

## II.1 INTRODUCTION

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations qui sont des images reflétant les efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. 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. Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse des vibrations, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmes de production. [8]

En ce qui concerne les machines tournantes, en pratique, une bonne conception produira de faibles niveaux vibratoires. Cependant, la machine vieillissant, les fondations travaillent, les pièces se déforment et s'usent, et de légers changements dans ses propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les rotors se déséquilibrent, les courroies se détendent, les jeux augmentent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui excite les résonances et ajoute une charge dynamique considérable aux paliers. Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée, c'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser, lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance des lois d'endommagement. [9]

**II.2. MECANIQUE VIBRATOIRE**

**II.2.1. Définitions**

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire par une position d'équilibre. Si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort [figure II.1], on constate qu'il se traduit par :

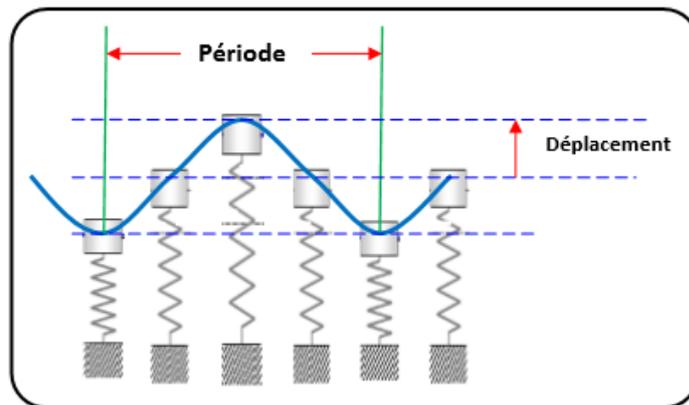
- Un déplacement : la position de la masse varie de part et d'autre du point d'équilibre
- Une vitesse de déplacement : variation du déplacement par rapport au temps

Une accélération: variation de la vitesse par rapport au temps. [8]

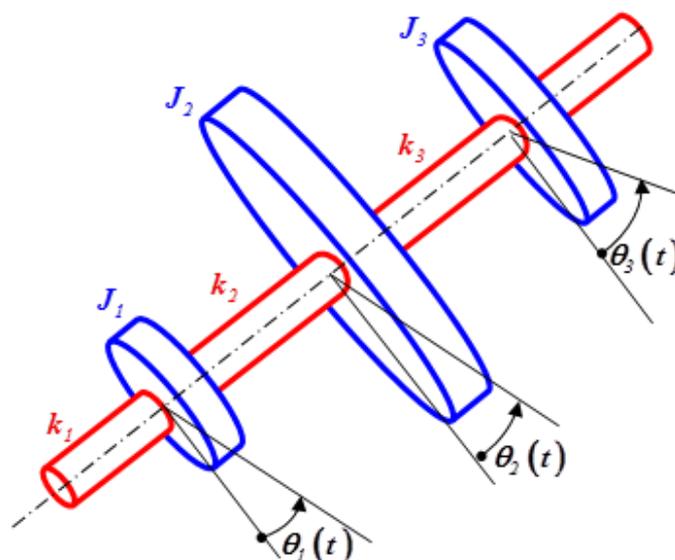
La vibration d'une machine soumise à une force périodique peut être décrite en termes de déplacement, de vitesse ou d'accélération.

La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps.

L'accélération représente une variation de la vitesse par unité de temps.



**Figure II.1 : Mouvement d'une masse suspendue à un ressort [4]**



**Figure II.2 : Rotor Disque+ Arbre**

**II.2.2. Les caractéristiques d'une vibration**

Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillatoires autour d'une position de repos (d'équilibre). Elles sont caractérisées par les paramètres suivants :

**a. Le déplacement**

C'est la distance par laquelle s'est déplacée la structure. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale :

$$X(t) = A \sin \omega t \dots\dots\dots (1)$$

Domaine d'utilisation :

Fréquence < 100 Hz

La mesure de déplacement s'effectue à l'aide de capteur de proximité (champs magnétiques)

**b. La vitesse**

La valeur  $d_x$  parcourue pendant un instant dit :

$$V = \frac{dx}{dt} = d \frac{A \sin \omega t}{dt} = A * \omega * \cos(\omega t) \dots\dots\dots (2)$$

Domaine d'utilisation :

100 Hz < fréquence < 1000 Hz

La mesure de vitesse s'effectue à l'aide de capteur de vitesse (courant induit dans une bobine. Cette technique est peu utilisée).

**c. Accélération**

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

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{d [\omega A \cos(\omega t)]}{dt} = -\omega x \omega A \sin \omega t \dots\dots\dots (3)$$

**d. Amplitude**

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

**e. Fréquence**

La fréquence (f) est le nombre de cycles de vibration par unité de temps. L'unité de fréquence est l'hertz (Hz), soit un cycle par seconde. Comme la vitesse de rotation des machines tournantes est exprimée en tours par minute (T/M), la fréquence des vibrations auxquelles celles-ci sont soumises est communément exprimée en cycles par minute (C/M). Comme une minute compte 60 secondes, 1HZ =60 C/M.

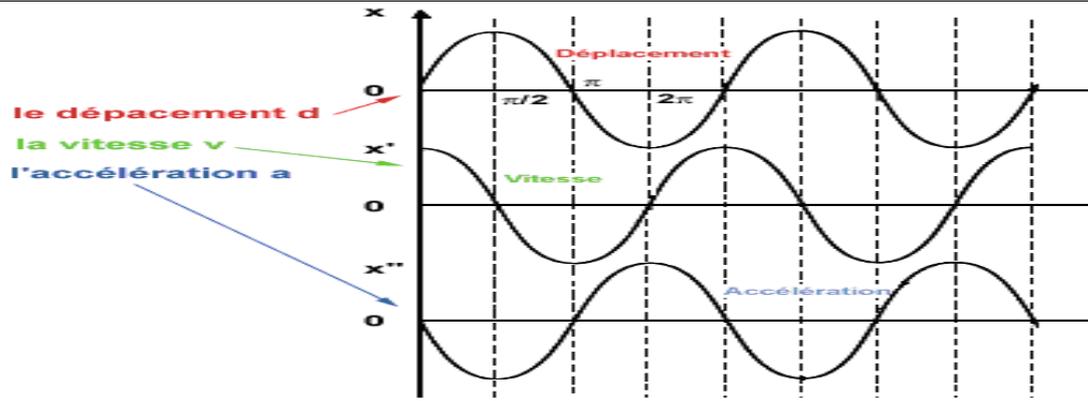


Figure II.3 : représentation de déplacement, vitesse, l'accélération

**II.2.3. Les type de vibrations**

Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillant autour d'une position moyenne d'équilibre. Ces mouvements oscillants, caractéristiques de l'effort qui les génères, peuvent être, soit **périodiques**, soit **apériodiques (transitoires ou aléatoires)**

Selon qu'ils se répètent ou non, identiquement à eux-mêmes après une durée déterminée.

▪ **vibrations périodiques**

Peuvent correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un diapason ou, plus généralement, à un mouvement complexe périodique que l'on peut décomposer en une somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à analyser.

▪ **Vibrations harmoniques (sinusoïdal pur)**

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme *amplitude temps* est représenté par une sinusoïde (Figure II. 4).

