

III.1 INTRODUCTION

Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée, c'est à dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts. La connaissance de ces images vibratoires et de la cinématique de la machine permet de formuler un diagnostic de l'état de la machine. Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts. Il faut donc établir la liste de tous les défauts correspondant à chaque image et, par déduction, entreprendre les analyses complémentaires et rechercher d'autres symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable. On se propose dans ce chapitre d'étudier les images vibratoires des principaux défauts.

III.2 DESEQUILIBRE : DEFAT DE BALOURD

III.2.1 Définition

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. De cette non-concentricité, résulte l'application de forces centrifuges proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation  $F = Mr \omega^2$  qui déforment le rotor [22]. On dit que le rotor présente un balourd. Ce balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, ou sont la conséquence:

- d'une altération mécanique : perte d'ailette, érosion ou encrassement, ...,
- d'une altération thermique : déformation suite des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou à des différences de température localisées ...

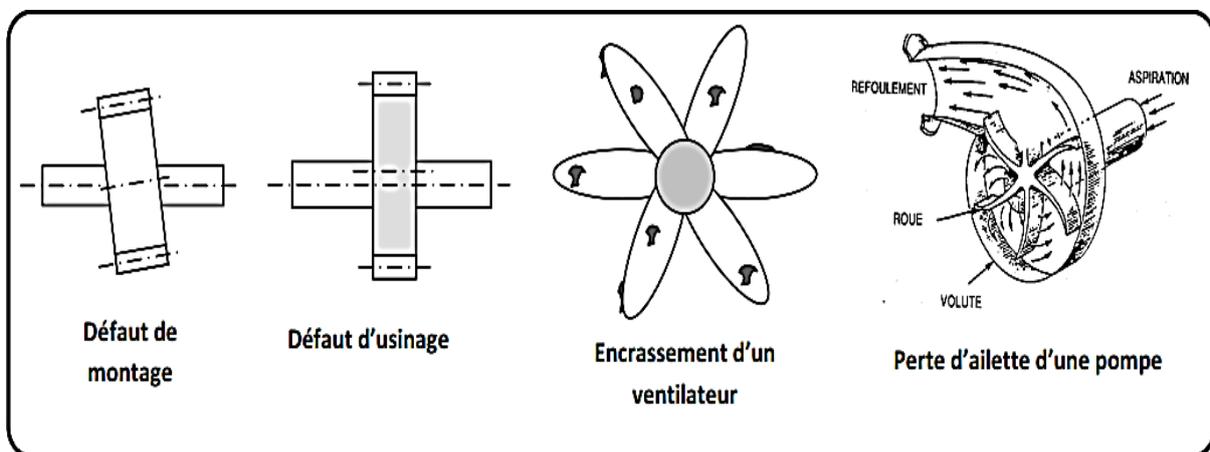


Figure III.1 : exemples de défauts induisant un balourd [22]

III.2.2 Mesure

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale) (figure III.2), excepté pour les rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également une vibration dans la direction axiale (figure III.3).

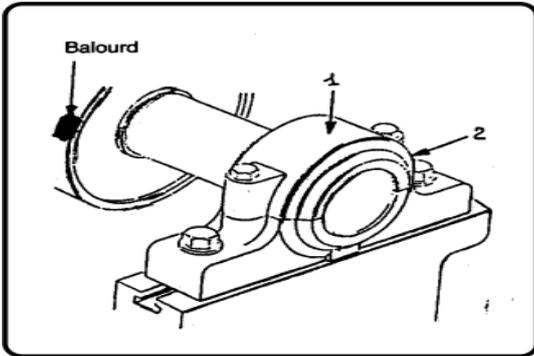


Figure III.2 : points de mesure pour un défaut de balourd [18]

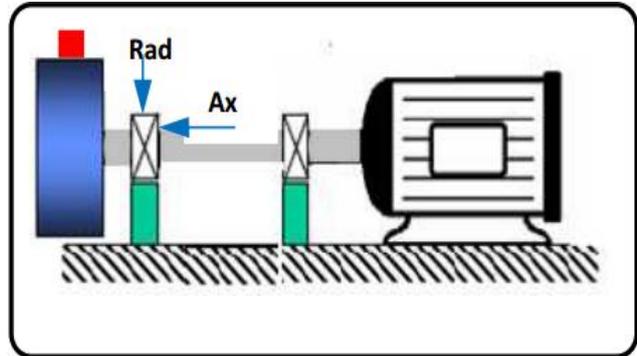


Figure III.3 : points de mesure pour un défaut de balourd sur rotor en porte-à-faux [18]

III.2.3. Signature vibratoire

Si on mesure l'amplitude du signal vibratoire délivré par un capteur placé sur le palier supportant un rotor déséquilibré (figure III.4), on remarque que l'amplitude sera maximale lorsque la masse sera en haut du rotor et elle sera minimale lorsqu'elle sera en bas, et ainsi de suite, à chaque tour du rotor. Le signal vibratoire est périodique de période 1 tour, donc de fréquence égale à la fréquence de rotation du rotor.

Le balourd va induire, dans un plan radial, une vibration dont le spectre présente une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation  $f_r$ . Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de  $f_r$  (figure III.5). La bande de mesure est conçue de façon à prendre en compte de légères variations autour de la vitesse de rotation affichée par le constructeur.

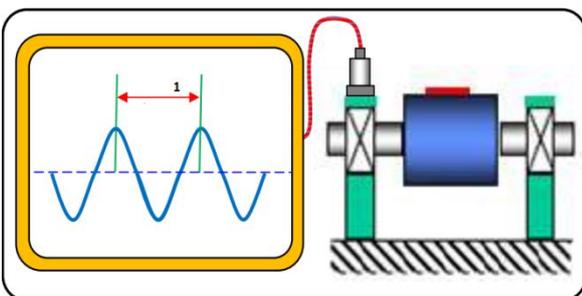


Figure III.4 : signal généré par un balourd [23]

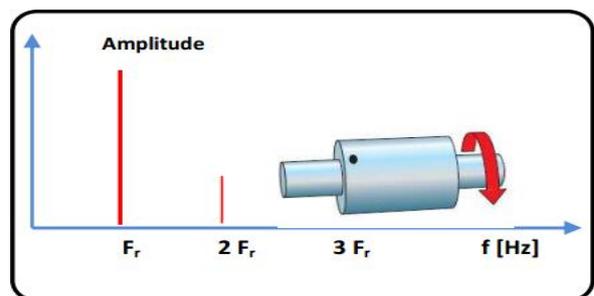


Figure III.5 : spectre d'un défaut de balourd [23]

**III.2.4 Balourds statique et dynamique**

Considérons un rotor bien équilibré. Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse M (figure III.6). Le rotor présentant un balourd va osciller jusqu'à se placer en "position lourde" vers le bas. Ce déséquilibre agit aussi s'il n'y a pas de rotation; on l'appelle alors "balourd statique". Les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, l'effort centrifuge dû au déséquilibre. Il n'y aura donc aucun déphasage entre les mesures prises au même point sur les deux paliers.

Reprenons le cas précédent en remplaçant la masse M par deux masses identiques mais décalées de 180° et placées à chaque extrémité du rotor. Ce déséquilibre agit aussi pendant la rotation; on l'appelle alors " balourd dynamique ".

Les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage (voisin de 180°) entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dynamique (figure III.7).

