

BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY

جامعة باجي مختار – عنابة

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR – ANNABA



**FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

Année 2008

MEMOIRE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de MAGISTER

**Diagnostic des défaillances basé sur l'analyse vibratoire d'une turbine à
vapeur.**

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Par

Bensana Toufik

DIRECTEUR DE THESE : B. MERZOUG Pr Université de Annaba

DEVANT LE JURY

PRESIDENT	: A.HAIAHEM	Pr	Université de Annaba
EXAMINATEURS :	E. Hadjadj	M.C	Université de Annaba
	L. Laouar	M.C	Université de Annaba

RESUME:

Cette étude est consacrée à la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, domaine d'activité qui constitue une part de plus en plus importante des dispositions permettant de rentabiliser l'instrument de production industriel. Elle propose une méthodologie expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts des machines tournantes.

L'augmentation des vibrations permet de détecter un défaut, l'analyse des caractéristiques des vibrations de la machine permet d'en identifier la cause. On peut ensuite déduire avec précision le délai avant qu'il ne devienne critique.

Dans notre travail, nous donnons une méthodologie pour l'application de l'analyse fréquentielle en maintenance prédictive dans le cas d'une turbine à vapeur à haute pression.

Dans cette thèse, nous proposons trois méthodes de suivi et de diagnostic des défauts des turbines à vapeur, premièrement le suivi de courbes de tendance, la deuxième est l'analyse spectrale et la troisième c'est l'analyse par l'orbite cinétique.

D'après notre expérience appliquer au niveau de l'entreprise ASMIDA1 et à l'aide des moyens de mesure très sophistiqués (appareille portable VIBROTEST 60 +logiciel de traitement VIBROEXPERT CM-400) et la mise au point des capteurs de vibration (accéléromètre +sonde de déplacement) on a montré que la ligne d'arbre de la turbine à vapeur présente les anomalies suivantes :

Problème de désalignement parallèle au niveau du palier (02).

Balourd d'origine thermique+ phénomène du tourbillon d'huile au niveau du palier (03)

Phénomène d'instabilité du film d'huile au niveau du palier (04)

Cela nous a obligé de faire appel à des interventions efficaces en vue de rendre le groupe turbocompresseur en état de bon fonctionnement. Les résultats expérimentaux obtenus sont clairs et efficaces, nous avons permis de mettre en œuvre un bilan complet sur l'état de santé de la machine et permettes au futur d'améliorer les compétences pratiques, de gagner du temps et de rentabiliser l'unité de production.

MOTS CLES :

Maintenance conditionnelle, analyse vibratoire, turbine à vapeur, défauts des paliers lisse, spectres des défauts, orbite cinétique.

ABSTRACT:

This study deals with conditional maintenance by vibratory analysis. This activity constitutes an increasingly important part of the tools used to keep industrial plants in continuous service. This work proposes an experimental methodology of assistance to the detection and the vibratory follow-up of the defects of the rotating machinery.

If the increase in the vibrations makes it possible to detect a defect, the analysis of the characteristics of vibration of the machine makes it possible to identify the cause of it. One can then deduce with precision the time from it before it does not become critical.

In our work, we give a methodology of frequented analysis application in predictive maintenance, in a case of high-pressure steam-powered turbine.

In this thesis, we propose three methods to follow and diagnosis the defects of steam-powered turbines, first followed by tendency curves, the second is the spectroscopic analysis and the third it is the analysis by the kinetic orbit.

According to our experience applied in the firm 'ASMIDAL' and with the help of sophisticated means of measure (handy tool 'VIBROTEST 60'+software of treatment 'VIBROEXPERT CM-400') and by the use of the vibration sensors (acceleration meter +probe of displacement) one showed that the landings of the steam-powered turbine present the following anomalies:

Parallel misalignment in the landing (02)

Thermal origin unbalance +phenomenon of the oil whirlwind in the landing (03)

Phenomenon of instability of the film of oil in the landing (04)

It obliged us to call efficient interventions to return the group turbo-compressor in state of good working. The gotten experimental results are clear and efficient, permitted us to make a complete balance on the state of health of the machine and permit in the future to improve the practical capacities, gain time and make pay the production unit.

KEY WORDS :

Conditional maintenance, vibratory analysis, steam-powered turbine, defects of the glossy landings, spectrum of defect, kinetic orbit.

ملخص

إن هذه الدراسة متعلقة بالصيانة الصناعية الشرطية عن طريق التحليل الاهتزازي ، هذا المجال الذي لا يزال يحتل يوماً بعد يوم مكانة كبيرة من أجل تطوير الآلات الإنتاجية حيث يطرح منهجية تجريبية تساعد على إيجاد و تشخيص أعطاب المكثبات الدوارة ،ومن ثم إيجاد سبب العطب واستخلاصه قبل أن تحدث أضرار حرجة. في هذا العمل المنجز نطرح منهجية تطبيقية للتحليل الاهتزازي في مجال الصيانة التنبؤية لتربين بخارية(آلة دوارة لتحويل قوة البخار) ذات ضغط عال . كذلك في هذه الرسالة اقترحنا ثلاث طرق لمتابعة وتشخيص أعطاب التربين البخارية الأولى:متابعة منحنيات الاتجاه الزمني

الثانية: التحليل الطيفي

الثالثة: هي التحليل بواسطة المدار الحركي.

بالاعتماد على التجارب المطبقة على مستوى شركة أسميدال وباستعمال وسائل جد متطورة لكشف الأعطاب.

بالإضافة إلى لاقطات الاهتزازات الموضوعه على مستوى مساند التربين البخارية تمكنا من كشف الأعطاب التالية :

- عطب عدم تطابق المحاور على مستوى المسند (2)

- عطب عدم التوازن مصدره حراري +ظاهرة الزوبعة الزيتية على مستوى المسند(3).

-ظاهرة ألالاستقرار في الغشاء الزيتي على مستوى المسند (4).

* هذا ما جعلنا نفرض تدخلات فعالة من أجل إعادة المكنة إلى حالة جيدة . وبالنسبة للنتائج التي تحصلنا عليها فقد كانت واضحة وفعالة تمكنا من توضيح الحالة الصحية الكاملة للتربين وتساعد في المستقبل على تطوير الكفاءات المهنية، وكسب الوقت و جعل الوحدة الإنتاجية أكثر مرد ودية.

الكلمات المفاتيح :

الصيانة الشرطية ، التحليل الاهتزازي ،التربين البخارية ،أعطاب المساند الصقيلة ، أطيف الأعطاب.المدار الحركي.

REMERCIEMENTS :

**Je ne peux pas commencer ce rapport sans penser à toutes qui on contribué,
de près ou de loin a ce travail**

**Je remercier en premier lieu dieu qui lui seul nous a
Guidé dans le sens durant notre vie et qui nous aide à réaliser ce modeste
travail.**

**Je tiens à remercier tout particulièrement mon encadreur le
professeur :Merzoug Bachir pour m'avoir permis de réaliser ce travail et
pour son aide, son accueil et sa disponibilité .**

**J ÿ associe également l'ensemble des membres du département Génie
Mécanique et électromécanique « Université d'Annaba» pour leur accueil
et leur disponibilité.**

**Je n'oublie pas le groupe du département Maintenance au niveau de
l'entreprise ASMIDAL pour leur aide et leurs précieux conseils qui m'ont
guidé tout au long de mon stage.**

Liste des tableaux

TABLEAU(I-1) : techniques et instruments de la maintenance conditionnelle	3
Tableau II-1- Classification morphologique des signaux	14
Tableau II-2- Propriétés de Transformée de Fourier	19
Tableau II-3- Propriétés du Transformée de Fourier d'un signal discret	24
Tableau (III-1) Les types des vibrations	32
Tableau (III-2) : Nature des vibrations et facteur de crête	34
Tableau (III-3) : Types de Montage de l'accéléromètre :	39
Tableau (III -4) Seuil d'alarme et d'urgence selon le type de la machine	42
Tableau (III -5) Défauts et fréquences correspondants	46
Tableau (IV -1) Caractéristiques techniques de la (turbine à vapeur HP)	64
Tableau (IV -2) Valeur global de la vitesse efficace selon AFNOR E 90 300 avant l'intervention	65

Liste des figures

Figure (I-1) : représentation SYNTHETIQUE de la maintenance	1
Figure (I-2) :Pourcentage des différents paramètres mesurés à la maintenance conditionnelle	2
Figure (I-3)Analogie entre : LA MEDECINE ET MAINTENANCE	3
Figure (I-4) Principe de fonctionnement de la caméra infrarouge	4
Figure (I-5)Thermogramme d'un échangeur de chaleur	5
Figure (I-6) Le spectre électromagnétique	5
Figure (I-7) Détermination de la viscosité	7
Figure (I-8) Photographie d'un viscosimètre	8
Figure (I-9) Photographie du dispositif pour la détermination de la teneur en eau	8
Figure (I-10) Photographie des produits et du dispositif pour la détermination de l'indice d'acide.	8
Figure (I-11) Centrale de lubrification	10
Figure (I-12) Détecteur d'Ultrasons	11
Figure (I-13) Choix du Détecteur d'Ultrasons	12
Figure II-1-L'Echantillonnage du signal	21
Figure II-2-L'Echantillonnage idéal	22
Figure II-3- recouvrement spectrale	22
Figure II-4- Echantillonnage réel du signal	23
Figure (III-1) NAISSANCE D'UNE VIBRATION	28
Figure (III-2) FACTEURS AYANT UNE INCIDENCE SUR LES FRÉQUENCES	30
Figure (III-3) Conversion déplacement-accélération	31
Figure (III -4) Importance des vibrations	31
Figure (III -5) : Les différents outils d'analyse vibratoire	33
Figure (III -6) : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête	34
Figure (III -7) Capteurs de vibration	36
Figure (III -8) Capteurs de déplacement	36
Figure (III -9): schéma d'une chaîne de mesure à courants de Foucault	37
Figure (III -10): vélocimètre fonctionnant selon le principe électrodynamique	37
Figure (III -11): Capteurs d'accélération (accéléromètres)	38
Figure (III -12): Capteurs de référence de phase	39

Figure (III -13): détermination des seuils par la méthode du relevé global	40
Figure (III -14): normes AFNOR E90-300 ou ISO 2372	42
Figure (III-15) : Mesures relatives et absolues	43
Figure (III-16) : différentes orbites cinétiques dues uniquement à un déséquilibre	43
Figure (III-17) : montage typique de deux capteurs sans contact permettant de mesurer l'orbite cinétique d'un arbre dans ses paliers	44
Figure (III-18) : orbite cinétique constituée à partir des mesures de deux capteurs montés à 90 l'un de l'autre.	44
Figure (III-19) : Défaut de balourd	47
Figure (III-20) : Déséquilibre statique	47
Figure (III-21) : Déséquilibres de couple	47
Figure (III-22) : Les déséquilibres dynamiques	48
Figure (III-23) : Spectre typique de balourd avant et après équilibrage	48
Figure (III-24) : Phénomènes de frottement-échauffement (rotor / parties fixes)	49
Figure (III-25) : défaut de combure et fléchissement d'arbre et le spectre correspond	49
Figure (III-26) : Spectre typique de désalignement angulaire	49
Figure (III-27) Spectre typique de désalignement parallèle	50
Figure (III-28) : Caractéristiques des roulements	50
Figure (III-29) : Défaut sur la bague extérieure et le spectre correspond	51
Figure (III-30) : Défaut sur la bague intérieure et le spectre correspond	51
Figure (III-31) : Défaut sur la cage	51
Figure (III-32) : Défaut sur la bille	51
Figure (III-33) : Types d'engrenage	52
Figure (III-34) : Écaillage d'une dent d'engrenage	53
Figure (III-35) : Effet du jeu de palier et le spectre correspond	54
Figure (III-36) : Phénomène de Tourbillonnement	54
Figure (III-37) : Spectre de tourbillonnement d'huile pour un rotor tourne à 6000 rpm.	55
Figure (III-38) : Défaut de frottement.	55
Figure (III-39) : Instabilité du film d'huile et le spectre typique correspond:	55
Figure (III-40) : Jeu de fondation et le spectre correspond	56
Figure (III-41) : Jeu d'arbre et le spectre correspond	56
Figure (III-42) : Cavitation et le spectre correspond	56
Figure (IV -1) : Photographie de la Turbine à vapeur :	58
Figure (IV -2) : Photographie du compresseur	59

Figure (IV -3) Rotor du compresseur BP	60
Figure (IV -4) Rotor du compresseur HP	60
Figure (IV -5) Importance du turbocompresseur pour la production	61
Figure (IV -6) : Appareil de mesure de vibration « VIBROTEST 60 »	61
Figure (IV -7) : ANALYSE DE TENDANCES sur VIBREXPRT	63
Figure (IV -8) : Affichage des spectres sur VIBREXPRT	64
Figure (IV -9): montage des capteurs	64
Figure (IV -10) : Localisation des points de mesure sur la turbine à vapeur HP	65
Figure (IV -11) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) avant l'intervention	66
Figure (IV -12) : L'analyse spectrale du Palier (2H/VIT) avant l'intervention	66
Figure (IV -13) : L'analyse spectrale du Palier (2A/VIT) avant l'intervention	67
Figure (IV -14) : l'orbite cinétique du Palier 02 avant l'intervention	67
Figure (IV -15) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 03) avant l'intervention	68
Figure (IV -16) : L'analyse spectrale du Palier (3A/VIT) avant l'intervention	68
Figure (IV -17) : L'analyse spectrale du Palier (3H/VIT) avant l'intervention	69
Figure (IV -18) : l'orbite cinétique du Palier 03 avant l'intervention	69
Figure (IV -19) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 04) avant l'intervention	70
Figure (IV -20) : L'analyse spectrale du Palier (4H/VIT) avant l'intervention	70
Figure (IV -21) : L'analyse spectrale du Palier (4A/VIT) avant l'intervention	71
Figure (IV -22) : l'orbite cinétique du Palier 04 avant l'intervention	71
Figure (IV -23) : Equilibrage de l'accouplement :	73
Figure (IV -24) : Accouplement Metastrem Type PSGE 3600	73
Figure (IV -25) : Rotor de la Turbine HP après équilibrage	73
Figure (IV -26) : Palier de la turbine HP coté Rotor de la turbine BP	74
Figure (IV -27) : Changement du coussinet du palier lisse	74
Figure (IV -28) : Pourcentage des défauts des éléments du palier	74
Figure (IV -29) : Photographie du dispositif pour la détermination de la teneur en eau	74
Figure (IV -30) : Vue générale du viscosimètre	75
Figure (IV -31) : Photographie des Produits et du dispositif Pour la détermination de l'indice d'acide	75
Figure (IV -32) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) après l'intervention	76
Figure (IV -33) : L'analyse spectrale du Palier (2V/VIT) après l'intervention	76
Figure (IV -34) : L'analyse spectrale du Palier (2H/VIT) après l'intervention	77
Figure (IV -35) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 03) après l'intervention	77

Figure (IV -36) : L'analyse spectrale du Palier (3H/VIT) après l'intervention	78
Figure (IV -37) : L'analyse spectrale du Palier (3A/VIT) après l'intervention	78
Figure (IV -38) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 04) après l'intervention	79
Figure (IV -39) : L'analyse spectrale du Palier (4H/VIT) après l'intervention	79
Figure (IV -40) : L'analyse spectrale du Palier (4A/VIT) après l'intervention	80

Table des matières

Résumé

Introduction général

Chapitre I : Aperçue sur la maintenance conditionnelle

I-1-Définition de la maintenance	1
I-2-Maintenance corrective	1
I-3-Maintenance préventive	2
I-3-1-Maintenance préventive systématique	2
I-3-2-La maintenance préventive conditionnelle :	2
I-3-3-Maintenance prévisionnelle	2
I-3-3-Les techniques de la maintenance conditionnelle	2
I-3-3-1-LA THERMOGRAPHIE	3
I-3-3-1-1-Notions de température	3
I-3-3-1-2-Mesure de température & Thermographie infrarouge:	4
I-3-3-1-3-Applications de la thermographie infrarouge	4
I-3-3-1-4-La caméra infrarouge	4
I-3-3-1-5-Contrôle sur des équipements mécaniques	5
I-3-3-1-6-Lois du rayonnement infrarouge	5
I-3-3-1-7-Etudes théoriques et référentielles	5
I-3-3-2-Analyse des huiles	6
I-3-3-2-1-La mise en place des méthodes d'analyse des huiles	6
I-3-3-2-2-Description des différents moyens d'analyse	7
I-3-3-2-2-1-Analyses physico-chimiques.	7
I-3-3-2-2-2-Analyses spectrométriques	9
I-3-3-2-2-3-Analyses ferrographiques	9
I-3-3-2-3-Centrale de lubrification	10
I-3-3-3- Mesure par ultrason	11
I-3-3-3-1- Maintenance Conditionnelle Facile avec les Ultrasons	11

Chapitre II : Notion de traitement de signale

II.1. Introduction	13
II.2 Définitions	13
II.2.1 Signal	13
II.2.2 Bruit	13
II.2.3 Rapport signal sur bruit	13
II.3. Classification des signaux	13
II.3.1 .Classification phénoménologique	13
II.3.2 .Classification énergétique	13
II.3.3. Classification morphologique	13
II.4. Signaux particuliers	14
II. 5 .Traitement du signal analogique	16
II.5.1. Série de Fourier	16
II.5.1.1. Autre expression	17
II.5.1.2. Développement en termes complexes	17
II.5.2.Transformée de Fourier	18

II.5.2.1.Définition	18
II.5.2.2.Propriétés	19
II.5.2.3.- Transformée de Fourier de Dirac :	19
II.5.2.4.Egalité de Parseval :	19
II.5.3.Convolution	19
II.5.3.1. : Définition	19
II.5.3.2. Transformée de Fourier de la convolution	20
II.5.4.Notion de Filtrage	20
II.5.5.Notion de Modulation	20
II.5.5.1.Principe	20
II.5.6.Numérisation	21
II.5.6.1. Echantillonnage	21
II.5.6.1. 1. Définition	21
II.5.6.1. 2. Echantillonnage idéal	21
II.5.6.1. 3. Echantillonnage réel	22
II.5.6.2. Quantification	23
II.5.6.3. Codage	23
II. 6 .Traitement du signal numérique	23
II. 6 .1.Transformée de Fourier d'un signal discret	24
II. 6 .1.1. Définition :	24
II. 6 .1.2. Propriétés	24
II. 6 .2. Fenêtrage	24
II- 4.2.2- Echantillonnage en fréquence	25
II- 4.3 Notion de transformée de Fourier rapide	26
II- 4.3.1 Présentation de l'algorithme de Cooley-Tuckey :	27

CH (III) : **Notion d'analyse vibratoire**

III-1- NOTIONS FONDAMENTALES ET TYPE DE VIBRATION	28
III -1- 1- NAISSANCE D'UNE VIBRATION	28
III -1- 2- LES CORRESPONDANCES : DEPLACEMENT, VITESSE, ACCELERATION	28
III -1- 3- FACTEURS AYANT UNE INCIDENCE SUR LES FRÉQUENCES PROPRES	30
III -1- 4- Importance des vibrations	31
III -1- 5- Différents types de vibrations	31
III -1- 5- Les méthodes d'analyse des vibrations	33
III -1- 5- 1-Les méthodes temporelles	33
III -1- 5- 2-Les méthodes fréquentielles	34
III -2-Capteur de vibration	35
III -2-1. Capteurs de déplacement	36
III -2-2. Capteurs de vitesse (vélocimètres)	37
III -2-3. Capteurs d'accélération (accéléromètres)	38
III -2-4. Capteurs de référence de phase	39
III -2-5- Détermination pratique des seuils	39
III -3-1- Méthode du relevé global	40
III -3-2- Méthode de l'analyse spectrale	40
III -4-Seuils de jugement	40
III -4-1-Les Groupes	41
III -4-2-Choix des seuils vibratoires	41

III -4-2-1- Seuils de vitesse vibratoire	41
III -4-2-2- Seuils d'accélération	42
III -5-LES TYPES DE MESURE	42
III -5-1--Mesure des Vibrations absolues de palier	42
III -5-2--Mesure des Vibrations relatives d'arbre	43
III -5-2-1-ORBITE CINETIQUE	43
III -5-2-2- .Mesure de l'orbite cinétique	43
III -5-2-3-Unités de mesure des vibrations relatives d'arbre	45
III-6- DOMMAGES CAUSÉS PAR DES VIBRATIONS EXCESSIVES	45
III-6-1-Rotors et parties tournantes	46
III-6-1-1-Déséquilibre massique des rotors. Balourds	46
III-6-1-2-CAMBRURE ET FLÉCHISSEMENT	49
III-6-1-3-Désalignement angulaire	49
III-6-1-4-Désalignement parallèle	50
III-6-2-Dégradation des appuis	50
III-6-2-1-Défauts des roulements	50
III-6-2-2- Défaut d'Engrenages	52
III-6-2-3- Défauts des paliers à film d'huile (PALIERS LISSES)	53
III-6-3-Mauvais serrage mécanique (jeu de fondation)	56
III-6-4-Jeu d'arbre	56
III-6-5-Cavitation	56

CH (IV) : ETUDE DE CAS : L'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur HP

IV -1-Description de l'installation (Turbocompresseur 103J)	57
IV -2-Conception du turbocompresseur	57
IV -2-1- Turbine à vapeur	57
IV -2-2- Compresseur	58
IV -3 Fonctionnement et caractéristiques de l'installation (Turbocompresseur 103J)	59
IV -3- 1-Fonctionnement de la turbine à vapeur	59
IV -3-2-Fonctionnement du compresseur	59
IV -3-3-Fonctionnement de la turbine à gaz	60
IV -3-4-Distribution d'huile : Le Système d'huile	60
IV -4-Description de la chaîne de mesure	61
IV -4-1-Le VIBROTEST 60	61
IV -4-2-Caractéristique d'affichage d'un spectre	62
IV -4-3-Caractéristique de l'appareil	62
IV -4-4-Logiciel d'analyse de diagnostic vibratoire « VIBROEXPERT CM-400 »	62
IV -4-4-1-CARACTÉRISTIQUES	62
IV -4-4-2-Avantage	63
IV -4-4-3-UTILISATION	63
IV -4-4-4-ANALYSE DE TENDANCES ET RAPPORTS SUR LA CONDITION DES MACHINES	63
IV -4-4-5-UN PUISSANT OUTIL DE VISUALISATION	63
IV -5-Application d'analyse VIBRATOIRE sur la turbine à vapeur (HP)	64
IV -5-1-Caractéristiques techniques de la (turbine à vapeur HP) Pour L'établissement de préspectre	64
IV -5-2-Localisation des points de mesure	65
IV -5-3-Valeur global de la vitesse efficace selon AFNOR E 90 300 avant l'intervention	65
IV -5-4-Palier 02	66

IV -5-4-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) avant l'intervention	66
IV -5-4-2-L'analyse spectrale du Palier 02 avant l'intervention	66
IV -5-4-3-L'analyse par l'orbite cinétique du Palier 02 avant l'intervention	67
IV -5-5-Palier 03	68
IV -5-5-1-L'analyse par les courbes de tendance	68
IV -5-5-2-L'analyse spectrale du Palier 02 avant l'intervention	68
IV -5-5-3-L'analyse par l'orbite cinétique du Palier 03 avant l'intervention	69
IV -5-6-Palier 04	70
IV -5-6-1-L'analyse par les courbes de tendance	70
IV -5-6-2-L'analyse spectrale du Palier 04 avant l'intervention	70
IV -5-6-3-L'analyse par l'orbite cinétique du Palier 04 avant l'intervention	71
IV -5-6-4-Synthèse des résultats repérer sur la ligne d'arbre de La turbine a vapeur HP	72
IV -5-6-5-Les interventions recommandés	73
IV -5-7-Analyse des résultats après l'intervention	76
IV -5-7-1Palier 02	76
IV -5-7-1-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) après l'intervention	76
IV -5-7-1-2-L'analyse spectrale du Palier 02 après l'intervention	76
IV -5-7-2-Palier 03	77
IV -5-7-2-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 03) après l'intervention	77
IV -5-7-2-2-L'analyse spectrale du Palier 03 après l'intervention	78
IV -5-7-3-Palier 04	79
IV -5-7-3-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 04) après l'intervention	79
IV -5-7-3-2-L'analyse spectrale du Palier 04après l'intervention	79
CONCLUSION	81
SYNTHESE ET PERSPECTIVES	82
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	
ANNEXES	

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les vibrations sont presque omniprésentes dans les centrales électriques, turbogénérateurs, les pompes principales du circuit de caloportage et les pompes d'alimentation des chaudières. Les machines tournantes vibrent en raison des défauts d'équilibrage et d'alignement et des imperfections des paliers : la tuyauterie et les échangeurs de chaleur vibrent sous l'effet des pulsations d'écoulement : les structures vibrent en raison des vibrations transmises par les diverses pièces d'équipement qu'elles abritent, même les lignes de transport d'électricité vibrent sous l'effet des rafales de vent.

De façon générale, les vibrations résident la durée de vie de l'équipement et dans les cas extrêmes peuvent endommager celui-ci ou même provoquer des défaillances catastrophiques. Par ailleurs, les vibrations peuvent dénoter des problèmes d'équipement.

L'observation des phénomènes vibratoires peut donc permettre de déceler ces problèmes et d'éviter des dommages coûteux.

L'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un bilan complet de la machine. Le contrôle des machines tournantes par l'analyse vibratoire est couramment utilisé notamment pour la surveillance des composants fragiles ou stratégiques d'un système, par exemple les roulements à billes, les engrenages ou les rotors. La procédure consiste à détecter l'apparition d'un défaut sans démontage de la machine en prélevant le signal vibratoire à l'aide d'un capteur vibratoire. On définit alors une procédure de contrôle par comparaison d'indicateurs avec des seuils d'alarme préalablement définis. On ne recherche souvent pas plus loin la nature et la cause du problème. Cependant, dans la plupart des cas, l'analyse du défaut est également possible. L'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un « bilan mécanique » complet du système qui caractérise qualitativement et quantitativement son état à un instant donné, et ainsi d'y reconnaître d'éventuelles « maladies ».

L'analyse vibratoire est l'une des méthodes et des techniques qui permettent à l'ingénieur de mieux maîtriser le fonctionnement des machines, grâce à ses exceptionnelles capacités à traduire le comportement de tout ce qui bouge ou qui tourne, a introduit la notion de maintenance conditionnelle en remplacement de l'entretien curatif ou systématique d'hier. Elle est devenue une discipline scientifique de pointe avec ses propres matériels, ses techniques, ses laboratoires et ses chercheurs.

La présente thèse portera sur les caractéristiques fondamentales et les causes des vibrations, les conséquences des vibrations excessives et les méthodes utilisées pour la prévention des vibrations. Ces connaissances permettent de comprendre certaines pratiques d'exploitation et de maintenance préventives.

Aussi elle propose une méthodologie expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts des machines tournantes planifier dans les chapitres suivants.

Aussi elle propose une méthodologie expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts des machines tournantes planifier dans les chapitres suivants.

Dans le premier chapitre on a offert un aperçu sur la maintenance conditionnelle, Ce domaine d'activité qui constitue une part très importante permettant de rentabiliser l'instrument de production industriel, et inclus les techniques de diagnostic des défauts qui sont : « L'analyse vibratoire, L'analyse des huiles : La Thermographie (mesure de température). L'Ultrason.. ».

Dans le deuxième chapitre on a présenté les notions de base du traitement de signal et on a montré l'importance de cette discipline pour l'interprétation des signaux porteurs d'informations

Pour cela on a divisé ce chapitre en deux grandes familles de traitement :

Dans la première on a étudié le « Traitement du signal analogique » ou on a introduit (La Série de Fourier, La Transformée de Fourier, La Notion de Filtrage, La Notion d'Echantillonnage, Le produit de Convolution, La Notion de Modulation, La Numérisation, le Codage, ...). Dans la deuxième on a étudié le « Traitement du signal numérique » ou on a introduit (La Transformée de Fourier d'un signal discret, La Notion de transformée de Fourier rapide,...).

Dans le troisième chapitre on a proposé une vue complète sur les techniques et les moyens d'analyse vibratoire, pour cela on a approché les notions fondamentales de diagnostic vibratoire tel que (les méthodes d'analyse des vibrations, Les Capteurs de vibration, Les seuils vibratoires, L'orbite cinétique, les défauts causés par les vibrations excessives, ...).

Dans le quatrième on a recommandé des résultats expérimentaux basés sur l'application des techniques du diagnostic vibratoire sur un cas réel « turbine à vapeur » au niveau de l'entreprise ASMIDAL.

Chapitre I :

Aperçu sur la maintenance conditionnelle

I-1-Definition de la maintenance :

AFNOR (Association Française de Normalisation) définit la maintenance comme étant «l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé » .

La maintenance c'est un ensemble des activités destinées à maintenir, à rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise. [2]

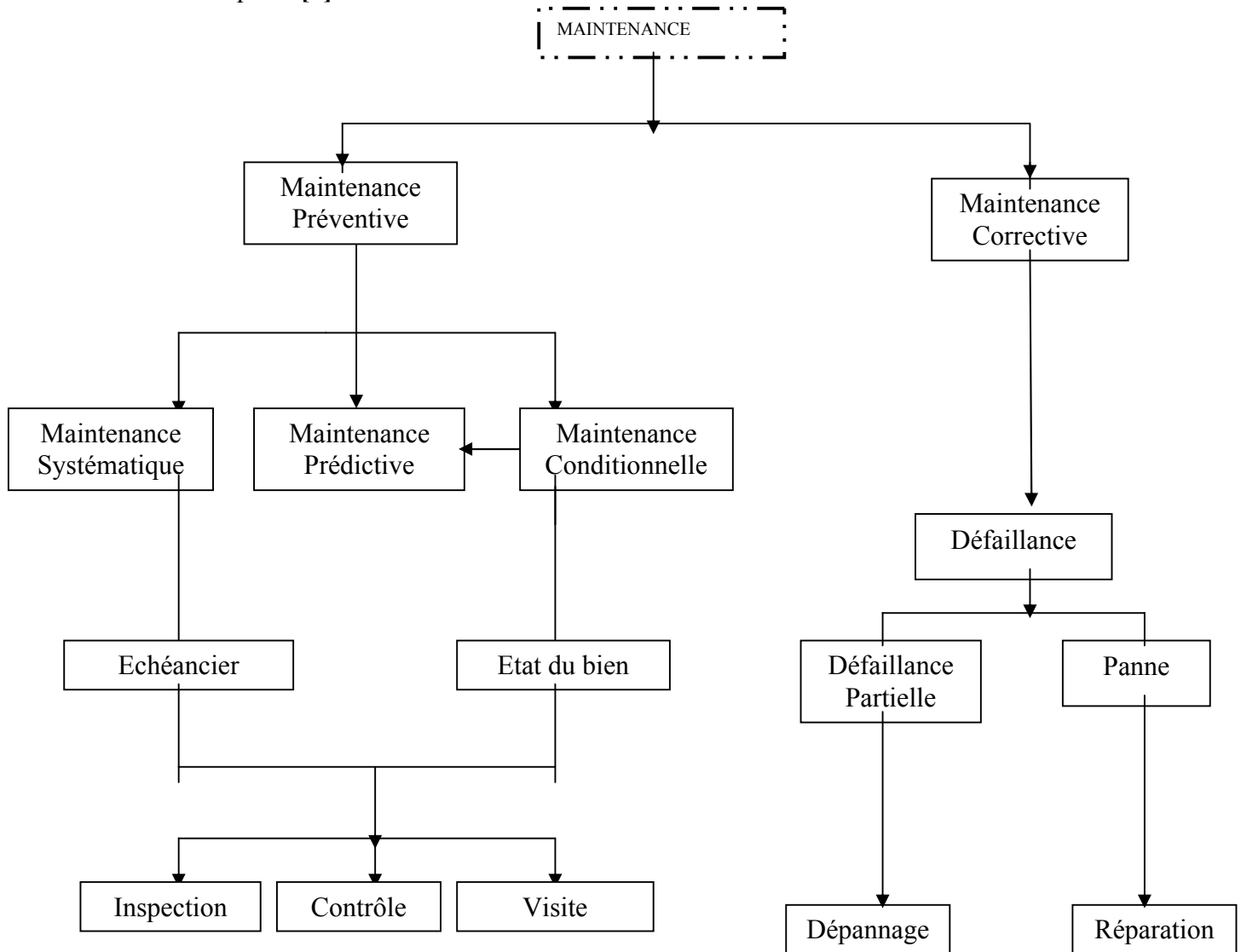


Figure (I-1) : REPRESENTATION SYNTHETIQUE DE LA MAINTENANCE

I-2-Maintenance corrective

Définition d'après la Norme NF X 60010 : « Maintenance effectuée après défaillance »

Il s'agit d'une "**maintenance effectuée après défaillance**. C'est une politique de maintenance (dépannage ou réparation) qui correspond à une attitude de réaction à des événements plus ou moins aléatoires et qui s'applique après la panne. [2]

I-3-Maintenance préventive

Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien. C'est une politique qui s'adresse aux éléments provoquant une perte de production ou des coûts d'arrêts imprévisibles, mais importants.

Les matériels visés sont ceux dont le coût des pannes est élevé (20 % des pannes représentant 80 % des coûts.) La mise en pratique nécessite de décomposer les sous-systèmes en éléments maintenable (palier, réducteur, etc...) La périodicité des visites s'établit par l'étude des lois statistiques de la durée de vie.

Des gammes d'entretien sont élaborées de façon à préciser le travail à exécuter et de garder la traçabilité de l'entretien. [2]

I-3-1-Maintenance préventive systématique : Définition d'après la Norme NF X

60010« Maintenance préventive effectuée selon un échancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage ». Généralement, la maintenance préventive s'adresse aux éléments dont le coût des pannes est élevé, mais ne revenant pas trop cher en changement (les meilleurs exemples sont le changement systématique de l'huile, changement de la courroie de synchronisation,...). [2]

I-3-2-La maintenance préventive conditionnelle : Définition d'après la Norme NF X 60010,

la maintenance préventive conditionnelle définit comme « une maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (auto diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, révélateur de l'état de dégradation du bien) » [2]

I-3-3-Maintenance prévisionnelle : maintenance conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien (EN 13306) [2]

I-3-4-Les techniques de la maintenance conditionnelle :

Pourquoi une maintenance conditionnelle ?

- Prolonger l'intervalle entre deux arrêts programmés.
- Diminuer la durée de l'intervention.
- Avoir un meilleur suivi de l'état de la machine et de ses composants.

- Limiter la gravité des dégradations.
- Maîtriser l'outil de production en visant le « zéro panne ».

- Intervenir au moment le plus optimal et opportun

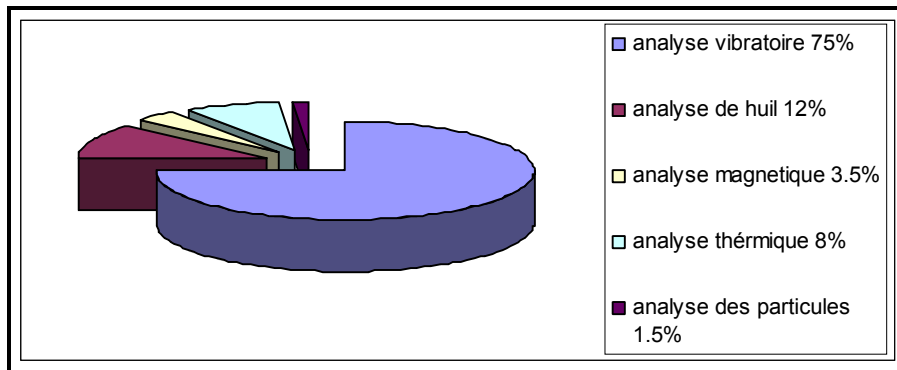


Figure (I-2) Pourcentage des différents paramètres mesurés à la maintenance Conditionnelle [4]

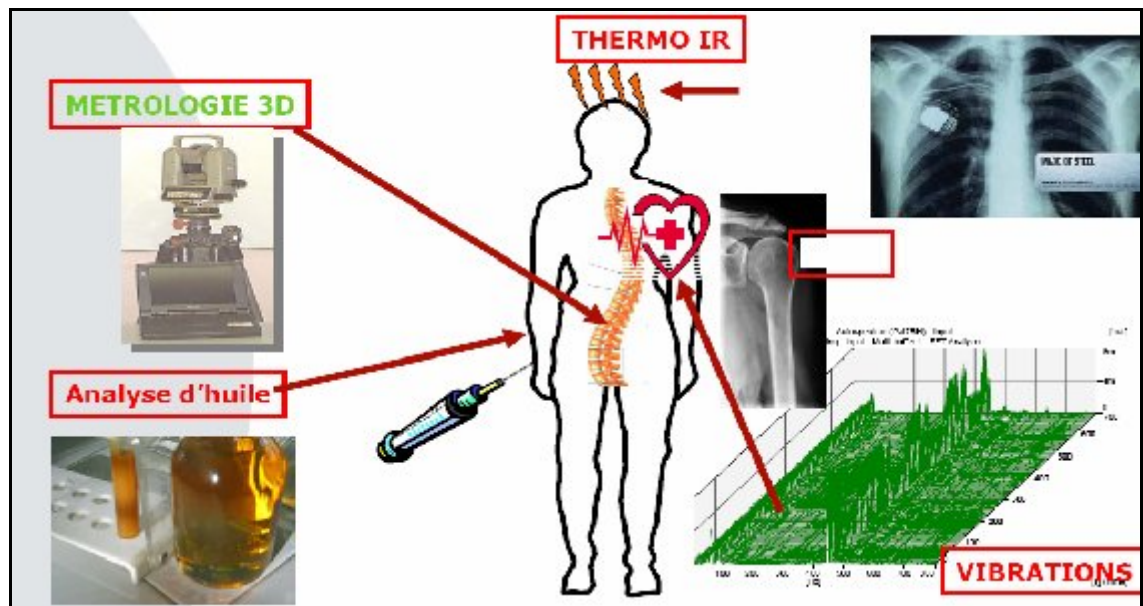


Figure (I-3) :ANALOGIE ENTRE LA MEDECINE ET MAINTENANCE. [14]

Paramètre	Instrument	Désignation	Principaux avantages	Plage d'utilisation			
Température	Thermomètre digital	TMTP 1	Modèle de poche	-30 à 200 °C			
		TMDT 900	Simple utilisation	-50 à 900 °C			
		TMDT 2	Multifonction	-200 à 1 350 °C			
		TMOT 1	Simple utilisation	3 – 99 999 tr/min			
Vitesse	Tachymètre optique	TMOT 6 TMOT 6/SET	Multifonction Kit complet	3 – 99 999 tr/min 3 – 99 999 tr/min			
Bruit	Stéthoscope électronique	TMST 2	Large gamme	30 – 15 000 Hz			
État de l'huile	Contrôleur d'huile	TMEH 1	Mesures comparatives	Mesure de la constante diélectrique des huiles			
				10 à 1 kHz norme ISO.			
				Vibration <i>Pen</i>	CMVP 40/50	Modèle de poche	10 à 30 kHz Accélération enveloppe. 10 à 1 kHz norme ISO
				Picolog	CMVL 10	Collecteur de données portable	10 – kHz enveloppe valeur moyenne et valeur crête. Liaison possible avec logiciel. Possibilités d'analyses complètes.
Vibrations et état des roulements	Microlog	Série CMVA	Collecteur de données & analyseur de vibrations	Liaison possible avec logiciel. Collecte et mémorise un grand nombre de paramètres.			
				Multilog	Système « en ligne »	Système de surveillance continue à demeure « Outline »	Liaison possible avec logiciel.