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

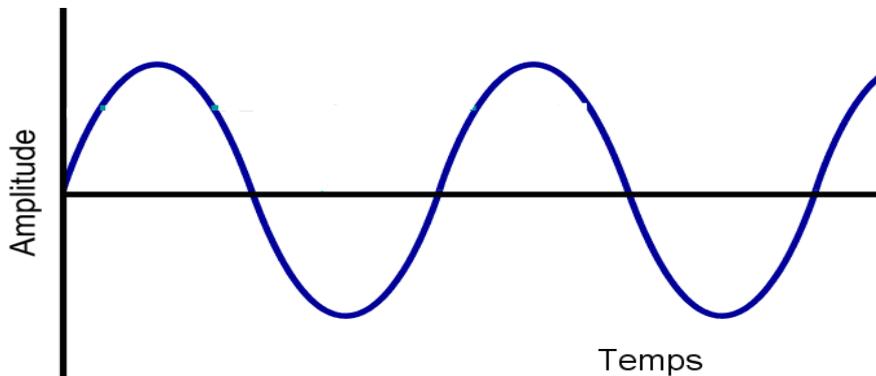


Figure II.4 : vibration harmonique

Elle est décrite par:

$$X(t) = X \cdot \sin *(wt + \varphi) \dots \dots \dots (4)$$

Avec :

$\omega$  = vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ( $2\pi f$ )

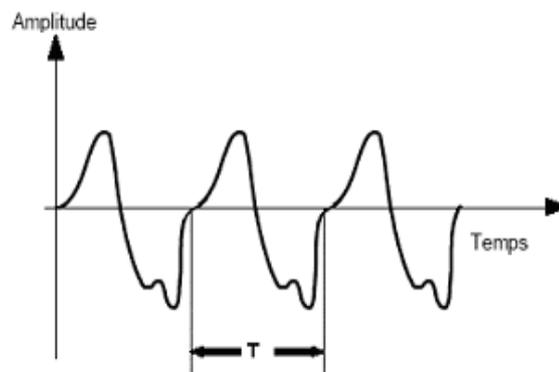
$f$  = fréquence du mouvement

$\varphi$  = phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps

▪ **Mouvement complexe périodique**

Une vibration périodique est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé *période* (Figure II.5).

Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines.



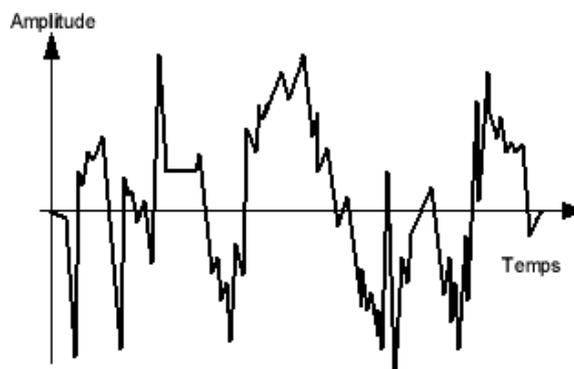
**Figure II.5 : vibration périodique**

Elle est décrite par:

$$X(t) = \sum [X_i * \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \text{ avec } 1 \leq i \leq n \dots \dots \dots (5)$$

- **Vibrations apériodiques**
- **Les vibrations aléatoires**

Une vibration aléatoire est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps (Figure II.6). C'est le cas des chocs que l'on enregistre sur un broyeur.



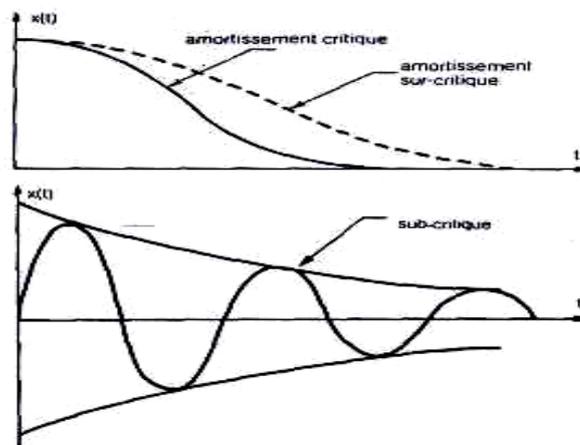
**Figure II.6 : vibration apériodique**

Elle est décrite par:

$$X(t) = \sum [X_i * \sin(\omega_i t + \varphi_i)] \text{ avec } i \geq 1 \dots \dots \dots (6)$$

▪ **Les vibrations transitoires**

Sont générées par des forces discontinues (choc).elles peuvent présenter ou non un aspect oscillatoire revenant à une position d'équilibre après amortissement. Lorsqu'il existe des oscillations, comme pour une structure qui vibre après un choc et pour laquelle le coefficient d'amortissement est faible, on dit qu'il y a amortissement sub-critique, et le mouvement est pseudopériodique, si l'amortissement est très important, la structure revient à sa position d'équilibre sans oscillation, on dit alors que l'amortissement est sur critique et le mouvement est apériodique.

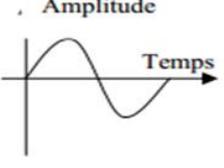
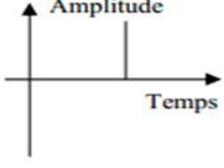
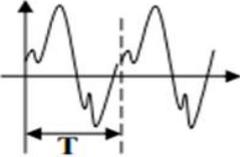
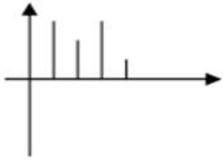
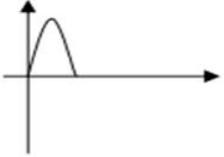
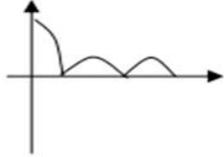
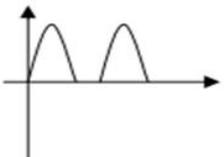
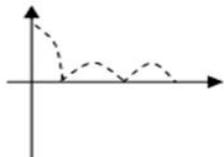
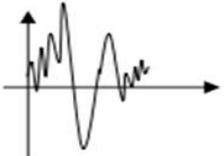
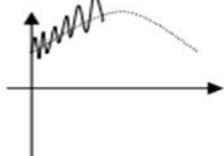


**Figure II.7 : vibration transitoire**

▪ Différents types de vibrations

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

Tableau II.1 : Les types des vibrations

Nature de vibration	Forme temporelle	Forme spectrale	Phénomènes générateurs
<p>Harmonique (Sinusoïdale)</p> <p>Elle est représentée par une sinusoïde</p> $x(t) = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$			Balourd
<p>Périodique (Sinusoïdale Complexe)</p> $x(t) = \sum X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$ <p>Elle est composée de plusieurs vibrations harmoniques</p>			Effort dynamique d’engrènement
Transitoire			Explosion Laminoirs
Transitoire périodique non harmonique			Presses Automatique
<p>Apériodique (Aléatoire)</p> <p>Elle a comportement temporel quelconque</p>			Oscillations de pression exercée sur une structure Chocs dans le Broyeur

---

## II.2.4. Applications des vibrations

Les vibrations sont mesurées à des fins très diverses. En général, toute vibration non contrôlée est un phénomène indésirable qui augmente le bruit ou cause des défaillances mécaniques prématurées. Quatre grands domaines de mesure vibratoire peuvent être définis.

### II.2.4.1. Analyse structurale

Il s'agit d'une méthode expérimentale performante se basant sur les mesures des vibrations pour déterminer le comportement dynamique d'une structure, allant des petites pales de turbine aux grands ponts. En utilisant un capteur de force et un accéléromètre, le signal d'excitation et la réponse vibratoire de la structure sont mesurés simultanément à l'aide d'un analyseur bi canal ou multivoie.

### II.2.4.2. Test de vibration

Pour valider la tenue réelle d'un produit à l'environnement et donc sa conception, le test de vibration est pratiqué en soumettant une structure (une caisse automobile par exemple) à de hauts niveaux vibratoires avec un excitateur vibratoire. Le niveau de vibrations est maintenu constant dans des gammes de fréquence définies. Les informations sur la réponse fréquentielle de la structure sont obtenues.

### II.2.4.3. Surveillance de l'état des machines et diagnostic des défauts

Dans sa forme la plus simple, une mesure du niveau global de vibration d'une machine est utilisée afin de signaler tout problème imminent. En effet, les forces internes d'une machine se caractérisent par des niveaux plus ou moins importants suivant son état (déséquilibre par exemple). Cependant, de plus amples informations sont souvent requises pour une détection fiable et précoce d'un grand nombre de défauts : Signatures fréquentielles de base et avancées. Cette technique (décrite plus loin) consiste en la mesure du spectre fréquentiel caractéristique des vibrations d'une machine en bon état, et de la surveillance de tout changement concernant les composantes spectrales. De tels changements sont le reflet d'une modification tant des éléments tournants que de la structure, et permettent le diagnostic de défauts.

