

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE
ELECTRIQUE



DOMAINE : SCIENCE ET TECHNOLOGIE
FILIERE : GENIE ELECTRIQUE
OPTION : MAINTENANCE INDUSTRIELLE

N° : 0 3

**Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique**

Par: KADDOURI Ibrahim

SERAH Youcef

Intitulé

**Détection des défauts d'une machine tournantes par
l'analyse FFT**

Soutenu devant le jury composé de:

Mr. GHEMARI Zine	Université M'SILA	Président
Mr. BENYETTOU Lotfi	Université M'SILA	Rapporteur
Mr. MABRAK Samir	Université M'SILA	Examineur

Année universitaire : 2018 /2019

Dédicace

Je dédie ce travail à :

A ma très chère mère

Affable, honorable, aimable : Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. Ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études. Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé de me donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte. Tu as fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs études. Je te dédie ce travail en témoignage de mon profond amour. Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

A mon cher Père

Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation.

A mes frères Halim, Charaf Eddine, Ibrahim

Les mots ne suffisent guère pour exprimer l'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous.

A mes grands-parents et tous les membres de ma famille, petits et grands

Veillez trouver dans ce modeste travail l'expression de mon affection.

A mes chers collègues

En témoignage de l'amitié qui nous uni et des souvenirs de tous les moments que nous avons passé ensemble, je vous dédie ce travail

A tous ceux qui sont proche de moi et dont je n'est pas cité leur nom.

Youcef Serak

Dédicace

Je dédie ce travail à :

A ma très chère mère

Affable, honorable, aimable : Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. Ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études. Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé de me donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte. Tu as fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs études. Je te dédie ce travail en témoignage de mon profond amour. Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

A mon cher Père

Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation.

A mes frères Amhmed, Abdullah, AbdelHalim, Aïcha, Fatima Nasira et Halima

Les mots ne suffisent guère pour exprimer l'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous.

A mes grands-parents et tous les membres de ma famille, petits et grands

Veillez trouver dans ce modeste travail l'expression de mon affection.

A mes chers collègues

En témoignage de l'amitié qui nous uni et des souvenirs de tous les moments que nous avons passé ensemble, je vous dédie ce travail

A tous ceux qui sont proche de moi et dont je n'est pas cité leur nom.

IBRAHIM KADDOURI

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier le Bon Dieu pour nous avoir donné le courage et la volonté pour réaliser ce travail, et qui nous a éclairé les chemins par la lumière de son immense savoir.

Nous ne pouvons, réellement, trouver les expressions élégantes que mérite nos encadreur Mr. L BENYETTOU, afin de la remercier pour sa sympathie sa patience, ses encouragements ses conseils, son aide, ainsi que pour le temps qu'elle a consacré pour évaluer.

Ainsi nous remercions tous les membres de jury d'avoir accepté d'examiner notre travail.

Nous remercions également l'ensemble des enseignants du département de génie électrique.

Un remerciement spécial aux Étudiants du département de génie électrique.

Résumé

Ce travail s'inscrit dans le diagnostic des défauts de la machine tournant présence des défauts d'un arbre fissure. La thématique du diagnostic de défaut se base sur l'application de techniques de traitement de signal qui est une solution efficace pour le problème de diagnostic des défauts. L'objectif de ce mémoire et la simulation de fonctionnement d'algorithmes de la transformée de Fourier rapide FFT pour la détection des défauts mécaniques d'un machine tournant. On utilise à cet effet des programmes en MATLAB permettant la mise en œuvre de programme de FFT pour la détection des défauts d'un arbre fissure d'une machine tournant.

Mots clés : Transformée de Fourier, DFT, FFT, détection des défauts, vibration.

المخلص

هذا العمل هوا جزء من تشخيص وجود عيب صدع العمود المرفقي لالة الدوارة يعتمد موضوع تشخيص الاعطال على تطبيق تقنيات معالجة الاشارة وهو حل فعال لمشكلة الاعطال الغرض من هذا الاطروحة ومحاكاة خوارزميات تحويل فوريي السريع لتنفيذ برنامج MATLAB للكشف عن العيوب الميكانيكية لالة الدوارة لهذا الغرض يتم استخدام البرامج فوريي السريع في الكشف عن العيوب في العمود المرفقي لالة الدوارة.

الكلمات المفتاحية: تحويل فوريي السريع, اكتشاف العيب (العطب), اهتزاز.

Table des matières

Introduction générale	
Chapitre I. Les machines tournantes et leurs défauts	6
I.1 Introduction	6
I.2 VIBRATIONS MECANQUES	6
I.2.1 Définition du Vibration	6
I.2.2 Différentes formes de vibration	7
I.2.2.1 Vibration harmonique	7
I.2.2.2 Vibration périodique	7
I.2.2.3 Vibration apériodique	8
I.2.3 Les grandeurs de mesure	8
I.2.3.1 Déplacement :	9
I.2.3.2 Vitesse :	9
I.2.3.3 Accélération :	9
I.2.4 Modes de détection	9
I.2.4.1 Valeur efficace X_{eff}	10
I.2.4.2 Valeur crête X_c	10
I.2.4.3 Valeur moyenne	10
I.2.5 Représentation de vibrations	11
I.2.5.1 Représentation vectorielle	11
I.2.5.2 Représentation complexe	12
I.2.5.3 Représentation temporelle et fréquentielle	12
I.3 MACHINES TOURNANTES :	13
I.3.1 Définitions générales :	13
I.3.1.1 Le rotor :	14
I.3.1.2 La structure :	14
I.3.1.3 Les liaisons :	14
I.3.2 Classification des machines tournantes	15
I.3.2.1 Classification selon l'état (rigide ou flexible)	15
I.3.3 Les différents types des défaillances d'origine mécanique	16
I.3.3.1 Défaut de balourd :	16
I.3.3.2 Désalignement :	19
I.3.3.3 Jeu mécanique :	20
I.3.3.4 Défauts d'un mauvais serrage mécanique :	20
I.3.3.5 Défauts de roulement	21
I.3.3.6 Défauts d'engrenages	22
I.4 Conclusion :	25
Chapitre II. Notion sur le traitement du signal	28
II.1 Introduction	28
II.2 Traitement de signal :	28
II.2.1 Objectifs du traitement de signal :	28
II.2.2 La théorie de signal :	28
II.2.3 Signal :	29
II.2.4 L'échantillonnage :	29
II.2.5 Résolution :	30
II.2.6 La chaîne d'acquisition :	31
II.3 Techniques d'exploitation :	31
II.3.1 Indicateurs scalaires :	31

II.3.1.1	RMS	32
II.3.1.2	Facteur crête.....	32
II.3.1.3	Kurtosis	33
II.3.2	Analyse spectrale :	33
II.3.3	Analyse cepstrale :	34
II.3.4	Analyse d'enveloppe :.....	35
II.3.5	Analyse Temps-Fréquence :.....	35
II.4	Transformation de Fourier	35
II.4.1	Transformation de Fourier Discrète (TFD).....	36
II.4.2	Transformée de Fourier Rapide (FFT).....	37
II.4.2.1	FFT à entrelacement temporel	38
II.4.2.2	Illustration du mécanisme de la FFT.....	40
II.4.2.3	Le papillon	43
II.4.2.4	Inversion binaire des indices [27]	44
II.4.2.5	Comparaison DFT – FFT [26]	45
II.4.2.6	Les limites de la transformée de Fourier à court terme.....	46
II.5	CONCLUSION	47
Chapitre III. Détection de défaut d'une machine tournant par FFT.....		49
III.1	Introduction.....	49
III.2	REPRESENTATION DE LA CHAINE D'ANALYSE PAR MICRO ORDINATEUR	49
III.3	Illustration du mécanisme de la FFT.....	50
III.4	FFT a entre la cément temporel	51
III.5	ILLUSTRATION DE L'ORGANIGRAMME DE LA FFT	53
III.5.1	Désembrouillage	54
III.5.2	Calcul de la FFT.....	54
III.5.3	L'énergie Dun signal.....	59
III.6	APPLICATION A LA DETECTION DU DEFAUT D'UN ARBRE FISSURE ..	60
III.6.1	Première application arbre fissure.....	60
III.6.1.1	Objectif du travail	60
III.6.1.2	L'Essais sur l'arbre fissure.....	62
III.7	Conclusion	65
Conclusion générale		

Liste des Figures

Figure I-1 vibration harmonique (une sinusoïde)	7
Figure I-2- vibration périodique.....	8
Figure I-3 Vibration aperiodique	8
Figure I-4 Modes de détections [2, 3,4].....	11
Figure I-5 Représentation vectorielle.....	12
Figure I-6 Représentation complexe.....	12
Figure I-7 Représentation temporelle et fréquentielle	13
Figure I-8 Eléments d'une machine tournante [7]	13
Figure I-9 Elément de roulement –montage de roulement avec un élément amortisseur [7]..	15
Figure I-10 Quelques causes de balourd [10].	17
Figure I-11 Image de balourd statique [11].	17
Figure I-12 Image de balourd de couple [11].	18
Figure I-13 Image vibratoire théorique d'un balourd dynamique.	18
Figure I-14 Désalignement angulaire et parallèle [12].	19
Figure I-15 Jeu d'arbre excessif et leur image vibratoire.	20
Figure I-16 mauvais serrage mécanique et leur image vibratoire [11]......	20
Figure I-17 Roulement à billes	21
Figure I-18 Spectre du défaut de délignage	23
Figure I-19 Dégradation des dents d'une roue dentée	23
Figure I-20 Spectre RC et peigne de raies du défaut d'engrenages.....	24
Figure I-21 Cepstre du défaut d'engrenages	25
Figure II-1 Discrétisation du signal.	30
Figure II-2 la chaine d'acquisition.....	31
Figure II-3 Affixes des coefficients de la TFD	37
Figure II-4 diagramme de fluence de la première décomposition de la	41
Figure II-5 Diagramme de fluence de la seconde décomposition de la FFT d'une suite de 8 valeurs.	42
Figure II-6 Diagramme de fluence de DFT	42
Figure II-7 FFT d'ordre 2 avec entrelacement temporel pour N = 8.	43
Figure II-8	43
Figure II-9 Passage de l'ordre naturel à l'ordre des bits inversés.....	44
Figure II-10 Fenêtre de la transformée de Fourier à court terme.....	46
Figure III-1 chaine d'analyse par micro-ordinateur	50
Figure III-2 logiciel de simulation	50
Figure III-3 illustration du mécanisme de la FFT	51
Figure III-4 papillon d'une FFT a base 2.....	52
Figure III-5 Exemple d'une FFT à 8 points	53
Figure III-6 Inversion des bits de B donnant C.....	54

Figure III-7 Principe de calcul de la FFT à entrelacement temporel abas 2	55
Figure III-8 Calcul de l'énergie	59
Figure III-9 Machine de base	61
Figure III-10 Montage de l'arbre fissure	61
Figure III-11 Spectre de fréquence d'arbre sans fissure	63
Figure III-12 Spectre de fréquence d'arbre fissure (02 vis desserrée).....	63
Figure III-13 Spectre de fréquence d'arbre fissure (03 vis desserrée).....	64
Figure III-14 Spectre de fréquence d'arbre fissure (04 vis desserrée).....	64

Liste des Tableaux

Tableau II-1 Caractéristiques d'une FFT	45
Tableau III-1: Caractéristiques d'une FFT	53

Glossaire

FFT	La Transformée de Fourier rapide.
TFD	Transformation de Fourier Discrète.
DSP	Densité Spectrale de Puissance.
N_e	Nombre de Points Enregistrés.
T_e	Période D'échantillonnage.
F_e	Fréquence D'échantillonnage.
F_i	Fréquence Inférieure.
F_s	Fréquence supérieure
RMS	Root Mean Square

Introduction générale

Introduction générale

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques en gendres par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine. Ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer un diagnostic. La modification de la vibration d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations, voire de pannes. La surveillance des machines tournantes s'inscrit dans la politique de contrôler l'état d'un système en permanence, diagnostiquer l'origine d'un défaut constaté d'un système mécanique, qui nécessite la mesure de la grandeur vibratoire qui traduit fidèlement à l'information voulue.

L'objectif de ce travail s'inscrit dans le cadre d'une simulation de fonctionnement d'algorithmes de la transformée de Fourier pour la détection des défauts mécaniques d'une machine tournant. On utilise à cet effet des programmes en Matlab permettant la mise en œuvre des programmes d'algorithme transformée de Fourier (FFT) effectué à partir d'une étude en simulation sur plusieurs signaux différents.

Notre mémoire s'articule sur trois chapitres qui sont présentés comme suit :

Le premier chapitre présente des généralités sur la vibration mécanique, en donnant des rappels sur les machines tournantes, définition, composition et les différents défauts qui se produisent sur les machines tournantes.

Le second chapitre est dédié à la présentation de quelques définitions, généralités et représentations du signal et intéressés au calcul des indicateurs statistiques tels que le kurtosis, le facteur de crête, la valeur efficace et des indicateurs spectraux tels que l'analyse de Fourier, l'analyse d'enveloppe et Comparaison DFT – FFT.

Le dernier chapitre comporte une développons et réalisons l'algorithme FFT pour la détection des défauts d'un arbre fissure d'un machine tournant.

Une conclusion générale donnera une synthèse du travail effectué et résumera les principaux résultats obtenus.

Chapitre I. Les machines tournantes et leurs défauts

Chapitre I. Les machines tournantes et leurs défauts

I.1 Introduction

Les vibrations dans les machines tournantes peuvent être causées par divers phénomènes d'excitation. Notre chapitre est dédié à la représentation de quelques notions fondamentales sur les vibrations mécaniques, la description d'une machine tournante, avec les différentes causes de vibrations, ainsi les différentes méthodes d'analyse des vibrations, en l'occurrence, l'analyse spectrale.

I.2 VIBRATIONS MECANIQUES

I.2.1 Définition du Vibration

La vibration est la variation avec le temps d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique [1], lorsque la grandeur est alternativement plus grande et plus petite, qu'une certaine valeur moyenne ou de référence

(AFNOR 90.001).

Une vibration est caractérisée par trois paramètres :

-La fréquence.

-La phase.

-L'amplitude

➤ La fréquence

C'est le paramètre caractérisant 'la rapidité' d'oscillation (c'est le nombre d'oscillations par seconde), elle s'exprime en Hz (Hertz).

➤ La phase

Elle permet de déterminer la position de la particule d'un corps oscillant à instant donnée.

➤ L'amplitude

Elle s'exprime soit en déplacement, soit en vitesse, soit en accélération.

I.2.2 Différentes formes de vibration

On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité). On distingue ainsi les vibrations :

- Harmoniques
- Périodiques.
- Apériodiques.

I.2.2.1 Vibration harmonique

Dont le diagramme amplitude-temps, est représenté par une sinusoïde (figure (1.1))

$$S(t) = s_0 \sin(\omega t + j) \quad \text{I-1}$$

ω : Vitesse ou pulsation du mouvement en [rd/s].

f : Fréquence du mouvement en [Hz].

j : Phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps en [rd].

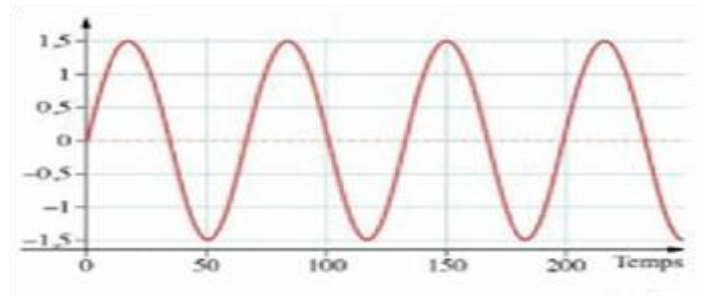


Figure I-1 vibration harmonique (une sinusoïde)

Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le balourd d'un rotor en mouvement.

I.2.2.2 Vibration périodique

Est telle qu'elle se produit exactement après un certain temps appelé période. Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique c'est le cas le plus fréquent rencontré dans les machines.

La vibration périodique est composée de plusieurs vibrations harmoniques Figure (I.2).

Elle est décrite par l'équation (I.2) :

$$S(t) = \sum_{i=1}^n (s_i \sin(\omega_i t + \varphi)) \quad \text{I-2}$$

w_0, w_1, \dots, w_n Sont des multiples de w_0 (fondamentale).

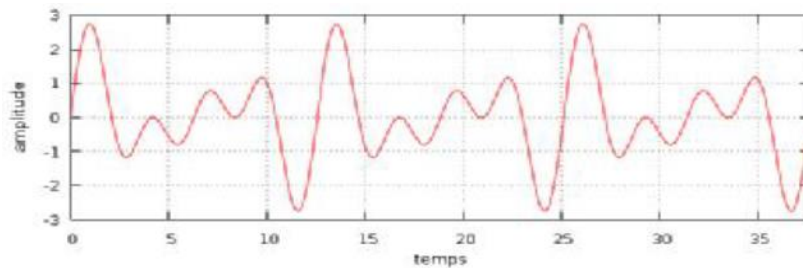


Figure I-2- vibration périodique

I.2.2.3 Vibration apériodique

Est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps, c'est le cas des chocs qu'enregistre sur quelques systèmes (figure (I.3)).

Elle est décrite par l'équation (I.3)

$$S(t) = \sum_{i=0}^n (s_i \sin(w_i t + \varphi)) \quad \text{I-3}$$

w_0, w_1, \dots, w_n sont des multiples de w_0

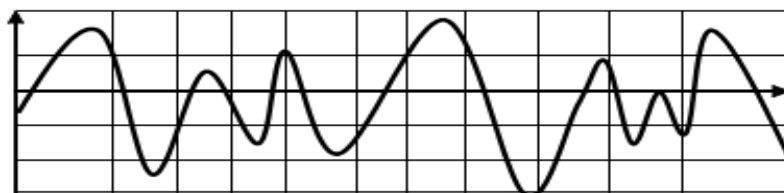


Figure I-3 Vibration apériodique

I.2.3 Les grandeurs de mesure

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes [1,2] :

- Déplacement.

- vitesse.
- accélération.

I.2.3.1 Déplacement :

Grandeur vectorielle qui définit le changement de position d'un corps ou point matériel par rapport à un système référence.

I.2.3.2 Vitesse :

Vecteur qui représente la dérivée de déplacement par rapport au temps.

$$V(t) = \frac{ds(t)}{dt} \quad \text{I-4}$$

I.2.3.3 Accélération :

Dérivée de la vitesse par rapport au temps.

$$A(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2s(t)}{dt^2} \quad \text{I-5}$$

Les relations entre ces grandeurs dans le cas d'une vibration harmonique sont :

$$S(t) = s \cdot \sin(\omega t)$$

$$s' = v(t) = s \cdot \omega \sin(\omega t) = s\omega \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right)$$

$$s'' = a(t) = s\omega^2 \sin(\omega t) = s\omega^2 \sin(\omega t + \pi) \quad \text{I-6}$$

- Les grandeurs de déplacements pour détecter des phénomènes à basse-fréquence.
- Les grandeurs d'accélération pour détecter des phénomènes à haute-fréquence.
- Les grandeurs de vitesses pour détecter des phénomènes à large gamme.