TABLEAU(I-1) : techniques et instruments de la maintenance conditionnelle [4]

I-3-4-1-LA THERMOGRAPHIE

I-3-4-1-1-Notions de température:

La température d'un corps est une grandeur physique qui caractérise le niveau énergétique de ce corps : celle-ci s'exprime en degrés Celsius (°C) ou en Kelvin (K). L'échelle en Kelvin est référencée au zéro absolu qui vaut -273,15°C : à cette température, tout corps a une valeur énergétique nulle.

I-3-4-1-2-Mesure de température & Thermographie infrarouge:

La température se mesure à l'aide de thermomètres, par contact ou par rayonnement. La mesure par contact nécessite comme l'indique la définition, un contact entre l'élément dont on veut mesurer la température et l'appareil de mesure. La mesure au moyen de thermomètres à rayonnement ne nécessite aucun contact : ces appareils mesurent des rayonnements émis par tout corps dont la T° est supérieure à -273,15°C ou zéro K : ces rayonnements ont des longueurs d'onde qui se situent dans l'infrarouge et sont proportionnels à la température des corps. Un calculateur intégré au thermomètre convertit les rayonnements en températures sur base d'un étalonnage référentiel spécifique réalisé en laboratoire.

Le thermomètre à rayonnement se compose en fait d'un radiomètre et d'un calculateur : Le radiomètre mesure la puissance de rayonnement émis et le calculateur la transcrit en températures.

Pour les hautes températures, on parle de pyromètres.

Si on associe à l'observation d'une même scène thermique un système radiométrique de captation spatiale adjoint à un calculateur qui à la fois convertit les rayonnements infrarouges en points lumineux et en températures, on obtient une caméra infrarouge. Cet équipement permet de visualiser et de quantifier les températures d'une scène

thermique : cette technique est appelée "**Thermographie infrarouge**".

I-3-4-1-3-Applications de la thermographie infrarouge : La thermographie infrarouge classique est principalement utilisée dans l'industrie en tant que maintenance. Son avantage décisif est de permettre l'estimation de la qualité d'un équipement ou d'une installation en exploitation normale, et de prévenir les irrégularités de fonctionnement bien avant les pannes effectives. La thermographie infrarouge peut-être également utilisée dans des applications R&D (recherche et développement), pour le contrôle de procédés de fabrication, pour la surveillance

continue de systèmes. Dans ces applications, la thermographie n'est plus classique mais bien spécifique : celle-ci conduit à la mise en œuvre d'appareillages plus adaptés aux conditions d'analyse, donc requière des connaissances bien plus approfondies sur le sujet. Chaque utilisateur de caméra infrarouge ou autres systèmes radiométriques de mesure de températures doit connaître impérativement les limites physiques de son matériel ainsi que les limites de ses connaissances afin de préserver au mieux sa crédibilité à l'égard d'une clientèle de plus en plus avertie. Il n'est pas honteux de reconnaître une "certaine incompetence" face à une demande spécifique qui nécessitera l'intervention d'un spécialiste garanti.

I-3-4-1-4-La caméra infrarouge :

- **Fonctionnement :**

La caméra infrarouge capte au travers d'un milieu transmetteur (ex : l'atmosphère) les rayonnements émis par une scène thermique. Le système radiométrique convertit la puissance de rayonnement en signaux numériques ou analogiques : ceux-ci sont transcrits en température par le calculateur et transformés en points lumineux sur un écran. L'image ainsi obtenue s'appelle "Thermogramme".

- **Principe :**

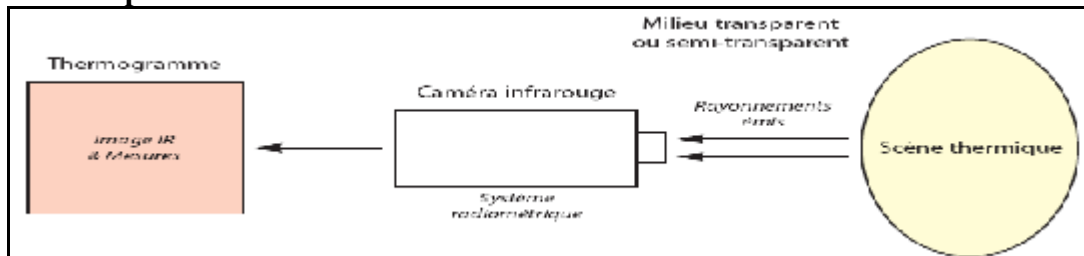


Figure (I-4) Principe de fonctionnement de la caméra infrarouge [27]

I-3-4-1-5-Contrôle sur des équipements mécaniques :

Les pièces mécaniques en mouvement peuvent s'échauffer anormalement par manque de lubrification, usure ou encore déformation dynamique des pièces (alignement incorrect par exemple).

- **Image thermique d'un échangeur de chaleur :**

Cette image était prise pour des raisons entièrement préventives, pour contrôler son efficacité. L'entrée et la sortie sont visibles et l'écart de température entre les deux conduits peut être mesuré. La température dans les deux conduits est répartie uniformément, ce qui indique que l'échange de chaleur fonctionne correctement.

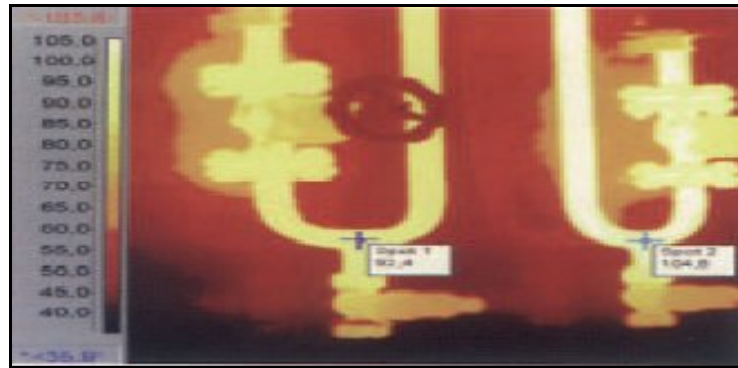


Figure (I-5) Thermogramme d'un échangeur de chaleur : [27]

I-3-4-1-6-Lois du rayonnement infrarouge

• Le spectre électromagnétique :

La lumière visible, les ondes radio, TV, les rayons X sont des rayonnements électromagnétiques

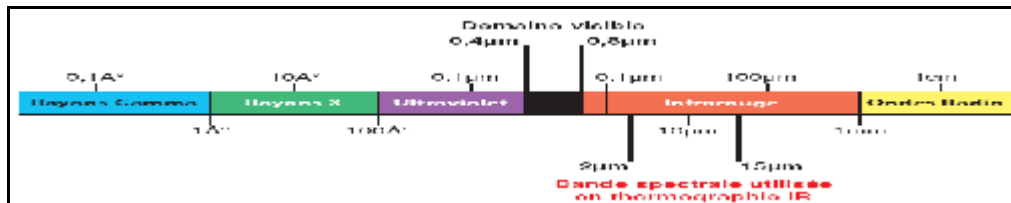


Figure (I-6) Le spectre électromagnétique [27]

Le domaine visible s'étend des longueurs d'onde allant de 0,4 à 0,8 µm (micromètres). La bande infrarouge s'étend de 0,8 à 1000 µm : celle-ci peut-être divisée en plusieurs sections :

- l'infrarouge proche : 0,8 à 3 µm;
- l'infrarouge moyen : 3 à 6 µm;
- l'infrarouge éloigné : 6 à 15 µm;
- l'infrarouge lointain : 15 à 1000 µm.

I-3-4-1-7-Etudes théoriques et référentielles

• Le corps noir : radiateur idéal :

Le corps noir est le corps de référence dans la théorie du rayonnement infrarouge : celui-ci est capable d'absorber tout rayonnement incident quelque soit sa longueur d'onde et d'émettre à son tour des radiations à toutes les longueurs d'onde. Ce corps référentiel cède à l'environnement l'énergie captée jusqu'à l'établissement d'un équilibre thermodynamique : le corps noir est un radiateur idéal.

Trois lois définissent le rayonnement d'un corps noir :

- la loi de Plank;
- la loi de Wien;
- la loi de Stefan-Boltzman.

• Loi de Plank :

Max Plank a calculé les flux de puissances électromagnétiques émis par un corps noir.

$$W\lambda = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot c^2 / \lambda^5 \cdot (e^{h \cdot c / \lambda \cdot K T} - 1) \text{ (Watts/cm}^2\text{)}$$

avec :

- λ Longueur d'onde;
- Wλ Flux de puissance émis par un corps noir à la longueur d'onde;
- c Vitesse de la lumière = 3.1010 cm/s;
- h Constante de Plank = 6,6.10-34 Watt.s²;

- **k** Constante de Boltzman = $1,4 \cdot 10^{-23} \text{Watt.s}^2/\text{°K}$;
- **T** Température absolue du corps noir en Kelvin.

- **La loi de Wien :**

Par dérivation de la loi de Plank, on obtient la loi de Wien.

$$\lambda \text{ max} = \frac{2898}{T} (\mu m)$$

avec :

- $\lambda \text{ max}$ Longueur d'onde à laquelle se produit l'émission maximale;
- T Température absolue du corps en Kelvin.

- **La loi de Stefan-Boltzmann :**

Par intégration de la loi de Plank, on obtient la loi de Stefan-Boltzmann.

Celle-ci détermine le flux de puissance total émis par un corps noir.

$$W = \sigma \cdot (\text{Watts} / \text{cm}^2)$$

avec :

- σ Constante de Stefan-Boltzmann = $5,7 \cdot 10^{-12} (\text{Watts}/\text{cm}^2/\text{°K}^4)$;
- T Température absolue du corps noir en Kelvin.

Le flux de puissance total émis par un corps noir est proportionnel à la quatrième puissance de sa température absolue. Pour information, le flux de puissance émis par le soleil dans le spectre visible n'est que de 25% du flux total.

I-3-4-2-Analyse des huiles :

Les résultats d'analyse d'un lubrifiant permettent de déceler des anomalies caractéristiques telles que :

- Sur moteur thermique : problèmes d'étanchéité de la filtration d'air, infiltration de liquide de refroidissement ...
- Sur multiplicateurs, réducteurs et engrenages : mauvais état d'un roulement ou d'un palier, transmission défectueuse (engrenages endommagés) ...
- Sur les systèmes hydrauliques : pollution interne telle que la cavitation, défaut d'étanchéité, défaut de filtration. [2]

I-3-4-2-1-La mise en place des méthodes d'analyse des huiles

Sur site industriel :

Par prélèvement d'échantillons et examens visuels (transparence, couleur, dépôts) des lubrifiants en service. Par un suivi continu de l'évolution des paramètres techniques tels que température, débit, pression de fonctionnement et les historiques des vidanges d'huile.

En laboratoire : Par analyses physico-chimiques évaluant la qualité lubrifiante de l'huile, par la détermination de la teneur en produits d'usure, par examen microscopique et comptage de particules en suspension dans l'huile, la maintenance conditionnelle par l'analyse des huiles représentera un outil de progrès à la disposition des responsables de service maintenance.

I-3-4-2-2-Description des différents moyens d'analyse

I-3-4-2-2-1-Analyses physico-chimiques.

• **La viscosité :**

La viscosité est la mesure du frottement interne d'un fluide, elle caractérise le manque de mobilité des molécules de ce fluide entre elles.

La viscosité varie avec la température, la pression et dans certains avec le taux de cisaillement du fluide. On distingue la viscosité dynamique et la viscosité cinématique.

• **Détermination de la viscosité :**

Considérons deux surfaces, qui sont séparées par un fluide, la distance entre les deux surfaces est caractérisée par (h) qui est l'épaisseur du fluide. On suppose qu'une surface fixe et l'autre en plein mouvement avec une certaine vitesse (V) à cause d'une force (F). Les expériences montrent qu'il existe une proportionnalité entre la force F et la surface déplacée dans le plan de ce fluide d'une part, le quotient de la vitesse de déplacement (V) et la distance entre les deux surfaces (h) d'autre part donc :

$$\frac{F}{S} = \eta \times \frac{V}{h} \dots\dots\dots(02)$$

Avec :

S : la surface de contact du fluide en (m²).

η : le coefficient de proportionnalité, il caractérise la viscosité dynamique en (poise).

On sait que : le rapport (F/S) est la contrainte de cisaillement du fluide (N). Ainsi que (V/h) est le taux de cisaillement du fluide (D).

Alors la viscosité dynamique devient :

$$\eta = \frac{\text{Contrainte de cisaillement}}{\text{Taux de cisaillement}} = \frac{N}{D} \dots\dots\dots(03)$$

La viscosité cinématique est la viscosité dynamique rapportée à la masse volumique du fluide, donc :

$$\nu = \frac{\eta}{\text{Masse Volumique}} = \frac{\eta}{\rho} \dots\dots\dots(04)$$

Avec : ν : [m² /S] ou en centistoke (cst), 1cst=10⁻⁶ m²/s ; ρ : [Kg /m³].

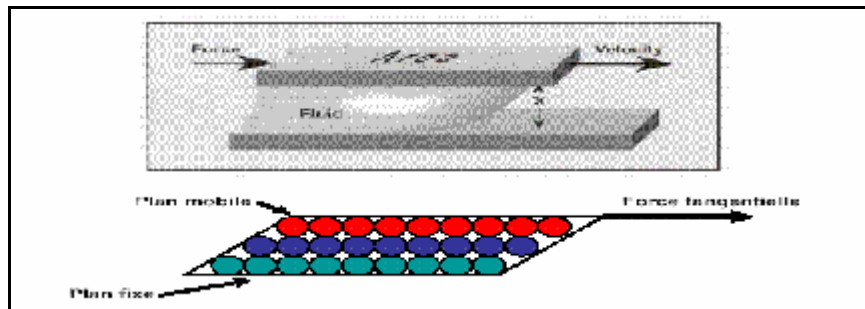


Figure (I-7) Détermination de la viscosité [2]



Figure (I-8) Photographie d'un viscosimètre [22]

- **Dosage de l'eau**

L'eau peut être introduite dans le circuit de huile de plusieurs façons : une fuite de réfrigérant, un passage de vapeur dans une huile turbine, un passage de fluide de coupe aqueux dans une huile de lubrification de machine outil, un mauvais stockage, etc.

L'eau détruit la qualité d'un lubrifiant, elle favorise le vieillissement de l'huile et la corrosion des métaux.

La teneur en eau est déterminée à l'hydrottest. Cette méthode est basée sur la mesure de volume d'hydrogène résultant de l'action de l'eau contenue dans l'huile échantillon sur un excès d'hydrure de calcium.

La coulométrie apporte plus de précision. Cette méthode est basée sur la mesure de la quantité de courant électrique proportionnelle à la quantité d'eau contenue dans l'échantillon [2].



Figure (I-9) Photographie du dispositif pour la détermination de la teneur en eau[22]

- **Mesure d'indice d'acide**

L'indice d'acide est le nombre de milligramme de potasse nécessaire pour neutraliser les constituons acides présents dans une gramme d'huile.

L'indice d'acide est mesuré par titration en suivant la norme Afnor NFT 60-112, la fin de la réaction est décelée par un changement de couleur de l'indicateur.

La méthode ASTM D 664 utilise le pH-mètre. Cet indice d'acide est appelé TAN (*Total Acide Number*) [2].



[Figure \(I-10\) Photographie des produits et du dispositif pour la détermination de l'indice d'acide.](#)

[22]

- **Mesure de point d'éclair**

Le point d'éclair d'une huile est la température minimale à laquelle il faut la porter pour les vapeurs émises s'allument spontanément en présence d'une flamme. L'intérêt essentiel du point d'éclair est qu'il renseigne sur un éventuel risque d'incendie.

La norme Afnor NF T 60-103 décrit la méthode de détermination du point d'éclair : en vase clos dans un creuset équipé d'un couvercle muni d'une cheminée au-dessus de laquelle est présentée la flamme d'une veilleuse. L'huile contenue dans le creuset est chauffée progressivement et à une vitesse bien définie. Le point d'éclair est la température au moment où se produit un éclair provoqué par l'inflammation des vapeurs d'huile. Un abaissement du point d'éclair peut signifier une pollution par un gaz ou par un liquide plus volatil que l'huile, il peut aussi signifier un début de cracking, par exemple dans le cas d'un fluide caloporteur [2].

- **Meure de rigidité électrique**

La rigidité électrique ou tension de claquage est la propriété que possède une huile isolante d'empêcher la formation d'un arc sous l'effet d'un champ électrique intense.

Selon la norme NF C 27-221, la méthode d'essai consiste à appliquer entre deux électrodes distantes de 2.5 mm et immergées dans l'huile concernée, une tension alternative de fréquence de 50 Hz. La tension est augmentée progressivement jusqu'à ce que se produise une décharge disruptive.

La rigidité électrique peut être abaissée par la présence d'eau et de matière en suspension. Un traitement éventuel de séchage et de filtration est à prévoir [2].

[I-3-4-2-2-2-Analyses spectrométriques](#)

Analyse spectrométrique à émission optique :

permet de déterminer de manière rapide les concentrations, exprimées en ppm (particules par million) en masse, des différents éléments présents dans les huiles, soit sous forme d'additifs tels que le calcium (Ca) ou le Magnésium (Mg) ; sous forme de particules d'usure métalliques comme le fer (Fe), le nickel (Ni), le chrome (Cr), l'étain (Sn), le cuivre (Cu) ou l'aluminium (Al), ou des contaminants solide divers (poussières atmosphériques, silicone, etc.).

Analyse spectrométrique à absorption :

Sert à déterminer la structure chimique générale d'un corps ou d'un mélange de corps ainsi que la concentration dans le mélange des composés à l'aide d'un rayonnement infra-rouge. La spectrométrie d'absorption permet d'identifier la nature des hydrocarbures de l'huile de base, la nature des additifs et de suivre leur état par une analyse différentielle « huile neuve/huile en service ».

I-3-4-2-2-3-Analyses ferrographiques

Analyse ferrographique quantitative (ou à lecture directe) : Permet de déterminer des quantités relatives de petites et grosses particules ferreuses pour indiquer tout changement dans le taux et la sévérité de l'usure dans les roulements à éléments rotatifs et les réducteurs à engrenages.

Analyse ferrographique analytique : Procédure de diagnostic très avancé pour détecter les grosses particules jusqu'à 100 microns. L'examen microscopique des particules d'usure, des contaminants et des produits de dégradation par oxydation en suspension dans un échantillon représentatif d'huile usée, informe sur l'évolution du mode d'usure en place. Elle est utilisée pour effectuer une étude approfondie des particules contaminantes lorsque la ferrographie à lecture directe indique une usure importante ou anormale. Egalement utilisée pour les systèmes hydrauliques complexes.

I-3-4-2-3-Centrale de lubrification : Elle est conçue pour une lubrification sous pression constante et un refroidissement éventuel de garniture mécanique avec liquide de barrage.

Pression de service : de 3 à 50 bar.

Huile : minérale, à 50 C, indice de viscosité supérieur à 100.

Capacité réservoir : 50 litres.

L'accumulateur hydraulique est gonflé à 0.4 fois la pression de service demandée par la garniture mécanique. L'huile refoulée par la pompe circule en direction de la boîte à garniture au travers du clapet antiretour 11, du filtre pression 14, du clapet antiretour 10 et alimenté en huile sous pression l'accumulateur.

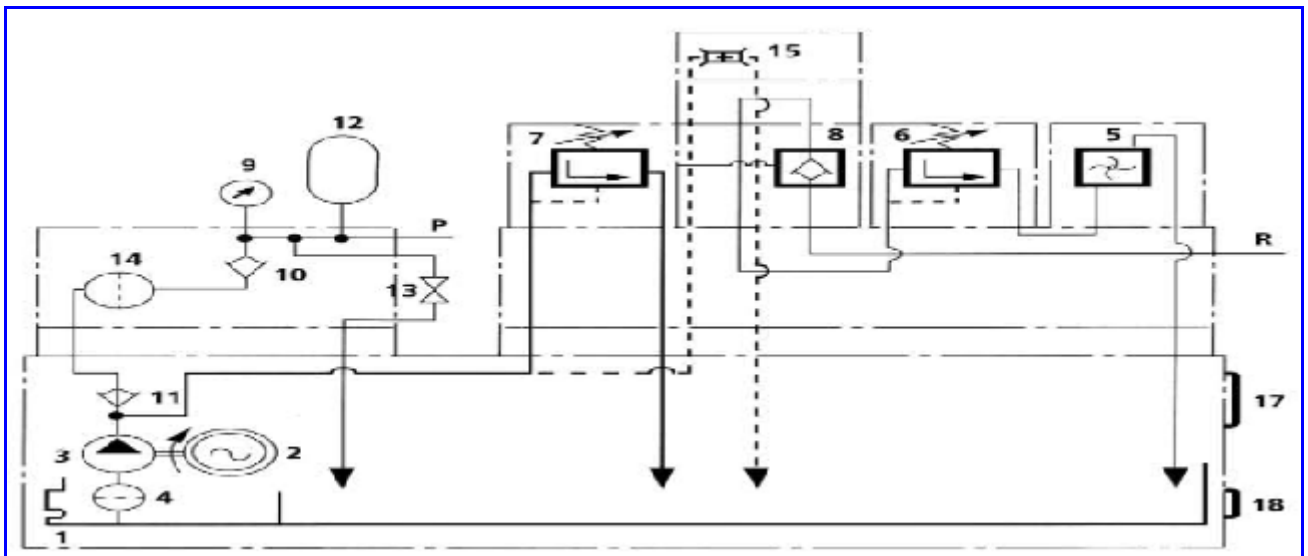
Une ligne de pilotage à faible débit maintient le clapet antiretour piloté 8 ouvert pour assurer la circulation du fluide dans la boîte à garniture et le retour au réservoir après passage au travers d'un limiteur 6 permettant le réglage de la pression d'utilisation.

Pompe en maintenant une pression suffisante sur la garniture mécanique, mais sans circulation.

Les équipements supplémentaires sont :

Un refroidisseur : refroidissement d'huile au retour ;

Une résistance électrique : régulation de la température d'huile du réservoir. [2].



- Centrale de lubrification. 1. Réservoir. 2. Moteur électrique. 3. Pompe.
- 4. Filtre d'aspiration. 5. Indicateur d'écoulement. 6. Limiteur de pression.
- 7. Limiteur de pression. 8. Clapet antiretour piloté. 9. Manomètre. 10. Clapet antiretour.
- 11. Clapet antiretour. 12. Accumulateur hydraulique. 13. Robinet de compression.
- 14. Filtre de pression. 15. Etrangleur. 17. Indicateur de niveau. 18. Bouchon de vidange.

[Figure \(I-11\) Centrale de lubrification \[2\]](#)

[I-3-4-3- Mesure par ultrason](#)

[I-3-4-3-1- Maintenance Conditionnelle Facile avec les Ultrasons :](#)

La détection de défauts par ultrasons peut être utilisée en complément de la thermographie infrarouge dans ses applications électriques et mécaniques.

Elle peut aussi être utilisée seule, par exemple pour la recherche de fuites de gaz ou d'air comprimé.

- L'utilisation des ultrasons pour la mécanique

Les défauts généralement détectés par ultrasons sont les suivants :

- usure générale,
- roulement défectueux,
- mauvais graissage des roulements,
- défaut de coaxialité ou hyperstatisme.

-Inspection/surveillance des paliers : Le détecteur à ultrasons permet de repérer le stade préliminaire de défaillance des paliers d'un moteur. Par l'application d'une sonde de contact au niveau des paliers, il est possible d'entendre les ultrasons générés par celui-ci. L'opérateur fait la différence entre un palier défectueux et un palier en « bonne santé ». On peut noter les tendances, rechercher les causes de pannes et confirmer les problèmes potentiels du palier.

-Inspection mécanique générale : A l'aide du détecteur à ultrasons il est possible

d'inspecter les pompes, moteurs, compresseurs, engrenages et boîtes de vitesse.

On peut déterminer les problèmes de deux façons :

- par comparaison : en analysant les sons émis par des appareils similaires,
- par évolution : en analysant le signal ultrasonique d'un équipement au cours de son usage (cela suppose un suivi historique de l'appareil). Cette inspection est particulièrement recommandée pour les ensembles mécaniques ayant un rôle clé dans la chaîne de production.

- Matériel utilisé :

Système d'inspection ultrasonique détectant les fréquences entre 20KHz et 100KHz ; celles-ci sont converties en fréquences audibles 50Hz à 3KHz. Deux indicateurs sont utilisés : un microcasque isolé contre les bruits et un compteur de sortie. Un réglage en modulation de fréquence permet d'obtenir une réponse extrêmement étroite

L'inspection par ultrasons nécessite que les appareils soient sous tension mais ils ne doivent pas être nécessairement en charge comme dans le cas de la thermographie infrarouge.

Mise en route rapide

Répétitivité des mesures

Mémoire & transfert vers PC

Upgradable

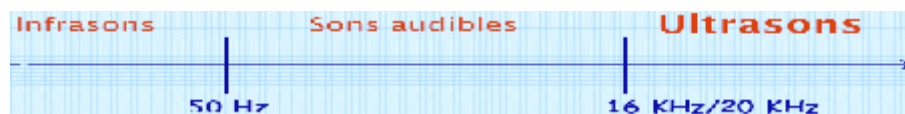
Simple à utiliser & robuste.

Localisation très précise de défauts naissants

Chaque défaut est repéré par son bruit caractéristique (bruissement, crépitement, bourdonnement).

- **Caractéristiques d'ultrason :**

Ultrasons = vibration (idem son) : Avec une fréquence inaudible pour l'homme.



- **Différentes sources :**

Turbulences dues aux problèmes pneumatiques ou hydrauliques

Fuites de pression ou de vide

Systèmes hydrauliques

Systèmes vapeur

-Problèmes électriques :

Formations d'arcs

Des cheminements électriques

d'effets de couronne

d'interférences radio/TV

- **Détecteur d'Ultrasons :**

Les ondes ultrasonores se situent au-delà du seuil de perception de l'oreille humaine (+20 kHz). Pour les détecter, il faut un équipement ayant la capacité de recevoir les fréquences ultrasonores et les convertir en sons audibles.

Un détecteur d'Ultrasons est capable de :

Détecter les hautes fréquences

Ignorer les basses ou les audibles

Convertir les signaux en sons audibles

Mesurer les signaux

Enregistrer les mesures pour un suivi

Transférer les datas vers un PC.

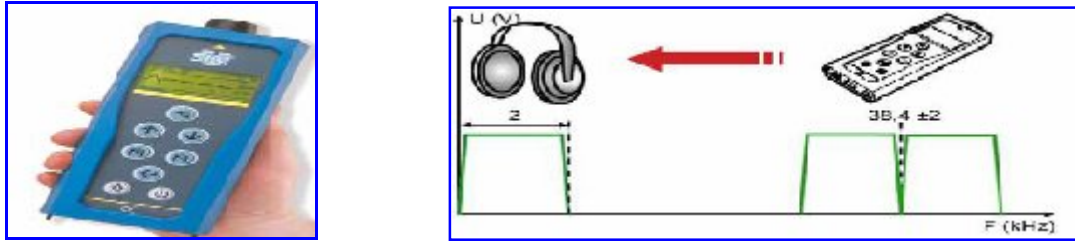


Figure (I-12) Détecteur d'Ultrasons [28]

- Choisir l'équipement adéquat
 - Avec barographe (version 170 S)
 - Avec affichage digital (version 170 S+)
 - Plus grande précision
 - Quantification des fuites (approche coûts).
 - Mémoire pour l'enregistrement des mesures.
 - Transfert des données sur PC (versions 170 M+ / MD)



Figure (I-13) Choix du Détecteur d'Ultrasons [28]

I-3-4-4-Analyse vibratoire (voire chapitre III)

Chapitre II :

Notion du traitement du signal

II.1. Introduction

Le traitement du signal est une discipline indispensable de nos jours. Il a pour objet l'élaboration ou l'interprétation des signaux porteurs d'informations. Son but est donc de réussir à extraire un maximum d'information utile sur un **signal** perturbé par du **bruit** en s'appuyant sur les ressources de l'électronique et de l'informatique.

II.2 Définitions

II.2.1 Signal

Un signal est la représentation physique de l'information, qu'il convoie de sa source à son destinataire. La description mathématique des signaux est l'objectif de la théorie du signal. Elle offre les moyens d'analyser, de concevoir et de caractériser des systèmes de traitement de l'information. [12]

II.2.2 Bruit

Un bruit correspond à tout phénomène perturbateur gênant la transmission ou l'interprétation d'un signal.

II.2.3. Rapport signal sur bruit

Le rapport signal sur bruit mesure la quantité de bruit contenue dans le signal. Il s'exprime par le rapport des puissances du signal (PS) et du bruit (PN). Il est souvent donné en décibels (dB).

$$\left(\frac{S}{N} \right)_{dB} = 10 \log \frac{P_S}{P_N}$$

II.3. Classification des signaux

On peut envisager plusieurs modes de classification pour les signaux suivant leurs propriétés.

II.3.1 .Classification phénoménologique

On considère la nature de l'évolution du signal en fonction du temps. Il apparaît deux types de signaux :

Les signaux déterministes : ou signaux certains, leur évolution en fonction du temps peut être parfaitement modélisée par une fonction mathématique. On retrouve dans cette classe les signaux périodiques, les signaux transitoires, les signaux pseudo-aléatoires, etc...

Les signaux aléatoires : leur comportement temporel est imprévisible. Il faut faire appel à leurs propriétés statistiques pour les décrire. Si leurs propriétés statistiques sont invariantes dans le temps, on dit qu'ils sont stationnaires.

II.3.2 .Classification énergétique

On considère l'énergie des signaux. On distingue :

Les signaux à énergie finie : il possède une puissance moyenne nulle et une énergie finie.

Les signaux à puissance moyenne finie : il possède une énergie infinie et sont donc physiquement irréalisables.

L'énergie d'un signal est:
$$W_X = \int_{-\infty}^{+\infty} |X(t)|^2 dt$$

La puissance d'un signal est:
$$P_X = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} |X(t)|^2 dt$$

II.3.3. Classification morphologique

On distingue les signaux à variable continue des signaux à variable discrète ainsi que ceux dont l'amplitude est discrète ou continue.

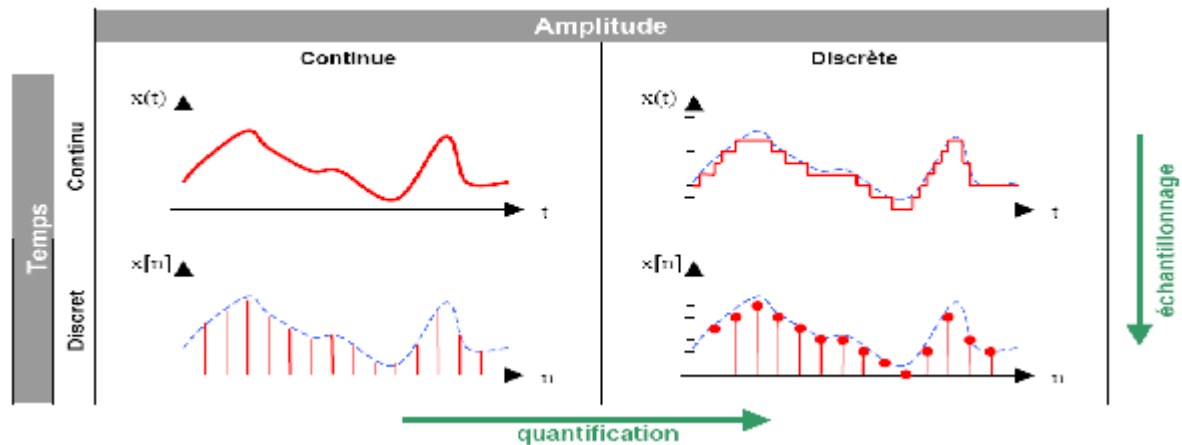


Tableau II-1- Classification morphologique des signaux [5]

On obtient donc 4 classes de signaux :

Les signaux analogiques dont l'amplitude et le temps sont continus

Les signaux quantifiés dont l'amplitude est discrète et le temps continu

Les signaux échantillonnés dont l'amplitude est continue et le temps discret

Les signaux numériques dont l'amplitude et le temps sont discrets

II.4. Signaux particuliers

Afin de simplifier les opérations ainsi que les formules obtenues, certains signaux fréquemment

rencontrés en traitement du signal dispose d'une modélisation propre.

• **Impulsion de Dirac :**

L'impulsion de Dirac correspond à une fonction porte dont a largeur T tendrait vers 0 et dont l'aire est égale à 1[12]

$$\delta(t) = \begin{cases} 1 & \text{pour } t = 0 \\ 0 & \text{pour } t \neq 0 \end{cases}$$



$\delta(t)$ ne peut être représenté graphiquement. On le schématise par le symbole \uparrow le 1 marqué sur la flèche pleine représente l'aire de cette impulsion (et non la hauteur de l'impulsion). On peut encore considérer $\delta(t)$ comme la dérivée de la fonction échelon :

$$\delta(t) = \frac{du(t)}{dt}$$

Propriétés :

Intégrale

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) dt = 1$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \delta(t) dt = x(0)$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \delta(t - t_0) dt = x(t_0)$$

Produit

$$X(t) \delta(t) = X(0) \delta(t) = X(0)$$

$$X(t)\delta(t-t_0) = X(t_0)\delta(t-t_0) = X(t_0)$$

Translation

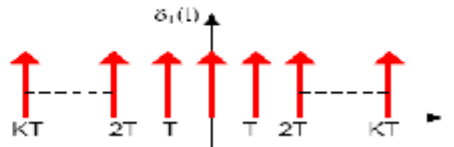
$$X(t) * \delta(t-t_0) = X(t-t_0)$$

$$X(t-t_1) * \delta(t-t_0) = X(t-t_1-t_0)$$

- **Peigne de Dirac :**

On appelle peigne de Dirac une succession periodique d'impulsion de Dirac

$$\delta_T(t) = \sum_{K \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t-KT)$$



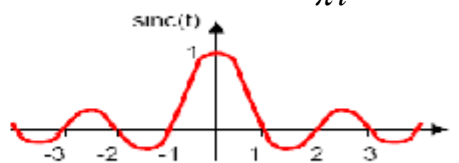
T est la période du peigne.

Cette suite est parfois appelée train d'impulsions ou fonction d'échantillonnage.

Ce type de signal est principalement utilisé en échantillonnage.

- **Fonction sinus cardinal :** Cette fonction joue un rôle très important en traitement de signal

$$\text{sinc}(t) = \frac{\sin(\pi t)}{\pi t}$$



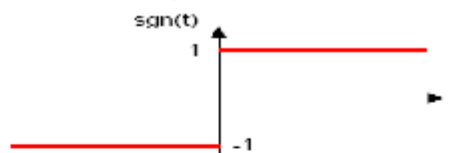
Propriétés :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \text{sinc}(t) dt = 1$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \text{sinc}^2(t) dt = 1$$

- **Fonction signe**

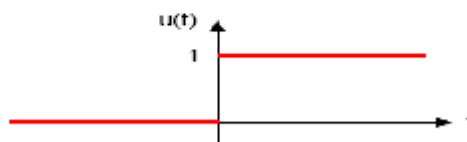
$$\text{sgn}(t) = \begin{cases} -1 & \text{pour } t < 0 \\ +1 & \text{pour } t > 0 \end{cases}$$



Par convention on admet pour valeur à l'origine $\text{sgn}(t)=0$ pour $t=0$

- **Fonction échelon**

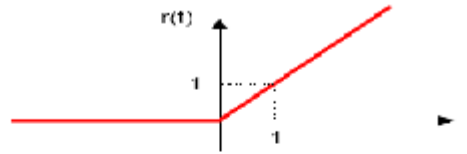
$$u(t) = \begin{cases} 0 & \text{pour } t < 0 \\ 1 & \text{pour } t > 0 \end{cases}$$



Par convention on admet pour valeur à l'origine $U(t)=1/2$ pour $t=0$, dans certains il sera préférable de lui donné la valeur 1.

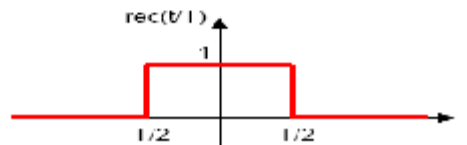
- **Fonction rampe**

$$r(t) = t \cdot u(t) = \int_{-\infty}^t u(\tau) d\tau$$



- **Fonction rectangulaire**

$$\text{rect} \left(\frac{t}{T} \right) = \begin{cases} 1 & \text{pour } \left| \frac{t}{T} \right| < \frac{1}{2} \\ 0 & \text{pour } \left| \frac{t}{T} \right| > \frac{1}{2} \end{cases}$$



On l'appelle aussi fonction porte

[II. 5 .Traitement du signal analogique](#)

[II.5.1. La série de Fourier](#)

La décomposition en **série de Fourier** permet de décomposer un signal en somme de sinusoides. On utilise principalement les séries de Fourier dans le cas des signaux périodiques. Elles permettent ainsi de passer facilement du domaine temporel au domaine fréquentiel. Pour pouvoir être décomposable, un signal doit être à variations bornées (Dirichlet).

Pour tout signal $s(t)$ réel où $s(t) = s(t+T_0)$, on peut écrire :

$$s(t) = S_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos(n\omega_0 t) + B_n \sin(n\omega_0 t)] \quad \left(\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} \right) \quad \text{Avec}$$

$$S_0 = \frac{1}{T_0} \int_{T_0} s(t) dt$$

$$A_n = \frac{2}{T_0} \int_{T_0} s(t) \cos(n\omega_0 t) dt$$

$$B_n = \frac{2}{T_0} \int_{T_0} s(t) \sin(n\omega_0 t) dt$$

On appelle le signal de pulsation ω_0 le fondamental.

On appelle les signaux de pulsation $n.\omega_0$ les harmoniques de rang n .

La valeur de S_0 représente la valeur moyenne de $s(t)$ [12].

[II.5.1.1. Autre expression :](#)

L'écriture précédentes des séries de Fourier présente en fait peu d'intérêt physique, en effet si

la fonction $f(t)$ subit une simple translation suivant l'axe des temps alors les coefficients A_n et B_n seront modifiés. En conséquence, on cherche donc une nouvelle écriture des séries de Fourier dans laquelle la puissance est conservée après une translation suivant l'axe des temps et où cette translation apparaîtra sous la forme d'un déphasage.