### II.2.4.4 Mesure des vibrations appliquées à l'homme

Ce domaine concerne la mesure des vibrations transmises à l'homme. Ces vibrations peuvent provenir, par exemple de véhicules ou d'outils à main portatifs. Les niveaux de vibrations mesurées sont ainsi modifiés pour satisfaire au confort humain et aux critères de santé stipulés dans les normes internationales (ISO 2631, UIC 513)

## II.3 DYNAMIQUE DES MACHINES TOURNANTES

### II.3.1 Système a plusieurs Degrés De Libertés

La qualité du résultat obtenu avec un modèle à un degré de liberté, dépend principalement de la géométrie du chargement et de ses variations dans le temps ainsi que des caractéristiques de masse et de rigidité de la structure. En général, la réponse dynamique de la structure ne pourra pas être exprimée de manière précise par un système à 1 DDL. Etant donné qu'en mécanique il y'a deux mouvements principaux, la translation et la rotation ; on peut distinguer deux types de vibrations des systèmes à plusieurs DDL et qui ont une signification importante pour un technicien :

- La vibration de torsion des arbres → structure ROTOR
- La vibration de flexion des poutres → structure POUTRE

#### II.3.1.1 Vibration de torsion des rotors avec masses tournantes autour d'un axe fixe :

Ce problème concerné surtout les vibrations de torsion dans :

- Les moteurs électriques
- Les moteurs thermiques
- Les arbres d'hélices de problème qui peuvent se ramener à ce type de modèle discret avec masses axillantes.

#### II.3.1.2 Vibration de flexion des poutres avec masses translatives autour d'un axe fixe :

Ce problème concerné surtout les vibrations de flexion, dans la dynamique des machines tournantes et le structure on distingue deux cas de figure :

- a. On ne considère que le composant du déplacement rectiligne faible
- b. On ne considère que le composant du déplacement en rotation transversale faible.

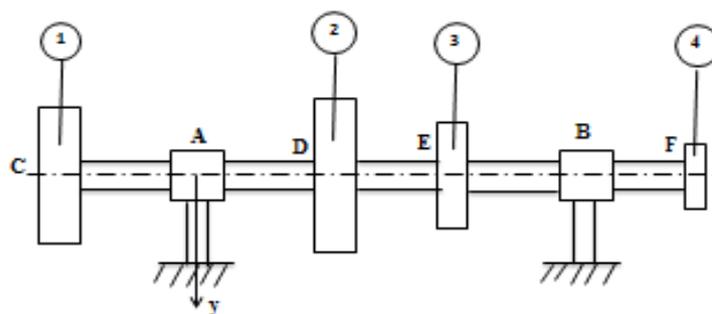


Figure II.8 : vibrations de flexion des poutres

### II.3.2 Formulation de l'équation du mouvement

L'équation du mouvement vibratoire du système dans le cas de plusieurs DDL peut être obtenue à partir de deux méthodes :

a/Méthode de l'équilibre dynamique →TORSEUR DYNAMIQUE

b/Méthode de l'énergie minimale → METHODE VARIATIONNELLE.

### II.3.2.1 Equations générales

Les systèmes constitués de corps déformables ont une infinité de degrés de liberté. En les modélisant par des méthodes appropriées telles que la MEF, leur nombre de degrés de liberté est réduit à un nombre fini. Alors obtenue alors, un système d'équation différentielle linéaires d'ordre régissant le Mouvement de cas oscillateurs linéaires et cela qui a été fait une linéarisation autour d'une position d'équilibre stable. Si le système est repère par (n) paramètre de position  $q(t)$ , l'équation matricielle générale s'écrit :

$$[M] \{\ddot{q}\} + [C] \{\dot{q}\} + [K] \{q\} = \{F(t)\} \quad \dots\dots\dots(7)$$

Avec : [M] : Matrice des masses de la structure, d'éléments  $m_{ij}$

[C] : Matrice des amortissements, d'éléments  $c_{ij}$

[K] : Matrice des vecteurs de la structure, d'éléments  $k_{ij}$

{F(t)} : Vecteur colonne des sollicitations dynamiques extérieures.

Toutes ces matrices sont constantes et de dimension (n x n). Symétrique et définie positive par nature. L'équation(1) est la généralisation de l'équation linéaire(2) obtenue pour un système à un degré de liberté qui s'écrit :

$$m\ddot{q} + c\dot{q} + kc = f(t) \quad \dots\dots\dots (8)$$

Puisque le système est linéaire, la réponse :  $\begin{pmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{pmatrix}$

C'est-à-dire la solution de l'équation (1) c'est la somme :

1. de la solution générale du système sans second membre, donc sans sollicitations dynamique, correspondant aux vibrations libres
2. d'une solution particulière du système avec second membre lorsque le système est en vibration forcées.

Nous allons présenter, dans cet exposé, la méthode permettant de remplacer l'équation (1) par n équations indépendantes, que nous savons résoudre.

### II.3.3 Méthodes matricielles

Sachant qu'il existe des méthodes numériques pour trouver les valeurs propres et les modes propres. Pour un système en vibration à (n) DDL. Parmi les méthodes numériques les utilisées est l'itération numériques de la matrice carrée qui provient de l'équation du mouvement.

II.3.3.1 Itération matricielle utilisant l'équation du mouvement

Il y'a (n) degrés de liberté. Il y'a une équation de mouvement pour Chaque DDL, Ce ci fait que l'amatrice de l'équation du mouvement, est une matrice carrée. Pour le (Figure II.9), connaissant le vecteur Caractéristique (ou mode propre), aussi au Détermine les valeurs propres.

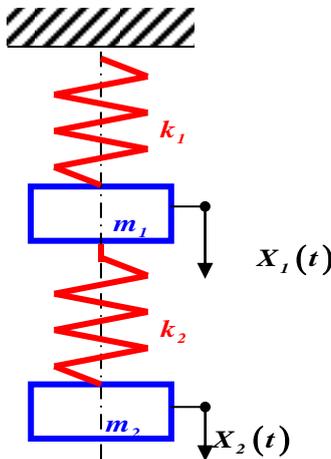


Figure II.9

Système [masse - ressort]

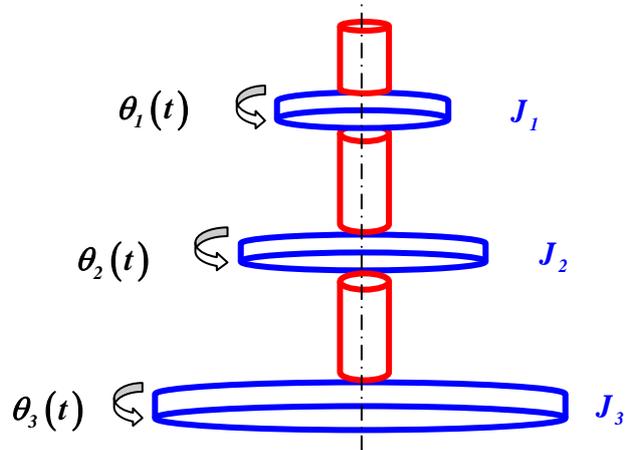


Figure II.10

Système [disque- barre torsion]

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 &= -k_{12}(x_1-x_2) -k_1x_1 \\
 m_2 \ddot{x}_2 &= -k_{21}(x_2-x_1) -k_{23}(x_2-x_3) \quad \dots\dots(9) \\
 m_3 \ddot{x}_3 &= -k_{32}(x_3-x_2)
 \end{aligned}$$