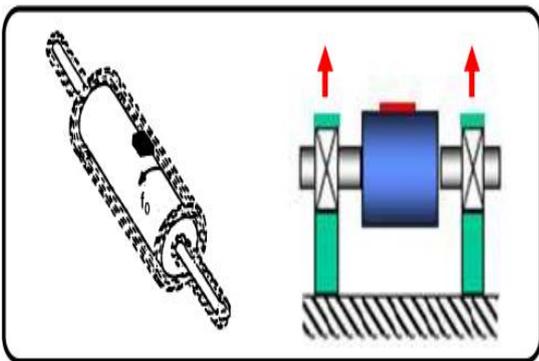


Figure III.6 : balourd statique [23]

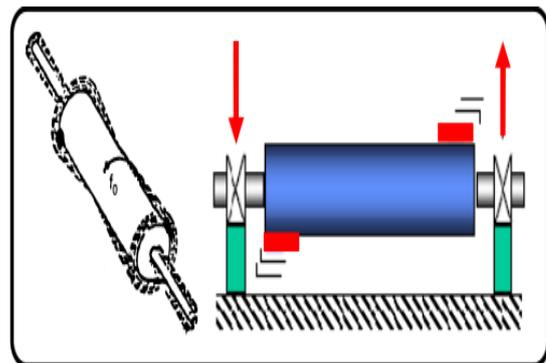


Figure III.7 : balourd dynamique [23]

**III.3 DEFAUT D'ALIGNEMENT**

**III.3.1 Définition**

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe [24].

**III.3.2 Désalignement d'arbres accouplés**

Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial (défaut de concentricité) ou la combinaison des deux (figure III.8).

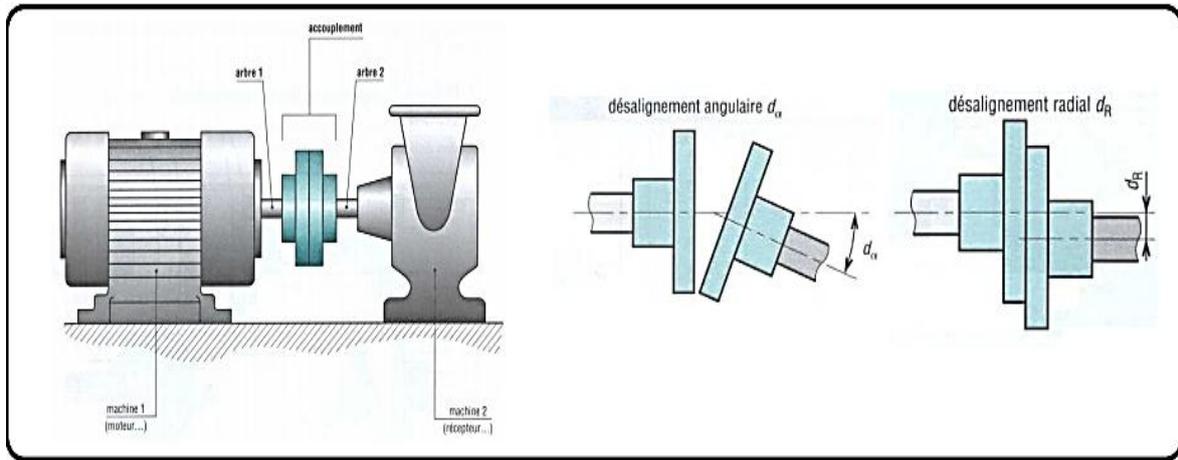


Figure III.8 : défauts d’alignement d’arbres [24]

a. Désalignement radial

Le signal temporel d’un défaut de désalignement à l’allure de la figure III.9. On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = 1tour), mais également des phénomènes se répétant chaque 1/2 tour et 1/3 tour. Cela se traduira le plus souvent par la présence des composantes de l’ordre 2, 3 ou même 4 fois la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d’ordre 1.

Un défaut d’alignement est révélé par un pic d’amplitude prépondérante à, généralement, 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). Il apparaît une vibration dans la direction radiale de composante d’ordre 2 de la fréquence de rotation (rarement d’ordre 3, voire exceptionnellement d’ordre 4), avec des amplitudes supérieures aux composantes d’ordre 1 (figure III.10).

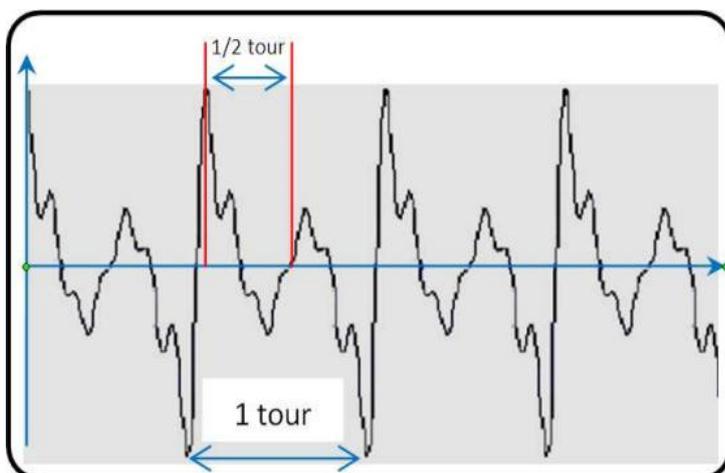


Figure III.9 : signal temporel d’un défaut d’alignement [24]

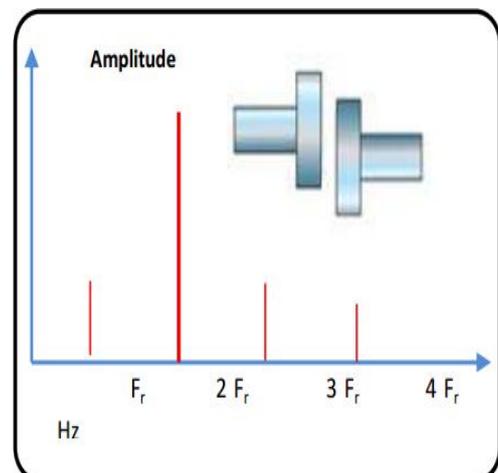
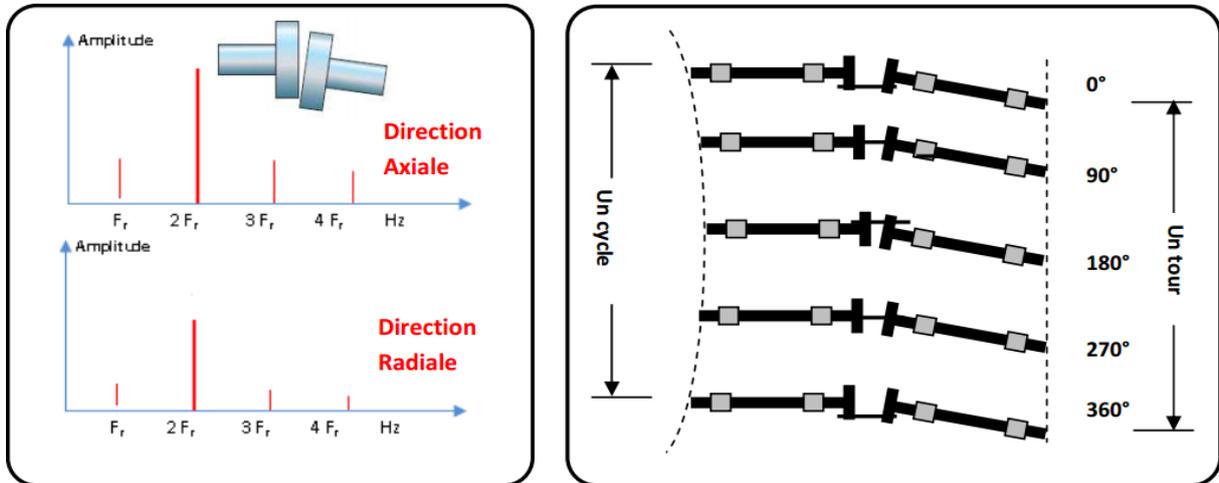


Figure III.10 : image vibratoire d’un défaut d’alignement radial [24]

**b. Désalignement angulaire**

Il apparaît une vibration axiale de composante d'ordre 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales correspondantes (figure III.11).