I.2.4 Modes de détection

En mesure vibratoire, on utilise couramment modes de détections :

- Valeur efficace

- Valeur crête
- Valeur crête à crête
- Valeur moyenne

I.2.4.1 Valeur efficace X_{eff}

Pour une vibration, s_{eff} est la valeur quadratique de valeurs efficaces de chacune des vibrations harmoniques la constituant équation (I.7) :

$$s_{eff} = \sqrt{\frac{1}{2}(s_{1eff}^2 + s_{2eff}^2 + \dots + s_{neff}^2)} \quad \text{I-7}$$

$$\text{Avec : } s_{ieff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T s_i^2(t) \cdot dt}$$

I.2.4.2 Valeur crête X_c

La valeur crête d'une vibration est la valeur maximale prise par la variable $s(t)$, dans l'un des sens positif et négatif.

Les relations entre ces grandeurs :

$$s_{eff} = \frac{s_c}{\sqrt{2}} = \frac{s_{cc}}{2\sqrt{2}}$$

$$s_c = \sqrt{2} \cdot s_{eff} = \frac{s_{cc}}{2\sqrt{2}}$$

$$s_{cc} = 2\sqrt{2} \cdot s_{eff} = 2s_c \quad \text{I-8}$$

I.2.4.3 Valeur moyenne

- signal périodique :

$$s_{moy} = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) \quad \text{I-9}$$

- signal transitoire :

$$s_{moy} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} s(t) \cdot dt \quad \text{I-10}$$

La figure (I.4) représente les modes de détections usuels :

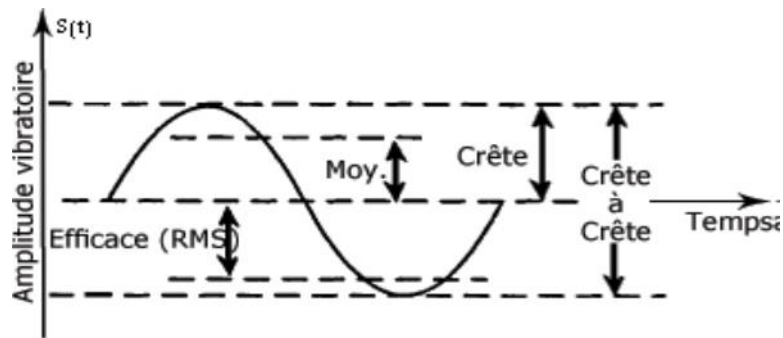


Figure I-4 Modes de détections [2, 3,4]

I.2.5 Représentation de vibrations

I.2.5.1 Représentation vectorielle

Soit \vec{OM} , le vecteur d'amplitude maximale S_0 et d'argument $(\omega t + j)$, dont l'extrémité exécute une rotation uniforme sur le cercle du rayon $0 S$, sa projection sur axe fixe représente un mouvement oscillatoire. L'axe horizontal représente l'origine du temps

figure(I.5). [4,5]

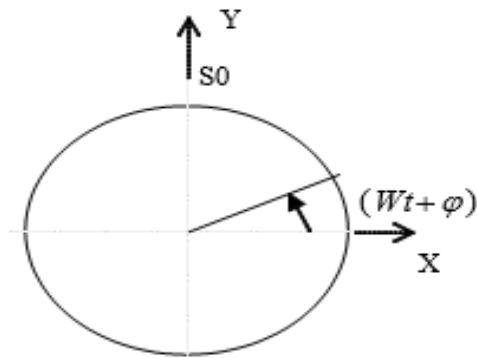


Figure I-5 Représentation vectorielle

I.2.5.2 Représentation complexe

Soit a , b les projections du vecteur OM respectivement sur les axes (OX) et (OY) , assimilés au plan complexe d'axe réel R , et imaginaire I . On peut écrire :

$$Z = S_0 e^{-j(\omega t + \varphi)} \quad \text{I-11}$$

$$\text{Ou } j^2 = -1$$

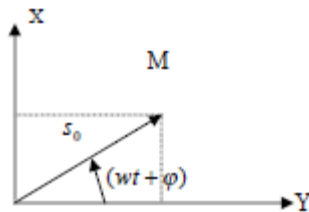


Figure I-6 Représentation complexe

I.2.5.3 Représentation temporelle et fréquentielle

Examinons la composition de trois vibrations de fréquences respectives f_1 , f_2 et f_3 . La

Combinaison linéaire de ces vibrations conduit figure (I.7), en supposant les déphasages nuls à la formulation suivante [5,6] :

$$S(t) = \sum_{j=1}^3 a_j \sin(2\pi f_j t) \quad \text{I-12}$$

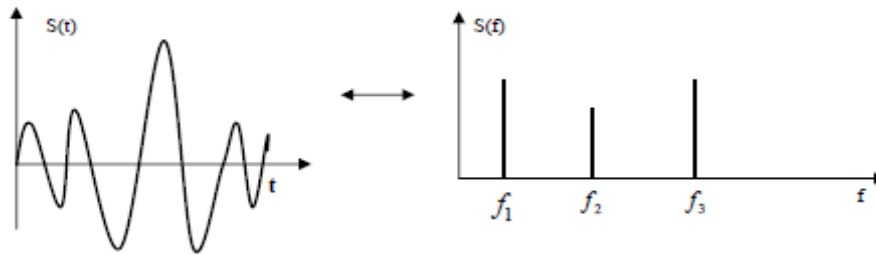


Figure I-7 Représentation temporelle et fréquentielle

- **Remarque :**

Il est clair que le graphe dans le domaine fréquentiel est moins complexe que celui représenté, dans le domaine temporel ;

A premier vue, l'analyse spectrale apparaît beaucoup plus intéressante.

I.3 MACHINES TOURNANTES :

I.3.1 Définitions générales :

Une machine est un ensemble des pièces mécaniques, hydrauliques ou électriques concourant à exercer une ou plusieurs fonctions données et, en particulier, l'application d'une force modulée ou non, destinée à vaincre une résistance ou à assurer un mouvement avec ou sans transmission de force.

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels on peut distinguer : un rotor, une structure, des liaisons [7].

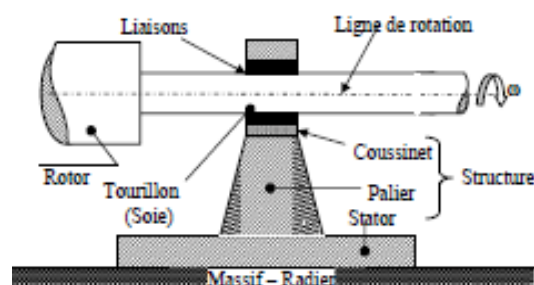


Figure I-8 Eléments d'une machine tournante [7]

I.3.1.1 Le rotor :

Est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation définie en fonction de l'état mécanique de ce dernier, en général distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fabriqué avec plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...) réalise une fonction bien définie : (manipulation fluide, de solide, parcours dans un champ électromagnétique,...etc.).

I.3.1.2 La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- **Les coussinets** : ils sont de faible dimension au droit des tourillons des rotors. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets (roulements).
- **Les paliers** : relient les coussinets (bagues) au stator
- **Le stator** : (enveloppe de la machine) : il contient les éléments essentiels, à savoir les circuits magnétiques dans les machines électriques, les ailettes pour les turbomachines.
- **Le massif** : il peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés au radier.
- **Le radier** : c'est un élément spécifique au système. Il assure la liaison entre le massif et le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables.

C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes

I.3.1.3 Les liaisons :

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage des rotors.

Les liaisons sont classées dans trois ensembles : à fluide, à roulements, magnétique [7].

- **Les liaisons fluides** : ce sont les paliers lisses, en fait c'est l'huile de lubrification qui constitue la liaison entre le rotor et le coussinet. Pendant le fonctionnement, des rotors montés

sur des paliers lisses, c'est à l'huile de lubrification (de grande viscosité) d'apporter plus d'amortissement indispensable au fonctionnement tranquille des machines tournantes.

- **Les liaisons à roulements** : la bague intérieure est montée sur le rotor et la bague extérieure dans le palier, la liaison s'organise par un épilâmes entre les billes et les bagues figure (I.9).

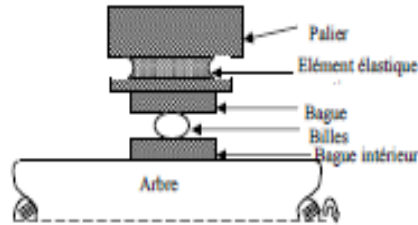


Figure I-9 Élément de roulement –montage de roulement avec un élément amortisseur [7].

- **les liaisons magnétiques** : sont utilisées dans les machines-outils, les machines des satellites, celles de la médecine, les volants d'inertie embarqués pour la restitution d'énergie

I.3.2 Classification des machines tournantes

Les machines tournantes peuvent être classées selon plusieurs critères à savoir :

- En fonction du nombre (n) de liaisons.
- En fonction de leur état rigide ou flexible.

Les liaisons disposées dans les paliers guident le rotor par rapport au stator avec deux liaisons, les forces moyennes (statiques) applique sur chacune d'elles sont déterminées à partir des forces appliquées sur le rotor dans une direction donnée par rapport à l'axe qui joint le centre des liaisons, cette configuration est dite isostatique. Si le nombre de liaisons est supérieur à deux, les forces appliquées sur les liaisons dépendent des impédances au droit des liaisons, cette configuration est dite hyperstatique.

I.3.2.1 Classification selon l'état (rigide ou flexible)

Les matériaux qui constituent les rotors étant doués de masse et élasticité, les rotors se déforment sous l'action des forces centrifuges dues aux balourds et à la vitesse de rotation.

Cependant lorsque les déformations sont faibles, il est possible de considérer le rotor en état rigide, tout état non-rigide est dite flexible.

I.3.3 Les différents types des défaillances d'origine mécanique

I.3.3.1 Défaut de balourd :

C'est la cause de vibration la plus commune et la plus fréquente rencontrée. Ce phénomène se produit à la vitesse de rotation, et peut être causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor de la machine tournante [8].

La force engendrée par le balourd est une fonction de la masse, et du rayon du cercle, sur lequel le rotor tourne. Elle est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation.

Le phénomène de balourd, se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation [9].

Un défaut de balourd est donc relevé par :

- Une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation du rotor en direction radiale.
- Un déphasage voisin de 90° entre deux composantes correspondant à des points de mesure radiaux sur le même palier de rotor.
- Prépondérance de l'amplitude liée à la fréquence de rotation. Le déphasage entre les deux composantes d'ordre 1 de la fréquence de rotation sur le même palier, selon deux directions radiales orthogonales, est de 90° .

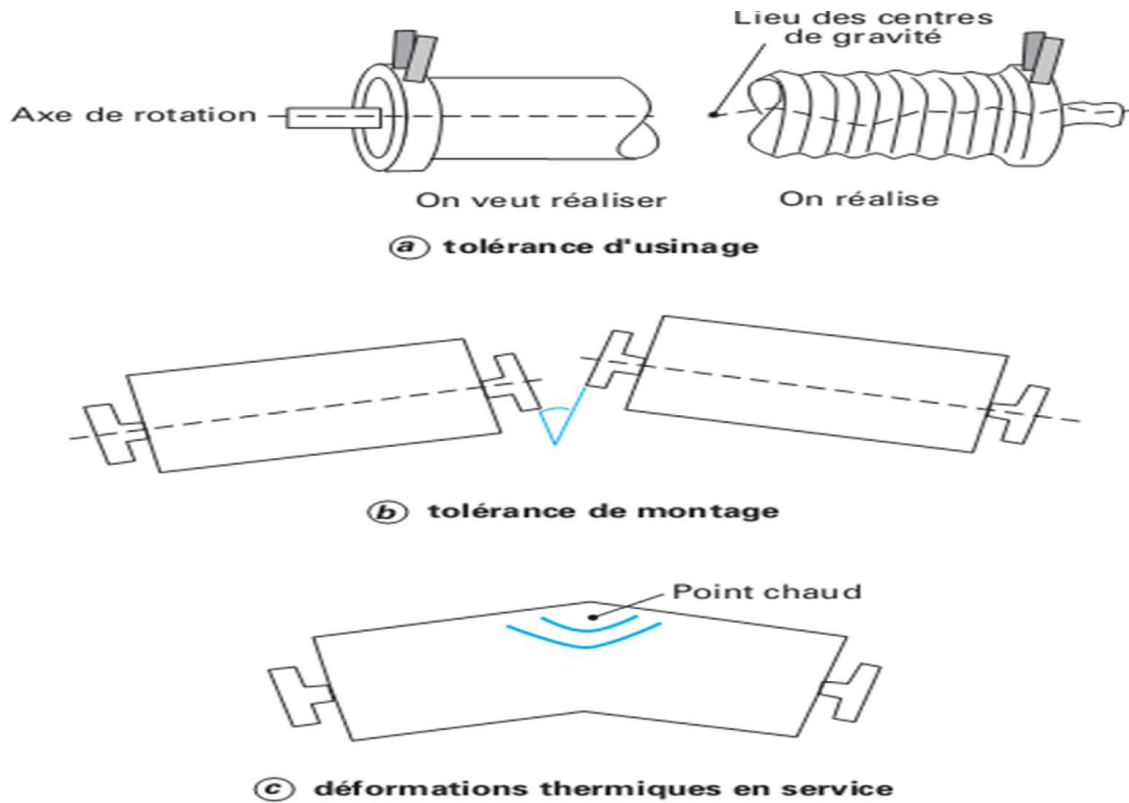


Figure I-10 Quelques causes de balourd [10].

I.3.3.1.1 Balourd statique :

Le balourd statique est la condition de déséquilibre où l'axe central principal est décalé parallèlement au centre de rotation.

Le balourd statique, peut être décelé en plaçant la pièce ouvrière sur des tranchants de couteaux parallèles. Le coté lourd du rotor se déplacera vers le bas.

Le balourd statique, peut souvent être décelé en comparant l'amplitude et la phase de vibration du palier ou de l'arbre aux bouts du rotor. On a trouvé des lectures d'amplitude et de phase de vibration identiques mesurées aux paliers ou à chaque bout de l'arbre.

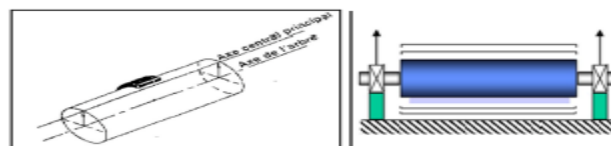


Figure I-11 Image de balourd statique [11].

Ce type de balourd peut être corrigé en ajoutant ou en enlevant du poids dans un seul plan de correction.

I.3.3.1.2 Balourd de couple :

Le couple est toute simplement deux forces parallèles égales agissant en direction opposée, mais sur la même ligne droite.

Le balourd à chaque extrémité du rotor, mais sur des côtés opposés de la ligne du centre de rotation, crée un déséquilibre de couple.

Le balourd de couple devient apparent seulement lorsque la pièce est en rotation, et peut souvent être identifié en comparant les lectures d'amplitude et de phase de vibration du palier au de l'arbre à chaque bout de rotor.

Les lectures d'amplitudes sont égales, mais les lectures de phase seront en désaccord de 180°.

Contrairement au balourd statique, qui peut être corrigé sur un seul plan, le balourd de couple ne peut être corrigé qu'en faisant des corrections d'équilibre sur deux plans.

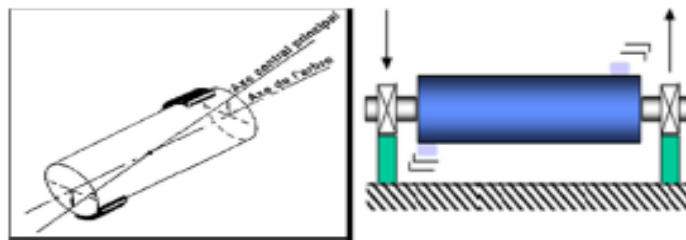


Figure I-12 Image de balourd de couple [11].

❖ Remarque :

La combinaison de ces deux types de balourd s'appelle un balourd dynamique.

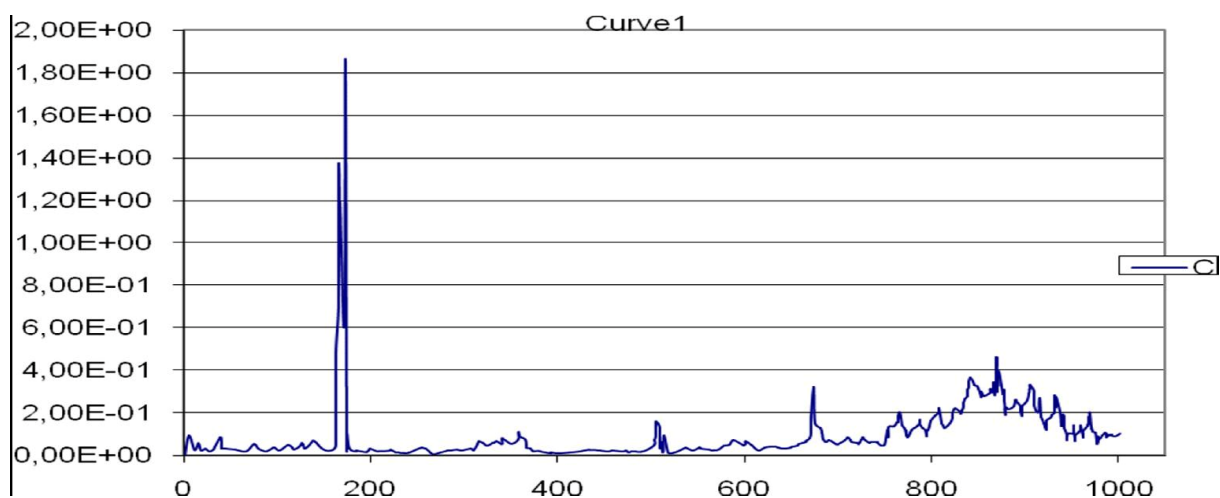


Figure I-13 Image vibratoire théorique d'un balourd dynamique.

I.3.3.2 Désalignement :

Le désalignement est un problème presque aussi commun que le balourd, et la raison en est bien simple. Malgré l'emploi de paliers auto-alignant, et d'accouplements flexibles, il est difficile d'aligner deux arbres, ainsi que leurs paliers afin d'assurer qu'il n'existe aucune force qui puisse causer de vibration.

Un désalignement provoque des vibrations aux fréquences de rotation, ainsi qu'aux harmoniques d'ordre 2, 3 et parfois 4 de la fréquence de rotation.

Un désalignement se produit par des niveaux [8] :

- Axiaux très élevés à deux fois la fréquence de rotation ;
- Radiaux élevés à deux fois la fréquence de rotation.

On constate deux types de désalignement (parallèle et angulaire) :

I.3.3.2.1 Désalignement parallèle :

Il se produit quand les axes de rotation des deux machines ont le même angle d'orientation, mais ils sont séparés verticalement, chacun de l'autre.

Le désalignement parallèle se caractérise par une vibration radiale élevée.

I.3.3.2.2 Désalignement angulaire :

Il se produit quand l'axe de rotation de deux machines a un angle différent. Le désalignement angulaire se caractérise par une vibration axiale élevée.