Pour un mouvement harmonique dans le mode principal, toutes les parties du système bouge dans un mode avec la même fréquence :

$$\begin{aligned}
 x_1 &= X_1 \sin wt \\
 x_2 &= X_2 \sin wt \quad ; X_1 X_2 X_3 : \text{Amplitude du mouvement} \\
 x_3 &= X_3 \sin wt
 \end{aligned}$$

En remplacement dans(3) et en le déclarant dans une matrice de la forme :

$$\begin{bmatrix} (k_{12} + k_1 - m_1 w^2) & -k_{12} & 0 \\ -k_{21} & (k_{21} + k_{23} - m_2 w^2) & -k_{23} \\ 0 & (k_{32}) & (k_{32} - m_3 w^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots (10)$$

En évitant la solution triviale, cette équation peut être de la forme :

$$\text{Det}(w^2) \begin{bmatrix} (K_{12} + K_1 - m_1 w^2) & -k_{12} & 0 \\ -k_{21} & (k_{21} + k_{23} - m_2 w^2) & -k_{23} \\ 0 & -k_{32} & (k_{32} - m_3 w^2) \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots (11)$$

Ou biens :

$$\left[ \begin{pmatrix} (k_{12} + k_1) & -k_{12} & 0 \\ -k_{12} & (k_{21} + k_{23}) & -k_{23} \\ 0 & -k_{32} & k_{32} \end{pmatrix} - w^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$\rightarrow \begin{pmatrix} (k_{12} + k_1) & -k_{12} & 0 \\ -k_{21} & (k_{21} + k_{23}) & -k_{23} \\ 0 & -k_{32} & k_{32} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = w^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix}$$

$$[K] \{x\} = w^2 [M] \{x\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

[M] : Matrice des masses

[K] : Matrice de raideur.

En multipliant les 2 équations par [M]<sup>-1</sup>

$$[M]^{-1} [K] \{x\} = w^2 [M]^{-1} [M] \{x\} = w^2 \{x\} \quad ; \text{ au pause } [A] = [M]^{-1} [K]$$

On aura :

$$[A] \{x\} = w^2 \{x\} \rightarrow ([A] - w^2 [I]) \{x\} = 0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

## II.4 DEFAUTS DES MACHINES TOURNANTES

### II.4.1 Balourd

Il est présent dès lors ou l'axe d'inertie, (lieu des centres de gravité), est différent de l'axe de rotation de la pièce considérée.

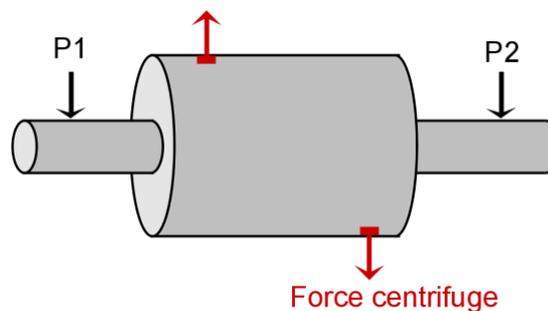


Figure : II.11 Balourd de couple

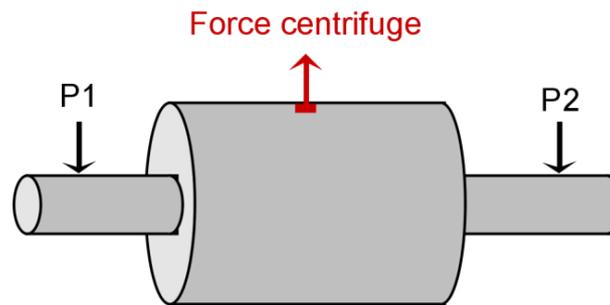
L'effet centrifuge engendré par le décalage de l'axe d'inertie est de la forme :

$$F_c = m \omega^2 R \quad \dots\dots\dots (14)$$

- **m** : représente la masse excentrée (en kg)
- **ω** : la vitesse de rotation (en rd / s)
- **R** : le /rayon d'excentration (en m)

Si les réactions aux paliers sont en phase, un équilibrage 1 plan doit suffire (pièce courte en longueur) .... Il s'agit d'un **balourd statique**

Si elles sont déphasées, plusieurs plans d'équilibrage seront nécessaires



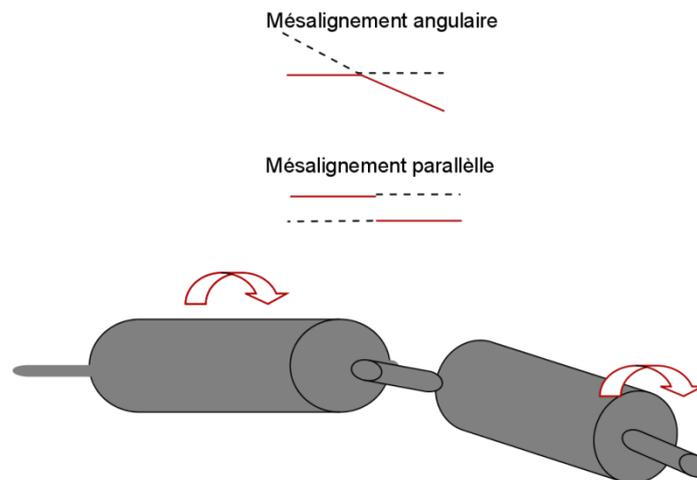
**Figure II.12 : Balourd statique**

Il s'agit d'un **balourd dynamique**,.... il faudra plusieurs plans d'équilibrage

L'augmentation du balourd sera perçue essentiellement radialement sur la fréquence de rotation

#### II.4.2 Désalignement :

Entre arbres en prolongement, le prolongement peut être de plusieurs ordres : axial, radial, angulaire.



**Figure II.13 : Défaut d'alignement**

La perception de ces décalages se fait **axialement** pour les **désalignements axiaux**, et logiquement radialement pour les défauts radiaux, sur les premières **harmoniques de rotation notamment**. Le signal temporel est cyclique et dépend du type d'accouplement, de l'importance et du type de décalage.

#### II.4.3 Défauts d'engrenages :

Les défauts d'engrenages sont dus en majeure partie :

À des problèmes de lubrification, de fabrication, de fonctionnement

Ils vont se percevoir : par une augmentation du niveau global, de l'amplitude sur la fréquence d'engrènement  $F_e$ , du bruit de fonctionnement.

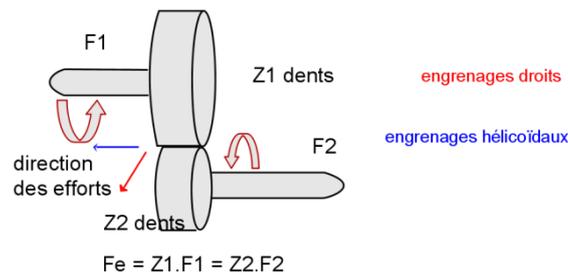


Figure II.14 : Fréquences d'engrènement

### II.4.3.1. Principales sources des vibrations

Parmi les sources essentielles d'excitation d'un engrenage en mouvement on peut noter :

- ✓ L'erreur de concentration dans les roues à engrenage qui provoque des vibrations (balourd).
- ✓ La modification du profil due à l'erreur de fabrication et à la déformation des dents.
- ✓ L'influence des arbres et grandeurs des masses (accouplement, moteur,...) sur la charge dynamique.
- ✓ Les chocs entre les dents à l'amorce de l'engrènement lorsque la dent non déformée supporte une fraction de la charge tandis que les autres dents se déchargent.
- ✓ La déformation variable des dents produit la variation de la charge le long des profils des dents et une variation de la charge à travers la ligne d'engrènement pour une paire de dents en contact.
- ✓ Les forces de frottement variables en sens.
- ✓ L'expulsion de l'huile et de l'air de l'entre dent.
- ✓ Les fluctuations de la charge des dents surviennent durant l'engrènement des dents même dans les conditions de la charge constante.[10]

### II.4.4. Défauts de roulements

#### 1° Définition

Les roulements sont les éléments mécaniques subissant le plus les phénomènes de fatigue dus aux charges radiales et axiales, fixes ou non, continues ou non, rendus cycliques par le passage des éléments roulants

Ce phénomène conduit normalement à de l'**écaillage**,

- D'abord en sous couche (1° stade)

- Puis les fissures d'écaillage gagnent la surface (2<sup>o</sup> stade)
- Enfin les fissures se généralisent, les particules de métal se détachent (3<sup>o</sup> stade).

