

# Méthodologie expérimentale de diagnostic des défauts de machines tournantes

Djamal ZAROOR<sup>1,2</sup>, Salim MEZIANI<sup>1</sup>, Marc THOMAS<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Mécanique, Département de Génie mécanique, Faculté des Sciences de la Technologie. Université des Frères Mentouri – Constantine 1. Campus Chaab Ersas, 25000 Constantine, Algérie

<sup>2</sup>Laboratoire Dynamo en Dynamique des Machines, Structures et Procédés, Ecole de Technologie Supérieure, Montréal, Québec, Canada

\*Auteur correspondant : zarouroo.fr

**Résumé :** La gravité d'un défaut d'une machine tournante peut être évaluée soit selon un niveau global de vibrations relevant en générale de normes, soit selon un niveau de vibrations relatif à une machine considérée. Malheureusement chaque machine étant différente (charge, puissance, utilisation, montage, structure), il est impossible d'avoir des valeurs absolues et universelles pour définir l'état de santé d'une machine tournante. L'objectif de ce travail est d'étudier la gravité des vibrations, utilisant différentes méthodes, telles que les chartes de la norme ISO, le facteur de crête ou du Kurtosis et l'étude du contenu fréquentiel d'un signal temporel. Les résultats obtenus ont montré que la méthode basée sur l'utilisation du facteur de crête et du Kurtosis est efficace pour définir l'état de dégradation d'une machine, en particulier pour détecter un défaut de type écaillage (défaut de roulement).

## 1. Introduction

L'usure des roulements est l'une des principales causes de défaillance dans les machines tournantes. La technique la plus utilisée pour la surveillance et le diagnostic des roulements est l'analyse des vibrations ( $\leq 20$  kHz). Cette technique connaît un grand succès pour la surveillance des machines tournantes. Dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, l'analyse vibratoire est une technique très répandue. Elle est réalisée par l'analyse de signaux recueillis sur le système en fonctionnement. Les capteurs adéquats, les accéléromètres piézoélectriques sont facilement positionnables, et de ce fait n'engendrent pas de grandes contraintes de conception du système. L'utilisation des signaux mesurés peut être réalisée à différents niveaux. Certains cas nécessitent simplement un relevé de niveau global et une comparaison avec un seuil, d'autres, une analyse plus fine par outils de traitement du signal, afin d'identifier le ou les éléments défectueux par recherche de caractéristiques émergentes, comme une augmentation d'amplitude à une fréquence particulière. Le comportement des machines tournantes à roulements, est de nos jours principalement suivi par analyse vibratoire ou analyse de lubrifiant. Notre étude porte plus particulièrement sur les méthodes d'analyse vibratoire.

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal à travers des indicateurs dits "globaux". Ces indicateurs évaluent l'état de fonctionnement global des équipements mais ne localisent pas le défaut. Ce sont des méthodes utiles à la surveillance. De nombreux indicateurs existent dans la littérature et certains sont les résultats de la combinaison de plusieurs d'entre eux [1] et [2], c'est pourquoi nous ne présenterons ici que les plus courants. L'indicateur scalaire le plus couramment utilisé est la valeur efficace du signal ou valeur RMS (Root Mean Square). Elle correspond à la racine carrée de la moyenne du carré du signal  $x(t)$  calculée sur une période  $T$ . Cet indicateur est traditionnellement utilisé pour des signaux de types

accélérations et sur une large bande de fréquences entre 0 et 20kHz. Cependant, il n'est pas rare de voir des valeurs RMS calculées sur des bandes de fréquences correspondant à des résonances de structures pour augmenter la sensibilité de l'indicateur [3].

D'autres indicateurs très répandus existent : les indicateurs crêtes [4] et le Kurtosis. Les indicateurs crêtes sont issues des valeurs crêtes (supérieures, inférieures ou crêtes à crêtes) du signal temporel mesuré. Les plus utilisés sont le facteur crête [5], défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace, et le facteur K comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace. Le Kurtosis est basé sur les moments d'ordre 4. Il permet une détection précoce d'un défaut de roulement. Le Kurtosis prend une valeur égale à 3 pour un roulement sain et dépasse cette valeur dès l'apparition d'un défaut de type écaillage [6].