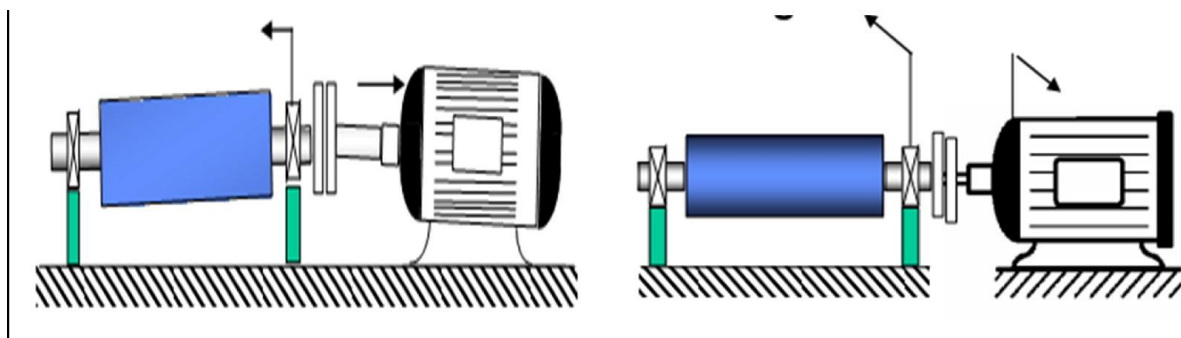


Figure I-14 Désalignement angulaire et parallèle [12].

I.3.3.3 Jeu mécanique :

La figure suivante montre le spectre typique d'un jeu mécanique associé au mauvais serrage d'un roulement et à celui d'un jeu d'arbre excessif. La vibration causée par un problème de jeu mécanique est souvent caractérisée par un deuxième harmonique élevé ($2\times$) de la fréquence de rotation, accompagné de composantes inter harmoniques ($0.5\times$, $1.5\times$, etc.)

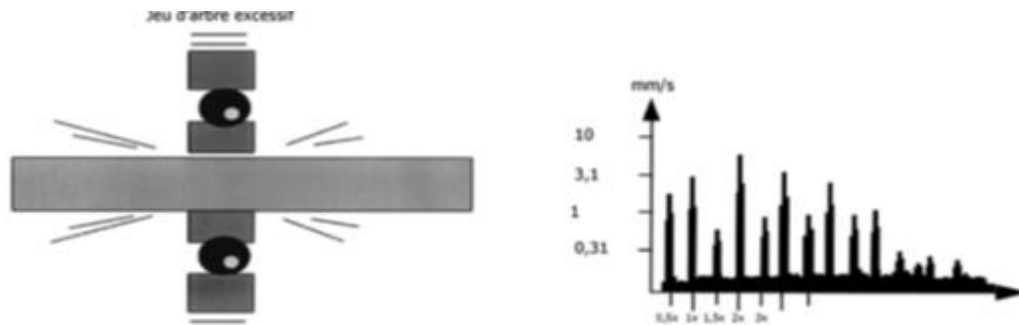


Figure I-15 Jeu d'arbre excessif et leur image vibratoire.

I.3.3.4 Défauts d'un mauvais serrage mécanique :

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

Une analyse du déphasage entre deux mesures prises orthogonalement sur un même palier permet de différencier une anomalie due à un balourd (force tournante), d'un défaut de serrage ou d'une déformation du support (force directionnelle due à la contrainte). [12]

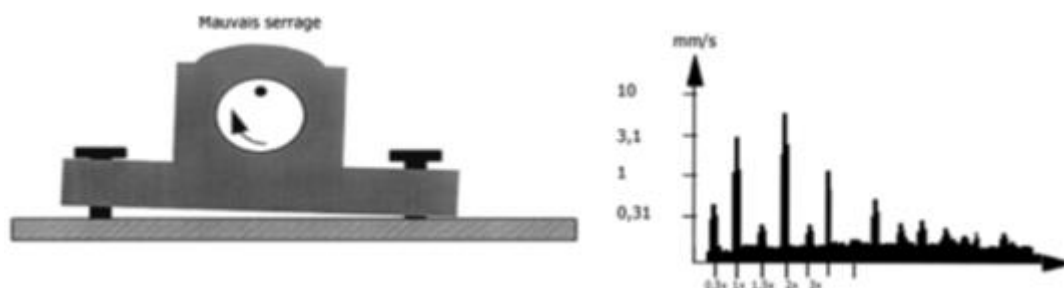


Figure I-16 mauvais serrage mécanique et leur image vibratoire [11].

I.3.3.5 Défauts de roulement

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente (figure I.17). Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), faux effet Brinell, etc...

Tous ces défauts se traduisent par une perte de métal et provoquent des chocs répétés des billes sur la cage de roulement [13].

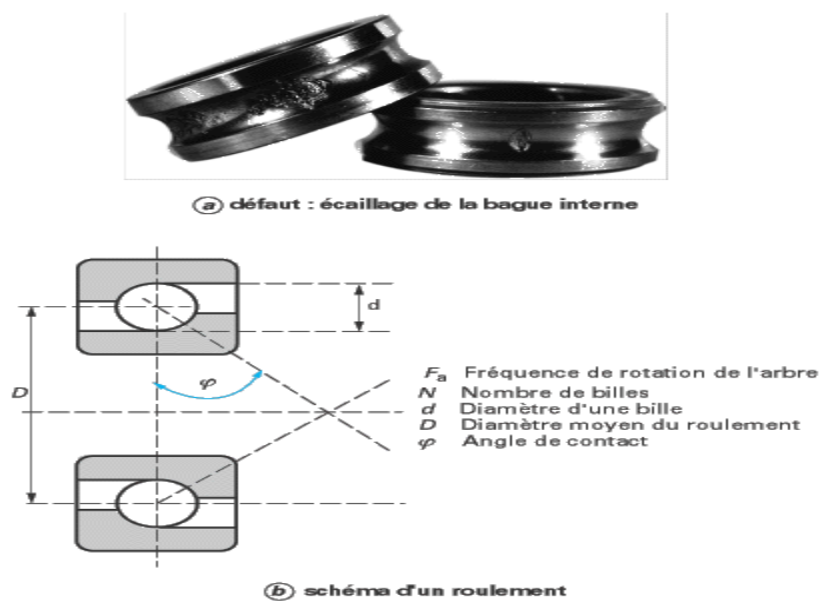


Figure I-17 Roulement à billes

Les pistes des roulements et les billes sont chargées cycliquement, ce qui engendre à la surface une dégradation par fatigue qui se présente sous la forme de fissures qui conduisent à l'écaillage [14] et [15] puis à la ruine du roulement. Ces fissures peuvent être d'origine superficielle ou provenir de la dégradation de la sous couche du matériau. Cette ruine peut être détectée sur un spectre à partir de l'identification des fréquences caractéristiques du roulement. Celles-ci correspondent aux fréquences des impacts lorsqu'un élément roulant rencontre un défaut. Elles sont données en écrivant que les vitesses aux points de contact entre billes et bagues sont nulles [16]. Elles dépendent du diamètre des éléments roulants (d), du diamètre moyen du roulement (D), du nombre d'éléments roulants (N), de l'angle de contact (ν) et de la fréquence de rotation relative entre les bagues intérieure et extérieure (f_r). Elles sont données par les formules :

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement :

$$f_{be} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi\right] \quad \text{I-13}$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure

$$f_{bi} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi\right] \quad \text{I-14}$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant

$$f_b = \left(\frac{D}{d}\right) f_r \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi\right)^2\right] \quad \text{I-15}$$

- Fréquence d'un défaut de cage

$$f_c = \left(\frac{1}{2}\right) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos \varphi\right] \quad \text{I-16}$$

Ces fréquences peuvent être rencontrées pour un roulement en fonctionnement normal (du fait du non linéarité de la raideur de contact sur un roulement en fonctionnement), mais surtout lors de l'apparition de défauts sur les éléments le constituant qui vont engendrer des impulsions produites à chaque fois qu'un élément roulant rencontre un écaillage sur son chemin [17].

➤ Origine

Ce peut être :

- un écaillage de la piste interne (sur l'arbre) ;
- un écaillage sur la piste externe (sur l'alésage) ;
- un défaut localisé sur un élément roulant (bille ou rouleau).

I.3.3.6 Défauts d'engrenages :

Ces défauts sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée ou abimée, usure uniforme ou non, putting localisé ou réparti, mauvais centrage) (figure I.19). On peut observer aussi du fretin (corrosion, frottement) qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié et que les efforts sont importants.

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact [18]. Un arbre tournant à une fréquence f_r sur lequel est monté un pignon ou une roue comptant z dents sera soumis à z chocs par tour. La fréquence caractéristique de l'engrènement sera :

$$f_e = z \cdot f_r \quad \text{I-17}$$

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité ou si une dent du pignon présente un défaut localisé, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence du signal. Cela se traduira, sur le spectre, par un peigne de raies centré sur la fréquence d'engrènement f_e et de pas f_r . Ce peigne est visible que sur un zoom centré lui aussi sur la fréquence d'engrènement f_e (figure I.20) [19].

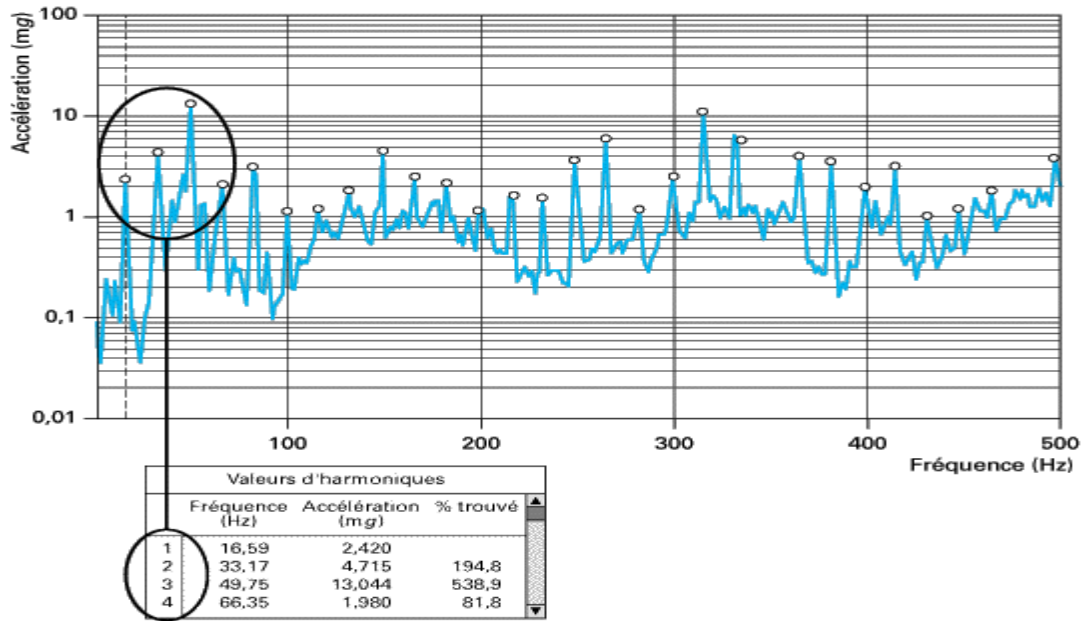
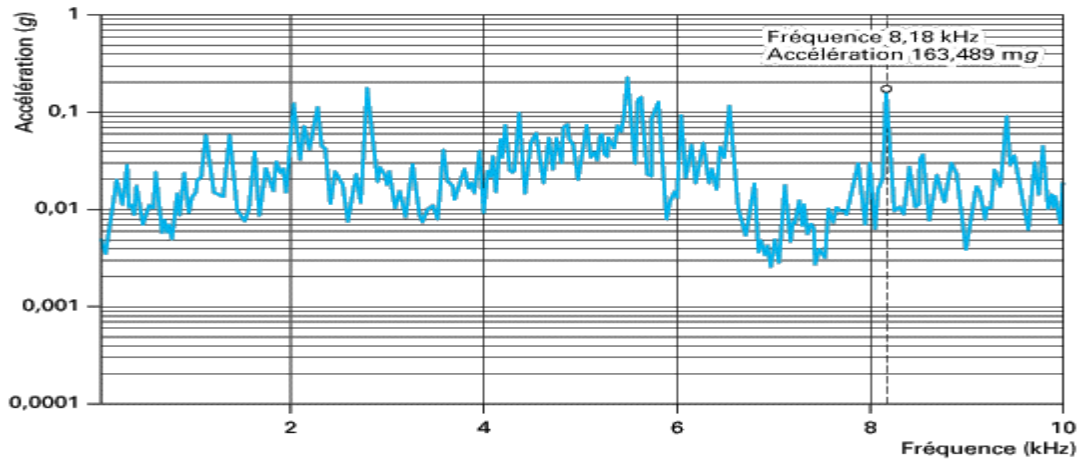


Figure I-18 Spectre du défaut de délinage

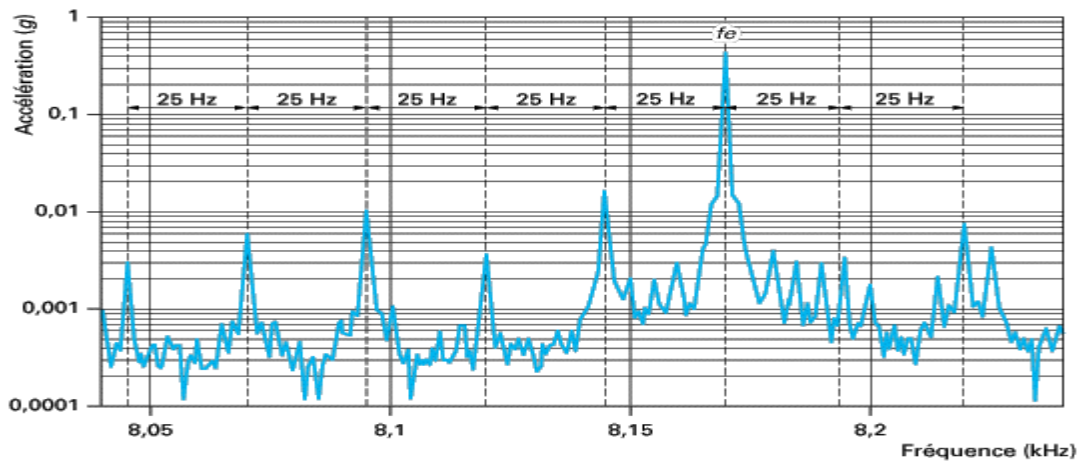


Figure I-19 Dégradation des dents d'une roue dentée



On y distingue nettement la fréquence d'engrènement préalablement calculée : $f_e = 8\,175$ Hz

(a) spectre RC HF : Acc_{eff} [0 – 10 000 Hz]



Le peigne de raies apparaît. Son pas est de 25 Hz, soit la fréquence de rotation de l'arbre primaire

(b) zoom RC : Acc_{eff} [8 040 – 8 240 Hz]

Figure I-20 Spectre RC et peigne de raies du défaut d'engrenages

Si une même machine est le siège de plusieurs engrènements, les images caractéristiques de chacun peuvent se superposer de manière à ne plus être reconnaissables. Le seul outil permettant de dissocier les différents phénomènes est le sceptre (figure I.21). Il fait apparaître un pic caractéristique pour chaque fréquence de modulation. Cela permet de séparer les phénomènes de chaque ligne d'arbre [13][19].

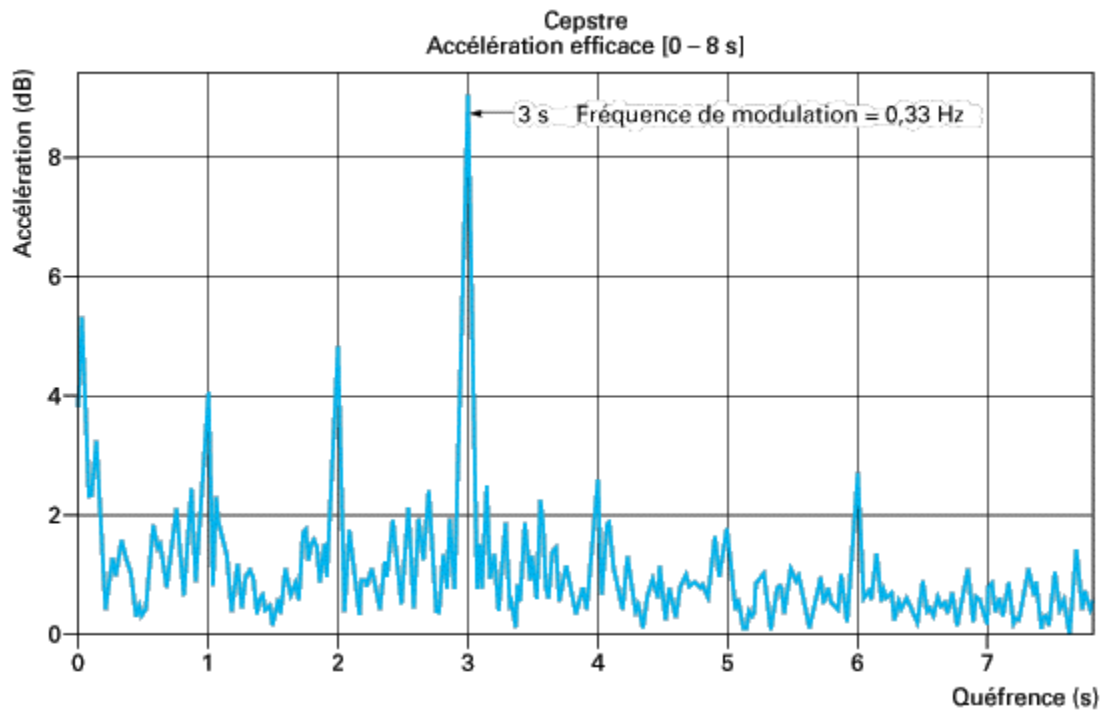


Figure I-21 Cepstre du défaut d'engrenages

I.4 Conclusion :

Ce chapitre a fait l'objet d'une étude descriptive sur les vibrations mécanique des machines tournantes. Apparaissant comme paramètre caractéristique dans l'étude des défauts naissant au niveau de ces machines, ces vibrations ont suscité une attention particulière dans cette partie du mémoire. Pour diagnostiquer et détecter les défauts et éventuelles défaillances, il existe différentes méthodes d'analyses telles que l'analyse orbitale, l'analyse de phase et l'analyse spectrale. L'analyse spectrale est l'outil majeur pour l'étude des signaux vibratoires des machines tournantes, elle fera l'objet sur les deux chapitres suivants.

Chapitre II. Notion Sur Le Traitement Du Signal

Chapitre II. Notion sur le traitement du signal

II.1 Introduction

Le traitement du signal est dans sa globalité, l'ensemble des moyens (méthodes et techniques), dont l'emploi à des différents domaines d'applications tels que : la télécommunication, biomédecine, vibrations mécaniques, etc.

Dans ce chapitre on va présenter quelques généralités sur le signal vibratoire avec leur représentation, classification, et finalement l'analyse spectrale utilisons la transformée de Fourier qui occupe une place privilégiée dans le traitement des signaux, l'analyse spectrale faite à partir de la transformée de Fourier rapide (FFT) qui permet de connaître la totalité des composantes spectrales du signal vibratoire, qui' il est l'objectif de ce chapitre.