D'autres défauts peuvent également diminuer la durée de vie calculée :

Usure, Empreintes, indentations, Fissuration, Détérioration causée par le passage de courant électrique, Corrosion, Déformation de surfaces, Grippage, ...

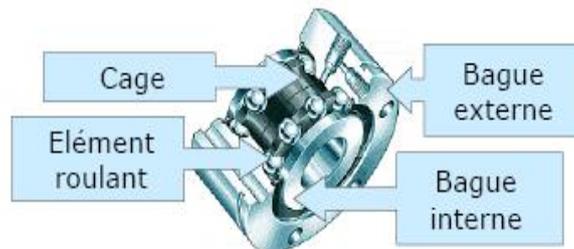


Figure II.15 : Roulement

2<sup>o</sup> Cause des défauts

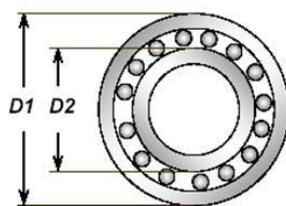
Les causes essentielles de ces défauts sont :

- Des problèmes de **lubrification** : Trop ou pas assez de lubrifiant, lubrification inadaptée
- Des problèmes de **pollution** : Poussières par manque d'étanchéité, eau, condensation, corps étrangers...
- Des problèmes de **montage** : Manquent de soin, problèmes géométriques, coups, mauvais ajustements.

3<sup>o</sup> Localisation de ces défauts

Ils peuvent être soit localisés sur une zone d'un des éléments du roulement ou réparti sur toute une piste de roulement ou sur un élément roulant

Les fréquences des défauts localisés peuvent se vérifier par les formules suivantes :



$$DR = \frac{D1 + D2}{2}$$

$n$  = nombre de billes ou de rouleaux  
 $f_r$  = fréquence de rotation  
 vitesse relative en tr/s entre le bague intérieure et extérieures.

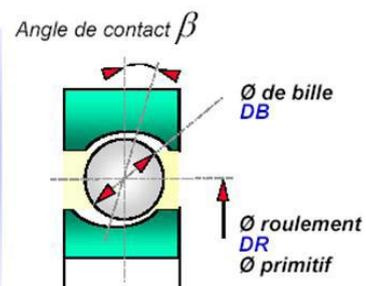
piste  
pistes

Défaut bague externe =  $\frac{n}{2} f_r \left[ 1 - \frac{DB}{DR} \cos \beta \right]$

Défaut bague interne =  $\frac{n}{2} f_r \left[ 1 + \frac{DB}{DR} \cos \beta \right]$

Défaut bille =  $f_r \frac{DR}{DB} \left[ 1 - \left( \frac{DB}{DR} \cos \beta \right)^2 \right]$

Défaut cage =  $\frac{1}{2} f_r \left[ 1 - \frac{DB}{DR} \cos \beta \right]$



**Figure II.16 : Expressions mathématiques de type des roulements**

Avec :

- N : nombre d'éléments roulants
- Fr : vitesse de rotation de l'arbre
- $D_b$  : diamètre des éléments roulants en mm
- Dm : diamètre primitif du roulement en mm
- Beta : angle de contact en radians

.... Ce sont des basses fréquences

Un défaut localisé de bague intérieure, modulé par la charge radiale, fixe en direction, qui va provoquer des chocs et exciter le roulement sur ses fréquences de résonance, qui sont des hautes fréquences ;

**Ex** : différents modes propres d'anneaux en direction radiale .... Chaque forme correspond à une fréquence propre (bague de roulement dans ce cas)

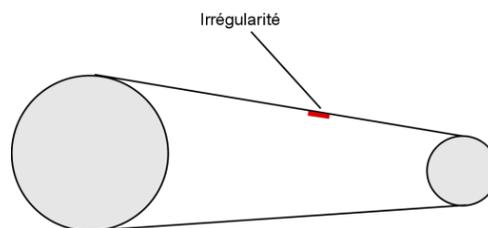
Ce sont des hautes fréquences (1000Hz .... 10 000 Hz)

Pour un signal aléatoire :  $F_C = 3$  à  $4 \geq 4$  pour un roulement dégradé.

**II.4.5. Défauts de courroie**

La courroie est un organe de transmission d'un arbre moteur à un arbre récepteur, bien que leur utilisation présente certains avantages par rapport à une transmission à engrenages « moins de bruits et une usure moins importante », la transmission par courroies peut être cible d'une multitude de défaillances tels que ; une détérioration localisée (partie arrachée, défaut de jointure), des courroies trop détendues, un mauvais alignement des poulies ou bien une poulie excentrée.

**Défauts** : jeu, détérioration ou mauvaises courroies.



**Figure II.17 : Défaut de courroie**

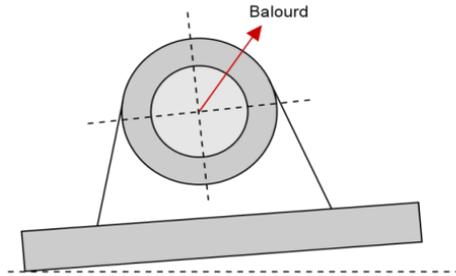
Le spectre se caractérise par :

- des harmoniques de la fréquence de la courroie  $F_{cour}$  (maximum à  $2F_{cour}$ ).
- des pics correspondant à la vitesse de rotation des poulies  $\omega r1/2$

$$F_{cour} = \pi \cdot r \cdot D_{poulie} / L_{cour} \dots\dots\dots (15)$$

### II.4.6. Le desserrage des fixations

Par le fait des vibrations générées par la machine considérée ou son environnement, les fixations par lesquelles passent ces sollicitations cycliques, peuvent finir par se relâcher, puis se desserrer par **effet de fatigue**



**Figure : II.18 : Défaut de desserrage de fixation**

Un déphasage sera mesurable entre le pied de la machine et la fondation.

## II.5 ANALYSE VIBRATOIRE

### II.5.1 Principe d'analyse vibratoire

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par la structure de la machine et, grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise. De plus, si l'on possède la « signature » vibratoire de la machine lorsqu'elle était neuve, ou réputée en bon état de fonctionnement, on pourra, par comparaison, apprécier l'évolution de son état ou déceler l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement. La mesure d'une vibration transmise par la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques sera fonction de multiples paramètres que l'on peut séparer en trois groupes :

#### 1<sup>er</sup> Groupe :

- Masse, rigidité et coefficient d'amortissement de la structure qui véhicule les vibrations.
- Caractéristiques de fixation de la machine sur le sol qui oppose des réactions aux vibrations et modifie l'intensité.
- Positionnement de la prise de mesure. Ces éléments sont généralement regroupés sous le terme de « fonction de transfert » caractéristique de la structure.

#### 2<sup>ème</sup> Groupe :

- Position et fixation du capteur sur la machine.

- 
- Caractéristiques du capteur.
  - Pré amplification et transmission du signal.
  - Performance de l'appareil analyseur. Ces paramètres concernent les caractéristiques de la chaîne de mesure que l'on doit s'efforcer de rendre invariables d'une mesure à l'autre.

**3<sup>ème</sup> Groupe :**

- Vitesse de rotation et puissance absorbée.
- Etat des liaisons de la chaîne cinématique (alignement, balourd, engrenages, roulements, etc.).