Cette nouvelle écriture s'obtient en posant

$$\begin{cases} A_n = C_n \sin \Phi_n \\ B_n = C_n \cos \Phi_n \end{cases}$$

ainsi, en remplaçant A_n et B_n dans :

$$S(t) = S_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos(n\omega_0 t) + B_n \sin(n\omega_0 t)]$$

$$S(t) = S_0 + \sum_{n=1}^{\infty} C_n [\sin\phi_n \cos(n\omega_0 t) + \cos\phi_n \sin(n\omega_0 t)]$$

On obtient alors :

$$s(t) = S_0 + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \sin(n\omega_0 t + \phi_n) \quad \text{avec} \quad \begin{cases} \phi_n = \arctan \frac{A_n}{B_n} \\ C_n^2 = A_n^2 + B_n^2 \end{cases}$$

II.5.1.2. Développement en termes complexes

En introduisant la notation complexe de $\cos(n\omega_0 t)$ et $\sin(n\omega_0 t)$, il est possible d'obtenir une écriture complexe de la série de Fourier.

On pose

$$\cos(n\omega_0 t) = \frac{e^{jn\omega_0 t} + e^{-jn\omega_0 t}}{2} \quad \text{et} \quad \sin(n\omega_0 t) = \frac{e^{jn\omega_0 t} - e^{-jn\omega_0 t}}{2j}$$

On obtient alors:

$$S(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} S_n e^{jn\omega_0 t} \quad \text{avec} \quad S_n = \frac{1}{T_0} \int_{-T_0/2}^{T_0/2} S(t) e^{-jn\omega_0 t} dt.$$

Dans les deux formes précédentes, chaque composante de fréquence était représentée par deux coefficients. L'écriture complexe ne fait apparaître qu'un seul coefficient S_n complexe mais qui comprend bien entendu un module et une phase [12].

- **Propriétés**

Si $S(t)$ est paire $B_n = 0$ et $S_n = S_{-n}$

Si $S(t)$ est impaire $A_n = 0$ et $S_n = -S_{-n}$

II.5.2. Transformée de Fourier

C'est une généralisation de la décomposition de série de Fourier à tous les signaux déterministes. Elle permet d'obtenir une représentation en fréquence (représentation spectrale) de ces signaux. Elle exprime la répartition fréquentielle de l'amplitude, de la phase et de l'énergie (ou de la puissance) des signaux considérés.

II.5.2.1. Définition

Soit $s(t)$ un signal déterministe. Sa transformée de Fourier est une fonction, généralement complexe, de la variable f et définie par :

$$S(f) = TF [s(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) e^{-j2\pi ft} dt$$

Si cette transformée existe, la transformée de Fourier inverse est donnée par :

$$S(t) = TF^{-1} [s(f)] = \int_{-\infty}^{+\infty} s(f) e^{j2\pi ft} df$$

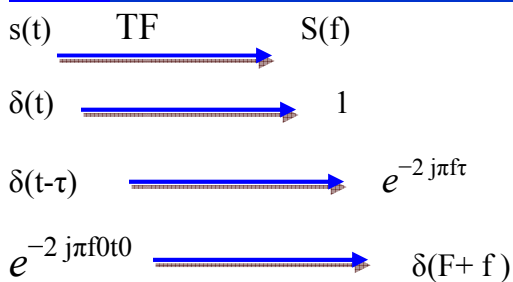
- On appelle **spectre** de s le module de la transformée de Fourier de s .

II.5.2.2. Propriétés

	s(t)	S(f)
Linéarité	$\alpha.s(t) + \beta.r(t)$	$\alpha.S(f) + \beta.R(f)$
Translation	$s(t-t_0)$	$e^{-2j\pi f t_0} S(f)$
	$e^{2j\pi f t_0} s(t)$	$S(f-f_0)$
Conjugaison	$s^*(t)$	$S^*(-f)$
Dérivation	$\frac{d^n s(t)}{dt^n}$	$(j2\pi f)^n S(f)$
Dilatation	$s(at)$ avec $a \neq 0$	$\frac{1}{ a } S\left(\frac{f}{a}\right)$
Convolution	$s(t) * r(t)$	$S(f) \cdot R(f)$
	$s(t) \cdot r(t)$	$S(f) * R(f)$
Dualité	$S(t)$	$s(-f)$

Tableau II-2- Propriétés de Transformée de Fourier [6]

II.5.2.3. Transformée de Fourier de Dirac :



II.5.2.4. Egalité de Parseval :

Pour un signal d'énergie finie, l'énergie du signal est identique dans les domaines temporel et Fréquentiel.

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |S(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |S(f)|^2 df$$

II.5.3. Convolution

II.5.3.1. Définition : Le produit de convolution d'un signal $s(t)$ par un autre $h(t)$ est donné par :

$$s(t) * h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(k) h(t-k) dk$$

Le signal de sortie d'un système linéaire causal invariant dans le temps est donné par le produit de convolution du signal d'entrée et d'une fonction $h(t)$ appelée réponse impulsionnelle.

La valeur du signal de sortie à l'instant t est ainsi obtenue par la sommation des valeurs passées du signal d'excitation, pondérées par la réponse du système [6].



II.5.3.2. Transformée de Fourier de la convolution

Par définition :

$$\begin{aligned} TF [a(t) * b(t)] &= \int_{-\infty}^{+\infty} \left[\int_{-\infty}^{+\infty} a(k) b(t-k) dK \right] e^{-j2\pi ft} dt \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} a(K) \left[\int_{-\infty}^{+\infty} b(t-k) e^{-j2\pi ft} dt \right] dK \end{aligned}$$

Si on pose : $t - k = u$ alors $t = u + k$:

$$TF [a(t) * b(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} a(K) e^{-j2\pi fK} \left[\int_{-\infty}^{+\infty} b(u) e^{-j2\pi fu} du \right] dK$$

D'où : $TF[a(t) * b(t)] = A(f) \bullet B(f)$

II.5.4. Notion de Filtrage

Le filtrage est une forme de traitement de signal qui modifie le spectre de fréquence et/ou la phase du signal présent en entrée du filtre et donc par conséquent sa forme temporelle.

Il peut s'agir soit :

- d'éliminer ou d'affaiblir des fréquences parasites indésirables

On classe les filtres en deux grandes familles :

- **les filtres numériques** réalisés à partir de structure intégrée microprogrammable .

- **les filtres analogiques** réalisés à partir de composants passifs (résistance, inductance, condensateur) [6].

II.5.5. Notion de Modulation

II.5.5.1. Principe

Le principe de modulation d'un signal est essentiellement utilisé pour la transmission des signaux. Il permet d'adapter le message à transmettre au canal de transmission.

Par exemple, en radio, le message transmis par voie hertzienne est un message audio dont le Spectre sera compris dans la bande [20Hz, 20kHz]. La réception d'un tel signal nécessite des antennes dont les dimensions sont du même ordre de grandeur que la longueur d'onde du signal (en général de l'ordre de $\lambda/2$).

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

$$\text{Pour } f = 20 \text{ kHz} \quad \lambda = \frac{3 \cdot 10^8}{20 \cdot 10^3} = 1.5 \cdot 10^4 \text{ m} = 15 \text{ km}$$

Ainsi, l'objectif est de se servir d'un signal de fréquence importante pour transmettre le message afin de réduire à des proportions raisonnable la taille des antennes. Le but de la modulation est donc de translater le spectre d'un signal bas fréquences (BF) vers les hautes fréquences (HF).

La radio , la télévision , les lignes téléphoniques utilisent le procédé de modulation. Le signal HF

utilisé pour transporter le message est appelé la porteuse. Le message, dont on se sert pour moduler une des caractéristiques de la porteuse, est appelé le modulant. Si la porteuse est de forme sinusoïdale, elle accepte comme expression :

$$S_p(t) = U_p \cos(\omega_p t + \varphi) \text{ avec } \omega_p \gg 0$$

Pour transporter le message, on ne peut donc jouer que sur deux paramètres :

- l'amplitude U_p : on effectue alors une modulation d'amplitude
- la phase φ : on effectue alors une modulation angulaire (phase ou fréquence).

La démodulation est l'opération inverse de la modulation. Elle consiste à reconstruire le signal modulant à partir du signal modulé. La qualité d'une modulation est déterminée par la facilité à récupérer le signal modulant et par son immunité aux bruits.

II.5.6. Numérisation

L'importance des systèmes numériques de traitement de l'information ne cesse de croître (radio, télévision, téléphone, instrumentation...). Ce choix est souvent justifié par des avantages techniques tels que la grande stabilité des paramètres, une excellente reproductibilité des résultats et des fonctionnalités accrues. Le monde extérieur étant par nature "analogique", une

opération préliminaire de conversion analogique numérique est nécessaire. La conversion analogique numérique est la succession de trois effets sur le signal analogique de départ :

- l'**échantillonnage** pour rendre le signal discret
- la **quantification** pour associer à chaque échantillon une valeur
- le **codage** pour associer un code à chaque valeur [6].

II.5.6.1. Echantillonnage

II.5.6.1. 1. Définition

L'échantillonnage consiste à prélever à des instants précis, le plus souvent équidistants, les valeurs instantanées d'un signal. Le signal analogique $s(t)$, continu dans le temps, est alors représenté par un ensemble de valeur discrètes :

$$s_e(t) = s(n.T_e) \text{ avec } n \text{ entier}$$

T_e : période d'échantillonnage.

Cette opération est réalisée par un échantillonneur souvent symbolisé par un interrupteur.

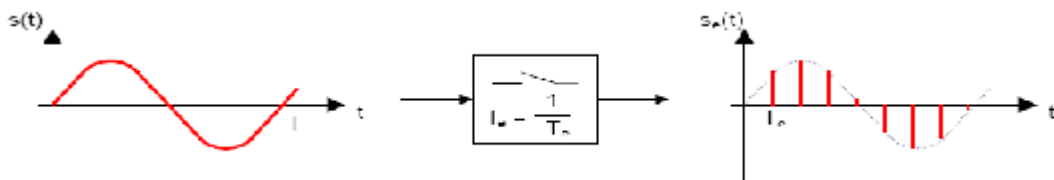


Figure II-1-L'Échantillonnage du signal [6]

II.5.6.1. 2. Echantillonnage idéal

L'échantillonnage idéal est modélisé par la multiplication du signal continu $s(t)$ et d'un peigne de Dirac de période T_e .

$$S_e(t) = S(t) \cdot \delta_{T_e}(t) = S(t) \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t - nT_e) = S(nT_e) \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t - nT_e)$$

Le spectre du signal échantillonné est donc le suivant :

$$S_e(f) = \frac{1}{T_e} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} S(f) * \delta(f - nf_e) \rightarrow S_e(f) = \frac{1}{T_e} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} S(f - nf_e)$$

On obtient donc un spectre infini qui provient de la périodisation du spectre du signal d'origine au tour des multiples de la fréquence d'échantillonnage.

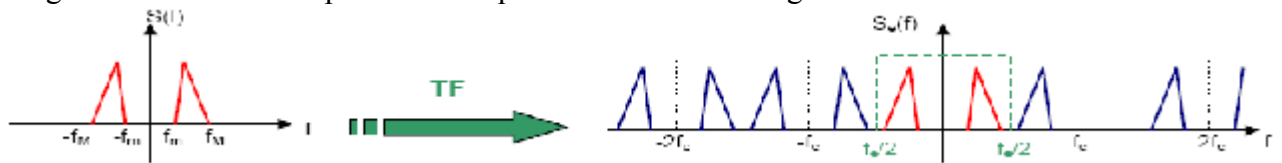


Figure II-2-L' Echantillonnage idéal [6]

On voit sur le spectre du signal échantillonné qu'il est possible de restituer le signal original par un simple filtrage passe-bas.

Si f_M , la fréquence maximale du spectre du signal à échantillonner, est supérieure à $f_e/2$, la restitution du signal original sera impossible car il va apparaître un recouvrement spectrale lors de l'échantillonnage. On dit qu'on est en sous-échantillonnage.

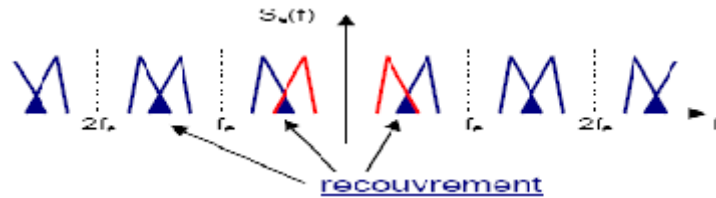


Figure II-3- recouvrement spectrale [6]

Le théorème de SHANNON montre que la reconstitution correcte d'un signal nécessite que la fréquence d'échantillonnage f_e soit au moins deux fois plus grande que la plus grande des fréquences f_M du spectre du signal : $F_e > 2F_M$

II.5.6.1. 3. Echantillonnage réel

En pratique, l'échantillonnage s'effectue en commandant un interrupteur par un train d'impulsions étroites. Il est donc impossible d'obtenir des échantillons de durée quasiment nulle. La modélisation de l'échantillonnage par un peigne de Dirac est donc erronée. En fait, chaque impulsion va avoir une durée très courte τ . L'échantillonnage peut donc être modélisé par la multiplication du signal par une suite de fonction rectangle (ou porte) de largeur τ .

L'expression du signal d'échantillonnage devient donc :

$$y(t) = \sum_{k \rightarrow -\infty}^{+\infty} \text{rect}\left(\frac{t - kT_e}{\tau}\right) = \text{rect}\left(\frac{t}{\tau}\right) * \sum_{k \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t - kT_e)$$

Et par conséquent, sa transformée de Fourier est égale à :

$$Y(f) = \tau \text{sinc}(\tau f) \cdot \frac{1}{T_e} \sum_{k \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(f - kf_e)$$

Comme l'expression du signal échantillonné est : $S_e(t) = S(t) \cdot y(t)$

Sa transformée de Fourier

$$\text{devient : } S_e(f) = S(f) * \frac{\tau}{T_e} \sum_{k \rightarrow -\infty}^{+\infty} \text{sinc}(\tau f) \cdot \delta(f - kf_e)$$

$$S_e(f) = \frac{\tau}{T_e} \text{sinc}(\tau f) \cdot \sum_{k \rightarrow -\infty}^{+\infty} S(f - kf_e)$$

On retrouve la même allure de spectre modulé en amplitude par une fonction en sinus cardinale



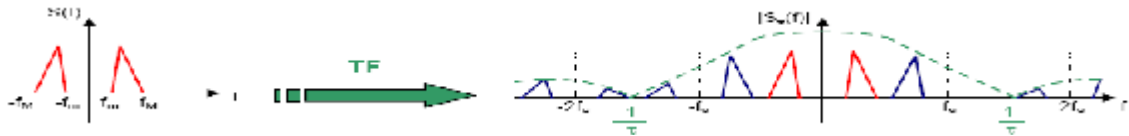


Figure II-4- Echantillonnage réel du signal [6]

Pour se rapprocher d'un échantillonnage idéal et qu'ainsi le signal soit facilement reconstituible, il faut que τ soit le plus petit possible. Dans le cas où τ est du même ordre de grandeur que f_e , il faudra $f_e \gg 2f_M$.

II.5.6.2. Quantification

La quantification consiste à associer à une valeur réelle x quelconque, une autre valeur x_q appartenant à un ensemble fini de valeurs et ce suivant une certaine loi : arrondi supérieur, arrondi le plus proche, etc... L'écart entre chaque valeur x_q est appelé pas de quantification. Le fait d'arrondir la valeur de départ entraîne forcément une erreur de quantification que l'on appelle le bruit de quantification.

II.5.6.3. Codage : Le codage consiste à associer à un ensemble de valeurs discrètes un code composé d'éléments binaires. Les codes les plus connus : code binaire naturel, code binaire décalé, code complément à 2, code DCB, code Gray.

II. 6 .Traitement du signal numérique

Le traitement numérique de l'information apporte de nombreux avantages techniques ainsi qu'une flexibilité accrue dans beaucoup de domaine. Le traitement du signal par transformée de Fourier pose cependant un certain nombre de problèmes. En effet un ordinateur ne peut traiter que des signaux numériques, ceux-ci sont obtenus après un échantillonnage et une quantification. Leur étude devra tenir compte des effets induits sur le spectre par ces deux techniques. De plus, un calcul de transformée de Fourier est une somme d'une infinité d'échantillons. Le temps nécessaire ainsi que la mémoire de l'ordinateur vont forcément emmener certaines contraintes à ce niveau.

II. 6 .1. Transformée de Fourier d'un signal discret

II. 6 .1.1. Définition : Un signal discret est défini par une suite d'échantillons espacés entre eux d'une période T_e . La transformée de Fourier appliquée à un signal discret $x[n]$ devient donc :

$$X(f) = \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} x[n] \cdot e^{-2j\pi \frac{nf}{F_e}}$$

Si cette série converge, la transformée de Fourier

inverse est définie par :

$$X(n) = \frac{1}{F_e} \int_{-F_e/2}^{F_e/2} X(f) \cdot e^{2j\pi \frac{nf}{F_e}}$$

On vérifie bien que $X(f)$ est une fonction

périodique de période F_e (à cause de L'échantillonnage). Si on remplace f par $(f + k.F_e)$:

$$e^{-2j\pi \frac{n(f+K.F_e)}{F_e}} = e^{-2j\pi \frac{nf}{F_e}} + e^{-2j\pi \frac{nK.F_e}{F_e}} = e^{-2j\pi \frac{nf}{F_e}}$$

II. 6 .1.2. Propriétés

	$x[n]$	$X(f)$
Linéarité	$\alpha.x(n) + \beta.y(n)$	$\alpha.X(f) + \beta.Y(f)$
Translation	$x(n-k)$	$e^{-2j\pi\frac{fk}{T}}X(f)$
	$e^{2j\pi n f_0}x(n)$	$X(f-f_0)$
Convolution	$x(n) * y(n)$	$S(f) \cdot R(f)$
	$s(t) \cdot r(t)$	$S(f) * R(f)$

Tableau II-3- Propriétés du Transformée de Fourier d'un signal discret [5]

II. 6 .2. Fenêtrage

Avec un ordinateur, il est impossible de calculer la transformée de Fourier d'un signal discret. En effet il faudrait un temps et une mémoire infinis. Pour ces raisons, on est toujours amené à travailler avec un nombre fini de points N. Cela revient à dire que les signaux exploités numériquement sont toujours une troncation de signaux réels. On construira donc un signal tronqué $x_T[n]$. Il résulte de la multiplication des échantillons de $x[n]$ par une fenêtre d'analyse (ou encore fenêtre de troncature) qui limitera $x_T[n]$ à N échantillons. En pratique, on calcule donc :

$$X_T(f) = \sum_{n=0}^{N-1} x_T[n] \cdot e^{-2j\pi\frac{nf}{F_e}}$$

II. 6 .3. Echantillonnage en fréquence : En fait, lorsque l'on veut pouvoir représenter le spectre $X_T(f)$, il faut calculer $X_T(f)$ pour toutes les valeurs de f (f est une variable continue). Ceci est impossible avec un ordinateur ou un DSP qui ne peuvent traiter que des valeurs de f discrètes. Comme $X_T(f)$ est périodique de période F_e , on découpe donc cet intervalle en M parties égales et on ne calcule $X_T(f)$ que pour les multiples de F_e/M : on effectue un échantillonnage fréquentiel de pas $\Delta f = F_e/M$. On remplace donc f par Δf et le calcul de la transformée de Fourier devient :

$$X_T[K] = \sum_{n=0}^{N-1} x_T[n] \cdot e^{-2j\pi\frac{n \cdot K \cdot \Delta f}{F_e}} \quad \text{pour } K = [0, 1, 2, \dots, M-1]$$

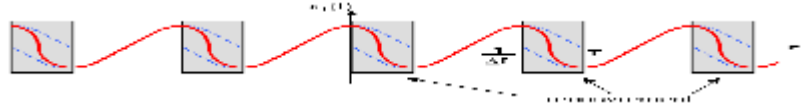
$$X_T[K] = \sum_{n=0}^{N-1} x_T[n] \cdot e^{-2j\pi\frac{n \cdot K}{M}} \quad \text{pour } K = [0, 1, 2, \dots, M-1]$$

On vient ainsi d'introduire la transformée de Fourier discrète. Le problème réside dans le choix du pas d'échantillonnage en fréquence et donc du choix de M. En effet, le fait d'échantillonner en fréquence revient à périodiser dans le domaine temporel la partie du signal qui a été tronquée :

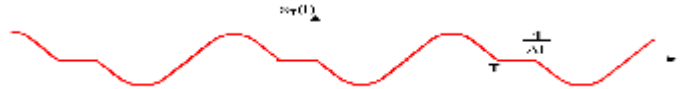
$$X_T[K] = \sum_{f \rightarrow -\infty}^{+\infty} x_T(f) \cdot \delta(f - K \cdot \Delta f) \quad \xrightarrow{TF^{-1}} \quad \sum_{t \rightarrow -\infty}^{+\infty} X_T(t) \delta\left(t - \frac{r}{\Delta f}\right)$$

Ainsi, suivant le choix de Δf , plusieurs cas peuvent se présenter lors de la reconstitution du signal dans le domaine temporel à partir de son spectre échantillonné : $\Delta f > 1/T$: La résolution spectrale Δf est trop grande. On a un recouvrement dans le domaine temporel. C'est

un peu Shannon à l'envers : si on choisit une résolution spectrale trop grande, on ne peut pas reconstituer le signal dans le domaine temporel correctement.



$\Delta f < 1/T$: Il n'y aura plus de repliement temporel, mais des intervalles durant lesquels le signal dont on calcule le spectre sera nul...



$\Delta f = 1/T$: On a un signal périodique idéal. On périodise la fenêtre temporelle choisie avant le calcul spectral.



En pratique, on choisira donc toujours Δf de telle sorte à avoir $\Delta f = 1/T$. Comme

$$T = N \cdot T_e \quad \text{et} \quad \Delta f = \frac{F_e}{M}$$

on en déduit que $\frac{F_e}{M} = \frac{1}{N \cdot T_e} \Rightarrow M = N$:

Ainsi, la définition de la transformée de Fourier discrète devient :

$$X_T[K] = \sum_{n=0}^{N-1} x_T[n] \cdot e^{-2j\pi \frac{n \cdot K}{N}} \quad \text{pour } K = [0, 1, 2, \dots, N-1]$$

A F_e fixe, plus la durée d'acquisition sera longue et plus la résolution en fréquence sera fine. A N fixe, plus F_e sera importante et plus la condition de Shannon sera respectée mais moins la résolution en fréquence sera fine et la durée d'acquisition longue.

II. 6.4. Notion de transformée de Fourier rapide : Pour obtenir une valeur particulière de $X_T[k]$, il faut par exemple : Pour $n = 0$:

$$X_T[K] = (x_T[0] \cdot \cos(0) - x_T[0] \cdot j \sin(0))$$

$$X_T[K] = (x_T[0] \cdot \cos(0) - x_T[0] \cdot j \sin(0)) + \left[x_T[1] \cdot \cos\left(\frac{2\pi k}{N}\right) - x_T[1] \cdot j \sin\left(\frac{2\pi k}{N}\right) \right]$$

2 produits complexes et 1 somme complexes Pour $n=1$

4 produits complexes et 3 sommes complexes : Pour $n = N-1$:

2N produits complexes et 2(N-1) sommes complexes. Ainsi, pour obtenir les N valeurs de $X_T[k]$ il faut donc 2N2 multiplications et 2(N-1)N additions.

Par exemple, un signal où $N=1024$ échantillons (soit 1ko en mémoire si chaque échantillon est code sur 8 bits), le nombre de multiplications est de 2 097 152 et celui des additions de 2 095 104 On arrive très vite à des temps de calcul très longs. Si ces durées ne sont pas gênantes pour des

traitement en temps différé, il n'en est pas de même en temps réel. En effet, plus le temps de calcul sera important et plus la fréquence maximale du signal à analyser sera réduite (Shannon).

Pour pouvoir utiliser la transformée de Fourier discrète en temps réel, on dispose d'algorithmes

de calcul permettant d'obtenir les résultats beaucoup plus rapidement sous certaines conditions. Ces algorithmes sont connus sous le nom de Transformée de Fourier Rapide

(TFR) ou Fast Fourier Transform (FFT). L'algorithme le plus connu est celui de Cooley-Tuckey.

II. 6.4.1. Présentation à l'algorithme de Cooley-Tuckey :

On pose :
$$X [K] = \sum_{n=0}^{N-1} x [n] . W_N^{nk} \quad \text{avec} \quad W_N = e^{\frac{-2 j \pi}{N}}$$

Propriétés de WN :
$$W_N^{2nk} = e^{\frac{-2 j \pi nk}{N/2}} = W_{N/2}^{nk}$$

$$W_N^{nk+N/2} = e^{\frac{-2 j \pi (nk+N/2)}{N}} = - W_N^{nk}$$

La condition d'utilisation est d'avoir un nombre d'échantillons puissance de 2 : $N=2^m$

Si on effectue un dédoublement temporel en séparant les indices paires et impaires :

$$\begin{cases} X_1 [n] = X [2n] \\ X_2 [n] = X [2n + 1] \end{cases}$$

En exploitant les propriétés de WN, on trouve alors :

$$\text{Pour } 0 \leq k \leq \frac{N}{2} - 1 \begin{cases} X[k] = X1[k] + W_N^K . X2[K] \\ X \left[k + \frac{N}{2} \right] = X1[k] - W_N^K . X2[K] \end{cases}$$

Le coût de calcul passe de l'ordre de N^2 à $N \log_2 (N)$.

Chapitre III :

Notion d'analyse vibratoire

III-1- NOTIONS FONDAMENTALES ET TYPES DES VIBRATIONS

- **POURQUOI UN CONTROLE DES VIBRATIONS ?**

Toute machine en fonctionnement produit un degré de vibration généré par ses mouvements rotatifs ou linéaires. Des petits niveaux de vibration ambiante sont parfaitement acceptables. Cependant des plus hauts niveaux et une tendance croissante sont symptomatiques d'une anomalie de fonctionnement.

- **QU'EST-CE QU'UNE VIBRATION ?**

On désigne par vibration la variation dans le temps d'une grandeur quelconque. Il existe de nombreux exemples, qu'ils soient artificiels ou naturels, pour lesquels on observe un tel phénomène de va-et-vient autour d'une position de repos.

III -1- 1- NAISSANCE D'UNE VIBRATION

Dans l'exemple de la figure (III-1), une vibration est créée lorsque l'on déplace la masse de sa position d'équilibre à une position maximale ou minimale. Si l'on considère que le mouvement n'est pas amorti, la masse vibrera indéfiniment entre ses deux positions maximale et minimale.

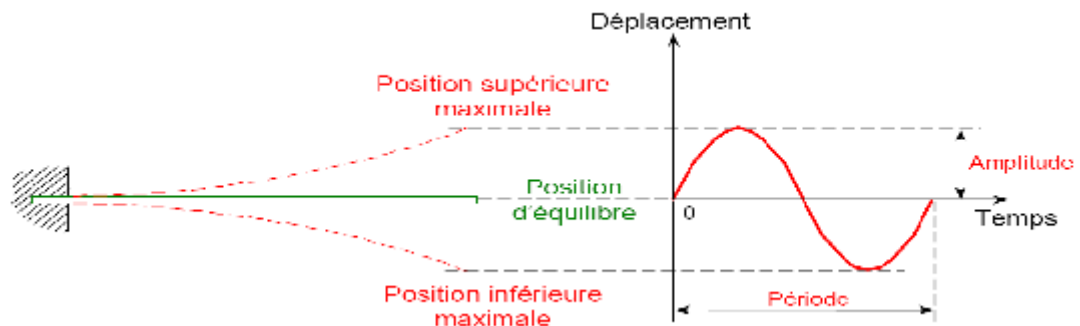


Figure (III-1) NAISSANCE D'UNE VIBRATION [17]

III -1- 2- LES CORRESPONDANCES : DEPLACEMENT, VITESSE, ACCELERATION AMPLITUDE, FREQUENCE

- **Déplacement :**

On peut écrire l'équation de la variation du déplacement en fonction du temps, de la manière suivante : $X(t) = A \sin \omega t$ Où : x = déplacement t = temps ; A = amplitude

ω = pulsation ou vitesse angulaire (rad/s).

La période de ce mouvement (ici égale à un tour du rotor) est notée T ; elle est exprimée en secondes (s). L'inverse de la période, c'est-à-dire la fréquence est notée f , et est exprimée en Hertz (Hz). Nous vous rappelons que ω , T et f sont liés par les relations :

$$f = \frac{1}{T} \quad \omega = 2\pi f = 2\pi/T$$

- **Vitesse :**

La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps. Mathématiquement, la vitesse notée v est la dérivée du déplacement par rapport au temps. Elle s'écrit

$$v = \frac{dx}{dt} = d \frac{A \sin \omega t}{dt} = A \omega \cos(\omega t)$$

- **Accélération :**

L'accélération est une variation de vitesse par unité de temps. Mathématiquement, l'accélération notée γ est la dérivée de la vitesse par rapport au temps. Elle s'écrit :

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{d[\omega A \cos(\omega t)]}{dt} = -\omega \times \omega A \sin \omega t$$

- **Amplitude :**

L'amplitude (A) est le déplacement maximal par rapport à la position d'équilibre, ou encore la vitesse ou l'accélération maximale, selon le capteur de vibrations utilisé. Pour simplifier, nous ne tiendrons compte que du déplacement. Dans ce cas, l'unité utilisée habituellement pour mesurer l'amplitude des vibrations est le micromètre (1 μ m): 1 μ m = 10⁻⁶ m.

- **Fréquence :**

La fréquence (f) est le nombre de cycles de vibration par unité de temps. L'unité de fréquence est l'hertz (Hz), soit un cycle par seconde. Comme la vitesse de rotation des machines tournantes est exprimée en tours par minute (T/M), la fréquence des vibrations auxquelles celles-ci sont soumises est communément exprimée en cycles par minute (C/M). Comme une minute compte 60 secondes,

$$1 \text{ Hz} = 60 \text{ C/M.}$$

- **Décibel :**

Les niveaux de vibrations dus à différents phénomènes, sur une même machine, étant extrêmement différents, on représente généralement ces valeurs sur une échelle logarithmique.

C'est pourquoi on a introduit les valeurs en décibels [dB]. On définit :

Le niveau de vitesse vibratoire :

$$L_v = 10 \log \left(\frac{V^2}{V_0^2} \right) \quad \left(\text{ou} \quad V_0 = 10^{-9} \text{ m/s} \right)$$

le niveau d'accélération vibratoire :

$$L_a = 10 \log \left(\frac{A^2}{A_0^2} \right) \quad \left(\text{ou} \quad A_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2 \right)$$

- **Fréquence d'excitation et fréquence propre**

La fréquence d'excitation est la fréquence à laquelle vibre un objet sous l'effet d'une force répétée. Une force d'excitation répétée appliquée sur un objet produit des vibrations ayant la même fréquence que cette force répétée. Les vibrations de ce type sont appelées vibrations forcées.

La fréquence propre est la fréquence à laquelle vibre un objet lorsque l'impulsion initiale est supprimée et qu'il peut osciller librement. Les vibrations de ce type sont appelées vibrations libres ou naturelles.

En pratique, compte tenu du frottement et du transfert d'énergie aux objets avoisinants, l'amplitude des vibrations libres décroît progressivement jusqu'à ce que l'objet s'immobilise. Les vibrations qui se produisent lorsqu'on pince une corde de guitare constituent un exemple classique de vibrations naturelles [3].

Dans une centrale, on peut citer comme exemple la tuyauterie qui vibre après un coup de bélier.

III -1- 3- FACTEURS AYANT UNE INCIDENCE SUR LES FRÉQUENCES PROPRES

- **AMORTISSEMENT** : L'amortissement des vibrations est la dissipation de l'énergie mécanique d'un objet vibrant.

Dans le cas des vibrations libres, l'amortissement réduit à zéro l'amplitude des vibrations. Cette réduction est habituellement progressive. Si l'amortissement est suffisamment élevé, les vibrations libres cesseront même avant que le premier cycle ne soit complété. Dans les cas extrêmes, l'objet ne retournera même pas à sa position d'équilibre initiale après avoir été déplacé.

Dans le cas des vibrations forcées, l'amortissement a pour effet d'absorber l'énergie mécanique produite par la force d'excitation exercée sur l'objet. L'amplitude des vibrations se stabilise à une valeur à laquelle l'énergie produite est égale à l'énergie absorbée.

En conséquence, plus l'amortissement est élevé, plus l'amplitude est faible.

- **RÉSONANCE**

Le phénomène de résonance se produit lorsque la fréquence d'excitation est égale à une des fréquences propres. La résonance est potentiellement dangereuse, car elle peut donner lieu à des vibrations excessives.

Lorsqu'un objet est en résonance, l'amplitude des vibrations augmente parce que la résistance que l'objet oppose alors aux vibrations est la plus faible.

Dans les centrales, le phénomène de résonance se produit parfois dans des pièces d'équipement comme les machines tournantes, les tuyaux et les tubes des échangeurs de chaleur.

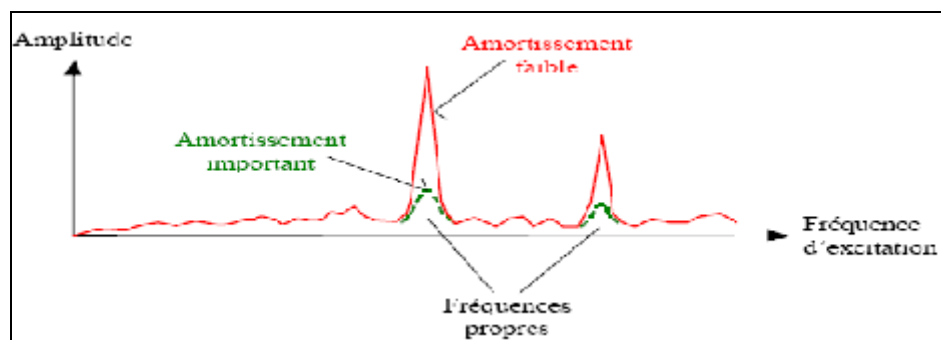


Figure (III-2) FACTEURS AYANT UNE INCIDENCE SUR LES FRÉQUENCES PROPRES [17]

• **VITESSE CRITIQUE**

La notion de vitesse critique s'applique seulement aux machines tournantes et surtout à l'élément principal de ces dernières,(le rotor).

La vitesse critique d'une machine tournante est la vitesse à laquelle une des fréquences propres de l'ensemble rotor-palier-socle est égale à la fréquence d'excitation correspondant à la vitesse de rotation de la machine. L'utilisation du terme « ensemble rotor-palier-socle » dénote le fait que les fréquences propres du rotor dépendent de la rigidité de ses supports. On mentionne la vitesse de rotation dans la définition ci-dessus parce que beaucoup de problèmes dans les machines tournantes se traduisent par des vibrations forcées d'une fréquence correspondant à la vitesse de rotation de ces machines.

Par exemple, un arbre mal équilibré engendre une force qui tourne à la vitesse de l'arbre. Ainsi, le phénomène de résonance se produit lorsque la fréquence de rotation est à peu près égale à une des fréquences propres de l'ensemble rotor-palier-socle, c'est-à-dire lorsque la machine tourne à une vitesse critique. La résonance a pour effet d'accroître les vibrations, surtout si l'amortissement est faible.

Le fabricant spécifie habituellement la plage des vitesses critiques, mais pas toujours dans le cas des petites machines.

Cependant, les vitesses critiques peuvent varier selon les conditions de fonctionnement, notamment par suite d'une modification de la rigidité des supports du rotor. Les supports se composent des paliers et de leurs carters, soit le film d'huile dans les paliers dans le cas de paliers lisses.

La modification de la rigidité des supports peut être attribuable à divers facteurs, par exemple

- une variation de la température de l'huile peut avoir un effet sur l'épaisseur du film d'huile et par conséquent sur sa rigidités;
- les boulons maintenant le palier peuvent se desserrer;
- le carter du palier ou le socle peuvent se fissurer.

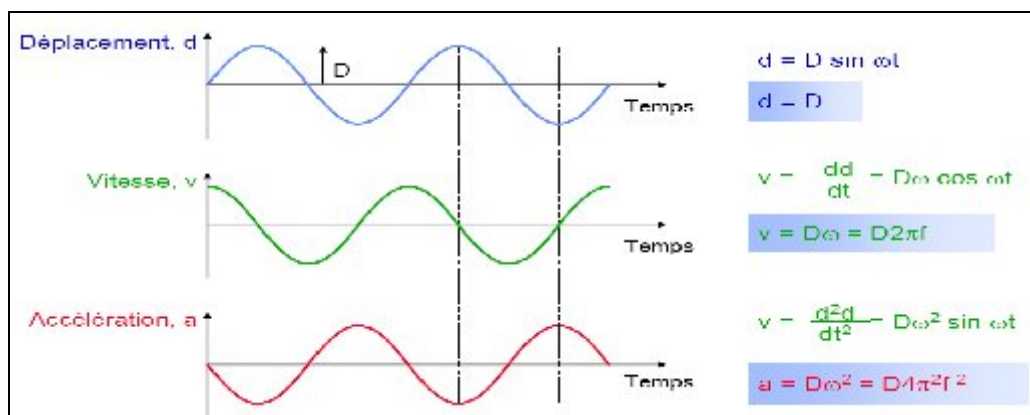


Figure (III-3) Conversion déplacement-accélération [17]

III -1- 4- Importance des vibrations:

L'organigramme suivant indique l'importance des vibrations pour relever l'état de fonctionnement de la machine

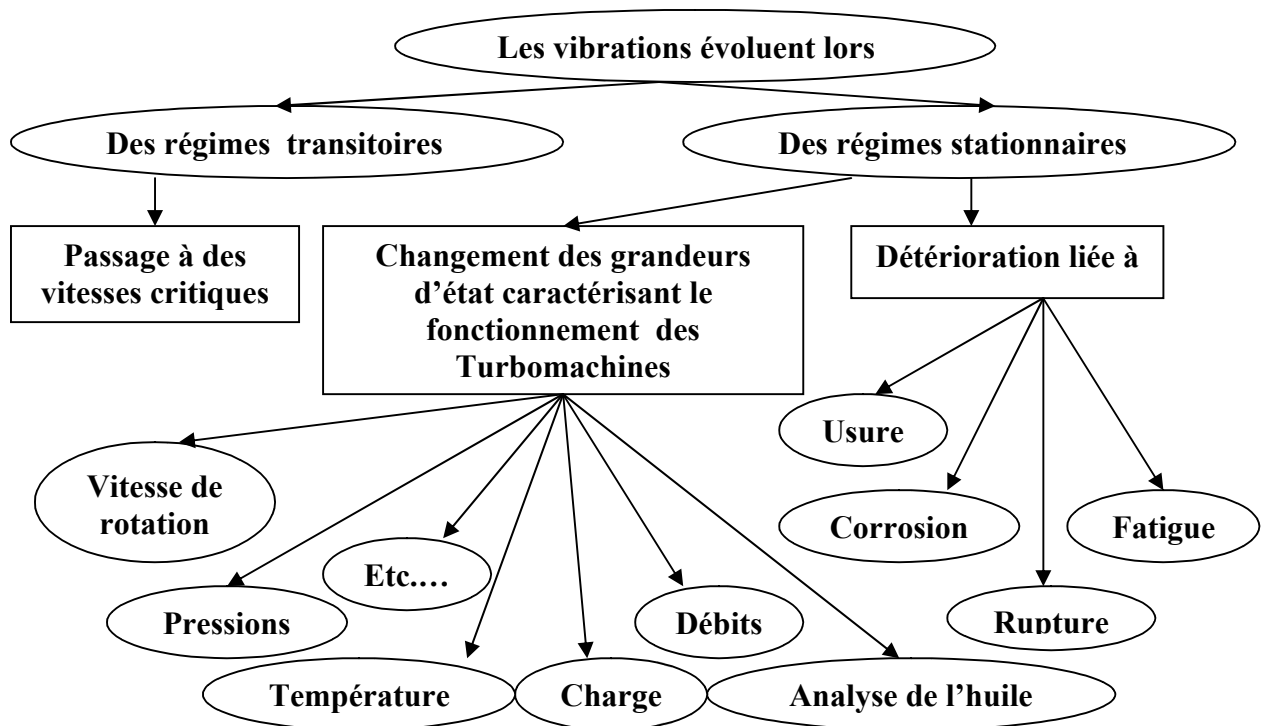
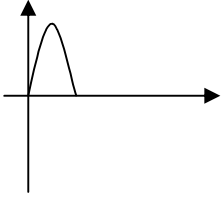
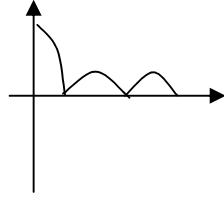
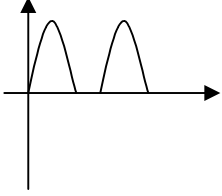
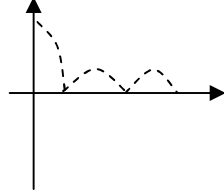
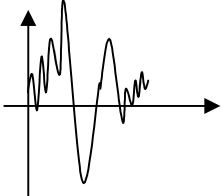
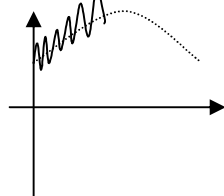


Figure (III -4) Importance des vibrations

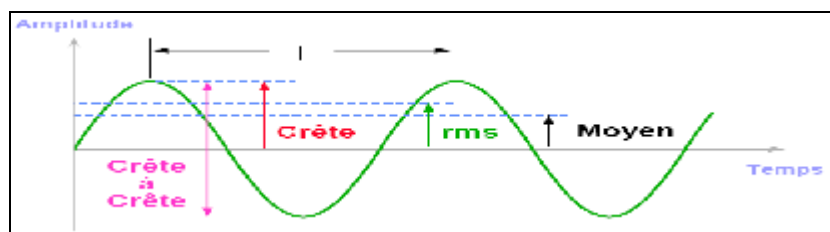
➤ Différents types de vibrations : On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité) comme dans le tableau ci-dessous :

Nature de vibration	Forme temporelle	Forme spectrale	Phénomènes générateurs
Harmonique (Sinusoïdale) Elle est représentée par une sinusoïde $x(t) = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$			Balourd
Périodique (Sinusoïdale Complexe) $x(t) = \sum X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$ Elle est composée de plusieurs vibrations harmoniques			Effort dynamique d'engrènement

Transitoire			Explosion Laminoirs
Transitoire périodique non harmonique			Presses Automatique
Apériodique (Aléatoire) Elle à comportement temporel quelconque			Oscillations de pression exercée sur une structure Chocs dans le Broyeur

[Tableau \(III-1\) Les types des vibrations](#)

[III -1- 5- Les méthodes d'analyse des vibrations](#)



[Figure \(III -5\) : Les différents outils d'analyse vibratoire \[1\]](#)

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les roulements. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils Elles sont généralement classées en deux grandes familles.

