse sur l'état de l'art de vibration des turbines à gaz et la surveillance industrielle pour la prise de décisions en maintenance. Les contributions sont détaillées aux chapitres I et II.

L'objectif de cette première partie de thèse est d'introduire les méthodes de surveillance industrielle pour l'aide à la prise de décisions en maintenance, et pour l'étude de la stabilité des processus industriels. Nous avons présenté les méthodes de surveillance industrielle pour faire une synthèse sur l'état de l'art de la supervision des systèmes complexes. Ce choix se justifie essentiellement par son application afin de développer un système capable de détecter et de localiser les vibrations d'une turbine à gaz. Nous avons caractérisé ensuite la qualité des méthodes d'analyse vibratoire par des critères de robustesse et de validation, ce qui a permis de fournir les éléments nécessaires au suivi du comportement vibratoire de ces machines.

La surveillance vibratoire de la turbine étudiée par la mesure et l'analyse du comportement dynamique, illustre clairement si cette turbine est apte ou non pour accomplir correctement sa fonction requise ; cela conduit à juger que cette méthode riche en informations est particulièrement intéressante pour le diagnostic industriel. Nous avons aussi contribué à caractériser la qualité de surveillance pour la stabilité à partir des critères de validation ainsi que les améliorations apportées dans la prévision de la stabilité vibratoire du compresseur axial. Enfin, nous avons étudié l'apport des techniques à base des systèmes de prise de décision pour l'étude de la stabilité en exploitation d'une turbine à gaz.

Dans la deuxième partie on a développé une modélisation des vibrations d'une turbine à gaz de type GE –MS 3002– TC 201, et surveillance de leur paramètres en fonctionnement (Applications et valorisations). Son application sera détaillée aux chapitres III et VI.

La seconde partie a été consacrée à l'étude expérimentale que nous avons menée dans le cadre de ce projet de thèse. L'objectif de la présentation du système de commande, et de la régulation Mark VI SPEEDTRONIC de la turbine GE est l'analyse par ce système qui montre clairement un degré d'efficacité acceptable de la régulation choisie qui pourra ramener le système à son point optimal. On a proposé une synthèse des défauts de vibrations de la turbine pour la prise de décisions de contrôle dans leur système de surveillance, dans le but de calculer les différents inducteurs d'anomalies pour ce système industriel.

L'introduction d'anomalies comme les défauts de balourd, jeux excessifs, défauts d'alignement, roulements usés ou endommagés et autres modifie la structure des signaux, cela conduit l'amplitude générale à augmenter, par conséquent les modulations d'amplitude, les signaux recueillis pourront être observés dans les différents domaines d'analyse, spectral, temporelle, fréquentiel....etc. Dans une première étape nous avons proposé la technique de surveillance par réseaux de neurones, dont le principe d'une telle application est de trouver une relation liant une variable d'entrée (signature vibratoire portant un défaut d'alignement issue d'un capteur accéléromètre piézoélectrique), avec une réponse caractérisée par des variables de sortie d'un processus grâce à un réseau de neurones représentant l'état de fonctionnement de ce système.

La deuxième étape, expose l'apport de la méthode d'ondelettes continu (chapitres III), et discret (chapitres VI), qui est une technique qui présente une analyse très fine des signaux et qui permet de diagnostiquer les défauts de différentes natures, et dans plusieurs configurations, en mode temporel qu'en fréquentiel.

Enfin, nous pensons que les contributions présentées dans cette thèse ouvrent des nouvelles **perspectives** selon les principales directions suivantes:

Toute machine tournante présente un défaut de balourd (la principale cause des problèmes de vibrations) plus ou moins important ; pour cela plusieurs méthodes peuvent être utilisées pour minimiser l'effet des balourds sur les efforts transmis aux paliers. Il serait intéressant de focaliser nos études autour des axes suivants :

- Réalisation d'un système de supervision des vibrations, par des techniques Neuro-Floues appliquée sur le compresseur axial, car les instabilités vibratoires de fonctionnement du compresseur influent largement sur le pilotage d'une turbine à gaz,
- Possibilité de réalisation d'un diagnostic de défauts vibratoires, aux niveaux des paliers pour le système de démarrage turbine de lancement (la partie auxiliaire d'une turbine à gaz),
- Diagnostic par reconnaissance des formes statistique neuro-floue, des défauts d'un régénérateur (échangeur de chaleur), d'une turbine à gaz.