**II.5.2 Objectifs d'analyse vibratoire**

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs :

- la détection des défauts
- l'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet des paramètres calculés :

- soit dans le domaine temporel
- soit dans le domaine fréquentiel,
- soit dans les deux à la fois. [11]

**a. Les avantages**

- détection de défauts à un stade précoce,
- Possibilités de réaliser un diagnostic approfondi,
- autorise une surveillance continue
- permet de surveiller, l'équipement à distance

**b. Les inconvénients**

- spectres parfois difficile à interpréter
- dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses [5]

**II.5.3. Mode de détection**

L'analyse vibratoire est utilisée pour déterminer les conditions opérationnelles des équipements, car elle permet d'identifier l'évolution des anomalies avant qu'elles ne deviennent dangereuses et causent des arrêts non programmés. Cela peut être fait en menant un suivi régulier des vibrations de machines soit en continue ou à intervalle planifié.

L'analyse vibratoire est principalement pratiquée sur machines tournantes tels que les turbo-alternateurs, les turbopompes, les motopompes, les compresseurs, les laminoirs, les machines-

outils, mais aussi sur les machines alternatives tels que les moteurs Diesel et les compresseurs volumétriques.

Un système d'analyse vibratoire est constitué de quatre parties:

1. Capteur de signal
2. Analyseur de signal
3. Logiciel d'analyse
4. Un ordinateur pour analyser et stocker les données

#### II.5.4. Mode de diagnostic

Les opérateurs et les techniciens détectent souvent au niveau de l'atelier et des installations où ils travaillent des bruits ou des vibrations inhabituels. Afin de déterminer si des problèmes sérieux existent, ils peuvent procéder à une analyse vibratoire. Si le problème est détecté, une analyse spectrale supplémentaire peut être effectuée pour définir précisément le problème et estimer le temps de fonctionnement de la machine avant qu'une défaillance sérieuse se produise.

### II.6 CHAÎNE D'ACQUISITION

#### II.6.1. Notion de mesurande

Un procédé industriel regroupe divers éléments dont les interactions physiques ou /et chimiques concourent à un but de fabrication ou de transformation; le procédé est instrumenté et piloté à cette fin. L'état d'un procédé est, à chaque instant, caractérisé par les valeurs d'un certain **nombre de grandeurs physiques** ou /et chimiques variables. Ces valeurs sont les informations que le système d'acquisition doit nous fournir en tant que mesure de la grandeur physique. L'assignation d'une valeur à une grandeur physique ou chimique est une opération de mesure et la grandeur objet de la mesure est appelée le **mesurande**. Le but de la mesure est de faire correspondre, au **mesurande** que l'on désire connaître, une grandeur compréhensible par un système d'acquisition de données.

#### II.6.2. Système d'acquisition de données

##### II.6.2.1. Mise en situation

Une chaîne d'acquisition recueille les informations nécessaires à la connaissance et au contrôle d'un procédé; elle délivre ces informations sous une forme appropriée à leur exploitation

(Figure II.19).

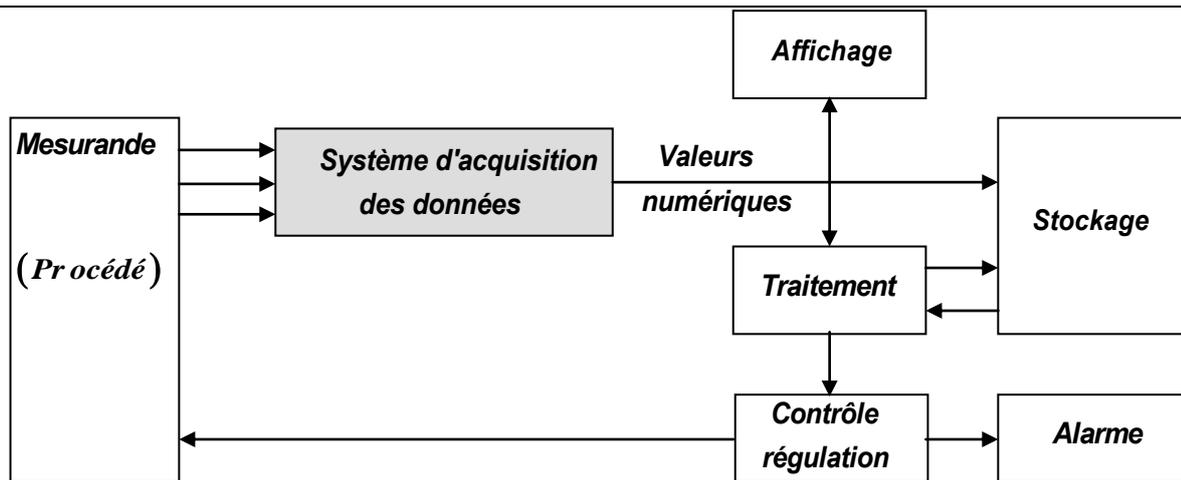


Figure : II.19 Place de la chaîne d'acquisition de données dans le système mesure – contrôle – régulation de procédé

### II.6.2.2. Structure de base d'une chaîne d'acquisition

Un procédé étant constitué d'un ensemble complexe d'interactions, l'analyse des grandeurs fondamentales provenant de ces interactions, s'obtient par une succession d'opérations instrumentées ayant chacune une fonction propre. Ainsi, dans sa structure de base, le système d'acquisition de données dénommé chaîne d'acquisition est formé par un ensemble de dispositifs ordonné et coordonné assurant les fonctions suivantes:

#### 1. Extraction de l'information:

- Traduire les grandeurs physiques relatives aux mesurandes en signal électrique.
- Elle est assurée par : les **CAPTEURS** et les **CONDITIONNEURS**.

#### 2. Traitement analogique du signal:

- Eviter la dégradation du signal par le bruit et les parasites.
- Elle est assurée par: les **AMPLIFICATEURS** et les **FILTRES**.

#### 3. Sélection du signal approprié

- Sélectionner parmi les signaux disponibles, le signal voulu
- Elle est assurée par:
- Conversion du signal analogique en signal numérique
- Gestion des opérations

### II.6. 2.3 Classification des systèmes d'acquisition

On distingue 02 types de systèmes d'acquisition:

- *Système d'acquisition analogique*
- *Système d'acquisition numérique*

### II.6.3 Système d'acquisition analogique

Le terme analogique veut dire que la loi qui lie l'information provenant du capteur à la grandeur mesurée est continue. Il s'agit de signaux électriques qui ont remplacé les systèmes mécaniques et optiques. Le système d'acquisition analogique traite un courant électrique dont l'intensité est directement reliée à l'amplitude du phénomène vu par le capteur et cela quel que soit le type de ce capteur. Dans une chaîne d'acquisition analogique, le capteur délivre un signal qui est amplifié et converti généralement en volts par un conditionneur qui comprend généralement les éléments suivants : (Figure II.20).

- le **convertisseur de mesure**, qui transforme généralement le signal en un courant électrique facile à transporter et qui est en entrée de la plupart des stations d'acquisition modernes;
- **l'amplificateur**, qui a pour but d'augmenter l'intensité du signal et de le rendre en cela moins sensible au bruit de fond ambiant ;
- un ou plusieurs dispositifs de traitement du signal qui sont dédiés à la chaîne d'acquisition et varient en fonction des objectifs fixés par l'utilisateur.
- Ces dispositifs mettent en œuvre des fonctions très variées allant des **filtres** aux **corrélations entre signaux** en passant par la **conversion** en valeur efficace ou la **linéarisation**