Les avaries les plus fréquentes sur les roulements sont les défauts d'écaillage. Lors de la mise en rotation, un train d'impulsion est généré par ces défauts, à une fréquence bien déterminée que l'on appelle "fréquence caractéristique" de défaut du roulement. Ce signal périodique est à l'origine de nombreuses méthodes de détection de défaut de roulement [7]. Les fréquences caractéristiques sont déterminées à partir de la géométrie du roulement et de la cinématique de la machine étudiée. Elles sont données par des équations [8].

## 2. Méthodologie expérimentale

### 2.1. Montage expérimental

Le banc d'essai utilisé est montré dans la figure 1, et s'appelle SpectraQuest «Balancing and Bearing Fault Simulator» de l'ÉTS de Montréal. Il est constitué d'un arbre monté sur deux roulements à éléments roulants. L'ensemble est relié à un moteur électrique par l'intermédiaire d'un accouplement rigide. La vitesse de l'arbre est contrôlée par un onduleur.



Figure 1: Banc SpectraQuest étudié

Les équipements de collecte des données de vibrations, sont montrés dans la figure 2. Ils se composent d'un accéléromètre PCB de 106 mV/g, branché à un convertisseur analogique numérique (THOR PRO Analyzer : DT9837-13310) doté d'une fréquence d'échantillonnage de 48 kHz. Ce dernier est relié à un collecteur-analyseur BETAVIB.



Figure 2: Chaîne d'acquisition

### 2.2. Déroulement des tests

L'acquisition des données a été faite sur 4 points de mesure : 2 au niveau des paliers et 2 au niveau du moteur (figure 3). La mesure a été faite en tri-axes pour chaque point (radial, horizontal et vertical). Les signaux acquis sont d'une durée de 5 secondes chacun, avec une fréquence d'échantillonnage de 48KHz, donc nous obtenons des signaux de 240000 échantillons.

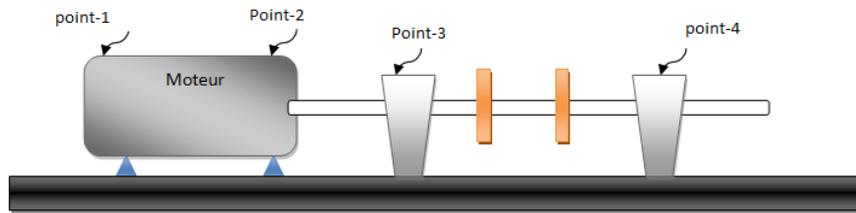


Figure 3 : Points de mesures

### 3. Analyse des résultats

#### 3.1. Calcul des fréquences cinématiques de la machine et fréquences des défauts prévus

Les différents défauts prévus, qui devraient apparaître, dépendent des pièces constituant la machine. Généralement un disque génère un défaut de balourd, l'accouplement génère un défaut de lignage, les différents éléments d'assemblage génèrent un défaut de serrage, la présence des roulements provoque des vibrations qui viennent généralement de la bague interne, de la bague externe, de l'élément roulant et de la cage. Chaque pièce a sa fréquence de résonance. Pour étudier ces défauts, il est nécessaire de connaître les fréquences cinématiques de la machine et les fréquences caractéristiques de chaque défaut afin de faire une identification spectrale qui est la clef du diagnostic de défaut. Une étude cinématique préalable du mécanisme, aide au processus d'identification. Le tableau 1 montre les différentes fréquences cinématiques des défauts avec une vitesse de rotation de la machine égale à 20 Hz.

**Tableau Erreur ! Pas de séquence spécifié.:** Les fréquences de défauts avec une vitesse de rotation de 20Hz.

Défaut	Fréquence(s)
Balourd	1f=20Hz
Désalignement ou mauvaise serrage	2f=40Hz
Résonances	10Hz, 39Hz, 220Hz et 499Hz

D'après la fiche constructeur des roulements du banc d'essai, les fréquences caractéristiques de défauts de roulements avec une vitesse de rotation 20 Hz sont données dans le tableau 2.