[III -1- 5- 1-Les méthodes temporelles.](#)

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli, elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut.

- **La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square).**

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien et il s'écrit sous forme discrétisée :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}$$

où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure même des machines [3].

• **Les indicateurs crêtes**

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles telles que les écaillages de roulements.

Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer principalement :

- le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace [3].

$$F_{cteur\ crête} = \frac{\text{valeur crête}}{\text{valeur efficace}} = \frac{\sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}}$$

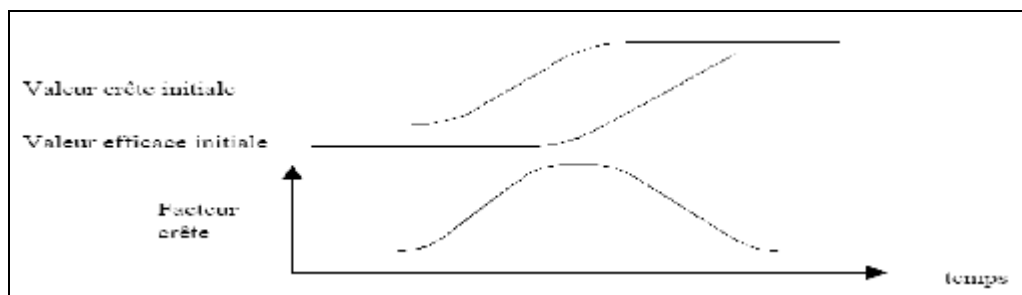


Figure (III -6) : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête [1]

Nature des vibrations	Facteur de crête	Causes possibles
Périodique de type sinusoïdal Ou complexe Ou de type « bruit de fond »	1.5 à 2.5	Balourd Désalignement ...
Aléatoire impulsionnel	3 à 4	Roulement en bon état
Périodique impulsionnel	> 4	Roulement écaillé

Tableau (III-2) : Nature des vibrations et facteur de crête

• **Le Kurtosis**

Le Kurtosis est le moment d'ordre 4 normé de la distribution statistique du signal. C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des

amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3 (Moment d'ordre 4 d'un signal gaussien égale à 3). L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure [3].

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

Où M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} est la valeur moyenne des amplitudes, N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. Le principale avantage du Kurtosis réside dans le fait qu'il ne tient pas compte de l'historique, et qu'il donne une valeur intrinsèque de l'état du roulement.

Le Kurtosis doit cependant être utilisé avec beaucoup de précaution, car il est très sensible aux chocs ce qui oblige un emploi du Kurtosis dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

III -1- 5- 2-Les méthodes fréquentielles :

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

- **Le spectre (L'analyse en fréquence).**

L'analyse « en fréquence » est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier, qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement permet sa localisation. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) sur des signaux numérisés :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt$$

Où $X(f)$ est la transformée de Fourier, t est la variable temps, f est la variable fréquence.

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}}$$

Où $X(k\Delta f)$ est la transformée de Fourier discrète rapide, t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel, n est le numéro de l'échantillon, k est le numéro de la ligne fréquentielle, Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles, N est le nombre d'échantillons prélevés.

- **L'analyse d'enveloppe.**

L'analyse d'enveloppe est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure. En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulement, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure.

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure [1].

- Le Cepstre

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant, à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires que les indicateurs issus de techniques traditionnelles mettraient difficilement en évidence. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les quéfrences correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements [1].

III -2-Capteur de vibration :

Les trois grandeurs que l'on est amené à mesurer en technique vibratoire - le déplacement, la vitesse et l'accélération

- peuvent être appréhendées par des systèmes très différents les uns des autres.

On distingue trois principes plus particulièrement utilisés :

- Déplacement : principe des courants de *Foucault*
- Vitesse : principe électrodynamique
- Accélération : principe piézo-électrique

Ils ont tous les trois le même but : transformer une vibration mécanique en un signal électrique.

Les capteurs utilisant ces principes peuvent être *actifs* ou *passifs*. Les capteurs actifs ne nécessitent pas d'alimentation, alors que les capteurs passifs ne fonctionneraient pas sans source d'énergie auxiliaire [1].

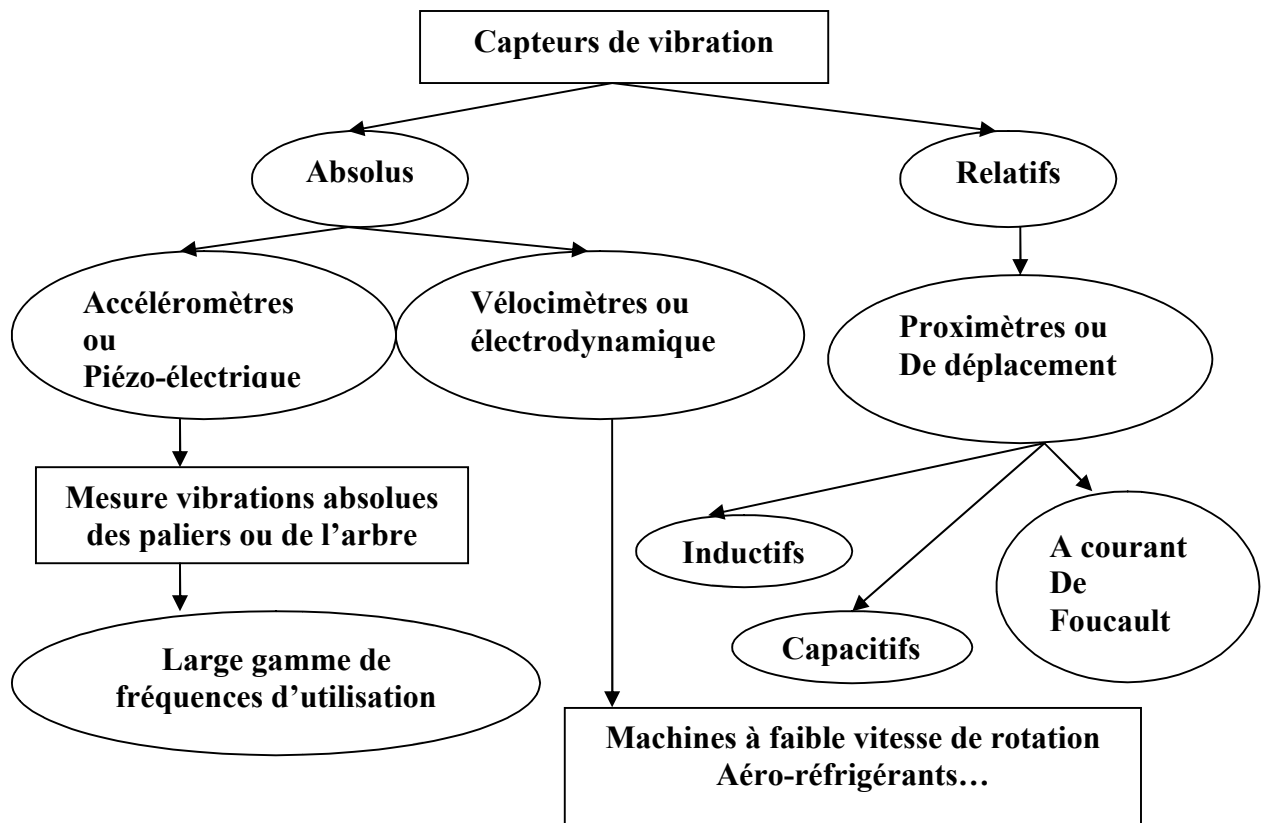


Figure (III -7) Capteurs de vibration

III -2-1. Capteurs de déplacement : Il existe en effet des capteurs : (Inductifs , Capacitifs et à courants de Foucault) C'est ce dernier principe qui s'est imposé dans le monde entier.

- **Plage de fréquence :**

Le principe de mesure à courants de Foucault présente généralement une plage de réponse en fréquence allant de 0 à 10000 Hz. La fréquence de 0 Hz correspond à une mesure statique : par exemple, la position axiale d'un arbre par rapport aux butées. La limite supérieure de 10000 Hz autorise, entre autres, la mesure dynamique des harmoniques d'ordre élevé de la fréquence de rotation



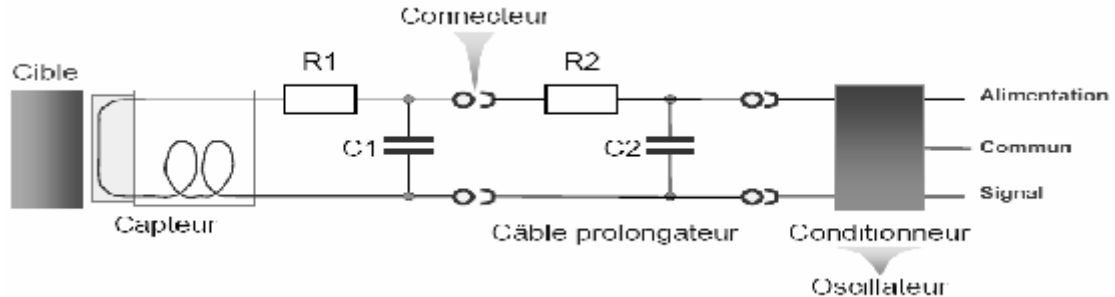
Figure (III -8) Capteurs de déplacement

- **Mesure des déplacements d'après le principe des courants de Foucault**

Ces chaînes sont constituées de deux parties essentielles :

- le capteur
- le conditionneur (oscillateur démodulateur)

Le capteur est constitué d'une bobine et d'un câble de raccordement. Ce câble, pour des raisons d'ordre pratique, présente le plus souvent un (connecteur).



[Figure \(III -9\): schéma d'une chaîne de mesure à courants de Foucault \[1\]](#)

La bobine et le conditionneur forment ensemble un circuit électronique oscillant. La figure montre clairement que le câble du capteur aussi bien que le câble prolongateur sont des composants forcés du circuit oscillant. Une modification de la longueur totale de ces câbles conduit automatiquement à une variation de ses paramètres électriques : résistance et capacité. C'est pour cette raison que les longueurs de câble sont ajustées à une à des valeurs bien précises, et qu'elles ne doivent jamais être retouchées par la suite.

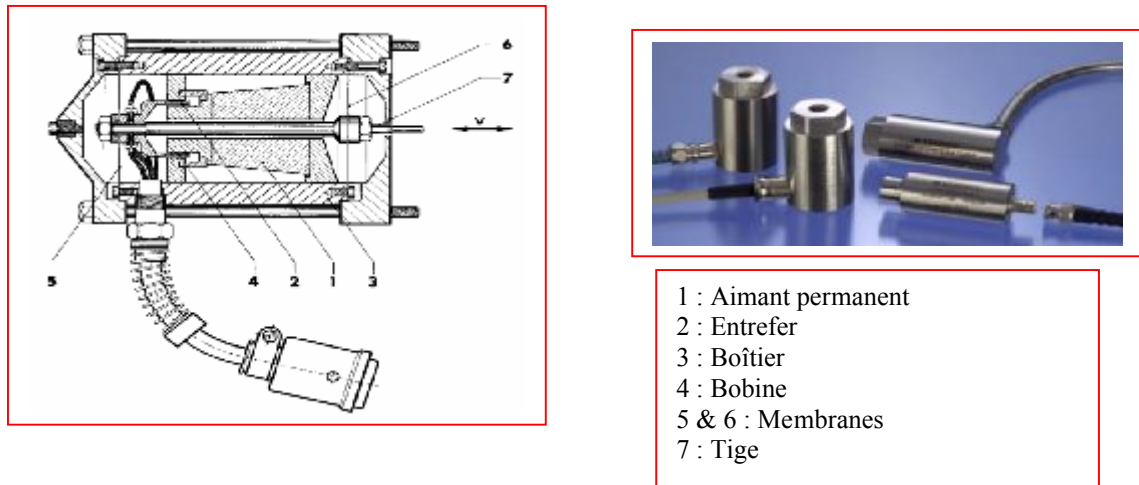
Le circuit oscillant crée un champ magnétique alternatif dans la bobine du capteur. D'après le principe d'induction, il se crée alors des courants de Foucault dans un corps conducteur que l'on approche du capteur. Ces courants de Foucault agissent à leur tour sur la bobine par l'intermédiaire du champ magnétique et consomment ainsi de l'énergie électrique. Cette transformation d'énergie est d'autant plus importante que le corps métallique est proche de la bobine et que sa susceptibilité magnétique est élevée.

Elle se traduit alors dans le conditionneur par une diminution de la tension. Cet effet est démodulé dans le conditionneur et transformé en un signal de mesure proportionnel à la distance objet/bobine. La sensibilité la plus utilisée est de 8 mV/ μm .

[III -2-2. Capteurs de vitesse \(vélocimètres\) :](#)

C'est un capteur électrodynamique, autogénérateur d'une tension proportionnelle à la vitesse de déplacement de la bobine. Le mouvement de la pièce métallique dans les spires provoque une variation de flux, donc une induction de courant dans la bobine. Parmi tous les systèmes physiquement susceptibles de mesurer une vitesse de vibration, le principe *électrodynamique* est le plus robuste et le plus facile à mettre en oeuvre. Par ailleurs, il est particulièrement adapté aux machines à faible vitesse de rotation (par exemple les aéroréfrigérants...).

- **Plage de fréquence :** Les plages de travail en fréquence des différents capteurs sont fonction de leurs caractéristiques. Les plages typiques sans linéarisation sont : 8 à 2000 Hz et 20 à 2000 Hz.



- 1 : Aimant permanent
- 2 : Entrefer
- 3 : Boîtier
- 4 : Bobine
- 5 & 6 : Membranes
- 7 : Tige

Figure (III -10): vélocimètre fonctionnant selon le principe électrodynamique

Un aimant permanent (1) génère une induction magnétique constante B . Les lignes de champ se referment par l'intermédiaire du boîtier (3). Une bobine (4) suspendue par des membranes (5) et (6) peut se déplacer dans la direction des lignes de champ. Une force électromotrice (e_{em}) d'induction e est alors générée, qui est le produit de la vitesse v de vibration, de l'induction magnétique B et de la longueur l de l'enroulement (figure 4) : $e=B.l.v$ et pour B et l constantes ($B.l = k$) : $e=k.v$.

La e_{em} d'induction est proportionnelle à la vitesse de vibration.

III -2-3. Capteurs d'accélération (accéléromètres) : Les qualités des accéléromètres sont nombreuses : coût modéré, résistance aux chocs et à l'environnement, fonctionnement autonome.

Une caractéristique de l'accéléromètre est sa très grande dynamique, c'est à dire sa capacité à détecter simultanément des phénomènes de très grande et de très faible amplitude.

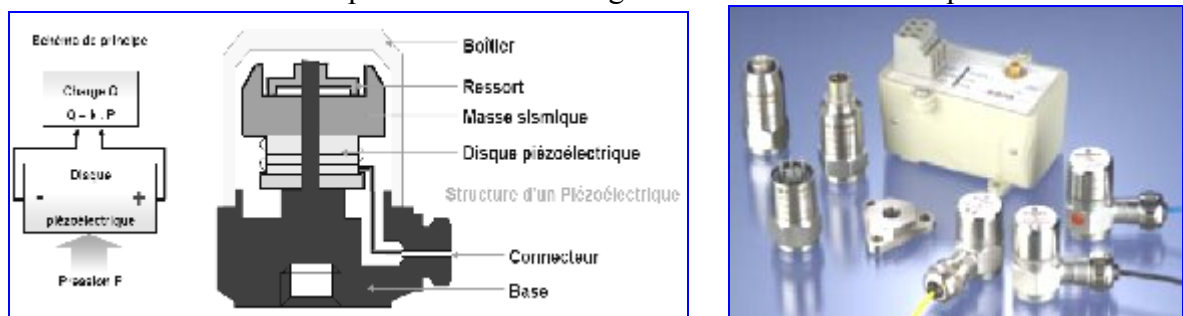


Figure (III -11): Capteurs d'accélération (accéléromètres)

• **L'effet piézo-électrique :**

Les éléments actifs de ce type de capteur sont des disques de cristal piézo-électrique présentant la propriété de transformer une sollicitation mécanique (pression ou cisaillement) en charges électriques. Ces disques sont pris entre deux masses relativement importantes par l'intermédiaire d'un ressort de tarage élevé. Lorsque le capteur est soumis à une vibration, les masses exercent une pression alternative sur les disques qui, grâce à leur effet piézo-électrique, créent une variation de charge électrique proportionnelle à la force appliquée et donc à l'accélération des masses.

$$Q = k \cdot P$$

$$P = F / S$$

$$F = M \cdot a \Rightarrow Q = K \cdot a$$

avec :

Q : Charge électrique générée par l'effet piézo-électrique [pC]

P : Pression exercée sur la céramique [N/m²]

F : Force exercée sur la céramique [N]

S : Surface de contact entre la masse sismique et la céramique [m²]

M : Masse sismique [kg]

a : Accélération du capteur [m/s²]

k : Constante [pC/N/m²]

K : Facteur de transmission [pC/m/s²]

Le dispositif à compression décrit ci-dessus a été amélioré en désolidarisant le cristal de la base. On utilise maintenant des accéléromètres à cisaillement.

- **Montage de l'accéléromètre :**

La méthode de montage de l'accéléromètre sur la surface de mesure est l'un des facteurs le plus critique pour l'obtention de résultats exacts à partir de mesures des vibrations pratiques.

Le tableau suivant montre les types de montage des embases et leurs fréquences de résonance :

Types de montage	Fréquence de résonance (KHz)
Goujon fileté	31
Collage par cire d'abeille	29
Colle époxy ou cyanoacrylate	28
Goujon isolé ou rondelle de mica	28
Aiment permanent	7
Point de touche	2

Tableau (III-3) : Types de Montage de l'accéléromètre : [2]

Le point de mesure peut être quelconque. Aucune précaution particulière n'est requise tant que les fréquences à mesurer restent basses (quelques centaines de Hz). Les hautes fréquences ne pourront être appréhendées que si la fixation du capteur est particulièrement soignée. La norme AFNOR E 90-152 indique les moyens de fixation couramment utilisés, leurs avantages, leurs inconvénients.

III -2-4. Capteurs de référence de phase :

Ces capteurs trouvent leur application en équilibrage, en recherche de résonances et en surveillance des machines. Le capteur de référence de phase est une cellule photo-électrique ou un capteur sans contact qui détecte un top par tour.

Le signal original fourni par le capteur de vibration est filtré à la fréquence mesurée par le capteur de référence. La phase correspond à la portion de la circonférence du rotor qui a défilé entre le moment où le top passe devant le capteur de référence (filtre suiveur) et le moment où la sinusoïde est à son maximum.

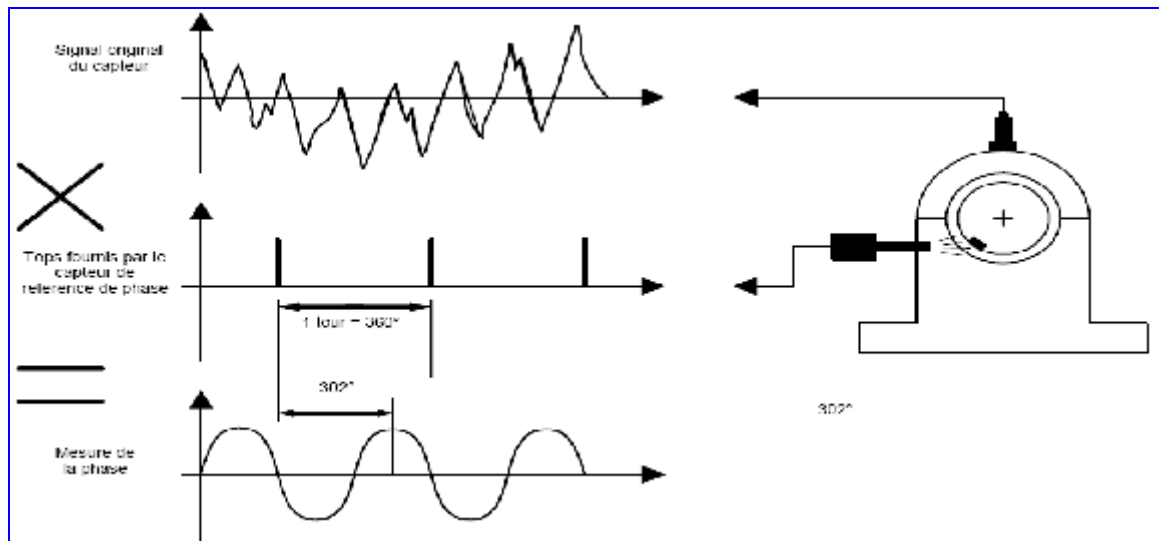


Figure (III -12): Capteurs de référence de phase [2]

III -3- Détermination pratique des seuils :

Une mesure de vibrations doit être considérée comme relative. En effet, elle n'a aucune signification lorsqu'elle est isolée.

Elle n'est que le résultat des forces émises par les différents éléments de la machine pondérées par la fonction de transfert des liaisons (roulements, film d'huile, film d'air, boulons, supports élastiques, ressorts, etc.) .

Il faut donc définir des méthodes qui permettront de déterminer des seuils "**d'avertissement**" et "**d'arrêt**", avec une bonne probabilité de réussite.

Le seuil d'avertissement est également appelé niveau d'alarme.

III -3-1- Méthode du relevé global

Cette méthode consiste à relever les mesures globales sur une machine lorsqu'elle est réputée fonctionner de manière satisfaisante (rendement, consommations, disponibilité, ...). Cet état est dit "de référence". Dans la pratique, le seuil d'alarme est généralement fixé à 8 dB (rapport 2,5) au dessus du niveau de référence. De même, le seuil d'arrêt est généralement fixé à 8 dB (rapport 2,5) au dessus du niveau d'alarme.

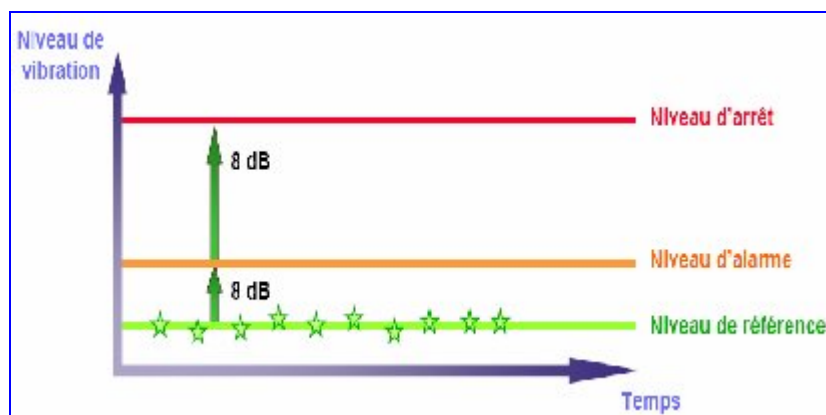


Figure (III -13): détermination des seuils par la méthode du relevé global [3]

Cette méthode pourra être utilisée lorsque les défauts à surveiller émettent des vibrations très importantes, comme le balourd ou les défauts de lignage.

III -3-2- Méthode de l'analyse spectrale :

Cette méthode met en oeuvre un analyseur en lieu et place d'un vibromètre.

Les seuils d'alarme et d'arrêt sont déterminés selon la même méthode que précédemment, sur le spectre au lieu de la mesure globale.

Cette méthode devra être préférée lorsque les défauts à surveiller émettent des vibrations très faibles, comme les défauts d'engrènement ou de roulement.

III -4-Seuils de jugement :

La norme propose pour chacun des quatre premiers groupes des seuils de jugement qui déterminent les domaines suivants.

- Bon
- Admissible
- Encore admissible
- Inadmissible

Ces seuils ne sont qu'une proposition basée sur une statistique regroupant de très nombreuses machines de types très différents. Il est de la responsabilité de l'utilisateur d'affiner ces seuils machine par machine, en fonction de leur historique. Ces seuils pourront ainsi être modifiés à la baisse ou à la hausse.

La norme ne propose aucun seuil de jugement pour les machines des groupes V et VI, car ils comprennent les machines alternatives, présentant des comportements très variables en fonction du nombre de cylindres, de l'angle entre ces cylindres et du calage des manetons.

Ces groupes comprennent également des machines à balourd variable ou des machines construites spécialement pour vibrer.

Les seuils de jugement pour les machines des groupes V et VI ne pourront donc être déterminés que par le constructeur ou l'utilisateur.

III -4-1-Les Groupes :

Cette norme distingue six groupes de machines. Les critères de distinction sont la puissance, les fondations et la présence d'effets de masse alternatifs non compensables (par exemple pour les machines à piston). Ces groupes sont définis comme suit :

GROUPE I

Eléments de moteurs ou de machines qui, dans leurs conditions normales de fonctionnement, sont intimement solidaires de l'ensemble d'une machine (par exemple moteurs électriques produits en série, puissance jusqu'à 15 kW).

GROUPE II

Machines de taille moyenne (en particulier moteurs électriques de puissance comprise entre 15 et 75 kW) sans fondations spéciales. Moteurs montés de façon rigide ou machines (puissance jusqu'à 300 kW) sur fondations spéciales.

GROUPE III

Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations lourdes et relativement rigides dans la direction des vibrations.

GROUPE IV

Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations (par exemple groupes turbogénérateurs, particulièrement ceux qui sont installés sur des fondations légères).

GROUPE V

Machines et dispositifs mécaniques d'entraînement avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement rigides dans la direction des vibrations.

GROUPE VI

Machines et dispositifs mécaniques d'entraînement avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations. Machines avec masses tournantes accouplées souples (par exemple arbres de broyeurs). Machines telles que centrifugeuses avec déséquilibres variables, capables de fonctionner isolément, sans l'aide d'éléments de liaison.

Cribles, machines à tester la fatigue dynamique et générateurs de vibrations pour les industries de transformation.

III -4-2-Choix des seuils vibratoires :

III -4-2-1- Seuils de vitesse vibratoire :

Selon la norme française **AFNOR E90-300** l'intensité vibratoire est la plus grande des mesures en vitesse vibratoire efficace dans la gamme de fréquences (**10-1000 Hz**) sur chaque palier, support et bride dans les trois directions perpendiculaires entre elles (horizontales, verticales et axiales).

Cette norme, qui présente une large concordance avec la norme internationale **ISO 2372** (International Organization for Standardization) et la norme allemande **VDI 2056** (Verein Deutscher Ingenieure), distingue six groupes de machines. Ces critères de distinction sont la puissance et les fondations...

La norme propose pour chacun des quatre premiers groupes des seuils de jugement qui déterminent les domaines suivants : bon, admissible, encore admissible, inadmissible

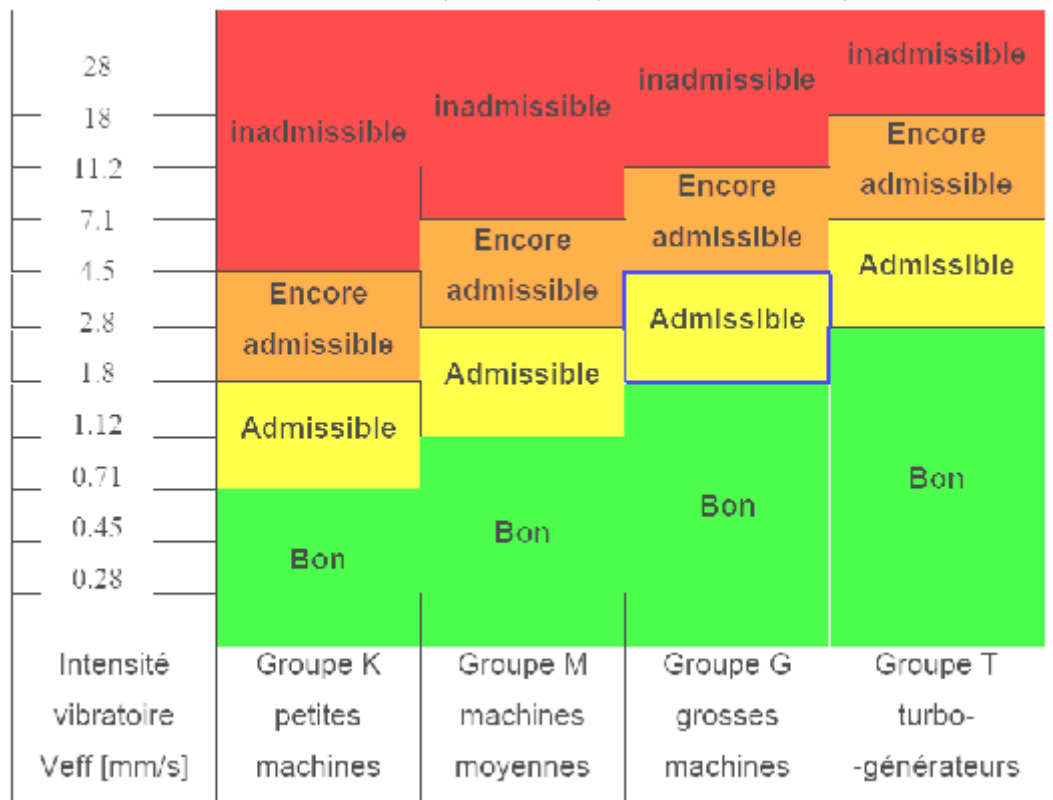


Figure (III -14): normes AFNOR E90-300 ou ISO 2372 [13]

III -4-2-2- Seuils d'accélération :

En haute fréquence, l'unité appropriée est l'accélération et la norme ISO n'est pas adaptée à cette unité. Le tableau ci-dessous est une proposition de niveaux, en

fonction de la vitesse de rotation et du diamètre de l'arbre (ou du type de roulement)

Seuils d'alarme en accélération (g crête) pour les paramètres hautes fréquences.								
Vitesse	300 RPM		1000 RPM		2000 RPM		4000 RPM	
Diamètre de l'arbre en [mm]	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme
Ø25	0.06	0.21	0.35	1.1	0.77	2.5	2.1	6.6
Ø100	0.17	0.5	0.9	2.8	2.1	6.4	5.6	17
Ø200	0.3	0.9	1.6	5.0	3.4	10.0	/	/
Ø400	0.45	1.4	2.4	7.6	/	/	/	/

Tableau (III -4) Seuils d'accélération [13]

III -5-LES TYPES DE MESURE

III -5-1-Mesure des Vibrations absolues de palier :

Il est évident que des rotors légers tournant dans une structure très rigide et très lourde ne produiront que des vibrations de paliers faibles, C'est le cas de la plupart des compresseurs rotatifs. Par contre, les mouvements relatifs de l'arbre par rapport aux paliers lisses seront importants. L'amplitude des vibrations relatives d'arbre sera supérieure aux vibrations absolues de paliers dans un rapport variant entre 10 et 50. Dans ce cas, il conviendra donc de surveiller les premières.

Selon la norme AFNOR E 90-300: " L'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant, de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine. "

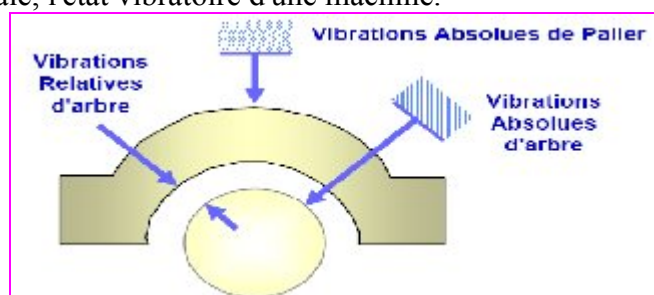


Figure (III-15) : Mesures relatives et absolues [14]

III -5-2-Mesure des Vibrations relatives d'arbre :

On entend par vibrations relatives d'arbre les mouvements rapides de l'arbre par rapport à ses paliers. Elles représentent les réactions du rotor aux forces alternatives agissant sur lui.

Par exemple, un rotor balourdé est le siège de vibrations d'arbre : son centre de masse se déplace sur une orbite appelée « ORBITE CINÉTIQUE ».

III -5-2-1-ORBITE CINÉTIQUE :

L'orbite cinétique contient toutes les informations concernant les vibrations relatives d'arbre. Afin de les recueillir complètement, on dispose deux capteurs sans contact dans les paliers. Ces capteurs doivent être situés à 90° l'un de l'autre.

Dans le cas idéal d'un arbre **isotrope** ayant son balourd pour seul exciteur de vibrations, l'orbite cinétique, dans n'importe quel plan perpendiculaire à l'axe de rotation, est un **cerce parfait**. En règle générale, les rotors ne sont pas isotropes, c'est-à-dire qu'ils sont susceptibles de se déformer avec des amplitudes différentes selon deux directions préférentielles. Leur

orbite cinétique prend alors la forme d'une **ellipse**. Dans les cas extrêmes d'anisotropie, l'orbite est un segment de **droite**.

La dimension, la forme et la position de l'orbite cinétique varient avec la vitesse de rotation. En général, l'amplitude atteint une valeur maximale à la vitesse critique.

Le sens de parcours de l'orbite est, dans la plupart des cas, identique au sens de rotation (sens positif). Le sens négatif se rencontre néanmoins parfois.

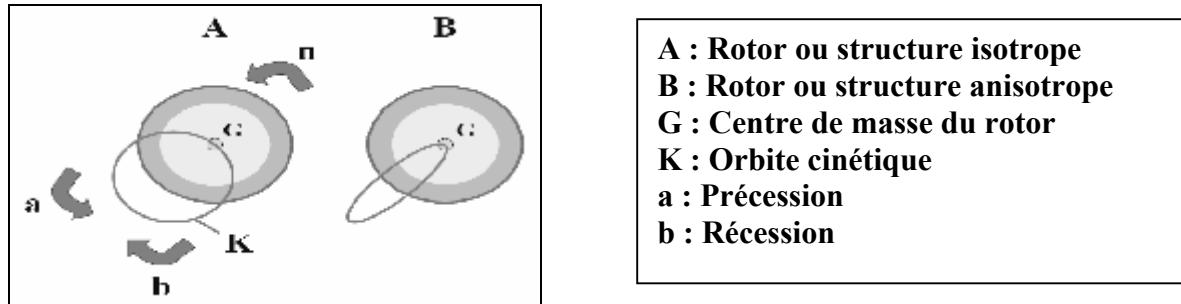


Figure (III-16) : différentes orbites cinétiques dues uniquement à un déséquilibre [9]

III -5-2-2-.Mesure de l'orbite cinétique :

Actuellement, cette mesure se fait pratiquement exclusivement à l'aide de capteurs sans contact fonctionnant sur le principe des courants de Foucault. Ces capteurs appréhendent toutes les vibrations dont les fréquences se situent entre 0 et 10 000 Hz. Ils sont robustes, résistent à la plupart des agents chimiques et sont étanches aux fluides (huile particulièrement). Ils existent dans de nombreuses exécutions, leur linéarité et leur précision sont importantes, et ils sont compensés en température.

Pour mesurer l'orbite cinétique on dispose deux capteurs sans contact dans les paliers. Ces capteurs doivent être situés à 90° l'un de l'autre dans un même plan.

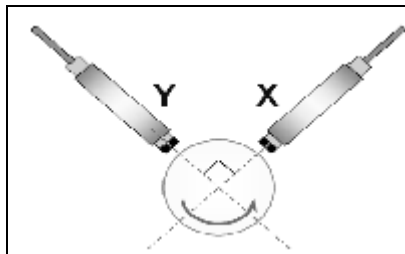


Figure (III-17) : montage typique de deux capteurs sans contact permettant de mesurer l'orbite cinétique d'un arbre dans ses paliers [9]

Chaque capteur mesure à chaque instant t l'amplitude $S(t)$ de la vibration dans sa direction de montage propre. L'addition vectorielle des deux signaux donne à chaque moment la valeur instantanée de la vibration réelle et donc, sur un tour d'arbre l'orbite cinétique.