Annexe

Fiche technique de la turbine MS -3002-TC 201

Paramètre	Valeur or symbole
Constructeur : General Electric	GE
Type et/ou modèle	MS -3002-TC 201
Nombre chambre de combustion	6
Vitesse de l'arbre haute pression (HP,TNH)	7100 tr/min
Nbre étage Roue(s) HP	01
Vitesse de l'arbre basse pression (BP,TNL)	6500 tr/min
Nbre Roue BP	01
Nbre étage compresseur axial	15
Température max à l'échappement	516.6 °C
Puissance Turbine à 80 %	9400 CV
Débit de consommation combustible (100 % HB à 27 °C)	$3.84 m^3 / h$
Pression des gaz d'échappement	1,009.3 bars
Pois global	63000 k.
Sens de rotation	anti horaire.
système de démarrage	Turbo stator.

Bibliographie

- [1]. Abdelhafid Benyounes, Ahmed Hafaifa and Attia Daoudi, Takagi Sugeno models identification based on fuzzy data construction: Gas turbine investigation. The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID 2015), Djelfa on 29-30 March 2015, Algeria.
- [2]. Abdelhafid Benyounes, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Adaptive neuro-Fuzzy modeling of an industrial Gas turbine based a exprimental data. 2nd International Conference on Automatics and Mechatronics (CIAM'2015), 10-11 November 2015, Oran, Algeria.
- [3]. Adjallah K.H., Contribution au diagnostic de systèmes par observateurs d'état. Thèse de doctorat de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, France, 1993.
- [4]. Adrot O., Diagnostic à base de modèles incertains utilisant l'analyse par intervalles: L'approche bornante. Thèse de doctorat de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, France, 2000.
- [5]. Ahmed Hafaifa, Abdelhafid Benyounes and Mouloud Guemana, Control of an industrial gas turbine based on fuzzy model. 16th IFAC Conference on Technology, Culture and International Stability. September 24-27, 2015, Sozopol, Bulgaria.
- [6]. Ahmed Hafaifa, Ahmed Zohair Djeddi and Attia Daoudi, Fault detection and isolation in industrial control valve based on artificial neural networks diagnosis. Journal of Control Engineering and Applied Informatics, 2013, vol.15, no.3 pp. 61-69.
- [7]. Ahmed Hafaifa, Attia Daoudi and Abudura Salam, Maintenance planning of a gas turbine based on operational reliability analysis using experience feedback. Sixth International Conference on Engineering Failure Analysis, 6 – 9 July 2014, ICEFA VI 2014 Elsevier Conference, Lisbon, Portugal.
- [8]. Ahmed Hafaifa, Attia Daoudi and Mouloud Guemana, SCADA for Surge Control: Using a SCADA network to handle surge control in gas suppression systems in pipelines. Control Global | Process Automation Technologies Journal, ISA Transactions, March 2011, vol. 24 no. 3, pp.69-71.
- [9]. Ahmed Hafaifa, BelhadeF Rachid and Guemana Mouloud, Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: experimental analysis for control, Systems Science & Control Engineering: An Open Access Journal, Taylor & Francis, 2014, Vol. 2 no.1, pp.632-641.