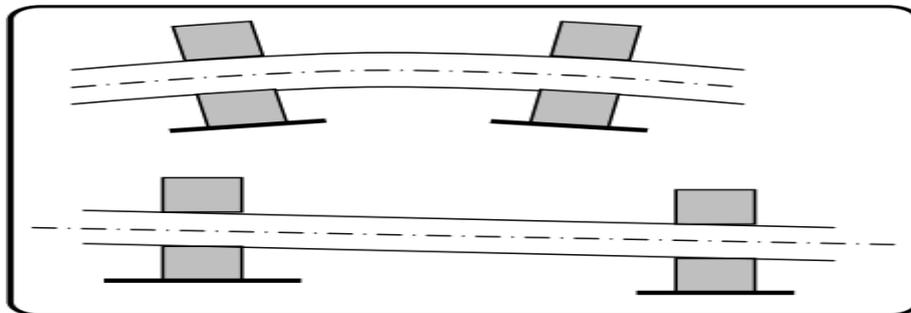


**Figure III.11** : images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire [25]

**III.3.3 Désalignement des paliers**

Les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques (figure III.12). Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor.

La manifestation spectrale de ce type de désalignement est identique à celle du désalignement angulaire.



**Figure III.12** : désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre [25]

III.4 DEFAUTS DE SERRAGE

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesuré sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pic à des fréquences multiples de la fréquence de rotation. Il est également parfois possible de retrouver des pics à l’harmonique  $\frac{1}{2}$  ( $1/2 \times$  la fréquence de rotation de l’arbre) et ses multiples. Les causes d’un jeu sont principalement l’usure ou un mauvais montage [20]. Comme exemples de jeu, on peut entre autre citer : accouplement dont le caoutchouc est usé, paliers montés avec un jeu excessif, ou boulons cassés (plus de jonction mécanique). Une roue à aubes dont les aubes touchent la carcasse nous donne un défaut semblable au jeu, amplifié. La figure III.13 montre un exemple spectre sur une machine dont le joint de l’accouplement est usé. La fréquence de rotation est de 24,25 Hz.

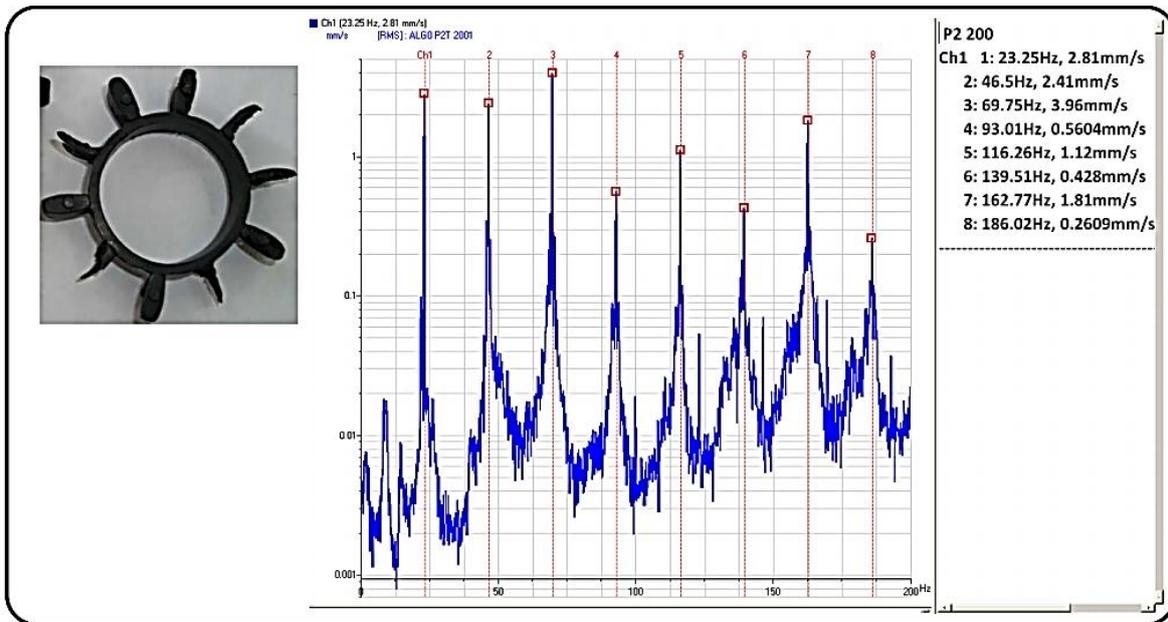


Figure III.13 : défaut d’usure d’accouplement [22]

III.5 DEFAUTS DE TRANSMISSION PAR COURROIES

III.5.1 Fréquence caractéristique

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée d’une courroie : partie arrachée, défaut de jointure, (figure III.14) impliquant un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage  $f_c$  de ce défaut définie par :

$$F_c = \frac{\pi D_1}{L} f_1 = \frac{\pi D_2}{L} f_2 \quad (III. 1)$$

$F_c$  : fréquence de passage de la courroie.

$D_1$  et  $D_2$ : diamètres des poulies 1 et 2.

$f_1$  et  $f_2$  : fréquences de rotation des poulies 1 et 2.

$L$  : la longueur de la courroie.

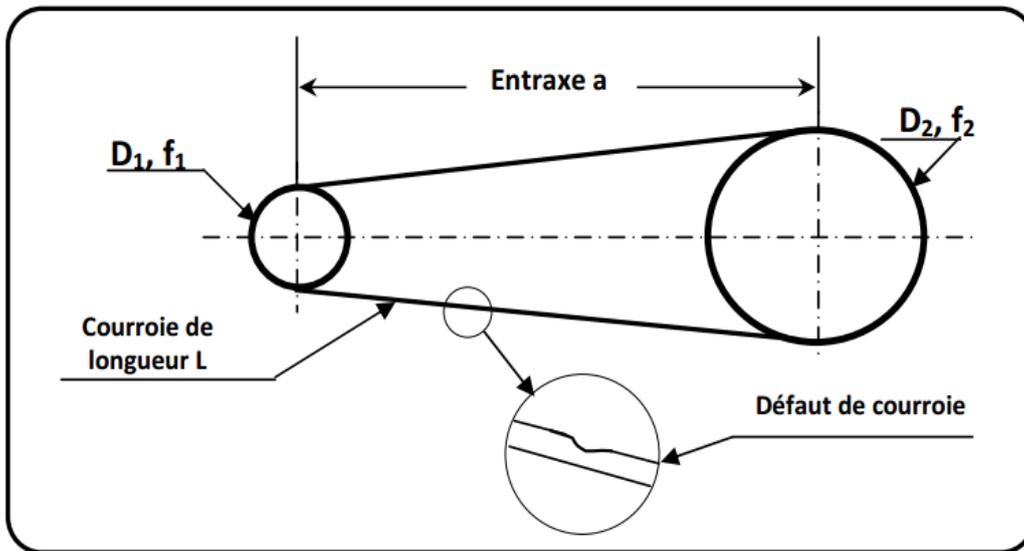


Figure III.14 : défaut de courroie [23]

### III.5.2 Prise de mesure

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement dans la direction de l'effort de tension de la courroie (figure III.15). Une mesure axiale peut, éventuellement, détecter un défaut de désalignement des poulies.

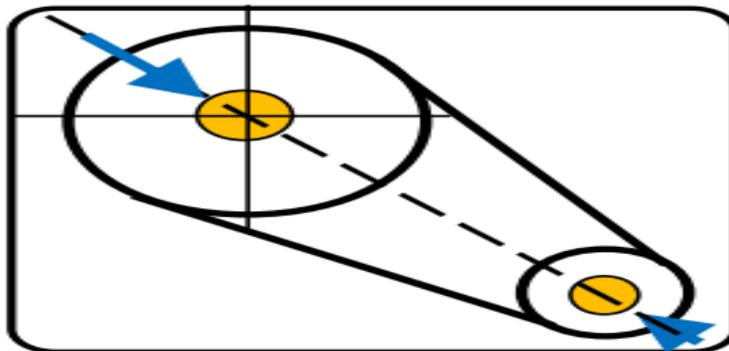


Figure III.15 : direction de mesure favorisée pour transmission par poulies courroies [23]

III.5.3 Signature vibratoire

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques. La figure III.16 montre le spectre réel mesuré sur une transmission par poulies courroies. On voit bien la présence d'un pic à la  $F_c$ ,  $2F_c$ ,  $3F_c$ ,  $4F_c$  (La fréquence  $F_c$  est de 8,17 Hz).