**Tableau 2:** Les défauts de roulement à la vitesse de rotation.

	FTF	BPFO	BPFI	BSF
Rotor Brgs 5/8``	7.64	61.04	98.96	39.84
Rotor Brgs 1``	7.98	71.84	108.16	47.52

**BPFO:** Fréquence de défaut de la bague externe;

**BPFI:** Fréquence de défaut de la bague interne;

**BSF:** Fréquence de défaut de la bille;

**FTF:** Fréquence de défaut de la cage.

#### 3.2. Descripteurs temporels

Dans le domaine temporel, les descripteurs statistiques : RMS, Kurtosis, Facteur de Crête, Niveau Crête, peuvent être utilisés dans le but de comparer leurs efficacités pour surveiller l'état de la machine.

Tableau 3 : Descripteurs statistiques

Indicateurs temporel	Équation	Indicateurs temporel	Équation
RMS	$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_k^N a_k^2}$	Niveau de crête	$a_{peak} = \max_{1 \leq k \leq N}  a_k $
Kurtosis	$Y_{ku} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (y_k - Y_m)^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (y_k - Y_m)^2\right)^2}$	Valeur de crête	$FC = \frac{a_{peak}}{a_{RMS}}$

### 3.3. Détermination de la gravité d'après le niveau global

Afin de déterminer les niveaux d'alarmes et de définir l'état d'avancement de l'usure d'une machine, il est nécessaire de connaître les niveaux de vibrations limites qui correspondent à l'état de celle-ci.

#### 3.3.1. Niveau de gravité par rapport au V (mm/s) efficace

Pour se faire, nous allons calculer les niveaux globaux de vitesse dans la bande fréquentielle (10-1000 Hz) en passant par une intégration fréquentielle, vue les erreurs que peut engendrer l'intégration temporelle.

#### 3.3.2. Niveau de gravité par rapport au A(g) efficace

Pour se faire, nous avons filtré nos signaux à partir (>1000 Hz) et puis nous avons calculé les valeurs RMS pour chaque signal.

**Remarque :** Lorsque la vibration se manifeste à une fréquence inférieure à 10 Hz, on doit utiliser comme critère, le déplacement.

Tableau 4: Gravité en fonction de la fréquence [9]

	X (µm) efficace 1-10 Hz	V(mm/s) efficace 10-1000Hz	A(g) efficace > 1000Hz
Bon	<12	<0.8	<0.5
Satisfaisant	12-50	0.8 - 3	0.5 - 2
Médiocre	50-175	3 - 11	2 - 7
Inadmissible	>175	> 11	> 7

D'après les niveaux RMS des signaux expérimentaux acquis sur banc d'essai, nous remarquons que celui-ci se trouve dans un état satisfaisant, car la plus grande valeur efficace de la vitesse est inférieure à 3. Pour le RMS efficace de l'accélération, la plus grande valeur est inférieure à 0.3 (<0.5), donc le banc d'essai est dans un état bon.

Dans la littérature, les avantages de cette méthode résident dans sa simplicité et sa rapidité de mise en œuvre, et demande un faible investissement en matériel. Cependant, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle.

Tableau 5: Résultats des niveaux RMS (accélérations/vitesse)

N° Essai	Position du capteur	A(g) efficace	A(g) efficace > 1000Hz	V(mm/s) efficace 10-1000Hz
1	M1 axial	0.27993	0.25973	1.63694
2	M1 horizontal	0.18588	0.17513	2.09408
3	M1 vertical	0.2955	0.275498	1.51214
4	M2 axial	0.21	0.205634	0.617519
5	M2 horizontal	0.17012	0.167208	1.33911
6	M2 vertical	0.15201	0.130587	1.03779
7	P1 axial	0.20868	0.0915843	1.118
8	P1 horizontal	0.11998	0.102704	0.566743
9	P1 vertical	0.097859	0.0825431	0.426703
10	P2 axial	0.10099	0.0799237	0.732398
11	P2 horizontal	0.10813	0.0974541	1.63706
12	P2 vertical	0.12946	0.0783783	1.15429

### 3.3.3. Niveau de gravité par rapport au Facteur Crête ou Kurtosis

Le Facteur de Crête et le Kurtosis sont deux paramètres qui permettent de détecter et de suivre l'évolution de défauts. Ils permettent notamment de déceler des défauts se présentant sous forme de choc répétitifs ou de vibrations aléatoires (jeux, dégradation des roulements, des engrenages, etc.).