- [10]. Ahmed Hafaifa, Ferhat Laaouad and Moulod Guemana, A New engineering method for fuzzy reliability analysis of surge control in centrifugal compressor. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2009, vol. 02 no. 04, pp. 676-682.
- [11]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Attia Daoudi, Fault detection and isolation in industrial systems based on spectral analysis diagnosis. *Intelligent Control and Automation*, February 2013, vol. 4, pp. 36-41.
- [12]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Attia Daoudi, Industrial system supervision remotely with SCADA environment (Supervisory Control And Dated Acquisition): Application on a gas turbine system. *2012 International Symposium on Composites and Aircraft Materials: damage and fatigue diagnostics*, Fez, MOROCCO, Mai 09-12, 2012.
- [13]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Attia Daoudi, Spectral analysis approach applied to the vibrations detection and isolation in centrifugal pump used in petroleum industry. *5th International Congress on Technical Diagnostics*, 3rd to 5th of September 2012, Didactics Center, AGH Univeristy of Science and Technology, Kraków, Poland.
- [14]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Attia Daoudi, Vibration supervision in gas turbine based on parity space approach to increasing efficiency. *Journal of Vibration and Control*, June 2015, vol. 21, pp.1622-1632.
- [15]. Ahmed Hafaifa, Rachid Belhadeif and Mohamed Boumehraz, Maintenance des installations pétrolières par une approche d'acquisition des données et surveillance à distance (SCADA). *1er Journée d'études des jeunes scientifiques, JEJS 2014 27-28 avril 2014*, Université Hadj Lakhder de Batna, Algérie.
- [16]. Ahmed Zohair Djeddi, Ahmed Hafaifa and Abudura Salam, Operational reliability analysis applied to a gas turbine based on three parameter Weibull distribution. *Mechanics*, 2015, vol. 21, no. 3, pp. 187-192.
- [17]. Ahmed Zohair Djeddi, Ahmed Hafaifa, Abudura Salam and Ben Rahmoun Mohamed, Reliability estimation in industrial process using Log-normal distribution: Gas turbine application. *INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY SYSTEMS ISTANBUL 2015 - ICES2015*, 23-25 December 2015, Istanbul-Turkey.

- [18]. Ahmed Zohair Djeddi, Ahmed Hafaifa, Abudura Salam, Gas turbine reliability model based on tangent hyperbolic reliability function. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol 53, No 3 (2015), pp. 723-730.
- [19]. Alexandros Arsalis, Thermoeconomic modeling and parametric study of hybrid SOFC–gas turbine–steam turbine power plants ranging from 1.5 to 10 MWe. *Journal of Power Sources*, Volume 181, Issue 2, 1 July 2008, Pages 313-326
- [20]. Arnaud D., Analyse expérimentale des phénomènes instationnaires dans un compresseur multi-étages à forte charge aérodynamique. Thèse de doctorat de l'École Centrale de Lyon, 2003.
- [21]. Ben Rahmoun Mohamed, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Elaboration of a faults tree in gas turbine using expert system based on neural network. INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY SYSTEMS ISTANBUL 2015 - ICES2015, 23-25 December 2015, Istanbul-Turkey.
- [22]. Ben Rahmoune Mohamed, Ahmed Hafaifa and Guemana Mouloud, Gas turbine supervision based on neural networks in degraded mode: Presence of vibrations. The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID 2015), Djelfa on 29-30 March 2015, Algeria.
- [23]. Ben Rahmoune Mohamed, Ahmed Hafaifa and Guemana Mouloud, Vibration modeling improves pipeline performance, costs. *Oil & Gas Journal*, Mars 2015, pp. 98-100.
- [24]. Ben Rahmoune Mohamed, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Neural network monitoring system used for the frequency vibration prediction in gas turbine. The 3rd International Conference on Control, Engineering & Information Technology CEIT'2015, on 25-27 May 2015 Tlemcen, Algeria.
- [25]. Ben Rahmoune Mohamed, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Vibration monitoring in gas turbine speed using artificial neural networks. The 3rd International Conference on Information Processing and Electrical Engineering (ICIPEE'14), TEBESSA on 24-25 November 2014, Algeria.
- [26]. Benrabe Djaidir, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallah, Performance control of gas turbines. *Turbomachinery International Journal*, November 2015, November 2015, pp.10-14.
- [27]. Benrabe Djaidir, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallah, Monitoring Gas Turbines Using Speedtronic Mark VI Control Systems. *Pipeline & Gas Journal*, October 2015, Vol. 242, No. 10, pp.48-86