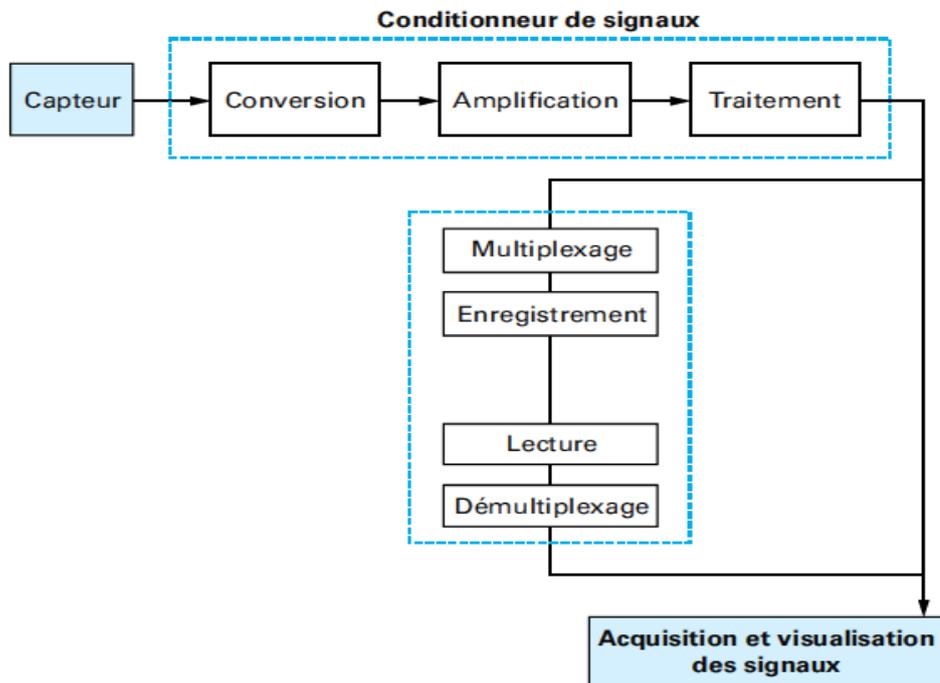
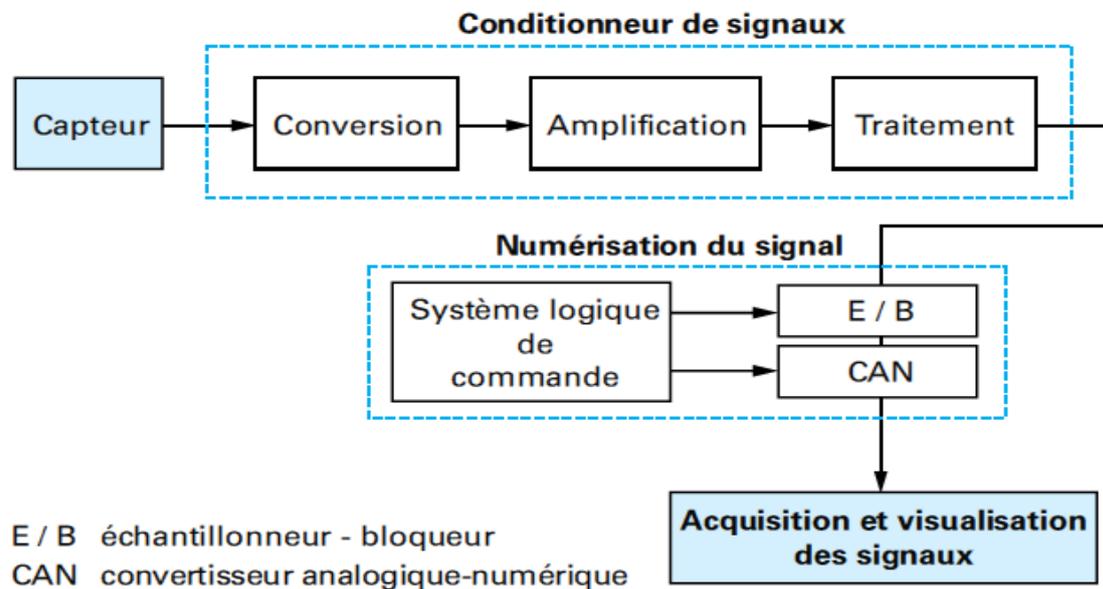


Figure II.20 : Principe de la chaîne d'acquisition analogique

### II.6.4 Système d'acquisition numérique

La chaîne d'acquisition numérique, (Figure II.21) Possède les mêmes dispositifs que la chaîne de mesure analogique



**Figure II.21 : Principe de la chaîne d'acquisition numérique**

En sortie du conditionneur de signaux, le signal est échantillonné et numérisé par les éléments suivants :

- **L'Echantillonneur-Bloqueur (E/B)** a pour mission, au moment indiqué par le système logique de commande, de figer la valeur instantanée du signal au moins le temps que le convertisseur analogique-numérique effectue sa conversion
- **le Convertisseur Analogique-Numérique (CAN)** a pour rôle de coder la valeur instantanée du signal en entrée en un nombre. Son fonctionnement est géré par le système logique de commande qui peut être un microprocesseur.

De la même manière que pour la chaîne analogique, dans le cas de plusieurs voies d'acquisition, un multiplexeur peut venir s'intercaler dans la chaîne numérique soit entre le conditionneur et l'Echantillonneur-Bloqueur, soit entre ce dernier et le convertisseur Analogique-Numérique.

Les composantes principales des chaînes d'acquisition utilisées dans les essais de vibrations, à savoir :

1. **les capteurs** : ils sont chargés de la mesure proprement dite. Leurs caractéristiques autant physiques que fonctionnelles offrent une large gamme de choix permettant leur emploi dans les différents types d'essais de vibrations ;
2. **les conditionneurs** : premier élément de la chaîne d'acquisition après le capteur, ils ont un rôle très important sur la qualité de la mesure.

## II.7.LES CAPTEURS DE VIBRATION

La première étape conduisant à l'obtention d'une lecture de vibration consiste à convertir la vibration mécanique produite par une machine en un signal électrique équivalent. Cette opération est réalisée au moyen des capteurs de vibrations, on retrouve parmi les capteurs les plus couramment utilisés le proximètre (mesure de déplacement), la vélocimétrie (mesure de vitesse) et l'accéléromètre (mesure d'accélération). [8]

### II.7.1 Les proximètres

Le proximètre, ou sonde capteur de déplacement sans contact directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor, il est monté en permanence à l'intérieur du palier [Figure II.19], les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence, ces mesures seront limitées aux basses fréquences (< 100 Hz). [8]

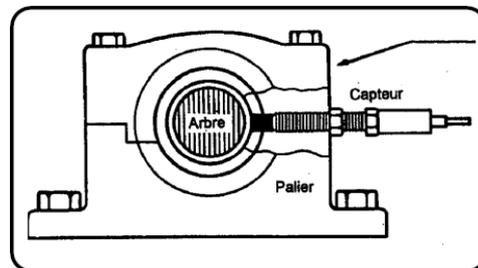


Figure II.22 : proximètre monte sur un palier [8]

#### ❖ Les avantages est les inconvénients

##### a. Avantages

- Mesure directement les mouvements d'arbre
- Même capteur pour les butées axiales, les vibrations radiales et la vitesse
- Mesure directement le déplacement
- Pas de pièce mobile

##### b. Inconvénients

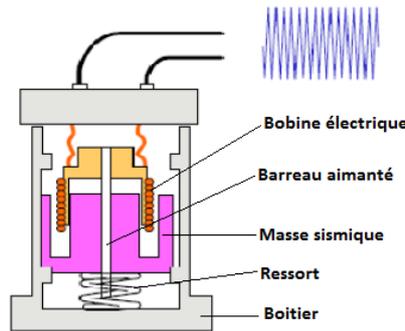
- Gamme de fréquence limitée. Pas de détection des défauts de roulements
- Installation
- Sensible au matériau de l'arbre
- Restriction de températures. [5]

#### ❖ Problèmes et défauts détectés

- Arbre
- Palier lisse
- Buté
- Généraux : balourd, désalignement, usure, et.....

**II.7.2 Vélométrie**

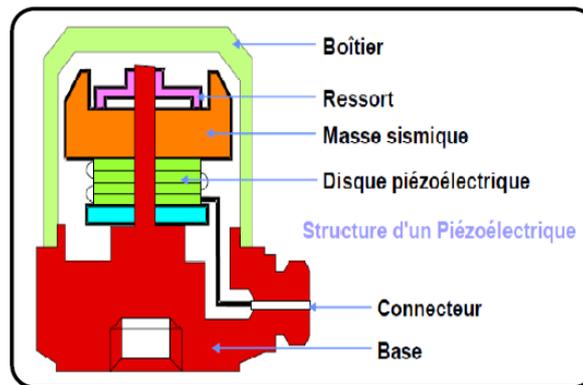
Les capteurs de vitesse, ou vélocimétries, sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée.