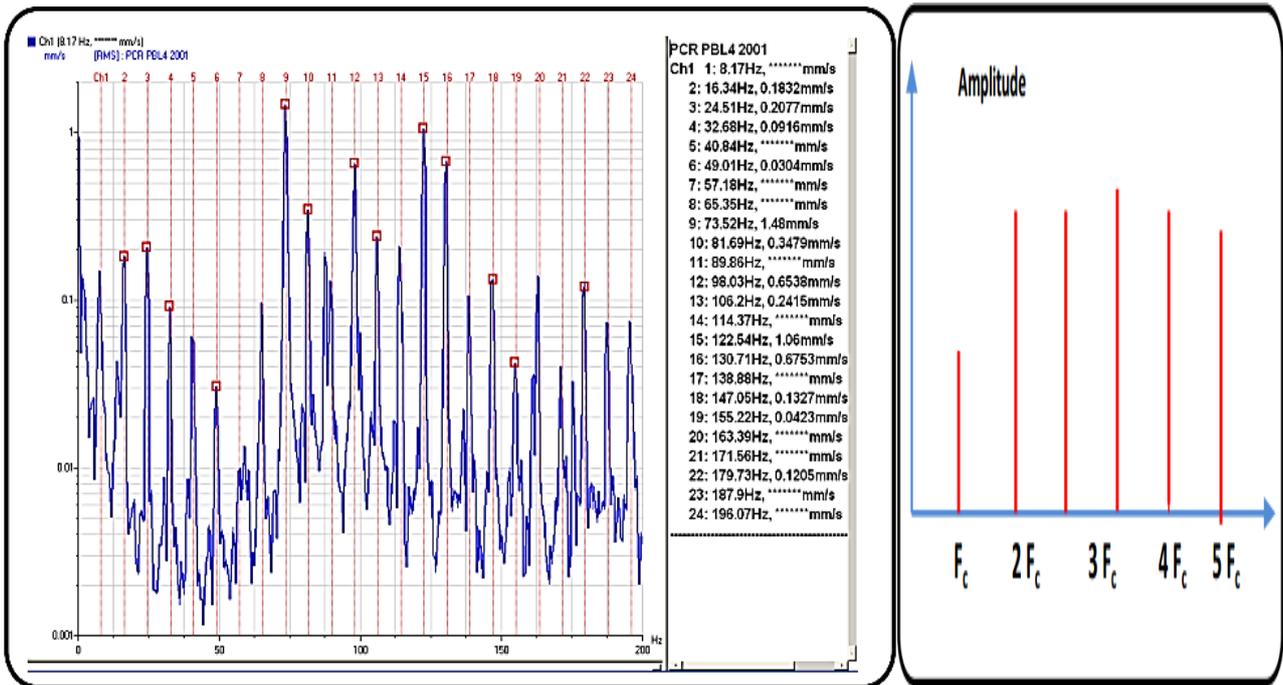


Figure III.16 : spectre réel d'un défaut de transmission par courroies (la fréquence de passage est de 8,17 Hz) [24]

III.5.4 Autres défauts

Il existe deux autres types de défauts pour ce mode de transmission:

- Lorsque les courroies sur transmission à courroies trapézoïdales ont subi une usure importante et qu'elles ont tendance à venir se coincer en fond de gorge, il apparaît une vibration d'amplitude importante aux hautes fréquences.
- Lorsqu'une ou plusieurs courroies sont insuffisamment tendues, il peut se produire un phénomène de battement visible sur le spectre, créé par des fréquences de passage des courroies différentes et très proches les unes des autres; ces différences sont produites par un glissement plus ou moins important selon la tension exercée sur les courroies.

**III.5.5. Cas des courroies crantées**

Notons que pour les courroies crantées, les fréquences rencontrées sont les mêmes que pour les engrenages avec, malgré tout, des amplitudes vibratoires moindres du fait de la nature du matériau qui a tendance à amortir les chocs [25].

**III.6 LES DEFAUTS DES ENGRENAGES**

**III.6.1 Définition**

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages (figure III.17) :

Les engrenages parallèles (les 2 arbres sont parallèles).

- Les engrenages concourants (les 2 arbres sont tels que leurs prolongements se coupent).
- Les engrenages gauches (les 2 arbres occupent une position relative quelconque)

Les dentures d'engrenage peuvent être droites, hélicoïdales ou à chevrons (figre III.18). Les efforts, en conséquence, sont :

- uniquement radiaux sur les engrenages parallèles, à denture droite ou à chevrons,
- mixtes (radiaux et axiaux) sur les engrenages à denture hélicoïdales, les engrenages coniques et les engrenages à roue et vis



**Figure III.17** : différents types d'engrenage [22]

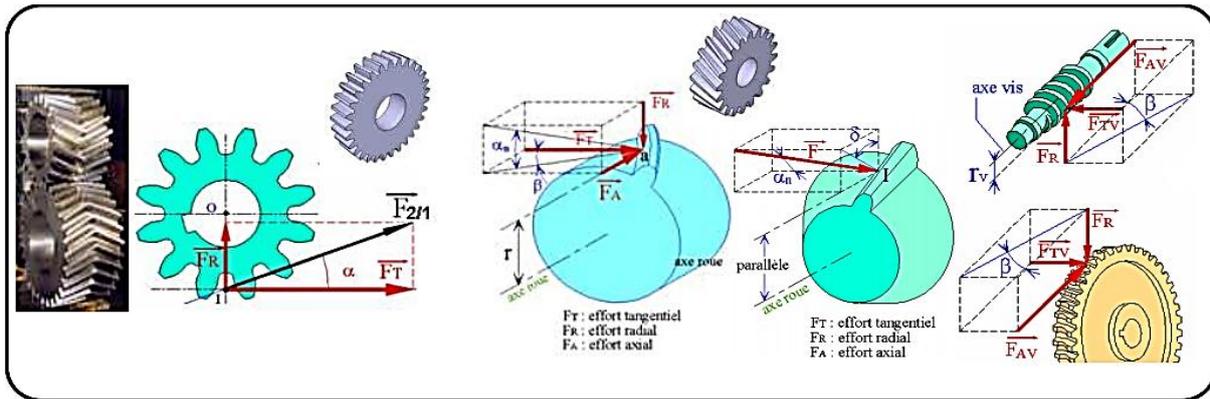


Figure III.18 : efforts sur les dents d'engrenage selon le type de denture [22]

Les amplitudes vibratoires générées par les engrenages à denture hélicoïdale sont généralement plus faibles que celles générées par les autres types de dentures.

### III.6.2 Fréquence d'engrènement

Observons un engrenage, composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant  $Z_1$  et  $Z_2$  dents et tournant aux fréquences  $F_1$  et  $F_2$ . Chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engagement des dents selon une fréquence d'engrènement  $F_e$  égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents [22].

$$F_e = F_1 \cdot Z_1 = F_2 \cdot Z_2 \quad (III.2)$$

$F_e$  : Fréquence d'engrènement

$F_1$  et  $F_2$  : fréquences de rotations des roues 1 et 2

$Z_1$  et  $Z_2$  : Nombre des dents des roues 1 et 2.

Si la denture est correcte, le spectre (figure III.19), est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement ou à ses harmoniques.

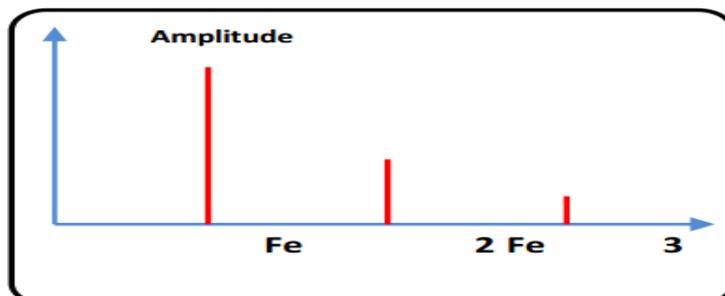


Figure III.19 : image vibratoire d'un engrenage sain [8]

III.6.3 Signatures vibratoires des défauts d’engrènement

a. Détérioration d’une dent

Si l’une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant (figure III.20) montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré s’étalant jusqu’aux hautes fréquences.