- [28]. Benrabeh Djaidir, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallaha, Synthèse et surveillance des défauts de vibrations des turbines à gaz pour la prise de décision de contrôle, 1er Colloque International sur Hydrocarbures, Energies et Environnement (HCEE), Novembre 2014, Université Ouargla, Algeria.
- [29]. Benrabeh Djaidir, Ahmed Hafaifa et Kouzou Abdallaha, Modélisation et Simulation des vibrations du rotor BP d'une turbine a gaz MS 5002b, et l'effet de répartition de masse sur le roulement à (bille). The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID 2015), Djelfa on 29-30 March 2015, Algeria
- [30]. Benyounes Abdelhafid, Hafaifa Ahmed and Deia Yacine, Fuzzy modelling and control of an industrial gas turbine: Data classification and clustering algorithms. 9ème Conférence sur le Génie Electrique, du 14 au 15 avril 2015, EMP, Bordj El Bahri, Alger.
- [31]. Bigret R., Feron J.-L. (1998) Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes. Edition Masson 1998.
- [32]. Boufaïed A., Contribution à la surveillance distribuée des systèmes à événements discrets complexes. Thèse de l'université Paul Sabatier, Toulouse, 2003.
- [33]. Boulanouar Saadat, Ahmed Hafaifa et Kouzou Abdallaha, Modélisation des vibrations appliquée à la prise de décision pour le diagnostic d'une turbine à gaz. 1er Colloque International sur les Hydrocarbures, Energies et Environnement (HCEE), 23 - 24 Novembre 2014, Ouargla, Algérie.
- [34]. Callot S., Analyse des Mécanismes Macroscopiques Produits par les Interactions Rotor/Stator dans les Turbomachines. Thèse de doctorat de l'Ecole centrale de Lyon, France 2002.
- [35]. Chen Y.M., Lee M.L. (2002). Neural networks-based scheme for system failure detection and diagnosis. Mathematics and Computers in Simulation, vol. 58, no. 2, pp. 101-109.
- [36]. Chii-Shang Tsai, Chuei-Tin Chang. (1995). Dynamic process diagnosis via integrated neural networks. Computers & Chemical Engineering, vol. 19, no. 1, pp. 747-752.
- [37]. Claudia Victoria Isaza Narvaez, Diagnostic par techniques d'apprentissage floues: Conception d'une méthode de validation et d'optimisation des partitions, Thèse de L'université de Toulouse, 2007.
- [38]. Combacau M., Commande et surveillance des systèmes à événements discrets complexes: application aux ateliers flexibles. Thèse de doctorat de l'université de Toulouse, France 1991.