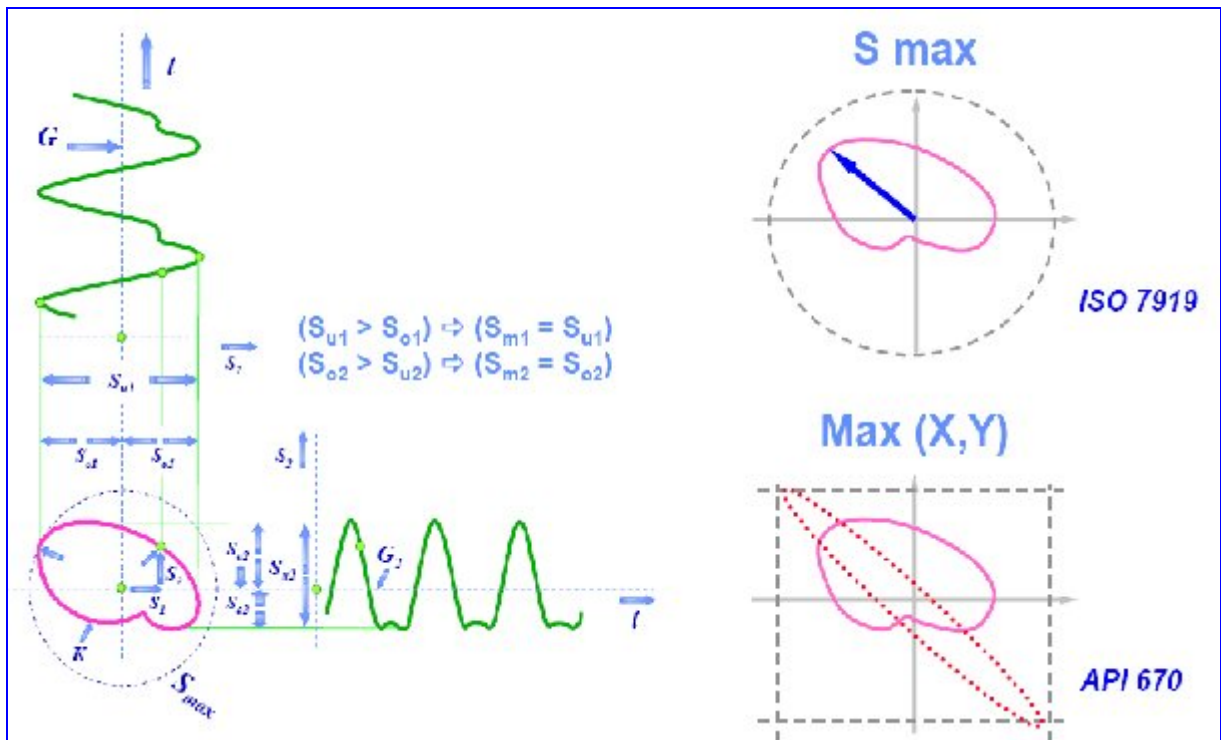


Figure (III-18) : orbite cinétique constituée à partir des mesures de deux capteurs montés à 90 l'un de l'autre. Chaque vibration contient deux vibrations harmoniques f et 2f [9]

$$S_k^2(t) = S_1^2(t) + S_2^2(t)$$

$s1, s2$	Valeurs instantanées
$so1, so2$	Valeurs maximales
$su1, su2$	Valeurs minimales
$scc1, scc2$	Valeurs crête à crête des déplacements vibratoires $s1(t)$ et $s2(t)$ dans les directions respectives 1 et 2
$sm1, sm2$	Déplacement maximal dans les directions respectives 1 et 2
sk	Déplacement cinétique instantané
$smax$	Plus grande valeur des déplacements cinétiques instantanés
K	Orbite cinétique
t	Temps
$G1, G2$	Axes des temps

La figure donne des exemples d'orbites cinétiques. Dans le cas le plus simple, l'orbite est une ellipse. Si plusieurs vibrations se combinent, l'orbite est plus ou moins déformée en fonction du spectre de fréquences, Dans les cas extrêmes de vibrations apériodiques ou aléatoires, l'orbite n'est pas fermée.

III -5-2-3-Unités de mesure des vibrations relatives d'arbre

Entre les différents paramètres avec lesquels on est susceptible de mesurer les vibrations, « Le DEPLACEMENT VIBRATOIRE » est celui que l'on utilise pour l'évaluation des vibrations relatives d'arbre. L'unité est le micromètre [μm].

On peut mesurer :

- Le plus grand déplacement de l'orbite cinétique : $smax$
- ou

- La plus grande des amplitudes mesurées par chaque capteur : $\text{Max}(X, Y)$

Ces deux grandeurs donnent des informations différentes, mais à chaque fois suffisantes pour déterminer la tranquillité de marche.

- **Mesure du plus grand déplacement s_{max}**

La grandeur s_{max} est définie comme étant la plus grande des valeurs instantanées des vibrations de l'orbite dans toutes les directions : **$s_{\text{max}} = [S_k(t)]_{\text{max}}$**

Cette grandeur est plus particulièrement utilisée en Europe. Elle est préconisée par la norme internationale ISO 7919/1 et par les directives VDI 2059, qui indiquent également des seuils de vibrations radiales relatives d'arbre.

- **Mesure du plus grande amplitude $\text{Max}(X, Y)$**

La grandeur $\text{Max}(X, Y)$ est définie comme étant la plus grande des deux valeurs mesurées par deux capteurs sans contact 1 et 2 (ou X et Y) placés à 90° l'un de l'autre :

$$\text{Max}(X, Y) = (S_{cc1}, S_{cc2})_{\text{max}}$$

S_{cc} désigne ici la valeur crête à crête du déplacement.

$\text{Max}(X, Y)$ est plus particulièrement employé aux Etats-Unis et dans l'industrie pétrochimique.

Elle correspond au standard de l'Institut Américain du Pétrole (API 670), mais n'est pas conforme à la norme ISO 7919/1.

Sauf cas particulier, il n'y a pas de base de comparaison entre s_{max} et $\text{Max}(X, Y)$.

On montre seulement que :

$$\left[\frac{1}{2} \text{Max}(X, Y) \leq s_{\text{max}} \leq \frac{\sqrt{2}}{2} \text{Max}(X, Y) \right]$$

On voit donc que selon la forme et l'orientation de l'orbite cinétique, la valeur de $\text{Max}(X, Y)$ doit être multipliée par un facteur variant de 0,5 à 0,7 pour obtenir la valeur de s_{max} .

III-6- DOMMAGES CAUSÉS PAR DES VIBRATIONS EXCESSIVES

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

On peut citer les principaux défauts et leurs fréquences correspondant dans le tableau suivant :

Anomalie	Vibration		Remarque
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0.42 à 0.48 FR	Radiale	Uniquement sur palier lisse hydrodynamique à grande vitesse.
Balourd	1 * FR	Radiale	Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur deux Mesures orthogonales.
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 * FR	Radiale	Aucun déphasage sur deux Mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 * FR	Axiale et Radiale	Vibration axiale plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire.
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Apparaît en régime transitoire Et s'atténue ensuite.
Excitation Hydrodynamique	Fréquence de Passage des aubes	Axiale et Radiale	
Détérioration de roulement	Haute fréquence	Axiale et Radiale	Ondes de chocs dues aux écaillages.

Tableau (III -5) Défauts et fréquences correspondants [20]

III-6-1-Rotors et parties tournantes

III-6-1-1-Déséquilibre massique des rotors. Balourds :

Le balourd est la principale cause des problèmes de vibrations. Il s'agit d'un déséquilibre qui se produit lorsque l'axe des centres de gravité du rotor ne coïncide pas avec l'axe de rotation. L'axe des centres de gravité est défini comme une ligne joignant les centres de gravité de tranches minces fictives dont l'alignement formerait le rotor. La figure illustre un cas simple de balourd dans un rotor. En réalité, l'axe des centres de gravité a plutôt la forme d'un serpent enroulé autour de l'axe de rotation.

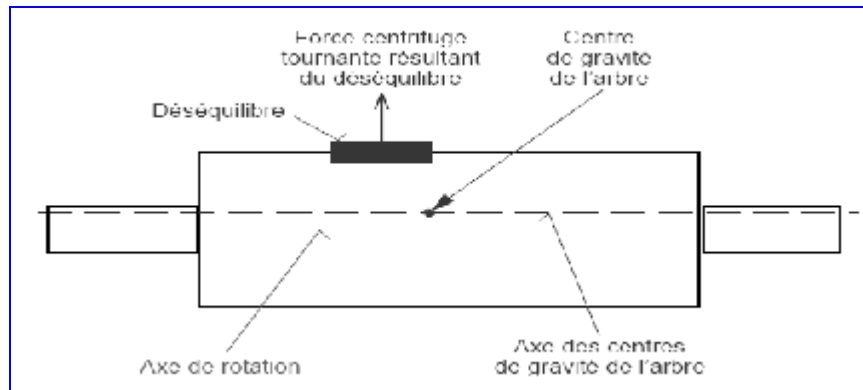


Figure (III-19) : Défaut de balourd [23]

La cause la plus commune des modifications temporaires du balourd est l'arcure transitoire du rotor sous l'effet des contraintes thermiques qui sont générées lorsqu'un côté de l'arbre est plus chaud que le côté opposé.

On peut désigner :

- **Déséquilibre statique** : Ce déséquilibre agit aussi s'il n'y a pas de rotation; on l'appelle alors "déséquilibre statique". Il provoque un déplacement du centre de la masse en dehors du plan géométrique, durant son utilisation, le rotor oscille parallèlement à son axe de rotation.

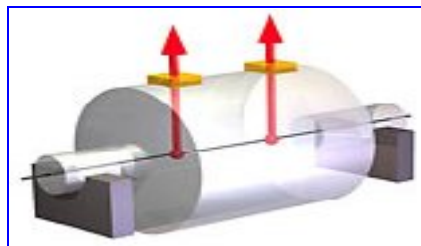


Figure (III-20) : Déséquilibre statique [23]

- **Déséquilibres de couple** : Cette répartition du déséquilibre ne peut plus être déterminée par oscillation, car le rotor n'accepte plus aucune position stable. Le rotor tourne, ce qui donne un mouvement de saut autour de son axe (verticalement par rapport à l'axe de rotation), car les deux déséquilibres déclenchent un couple. Par conséquent, cette sorte de répartition du déséquilibre est indiquée comme un déséquilibre de couple.

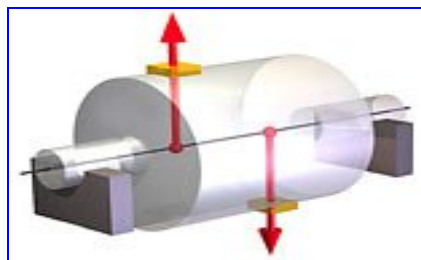


Figure (III-21) : Déséquilibres de couple [23]

- **Les déséquilibres dynamiques** : Le rotor réel possède non seulement un déséquilibre indépendant, mais théoriquement plusieurs autres qui sont répartis arbitrairement le long de l'axe de rotation. Ceux-ci peuvent être remplacés par deux déséquilibres résultants (comme ici, représentés par les flèches) dans deux plans quelconques qui ont en général des intensités diverses et des positions angulaires différentes. Puisque ce non-état

- d'équilibrage ne peut être établi complètement que pendant la rotation, on parle d'un déséquilibre dynamique. Il peut se décomposer en un déséquilibre statique et un déséquilibre de couple. Pour corriger complètement le déséquilibre dynamique, il est nécessaire d'avoir deux plans de compensation. Le déséquilibre dynamique se produit pratiquement sur tous les rotors. C'est pourquoi, on emploie, pour effectuer l'équilibrage, des machines à équilibrer verticales aussi bien qu'horizontales.

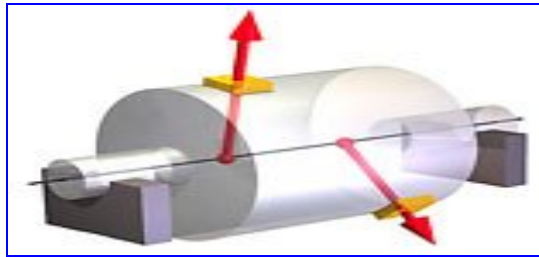
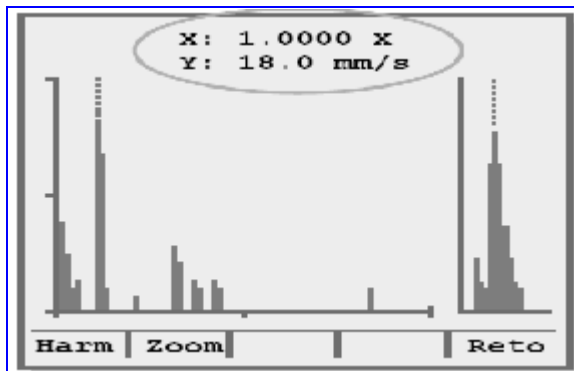
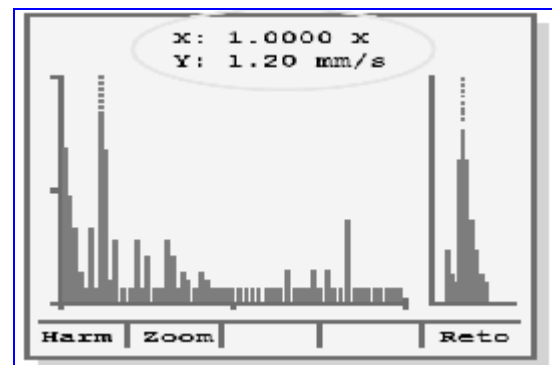


Figure (III-22) : Les déséquilibres dynamiques [23]



Avant équilibrage



Après équilibrage

Figure (III-23) : Spectre typique de balourd avant et après équilibrage [23]

- **Balourd d'origine mécanique (rupture d'une aube, etc.) :**

Lorsqu'il y a rupture et départ d'un morceau du rotor, comme par exemple d'une ailette, on observe généralement une évolution instantanée des vibrations. Cette évolution est mieux perçue si l'on surveille simultanément l'amplitude et la phase des vibrations dans une représentation vectorielle.

Les pertes d'aubes se traduisent aussi par des perturbations de l'écoulement (présence d'impulsions de pression répétées) [14].

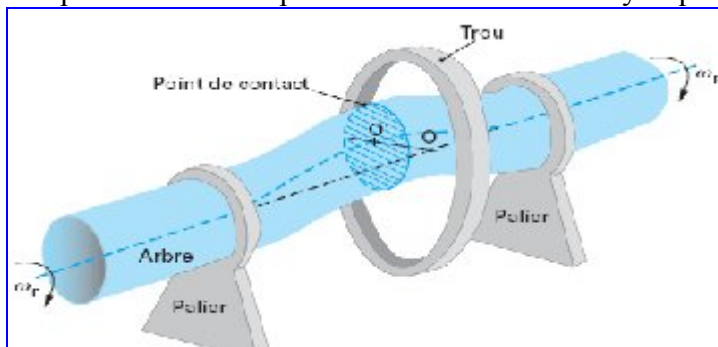
- **Balourd d'origine thermique (Perte d'ailette, Déformation des rotors de turbine) :**

Lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques. S'ils se déforment de façon dissymétrique, les centres de gravité se déplacent et les efforts varient. Le critère de diagnostic repose alors sur la corrélation entre les variations de température et l'évolution des vibrations. La rapidité de l'évolution renseignera sur l'origine du défaut [14].

- **Frottement (Balourd créé par l'échauffement) :**

Si au passage par un orifice (palier, joint d'étanchéité par exemple) l'arbre s'échauffe de manière dissymétrique, soit parce qu'il frotte, soit parce que le brassage d'huile provoque un échauffement plus intense d'un côté de l'arbre que de l'autre, si de plus, la déformation de

l'arbre qui résulte de cet échauffement déplace à son tour le point chaud (vibration maximum décalée par rapport au point chaud qui lui donne naissance) alors, toutes les conditions sont réunies pour amorcer un phénomène de variations cycliques du déséquilibre [14].



O' centre de l'arbre
O centre instantané de rotation de l'arbre au droit du trou

Figure (III-24) : Phénomènes de frottement-échauffement (rotor / parties fixes) [15]

III-6-1-2-CAMBRURE ET FLÉCHISSEMENT:

Le balourd et le désalignement peuvent varier sous l'effet de certaines déformations de l'arbre appelées cambrure et fléchissement. Ces déformations sont plus prononcées lorsque l'arbre est long comme c'est le cas dans les groupes turbogénérateurs à vapeur.

La cambrure est une courbure du rotor vers le haut qui se produit lorsque la partie supérieure de l'arbre est plus chaude que la partie inférieure.

Cette différence de température est due à la couche thermique du liquide autour de l'arbre : le liquide plus froid, et par conséquent plus lourd, descend à la partie inférieure et le liquide plus chaud, donc plus léger, monte à la partie supérieure.

C'est ce qui arrive lorsque la machine se refroidit ou se réchauffe. Par exemple, la cambrure du rotor se produit dans une pompe à eau chaude après son déclenchement ou lorsque la vapeur est introduite dans les presse-garnitures d'une turbine pendant que le rotor est immobile.

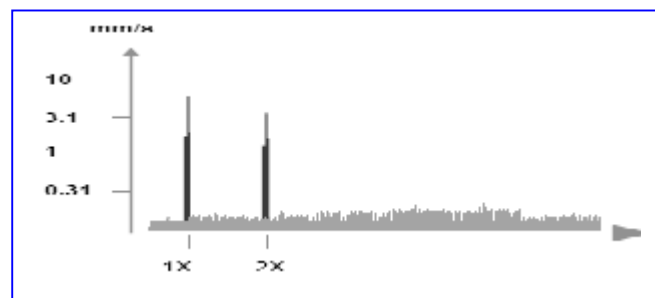
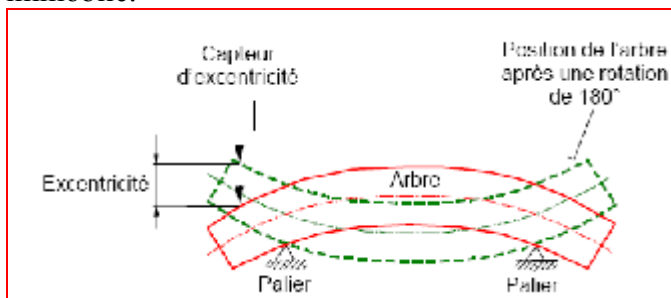


Figure (III-25) : défaut de cambrure et fléchissement d'arbre et le spectre correspond

III-6-1-3-Désalignement angulaire.

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.

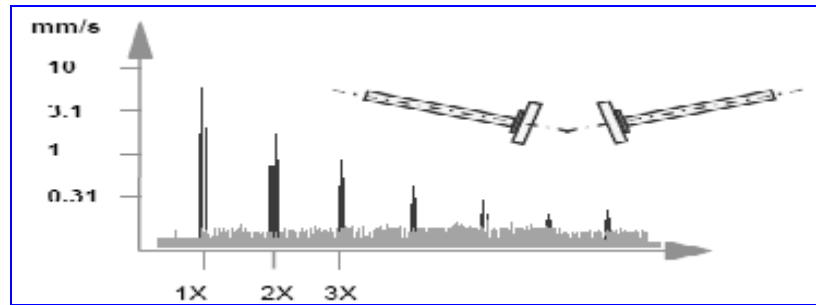


Figure (III-26) : Spectre typique de désalignement angulaire

III-6-1-4-Désalignement parallèle

Lorsque les lignes médianes des arbres sont montées parallèle sans se rencontrer, on a un désalignement parallèle. Si l'amplitude de la vibration dans la direction radiale aux harmoniques 2x, 3x et 4x est supérieure à l'amplitude de la vibration à 1x, le désalignement parallèle est sévère.

Si on détecte une vibration à l'harmonique 5x, alors le problème n'est pas le lignage, mais plutôt un choc périodique.

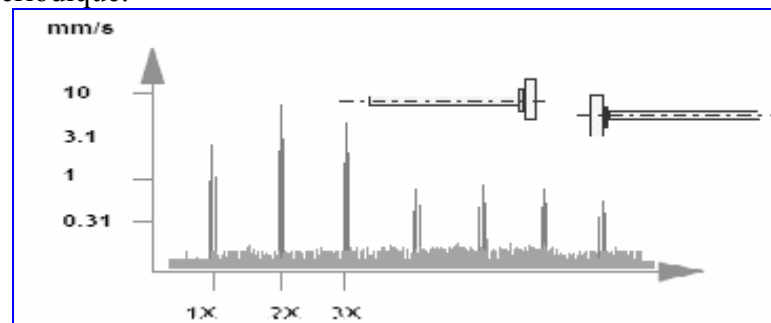


Figure (III-27) Spectre typique de désalignement parallèle [18]

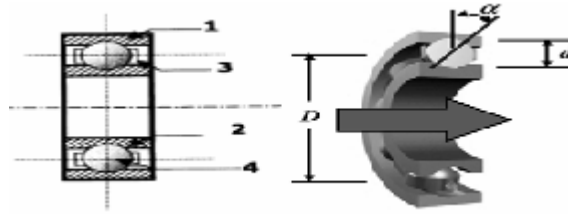
III-6-2-Dégradation des appuis

III-6-2-1-Défauts des roulements

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage) etc.

Tous ces défauts ont un point commun : ils se traduisent tôt ou tard par une perte de fragments de métal. Ce défaut consécutif de la destruction est l'écaillage. Il se traduit par des chocs répétés des billes sur la cage de roulement.

Pour améliorer la détection, on réalise un filtrage par le capteur de vibration. On utilise pour cela un accéléromètre à large bande passante, qui excité par les chocs. Il laisse passer les chocs, pas le bruit de fond. Ce filtrage assure une meilleure discrimination du défaut. Il suffit de mesurer le niveau du signal de sortie, qui, en l'absence de choc, est faible et augmente très vite, en cas de défaut. Ce type de défauts se caractérise donc par une augmentation de la valeur efficace du signal et de son facteur de crête. La base de la détection du défaut de roulement est donc de détecter l'augmentation de l'énergie du signal, ou plutôt, si l'on veut avoir une détection précoce, de ce qui dans l'énergie indique la présence de petits chocs répétés.



1- bague extérieure 2- bague intérieure 3- cage 4- bille

Figure (III-28) : Caractéristiques des roulements [19]

- α : angle de contact
- d : diamètre des billes
- D : diamètre moyen du roulement
- N : nombre de billes
- Ω : vitesse de rotation de l'arbre

Les fréquences théoriques liées aux défauts sur chaque élément tournant s'écrivent :

- **Défaut sur la bague extérieure :** $f_{ORBP} = EP = \frac{N\Omega}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$

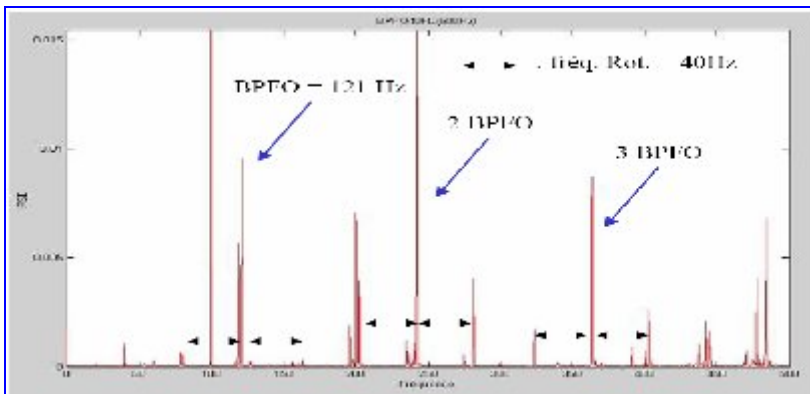


Figure (III-29) : Défaut sur la bague extérieure et le spectre correspond [19]

- **Défaut sur la bague intérieure :** $f_{IRBP} = \frac{N\Omega}{120} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$

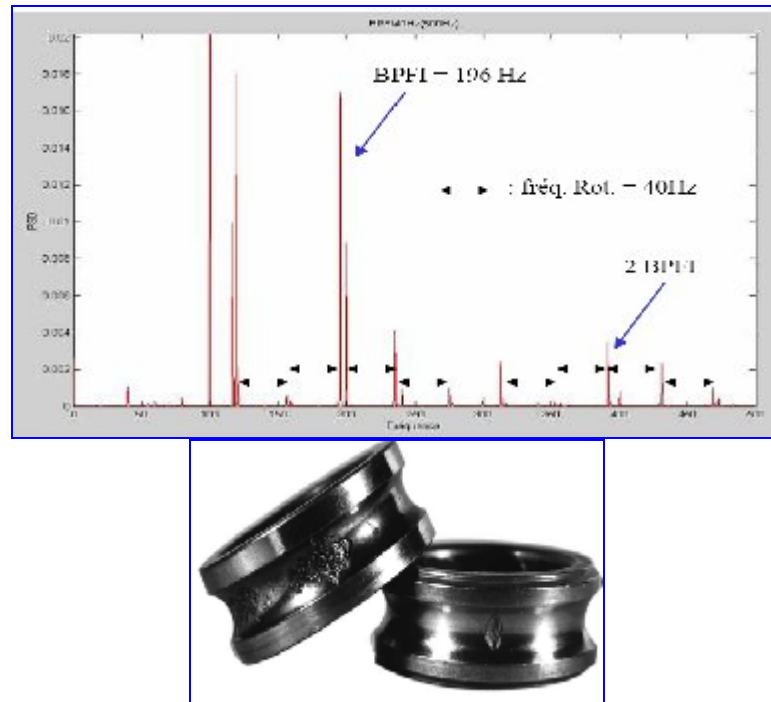


Figure (III-30) : Défaut sur la bague intérieure et le spectre correspond [19]

- Défaut sur la cage :

$$f_{FTF} = \frac{\Omega}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$



Figure (III-31) : Défaut sur la cage [19]

- Défaut sur la bille :

$$f_{BSF} = \frac{D\Omega}{120d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right)$$



Figure (III-32) : Défaut sur la bille [19]

- Durée de vie d'un roulement

P : charge dynamique équivalente (N)

C : charge dynamique de base en (N)

N : vitesse de rotation en tr/m

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P} \right)^3 10^6}{60 \cdot N}$$

- La mesure du BCU (Bearing Condition Unit) :

Afin de pallier la difficulté de détection des défauts de roulement, on doit traiter de deux façons le signal émis par la machine :

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

Pour cela, on utilise un détecteur spécial, le *Bearing Condition Detector*, n'acquiert que la bande de 13 à 64 kHz, La mesure du *BCU* met en évidence les chocs émis par les roulements, Ce détecteur tient compte également d'autres paramètres caractéristiques, tels que :

- valeur crête du signal
- fréquence avec laquelle les chocs apparaissent

L'unité utilisée est le *BCU* (*Bearing Condition Unit*).

III-6-2-2- Défaut d'Engrenages

- **Identification des défauts d'engrenage.**

L'amplitude de la vibration à la fréquence d'engrènement ne suffit pas à caractériser un problème.

- Pour qu'un défaut soit significatif, il faut une augmentation de l'amplitude à la fréquence d'engrènement, mais aussi, la génération d'autres fréquences (harmoniques et modulation de la fréquence d'engrènement)

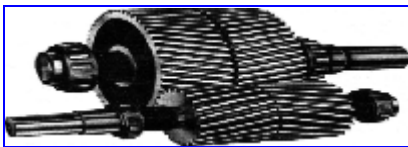
- **Sources de vibrations des engrenages :**

Flexion des dents due à la charge.

Usure régulière, uniforme de la denture.

Phénomènes locaux (dent fissurée...).

Ces vibrations affectent la fréquence d'engrènement «**Fe**» : **Fe = Nombre de dents x Frot** et ses harmoniques.



Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.



Engrenages coniques.

[Figure \(III-33\) : Types d'engrenage \[12\]](#)

- **Bruit de denture**

Les incidents caractéristiques des engrenages sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée, ou abîmée, usure uniforme ou non, pitting (piquage, écaillage) localisé ou réparti, mauvais centrage). On peut aussi observer du fretting (corrosion sous frottement), qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié ou que les efforts sont importants.

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact. C'est donc dans les fréquences **n*Fr** (n entier) que sont contenues les informations, surtout s'il y a trop de jeu, ou au contraire un montage trop serré.

Les défauts localisés (défaut d'une dent) se traduisent en plus par une impulsion à chaque fois que la dent abîmée est en contact avec une autre. Il y a donc apparition d'une raie à la fréquence des contacts **Fe** selon la roue intéressée



[Figure \(III-34\) : Écaillage d'une dent d'engrenage \[12\]](#)

III-6-2-3- Défauts des paliers à film d'huile (PALIERS LISSES)

- **Définition** : Dans ces paliers, les surfaces en regard des pièces en mouvement relatif sont séparées par un film d'huile, dans ce type de palier il existe des :

Paliers hydrodynamiques : le film d'huile est généré par le mouvement de l'arbre.

Paliers hydrostatiques: le film d'huile est produit par une pompe [15]

- **Caractéristiques:**

- Réduction du coefficient de frottement et fonctionnement sans lubrification.
- Fonctionnement silencieux et adaptés à de grandes couples de transmission.
- Résistant à l'usure même sous des charges élevées
- Capacité de charge inversement proportionnelle à la vitesse.
- Compact de structure simple donc bas prix de revient
- Paliers adaptés aux petites vitesses et aux charges lourdes
- Silencieux et adaptés à de grands couples de transmission
- Résistant à l'usure même sous des charges élevées
- Grande précision, ils sont adaptés aux machines outils ou aux appareils de mesure

- **Avantages des paliers lisses :**

- Augmentation de la durée de vie des pièces
- Silencieux (séparation des deux pièces par le film d'huile)
- Insensibles aux poussières (ne nécessitent pas d'étanchéité)
- Grande vitesse de rotation.
- Insensibles aux chocs et aux vibrations à cause de leurs grandes surfaces.
- Amortissant lubrifiées (absorptions des chocs et des vibrations)

- **Inconvénients des paliers lisses :**

- Surveillance plus poussée et un contrôle efficace de la lubrification
- Consommation élevée d'huile pour la lubrification
- Grand moment résistant au démarrage (contact métal –métal)
- Rendement faible (perte par frottement).

- **Défauts de lubrification-Instabilité :**

Les défauts rencontrés sur les paliers fluides sont dus avant tout à une altération des coussinets, des butées ou des soies.

Un mauvais lignage, des vibrations élevées, et surtout une interruption du graissage ou un manque de soulèvement sont quelques causes possibles de destruction du régule (alliage antifriction à base de plomb ou d'étain). Une différence de potentiel entre le rotor et le palier peut induire du piquage (surtout sur les alternateurs).

La présence de particules dans l'huile peut entraîner des coupures du régule. Un autre problème de lubrification est celui des vibrations autoexcitées qui apparaissent dans un palier quand certaines conditions sont remplies. Un palier trop chargé, ou dont le jeu radial est trop fort, pourra devenir instable.

La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation $F_r/2$, Elle peut être proche de $1/3$ ou $1/4$ de la fréquence de rotation

L'organisation peut venir de la rotation de la machine, et dans ce cas, la fréquence sera voisine de la moitié de celle de la rotation.

Elle peut aussi venir de la présence d'une fréquence propre du rotor (ou de palier) aux environs de

$F_r/2, F_r/3, F_r/4 \dots$ et dans ce cas, la fréquence observée est cette fréquence propre.

Les instabilités sont en général corrigées par une reprise du lignage, une réduction des jeux (par exemple, l'« ovalisation » ou « citron-nage » du palier circulaire) ou des modifications géométriques du coussinet.

Le comportement de la machine dépend dans une large mesure du type de palier :

- palier circulaire : bonne capacité de charge, faible stabilité ;
- palier ovale ou citron : bonne capacité de charge verticale, faible raideur horizontale, stabilité meilleure que le palier circulaire mais pas très bonne ;
- palier à lobes : bonne stabilité, tenue plus limitée aux surcharges exceptionnelles ;
- palier à patin : bonne stabilité, échauffement important, pivots souples.

- Effet du jeu de palier

- Les problèmes de frottement dans un palier peuvent être décelés en comparant les amplitudes de vibration horizontale et verticale.

- Un jeu excessif dans un palier fluide peut avoir comme effet un léger déséquilibre, un problème de lignage, un desserrage ou un choc mécanique.

- Dans des conditions normales, les machines qui sont boulonnées fermement sur un socle rigide montrent habituellement un niveau d'amplitude de vibration légèrement plus élevé dans la direction horizontale que dans la direction verticale.

Lorsque l'amplitude de vibration dans la direction verticale apparaît excessive en comparaison avec la direction horizontale, on peut alors soupçonner un problème de palier lisse subissant du frottement.

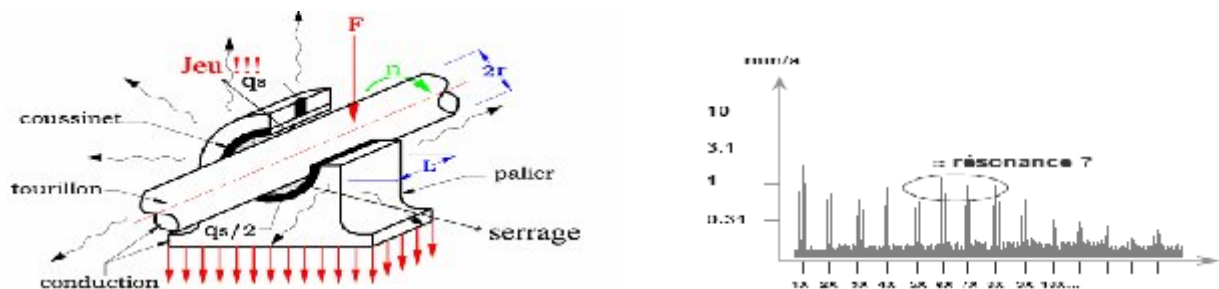


Figure (III-35) : Effet du jeu de palier et le spectre correspond [10]

- Phénomène de Tourbillonnement d'huile

Le phénomène de tourbillonnement d'huile arrive lorsque le rotor qui tourne sur lui-même autour de son axe O à la vitesse de rotation f_0 , se met à tourner dans le palier à une vitesse f_{tb} autour de l'axe du palier O' . Si une perturbation survient qui modifie la position d'équilibre du rotor, l'huile remplit la place rendue libre, augmentant la pression du film initiale. La variation de la force de pression du film peut alors provoquer la rotation de l'arbre dans le palier à la vitesse f_{tb} .

Ce phénomène apparaît sur les paliers lisses faiblement chargés et lubrifiés en régime hydrodynamique.

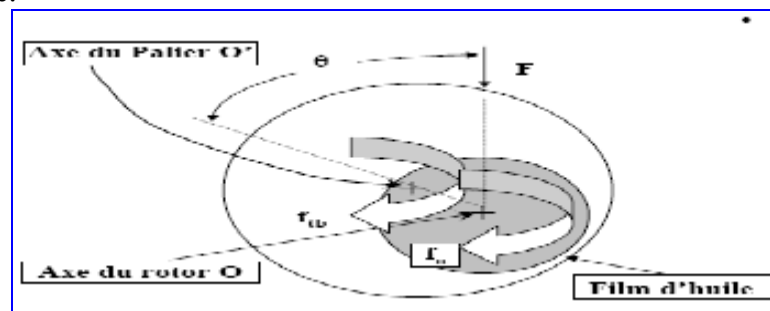


Figure (III-36) : Phénomène de Tourbillonnement [11]

- **Identification du problème de tourbillonnement :** Le problème de tourbillonnement d'huile est facilement identifiable puisque il apparaît à la fréquence de tourbillonnement f_{tb} qui est inférieure à la fréquence de rotation du rotor. La fréquence théorique de tourbillonnement est **la moitié** de la vitesse de rotation du rotor f_o . En pratique, f_{tb} varie entre 0.4 à 0.49 f_o , en raison des frottements

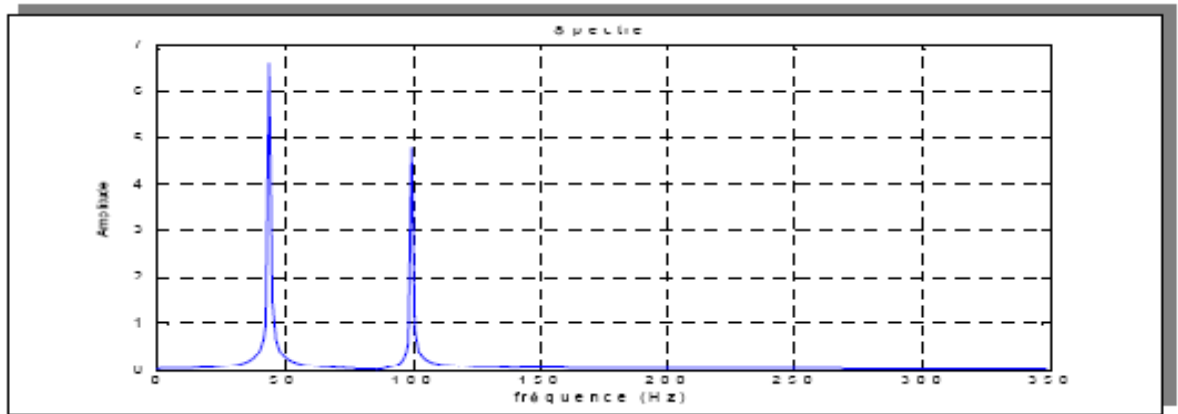


Figure (III-37) : Spectre de tourbillonnement d'huile pour un rotor tourne à 6000 rpm. [11]

- **Frottement et usure de contact**

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

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

Le symptôme est similaire au jeu mécanique. Sous-harmoniques $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, etc. Forte forme d'harmoniques causée par le signal tronqué



Figure (III-38) : Défaut de frottement [24]

- **Instabilité du film d'huile.**

Normalement 42 à 47 % de la vitesse de rotation. Peut apparaître de 0,3 à 0,7X dans quelques cas.

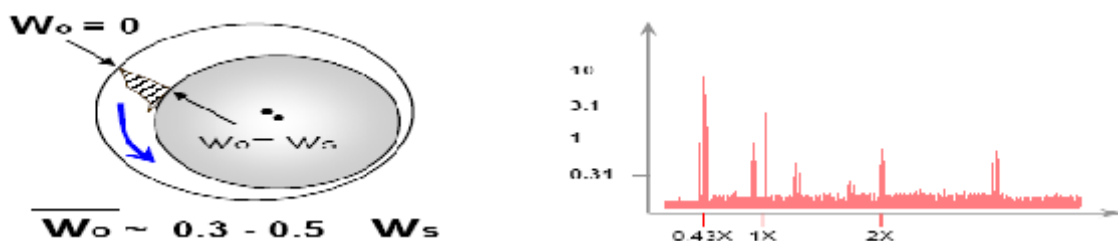


Figure (III-39) : Instabilité du film d'huile et le spectre typique correspond [24]
 III-6-3-Mauvais serrage mécanique (jeu de fondation):

Lorsqu'un palier est desserré ou présente une possibilité de mouvement partiel dans le plan radial, il apparaît une vibration radiale à une fréquence égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se produit sous l'effet du balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de desserrage du palier.