II.2 Traitement de signal :

C'est la discipline technique qui s'appuyant sur les ressources de l'électronique, de l'informatique et de la physique appliquée, pour l'élaboration ou l'interprétation des signaux, son champ d'application se situe donc dans tous les domaines concernés par la perception, la transmission ou l'exploitation des informations véhiculées par ces signaux. [20]

II.2.1 Objectifs du traitement de signal :

Le traitement de signal a deux objectifs principaux :

- la manipulation des signaux, c.-à-d. l'étude de leur transformation et les moyens qui permettent les transformations.
- Séparation des signaux utiles et des bruits ce qui comprend les techniques de détection, d'estimation et de classification.

II.2.2 La théorie de signal :

Elle a pour objectif d'établir différentes représentations mathématiques du signal, elle vise :

- A établir des relations entre diverses représentations.
- A établir des modifications caractéristiques de ces signaux lorsque ceux-ci sont appliqués à des systèmes physiques.

II.2.3 Signal :

Le signal est un phénomène physique dépendant du temps et d'autres variables transportant l'information utile à l'observateur.

Les principaux types des signaux :

- Signaux déterministes : Il s'agit des signaux dont le modèle mathématique est connu (signaux périodiques, sinusoïdaux,)
- Signaux aléatoires :

Il s'agit des signaux dont le modèle mathématique n'est pas connu et leur évolution en fonction de temps est imprévisible. [20]

II.2.4 L'échantillonnage :

Le signal physique complet n'est pas étudié en pratique. En fait, seule la représentation numérique du signal est utilisée pour réaliser les calculs voulus. La numérisation du signal est une transformation discrète du signal physique considéré comme continu dans le sens mathématique du terme.

Un échantillon discret est l'ensemble des valeurs d'un signal continu prises aux instants $t_i = t_0 + i\Delta t$, i : étant un entier positif. La discrétisation d'un signal induit une perte d'information qui peut être préjudiciable au diagnostic. Cette perte d'information est liée au nombre de composantes des fréquences élevées qu'introduit le processus de discrétisation (théorème de Shannon.) [21]

L'opération de discrétisation est effectuée périodiquement sur le signal temporel à une période T_e . La fréquence d'échantillonnage équivaut alors à :

$$f_e = \frac{1}{T_e} \quad \text{II-1}$$

comme le montre la figure (II.1) :

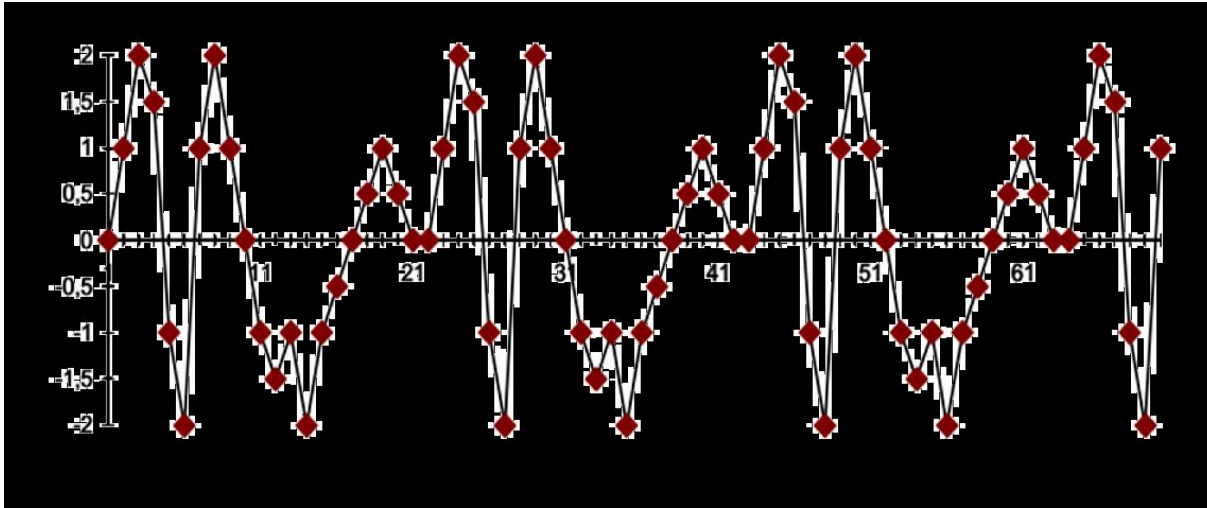


Figure II-1 Discretisation du signal. [20]

L'application du théorème de Shannon permet d'éviter le recouvrement spectral mais pour cela il faut choisir :

$$f_e \geq 2 \cdot f_{max} \quad \text{II-2}$$

En pratique, la valeur couramment choisie pour la fréquence d'échantillonnage est :

$$f_e = 2,56 f_{max} \quad \text{II-3}$$

II.2.5 Résolution :

Pour réaliser de bonnes mesures, il est nécessaire de choisir une résolution appropriée dans la bande de fréquences de travail. Une résolution est satisfaisante lorsqu'elle permet de dissocier des fréquences voisines. Elle dépend de la largeur de la bande de fréquences, du nombre de points N_e et du nombre de lignes de l'analyseur [21].

$$\Delta_f = \frac{f_e}{N_e} = \frac{1}{N_e \cdot T_e} \quad \text{II-4}$$

Avec :

N_e : Nombre de points enregistrés.

T_e : Période d'échantillonnage.

f_e : Fréquence d'échantillonnage.

II.2.6 La chaîne d'acquisition :

Cette chaîne de mesure est le maillon indispensable de l'analyse du signal pour l'acquisition des signaux. Le capteur d'accélération a pour rôle de transformer les phénomènes (vibrations) mécaniques en signaux électriques. L'amplificateur va ensuite augmenter son intensité afin de pouvoir traiter le signal. Les limitations dans la plage de fréquences sont réalisées grâce à des filtres « passe haut » et « passe bas » comme le montre la figure (II.2).

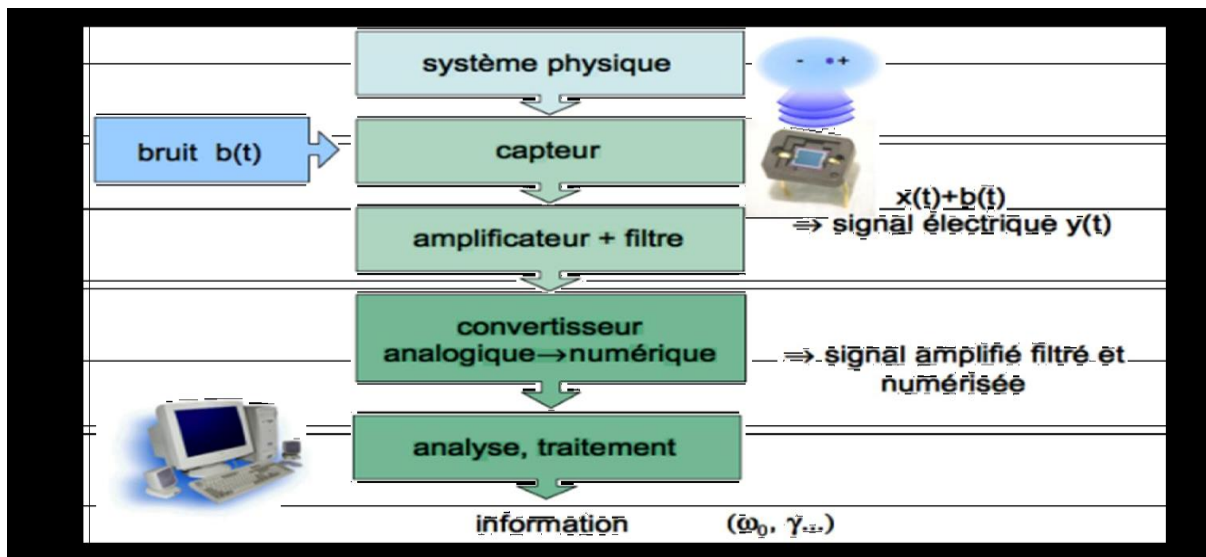


Figure II-2 la chaîne d'acquisition. [20]

II.3 Techniques d'exploitation :

Un intérêt particulier a été donné dans ces travaux à l'analyse vibratoire comme source d'information vue, par la plupart, comme la technique la plus adéquate et la plus globale pour la surveillance des machines tournantes.

Dans cette section seront décrites les principales techniques et méthodes d'exploitation de l'information délivrée par les capteurs de vibration. [20]

II.3.1 Indicateurs scalaires :

Basée sur les signaux temporels extraits des capteurs de vibration et filtrés sur certaines plages fréquentielles. Cette technique rapide, extrait des indicateurs, pour la plupart statistiques, résumant l'information contenue dans le signal et permettant de générer un repère. Le suivi d'évolution du repère donne une information plus ou moins précise et

complète, sur son état de fonctionnement. L'utilisation de ces techniques donne une première information à partir des signaux, mais nécessite d'être accompagnée par des investigations plus poussées dans le cadre du diagnostic.

Une multitude d'indicateurs existent, plus ou moins performants et adéquats pour le dépistage de certaines défaillances plus que d'autres. Les indicateurs les plus utilisés sont décrits comme suit [22].

II.3.1.1 RMS

Le RMS, nommée aussi valeur efficace ou moyenne quadratique d'un signal, correspond à la racine carré du moment d'ordre deux et est calculé comme montré par l'équation II.5 :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [s(t)]^2} \quad \text{II-5}$$

Le RMS est un des premiers indicateurs utilisé en industrie, dû notamment à sa simplicité et à sa rapidité d'exécution. Une variation excessive du niveau RMS signifie en général un changement de l'état de fonctionnement et donc une défaillance. L'un des inconvénients majeurs de l'utilisation du RMS c'est qu'il donne généralement une alarme assez tardive, notamment pour le cas des défauts de roulements, où la variation du signal due à l'apparition du défaut est masquée par d'autres composantes d'amplitudes plus élevées.

II.3.1.2 Facteur crête

Le facteur crête FC est un indicateur plus spécifique, qui permet d'observer de plus près le signal vibratoire. Le suivi du facteur crête permet un dépistage plus précoce des défauts en mesurant le rapport entre la valeur maximale du module du signal (valeur crête) sur la valeur efficace, comme montré par l'équation 1.4.

$$F_C = \frac{\text{valeur crête}}{RMS} = \frac{\text{Sup}|s(t)|}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [s(t)]^2}} \quad \text{II-6}$$

Le facteur crête suit une distribution normale, sa valeur varie en générale entre 3 et 6, pour un fonctionnement sans défaut et peut aller au-delà de 6 dès l'apparition d'une défaillance.

D'autres indicateurs ont été développés sur la base du facteur crête, tels que le facteur K, en multipliant la valeur crête par la valeur efficace ou la valeur crête à crête, mesurant l'écart entre les amplitudes des pics supérieur et inférieur.

II.3.1.3 Kurtosis

Plus spécifique au dépistage des défauts de roulements, le kurtosis est une grandeur statistique permettant d'analyser le caractère « pointu » ou « plat » d'une distribution, et donc d'observer la forme du signal. Dérivé du moment statistique d'ordre quatre, il est défini comme le rapport de la valeur moyenne du signal élevée à la puissance 4 sur le carré de son énergie. Il est donné par la formule suivante :

$$\text{Kurtosis} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{S})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{S})^2 \right]^2} \quad \text{II-7}$$

Le Kurtosis approche la valeur de 3 pour un fonctionnement sans défauts de roulement, et augmente de façon remarquable dès l'apparition d'impulsions dues à la naissance d'un défaut. Le Kurtosis tend à revenir à 3 dès que la dégradation entre en phase terminale.

Pour être plus efficaces le Kurtosis et le facteur crête sont calculés dans certaines bandes fréquentielles où l'effet engendré par les dégradations est plus visible.

II.3.2 Analyse spectrale :

Le signal vibratoire extrait d'une machine tournante est très complexe, originaire des différents organes la composant. La transformée de Fourier est un outil mathématique permettant de transformer ces signaux complexes, de les décomposer en une multitude de composantes élémentaires sinusoïdales et de les représenter sous forme d'un spectre « Amplitudes-fréquence » [23] [22]. La transformée de Fourier rapide FFT développée par James Cooley et John Tukey, ne requiert qu'un temps de calcul minime pour appliquer la transformée de Fourier Discrète. La FFT a été largement implémentée dans les systèmes de diagnostic des machines tournantes. Les formules (II.8) et (II.9) représentent respectivement la transformée de Fourier et sa variante discrète.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(t)e^{-i2\pi ft} dt \quad \text{II-8}$$

$$X(f) = \sum_{k=0}^{N_e-1} X(t) \cdot e^{-2i\pi f \frac{k}{N}} \quad \text{II-9}$$

Le théorème de PARCEVAL exprime que l'énergie contenue dans le signal temporel est égale à celle dans sa représentation fréquentielle. A partir de là nous pouvons parallèlement construire sur les signaux de puissance finie des spectres de puissance (Densité spectrale de puissance DSP), représentatifs du carré du module de la transformée de Fourier, rapportée au temps d'observation.

Dans des conditions de fonctionnement stationnaires « vitesses de rotations et chargements stationnaires », chaque organe de la machine émet des vibrations à un certain niveau d'amplitude, et à une cadence « fréquence » constante dans le temps. L'apparition de défauts, dans les organes de la machine tournante génère des efforts supplémentaires qui se traduisent par des vibrations se répétant à une cadence « fréquence » constante, relative à la fréquence de rotation. Suivre les amplitudes des vibrations à ces fréquences, permet de suivre les conditions de fonctionnement des différents organes de la machine tournante.

II.3.3 Analyse cepstrale :

L'analyse cepstrale est une technique complémentaire d'analyse, développée sur plusieurs variantes, dont les plus utilisées sont le cepstre complexe ; défini comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier, s'exprime selon une variable uniforme au temps, et est représentée par la formule (II.10) [23].

$$C = TF^{-1}[\ln |X(f)|] \quad \text{II-10}$$

Le cepstre de puissance défini comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal du module de la transformée de Fourier du signal, représenté sur l'équation (II.11)

$$C = TF^{-1} [\ln |X(f)|]^2 \quad \text{II-11}$$

De même que la transformée de Fourier permet de mettre en évidence les périodicités d'un signal temporel, le cepstre met en évidence les périodicités de sa transformée de Fourier. Opinant par la même occasion, de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute les familles de composantes périodiques, qui peuvent se manifester dans le spectre sous

forme de peignes de raies ou bandes latérales de modulation autour d'une fréquence caractéristique ce qui n'est pas toujours évident dans le cadre de l'analyse spectrale.

Les unités et grandeurs sont autres dans le cepstre que ceux utilisés dans l'analyse spectrale, ainsi on trouve entre autres ; les périodicités qui sont appelées qu'éfrances et sont exprimées en secondes ou millisecondes et les harmoniques qui deviennent des Harmoniques.

Cependant, la bonne utilisation de cet outil nécessite de prendre plusieurs précautions dans la définition des plages fréquentielles, des résolutions et du nombre de lignes spectrales, et de toujours l'associer à d'autres techniques « analyse spectrale par exemple ». Ceci est notamment dû à sa sensibilité importante au bruit de fonds influençant l'évolution de ces amplitudes.

II.3.4 Analyse d'enveloppe :

L'analyse d'enveloppe est une technique de détection précoce des défauts de type choc. Pour ce faire le signal vibratoire est relevé dans une bande fréquentielle large, et filtré autour d'une fréquence de résonance. Le signal est ensuite redressé « en mettant au positive toutes les valeurs négatives », et la transformée d'Hilbert est appliquée afin de relever son enveloppe et ainsi dissocier, le signal modulé (fréquences de résonance) du signal modulant correspondant au défaut recherché. Le diagnostic final pourra par la suite être rendu après analyse spectrale de l'enveloppe [24].

II.3.5 Analyse Temps-Fréquence :

L'analyse spectrale classique basée sur la transformée de Fourier présente un sérieux inconvénient, vu qu'elle suppose que la majorité des signaux sont infinis dans le temps ou périodiques, alors qu'en réalité ils peuvent être de courte durée et comporter des variations au cours du temps d'acquisition.

Pour palier cet inconvénient, des techniques ont été développées analysant les variations fréquentielles au cours du temps. Parmi ces techniques on trouve, la transformée de Fourier à Court Terme, la Distribution de Wigner-Ville, ou les techniques à base d'ondelettes.

II.4 Transformation de Fourier

On définit la Transformée de Fourier d'un signal par :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad \text{II-12}$$

La fonction $f(t)$ est périodique de période 1, et celle est généralement, une fonction complexe de la variable f

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(f) e^{-j2\pi fi} df \quad \text{II-13}$$

Remarque

Il y a deux difficultés associées à la relation précédente ; la première est que f est une variable continue, on ne peut pas manipuler dans un système de traitement numérique. La deuxième est due au nombre infini d'échantillons du signal $s(t)$, qu'il est impossible de traiter pratiquement. [26]

Les solutions à ces deux problèmes sont immédiates ; Il faut remplacer la variable continue par variable discrète, et il faut limiter la durée du signal $s_T(k)$.

II.4.1 Transformation de Fourier Discrète (TFD)

La transformation de Fourier discrète s'introduit quand il s'agit de calculer la transformée de Fourier d'une fonction à l'aide d'un calculateur numérique. En effet un tel opérateur ne peut traiter que des nombres et de plus en quantité limitée par la taille de sa mémoire [25]. Doit être adaptée, d'une part en remplaçant le signal $s(t)$, par des nombres $S(nT)$, qui représentent un échantillonnage de ce signal et d'autre part en limitant l'ensemble des nombres sur lesquels portent les calculs à une valeur finie N , le calcul fournit alors des nombres $S^*(f)$ définis par :

$$S^* = \sum_{n=0}^{N-1} s(nT) e^{-j2\pi fnT} \quad \text{II-14}$$

Comme le calculateur est limité dans sa puissance de calcul, il ne peut fournir ces résultats que pour un nombre limité de valeurs de la fréquence f ; qu'il est naturel de choisir multiples d'un certain pas de fréquence Δf alors :

$$S^*(K\Delta f) = \sum_{n=0}^{N-1} s(nt) e^{-j2\pi nK\Delta fT} \quad \text{II-15}$$

Un choix simplificateur intéressant consiste à prendre : $\Delta f = \frac{1}{NT}$;

On peut alors vérifier qu'il existe seulement N valeurs différentes dans la suite des $S^*(kNT)$ qu'est une suite périodique est de période N puisque :

$$s^*[(k \cdot \Delta f / NT)] = s^*(k / NT) \quad \text{II-16}$$

La transformée de Fourier rapide et la transformée inverse établissent entre ces deux suites, les relations suivantes respectivement :

$$s^* = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n) e^{-i2\pi \frac{nk}{N}}$$

$$s^* = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(k) e^{-i2\pi \frac{nk}{N}} \quad \text{II-17}$$

II.4.2 Transformée de Fourier Rapide (FFT)

Plusieurs algorithmes existent, pour réduire le nombre de multiplications nécessaires au calcul de la transformée de Fourier discrète (DFT). On se limite à celui de COOLEY et TUKEY, qu'est le plus utilisé. [26]

$$s^* = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n) e^{-i2\pi \frac{nk}{N}} \quad k = 0, 1, \dots, N-1$$

$$s^* = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(k) e^{i2\pi \frac{nk}{N}} \quad n=0, 1, \dots, N-1 \quad \text{II-18}$$

Les équations de définition de la TFD fournissent une relation entre deux ensembles de N nombres complexes, qui s'écrit d'une manière commode sous une forme matricielle, en posant :

$$W_N^{nk} = e^{-i2\pi \frac{kn}{N}} \quad \text{II-19}$$

Les affixes des nombres n W, appelés coefficients de la TFD, se trouvent sur le cercle unité comme le montre la figure (II.3). Ce sont les racines de l'équation $z^N - 1 = 0$

Ou racines N ièmes de l'unité.