- [39]. Combescure D., Lazarus A., Refined finite element modelling for the vibration analysis of large rotating machines: Application to the gas turbine modular helium reactor power conversion unit. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 318, no. 4–5, December 2008, pp. 1262-1280.
- [40]. Daniel Greco, Philippe Blanc, Evelyne Aubry, Ivan Vaclavik, Active vibration control of flexible materials found within printing machines. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 300, no. 3–5, March 2007, pp. 831-846.
- [41]. Dano C., Evaluation de modèles de turbulence pour la simulation d'écoulements tridimensionnels instationnaires en turbomachines. Thèse de doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon, 2003.
- [42]. Denver F. Cheddie, Renique Murray, Thermo-economic modeling of an indirectly coupled solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid power plant. *Journal of Power Sources*, Vol. 195, no. 24, 15 December 2010, pp. 8134-8140.
- [43]. Djamel Halimi, Ahmed Hafaifa and Elahmoune Boua, Maintenance actions planning in industrial centrifugal compressor based on failure analysis. *The quarterly Journal of Maintenance and Reliability*, 2014, vol. 16, no. 1, pp. 17–21.
- [44]. Djamel Halimi, Ahmed Hafaifa and Elahmoune bouali, The reliability improving in Algerian gas and oil installations using Bayesian networks. Sixth International Conference on Engineering Failure Analysis, 6 – 9 July 2014, ICEFA VI 2014 Elsevier Conference, Lisbon, Portugal.
- [45]. Djamel Halimi, Ahmed Hafaifa, Elahmoune Bouali and Mouloud Guemana, Use modeling as part of a compressor maintenance program. *Gas Processing*, 2014, Vol. | SEPTEMBER/OCTOBER 2014, pp. 55-59.
- [46]. Enrique H. Ruspini, A new approach to clustering. *Information and Control*, Vol. 15, no. 1, 1969, pp. 22-32.
- [47]. Ewins D.J., Control of vibration and resonance in aero engines and rotating machinery – An overview. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 87, no. 9, September 2010, pp. 504-510.
- [48]. Fabien Moutarde, Introduction aux réseaux de neurones, CAOR, MINES Paris Tech, Janvier 2010.
- [49]. Favelier T., Couplage de la vélocimétrie par images de particules en deux temps avec la décomposition en modes propres pour la caractérisation d'un écoulement. Thèse de doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon, 2006.

- [50]. Feyzullah Temurtas. (2009). A comparative study on thyroid disease diagnosis using neural networks. *Expert Systems with Applications*, vol. 36, no. 1, pp. 944-949.
- [51]. Franck Richecoeur, Thierry Schuller, Ammar Lamraoui, Sébastien Ducruix, Analytical and experimental investigations of gas turbine model combustor acoustics operated at atmospheric pressure. *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 341, no. 1–2, January 2013, pp. 141-151.
- [52]. Gaberson, H. A., "Impulsive Event Detection in Machinery Vibration Signals by Time-Frequency and Wavelet Methods;" Joint Oil Analysis Program International Condition Monitoring Meeting; Mobile, AL, April 2000.
- [53]. Gertler J., Survey of model based-based failure detection and isolation in complex plants. *IEEE Control System Magazine*, pp. 3-11, 1988.
- [54]. Gertler J.J., Analytical redundancy methods in fault detection and isolation – survey and synthesis. *Proceedings of the IFAC Symposium, SAFEPROCESS'91, Baden-Baden, Germany*, pp. 9-21, 1991.
- [55]. Gertler J.J., Anderson C.A., An evidential reasoning extension to quantitative model-based failure diagnosis. *IEEE Transactions on Systems Man and Cybernetics*, vol. 22, n° 2, pp. 275-289, 1992.
- [56]. Gertler J.J., Kunwer M.M., Optimal residual decoupling for robust fault diagnosis. *International Journal of Control*, 61(2), pp. 395-421, 1995.
- [57]. Gertler J.J., Monajemly R., Generation of directional residuals with dynamic parity equations. *Proceedings of the 12th World Congress of IFAC, Sydney, Australia*, pp. 505-510, 1993.
- [58]. Gertler J.J., Structured residuals for fault isolation, disturbance decoupling and modeling error robustness. *Proceedings of the IFAC Symp. on-line Fault Detection and Supervision in the chemical Process Industries*, pp. 111-119, Newark, Delaware, 1992.
- [59]. Greitzer E.M., Moore F.K., A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part II – Applications. *American Society of Mechanical Engineers*, paper 85-GT-172, 1985.
- [60]. Greitzer E.M., Surge and rotating stall in axial flow compressors, part I: Theoretical compression system model. *Journal of Engineering for Power*. v98. 190-198. 1976.
- [61]. Grondahl C.M., M.E. Guiler, G.E. Jurczynski and R. Zell (1990), Performance and reliability improvements for MS3002 and MS5001 turbines in pipeline applications. *Proceeding of the Petroleum and Chemical Industry Conference: Industry Applications Society 37th Annual, Houston, TX, USA*: 135 – 144.

