



1. MAINTENANCE CONDITIONNELLE

a) Définition générale de la MAINTENANCE

Maintenir, c'est assurer la disponibilité de l'outil de production au coût optimal.

b) Les différents types de maintenances

- ❖ Maintenance curative (après un arrêt ou une casse) :
- ❖ Maintenance systématique (selon un échéancier préétabli) :
- ❖ Maintenance conditionnelle :
- ❖ Maintenance prévisionnelle :

c) Les avantages de la maintenance conditionnelle

- ❖ Diminution des arrêts de production
- ❖ Programmation des réparations

d) Les outils de surveillance

- ❖ La surveillance vibratoire
 - C'est la technique la plus utilisée pour la maintenance conditionnelle des machines tournantes.
 - Elle présente les avantages suivants :
 - Les mesures sont aisées
 - La détection est précoce
 - Les informations recueillies sont riches
- ❖ Les autres techniques
 - L'analyse des lubrifiants, La thermographie, Le suivi des paramètres process

e) Mise en place du suivi vibratoire

- ❖ Etape 1 : Identification du parc machines concerné
- ❖ Etape 2 : Mise en place d'un système de surveillance adapté (personnel, matériels, logiciels, mode on line (en continue 24h/24h) ou off line (avec collecteur de données et mesures ponctuelles))
- ❖ Etape 3 : Initialisation sur site de la surveillance et mise en route du système de surveillance
- ❖ Etape 4 : Optimisation et extension du suivi



2. ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

a) Principes de l'analyse vibratoire

Le fonctionnement de tout dispositif comportant au moins une pièce en mouvement s'accompagne de bruits et vibrations.

Ces vibrations sont caractéristiques de l'état du dispositif et constituent ce qu'on appelle sa signature vibratoire. Le prélèvement et le traitement de tout ou partie de cette signature permet de connaître rapidement l'état du dispositif et de suivre son évolution dans le temps sans effectuer le démontage.

Toute machine comporte des pièces en mouvement qui exercent des efforts sur sa structure et engendrent des déformations. Ces déformations varient au rythme du mouvement et se traduisent par des déplacements de la surface de la structure par rapport à elle-même (déplacements absolus) qui constituent les vibrations.

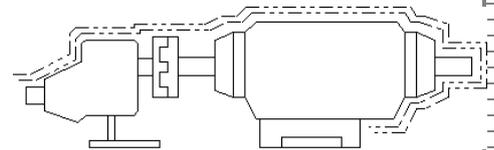
Une machine idéale ne vibrerait pas car toute l'énergie serait employée pour effectuer le travail.

La machine vieillissant, les pièces se déforment et de légers changements dans leurs propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les paliers et les roulements s'usent, les rotors se déséquilibrent, les jeux augmentent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire et donc d'une baisse de l'énergie efficace.

L'intérêt de signaux prélevés sur des machines tournantes est de pouvoir accéder, par l'intermédiaire de traitements adaptés, à la caractérisation des efforts dynamiques, et particulièrement ceux résultants d'excitations anormales.

La vibration n'est pas directement l'image de l'effort mais le résultat de cet effort sur la structure. Elle est fonction de l'effort et de la structure.

b) Modélisation d'une vibration



Une vibration est un mouvement répétitif autour d'une position centrale appelée position d'équilibre. Ce mouvement d'aller et retour est appelé cycle.

Le nombre de cycles par seconde est appelé Fréquence d'oscillation et s'exprime en **Hertz**.

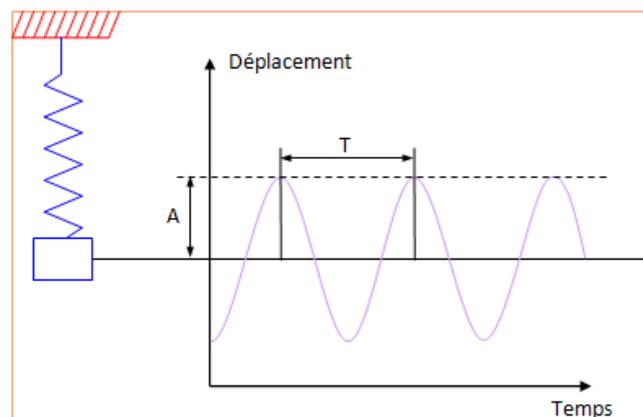
1 cycle / s = 1Hz. Nous utilisons aussi le Hz pour caractériser la fréquence de rotation d'un moteur. Ainsi un moteur tournant à 1500tr/min aura une fréquence de rotation de $1500/60=25\text{Hz}$

Pour modéliser un signal vibratoire, prenons le système masse ressort représenté ci-dessous.