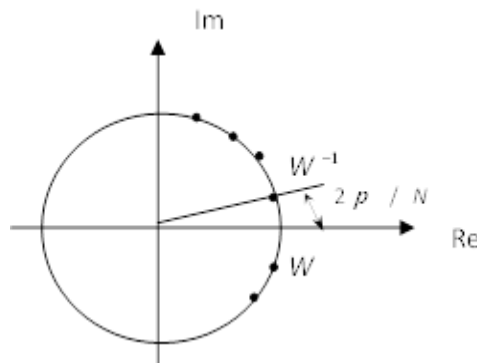


Figure II-3 Affixes des coefficients de la TFD [26]

Pour tout entier L, on a :

$$\begin{aligned}
 W_N^{2N} &= e^{i2\pi L} = 1 \\
 W_N^{\frac{N}{2}} &= e^{i\pi} = -1 \\
 W_N^{\frac{kN}{2}} &= e^{i2\pi\frac{k}{N}} \cdot e^{i\pi} = -W_N^k \\
 W_N^2 &= e^{-2i\frac{2\pi}{N}} = e^{\frac{2\pi}{N}} = W_{\frac{N}{2}}
 \end{aligned}
 \tag{II-20}$$

Propriété d'ortho normalité :

$$\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} W_N^{nk} = \begin{cases} 1 & \text{pour } k = lN \\ 0 & \text{partout ailleurs} \end{cases}$$

L'équation matricielle est la suivante pour la transformée directe

$$\begin{bmatrix} S(0) \\ S(1) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ S(N-1) \end{bmatrix} = \frac{1}{N} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & \dots & \dots & 1 \\ 1 & W & W^2 & \dots & \dots & W^{N-1} \\ 1 & W^2 & W^4 & \dots & \dots & W^{2(N-1)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \dots & \vdots \\ 1 & W^{N-1} & W^{2(N-1)} & \dots & \dots & W^{(N-1).(N-1)} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s(0) \\ s(1) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ S(N-1) \end{bmatrix}
 \tag{II-21}$$

Pour la transformée inverse, il suffit de renverser le scalaire $\frac{1}{N}$, et de changer W^n en W^{-n} . Quand la TFD est calculé à l'aide de tels algorithmes, on dit que l'on effectue une transformation de Fourier rapide (TFR) ;

Un cas très intéressant est celui où N, et une puissance de deux, car il conduit à des algorithmes peu complexes qui sont particulièrement efficaces. Ces algorithmes sont basés sur une décomposition de la suite à transformer en sous-suites entrelacées, dite TFR avec entrelacement temporel [25].

II.4.2.1 FFT à entrelacement temporel

Plusieurs techniques de calcul existent. Nous proposons d'étudier et d'utiliser la technique FFT radix2 à entrelacement temporel [27].

La suite d'élément s(n) peut être décomposée en deux suites entrelacées, celle des échantillons d'indice paire, et celle des échantillons d'indice impaire. Soit $s_1(n) = s(2m)$, les échantillons de la suite s (n) d'indice paire et soit $s_2(n) = s(2m + 1)$ les échantillons de la suite s (n) d'indice impaire.

Chacune des suites $s(2m)$ et $s(2m+1)$ comporte donc $\frac{N}{2}$ éléments pour $m=0.1\dots\dots N/2-1$; idem pour $s_1(n)$ et $s_2(n)$ avec $n=0.1\dots\dots N/2-1$. Sous l'hypothèse où le facteur de normalisation $1/N$ est laissé de côté la relation :

$$s(k) = \frac{1}{N} = \sum_{n=0}^{N-1} s(n)W_N^{nk} \quad \text{pour } k=0.1\dots\dots N-1 \quad \text{II-22}$$

Devient :

$$s(k) = \sum_{m=0}^{\frac{N}{2}-1} s(2m)W_N^{2mk} + \sum_{m=0}^{\frac{N}{2}-1} s(2m+1)W_N^{(2m+2)k} \quad \text{pour } k = 0\dots\dots N-1 \quad \text{II-23}$$

La propriété

$$W_N^{2m} = e^{-i2\pi\frac{2m}{N}} = e^{-i2\pi\frac{m}{\frac{N}{2}}} = W_{\frac{N}{2}}^m.$$

Permet d'écrire l'équation (II.24) sous la forme :

$$s(k) = \sum_{m=0}^{\frac{N}{2}-1} s(2m)W_N^{mk} + \sum_{m=0}^{\frac{N}{2}-1} s(2m+1)W_{\frac{N}{2}}^{2mk} \quad \text{pour } k=0\dots\dots N-1 \quad \text{II-24}$$

En substituant respectivement $s_1(n)$ et $s_2(n)$ à $s(2m)$ et $s(2m+1)$ et en sommant par rapport à n les éléments $W_{\frac{N}{2}}^{mk}$ restent inchangé par rapport à ce nouveau intervalle de sommation. Ainsi, l'équation (II.25) devient :

$$s(k) = \sum_{n=0}^{\frac{N}{2}-1} s_1(2n)W_N^{nk} + \sum_{n=0}^{\frac{N}{2}-1} s_2(2n)W_{\frac{N}{2}}^{2nk} \quad \text{pour } k=0\dots\dots N-1 \quad \text{II-25}$$

Chacune des sommes dans l'expression (II.26) est une DFT d'ordre $2/N$. La première somme est une DFT des échantillons d'indice paire et la deuxième somme est la DFT des échantillons d'indice impaire. On peut donc écrire :

$$S(k) = s_1(k) + W_N^k \cdot s_2(k) \quad \text{pour } k = 0.1\dots\dots N-1 \quad \text{II-26}$$

La relation (II.27) montre que le calcul d'une DFT d'ordre N revient au calcul de deux DFT d'ordre $N/2$ chacune.

Pour déterminer les éléments $s(k)$ d'indice supérieur ou égal à $2/N$, on exploite la périodicité des suites $s_1(k)$ et $s_2(k)$:

$$s\left(k + \frac{N}{2}\right) = s_1(k) + W_N^{k+\frac{N}{2}} \cdot s_2(k) - W_N^k \cdot s(k) \quad \text{II-27}$$

$$\text{Ou } W_N^{N+\frac{N}{2}} = e^{-i2p\frac{k+N/2}{N}} = -e^{-\frac{i2pk}{N}} = -W_N^k$$

En résumé, les échantillons $s(k)$ sont déterminés par la paire d'équations suivante :

$$\begin{aligned} S(k) &= s_1(k) + W_N^k \cdot s_2(k) \\ S\left(k + \frac{N}{2}\right) &= s_1(k) - W_N^k \cdot s_2(k) \end{aligned} \quad \text{II-28}$$

II.4.2.2 Illustration du mécanisme de la FFT

Ce processus de décomposition est répète jusqu' à ce que des DFT d'ordre 2 sont engendrés. Chacune des DFT d'ordre $2/N$ est composée en deux DFT d'ordre $4/N$. Les échantillons intervenant dans le calcul de chaque DFT d'ordre $2/N$ sont de nouveau groupés en deux suites de $4/N$ valeurs. La première suite sera formée par les échantillons d'indice paire et la deuxième suite sera formée par les échantillons d'indice impaire [27].

Soit $s_{11}(n) = s_1(2m)$ les échantillons de la suite $s_1(n)$ d'indice paire, et soit $s_{12}(n) = s_1(2m + 1)$ les échantillons de la suite $s_1(n)$ d'indice impaire

Chacune des suites $s_1(2m)$ et $s_1(2m + 1)$ les échantillons pour $m=0,1,\dots,\frac{N}{4}-1$; idem pour $s_{11}(n)$ et s_{12} avec $m=0,1,\dots,\frac{N}{4}-1$; pour la suite $x_1(n)$, on a donc :

$$\begin{aligned} s_1(k) &= \sum_{n=0}^{\frac{N}{4}-1} s_1(n) \cdot W_N^{nk} \\ &= \sum_{m=0}^{\frac{N}{4}-1} s_1(2m) \cdot W_N^{2mk} + W_N^k \cdot \sum_{m=0}^{\frac{N}{4}-1} s_1(2m+1) \cdot W_N^{2mk} \\ &= \sum_{m=0}^{\frac{N}{4}-1} s_1(m) \cdot W_N^{mk} + W_N^k \cdot \sum_{m=0}^{\frac{N}{4}-1} s_1(2m+1) \cdot W_N^{mk} \end{aligned} \quad \text{II-29}$$

Avec : $W_N^{2mk} = W_N^{mk}$

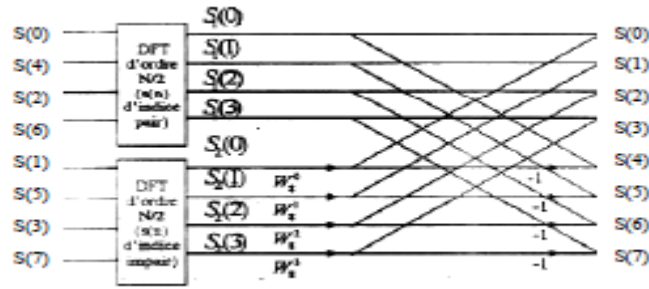


Figure II-4 diagramme de flux de la première décomposition de la FFT d'une suite de 8 valeurs. [26]

En substituant respectivement $s_{11}(n)$ et $s_{12}(n)$ à $s_1(2m)$ et $s_2(2m + 1)$, et en sommant par rapport à N, on obtient :

$$S(k) = \sum_{n=0}^{\frac{N}{2}-1} s_{11}(n) \cdot W_N^{2kn} + W_N^{2k} \cdot \sum_{m=0}^{\frac{N}{2}-1} s_{12}(m) \cdot W_N^{nk} \quad ; k=0,1,\dots,\frac{N}{2}-1 \quad \text{II-30}$$

Avec : $W_N^k = W_N^{2k}$

Les calculs intervenant dans la première opération papillon résultante sont donnés par:

$$s_1(k) = s_{11}(k) + W_N^{2k} s_{12}(k)$$

$$s_1\left(k + \frac{N}{4}\right) = s_{11}(k) - W_N^{2k} s_{12}(k) \quad ; k=0,1,\dots,\frac{N}{4}-1 \quad \text{II-31}$$

En faisant la même décomposition sur la suite $s_2(n)$; $s_{21}(n) = s_2(2m)$ et $s_{22}(n) = s_2(2m + 1)$; la seconde opération papillon permet les calculés :

$$s_2(k) = s_{21}(k) + W_N^{2k} s_{22}(k)$$

$$s_2\left(k + \frac{N}{4}\right) = s_{21}(k) - W_N^{2k} s_{22}(k) \quad k=0,1,\dots,\frac{N}{4}-1 \quad \text{II-32}$$

Le résultat de cette seconde décomposition de deux DFT d'ordre $N/2$, est représenté à la figure (II.5) pour $N=8$. Dans cette seconde décomposition, chaque paire de nœuds duaux est séparée par une distance de $N/4$.

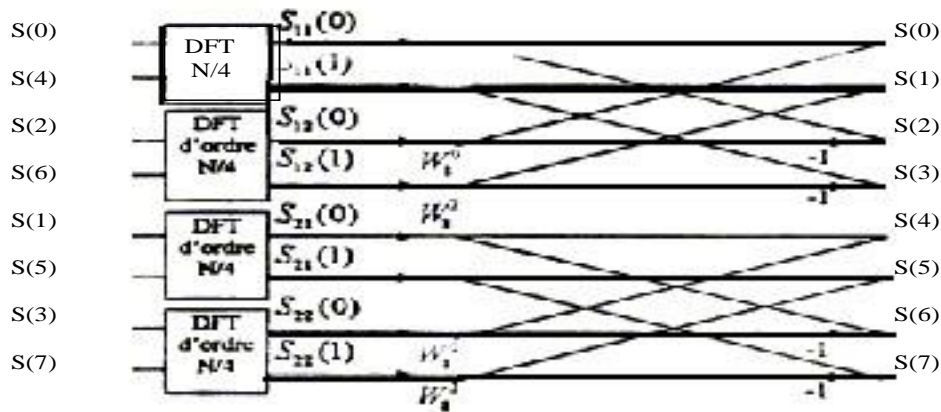


Figure II-5 Diagramme de fluence de la seconde décomposition de la FFT d'une suite de 8 valeurs. [26]

Dans cette deuxième décomposition, le calcul est réduit à des DFT d'ordre 2. En considérant par exemple $s_{11}(0)$ et $s_{11}(1)$, le premier terme du second membre de l'équation (II.6) donne :

$$s_{11}(k) = \sum_{i=0}^{\frac{N}{4}-1} s_{11}(n) W_{\frac{N}{4}}^{nk} = \sum_{i=0}^1 s_{11}(n) W_{\frac{N}{4}}^{nk} \tag{II-33}$$

$$s_{11}(0) = s_{11}(0) + s_{11}(1)W_2^1 = s_{11}(0) + s_{11}(1) = s(0) + s(4)$$

$$s_{11}(1) = s_{11}(0) - s_{11}(1) = s(0) - s(4)$$

Le diagramme de fluence à l'une des DFT d'ordre 2 est représenté sur la figure (II.6).

Chaque décomposition est appelée étape intermédiaire.

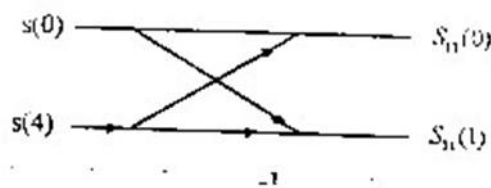


Figure II-6 Diagramme de fluence de DFT [26]

Si l'ordre de la DFT est une puissance de 2 : $N = 2^M$, le nombre d'étapes intermédiaires est donné par : $m = \log_2 N$.

Le diagramme de fluence d'une FFT d'ordre 8 avec entrelacement temporel. Ce diagramme est représenté à la figure (II.7).

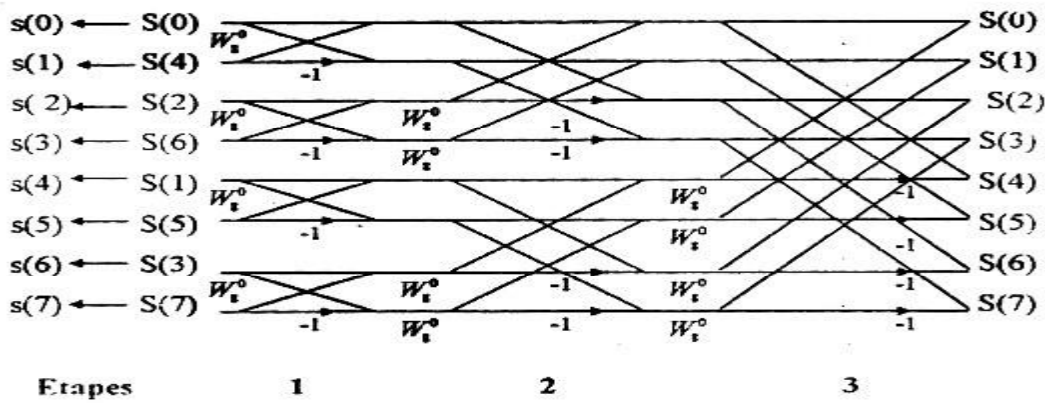


Figure II-7 FFT d'ordre 2 avec entrelacement temporel pour N = 8. [26]

II.4.2.3 Le papillon

L'ensemble des calculs intervenant dans l'équation (II.28) peut être représenté par le diagramme de fluence de la figure (II.8.b). Cette structure de base est appelée une opération papillon "croisillon". Les deux nœuds à gauche représentent les échantillons $s_1(k)$ et $s_2(k)$ et les deux nœuds à droite (nœuds puits) sont sollicités par les deux précédents (nœuds sources). A travers deux branches est munie d'un coefficient multiplicatif, l'absence de ce coefficient signifie que sa valeur est égale à l'unité. Comme ce diagramme de fluence découle directement de la relation (II.28), le calcul intervenant dans une opération papillon exige deux multiplications complexes et deux additions complexes. Il faut remarquer que le produit $W_N^k s_2(k)$ est calculé deux fois. Ce diagramme de fluence est modifié afin d'éviter ceci pour donner la structure (II.8.a), cette nouvelle forme nécessite uniquement une multiplication complexe et une addition complexe de moitié. [27]

Dans cette première décomposition d'une DFT d'ordre N en deux DFT d'ordre N/2 chacune, les deux nœuds $s(k)$ et $s(k + N/2)$ sont séparés par une distance de N/2. Il s'agit de deux nœuds duaux sollicités par la même paire de nœuds sources.

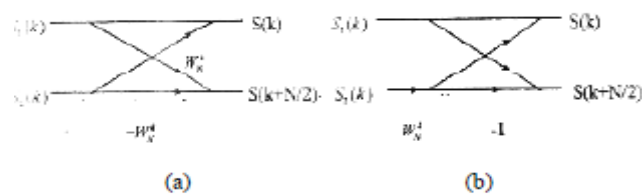


Figure II-8

II.4.2.4 Inversion binaire des indices [27]

En comparant l'ordre des indices des valeurs d'entrée et de sortie du diagramme de fluence de la FFT d'ordre 2 avec entrelacement temporel, on remarque que les indices d'entrées sont désordonnés et ceux du signal de sortie apparaissent dans un ordre naturel. Ce désordre est dû aux entrelacements successifs et se traduit par une inversion de la représentation binaire des indices. La technique d'inversion binaire consiste à écrire indice n d'un échantillon $s(n)$ quelconque sous forme binaire. Les bits de ce mot binaire ainsi obtenu sont inversés. Chacun de ces bits peut prendre la valeur '0' ou la valeur '1'. On peut écrire l'indice n sous une forme binaire à L bits de la manière suivante :

$$n = \sum_{i=0}^{L-1} b_i 2^i \tag{II-34}$$

Le mot binaire correspondant est :

$$b_{L-1} b_{L-2} \dots \dots \dots b_2 b_1 b_0$$

L'inversion des bits de ce mot binaire donne:

$$b_0 b_1 b_2 \dots \dots \dots b_{L-2} b_{L-1}$$

Le passage de l'ordre naturel à l'ordre des bits inversés est représenté à la figure (II.9) pour $N = 8$:

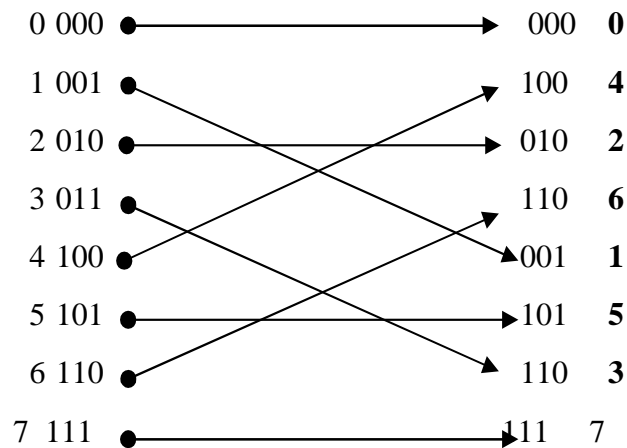


Figure II-9 Passage de l'ordre naturel à l'ordre des bits inversés

L'inversion des bits est une opération primordiale dans le calcul d'une FFT qui peut consommer jusqu'à 50% du temps de calcul global.