- [62]. Gwo-Chung Tsai (2004), Rotating vibration behavior of the turbine blades with different groups of blades. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 271, no. (3-5, 6), pp. 547-575.
- [63]. Haithem DERBEL, Diagnostic à base de modèles des systèmes temporisés et d'une sous-classe de systèmes dynamiques hybrides, Thèse de l'université Joseph Fourier - Grenoble I, 2009.
- [64]. Halimi D, Hafaifa A, Bouali E. Maintenance actions planning in industrial centrifugal compressor based on failure analysis. *Eksploratacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2014*; 16 (1): 17–21.
- [65]. Hamdi Taplak, Mehmet Parlak, Evaluation of gas turbine rotor dynamic analysis using the finite element method. *Measurement*, vol. 45, no. 5, June 2012, pp. 1089-1097.
- [66]. Isermann, R., Process fault detection based on modeling and estimation methods: a survey. *Automatica Journal*, Vol. 20, pp. 387-404, 1984.
- [67]. Joseph McGhee, Ian A. Henderson, Alistair Baird. (1997). Neural networks applied for the identification and fault diagnosis of process valves and actuators. *Measurement*, vol. 20, no. 4, pp. 267-275.
- [68]. Jurado F., Carpio J., Improving distribution system stability by predictive control of gas turbines. *Energy Conversion and Management*, Volume 47, Issues 18–19, November 2006, Pages 2961-2973
- [69]. Karl Debray, Jean-Paul Dron , Xavier Chiementin et al. (2011), Effect of cascade methods on vibration defects detection. *Journal Vibration and Control* 17 (4).
- [70]. Kikstra J.F., Verkooijen A.H.M., Dynamic modeling for an optimal design of a cogenerating nuclear gas turbine plant. *Computers & Chemical Engineering*, Volume 24, Issues 2–7, 15 July 2000, Pages 1737-1743
- [71]. Kulikov Gennady G. and Thompson Haydn A. (2004), *Dynamic Modelling of Gas Turbines: Identification, Simulation, Condition Monitoring and Optimal Control*. Series: *Advances in Industrial Control*.
- [72]. Kyoung Hoon Kim, Hyung-Jong Ko, Horacio Perez-Blanco, Analytical modeling of wet compression of gas turbine systems. *Applied Thermal Engineering*, Volume 31, Issue 5, April 2011, Pages 834-840
- [73]. Leger R.P., Garland Wm.J., Poehlman W.F.S. (1998). Fault detection and diagnosis using statistical control charts and artificial neural networks. *Artificial Intelligence in Engineering*, vol. 12, no. 1–2, pp. 35-47.