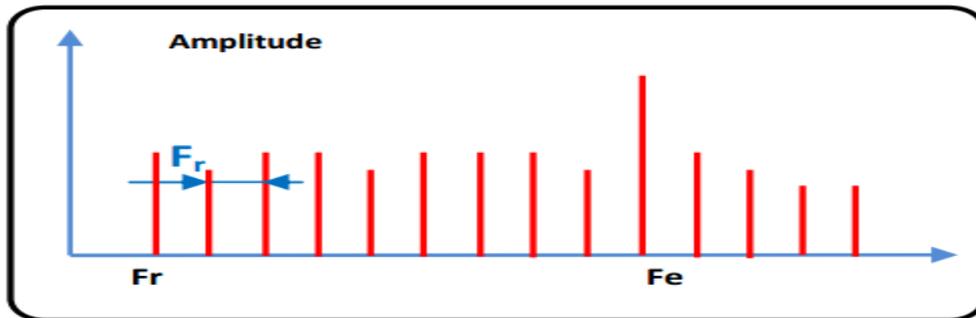


Figure III.20 : image vibratoire théorique d’un engrènement présentant une dent détériorée [8]

b. Détérioration de deux dents sur les deux roues

Si les deux roues dentées présentent chacune une dent détériorée, les chocs peuvent être importants lorsque les deux défauts se rencontrent «coïncidence ». La rencontre s’effectue à la fréquence  $F_{co}$ , appelée fréquence de coïncidence et telle que :

$$F_{co} = \frac{F_e}{PPCM (Z_1, Z_2)} \tag{III. 3}$$

$F_e$  : fréquence d’engrènement

PPCM : plus petit commun multiple de  $Z_1$  et  $Z_2$

La fréquence de coïncidence  $F_{co}$  est inférieure aux fréquences de rotation  $F_1$  et  $F_2$ . Le spectre montre non seulement les deux peignes correspondant aux fréquences de rotation de chaque roue, mais aussi un peigne de raies de pas correspondant à la fréquence de coïncidence  $F_{co}$ .

c. Détérioration de l’ensemble de dentures

Lorsque l’ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d’un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d’engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée (figure III.21).

Le spectre peut présenter des raies à la fréquence de rotation correspondant à des équilibrages imparfaits [24].



Figure III.21 : image vibratoire théorique d'une denture [25]

**d. Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture)**

Si l'entraxe des arbres portant les deux roues est insuffisant, il se produit un engrènement en fond de denture. La dent menante force à l'engagement et au déengagement ce qui provoque une usure des deux côtés de la denture [24].

En analyse spectrale ce phénomène se traduit par l'apparition d'une raie d'amplitude prépondérante à deux fois la fréquence d'engrènement  $F_e$  et la disparition partielle, voire totale de l'amplitude à cette fréquence (figure III.22).

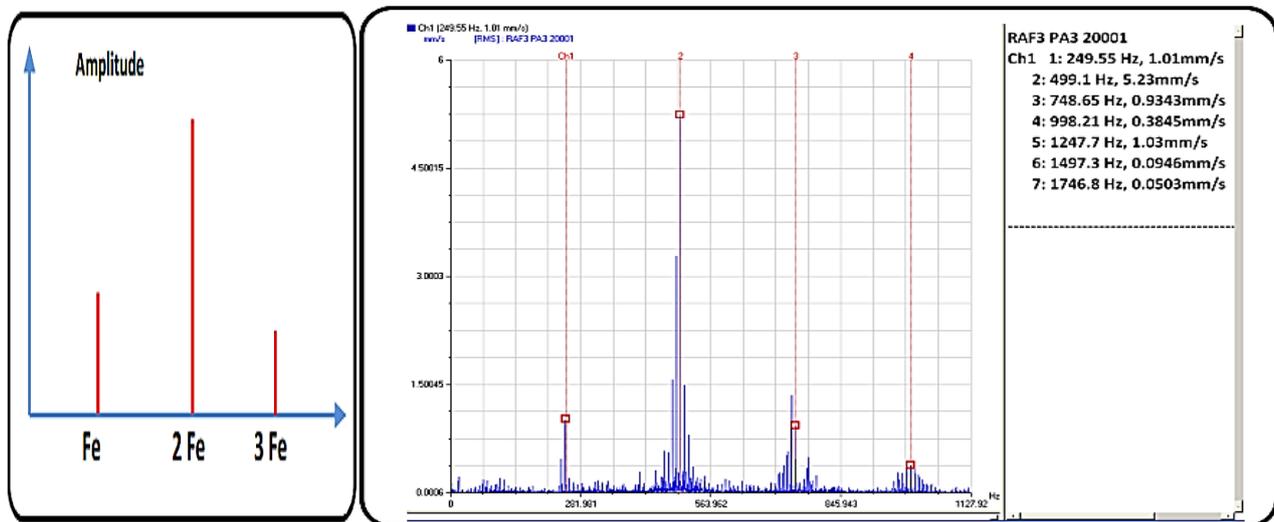


Figure III.22 : image théorique et spectre réel d'un engrènement en fond de denture sur un réducteur (La fréquence d'engrènement calculée est  $F_e = 249,48$  Hz) [24]

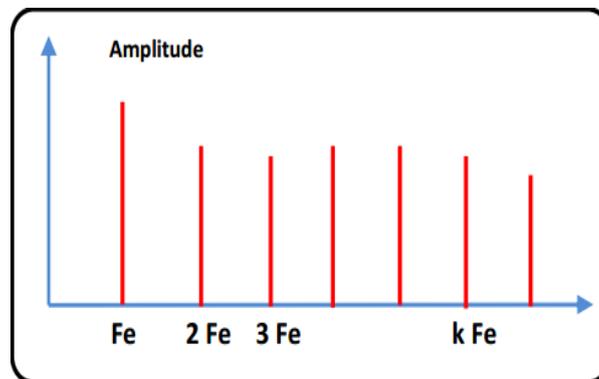
L'identification de ce phénomène nécessite de s'assurer que les harmoniques d'ordre supérieur ne sont pas présentes à un niveau élevé : on serait alors en présence d'un choc dur.

### e. Jeu de fond de denture trop grand

Un jeu de fond de denture trop grand a pour conséquence un choc dur à chaque passage d'une dent à l'autre ("rattrapage" du jeu). On obtient alors un spectre de choc dur, périodique, à la fréquence d'engrènement (présence de nombreuses harmoniques de niveau du même ordre de grandeur).

Ce jeu trop grand peut être :

- une conséquence de l'usure de la surface de denture, le spectre est alors une "suite logique" de celui de la figure III.23 (nombre et niveau des harmoniques élevées).
- dû au montage, le spectre apparaît dès l'origine.



**Figure III.23** : image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée [8]

### f. Défauts induisant une modulation d'amplitude

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou de faux rond, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal vibratoire par la fréquence de rotation due à la modélisation de l'effort d'engrènement (figure III.24). L'image vibratoire théorique (figure III.25), présente autour de la fréquence d'engrènement (fréquence porteuse) ou de ses harmoniques, des raies latérales dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut. C'est ce qu'on appelle des bandes latérales de modulation d'amplitude. Il faut noter que les amplitudes de ces bandes latérales sont généralement très faibles devant l'amplitude de la fréquence porteuse (entre 2 et 20 fois inférieures) et ne sont visibles que dans des spectres exprimés en décibel [25].