Tableau 6: Niveau de gravité par rapport au Kurtosis (g)

	Kurtosis(g)
<b>Bon</b>	< 1.5
<b>Satisfaisant</b>	2.8 - 3.2
<b>Médiocre</b>	3.2 - 4
<b>Inadmissible</b>	> 4

Une vibration devient élevée, lorsque le Facteur de Crête dépasse 4 [9].

Tableau 7: Résultats des indicateurs scalaire d'un signal temporel

	Kurtosis (g)	Niveau crête (g)	Facteur crête (g)
<b>M1 axial</b>	2.6596	0.9753	3.4841

<b>M1 horizontal</b>	4.3915	0.9772	5.2571
<b>M1 vertical</b>	2.6485	1.0607	3.5895
<b>M2 axial</b>	2.6721	0.74493	3.5473
<b>M2 horizontal</b>	3.5797	0.80939	4.7577
<b>M2 vertical</b>	3.1004	0.67939	4.4695
<b>P1 axial</b>	3.4501	1.028	4.9265
<b>P1 horizontal</b>	3.2727	0.56131	4.6786
<b>P1 vertical</b>	3.1358	0.47735	4.8779
<b>P2 axial</b>	3.1044	0.45803	4.5356
<b>P2 horizontal</b>	11.8109	0.97543	9.0209
<b>P2 vertical</b>	3.3405	0.61424	4.7448

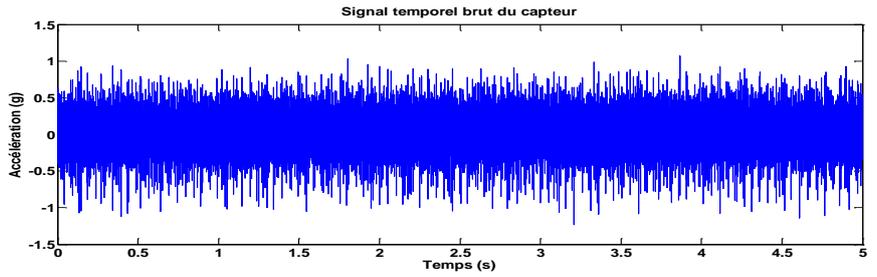
Nous constatons que le niveau de gravité change et que nos indicateurs nous disent que notre machine est plutôt dans un mauvais état, voire un état critique. Ceci est normal puisque le Kurtosis et le facteur de crête sont très sensibles aux chocs et répondent plus rapidement aux défauts que le niveau RMS. Dans la littérature, dans le cas d'un défaut de type écaillage, sa valeur est égale à  $3 \pm 0.2$ , et dès l'apparition d'un défaut de type écaillage, sa valeur devient supérieure à 3 [5, 7]. Le tableau 5 montre un exemple de critère de gravité basé sur Kurtosis.

### 3.4. Diagnostic de défauts utilisant l'analyse vibratoire du contenu fréquentiel des signaux expérimentaux

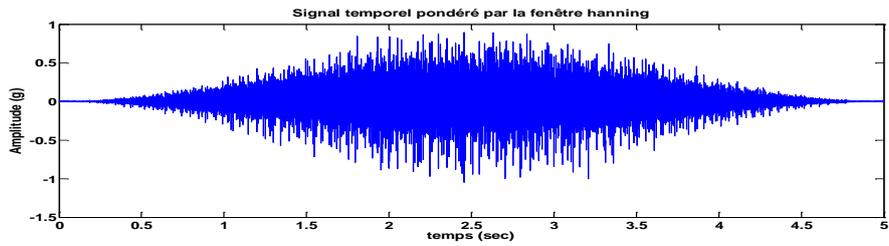
Les méthodes fréquentielles sont les méthodes les plus largement utilisées dans le monde industriel, de part leur facilité de mise en œuvre et d'interprétation. Elles s'appuient sur la transformée de Fourier. Cependant, on note que cette méthode nécessite de connaître une résonance de la structure en hautes fréquences et elle est inefficace devant un bruit trop élevé. Pour voir le contenu fréquentiel (figure 4), il est nécessaire d'utiliser le processus de traitement de signal suivant:

- 1) Charger le signal temporel dans Matlab puis en afficher la courbe;
- 2) Fenêtrage Hanning du signal temporel puis en afficher la courbe fenêtré;
- 3) Filtrage à 20 KHz (critère de Shannon) du signal puis en afficher la courbe filtré;
- 4) Affichage du signal temporel fenêtré et filtré;
- 5) Calcul d'enveloppe du signal fenêtré et filtré puis en afficher fenêtré et filtré.

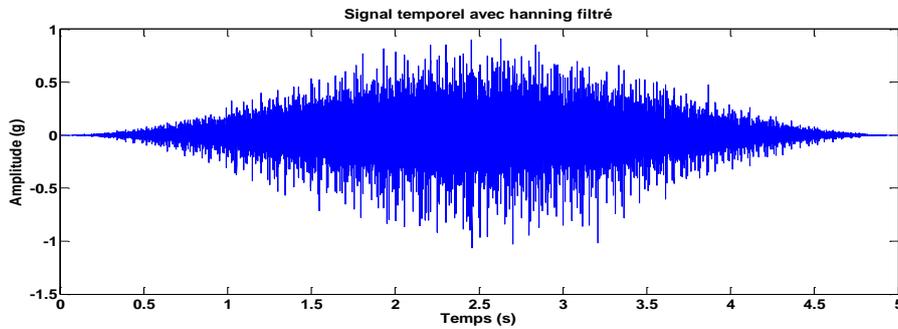
a)



b)



c)



d)

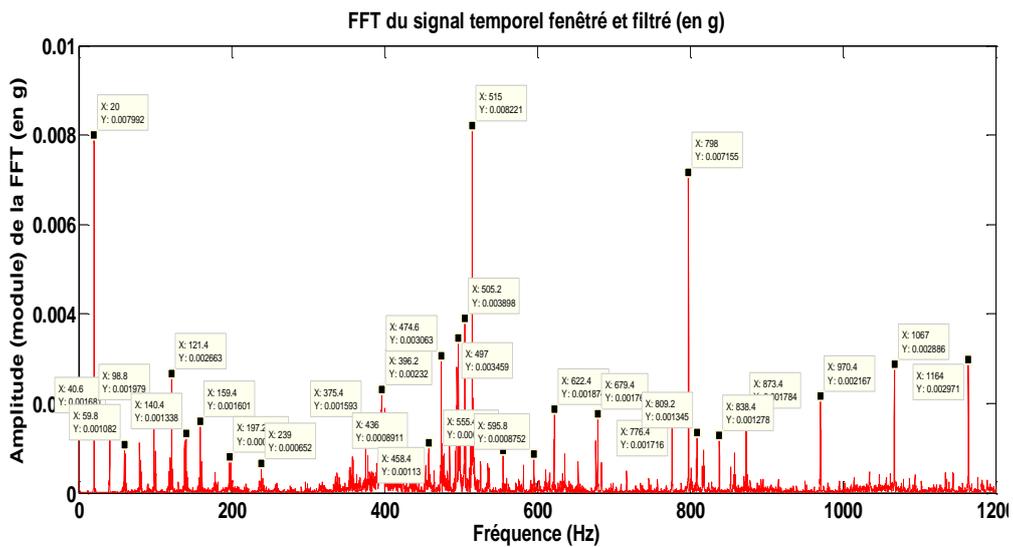


Figure 4 : Contenu fréquentiel

A 20 Hz: défaut de balourd que se manifeste à la fréquence de rotation de l'arbre de moteur  $F_{e\_théorique}=20$  Hz. On peut l'identifier pratiquement sur le spectre (Figure 4d), à  $F_{e\_pratique}=20$  Hz. Il y a des maximums à  $2*F_e$  et  $3*F_e$  (40.6 et 59.8Hz), qui sont des harmoniques de la vitesse de rotation; ça confirme la présence d'un défaut de balourd. Il est fort probable que la fréquence 79.8 Hz correspond à l'une des harmoniques du défaut de balourd ou à un défaut de cage de roulement  $5/8''$  ( $2*BSF$  et  $3*BSF=79.9$  Hz et 159,2 Hz).