Souvent de nombreuses harmoniques
 Parfois des sous-harmoniques

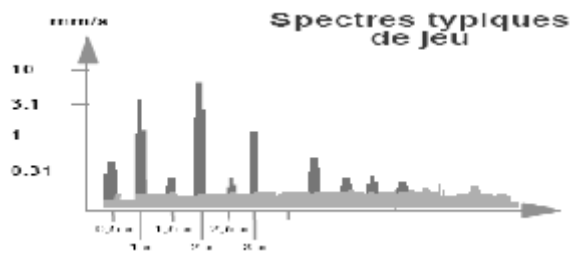
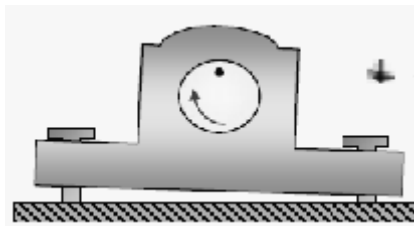


Figure (III-40) : Jeu de fondation et le spectre correspond [25]

III-6-4-Jeu d'arbre : souvent des séries de composantes sous-harmoniques 1/2, 1/3, ... 1 / rpm

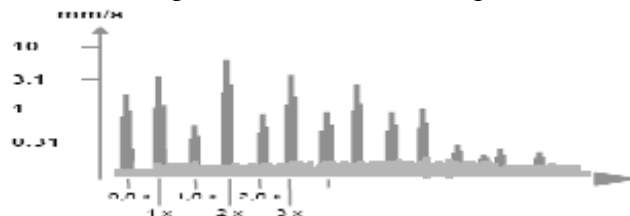
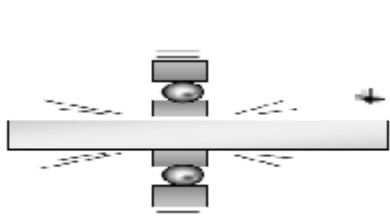


Figure (III-41) : Jeu d'arbre et le spectre correspond [25]

III-6-5-Cavitation :

Ce phénomène hydrodynamique induit des vibrations aléatoires qu'il faut pouvoir reconnaître pour les éliminer en modifiant les caractéristiques d'aspiration de la pompe. La cavitation se reconnaît également par un bruit caractéristique. Une cavitation provient de la collision de bulles (produit d'ébullitions locales dans certaines conditions du fluide : basse pression dynamique).

Ces collisions sont excessivement brèves et donc amples en fréquence.

Les résonances sont excitées dans tout le spectre.

Les hautes fréquences sont particulièrement excitées.

Dans le spectre d'enveloppe, on observera une augmentation du pied de spectre (carpette) sans qu'aucune raie ne soit visible.

Les effets des
 Bulles D'air sur les pales
 De roue de pompe
 Centrifuge
 Les bulles d'aire

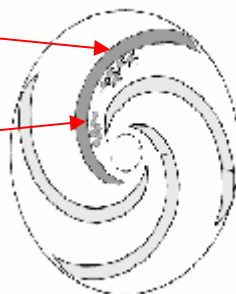


Figure (III-42) : Cavitation et le spectre correspond [25]

Chapitre (IV) :

**ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une
turbine À vapeur HP)**

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

IV -1-Description de l'installation (Turbocompresseur 103J) :

L'installation est composée de quatre machines sur une même ligne d'arbre :

- Turbine BP, type axial Siemens
- Turbine HP, type axial Siemens
- Compresseur BP, type axial Dresser
- Compresseur HP, type axial Dresser

Le compresseur a pour rôle de comprimer le gaz de synthèse. Dans les conditions normales, le gaz de synthèse entre dans le premier étage du compresseur, après la compression, ce gaz passe pour le refroidissement, en suite entre dans le deuxième étage du compresseur pour la deuxième compression .un gaz de recyclage de la boucle de synthèse entre par la vanne de recyclage ou il sera comprimé avec le gaz d'apport jusqu'à 150 bars et 70°C.

L'entraînement principal du compresseur est assuré par deux turbines à vapeur, l'une à contre pression HP et l'autre à condensation BP avec réglage sur vitesse constante. La vitesse peut être réglée manuellement sur place ou pneumatiquement à partir du poste de commande. La vapeur pénètre dans la turbine à condensation à travers un tamis, une soupape de fermeture rapide de démarrage et un groupe de soupapes de commande de la vapeur vive, après son passage à travers la turbine, la vapeur est condensée dans une installation avec réglage automatique des niveaux de condensât. Le contrôle automatique de la vitesse s'obtient en premier lieu par le réglage des vannes de contrôle moyenne pression, la vitesse varie par un signal du régulateur du pression, elle peut être variée entre 7200 t/m à 11000 t/m.

Le système d'huile du type compact fournit non seulement l'huile pour les paliers et autres points de lubrification des machines et de leurs accessoires, mais aussi l'huile motrice pour les régulateurs et l'étanchéité. En plus de la pompe à huile principale, entraînée par une petite turbine à vapeur, on dispose également d'une pompe à huile auxiliaire entraînée par un moteur électrique. Un réservoir d'huile en charge assure la lubrification des paliers durant la marche et l'arrêt dans le cas où aucune des pompes installées ne serait à même d'assurer leur service.

L'installation est équipée de tous les appareils de contrôle, de réglage et d'alarme nécessaire pour assurer une bonne surveillance, garantie d'un service impeccable. En outre, le dispositif de fermeture rapide de la turbine à vapeur ainsi qu'une soupape électrique à trois voies intervenant dans le flux d'huile de cette turbine sont intégrés dans une chaîne de verrouillage sensible aux alarmes centrales de sorte que, dès l'apparition de différentes perturbations, toute l'installation à l'arrêt par la soupape à fermeture rapide [21].

IV -2-Conception du turbocompresseur

IV -2-1- Turbine à vapeur : la turbine à vapeur se compose des parties essentielles suivantes :

L'enveloppe de vapeur vive, à joint horizontal, soumise à une haute pression et à une température élevée, est en acier moulé. Elle est boulonnée au fond d'échappement en fonte grise également à joint horizontal. Avec ses deux pattes à l'avant, l'enveloppe s'appuie sur un chevalet droit séparé qui est reliée à celui-ci par un guidage spécial. Le chevalet arrière est coulé en un bloc avec la partie inférieure du fond d'échappement qui s'appuie avec ses pattes latérales sur la plaque de base, où il n'est fixé dans le sens axial de manière qu'une dilatation latérale n'est pas empêchée. Le chevalet arrière est en outre commandé axialement sur la

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

plaque de base. Par contre, le chevalet avant est fixé sur la plaque de base de façon mobile pour pouvoir compenser les dilatations dans le sens axial.

Les segments à tuyères avec les logements pour les soupapes de commande de la vapeur vive sont coulés en un bloc avec la partie supérieure de l'enveloppe de vapeur vive. La soupape de fermeture rapide est, soit bridée, soit coulée le tétratome sur l'espace de vapeur vive commun des segments à tuyères [21].



Figure (IV -1) : Photographie de la Turbine à vapeur [21]

Les passages de l'arbre à travers l'enveloppe sont étanchéifiés par des labyrinthes munis d'une lanterne à vapeur de barrage ou d'extraction de vapeur de fuite et d'une des deux Lanternes pour l'évacuation des buées.

Le rotor de turbine est forgé en un bloc avec ses extrémités d'arbre du disque de la roue de réglage du piston d'équilibrage. L'extrémité avant la survitesse est fixée sur les rainures de la roue de réglage et du rotor qui cause l'arrêt du groupe au dépassement de la vitesse admise de la turbine par truchement d'un dispositif de fermeture rapide. Après l'assemblage complet, le rotor subit un équilibrage dynamique.

Le rotor de la turbine à vapeur repose dans des paliers lisses régulés et lubrifiés par l'huile sous pression. Il est fixé en direction axiale dans un palier de butée à patins oscillants, agissant dans les deux sens de poussée et de rotation.

IV -2-2- Compresseur : le compresseur est composé des parties essentielles suivantes :

L'enveloppe a joints horizontale avec ses pattes coulées sur 2 chevalets de palier qui sont reliés aux guidages avant et arrière de l'enveloppe. Un des chevalets étant mobile sur la plaque de base, l'enveloppe peut se dilater librement en direction axiale.

Sur les cotés frontaux, l'enveloppe est étanchéifiée par des labyrinthes.

Les roues sont vissées sur l'arbre.

Les diffuseurs, sont logés dans les parties supérieures et inférieures de l'enveloppe et assurés contre tout mouvement par des boulons disposés dans le joint.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

Le rotor du compresseur repose dans des paliers lisses, réglés, lubrifiés par huile sous pression. Il est fixé axialement dans un palier de butée à patins oscillants approprié pour les 2 directions de poussée et de rotation [21].



Figure (IV -2) : Photographie du compresseur [21]

IV -3- Fonctionnement et caractéristiques de l'installation (Turbocompresseur 103J) :

IV -3- 1-Fonctionnement de la turbine à vapeur

La vapeur s'écoule dans les tuyères, vers la turbine dans laquelle les jets sont fixés sur la partie intérieure de l'enveloppe de la turbine, la première roue à action, dilate la vapeur et augmente sa vitesse rapidement, après la vapeur traverse le redresseur qui dirige leurs trajets vers la deuxième roue, la vapeur se dilate encore et sa vitesse devient plus grande, après la vapeur s'écoule vers les étages traversant les aubes mobiles et les aubes fixes faisant tourner l'arbre sur laquelle elles sont montées. Lorsque la vapeur se dilate, sa température diminue et donc son énergie interne diminue, cette réduction de l'énergie interne s'accompagne d'une augmentation de l'énergie cinétique sous la forme d'une accélération des particules de vapeur. La turbine développe une poussée axiale du fait de la chute de pression sur les ailettes mobiles, cette poussée est généralement compensée par l'utilisateur d'un piston d'équilibrage. A la sortie de la turbine en fond d'échappement la vapeur se transforme en eau dans le condenseur au moyen de l'eau de refroidissement, puis elle est récupérée dans un bache à l'aide des pompes d'extraction de condensation.

IV -3-2-Fonctionnement du compresseur :

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

L'air s'écoule par des tuyères d'aspiration vers le premier étage de la basse pression, traversant axialement les différentes rangées d'aubes. La dernière roue du premier étage est une roue radiale, elle facilite la sortie du flux vers le réfrigérant ($T = 165^{\circ}\text{C}$, $P=3.5$ bar). La sortie du premier étage et l'entrée du deuxième étage sont liées par une petite tuyère qui sert à équilibrer la pression. L'air comprimé parcouru vers le réfrigérant pour diminuer sa température, et réduire le besoin en puissance du compresseur, après la réfrigération, l'air s'écoule vers l'entrée du deuxième étage, il se comprime encore, et il doit sortir du deuxième étage avec une température et une pression nécessaire à la production de l'acide nitrique ($T = 210^{\circ}\text{C}$, $P=7.95$ bars).



Figure (IV -3) Rotor du compresseur BP



Figure (IV -4) Rotor du compresseur HP

IV -3-3-Fonctionnement de la turbine à gaz : La turbine de détente assure l'entraînement complémentaire du compresseur, utilisant un écoulement gazeux pour produire de l'énergie mécanique. A l'entrée de la turbine, les tuyères dirigent les jets de gaz sur les aubes de la roue, la force ainsi exercée sur ces derniers met en rotation l'arbre de la turbine. Le passage des gaz entre les aubes, provoque une transformation de l'énergie cinétique des molécules de gaz en énergie mécanique qui assure l'entraînement complémentaire du compresseur [7].

IV -3-4-Distribution d'huile : Le Système d'huile : le compresseur axial est toujours équipé d'un circuit d'huile de lubrification.

- ❖ Circuit d'huile de lubrification : l'huile de lubrification sert à créer la portance grâce à la formation d'un film d'huile entre la surface de l'arbre et du palier, et à refroidir le palier en question pour le maintenir à la température optimale pendant la marche, en effet, il y a dissipation de puissance dans le palier et, donc, apparition de chaleur. L'huile à envoyer dans le circuit doit être refroidit de façon à maintenir une bonne viscosité, La viscosité de l'huile est un paramètre très important qui, avec les caractéristiques géométriques des supports, joue un rôle important sur le comportement dynamique de l'arbre et donc sur les vibrations, l'effet atténuateur du lubrifiant peut être suffisamment important pour permettre le fonctionnement même à des vitesses proches des vitesses critiques.
- ❖ La bache à huile réservoir : le réservoir qui a un volume de 17m^3 et qui est rempli de huile jusqu'à 10m^3 est toujours équipé d'une chaufferette à vapeur pour donner la viscosité souhaitée à l'huile pendant le démarrage. La contenance du réservoir est telle qu'elle assure une bonne alimentation des pompes à huile même sans le retour de celle-ci au réservoir à cause des fuites dans le circuit.
- ❖ Pompes : l'huile est soutirée du réservoir et envoyée dans le circuit grâce à un circuit de pompes : motopompe, turbo- pompe. Le débit de la pompe est de $54\text{m}^3/\text{h}$.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

- ❖ **Réfrigérants** : comme nous l'avons déjà dit, l'huile doit être refroidie de manière à conserver une bonne viscosité; il est donc prévu un système de refroidissement constitué par deux échangeurs en parallèle à eau. Le contrôle de la température de l'huile est assuré en réglant le débit du fluide réfrigérant.
- ❖ **Filtre** : pour disposer d'une excellente lubrification des paliers, mais aussi pour éviter l'usure, il faut maintenir en circulation de l'huile propre, c'est la raison pour laquelle nous avons deux filtres en parallèle. Le filtre est un élément critique du circuit, il doit donc être surveillé par un manomètre différentiel. Lorsque les pertes de charge deviennent trop élevées du fait de son encrassement, on remplace les éléments du filtre (cartouches). Après le passage par le filtre nous aurons deux chemins d'huile :
Le premier étant pour la lubrification ;
Et le second pour la commande des organes.
Pour régler la pression de l'huile de lubrification, il passe par une vanne qui s'appelle vanne (PCV).
- ❖ **Vanne de réglage (PCV)** : la vanne autorégulatrice de pression (PCV) se trouve après les filtres. Elle sert à maintenir constante la pression de huile dans paliers en la réglant à une valeur comprise entre [3÷3.5] bars. Le chemin pour la lubrification sera reparti entre les paliers du compresseur et des turbines. Chaque palier est équipé d'un orifice réglable et d'une prise pour manomètre afin de permettre la régulation de la pression de chaque palier.

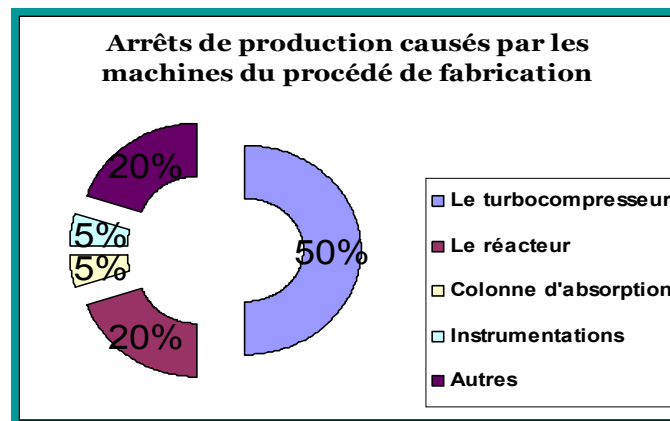


Figure (IV -5) Importance du turbocompresseur pour la production [21]

IV -4-Description de la chaine de mesure

IV -4-1-Le VIBROTEST 60 :

Le VIBROTEST 60 est un appareil pratique de mesure des vibrations, permettant d'apprécier l'état des machines, d'établir les diagnostics des défauts dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Il peut être utilisé comme collecteur de données. Cet appareil réunit à la fois les fonctions d'analyse 'FFT', d'équilibrage et de collecte de données.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)



Figure (IV -6) : Appareil de mesure de vibration « VIBROTEST 60 » [26]

- 1 : Ecran
- 2: Touches dialogue
- 3: Touche de contrôle du curseur
- 4: Touche fonction
- 5: Touche marche/arrêt
- 6: Batterie et carte PC

IV -4-2- Caractéristique d'affichage d'un spectre :

Il est intéressant de connaître les caractéristiques d'affichage du spectre Qui sont :

Le nombre de ligne: cette valeur est choisie par l'opérateur en vue de la précision désirer :
(pour notre cas = 400 ligne)

La plage : c'est la fréquence pleine (Pour notre cas B = 200Hz)

La finesse d'analyse : appelée aussi résolution c'est l'espace entre deux raies voisines (Pour notre cas $\Delta f = 0.5\text{hz}$)

Le temps d'acquisition ΔT : c'est le temps nécessaire pour l'obtention d'un spectre lisible (Pour notre cas $\Delta T = 2\text{s}$)

IV -4-3- Caractéristique de l'appareil:

- 1- Appareil bi voie avec mesure de la vitesse de rotation.
- 2- Appareil portable (900 g).
- 3- Nouvelle technologie de collecte de données.
 - traitement rapide et simultané des données (jusqu'à 5 données à la fois).
 - Des routes de mesure multiples.
 - Possibilité de basculer entre les fonctions analyseur, équilibreur et collecteur de données.
- 4- Technologie de points de traitement numérique grâce à un processeur numérique (DSP).
- 5- Précision élevée grâce au convertisseur 'CAN' 16 bits.
- 6- Bonne résolution pour les spectres en fréquence (jusqu'à 12800 lignes).
- 7- Possibilité d'utilisation d'une variété de capteurs d'accélération, de vitesse et de déplacement vibratoire.

IV -4-4- Logiciel d'analyse de diagnostic vibratoire « VIBROEXPERT CM-400 » :

VIBREXPRT CM-400 est un élément du système **VIBROCAM 4000**. Ce système

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

est un logiciel tournant sur Plateforme **WINDOWS** conçu pour traiter les données de vibration recueillies sur les machines tournantes ou les structures. Il permet la comparaison des spectres ainsi qu'une meilleure visualisation des signaux dynamiques. Plusieurs analyseurs mono et multivoies sont supportés par **VIBREXP**ERT.

Parmi les caractéristiques intéressantes du logiciel figurent l'archivage des fonctions multivoies (réponse en fréquence, cohérence, spectre croisé), le post-traitement des données (**cepstre**, profils de rouleaux et d'engrenages) et la possibilité d'écouter les signaux sur le haut-parleur du PC [16].

IV -4-4-1-CARACTÉRISTIQUES

Compatible avec WINDOWS* 95 et NT, utilise le format MICROSOFT ACCESS* (version réseau disponible)

Accepte les données de plusieurs analyseurs (mono et multi-voies) et collecteurs de données
Fonctions de visualisation avancées incluant plusieurs types de curseurs, conversion des unités, Kurtosis et facteur de crête, représentation 3D et matricielle des spectres, profil calcul de plusieurs fonctions et grandeurs reliées au signal vibratoire (filtrage, démodulation, cepstre).

Permet aussi d'archiver les fonctions multi-voies (réponse en fréquence, orbites, cohérence et autres).

Import et export vers d'autres logiciels ou formats incluant FINETUNE, ME'SCOPE, ASCII, SPREADSHEET et MIMOSA MED 1.0

IV -4-4-2-Avantage :

Flexible à l'utilisation.

Un seul logiciel est requis pour traiter l'information de plusieurs instruments différents.

Facilite, accélère et améliore l'interprétation des données de vibration

Augmente les capacités d'analyse

Pratique pour les études de cas difficiles ou les applications en analyse structurelle.

Compatible avec d'autres logiciels d'analyse ou d'animation structurelle.

IV -4-4-3-UTILISATION :

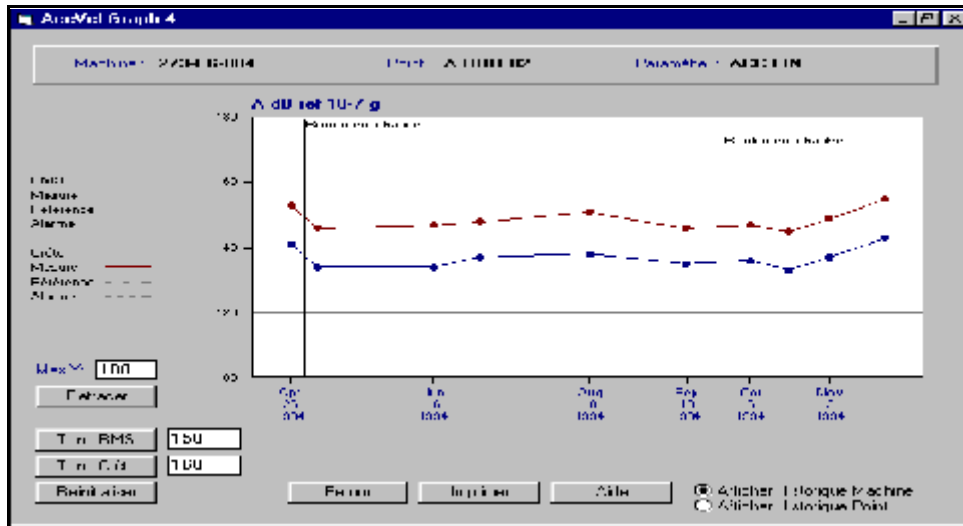
Puissante base de données pour la surveillance des vibrations ou l'analyse structurelle
Surveillance et diagnostic vibratoires appliqués au dépistage des pannes sur machines tournantes par l'utilisation de méthodes fines d'analyse et de traitement de signaux

Analyse de tendance et génération de rapports sur la condition des machines

IV -4-4-4-ANALYSE DE TENDANCES ET RAPPORTS SUR LA CONDITION DES MACHINES :

Les analyses de tendances peuvent être générées à partir du niveau global (efficace, crête ou facteur crête et Kurtosis), ou à partir du contenu d'une bande de fréquence. Les notes d'inspection ou historique des interventions peuvent aussi apparaître sur La courbe de tendance. VIBREXPERT peut ensuite effectuer une extrapolation des données à l'aide de divers modèles afin de prédire la date ou certains seuils d'amplitude seront atteints. Des niveaux d'alerte et d'alarme peuvent être définis individuellement pour chaque point de mesure et plusieurs types de rapports peuvent être générés, afin de permettre d'avoir une vue d'ensemble sur la condition générale d'un parc de machines.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur HP)



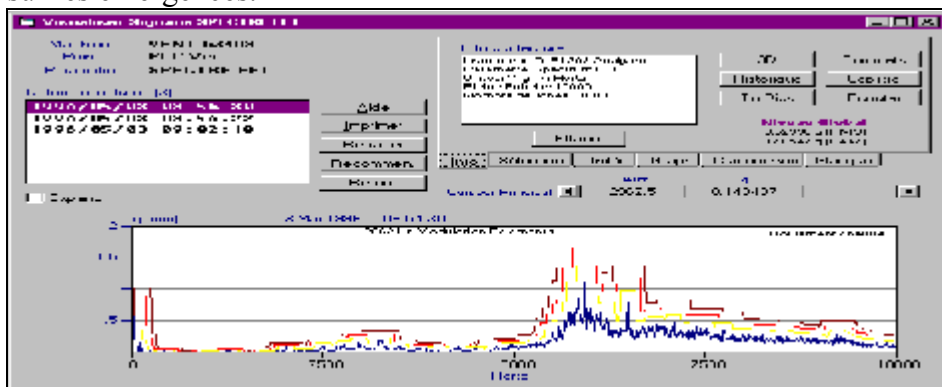
[Figure \(IV -7\) : ANALYSE DE TENDANCES SUR VIBREXPRT \[16\]](#)

IV -4-4-5-UN PUISSANT OUTIL DE VISUALISATION

VIBREXPRT a été conçu pour permettre à l'analyste en vibration de réviser très rapidement un large volume de données.

Il existe plusieurs critères pour la sélection des mesures et plusieurs types de graphique sont disponibles, incluant la représentation tri-dimensionnelle et matricielle d'une série de spectres. Des curseurs hautement fonctionnels (niveau, référence, roulement, delta, harmonique, bande latérale, rouleau, engrenage) avec interpolation entre les lignes du spectre FFT et réajustement à l'aide des harmoniques permettent d'obtenir des valeurs précises d'amplitude et de phase sur les fréquences d'intérêt.

Les unités d'affichage et facteurs d'échelle (valeur efficace, crête, crête-à-crête, échelles d'amplitude et de fréquence linéaires ou logarithmiques) peuvent être sélectionnés à volonté. Des gabarits sur les spectres de fréquence peuvent être définis afin de pouvoir effectuer une recherche sur les émergences.



[Figure \(IV -8\) : AFFICHAGE DES SPECTRES SUR VIBREXPRT \[16\]](#)

IV -5-Application de l'analyse vibratoire sur la turbine à vapeur (HP)

IV -5-1-Caractéristiques techniques de la (turbine à vapeur HP) Pour l'établissement De préspectre.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

TURBINE A VAPEUR	
Fournisseur	Siemens
Pression d'admission vapeur	101 bars abs
Température d'admission vapeur	440°C
Pression d'échappement	39.7 bars abs
Puissance normale	17708 kW
Vitesse normale	7200 tr/min Fr=120Hz
Gamme de réglage des vitesses	(7000 ÷ 10000) tr/min

Tableau (IV -1) Caractéristiques techniques de la (turbine à vapeur HP) [21]

- Types de mesure de vibration des paliers lisses de la (turbine à vapeur HP)

La mesure de vibration absolue du palier est obtenue en fixant un accéléromètre sur le palier. La méthode de mesure de la vibration relative du rotor est complémentaire.

La mesure du déplacement relatif du rotor est obtenue en vissant dans le palier un capteur de déplacement sans contact à courant de Foucault.

Ce capteur à courant de Foucault délivre une tension proportionnelle à la distance entre l'arbre et le capteur. Il est recommandé de prendre ce type de mesure dans au moins 2 directions. Elle permet de déceler les problèmes de balourd, de lignage et de tourbillonnement de l'arbre.

- En combinant les deux types de mesure, on peut obtenir le déplacement absolu du rotor.



Figure (IV -9): montage des capteurs [21]

IV -5-2-Localisation des points de mesure

Pour chaque palier :

- Un accéléromètre placé aux trois directions (Axial, vertical et horizontale)
- 2 sondes de déplacement radiales

On relève les mesures sur les 03 paliers qui ont relation avec la turbine HP dans les trois directions (Axial, vertical et horizontale)

Palier 02 (palier de turbine BP coté turbine HP)

Palier 03 (palier d'entrée de la turbine HP)

Palier 04 (palier de la sortie de la turbine HP)

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur HP)



Figure (IV -10) : Localisation des points de mesure sur la turbine à vapeur HP

IV -5-3-Valeur global de la vitesse efficace selon AFNOR E 90 300 avant l'intervention

Direction N° DE PALIER	A/VIT	V/VIT	H/VIT
2	6,251	20,857	2,425
3	19,457	21,857	20,254
4	11,457	9,451	7,012

Tableau (IV -2) Valeur global de la vitesse efficace selon AFNOR E 90 300 avant l'intervention

- **BON**
- **Acceptable**
- **Médiocre**
- **Inacceptable**

La turbine à vapeur est classer parmi les machine de groupe **04(turbomachine)**, donc le seuil d'urgence de la vitesse efficace est **18(mm/s)**.

À partir des tableaux les résultats indique qu'il ya dépassement du seuil de jugement.

Mais les tableaux des valeurs globale de vibration ne définie pas quel est le type de défaut, pour cela il est nécessaire de passer à d'autres techniques de diagnostic très efficace sont :

- ❖ **Le suivi des courbes de tendances.**
- ❖ **L'analyse spectrale**
- ❖ **L'orbite cinétique**

IV -5-4-Palier 02

IV -5-4-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) avant l'intervention

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

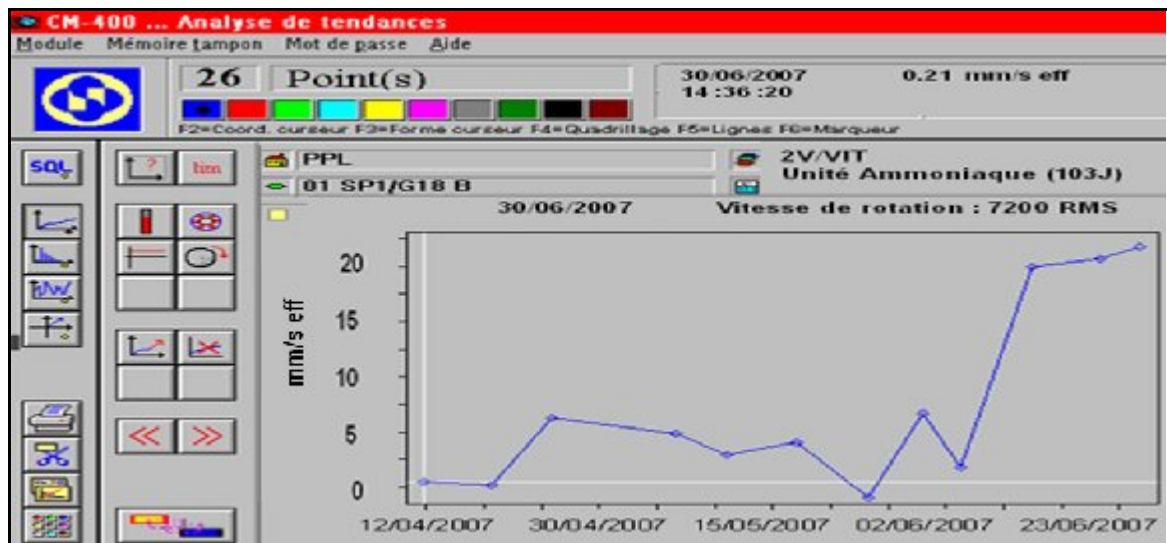


Figure (IV -11) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) avant l'intervention

Le suivi de la courbe de tendance du **palier 02 de la vitesse efficace selon un période de temps** avants l'intervention sur la turbine montre clairement que les valeurs globaux des vibrations sont dans la norme jusqu'à la date du **23/06/2007** ou il ya un dépassement du niveau d'alarme d'après la norme **AFNOR E 90 300**

IV -5-4-2-L'analyse spectrale du Palier 02 avant l'intervention

- ❖ Point de mesure (2H/VIT)

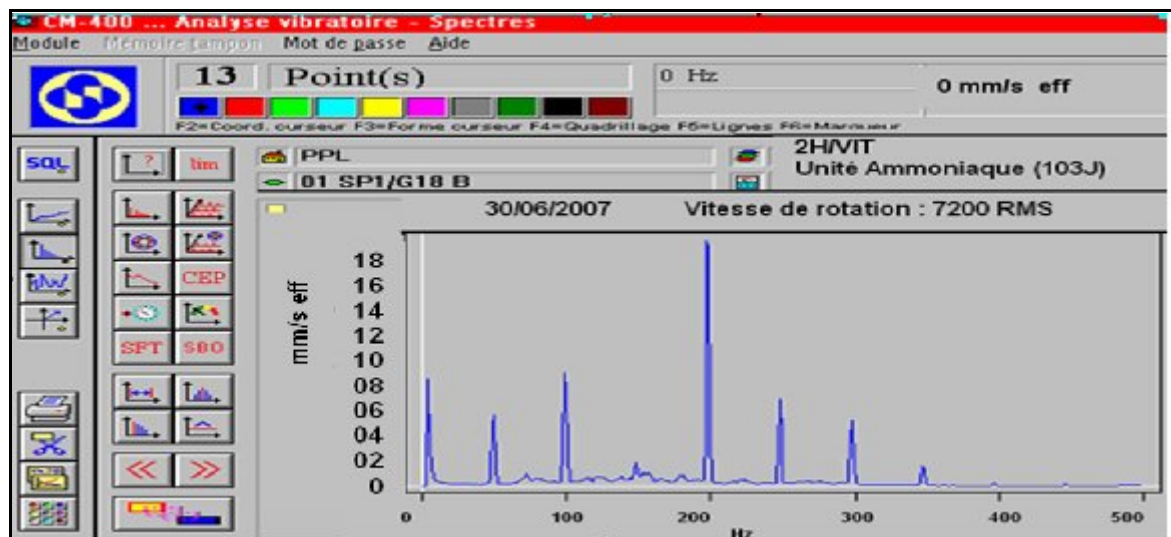


Figure (IV -12) : L'analyse spectrale du Palier (2H/VIT) avant l'intervention

Le spectre du **palier 04 (fréquence(Hz), vitesse de rotation (mm/s eff))** à la direction horizontale avant l'intervention sur la machine (Turbine à vapeur HP) présente un pic très important pour l'harmonique d'ordre $2*Fr$ ce qui signifie la présence d'un défaut de désalignement parallèle.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur HP)

❖ Point de mesure (2A/VIT)

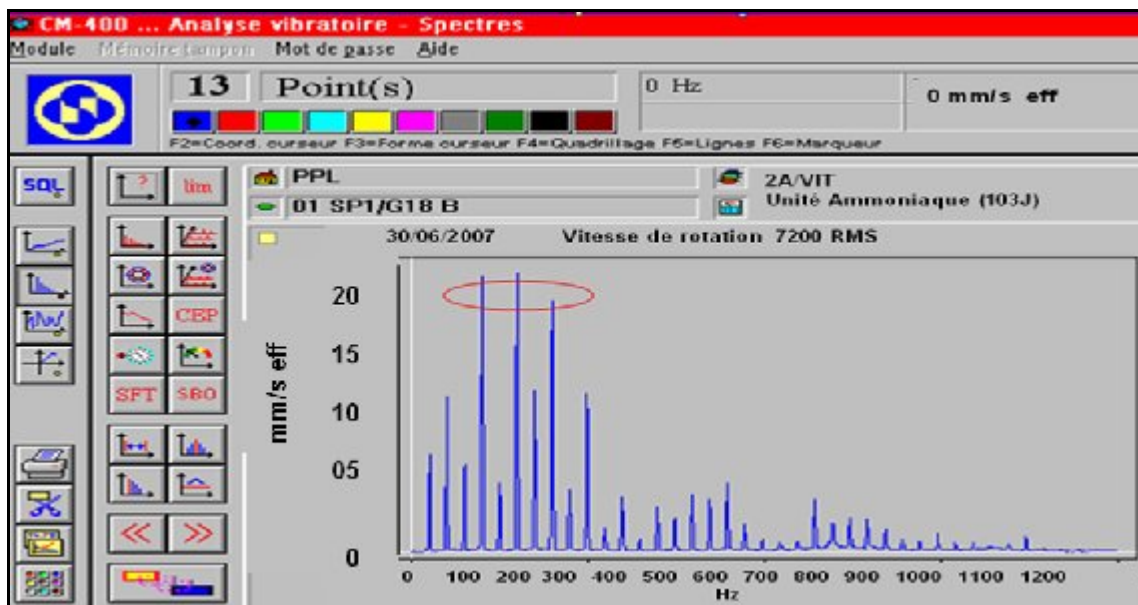


Figure (IV -13) : L'analyse spectrale du Palier (2A/VIT) avant l'intervention

Le spectre du palier 02 (fréquence, vitesse de rotation) à la direction verticale avant l'intervention sur la machine (Turbine à vapeur HP) présente un dépassement à la fréquence de rotation, ainsi qu'aux fréquences Double, triple de la fréquence de rotation ce qui signifie aussi un défaut de désalignement parallèle.

IV -5-4-3-L'analyse par l'orbite cinétique du Palier 02 avant l'intervention

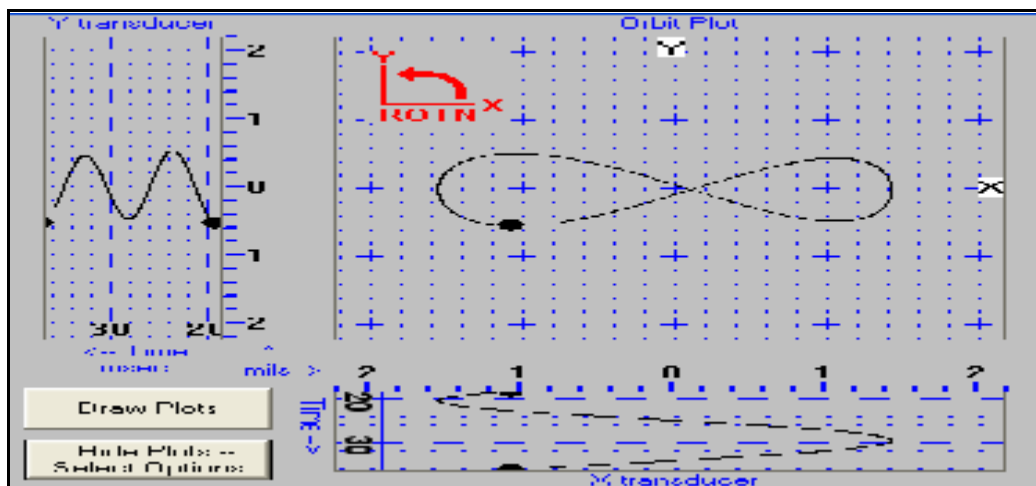


Figure (IV -14) : l'orbite cinétique du Palier 02 avant l'intervention

L'orbite cinétique délivrée au niveau du palier 03 de la turbine à vapeur avant l'intervention sur la machine présente une forme un peut complexe (la forme de chiffre huit) Qui conduit à l'existence d'un défaut de désalignement ce qui confirme les résultats de l'analyse spectral

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

IV -5-5-Palier 03

IV -5-5-1-L'analyse par les courbes de tendance

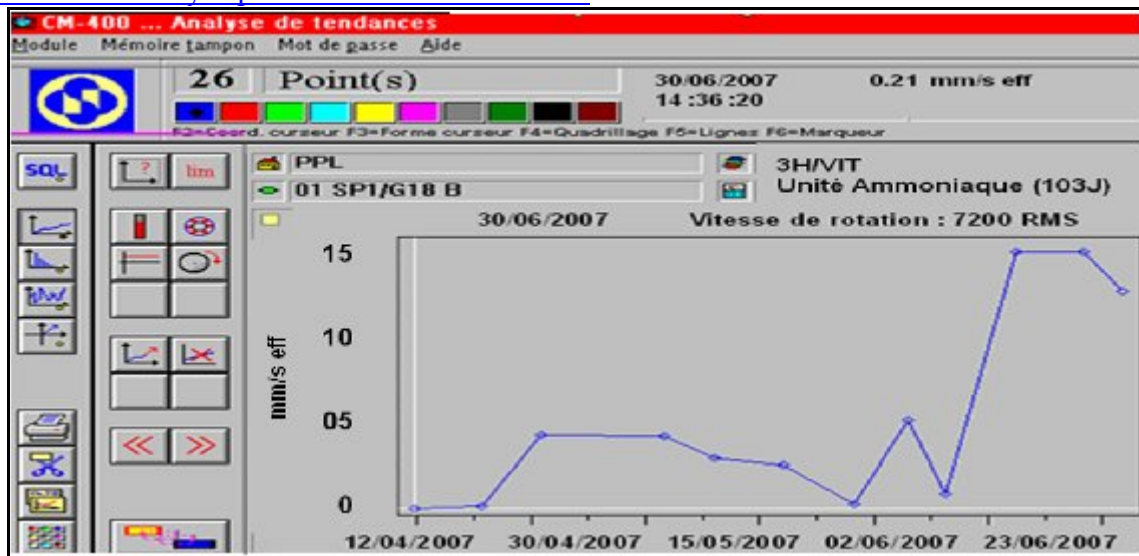


Figure (IV -15) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 03) avant l'intervention

Le suivi de la courbe de tendance de la vitesse efficace selon un période de temps du palier 03 de la turbine à va peur HP avant l'intervention présente une augmentation excessive des valeurs globaux due à l'augmentation des effets vibratoire avec le temps ce qui provoque l'apparition des défauts au niveau du palier 03.