➤ **Les caractéristiques d'une FFT avec entrelacement temporel**

Le tableau ci-dessous donne les caractéristiques d'une FFT avec entrelacement temporel en base 2 :

Etages	Etage 1	Etage 2	Etage 3	Etage log N
Nombre de Groupes	N/2	N/4	N/8	1
Papillons/ Groupe	1	2	4	N/2
Espace dual	1	2	4	N/2
Facteur De rotation	(N/2).k k=0 ;	(N/4).k k=0,1 ;	(N/8).k k=0,1, 2	K, k=0,..., (N/2)-1 ;

Tableau II-1 Caractéristiques d'une FFT

Cet algorithme permet de réaliser la TFD au moyen de $N \cdot \log_2 N$ multiplications au lieu de N^2 ;

D'où : un gain de temps de l'ordre de $N/\log_2 N = 2^p/p$

Si : $N=1024$, $p=10$, le gain est de $1024/10 \approx 102$.

II.4.2.5 Comparaison DFT – FFT [26]

La différence fondamentale entre la DFT et la FFT réside dans la méthode de calcul des éléments de la suite $s(k)$. La DFT calcule directement ces éléments de la relation (II.21).

Si N est une puissance de 2 : $N=2^M$, la FFT est simplement une méthode de décomposition d'une DFT d'ordre N en deux DFT, d'ordre $N/2$ chacune.

Ce processus de décomposition est répété jusqu'à ce que des DFT d'ordre 2 soient engendrés. Ces étapes ont pour but de réduire le nombre de multiplications, additions complexes. Puisque le nombre d'étapes intermédiaires est égale à $M = \log_2 N$ et comme chacune de ces étapes comporte $N/2$ multiplications complexes et N additions complexes, la FFT nécessite donc un nombre de multiplications complexes :

$$M_c = \frac{N}{2} \log_2 N.$$

Et un nombre d'additions complexes :

$$A_c = N \cdot \log_2 N.$$

Le nombre de multiplications peut être encore réduit du fait que pour certaines valeurs de n et k , W_N^{nk} est égale à ± 1 ou $\pm j$. Si nous considérons que le temps de calcul est proportionnel au nombre de multiplications complexes, alors le rapport du nombre de multiplications complexes nécessaire pour le calcul direct par celui nécessaire pour le calcul indirect donne le gain en temps de calcul

$$G = \frac{2N}{\log_2 N}$$

Pour : $1024 = N$; La FFT permet de réduire le temps de calcul de 295 fois.

II.4.2.6 Les limites de la transformée de Fourier à court terme

Cette approche n'est pourtant pas pleinement satisfaisante pour plusieurs raisons :

- premièrement se pose le problème du choix de la fenêtre utilisée et plus précisément du choix de sa largeur temporelle ;
- deuxièmes pour une taille de fenêtre fixée (Figure II.10), on remarque alors que pour des fréquences, hautes ou basses, la résolution obtenue n'est pas optimale :

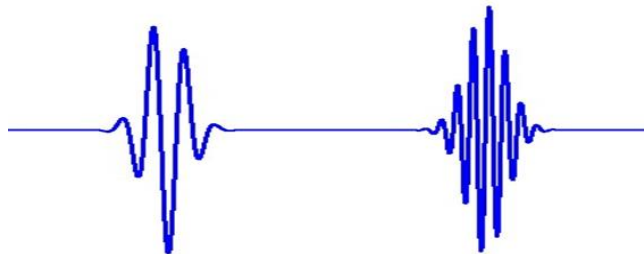


Figure II-10 Fenêtre de la transformée de Fourier à court terme

Pour deux fréquences différentes [26]

Une exponentielle complexe basse fréquence modulée par une fenêtre suffisamment large $g(s-t)$ permettra l'analyse de basse fréquence dans le signal.

En revanche, une exponentielle haute fréquence modulée par cette même fenêtre ne permettra pas une bonne localisation temporelle de cette fréquence. On aurait le même problème avec une fenêtre courte : bonne localisation en hautes fréquences, mais mauvaise analyse des basses fréquences.

II.5 CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a évoqué essentiellement des généralités et définitions fondamentales en traitement du signal. La classification des signaux vibratoires du point de vue phénoménologiques a été soulignée. L'analyse spectrale à base de FFT a été particulièrement présentée. Ses performances relatives à la DFT n'ont pas toujours empêché la réduction du temps de calcul nécessaire à son exécution. Le chapitre suivant va donc faire une simulation de fonctionnement d'algorithmes de la transformée de Fourier pour la détection des défauts mécaniques d'un machine tournant.

Chapitre III. Détection de défaut d'une machine tournant par FFT

Chapitre III. Détection de défaut d'une machine tournant par FFT

III.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre nous avons insisté sur l'étude des défauts d'un arbre fissure les signaux caractérisant ces défauts peuvent être réels ou simulés. L'ensemble signaux et spectres va constituer une base de connaissances utile pour l'étude et l'analyse des machines tournantes. Dans ce chapitre nous développons et réalisons l'algorithme FFT, outil de base à l'analyse spectrale des signaux pour la détection des défauts d'un arbre fissure d'un machine tournant.

III.2 REPRESENTATION DE LA CHAINE D'ANALYSE PAR MICRO ORDINATEUR

La technique que nous avons choisie pour l'analyse des vibrations mécaniques se base sur l'emploi de l'ordinateur. Cette méthode d'analyse présentant les avantages d'un analyseur de spectre est beaucoup plus simplet et plus économique .l'ordinateur pouvant effectuer de l'analyse spectre sur des signaux réels ; il peut aussi élaborer des spectres simules sur des signaux synthétiques.

Avec cette technique, on peut imaginer à l'aide d'un programme, la constitution d'une base de connaissances pour étudier les défauts apparaissant au niveau des machines tournantes.

La figure (III.1) représente la chaine complète d'analyse constituée de :

- Un capteur
- Un préamplificateur avec filtre.
- Un convertisseur analogique /numérique (CAN)
- Un ordinateur qui assure donc l'acquisition ; le traitement et la simulation préamplificateur

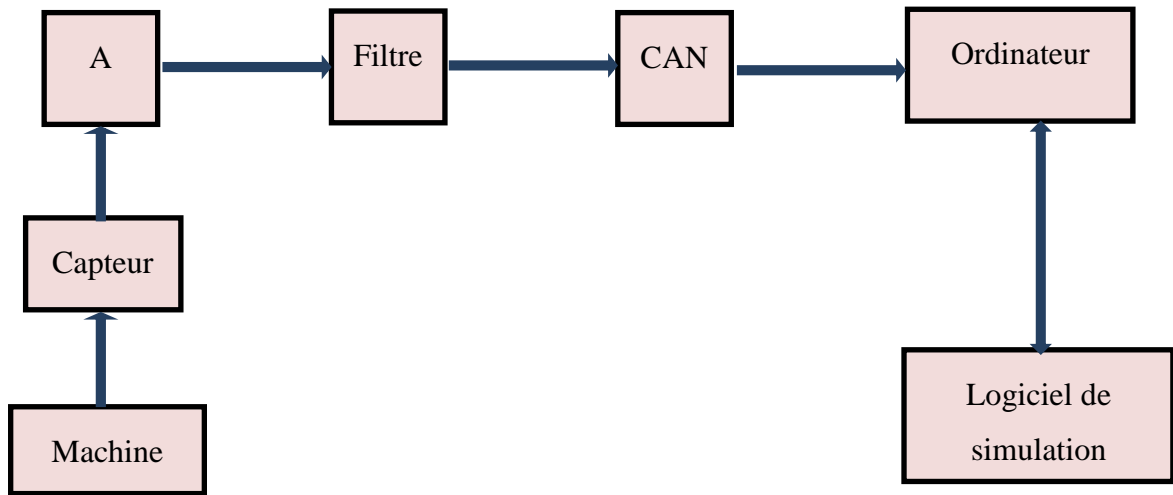


Figure III-1 chaîne d'analyse par micro-Ordinateur [28]

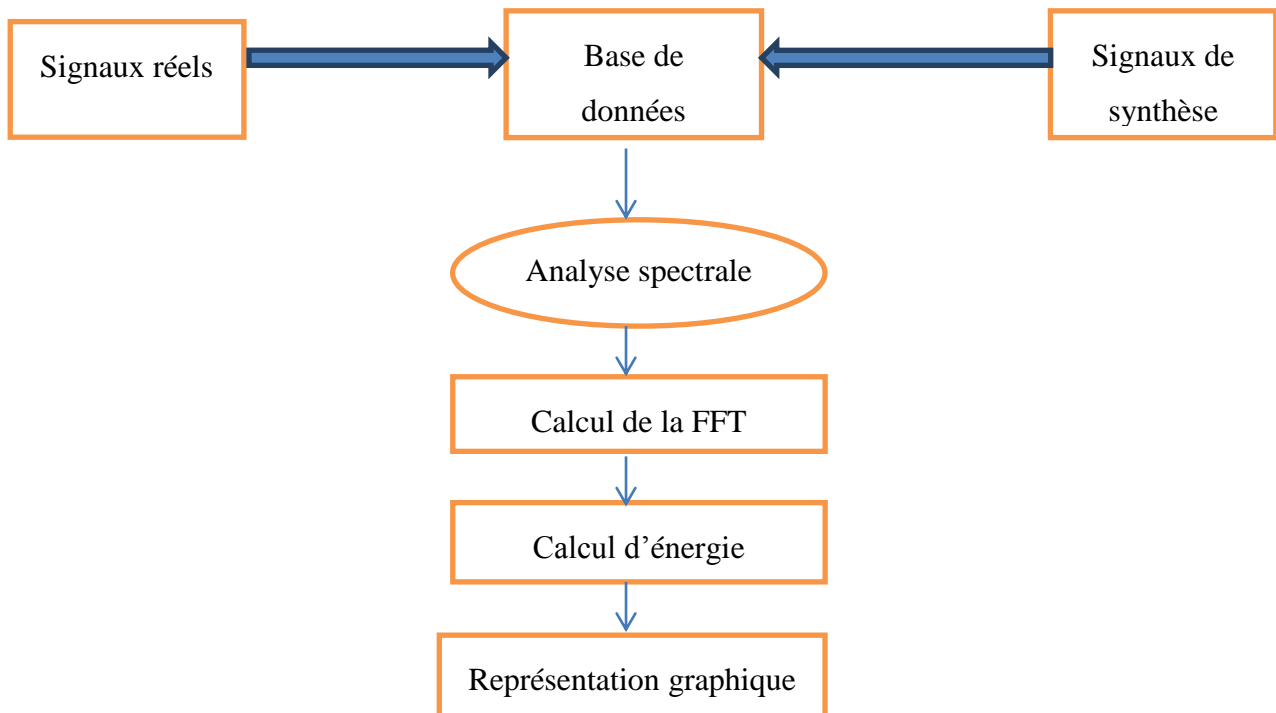


Figure III-2 logiciel de simulation

III.3 Illustration du mécanisme de la FFT

Une TFD sur une séquence initiale de N points (a) est d'abord décomposée en deux transformées de $N/2$ points, les quelles sont combinées afin d'obtenir un résultat sur N point (b).

Une nouvelle décomposition est ensuite appliquée au schéma voir figure (3-3) : le calcul est maintenant effectué par 4 transformées de Fourier de N/4 points, qui sont combinées à nouveau deux à deux un premier temps, avant d'être appliquées à l'étape finale [29].

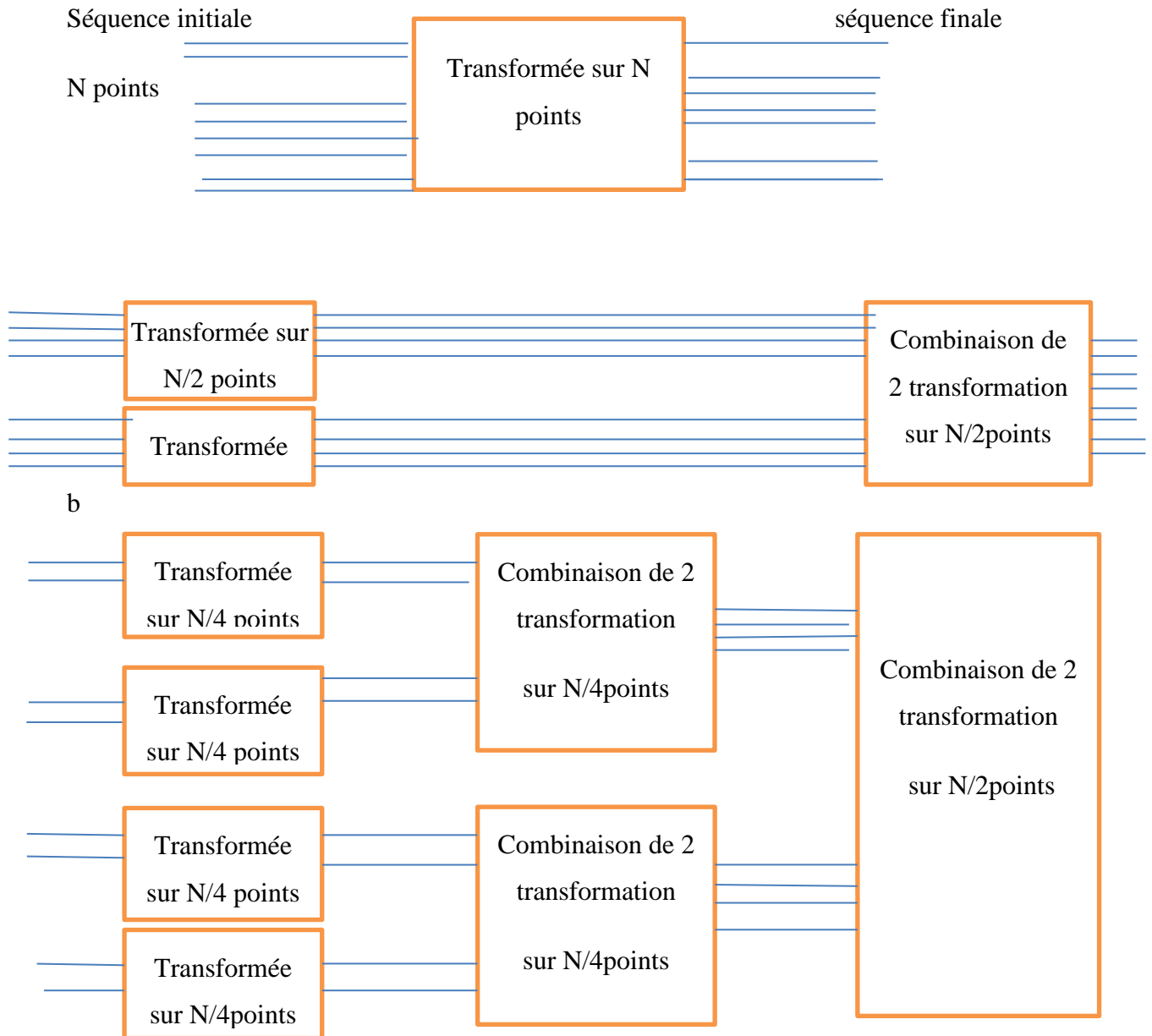


Figure III-3 illustration du mécanisme de la FFT

III.4 FFT a entre la cément temporel

La FFT a entrelacement temporel d'ordre 2 est parmi les techniques FFT [29] qui permettent de réduire efficacement la quantité des opérations intervenant dans le calcul d'une TFD

Examinons le processus de calcul d'une FFT sur une séquence $x(n)$ de N point, ou N correspond à une puissance de 2 ;

La séquence d'entrée au cours de la transformation est continuellement divisée en sous séquences contient les termes de rang pair de la séquence initiale et la seconde, les termes de rang impair de sorte que :

$$\begin{aligned} x_1(n) &= x(2n) \\ x_2(n) &= x(2n + 1) \\ x(n) &= x_1(n) + x_2(n) \end{aligned} \quad \text{III-1}$$

Avec $n=0, (N/2 - 1)$

On montre alors que la TFD ; de la séquences initiale peut s'écrire comme suit :

$$x_k = x_1(k) + w_n^k x_2(k) \quad \text{III-2}$$

Afin d'obtenir une séquences finale en ordre naturel, il est nécessaire de désembrouiller les données en entrée selon le code binaire réfléchi. [25-30]

➤ **Exemple de calcul de transformée sur 8 point :**

Pour la TFD D'ordre $N=8$ que l'on présente, le calcul est réduit à des TFD d'ordre 2. Le paragraphe de de fluence (papillons de FFT) correspondant à l'un de ces TFD élémentaires est représenté sur la figure (III.4).

Les conventions du <<papillon>> sont les suivant :

- Le cercle vide (O) définit une opération d'addition soustraction dans laquelle la somme apparait en haut et la différence en bas.
- La flèche (\rightarrow) décrit une multiplication avec une valeur située au dessus de la flèche [30].

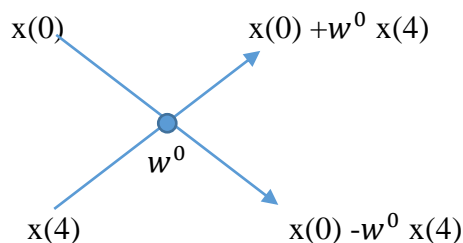
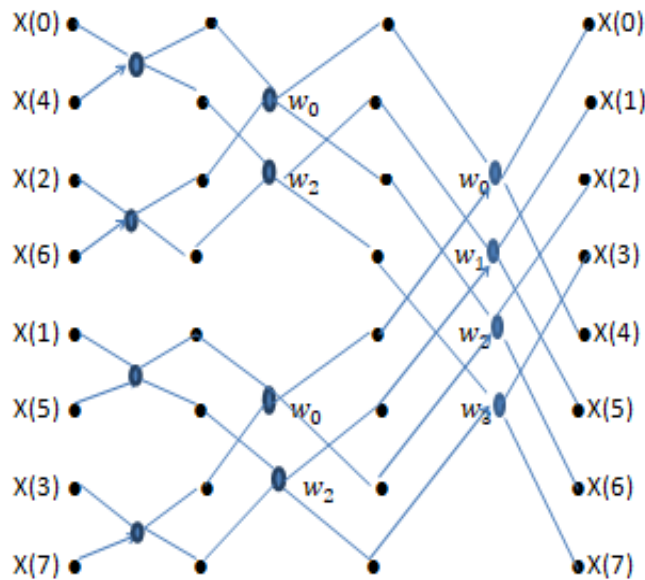


Figure III-4 papillon d'une FFT a base 2

On obtient ainsi le graphe de fluence complet figure (III.5) pour la FFT a entrelacement temporel d'ordre $N=8$



entrée	Code binaire	Code binaire réfléchi
X(0)	000	000
X(1)	001	100
X(2)	010	010
X(3)	011	110
X(4)	100	001
X(5)	101	101
X(6)	110	011
X(7)	111	111

Figure III-5 Exemple d'une FFT à 8 points

La figure (III.5) illustre une structure de trois étages :

Dans le premier étage on trouve quatre groupes de papillons, en deuxième étage, deux groupes de deux papillons chacun et enfin au troisième étage, un seul groupe à quatre papillons. Voir tableau ci-dessous.