A 98,6 Hz et 197,2 Hz : ces pics correspondent aux harmoniques de défauts de la bague interne du roulement  $5/8''$  (BPFI).

Un autre défaut du même roulement  $5/8''$  (BPFI), se manifeste pratiquement à la fréquence 98,93Hz et qui est calculé théoriquement, à la fréquence 98,96 Hz.

A 121,4: un autre maximum se manifeste à la fréquence 121,4 Hz et qui peut correspondre à l'harmonique  $2*BPFO$  ( $5/8''$ ).

D'après cette démarche de traitement de signal proposée, on remarque la présence de plusieurs défauts : tels que, un défaut de balourd, un défaut de roulement sur la bague externe, la bague interne et la cage et peut-être un défaut de serrage et de lignage; cependant, leur présence ne signifie pas que la machine se trouve en état critique. Pour juger l'état de fonctionnement réel de la machine, il est nécessaire de définir des alarmes des gabarits de fréquence, pour chaque point de mesure.

### 3.4.1. Établissement des alarmes selon des gabarits de fréquence

Nous nous intéressons à l'établissement des gabarits des niveaux d'alarmes dans le domaine des fréquences. D'après la littérature, les bandes doivent être définies différemment, en fonction du type de mécanisme considéré. Les sept configurations s'appliquent aux machines standards (*pompes, ventilateurs, moteurs, générateurs, concasseurs, compresseurs et engrenage*)

- Un rotor monté sur roulement;
- Un rotor monté sur palier lisse;
- Transmission par engrenage;
- Moteur côté opposé à l'arbre;
- Moteur côté arbre;
- Machine centrifuge montées sur roulements;
- Machines centrifuges montées sur paliers lisses.

On doit adapter le cas des machines montées sur roulements. Pour ce type de machine, on peut s'attendre à avoir principalement :

- Des problèmes de balourd avec une amplitude significative;
- Des problèmes de lignage et de jeu avec une amplitude moindre;
- Des problèmes de roulements et de résonance avec une amplitude négligeable.

La première bande permet de déterminer un défaut de balourd. La deuxième bande permet de diagnostiquer un défaut de lignage ou de serrage. La troisième bande permet de déterminer un défaut de lignage. La quatrième bande est dédiée pour étudier les défauts de roulements et cinquième bande est consacrée à la détermination des problèmes d'autres défauts, harmoniques de roulements et de résonance.

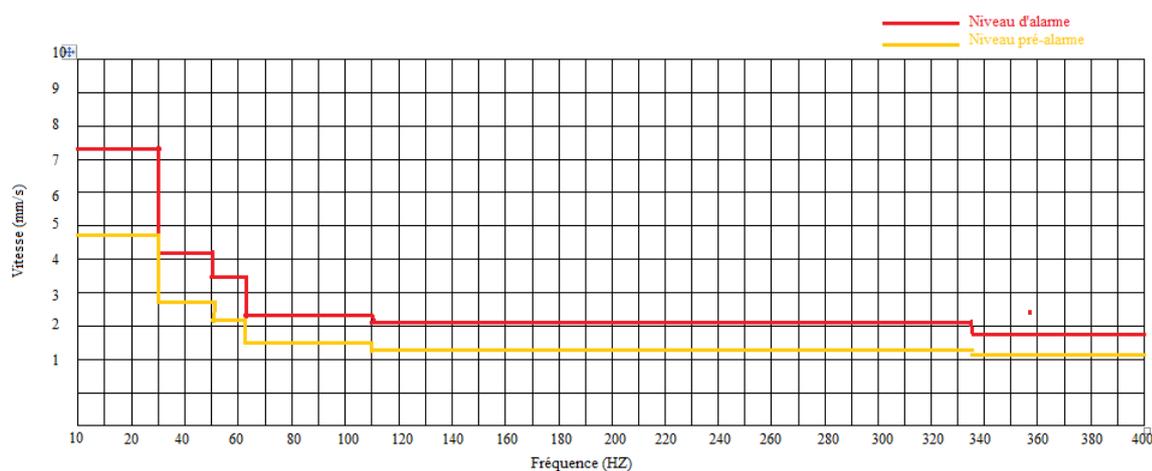
Le principe de base, consiste à choisir la largeur de chaque bande de fréquence en fonction des fréquences des défauts attendues.