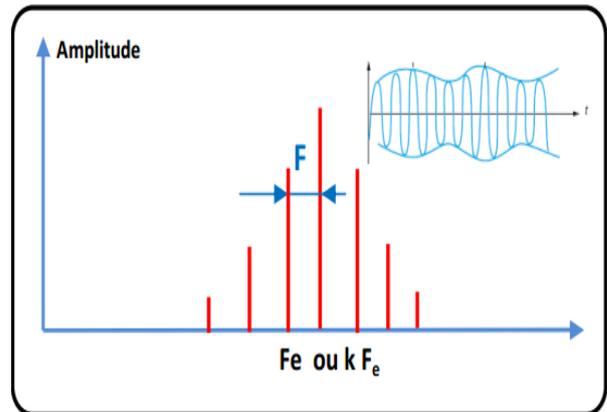
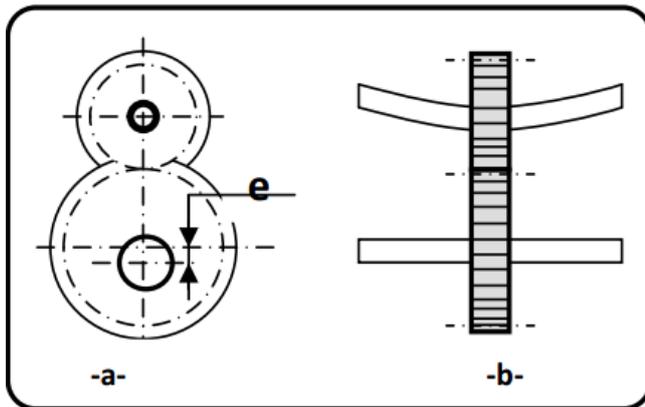


Figure III.24: exemples de défauts d’engrènement [24]

Figure III.25 : image théorique de la modulation d’amplitude de  $F_e$  par  $F_r$  [24]

### III.7 LES DEFAUTS DE ROULEMENTS

#### III.7.1 Fréquences caractéristiques

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), etc. Dans la plupart des cas, la dégradation se traduit par un écaillage d'une des pistes ou d'un élément roulant du roulement, produisant un choc à chaque passage. Les roulements défectueux génèrent des vibrations de fréquences égales aux vitesses de rotation de chaque pièce du roulement. Ils correspondent notamment à la rotation des billes, des rouleaux ou de la cage et au passage des billes sur les bagues.

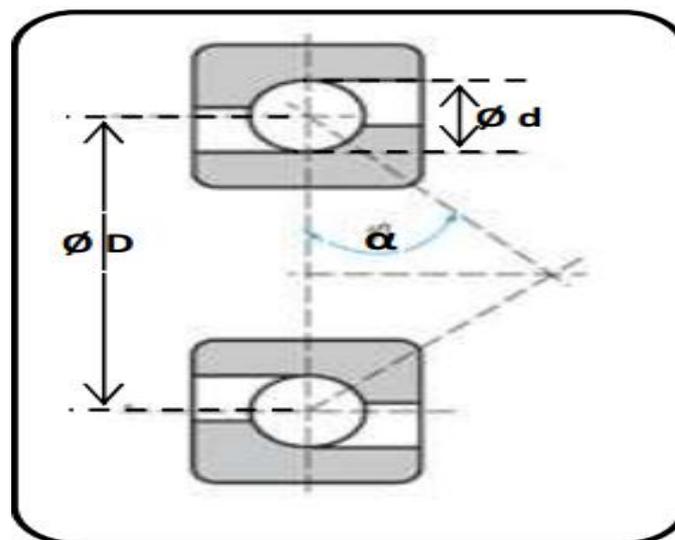


Figure III.26 : caractéristiques géométriques d’un roulement [26]

Pour chaque type de roulement et en fonction de ses cotes de fabrication (figure III.26), on peut considérer les fréquences caractéristiques données par les formules ci-dessous.

- $n$  : le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),
- $D$  : le diamètre primitif,
- $d$  : le diamètre des éléments roulants,
- $\alpha$  : angle de contact,
- $F_r$  : la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe)

Ainsi, nous avons :

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure " $F_{b\ ext}$ ", est donnée par l'équation suivante:

$$F_{b\ ext} = 0.5 F_r n \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right] \quad (III. 4)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure, supposée montée sur l'arbre tournant, " $F_{b\ int}$ " est donnée par l'équation suivante:

$$F_{b\ int} = 0.5 F_r n \left[ 1 + \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right] \quad (III. 5)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage " $F_{cage}$ ", est donnée par l'équation suivante:

$$F_{cage} = 0.5 F_r \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \text{ donc } F_{cage} = \frac{F_{b\ int}}{n} \quad (III. 6)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de bille (ou de rouleau) sur la bague externe ou sur la bague interne " $F_{bille}$ " est donnée par l'équation suivante:

$$F_{bille} = 0.5 F_r \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d \cos \alpha}{D} \right)^2 \right] \quad (III. 7)$$

- Un défaut situé sur une bille entre en contact avec la bague intérieure ainsi qu'avec la bague extérieure à chaque révolution de la bille. La fréquence du défaut sera donc :

$$2 F_{bille} = F_r \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d \cos \alpha}{D} \right)^2 \right] \quad (III. 8)$$

Aujourd'hui, la plupart des fabricants de roulements fournissent des tables de référence qui permettent de s'affranchir de ces calculs. Un exemple de bases de données de défauts de roulement est illustré sur la figure III.27.

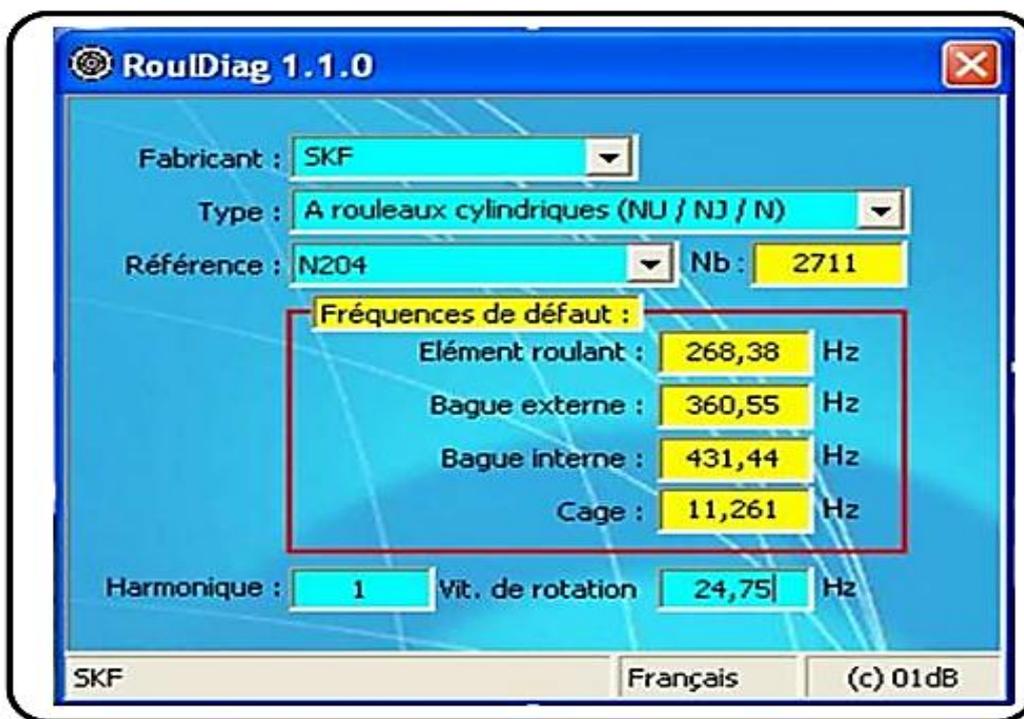


Figure III.27 : exemple de bases de données de défauts de roulements [26]

➤ **Remarque**

Les fréquences de passage sont des fréquences théoriques sensiblement respectées tant qu'il y a roulement parfait des billes sans glissement. Dès qu'il y a amorce de grippage, le frottement a tendance à ralentir la partie dégradée. Le défaut se manifeste donc à une fréquence inférieure à la fréquence calculée.

Cette différence bien que difficile à appréhender est un élément décisif pour établir l'urgence de l'intervention, le grippage étant le stade ultime d'un défaut sur roulement et pouvant amener par blocage la dégradation brutale du rotor.