étages	1	2	3	$\log_2 N$
papillons	1	2	4	$N/2$
groupe	$N/2$	$N/4$	$N/8$	$N/2=1$
Facteur de rotation	$(N/2)K$ $K=0$	$(N/4)K$ $K=0.1$	$(N/8)K$ $K=0.3$	K $K=0, N/2-1$

Tableau III-1: Caractéristiques d'une FFT

III.5 ILLUSTRATION DE L'ORGANIGRAMME DE LA FFT

Deux parties essentielles composent l'organigramme de calcul de la FFT.

Désembrouillage des données en entrée.

- ❖ Calcul de la FFT
- ❖ Ces deux étapes sont illustrées dans la figure (III.7). [25]

III.5.1 Désembrouillage

Communément utilisé dans les algorithmes FFT, le désembrouillage des données en entrée est une étape primordiale dans le calcul d'une FFT à entrelacement temporel.

En effet la séquence d'entrée au cours de la transformation est continuellement divisée en sous-séquences paire et impaire, les entrées finales se trouvent placées dans un ordre où les bits d'adresses sont inversés selon le code binaire réfléchi.

La figure (III.6) illustre l'obtention d'un mot binaire C de K bits après inversement de la séquence des b_i ($i=k-1,0$) du mot binaire B [25].

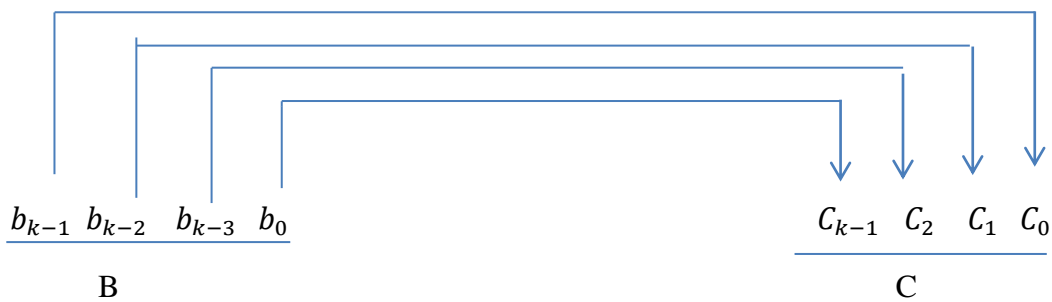


Figure III-6 Inversion des bits de B donnant C

III.5.2 Calcul de la FFT

Une fois que les données d'entrée ont été inversées, le calcul de la FFT commence. trois boucle imbriquées sont utilisées dans ce calcul. [25]

La boucle extérieure (ou boucle d'étage) est exécutée $\log_2 N$ fois, la boucle intermédiaire (ou boucle de groupe) est exécuté "groupe(s)" fois. En fin la boucle croisillon, elle permet le calcul de la structure de base de la FFT en fin de calcul, les composantes fréquentielles (complexes) des échantillons se trouvent stockées dans les mêmes emplacements mémoire que les données d'entrée.

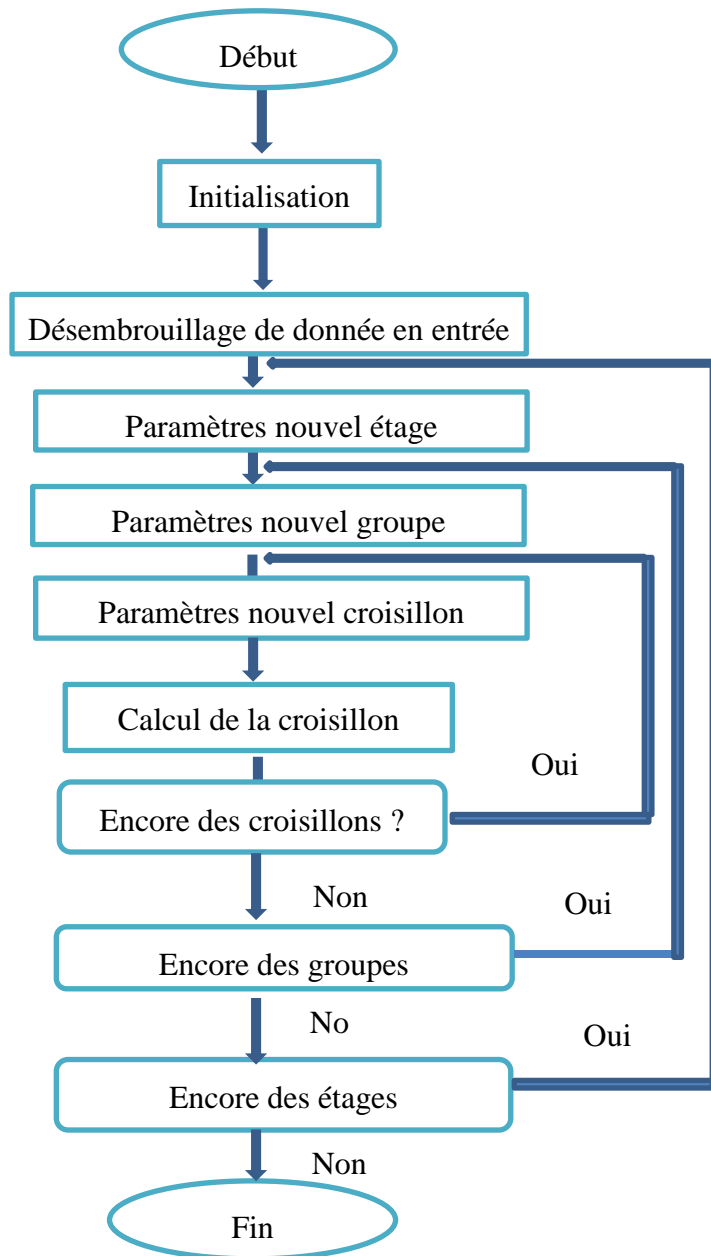
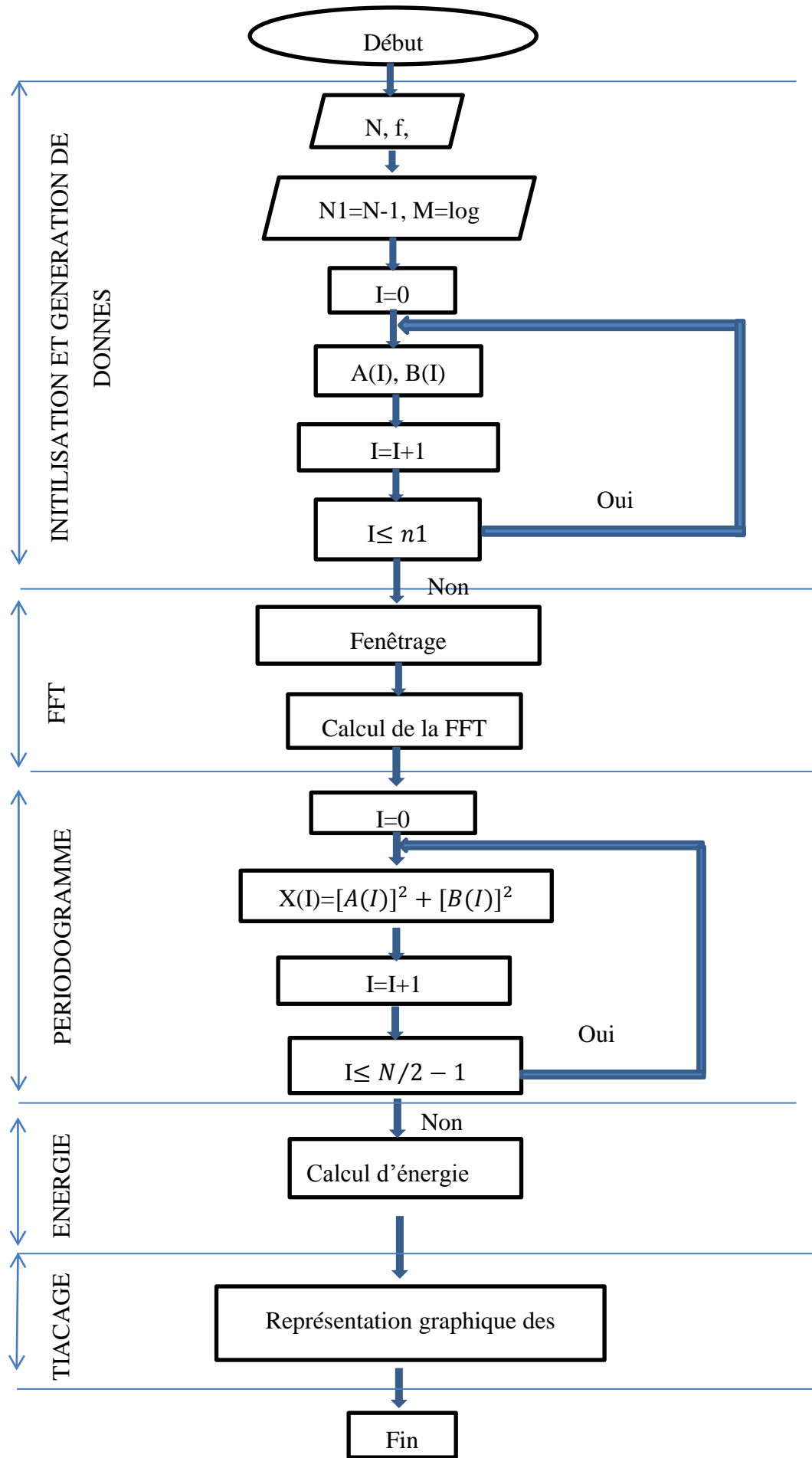
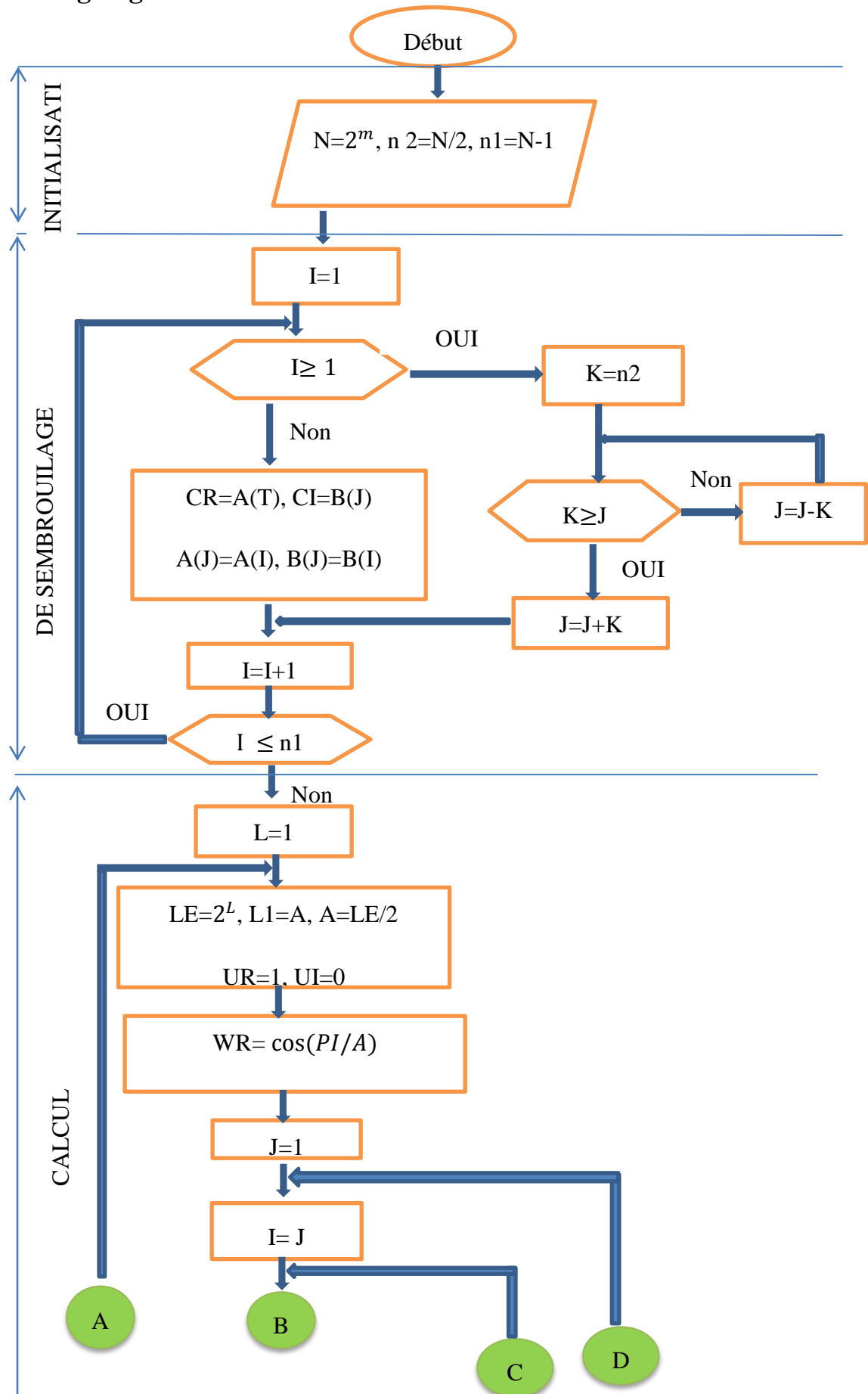


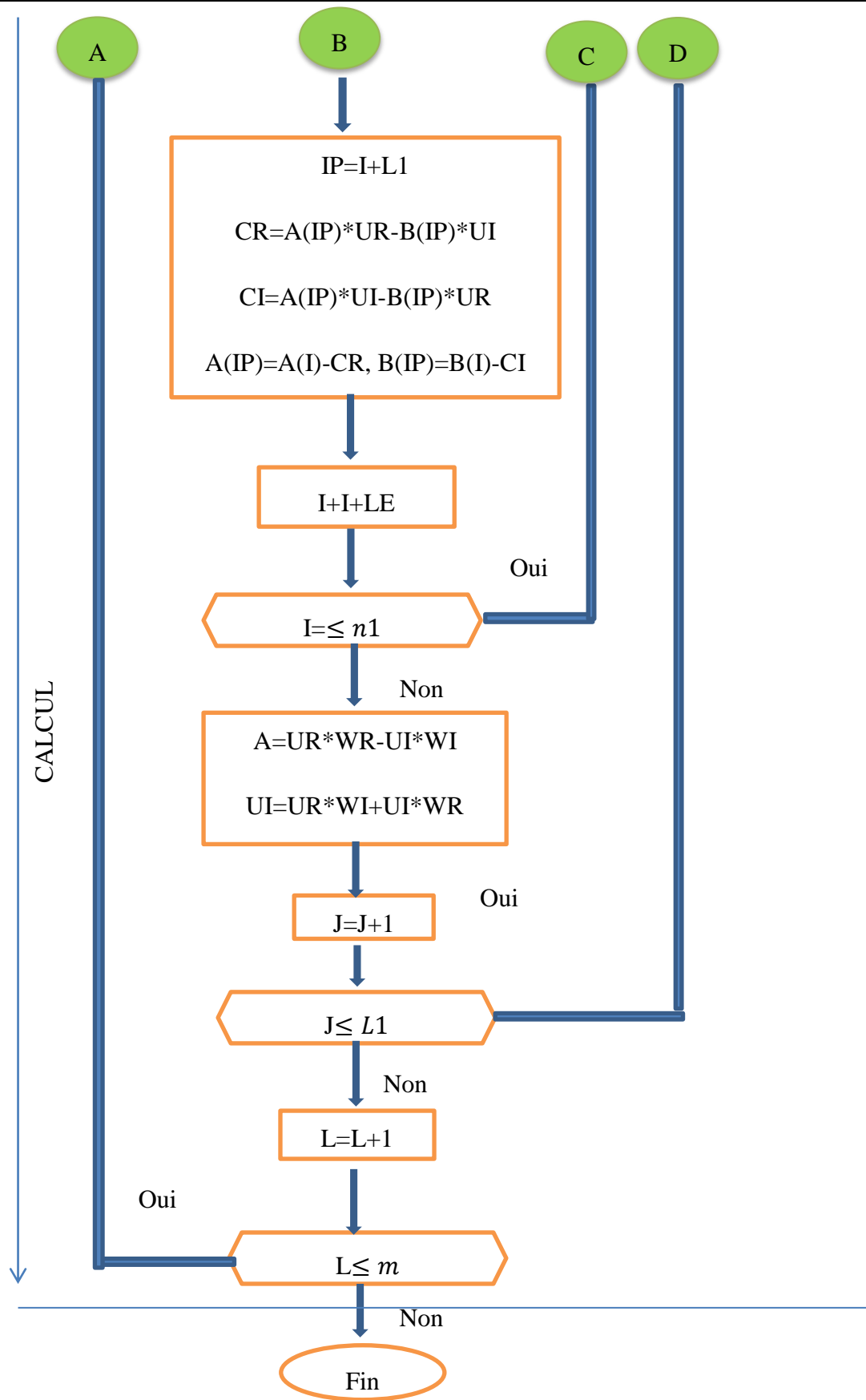
Figure III-7 Principe de calcul de la FFT à entrelacement temporel abas 2



Organigramme général

• Organigramme de FFT





III.5.3 L'énergie Dun signal

Une fois le spectre de puissance $X(R)$ est calculé le programme de calcul de l'énergie est relancé. comme le montre la figure (III.8).

IL s'agit du calcul de la surface comprise entre f_i et f_s obtenue par la méthode des trapèzes

$$E = \frac{1}{2} \sum_{R=f_i}^{f_s-1} (I(R) + I(R + 1)) \quad \text{III-3}$$

Avec : $I(R)$, $I(R+1)$ =échantillons de densité spectrale de puissance.

f_i =fréquence inférieure

f_s = fréquence supérieure

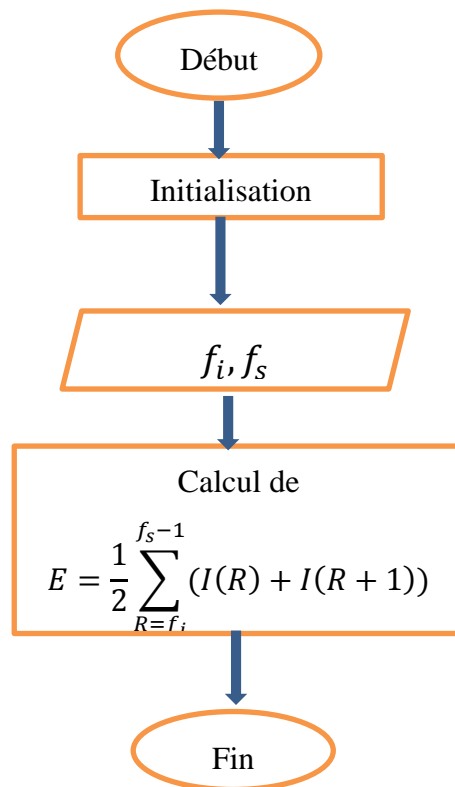


Figure III-8 Calcul de l'énergie

III.6 APPLICATION A LA DETECTION DU DEFAUT D'UN ARBRE FISSURE

III.6.1 Première application arbre fissure

Les fissures de fatigue du rotor sont très dangereuses pour les machines tournantes, une détection précoce de la fissure avant la rupture nous évite des conséquences peut être très dangereuse pour le système et les travailleurs.