**Figure II.23 : Schéma de principe d'une vélocimétrie**

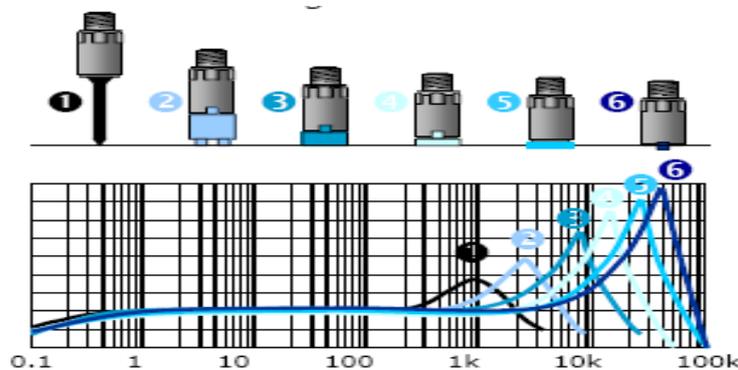
**II.7.3 Les accéléromètres**

Un accéléromètre piézoélectrique [Figure II.21] est composé d'un disque en matériau piézoélectrique (quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte.



**Figure II.24 : Schéma de principe d'un accéléromètre. [8]**

Le mode de fixation de l'accéléromètre sur la structure a une influence considérable sur la réponse du capteur : Plus la fixation est rigide, plus la réponse s'élargit vers les hautes fréquences



**Figure II.25 : Mode de fixation de l'accéléromètre**

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibration absolue les plus utilisés pour la surveillance. Ils possèdent les propriétés suivantes :

- Utilisables sur de très grandes gammes fréquentielles
- Excellente linéarité sur une très grande gamme dynamique (typiquement 140 dB).
- Le signal d'accélération peut être intégré électroniquement pour donner le déplacement et la vitesse
- Aucun élément mobile, donc extrêmement durable [8]

### ❖ Les avantages est les inconvénients

#### a. Les avantages

- Facile à installer
- Petit, léger
- Supporte les hautes températures
- Pas de pièce mobile

#### b. Les inconvénients

- Nécessite une double intégration pour le déplacement
- Nécessite une source extérieure
- Fournit des informations limitées sur la dynamique d'arbre
- Médiocre pour les faibles vitesses [8]

### ❖ Problèmes et défauts détectés

- Roulements
- Engrenages
- Machine à pâles
- Machine électrique
- Généraux : balourd, désalignement, usure, etc.

### ❖ Points de mesure

Les mesures de vibrations sont réalisées **au droit des paliers** de la machine.

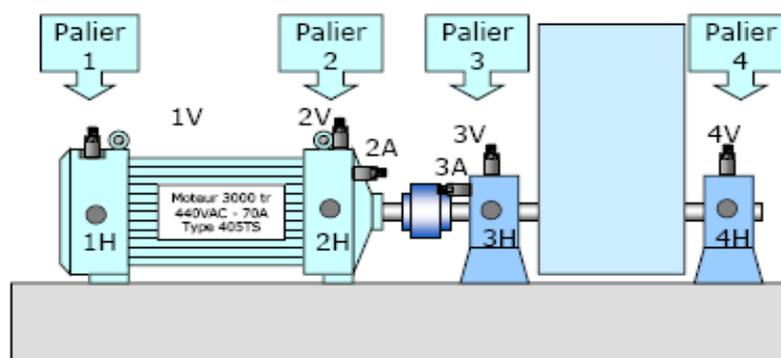


Figure II.26 : Points de mesure

Les capteurs utilisés mesurent les vibrations selon une direction, généralement confondue avec leur axe de symétrie. On distingue différentes directions de mesure pour un même point de

mesure physique. Il serait souhaitable de réaliser les mesures de vibrations selon les trois directions possibles. Pour des raisons de temps et de coûts, on se limite généralement à une seule direction de mesure par palier : La direction **radiale oblique** constitue le plus souvent un bon compromis

**Remarque :** Il faut d'affecté les points de mesure pour les accéléromètres et les sondes de déplacement sur les paliers sur plusieurs points radial, vertical...).

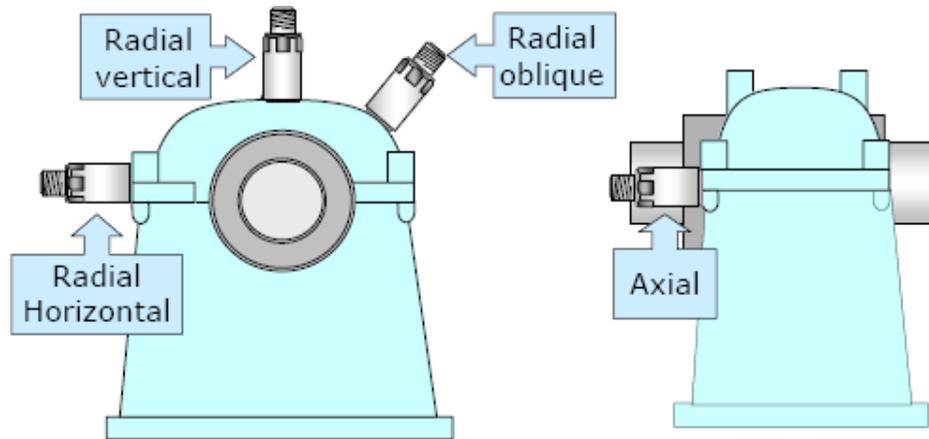


Figure II.27 : Les points de mesure pour les accéléromètres

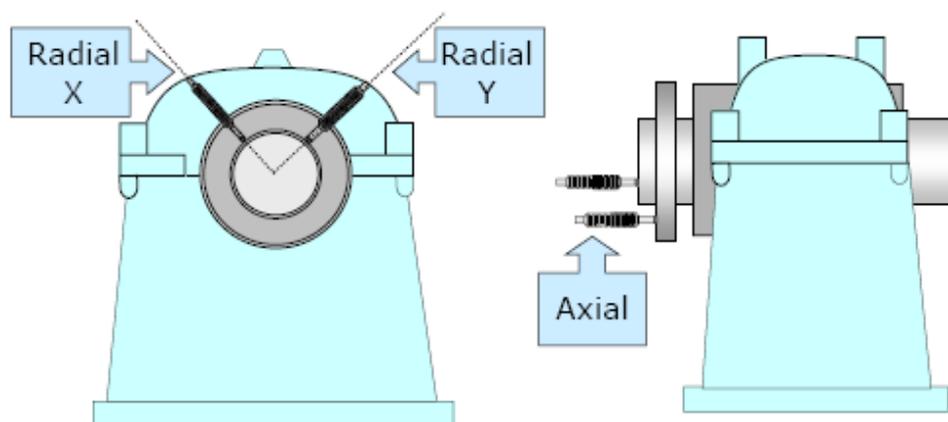


Figure II.28 : Les sondes de déplacement sur les paliers

## II.8. CONCLUSION

L'utilisation de l'analyse des signaux vibratoires comme méthode de diagnostic remonte aux années 1960. Depuis, on y fait largement appel dans la plupart des installations industrielles, particulièrement dans la prévention des pannes mécaniques. Les systèmes de capture et de transmission des vibrations influent sur la qualité de la méthode de diagnostic vibratoire. Au stade de diagnostic, l'analyse vibratoire constitue une des meilleures méthodes en particulier pour l'étude des pannes mécaniques sur les machines tournantes. Ce chapitre présente le maximum des méthodes de surveillance et dans le chapitre nous présenterons les méthodes de diagnostic les plus utilisés pour les organes des machines. Le chapitre suivant en développe les principales applications sur l'analyse vibratoire.