IV -5-5-2-L'analyse spectrale du Palier 03 avant l'intervention

❖ Point de mesure (3H/VIT)

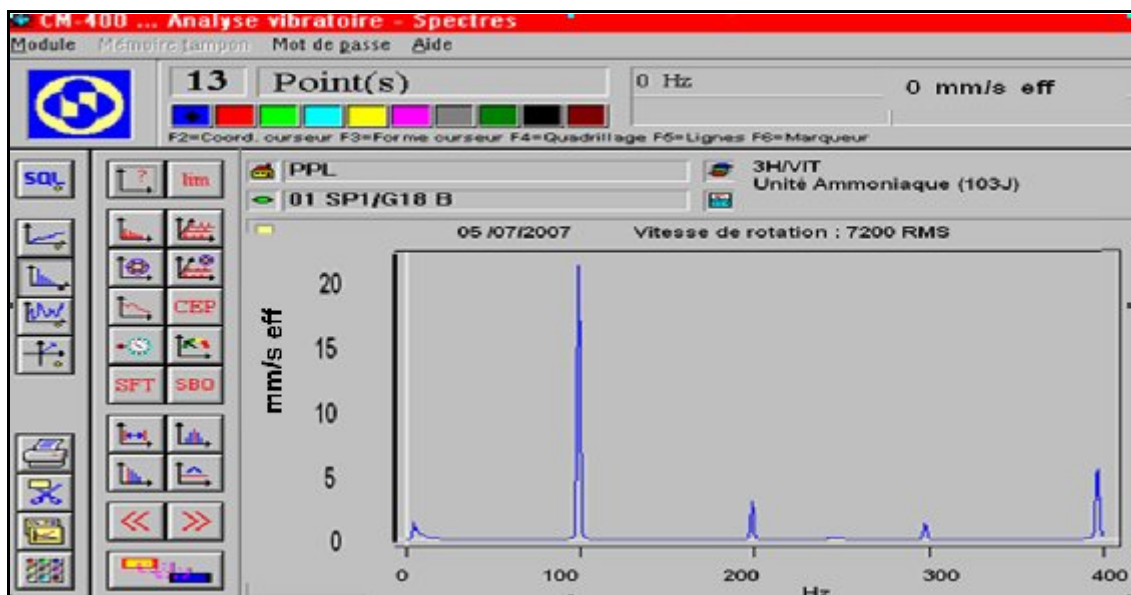


Figure (IV -16) : L'analyse spectrale du Palier (3H/VIT) avant l'intervention

Le spectre du palier 03 (fréquence, vitesse de rotation) à la direction horizontale présente un pic dépasse le seuil de danger à une fréquence caractéristique $\approx 120\text{Hz}$ qui concorde à la vitesse de rotation de l'arbre ce dernier traduit l'apparition d'un balourd d'origine thermique

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

❖ Point de mesure (3A/VIT)

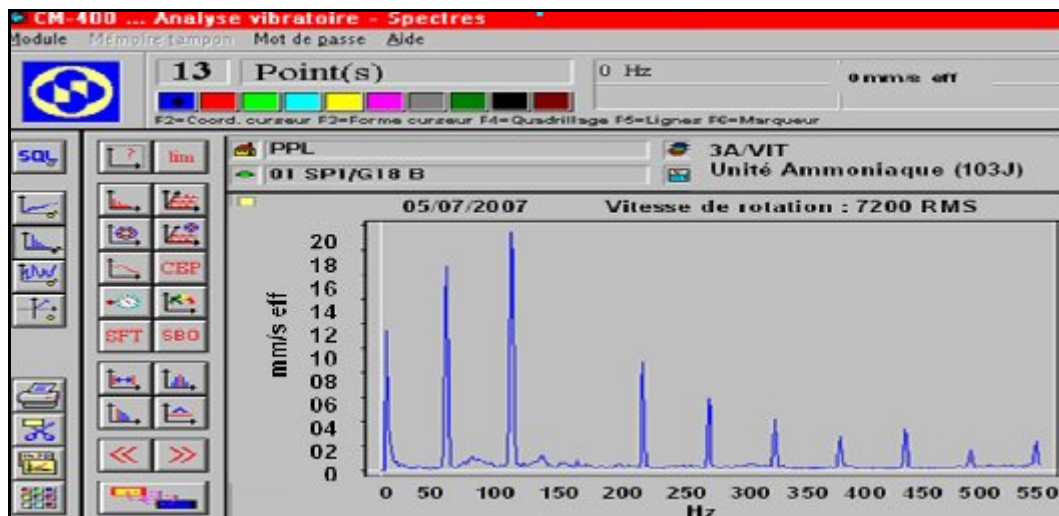


Figure (IV -17) : L'analyse spectrale du Palier (3A/VIT) avant l'intervention

Le spectre du palier 03 (Fréquence, Amplitude « mm/s eff») présente deux pics très important, le premier à une fréquence $\approx 048 * Fr$ et le deuxième à une fréquence $\approx 1 * Fr$ Qui traduit à l'apparition du phénomène du tourbillon d'huile associé à un balourd d'origine thermique

IV -5-5-3-L'analyse par l'orbite cinétique du Palier 03 avant l'intervention

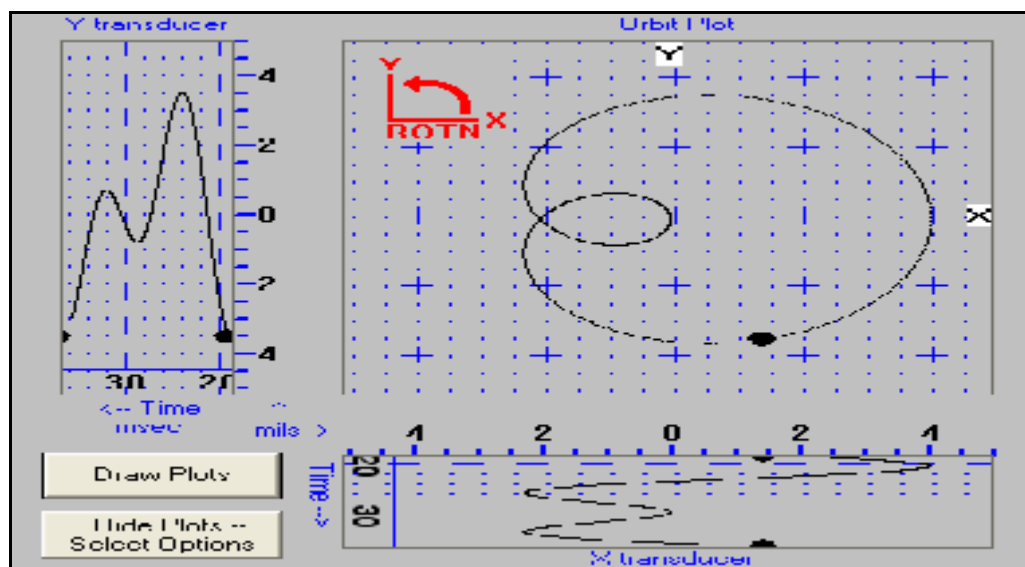


Figure (IV -18) : l'orbite cinétique du Palier 03 avant l'intervention

L'orbite cinétique délivrée au niveau du **palier 03** de la turbine à vapeur avant l'intervention sur la machine présente une forme de **boucle interne** traduit l'existence d'un **défait de balourd** ce qui certifie les résultats de l'analyse spectrale

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur HP)

IV -5-6-Palier 04

IV -5-6-1-L'analyse par les courbes de tendance

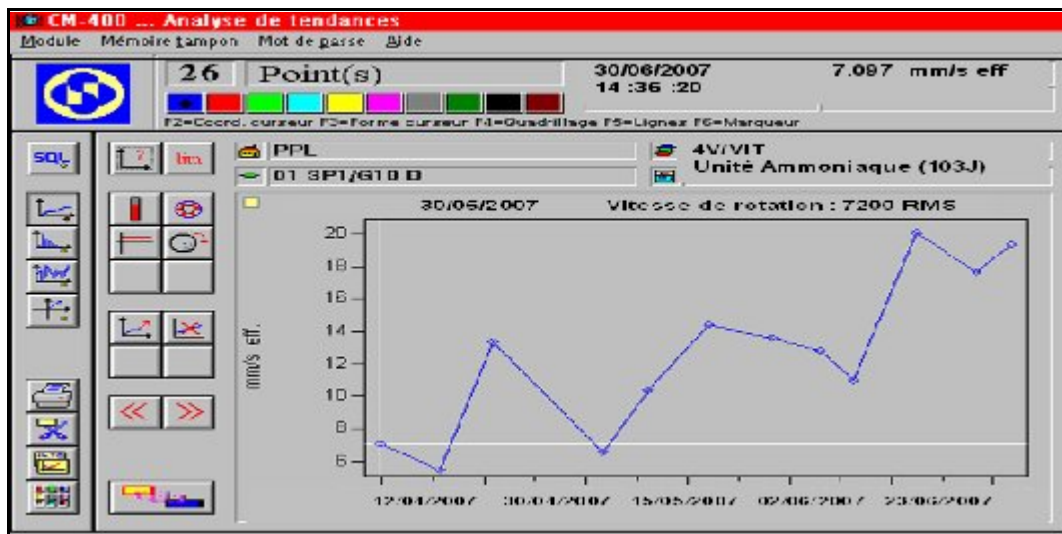


Figure (IV -19) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 04) avant l'intervention

Le suivi de la courbe de tendance de la vitesse efficace selon un période de temps du palier 03 de la turbine à vapeur HP avant l'intervention montre qu'il ya toujours augmentation des valeurs globale de vibration avec le temps et il ya un dépassement du niveau d'alarme à la date du **23/06/2007**

IV -5-6-2-L'analyse spectrale du Palier 04 avant l'intervention

- ❖ Point de mesure (4H/VIT)

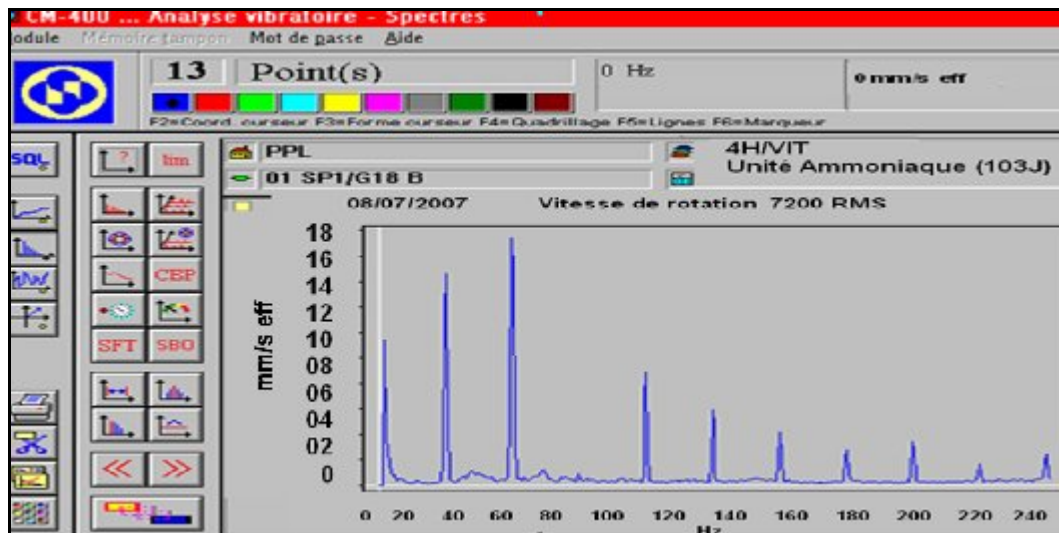


Figure (IV -20) : L'analyse spectrale du Palier (4H/VIT) avant l'intervention

Le spectre du **palier 04 (fréquence, vitesse de rotation)** à la direction horizontale avant l'intervention sur la machine (Turbine à vapeur HP) présente un dépassement

A la demi-fréquence de rotation $Fr/2$, et $Fr/3$ de la fréquence de rotation ce qui concorde à la présence du **phénomène d'instabilité du filme d'huile**

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

❖ Point de mesure (4A/VIT)

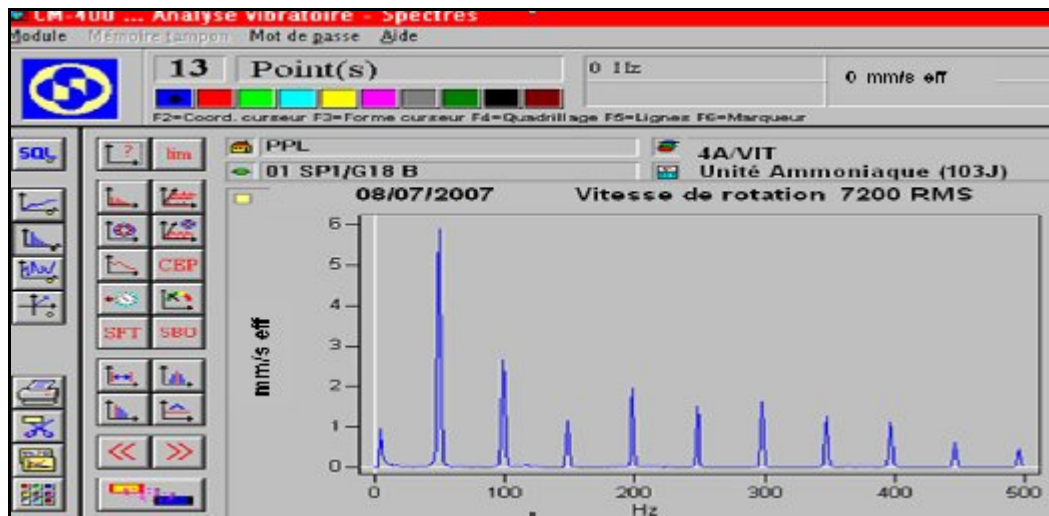


Figure (IV -21) : L'analyse spectrale du Palier (4A/VIT) avant l'intervention

Le spectre du palier 04 (fréquence, vitesse de rotation) à la direction horizontale avant l'intervention sur la machine (Turbine à vapeur HP) présente un pic à la demi-fréquence de rotation $Fr/2$ mais il reste dans les normes ,donc le spectre du palier (4A/vit) est acceptable

IV -5-6-3-L'analyse par l'orbite cinétique du Palier 04 avant l'intervention

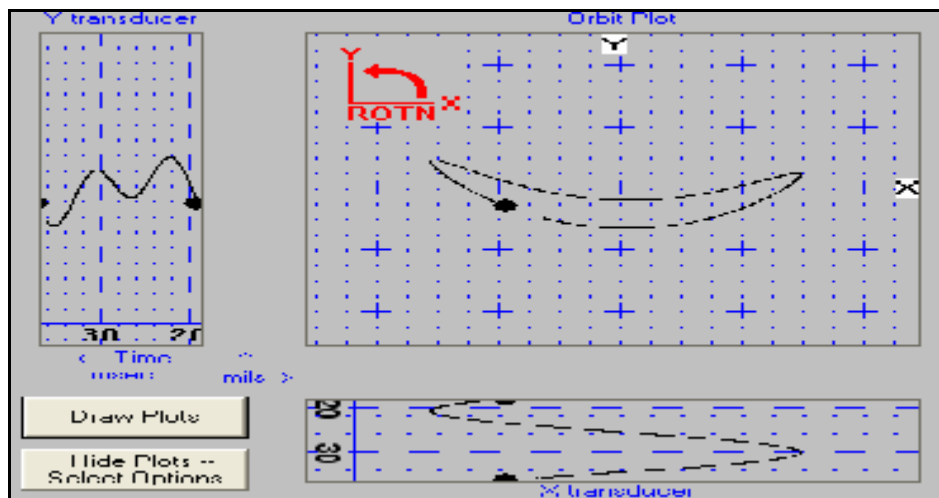


Figure (IV -22) : l'orbite cinétique du Palier 04 avant l'intervention

L'orbite cinétique délivrée au niveau du palier 03 de la turbine à vapeur avant l'intervention sur la machine présente une forme fortement mince et elliptique traduit par l'instabilité d'huile

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

IV -5-6-4-Synthèse des résultats repérer sur la ligne d'arbre de la turbine a vapeur HP :

L'application des techniques d'analyse vibratoire (le suivi de courbe de tendance, l'analyse spectrale et l'orbite cinétique) permet de montrer qu'il ya les défauts suivants :

➤ Au niveau du palier (02) : Un désalignement parallèle (défaut de parallélisme au niveau de l'accouplement qui relie la turbine BP et la turbine HP.

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 d'ordre 2.

Ce défaut peut générer d'autres problèmes tel que : un mauvais centrage des plateaux, Un défaut de parallélisme (non perpendicularité d'un des plateaux par rapport à l'axe de rotation).On peut aussi avoir des glissements des plateaux en cours de fonctionnement.

➤ Au niveau du palier (03) : Un balourd d'origine thermique au niveau du palier 03 et 04 due à la répartition dissymétrie de la température qui conduit par suite à la déformation du rotor de la turbine ; le balourd résultant peut avoir des conséquences catastrophiques.

- Perte d'ailette.

- Perte d'une partie du rotor – dans les cas extrêmes, mais parfois la partie perdue est tellement petite qu'il n'en résulte qu'une faible augmentation des vibrations.

- Dépôts dus à la corrosion ou usure causée, par exemple, par l'érosion, l'abrasion ou l'éraillage.

La cause temporaires du balourd est l'arcure transitoire du rotor sous l'effet des contraintes thermiques qui sont générées lorsqu'un côté de l'arbre est plus chaud que le côté opposé.

- **Un phénomène de tourbillon d'huile due à la** modification de la position d'équilibre du rotor, l'huile remplit la place rendue, augmentant la pression du film initiale. La variation de la force de pression du film peut alors provoquer la rotation de l'arbre à la vitesse f_{tb} (fréquence de tourbillon)

Ce défaut peut causer :

Un problème de frottement dans un palier (contact métal –métal)

Un jeu excessif dans un palier fluide

➤ Au niveau du palier (04) : Instabilité d'huile La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation $Fr/2$, Elle peut être proche de $1/3$ ou $1/4$ de la fréquence de rotation.

Elle est due avant tout à une altération des coussinets et surtout à l'interruption du graissage qui provoque par la suit l'augmentation du jeu du palier.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

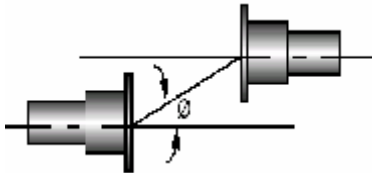
IV -5-6-5-Les interventions recommandés

Pour les raisons ci-dessus on fait appel aux interventions suivantes :

- Au niveau du palier (02) :

Équilibrage de l'accouplement : Le procédé le plus commun pour l'équilibrage d'un accouplement est d'ajouter un anneau d'équilibrage dessus à l'axe ou au cylindre d'accouplement. L'anneau contient les trous percés pour ajouter des poids.

Désalignement de l'accouplement



Anneau d'équilibrage

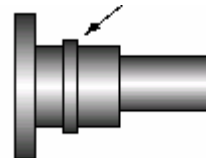


Figure (IV -23) : Équilibrage de l'accouplement :

Ou bien on change l'accouplement :



Figure (IV -24) : Accouplement Metastrem Type PSGE 3600

- Au niveau du palier (03) :

1- Équilibrage dynamique (équilibrage sur site sur les deux plans des deux paliers lisses de la turbine HP) pour éliminer le balourd d'origine thermique.

On peut réduire le balourd au minimum en équilibrant le rotor, soit en ajoutant des poids du côté du rotor où la masse est plus faible, soit en enlevant de la matière du côté où la masse est plus élevée.

Si l'équilibrage est effectué correctement, le balourd sera tellement faible qu'il ne causera pas de problèmes de vibrations.

2- Changement du système de refroidissement constitué par deux échangeurs à eau

En parallèle

3- Réduction de tourbillonnement d'huile : L'injection du fluide pressurisé (sous pression) dans un palier ou un joint dans une direction opposée de la rotation, Le fluide injecté perturbe la circulation et réduit considérablement l'instabilité. La circulation liquide autour du rotor est responsable de l'instabilité, La circulation liquide crée la force tangentielle de déstabilisation afin de réduire la possibilité de tourbillonnement d'huile.



Figure (IV -25) : Rotor de la Turbine HP après équilibrage

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)



Figure (IV -26) : Palier de la turbine HP coté Rotor de la turbine BP

➤ Au niveau du palier (04) : changement du coussinet du plier lisse N° 04

Les instabilités sont en général corrigées par une reprise du lignage, une réduction des jeux (par exemple, l'ovalisation du palier circulaire) ou des modifications géométriques du coussinet.



Figure (IV -27) : Changement du coussinet du palier lisse

- L'élément critique du palier

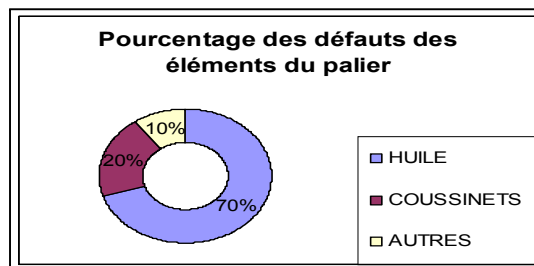


Figure (IV -28) : Pourcentage des défauts des éléments du palier [22]

La figure montre que l'élément critique du palier est l'huile de lubrification, pour cette raison les ingénieurs de maintenance fait appelle au laboratoire d'analyse des huiles pour faire un traitement complet de l'huile en vie d'améliorer ces caractéristiques.

- Laboratoire d'analyse des huiles



Figure (IV -29) : Photographie du dispositif pour la détermination De la teneur en eau [22]

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)



Figure (IV -30) :
Vue générale du viscosimètre [22]



Figure (IV -31) :
Pour la détermination de l'indice d'acide [22]

Huile utilisée par l'unité : L'huile utilisée pour la lubrification du turbocompresseur de l'unité Ammoniac est **TORBA32**. Les huiles TORBA sont spécialement élaborées pour répondre aux exigences de lubrification des paliers des turbines à vapeurs et à gaz, ainsi que de nombreux organes rattachés à leur technologie (multiplicateurs, certains circuits de régulation, circuits hydrauliques etc.), ils sont également utilisés pour la lubrification des turbo - alternateurs et des turbo - compresseurs [22].

➤ Propriétés des huiles TORBA:

- Pouvoir anti-rouille.
- Très bonne résistance à l'oxydation, ce qui assure une durée de vie importante des charges en service,
- Bonne résistance à la corrosion,
- Bon pouvoir de désaération.

Dont les caractéristiques de TORBA32 sont les suivantes :

1. Acidité < 0.18mg de KOH/g d'huile.
2. Point d'éclair > 216°C.
3. Viscosité 28.8÷35.2 (cst) à 50÷55 °C, 42.5÷51 (cst) à 38°C.
4. Densité [865÷895] Kg/m³.
5. Humidité < 200 ppm.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

IV -5-7-ANALYSE DES RESULTAS APRES L'INTERVENTION

IV -5-7-1Palier 02

IV -5-7-1-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) après l'intervention

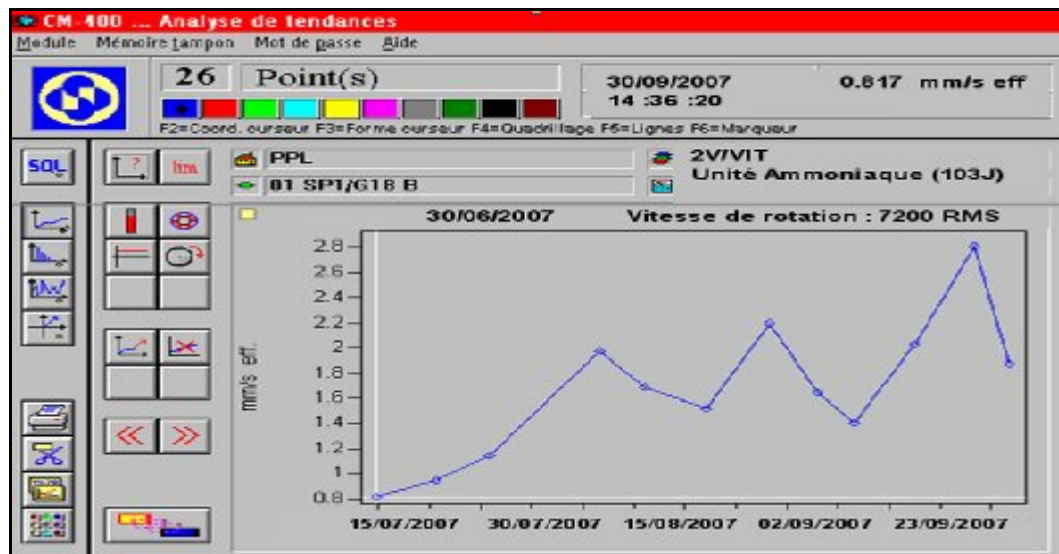


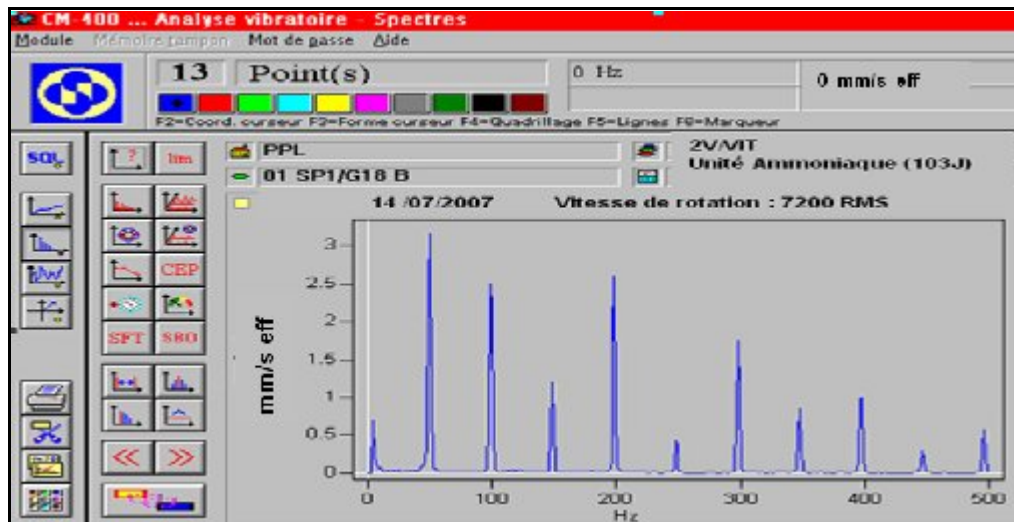
Figure (IV -32) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) après l'intervention

Après le diagnostic des défauts et l'intervention (**changement de l'accouplement**), le suivi de la courbe de tendance du palier 02 montre que le niveau de la vitesse vibratoire efficace mesuré Selon un période de temps a diminué considérablement et reste inférieur au seuil d'alarme pendant un période proche de 3 mois donc la machine est stabilisé et en état de bon fonctionnement ce qui certifié les interventions réalisé sur la machine.

IV -5-7-1-2-L'analyse spectrale du Palier 02 après l'intervention

Point de mesure (2V/VIT)

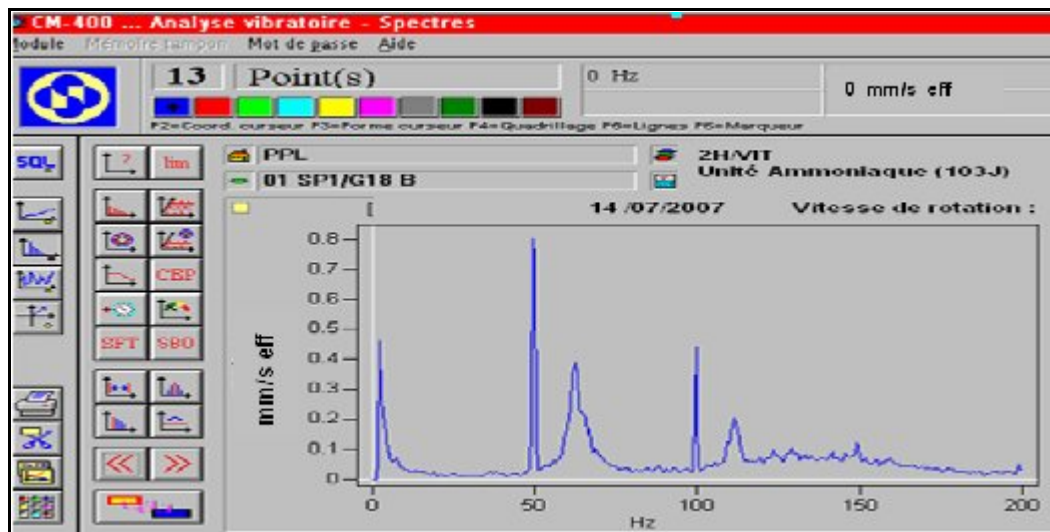
Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)



[Figure \(IV -33\) : L'analyse spectrale du Palier \(2V/VIT\) après l'intervention](#)

Le spectre du palier 02 (Fréquence 'Hz', Amplitude 'mm/s eff') a la direction vertical après l'intervention (changement de l'accouplement), sur la machine présente un signal acceptable car tous les pics sont dans les normes ce qui certifié que l'intervention (Changement de l'accouplement) et efficace.

[Point de mesure \(2H/VIT\)](#)



[Figure \(IV -34\) : L'analyse spectrale du Palier \(2H/VIT\) après l'intervention](#)

Le spectre du palier 02 (Fréquence 'Hz', Amplitude 'mm/s eff') a la direction horizontal après intervention sur la machine présente un signal acceptable car tous les pics sont dans les normes ce qui montre que l'intervention (changement de l'accouplement), est efficace.

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur HP)

IV -5-7-2-Palier 03

IV -5-7-2-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 03) après l'intervention

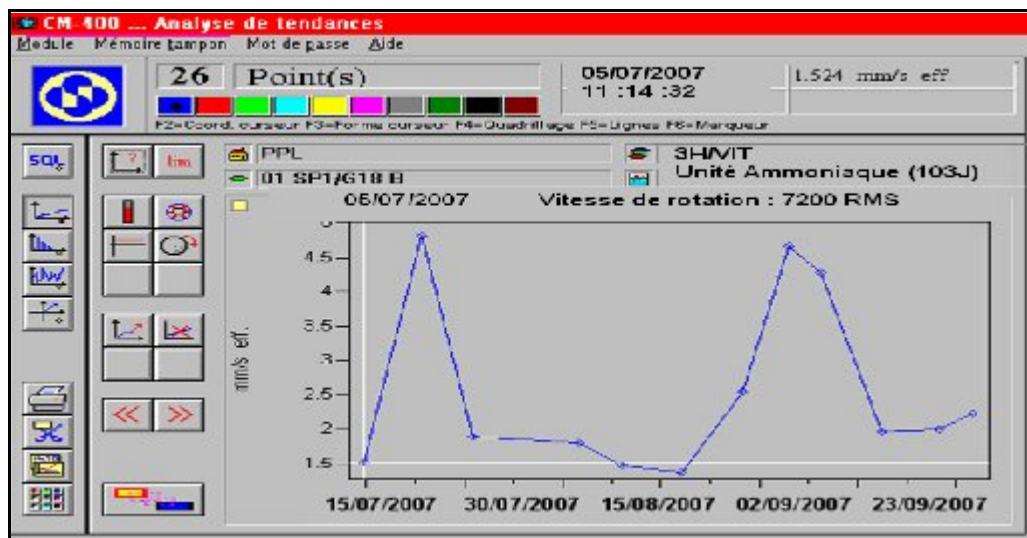


Figure (IV -35) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 02) après l'intervention

Aussi bien concernons le palier 03 les interventions (équilibrage dynamique, Changement du système de refroidissement et la Réduction de tourbillonnement d'huile) Réalisé sur la machine ont une grande influence car les valeurs globales de la vitesse efficace selon un période de temps choisi sont diminués et stabilisés inférieurs au seuil d'alarme.

IV -5-7-2-2-L'analyse spectrale du Palier 03 après l'intervention

❖ Point de mesure (3H/VIT)

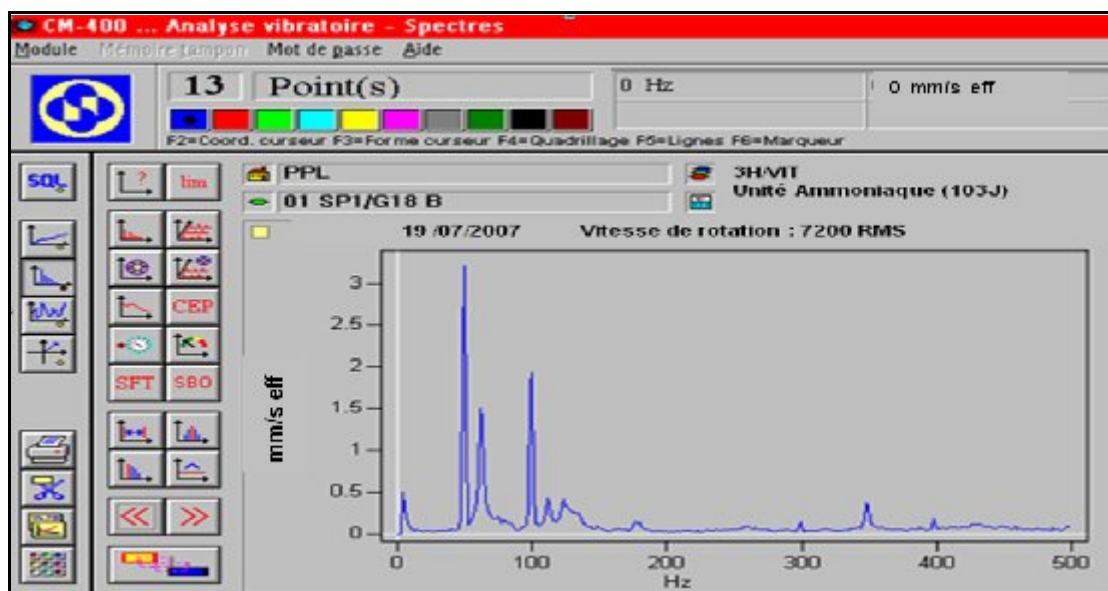


Figure (IV -36) : L'analyse spectrale du Palier (3H/VIT) après l'intervention

Le spectre du palier 02 (Fréquence 'Hz', Amplitude 'mm/s eff') a la direction horizontale après les interventions (équilibrage dynamique, Changement du système de refroidissement et

Chapitre (IV) : ETUDE DE CAS (L'analyse vibratoire d'une turbine À vapeur HP)

la Réduction de tourbillonnement d'huile) sur la machine présente un signal acceptable car tous les pics sont dans les normes ce qui montre que l'intervention est efficace.

❖ Point de mesure (3A/VIT)

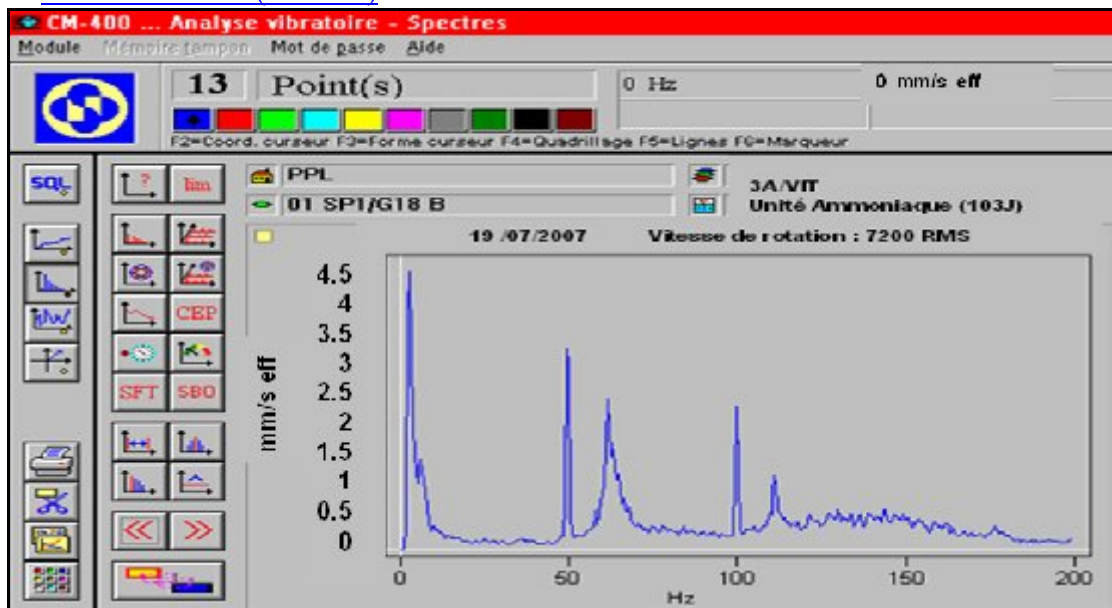


Figure (IV -37) : L'analyse spectrale du Palier (3A/VIT) après l'intervention

Le spectre du palier 03 (Fréquence 'Hz', Amplitude 'mm/s eff') à la direction axial après les interventions (équilibrage dynamique, Changement du système de refroidissement et la Réduction de tourbillonnement d'huile) sur la machine présente un signal acceptable car tous les pics sont dans les normes .

IV -5-7-3-Palier 04

IV -5-7-3-1-Le suivi de la courbe de tendance du (Palier 04) après l'intervention

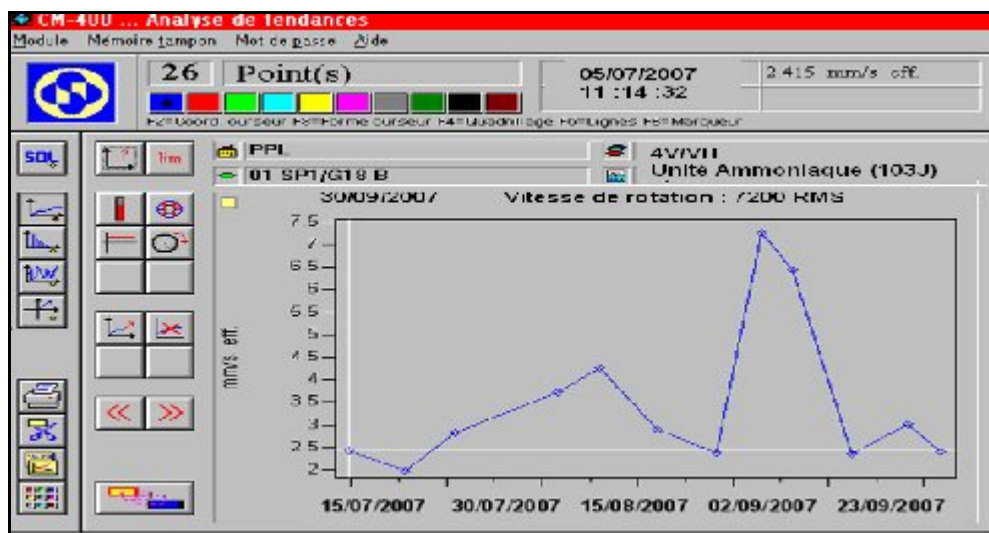


Figure (IV -38) : suivi de la courbe de tendance du (Palier 04) après l'intervention

Malgré que les valeurs globales de la vitesse efficace selon un période de temps choisi du palier 04 sont supérieures aux autres paliers, il n y a pas un dépassement du seuil d'alarme donc la turbine est en état de fonctionnement admissible.