- [74]. Min Chul Lee, Youngbin Yoon, Development of a gas turbine fuel nozzle for DME and a design method thereof. *Fuel*, vol. 102, December 2012, pp. 823-830.
- [75]. Mohamed Karim Haouchine, Remémoration guidée par l'adaptation et maintenance des systèmes de diagnostic industriel par l'approche du raisonnement à partir de cas, Thèse de l'université de Franche-Comté, 2009.
- [76]. Moore F.K., Greitzer E.M., A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part I - Development of equations. *American Society of Mechanical Engineers Journal*, paper 85-GT-171, 1985.
- [77]. Mouloud Guemana, Ahmed Hafaifa and Damel Halimi, Utilisation des tuyères soniques pour l'étalonnage des débitmètres du gaz naturel. 4ème symposium nationale de l'AIG Algerian Gas Industry Association. 18-19 Février 2013, Alger, Algérie.
- [78]. Mouloud Guemana, Ahmed Hafaifa and Mohamed Ben Rahmoune, Reliability study of gas turbines for improving their availability by ensuring optimal exploitation. *OIL GAS European Magazine*, June 2015, vol. 2, pp. 88-91
- [79]. Mouloud Guemana, Ahmed Hafaifa et Boumahdi Mouloud, L'effet de la viscosité et le rapport des chaleurs spécifiques sur le choix d'une méthode de comptage de gaz. 10ème Edition des Journées Scientifiques et Techniques, SONATRACH JST10, 5-8 Novembre 2015 Oran, Algérie.
- [80]. Mouloud Guemana, Ahmed Hafaifa, Djamel Halimi and Mouloud Boumahdi, Amélioration du système de comptage du gaz par l'utilisation des Venturi-tuyères à col sonique. 9èmes Journées Scientifiques et Techniques – JST9, de SONATRACH, 08, 09 et 10 avril 2013 – Centre des Conventions d'Oran, Algérie.
- [81]. Nadji Hadroug, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Détection des défaillances d'une turbine à gaz de type SOLAR à base des techniques d'intelligence artificielle. 10ème Edition des Journées Scientifiques et Techniques, SONATRACH JST10, 5-8 Novembre 2015 Oran, Algérie.
- [82]. Nadji Hadroug, Ahmed Hafaifa and Attia Daoudi, Valve actuator fault classification based on fuzzy system using the DAMADICS model. The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID 2015), Djelfa on 29-30 March 2015, Algeria.
- [83]. Namcheol Kang, Arvind Raman, Vibrations and stability of a flexible disk rotating in a gas-filled enclosure—Part 2: Experimental study. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 296, no. 4–5, October 2006, pp. 676-689.

- [84]. Nicolas Noiray, Bruno Schuermans, Deterministic quantities characterizing noise driven Hopf bifurcations in gas turbine combustors. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Volume 50, April 2013, Pages 152-163
- [85]. Newland, D. E., *An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis*, 3rd Edition, Longman Scientific & Technical. Co-published in the United States by John Wiley & Sons, NY, 1993; pp 295-370.
- [86]. Pauline Ribot, *Vers l'intégration diagnostic/pronostic pour la maintenance des systèmes complexes*, Thèse de l'université Toulouse 3 Paul Sabatier (UT3 Paul Sabatier) ,2009.
- [87]. P. Masson, A. Berry, P. Micheau, A wavelet approach for the active structural acoustic control, *Journal of the Acoustical Society of America* 104 (3) (1998) 1453–1466.
- [88]. Valérie PERRIER : *Transformée en ondelettes continue : Théorie, applications à l'imagerie médicale*. Institut National Polytechnique de Grenoble, 2005.
- [89]. W.J. Wang, P.D. MacFadden, Application of wavelets to gearbox vibration signals for fault detection. *Journal of Sound and Vibration* 192, 1996, pp. 927–939.
- [90]. Wang, W. J., and McFadden, P. D., "Application of Orthogonal Wavelets to Early Gear Detection Damage," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 9(5), 1995, pp 497-507.
- [91]. Wahba E.M., Nawar H., Multiphase flow modeling and optimization for online wash systems of gas turbines. *Applied Mathematical Modelling*, Volume 37, Issues 14–15, August 2013, pp. 7549-7560.
- [92]. Yang S.H., Chen B.H., Wang X.Z. (2000). Neural network based fault diagnosis using unmeasurable inputs. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 13, no. 3, pp. 345-356.
- [93]. Y. Kim, E. Kim, Effectiveness of the continuous wavelet transform in the analysis of some dispersive elastic waves, *Journal of the Acoustical Society of America* 110 (1) (2001) 86–94.
- [94]. Zwingelstein G., *Diagnostic des Défaillances Théorie et Pratique pour les Systèmes Industriels*. Editions Hermès, 1995.
- [95]. Z. K. Peng, , P. W. Tse and F. L. Chu,, "A comparison study of improved Hilbert–Huang transform and wavelet transform: application to fault diagnosis for rolling bearing", *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005), pp. 974-988.