III.7.2 Signatures vibratoires des principaux défauts

a. Défaut de type écaillage affectant la bague externe

Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence du défaut. À chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante (figure III.28).

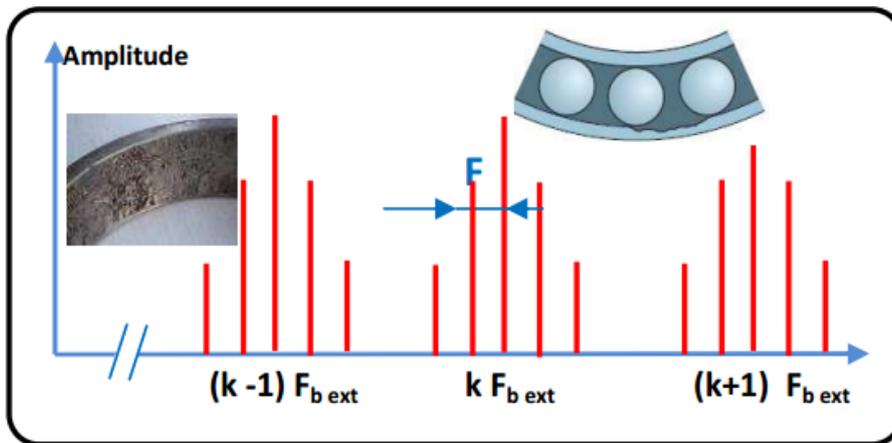


Figure III.28 : image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure [26]

b. Défaut de type écaillage affectant la bague interne

Un défaut de type écaillage affectant la bague interne de roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation (figure III.29).

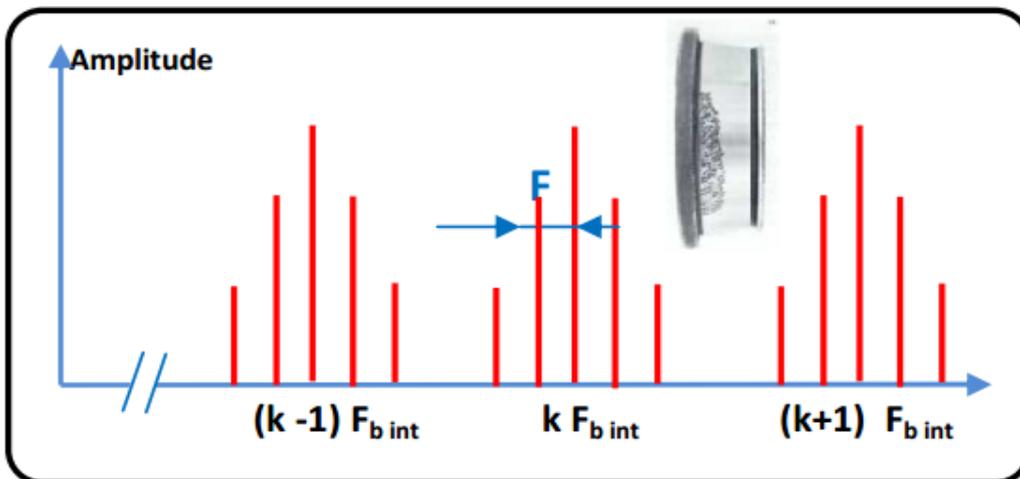


Figure III.29 : image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure [26]

c. Défaut de type écaillage sur un élément roulant

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de la cage (figure III.30).

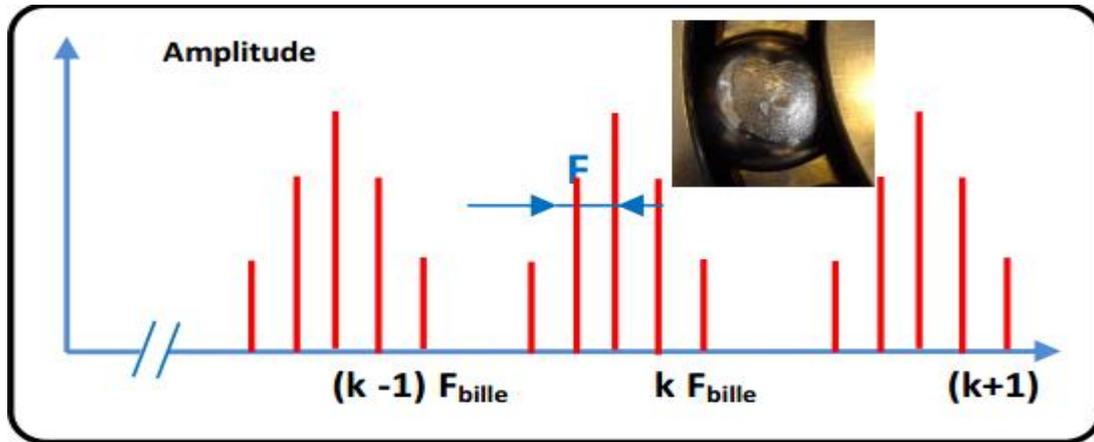


Figure III.30 : image vibratoires d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant [27]

d. Défauts de type déversement de bague

Le défaut de type déversement de bague extérieure (figure III.31) s'exprime par une composante fondamentale d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence du défaut de la bague déversée, et par des composantes d'ordre supérieur d'amplitude très faible (figure III.32).

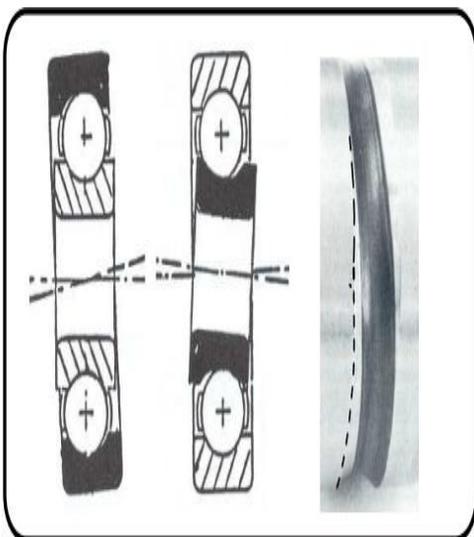


Figure III.31 : défaut de déversement des bagues d'un roulement [27]

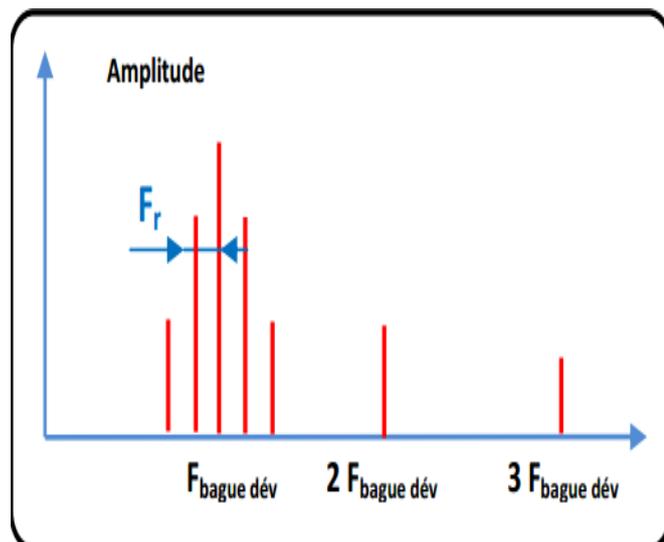


Figure III.32 : image vibratoires théorique d'un défaut de type déversement de bague [27]

➤ **Remarque**

Il ne faut pas confondre défaut de type écaillage et défaut de type déversement de bague. Le défaut de type écaillage est un défaut de type choc dont le spectre présente:

- de nombreuses composantes harmoniques jusqu'en hautes fréquences,
- les harmoniques d'ordre n généralement d'amplitude plus grande que la composante fondamentale

Le défaut de type déversement de bague est un défaut de type vibration sinusoïdale dont le spectre présente:

- peu de composantes harmoniques, la composante fondamentale de la fréquence du défaut, nettement prépondérante par rapport à ses quelques harmoniques.