Dans ce travail on va étudier l'effet d'une fissure sur un rotor par la simulation de la fissure par un raccord asymétrique à flasques, un serrage asymétrique des vis des flasques permet de laisser bailler l'assemblage, ce qui se rapproche très fort du comportement d'une fissure, le jeu d'accessoires est utilisé avec le système de base de diagnostic de machines PT 500 et monté sur la plaque de base de celui-ci.

L'analyseur de vibrations assisté par ordinateur PT 500 est nécessaire pour la mesure et l'interprétation de l'essai, il comprend tous les capteurs, un amplificateur de mesure et un logiciel d'analyse, nécessaires pour étudier les phénomènes vibratoires.

III.6.1.1 Objectif du travail

Etude le comportement d'un arbre fissure en vibration (Simulation de fissure par ouverture d'assemblages vissés), cette identification de la fissure à partir de la modification du spectre de fréquence.

a- Machine de base

On utilise la machine de base PT500 avec l'analyseur de vibrations assisté par ordinateur PT500.



Figure III-9 Machine de base

b- Simulation de l'arbre fissuré

On peut simuler la fissure par deux brides liées par des vis, selon le montage des vis on peut créer une fissure analogue de la fissure réel.

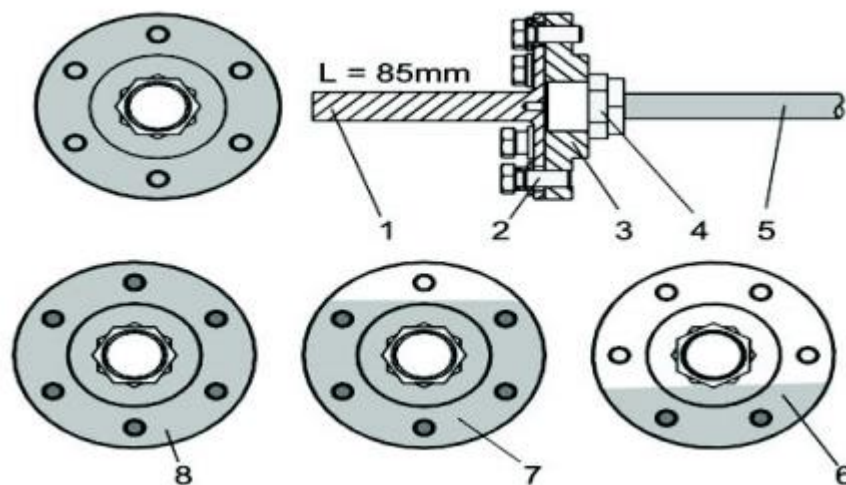


Figure III-10 Montage de l'arbre fissuré

1. bride avec arbre court (charge via entraînement à courroie),

2. vis,
3. disques récepteurs,
4. kits de serrage,
5. arbres moteurs,
6. arbres avec fissure maximale (raccord à brides avec 2 vis porteuses),
7. arbres avec petite fissure (raccord à brides avec 5 vis porteuses),
8. arbres sans fissure (raccord à brides avec 6 vis porteuses)

c- Mode opératoire

Pour montrer l'effet de fissure on a fait les essais suivants :

- Arbre sans fissure (tous les vis serrée)
- Arbre fissurée (4 vis desserrées)
- Arbre fissurée (3 vis desserrée)
- Arbre fissurée (2 vis desserrée)

III.6.1.2 L'Essais sur l'arbre fissure

- **Essai 1** : arbre sans fissure (tous les vis serrée)

Le spectre de fréquence du signal est considéré pour une vitesse de rotation fixe, en cas de fissure, des lignes de fréquence supplémentaires apparaissent dans le spectre.

La réalisation d'un arbre sans fissure par le serrage de tous les vis (6vis), les résultats obtenue par logiciel est représenté dans la figure.

Après la réalisation de cet essai on obtient les résultats suivants :

Spectre de fréquence sans fissuration de l'arbre



Figure III-11 Spectre de fréquence d'arbre sans fissure

❖ **Interprétation des résultats :**

Le pic ($F=45\text{Hz}$) dans le spectre de fréquence présente l'effet de balourd.

- **Essai 2 :** arbre fissurée (2 vis desserrées).

La réalisation d'un arbre avec fissure par le serrage de quelque vis (2 vis), et création un jeu (fissure) les résultats obtenus par logiciel est représenté dans la figure.

Spectre de fréquence avec 02 vis dans la position de desserrage.

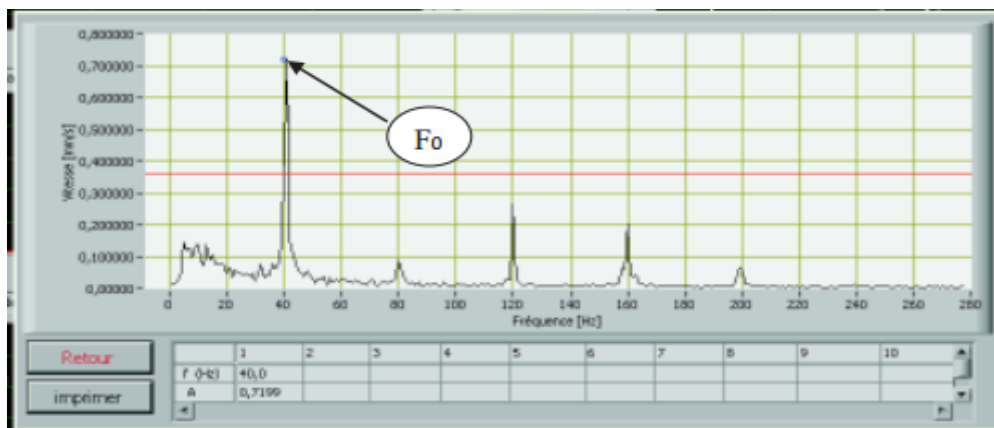


Figure III-12 Spectre de fréquence d'arbre fissure (02 vis desserrée)

❖ **Interprétation des résultats :**

- Le pic ($F_0=40\text{Hz}$) présenter l'effet de balourd de l'arbre
- L'effet de fissure négligeable.

- **Essai 3 :** arbre fissurée (3 vis desserrée)

La réalisation d'un arbre avec fissure par le serrage de quelque vis (3 vis), et création un jeu (fissure) les résultats obtenus par logiciel est représenté dans la figure

Spectre de fréquence avec 03 vis dans la position de desserrage

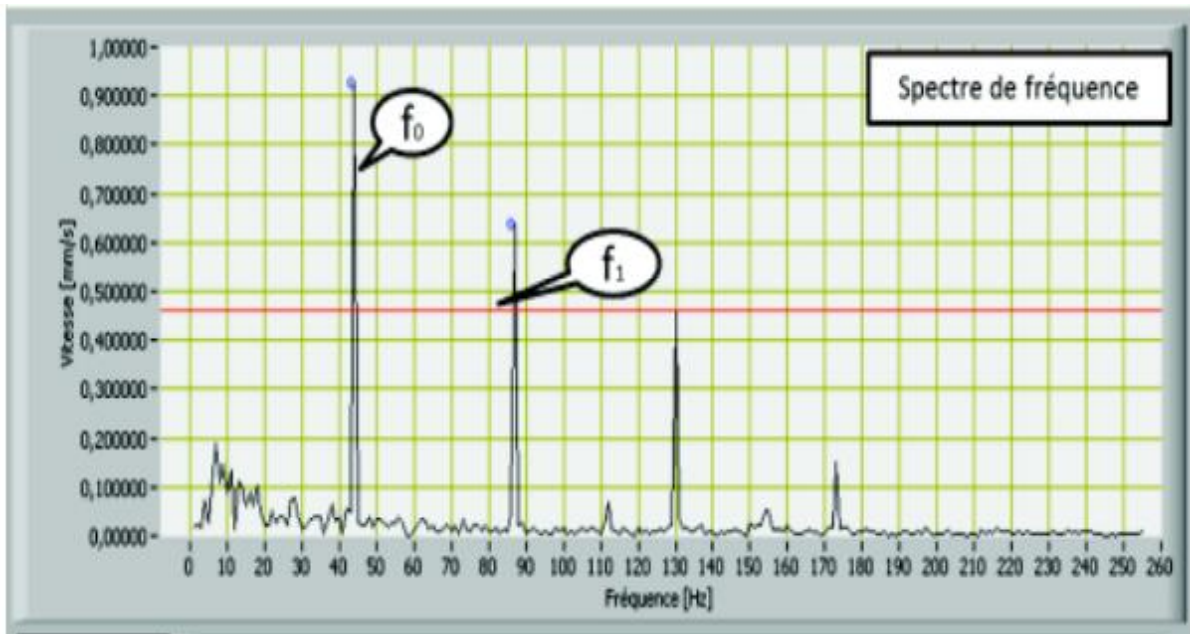


Figure III-13 Spectre de fréquence d'arbre fissuré (03 vis desserrées)

❖ **Interprétation des résultats :**

- La fréquence d'ordre zéro ($f_0=43\text{Hz}$) présenter l'effet de balourd
- La fréquence d'ordre un ($f_1=86\text{Hz}$) présenter l'effet de fissure
- **Essai 4 :** arbre fissurée (4 vis desserrées)

La réalisation d'un arbre avec fissure par le serrage de quelque vis (4vis), et création un jeu (fissure) les résultats obtenus par logiciel est représenté dans la figure

Spectre de fréquence avec 04 vis dans la position de desserrage.

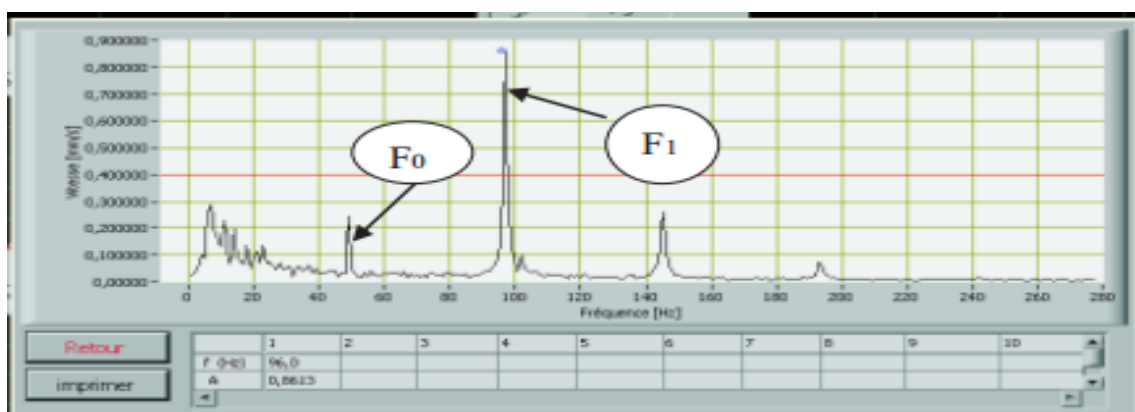


Figure III-14 Spectre de fréquence d'arbre fissuré (04 vis desserrées)

❖ **Interprétation des résultats :**

- La première fréquence ($F_0=48\text{Hz}$) présente l'effet de balourd.
- La deuxième fréquence ($F_1=96\text{Hz}$) présente l'effet de fissure

- On remarque que l'amplitude de l'effet de fissure est plus grande que l'amplitude de l'effet de balourd.

Remarque générale :

D'après nos essais sur l'arbre fissuré l'aide d'un analyseur de vibration assister par ordinateur (PT500) et la manipulation des résultats on conclue les suivants :

- L'effet de fissure apparaitre comme une fréquence de le 2ième pic dans le spectre de la fréquence.
- L'amplitude de fissure variée selon la taille de fissure.

III.7 Conclusion

Les Développement et la réalisation de l'algorithme de transformée de Fourier rapide a fait l'objet de ce dernier chapitre. la FFT à entrelacement temporel à base 2 est parmi les techniques qui permettent de réduire efficacement la quantité des opération intervenant dans le calcul de la TFD, et présentant des avantages liés au calcul récursifs la programmation de set algorithme a permis dans cette première phase la réalisation d'un analyseur de spectre numérique dans le cadre de la détection des défauts d'un arbre fissure d'un machine tournant.

Conclusion générale

Conclusion générale

A la lumière de tout ce que nous venons de présenter, il en résulte de nos analyses que, dans le contexte économique et concurrentiel actuel, la réduction des coûts de production est la clé du développement et de la survie de l'entreprise. La réduction des coûts de maintenance et l'augmentation des taux de disponibilité des équipements constituent un enjeu vital pour toute unité de production en continu ou à flux tendu. L'augmentation de la durée de vie des équipements, précisément des machines tournantes devient elle aussi un argument de poids en cette période. C'est pourquoi la mise en place d'un programme de maintenance, permettant de répondre à un tel défi, s'avère nécessaire.

Pour faire face à ces nouveaux enjeux, la maintenance doit faire appel à des techniques d'investigation modernes très spécifiques telles que l'analyse vibratoire, la thermographie infrarouge, l'analyse des lubrifiants, l'analyse acoustique,... Il faut dire que l'analyse vibratoire permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé... se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine et conduisent à une modification de son comportement vibratoire. Les mesures effectuées sur la machine tournant et mémoriser des signaux vibratoires. En utilisant la méthode de transformée de Fourier rapide FFT, le traitement de ces signaux dans le domaine spectral a permis de diagnostiquer la présence de défauts d'un arbre fissure.

Dans ce travail, nous avons montré que l'analyse vibratoire est un moyen prometteur qui permet de détecter tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes dans le but de sa maintenance conditionnelle. La présence d'un défaut affecte le spectre en faisant apparaître des nouvelles raies spectrales.

Ce travail à été structuré autour de trois chapitres, le premier consacré à la description des machines tournantes et les différentes causes de vibrations (défauts d'origine mécanique), le deuxième à été plutôt dédié à la présentation de la transformée de Fourier, Le troisième chapitre est consacré à la réalisons d'un algorithme FFT pour la détection des défauts d'un arbre fissure d'un machine tournant.

Finalement comme perspective, on propose d'utiliser d'autre méthodes de diagnostic comme la transformée en ondelettes.

Références bibliographiques

Références bibliographique

- [1]: Jacques Morlet « Vibration des machines tournantes et diagnostic de leur état mécanique »: édition Eyroles 1992.
- [2]: Baudy j, Boidina & Delannogh « vibrations équilibrage sur site :applications a la maintenance conditionnelle » SCHENCK A. Paris. France(1994).
- [3] : Broch j,T « mechanical vibration and chock mesurent » Bruel & kajaer.Denmark (april 1984).
- [4]: M.sidahmed & Y.Grenier.. « Détection de défaut d'engrenage par Analyse vibratoire » traitement de signal.vol.8,no.5.(spécial traitement de Signal en mécanique).pp.331-343(1992).
- [5] : Bourgain L,dart.& Bourgain j. « machine tournantes et circuit pulsés » Application industrielles et médicales de l'analyse spectrale Dunod, paris, France(1988).
- [6]: A. lagrad « Etude des caractéristiques dynamiques d'un tour parallèle »mémoire de magister université d'Annaba,. « sn40 »
- [7]: Reland BIGRET et Jaque-louis FERON « Diagnostic-maitenance disponibilité des machines tournantes »1995.
- [8]: Nabti Mohamed Tahar « Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques » thème de magister université FARHAT Abas Setif, 2011.
- [9]: CHAOUUCHE Mehammed « diagnostique vibratoire d'une machine tournante, mémoire de magister, université de Annaba, 2006.
- [10]: Jacques MOREL "Surveillance vibratoire et maintenance prédictive" Techniques de l'Ingénieur, traité Mesures et Contrôle.
- [11]: Bruol and kjaer vibro "Méthode de la maintenance conditionnelle", société Allemagne de fabrication des appareilles et logiciels de mesure vibratoire.
- [12]: TOUAFEK Ishak « Extraction d'indicateurs robustes pour le diagnostic des défauts mécaniques : comparaison de l'EMD et des ondelettes (WT), thèse de magister, université de FARHAT Abasse Setif.
- [13]: Morel J., «surveillance vibratoire et maintenance prédictive», Techniques de l'ingénieur R 6 100, 2007.
- [14]: Nélias D., Dumont M.L., Couhier F., Dudragne G., Flamand L., "Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 Steels under EHL or Micro-EHL Conditions", ASME Journal of tribology, (paper n°97- trib-7), Vol. 120, n°2, pp 184-190, 1998.
- [15] Nelias D., "Contribution à l'étude des roulements: modélisation globale des roulements et avaries superficielles dans le contact EHD pour des surfaces réelles ou indentées", Habilitation à Diriger des Recherches INSA Lyon, 1999.
- [16] Harris T.A., "Rolling Bearing Analysis", 3ème edition, Lavoisier, 1991.
- [17] Tandon N., Choudury A., "An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to localized defect"., Journal of sound and vibration, 205(3) pp 275–292, 1997.
- [18] Chevalier R., «Etat de l'art de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes à EDF», RFM, 2001.

- [19] Augeix D., Techniques de l'ingénieur BM5 – 145, «bruit et vibrations», 2007.
- [20] TEDJINI Mohsein « Sélection d'un outil du traitement du signal pour le diagnostic d'une machine tournante.», Mémoire de Magister, Université Mohamed Chérif Messaâdia de Souk-Ahras, 2015.
- [21] : 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 ». THESE de doctorat. Université de REIMS CHAMPAGNE ARDENNE, 2004.
- [22] A. Djebala. Application de la transformée par ondelettes a l'étude et l'analyse vibratoire des systèmes mécaniques. Thèse de Doctorat, Université Badji Mokhtar-Annaba,2008.
- [23] B. Randall. Vibration- based Condition Monitoring INDUSTRIAL, AEROSPACE AND AUTOMOTIVE APPLICATIONS. John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK, 2011 édition, Janvier 2011. ISBN 9780470977668. URL <http://doi.wiley.com/10.1002/9780470977668>.
- [24] B. Trajin. Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones Application à la surveillance des roulements à billes. Thèse de Doctorat, Université de Toulouse, 2009.
- [25] :P. Flandrin .temps-fréquence .traité des nouvelles technologies, série Traitement signal. Hermès, paris.1993.
- [26] BENAZI Izzeddine « Etude qualitative et comparative d'algorithmes entre la transformée de Fourier et Ondelettes, Application à la détection des défauts d'un machine tournant », Mémoire de master, Université M'sila, 2012.
- [27] : rais el Hadi Beka . « Fondements du traitement du signal ». office de publication.
- [28] : DJENDI Nouredine « Analyse des vibrations dans les machines tournantes » Mémoire d'ingénieur d'état en génie-mécanique Université de M'sila 2001/2002
- [29] : BOUAMAR Mohamed « analyse spectrale par ordinateur application aux vibration mécanique des machines tournantes ». Mémoire d'Ingénieur Université de M'sila 1992
- [30] : rais el Hadi Beka. « Fondements du traitement du signal »..office de publication