IV -5-7-3-2-L'analyse spectrale du Palier 04après l'intervention

❖ Point de mesure (4H/VIT)

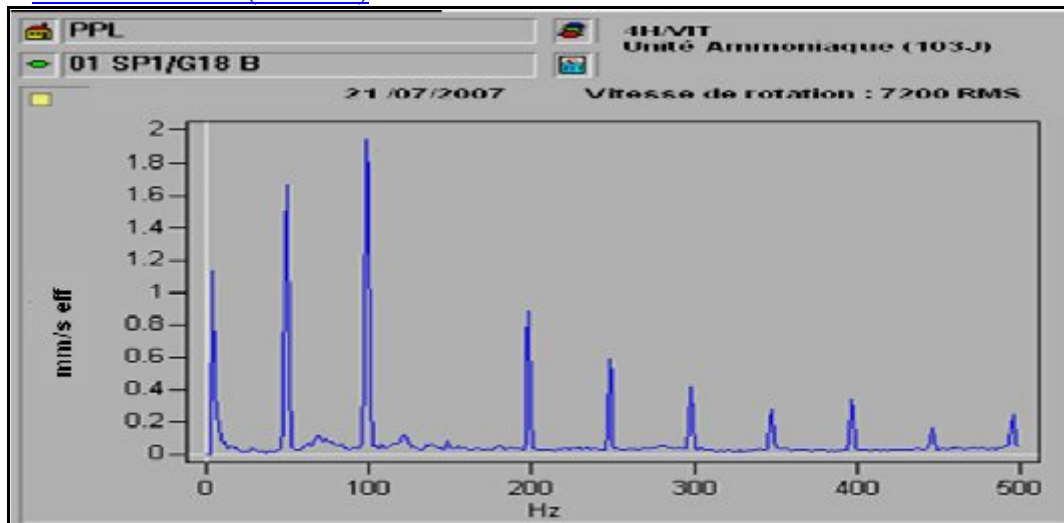


Figure (IV -39) : L'analyse spectrale du Palier (4H/VIT) après l'intervention

Le spectre du palier **04** (Fréquence 'Hz', Amplitude 'mm/s eff') a la direction horizontal après intervention (changement du coussinet du plier lisse N° 04) sur la machine présente un signale acceptable car tous les pics sont dans les normes ce qui certifié que l'intervention est efficace.

Point de mesure (4A/VIT)

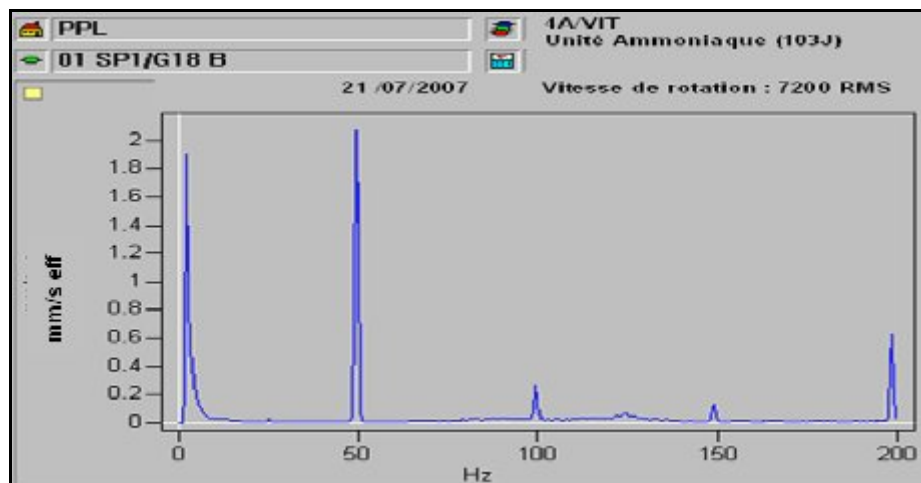


Figure (IV -40) : L'analyse spectrale du Palier (4A/VIT) après l'intervention

Le spectre du palier **04** (Fréquence 'Hz', Amplitude 'mm/s eff') a la direction horizontal après intervention (changement du coussinet du plier lisse N° 04) sur la machine présente un signale acceptable car tous les pics sont dans les normes ce qui certifié que l'intervention est efficace.

CONCLUSION:

A l'image de la médecine, l'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un bilan complet de la machine. La procédure consiste à détecter l'apparition d'un défaut sans démontage de la machine en prélevant le signal vibratoire à l'aide des capteurs de vibration. On définit alors une procédure de contrôle par comparaison d'indicateurs avec des seuils d'alarme préalablement définis.

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

Le contenu fréquentiel des vibrations est une information clé pour le diagnostic des défauts sur les machines tournantes et pour la caractérisation de la dynamique des structures.

Ainsi à l'aide de l'analyse spectrale et la mise au point des capteurs de vibrations pertinentes (accéléromètres, sondes de déplacements) sur la ligne d'arbre d'une turbine à vapeur HP du groupe turbocompresseur 103J de l'entreprise ASMIDAL nous a permis de localiser et révéler les défauts suivants :

Palier (02) : Problème de désalignement parallèle.

Palier (03) : balourd d'origine thermique+ phénomène du tourbillon d'huile

Palier (04) : phénomène d'instabilité du filme d'huile

Le diagnostic vibratoire de palier lisses nécessite d'associer à l'analyse spectrale une autre technique très efficace qui est l'analyse par l'orbite cinétique car il donne des résultats clairs et évidents des PFD et confirme le résultat de l'analyse spectrale.

La réduction des problèmes ci-dessus nécessite des bonnes compétences en traitement de signaux pour la lecture des signaux vibratoires et l'éclaircissement des spectres de chaque défaut ainsi des capacités d'entretien et réparation en vue de rendre la turbine en état de bon fonctionnement pour cette raison on a fait appel aux interventions suivantes :

Équilibrage dynamique et changement des échangeurs de refroidissement pour éliminer le balourd d'origine thermique.

Changement du coussinet du palier lisse N° 04 pour minimiser l'instabilité du filme d'huile

Changement de l'accouplement pour régler le désalignement.

Aussi bien notre expérience et l'historique de la machine nous a permis d'observer que la grande part des défauts de la turbine à vapeur HP sont d'origine hydraulique et que l'élément critique du PFD est l'huile de lubrification, pour cette raison il est nécessaire de faire une collaboration entre les techniques de la maintenance industrielle notamment l'analyse vibratoire et l'analyse des huiles.

En plus notre travail expérimental nous a permis de savoir qu'il est pure utopie de vouloir croire l'existence d'une machine fonctionnant sans vibration car toutes les machines vibrent quel que soit le soin apporté à leur fabrication, on dit à ces vibrations liées au fonctionnement des vibrations fonctionnelles ou de processus.

Synthèse et Perspectives

En conclusion de notre travail expérimental, nous pouvons dire :

- Le tracé des courbes de tendances dans les mêmes conditions de mesure des amplitudes vibratoires doit être complété par une comparaison de ces mesures à des seuils d'alarme et de danger qui sont indiqués dans des normes (AFNOR, ISO, VDI, ... etc.).
- Notre étude pratique permis de mettre en œuvre les méthodes de surveillance et de diagnostic des machines tournantes, et qui peut être intégrée à un programme de maintenance, on peut alors aller plus profondément dans la détermination de la signature vibratoire de la machine testée. C'est dans cette optique que sont inclus des outils tels que l'analyse d'enveloppe, le zoom FFT, les marqueurs de raies, l'analyse de spectre le cepstre et bien d'autres.
- L'application des techniques du diagnostic vibratoire permis de déterminer les grands anomalies des machine à PFD notamment des turbines à vapeur (déséquilibre du rotor, désalignement de l'accouplement, tourbillon d'huile, instabilité du filme d'huile) pour éviter le risque d'endommagement d'équipement, ce qui peut provoquer des dangereux accidents pour d'autres équipements ainsi que l'arrêt de unité de production.
- Grâce aux développements de la technologie et de l'instrumentation, il est maintenant possible d'accéder à des informations expérimentales détaillé qui sont indispensables pour comprendre les phénomènes complexes tridimensionnels qui se développent dans les machines, notamment au niveau des interactions **rotor-stator**, pour cette raison il est indispensable de compléter l'analyse périodique par l'analyse **on line** qui permettent: d'identifier les efforts qu' apparaissent, d'en déduire l'origine des défauts et d'estimer les différents risques par mesures sur site en conditions réelles.
- Nos résultats d'analyse constitueront une banque de données expérimentales particulièrement utile au futur pour développer un **code de calculs** dans ce cas typique d'interaction dans une turbine à vapeur.
- En plus du savoir la théorique acquis durant la thèse, ce travail doit permettre au futur de développer une démarche scientifique complète et d'améliorer les capacités d'analyse ainsi de donner un savoir-faire méthodologique permette de confronter des acquis théoriques à des essais réels.

Annexes

Annexe-A-
(Questions, Réponses)

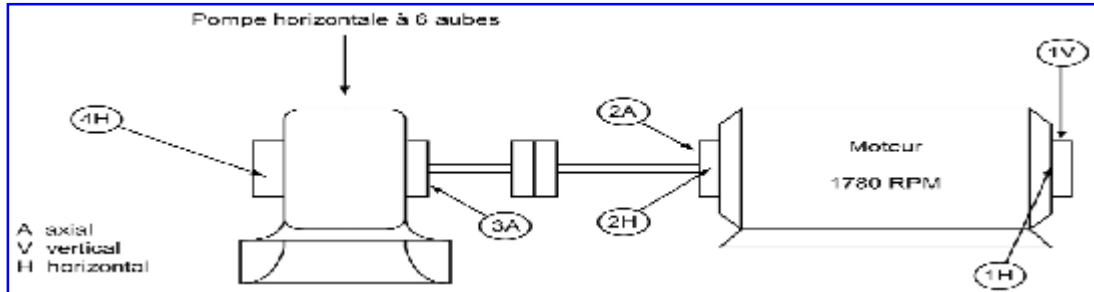
<u>Questions</u>	<u>Réponses</u>
Distingue-t-on les problèmes majeurs d'une machine ?	L'analyse vibratoire permet de trouver la cause majeure d'un dysfonctionnement. Par contre un phénomène majeur peut masquer d'autres phénomènes. En général, le traitement de la cause majeure règle le problème.
Trouve-t-on toujours la cause d'un problème ?	En théorie non ! En pratique, avec des moyens de mesure, parfois complétés par des calculs et une méthode de diagnostic efficace, la cause des problèmes est révélée.
Peut-il n'y avoir aucune vibration ?	Non : même une machine arrêtée vibre sous l'action de sollicitations extérieures : machines voisines, bruits...
Quelles sont les vibrations acceptables ?	Les niveaux vibratoires acceptables dépendent des machines et de leur utilisation. Hormis les niveaux vibratoires destructifs, des niveaux importants peuvent être acceptés dans certains cas alors que des niveaux vibratoires beaucoup plus faibles sont extrêmement pénalisants dans d'autres situations. L'examen des spectres et l'expérience permettent d'identifier rapidement les phénomènes vibratoires perturbants.
Peut-on distinguer un balourd d'un jeu de palier ?	Un balourd se reconnaît facilement si son influence est prépondérante. Il en est de même pour un jeu de palier. Pour les distinguer l'un de l'autre, il faut placer au moins deux accéléromètres au niveau du palier.
Peut-on détecter un défaut d'alignement au niveau d'une ligne d'arbre ?	Oui : le défaut d'alignement d'un palier, la déformation d'un arbre, un défaut d'alignement entre deux arbres causent une anomalie de spectre caractéristique.
Peut-on distinguer un phénomène d'origine électrique d'un phénomène d'origine mécanique ?	Oui : certains phénomènes électriques se reconnaissent immédiatement dans le signal émanant d'un accéléromètre. Il est possible d'enregistrer simultanément des signaux électriques et des signaux mécaniques. L'analyse des enregistrements permet de trouver l'origine du dysfonctionnement.

Annexe-B-
Guides Vibratoire sur divers types de matériels

B.1. Pompe

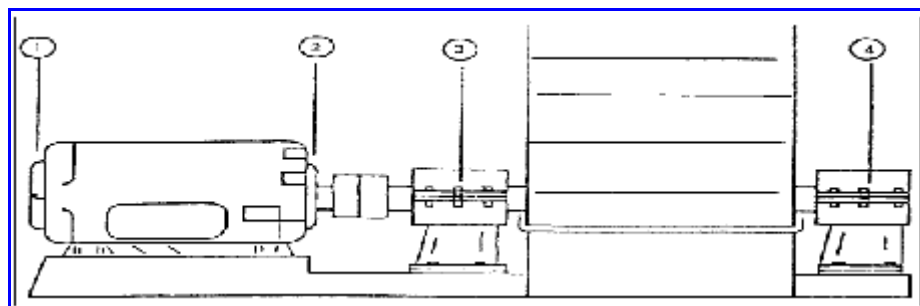
f = Fréquence de rotation = N/60 en Hz.

N = Vitesse de rotation en tr/min.



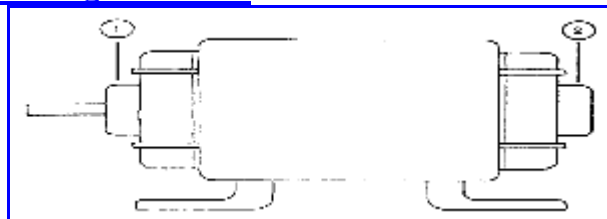
Panne	Amplitude	Caractéristique vibratoire		
		Fréquence	Phase	Remarques
Déséquilibre	Proportionnelle au déséquilibre Plus forte en direction radiale	1 x la fréquence de rotation	Marque de référence unique	Cause la plus fréquente de vibration
Désaxage accouplements ou paliers et arbre flechi	Grande en direction axiale, 50 % de la vibration	1 x f usuel, parfois 2 et 3 x f	Monophasé biphasé ou triphasé	Survibration axiale sévère apparaîtra souvent ; Utiliser des indicateurs à cadran ou une autre méthode pour diagnostic positif. Si la machine compte des paliers à douille et qu'il n'y a pas de désaxage, il faut équilibrer le rotor
Mauvais serrage		2 x f	2 marques de références légèrement irrégulières	Ordinairement accompagné de déséquilibre et/ou désaxage
Forces hydrauliques		1 x f ou le nombre d'aubes de la roue mobile par f		Rarement une cause de trouble excepté en cas de résonance. La cavitation est normalement un problème de conception
Frottement		1x ou plus la fréquence de rotation de la pompe		

B.2. Ventilateurs et souffleries



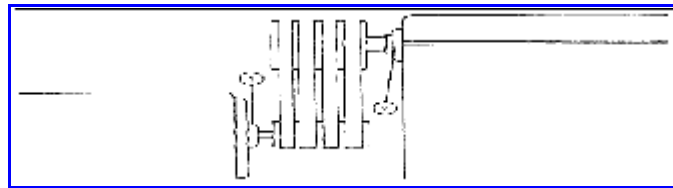
Panne	Caractéristique vibratoire			
	Amplitude	Fréquence	Phase	Remarques
Déséquilibre	Proportionnelle au déséquilibre. Plus Forte en direction radiale	1 x la fréquence de rotation	Marque de référence unique	Cause la plus fréquente de vibration
Désaxage accouplements ou paliers et arbre fléchi	Grande en direction axiale, 50 % de la vibration	1x f usuel, parfois 2 et 3 x f	Monophasé biphasé ou triphasé	Survibration axiale sévère apparaîtra souvent ; Utiliser des indicateurs à cadran ou une autre méthode pour diagnostic positif. Si la machine compte des paliers à douille et qu'il n'y a pas de désaxage, il faut le rotor
Palier défectueux genre antifriction	Instable. Utiliser une mesure de vitesse si possible	Très élevée plusieurs fois f	Marque de référence irrégulière	Le palier responsable est probablement celui le plus près de la vibration la plus élevée à haute fréquence
Mauvais serrage		2 x f	2 marques de références légèrement irrégulières	Ordinairement accompagné de déséquilibre et/ou désaxage
Mauvaises courroies	A impulsions irrégulières	1, 2, 3, et 4 fois f	Mono ou biphasé dépendant de la fréquence, habituellement instable	La lampe stroboscopique est le meilleur outil pour figer la courroie défectueuse
Aérodynamique hydraulique		1 x f ou nombre d'aubes du ventilateur ou de la roue mobile par f		Rarement une cause de panne, excepté en cas de résonance

B.3. Moteurs électriques et génératrices



Panne	Caractéristique vibratoire			
	Amplitude	Fréquence	Phase	Remarques
Déséquilibre	Proportionnelle au déséquilibre. Plus forte en direction radiale	1 x la fréquence de rotation	Marque de référence unique	Cause la plus fréquente de vibration
Désaxage accouplements ou paliers et arbre fléchi	Grande en direction axiale, 50 % de la vibration	1 x f usuel, parfois 2 et 3 x f	Monophasé biphasé ou triphasé	Survibration axiale sévère apparaîtra souvent ; Utiliser des indicateurs à cadran ou une autre méthode pour diagnostic positif. Si la machine compte des paliers à douille et qu'il n'y a pas de désaxage, il faut équilibrer le rotor
Paliers défectueux genre antifriction	Utiliser une mesure de vitesse si possible	Très élevée plusieurs fois f	Marque de référence irrégulière	Le palier responsable est probablement celui le plus près de la vibration la plus élevée à haute fréquence
Mauvais serrage		2 x f	2 marques de références légèrement irrégulières	Ordinairement accompagné de déséquilibre et/ou désaxage
Coussinets excentriques	Habituellement basse	1 x f	Marque de référence unique	Au moteur ou générateur, la vibration disparaît lorsque le courant est coupé
Electrique	Disparaît lorsque le courant est coupé	1 x f ou 1 ou 2 fois la fréquence synchrone	Monophasé ou double marque de rotation	Si l'amplitude de vibration tombe soudainement lorsque le courant est coupé, la cause est électrique

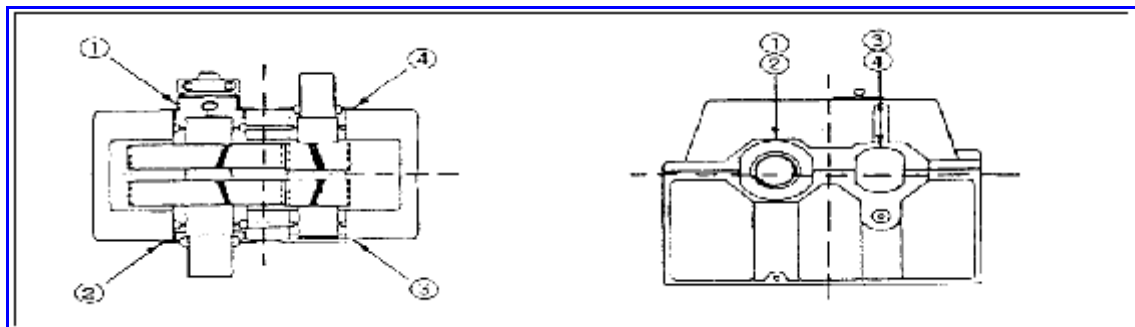
B.4. Transmissions par courroies en V



Panne	Caractéristique vibratoire		
	Amplitude	Fréquence	Remarques
Déséquilibre de poulie	Proportionnelle au déséquilibre Plus forte en direction radiale	1 x la fréquence rotation de la poulie	Contrôler chaque fois qu'une poulie est remplacée et réinstallée
Courroies défectueuses	Instable	1 et 2 x f de la courroie	La fréquence est un multiple de la vitesse de rotation de la courroie. La lampe stroboscopique arrêtera les courroies défectueuses

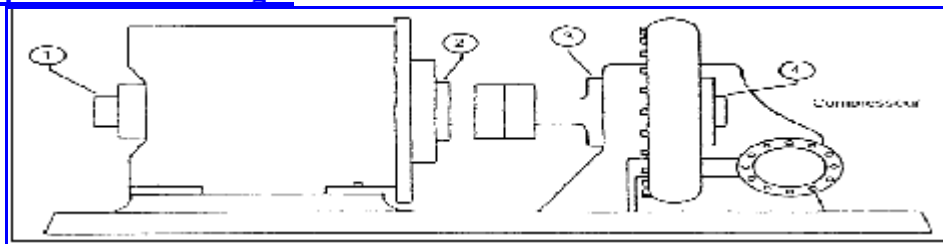
Panne	Inspection à la lampe stroboscopique (mouvement lent)
Courroies dépareillées	Contrôler les courroies détendues sur le côté serré (côté où les courroies approchent le moteur)
Désaxage des poulies	Contrôler s'il y a une défectuosité des courroies à l'endroit où elles quittent la gorge de la poulie
Courroies usées	En permettant à la courroie de se glisser lentement sous la lampe stroboscopique, vous pourrez détecter les signes d'usure et de frottement des côtés
Poulies endommagées	Faire attention aux gorges faussées ou endommagées qui sont en contact avec les courroies. Lorsque la poulie tourne lentement sous la lampe stroboscopique
Poulies excentriques	L'usure de la poulie peut se contrôler en ajustant la lampe stroboscopique de telle sorte que la poulie apparaisse en rotation lente
Usure des gorges de la poulie	Une usure d'une gorge de poulie se manifeste si la courroie tourne à une distance de 1,5 mm en dessous du sommet de la gorge. Toutes les courroies doivent tourner au même niveau. Contrôler l'usure avec la lampe stroboscopique.

B.5. Engrenages



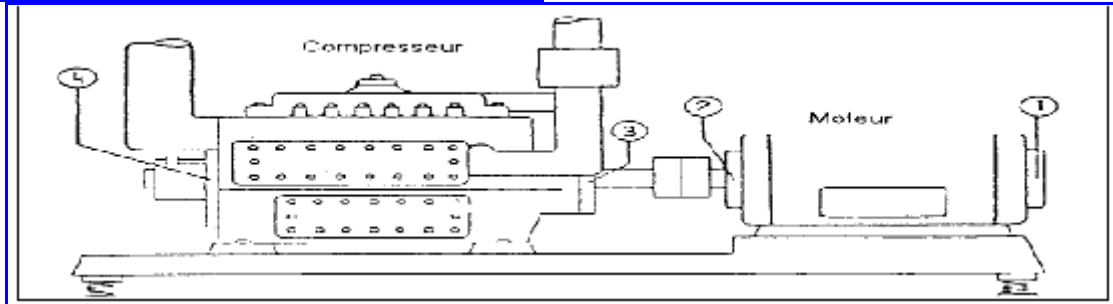
Panne	Caractéristique vibratoire			
	Amplitude	Fréquence	Phase	Remarques
Déséquilibre	Proportionnelle au déséquilibre. Plus forte en direction radiale	1 x la fréquence de rotation	Marque de référence unique	Cause la plus fréquente de vibration
Désaxage accouplements ou paliers et arbre fléchi	Grande en direction axiale, 50 % de la vibration	1 x f usuel, parfois 2 et 3 x f	Monophasé biphasé ou triphasé	Survibration axiale sévère apparaîtra souvent ; Utiliser des indicateurs à cadran ou une autre méthode pour diagnostic positif. Si la machine compte des paliers à douille et qu'il n'y a pas de désaxage, il faut équilibrer le rotor
Paliers défectueux genre antifriction	Instable. Utiliser une mesure de vitesse si possible	Très élevée plusieurs fois f	Marque de référence irrégulière	Le palier responsable est probablement celui le plus près de la vibration la plus élevée à haute fréquence
Mauvais serrage		2 x f	2 marques de références légèrement irrégulières	Ordinairement accompagné de déséquilibre et/ou désaxage. Vérifier les boulons de palier desserrés, le jeu excessif
Coussinets excentriques	Habituellement basse	1 x f	Marque de référence unique	Au engrenages, la plus grande vibration est au centre de rotation des roues d'engrenage. Au moteur ou générateur, la vibration disparaît lorsque le courant est coupé
Engrenage défectueux ou bruit d'engrenage	Basse : utiliser une mesure de vitesse	Très élevée, nombre de dents par f	Marque de référence irrégulière	

B.6. Compresseurs centrifuges



Panne	Caractéristique vibratoire			
	Amplitude	Fréquence	Phase	Remarques
Déséquilibre	Proportionnelle au déséquilibre. Plus forte en direction radiale	1 x la fréquence de rotation	Marque de référence unique	Cause la plus fréquente de vibration
Désaxage accouplements ou paliers et arbre fléchi	Grande en direction axiale. 50 % de la vibration	1 x f usuel, parfois 2 et 3 x f	Monophasé biphasé ou triphasé	Survibration axiale sévère apparaîtra souvent ; Utiliser des indicateurs à cadran ou une autre méthode pour diagnostic positif. Si la machine compte des paliers à douille et qu'il n'y a pas de désaxage, il faut équilibrer le rotor
Paliers défectueux genre antifriction	Instable. Utiliser une mesure de vitesse si possible	Très élevée plusieurs fois f	Marque de référence irrégulière	Le palier responsable est probablement celui le plus près de la vibration la plus élevée à haute fréquence
Mauvais serrage		2 x f	2 marques de références légèrement irrégulières	Ordinairement accompagné de déséquilibre et/ou désaxage.
Mauvaises courroies	Irrégulières ou à impulsions	1, 2, 3 et 4 x f	Mono ou biphasé dépendant de la fréquence, d'habitude instable	La lampe stroboscopique est le meilleur outil pour figer la courroie défectueuse
Forces de mouvements alternatifs		2, 3 et 4 x f	1 ou 2 marques de référence dépendant de la fréquence	Cette vibration est due à des forces alternatives à l'intérieur du compresseur

B.7. Compresseurs à mouvement alternatif



Panne	Caractéristique vibratoire			Remarques
	Amplitude	Fréquence	Phase	
Déséquilibre	Proportionnelle au déséquilibre. Plus forte en direction radiale	1 x la fréquence de rotation	Marque de référence unique	Cause la plus fréquente de vibration
Désaxage accouplements ou paliers et arbre tûchi	Grande en direction axiale, 50 % de la vibration	1 x f usuel, parfois 2 et 3 x f	Monophasé biphasé ou triphasé	Sur vibration axiale sévère apparaîtra souvent Utiliser des indicateurs à cadran ou une autre méthode pour diagnostic positif. Si la machine compte des paliers à douille et qu'il n'y a pas de désaxage, il faut équilibrer le rotor
Paliers défectueux genre antinjection	Instable. Utiliser une mesure de vitesse si possible	Très élevée plusieurs fois f	Marque de référence irrégulière	Le palier responsable est probablement celui le plus près de la vibration la plus élevée à haute fréquence
Mauvais serrage		2 x f	2 marques de références légèrement irrégulières	Ordinairement accompagné de déséquilibre et/ou désaxage
Coussinets excentriques	Habituellement basse	1 x f	Marque de référence unique	Au engrenages, la plus grande vibration est au centre de rotation des roues d'engrenage. Au moteur ou générateur, la vibration disparaît lorsque le courant est coupé
Engrenage défectueux ou bruit d'engrenage	Basse, utiliser une mesure de vitesse	Très élevée, nombre de dentures par f	Marque de référence irrégulière	
Frottement	Irégulière	1 x f à la plus haute fréquence	Irégulière	Difficile à déterminer, est généralement accompagné d'un bruit audible et d'un changement de phase après un changement de vitesse
Électrique	Disparaît lorsque le courant est coupé	1 x f ou 1 ou 2 fois la fréquence synchrone	Monophasé ou double marque de rotation	Si l'amplitude de vibration tombe soudainement lorsque le courant est coupé, la cause est électrique
Aérodynamique hydraulique		1 x f ou nombre d'aubes du ventilateur ou de la roue mobile par f		Rarement une cause de panne, excepté en cas de résonance

Annexe-c-

« La mesure de A , V et S dans la pratique »

Si l'on peut passer indifféremment, par le calcul, d'une grandeur à l'autre à condition de connaître ω , il faut retenir que dans la pratique, on peut intégrer par un moyen électronique, mais que dériver un signal par ce même moyen crée un important bruit de fond qui affecte la qualité de la mesure.

Signal original	Peut être mesuré en :		
Accélération	\Rightarrow accélération \int	\Rightarrow vitesse \int	\Rightarrow déplacement \int
Vitesse		\Rightarrow vitesse \int	\Rightarrow déplacement \int
Déplacement			\Rightarrow déplacement

Figure (C-1) : la mesure de a, v et s dans la pratique

REPRESENTATION SPECTRALE

7.1 Cas d'une vibration harmonique

Le mouvement vibratoire le plus simple est sinusoïdal (harmonique). Comme il a été vu précédemment, ce phénomène est caractérisé par sa période T, mesurée en secondes. La fréquence f est telle que $f = 1/T$, et la pulsation $\omega = 2\pi f$. Le déplacement vibratoire s'exprime alors :

$$s(t) = s_c \sin(2\pi ft) = s_c \sin(\omega t)$$

Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, on vérifie que :

$$s_{\text{eff}} = \frac{s_c}{\sqrt{2}}$$

Ayant mesuré cette valeur, et connaissant la fréquence f, on peut construire un diagramme appelé « spectre d'amplitude » (C-2) (voir « les bases de l'analyse en fréquence ») où l'on va porter la valeur efficace en fonction de la fréquence. Pour une vibration sinusoïdale, on obtient un point unique, de coordonnées (f, s). En pratique, on préfère tracer une raie de hauteur s, située à la fréquence f.

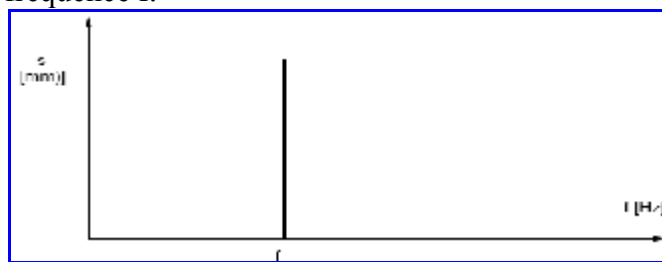


Figure (C-2) : spectre d'amplitude d'une vibration harmonique

Modules

$$|S| = \frac{|V|}{\omega} = \frac{|A|}{\omega^2}$$

$$|V| = |S| \cdot \omega = \frac{|A|}{\omega}$$

$$|A| = |V| \cdot \omega = |S| \cdot \omega^2$$

Équation I

Cas d'une vibration périodique, mais non-harmonique

Cette vibration est également de période T, mais sa forme n'est pas sinusoïdale Figure (C-3)

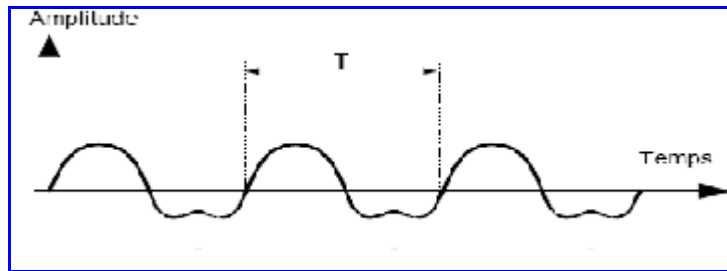


Figure (C-3): vibration périodique non sinusoïdale

Déplacement vibratoire

La valeur efficace du déplacement vibratoire s'exprime alors :

$$S_{\text{eff}} \neq \frac{S_c}{\sqrt{2}}$$

On montre qu'une vibration périodique est une somme de vibrations sinusoïdale de fréquences multiples de f . Son

spectre est donc constitué de raies aux fréquences $f, 2f, 3f, \dots$, dont les hauteurs sont égales aux valeurs efficaces de

chaque composante sinusoïdale Figure (C-4).

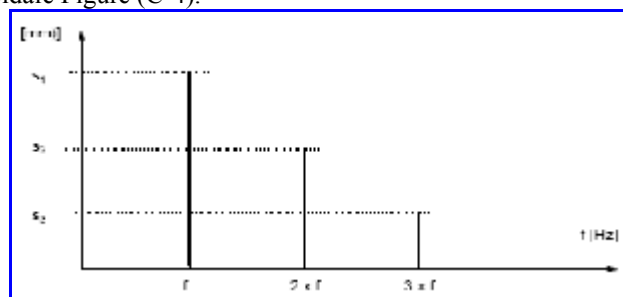


Figure (C-4): spectre d'amplitude d'une vibration périodique

La valeur efficace globale est calculée à l'aide de la formule suivante :

$$S = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_n^2}$$

Vitesse vibratoire

Si l'on applique l'équation I à ce spectre, on constate que les différentes composantes, exprimées en vitesse vibratoire, ont des amplitudes respectives de :

- $v_1 = s_1 \times 2\pi f$,
- $v_2 = s_2 \times 2\pi (2f)$,
- ...
- $v_n = s_n \times 2\pi (nf)$,

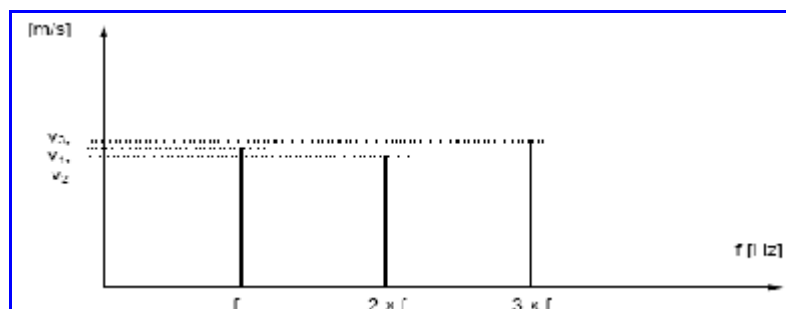


Figure (C-5): spectre de vitesse vibratoire d'une vibration périodique

7.2.3 Accélération vibratoire

Si l'on applique l'équation I à ce nouveau spectre, on constate que les différentes composantes, exprimées en accélération vibratoire, ont des amplitudes respectives de :

- $a_1 = s_1 \times (2\pi f)^2$,
- $a_2 = s_2 \times (2\pi (2f))^2$,
- ...
- $a_n = s_n \times (2\pi (nf))^2$,

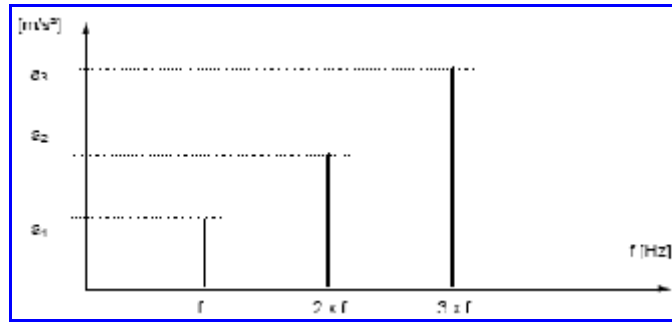


Figure (C-6): spectre d'accélération vibratoire d'une vibration périodique

On constate que le fait de mesurer une grandeur plutôt qu'une autre n'apporte pas d'information supplémentaire sur l'origine des vibrations, mais donne un poids plus important à une zone du spectre.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

-[1]**R. Bigret et J. -L. Féron :**

"Diagnostic - maintenance disponibilité des machines tournantes", MASSON 1995.

-[2]**Jean Héng :**

PRATIQUE DE LA MAINTENANCE PREVENTIVE –Mécanique- Pneumatique -
Hydraulique- Electrique- Froide Édition AFNOR 2002 DUNOD

-[3]**A. BOULENGER, C.PACHAUD :**

« Diagnostic vibratoire en maintenance préventive » (Dunod, Paris, octobre 1999).

-[4]**Alain Boulenger :**

Vers le zéro panne avec la maintenance conditionnelle, Collection "Guides de l'utilisateur"
Edition AFNOR 1989

- [5]**J. AUVRAY :**

Traitement du signal (cours), Université Pierre et Marie Curie IST SETI, 2001
Guide de la maintenance, Daniel Boitel et Claude Hazard,
Edition Nathan 1990.

-[6] **F. COULON :**

Théorie et traitement des signaux (Traité d'électricité VOL VI), Presses polytechniques et
universitaires romandes, EPFL

-[7]**LUCIEN VIVIER :**

Turbines à vapeur et à gaz, EDITION ALBIN MICHEL

ARTICLES:

-[8]**E.Pollman,H.Termuehlen :** Flow excited vibrations in High Pressure turbines (Steam
whirl) 1978 . Journal of engineering for power.

[9] **Dr Agnès Muszynska :** Notes d'application Bently Nevada: Protection des machines et
Eléments de diagnostic 1989.

-[10] **C.Jackson :** Experiences in commissioning a 22MW turbine generator - coupling
unbalance,oil whirl,secondary resonance 1978.

-[11] **G.Geney (GEC ALSTHOM) :** Problème d'instabilité des coussinets du rotor HP
Tranche 1 de la centrale de la Maxe 1994.

-[12] **Piranda J :** "Analyse modale expérimentale", Les techniques de l'ingénieur
", R 6 180, (2003)

-[13] **Serge Nicole :** Fissuration transverse des arbres de turbine du seuil de propagation au
comportement vibratoire (journée annuelle des utilisateurs du code _Aster -8mars2001)

-[14] **Augeix D :** " Analyse vibratoire des machines tournantes ", Les techniques de
l'ingénieur, BM5145 (2001)

-[15] **J. FRENE :** Technique de l'ingénieur : paliers hydrodynamiques, Vol B ; art. 671 ;
édition technique de l'ingénieur, année 1982

-[16] **Shunk (1999) Manuel D'exploitation du VIBROTEST 60, ASMIDAL.**

THESES

-[17] **C.CAPDESSUS,** Aide au diagnostic des machines tournantes par Traitement du signal,
Thèse INP Grenoble, 1992

-[18] **Bogard F.,** " Développement d'une approche numérique visant à optimiser le suivi
vibratoire des constituants d'une machine tournante ", Thèse de doctorat de l'Université de
Reims (2000).

-[19] **Philippe ESTOCQ** « Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide
à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes » 16
décembre 2004 L'UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE ARDENNE

- [20] **CHAOUCH .M**

« DIAGNOSTIC VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES » thèse de magistère
université de Badgé Moukhtar Annaba 2006.

DOCUMENT D'ASMIDAL

-[21] Document technique, groupe turbo compresseur 103, département maintenance d'ASMIDAL

-[22] Guide pour la maintenance des paliers à filme d'huile, département maintenance d'ASMIDAL

SITES WEB

-[23] <http://www.VIBRACO.com/>

-[24] <http://www.Machinery Diagnostic System.com/>

-[25] <http://www.dbVib.fr/>

-[26] <http://www.TEMIC.com/>

-[27] <http://www.diagnostiqueauto.com/>

-[28] <http://www.dsf-tech.c>