### III.7.3 Indicateurs vibratoires spécifiques aux roulements :

La dégradation localisée d'un roulement se manifeste par un choc dur, périodique, apparaissant à la fréquence du contact situé au niveau de la détérioration. Les vibrations induites sont des vibrations de type impulsionnel. L'interprétation des spectres de ces défauts sont parfois difficiles. Des méthodes spécifiques permettant d'obtenir, par des traitements particuliers, des valeurs globales significatives de la dégradation de roulement. Les indicateurs utilisant ces propriétés sont principalement le facteur de crête et le Kurtosis [27].

#### a. Facteur de crête

C'est le rapport entre la valeur de crête et la valeur efficace de l'accélération :

$$\text{Facteur de crête} = \frac{\text{Valeur de crête}}{\text{Valeur efficace}} = \frac{A_c}{A_{eff}} \quad (\text{III. 9})$$

Une vibration de type sinusoïdale aura un facteur de crête voisin de 0,707 alors qu'une vibration de type impulsionnel aura un facteur de crête beaucoup plus important (équation II.2). Un roulement neuf ou en bon état génère une vibration de faible amplitude, aussi bien en valeur crête qu'en valeur efficace (figure III.33). Le facteur de crête reste donc faible. Un défaut localisé génère une vibration d'amplitude crête forte et amplitude efficace faible, donc un facteur de crête important [27].

Pour les défauts généralisés, les vibrations générées présentent des amplitudes crête et efficace fortes, donc, un facteur de crête faible. Le défaut majeur de cet indicateur est de présenter environ les mêmes valeurs à l'état neuf et en fin de vie de roulement.

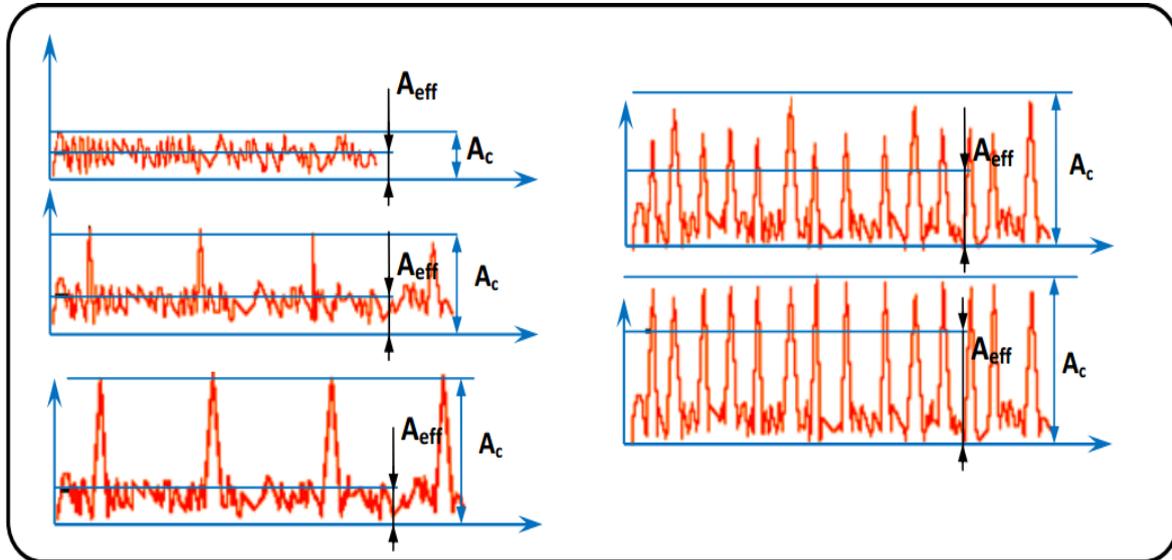


Figure III.33 : evolution du facteur de crête aux différents stades de dégradation du roulement [23]

**b. Le Facteur de défaut de roulement FD**

Le Facteur de Défaut Roulement est un traitement spécifique du signal temporel adapté à la surveillance des roulements :

$$FD = a.F_c + b.A_{eff} \tag{III.10}$$

Combinant les indicateurs Facteur de Crête et suivants :

- Facteur absolu.
- Détection précoce.
- Peu sensible aux conditions de fonctionnement.
- Valeur croissante sur les 3 phases de la dégradation.
- Utilisation simple et adaptée au diagnostic automatique.

Le Facteur de Défaut Roulement est utilisé pour les machines de 600 à 6000 RPM. Les niveaux d'alarme recommandés sont : **Alerte à 6 et Danger à 9.**

L'augmentation du niveau du Facteur de Défaut peut être liée à un défaut de graissage du roulement. En l'absence d'historique d'évolution, on procédera à un test de graissage du roulement, le Facteur de Défaut chute généralement de manière importante de façon instantanée. Si le niveau du F.D reste stable à cette valeur dans les heures qui suivent l'opération, il s'agit sans doute d'un problème de graissage. Dans le cas contraire, il s'agit vraisemblablement d'une usure du roulement.

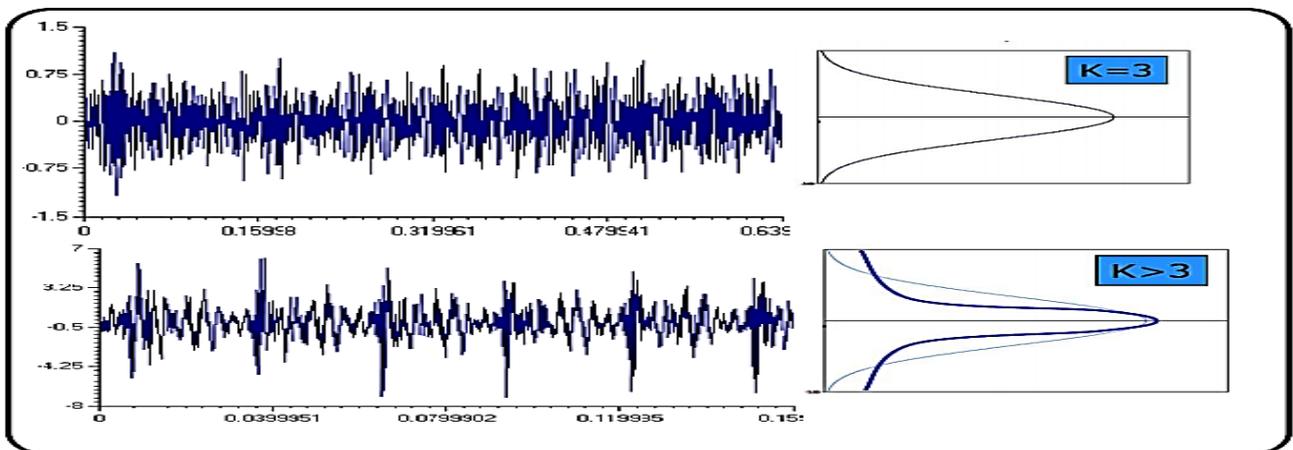
**c. Distribution de l'amplitude : Kurtosis**

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

$$Kurtosis = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (x(n) - \bar{x})^4}{\left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \tag{III. 11}$$

Où  $M_4$  et  $M_2$  sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2,  $x(n)$  est le signal temporel,  $\bar{x}$  est la valeur moyenne des amplitudes,  $N$  est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Le principale avantage du Kurtosis réside dans le fait qu'il ne tient pas compte de l'historique, et qu'il donne une valeur intrinsèque de l'état du roulement.



**Figure III.34:** evolution du Kurtosis aux différents stades de dégradation du roulement [27]

**CONCLUSION**

La connaissance des images vibratoires et la cinétique des machines tournantes permettent de définir les indicateurs de suivi. A cet effet, il existe certaines techniques de traitement de signal nécessaires au calcul de ces indicateurs, ainsi que la mise en évidence de ces images, et enfin de formuler un diagnostic sur l'état de l'équipement.