### 3.4.2. Gabarits des points P1 et P2

Pour les points de mesure P1 et P2, on adopte la même forme que le gabarit standard d'alarme rotor monté sur roulements. En effet, c'est un rotor monté sur deux paliers sur roulements. Cependant les niveaux d'alarme et de pré-alarme changent. En effet, le tableau 8, montre le calcul effectué pour obtenir les niveaux d'alarme et de pré-alarme (sachant que l'alarme global (NAG) est de 7,1 mm/s et le pré-alarme global est de 4,5 mm/s).

Tableau 8 : Niveaux d'alarme et pré-alarme

Phénomènes mécaniques ou défauts	Fréquences remarquables	Pourcentage dans le gabarit standard de rotor monté sur roulement	Niveau d'alarmes	Niveau x pré-alarme
<b>Balourd</b>	Fréquence de rotation de moteur Fe=20 Hz	105%	$(7,1 \cdot 105) / 100 = 7,45 \text{ mm/s}$	$(4,5 \cdot 105) / 100 = 4,725$
<b>Mauvais serrage ou problème de lignage</b>	Généralement égale à deux fois la fréquence de rotation de son arbre donc 2*Fe	60%	Comme le calcul dans le balourd, on aura 4,26	2,7
<b>lignage</b>	>2*Fe ou 3*Fe	50%	3,55	2,25
<b>Roulements</b>	Fréquence asynchrones de roulements	35%	2,485	1,575
<b>Fréquences d'autres défauts, harmoniques de roulements et résonances</b>		30%	2,13	1,35
<b>Fréquences d'autres défauts, harmoniques de roulements et résonances</b>		25%	1,775	1,125



*Figure 5: Gabarit rotor monté sur roulement calculé*

#### **4. Conclusion**

D'après les signaux acquis, le RMS montre qu'il n'y a pas de danger et que l'état de la machine est globalement satisfait, cependant le Kurtosis et le facteur de crête disent que la machine est plutôt dans un mauvais état, voire un état critique. L'étude du contenu fréquentiel confirme que la machine souffre de défauts, ce qui confirme l'inconvénient de la norme basée sur la valeur efficace de l'accélération ou la vitesse. Il est donc, primordial de proposer une méthode qui permettrait de sélectionner un indicateur scalaire pour suivre l'évolution de dégradation d'un roulement.

Le Kurtosis, le Facteur de Crête sont meilleurs que le RMS pour la détection des défauts de machines tournantes et la valeur efficace de l'accélération (RMS) donne une réponse tardive.

#### **5. Bibliographie**

[1] N. Tandon et A. Choudhury (1999). A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology International*, Vol. 32, pp. 469-480.

[2] A. Jardine, D. Lin, et D. Banjevic (2005). A review on machinery diagnostics and prognostics by implementing condition-based maintenance. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 20, pp. 1483-1510.

[3] P. Estocq (2004). Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes. Thèse, Université de Reims,.

[4] A. Boullenger et C. Pachaud (1998). *Diagnostic vibratoire en maintenance préventive*. Dunod.

[5] T. Miyachi et K. Seki (1986). An investigation of the early detection of defects in ball bearings using vibration monitoring, practical limit of detectability and growth speed of defects. *Proceedings of the international Conference of Rotordynamics*, pp. 403-408, JSME-IFTOMM, Tokyo,.

[6] H. Martin et F. Honarvar (1995). Application of statistical moments to bearing failure detection. *Applied Acoustics*, Vol. 44, pp. 67-77.

[7] N. Tandon et A. Choudhury (1999). A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology International*, Vol. 32, pp. 469-480,.

[8] Campagna-Varenne (1985). Etude des roulements par analyse spectrale. *Vibrations actualités* 3,

[9] Marc Thomas (2012). *Fiabilité, maintenance prédictive et vibration des machines*. Presse des universités du Québec.