En appliquant une impulsion verticale à la masse suspendue au ressort, celle-ci va s'animer d'un mouvement de haut en bas : c'est l'Amplitude Vibratoire. Par ailleurs, ce mouvement va se répéter un certain nombre de fois dans l'unité de temps (seconde) : c'est la Fréquence.

Mais l'amplitude du mouvement s'amortit dans le temps, à cause des forces extérieures (résistance de l'air, poids de la masse) et des forces internes (raideur du ressort).

Imaginons que nous puissions appliquer, à intervalles réguliers, une impulsion à la masse suspendue, l'amplitude n'aurait pas le temps nécessaire pour s'amortir totalement. Nous aurions une amplitude entretenue.





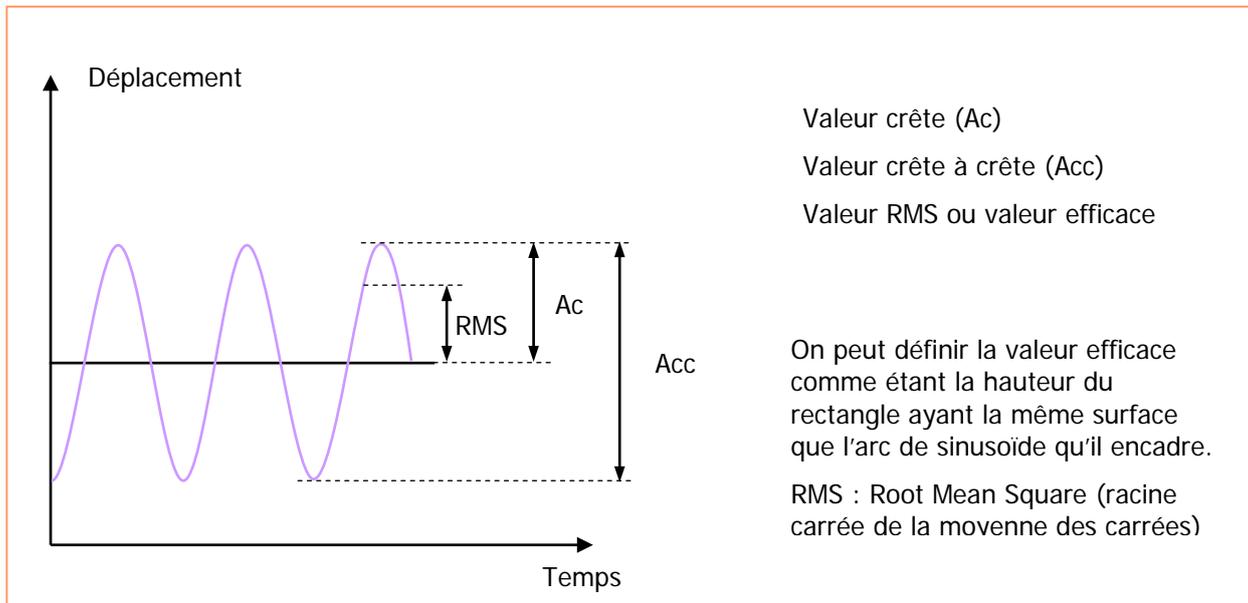
La courbe obtenue représente la position d'un point de la masse en fonction du temps. C'est une sinusoïde. En réalité, un signal vibratoire n'est jamais un sinus pur, mais il peut se ramener à une somme de signaux sinusoïdaux de fréquences différentes.

A	Amplitude maximale du mouvement
$T = 1/F$	Période (s)
$F = \omega/2\pi$	Fréquence (Hz)
ω	Pulsation (rad/s)

On peut à tout moment connaître l'amplitude de la vibration en fonction du temps par la relation :

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

Sur une sinusoïde, nous pouvons déterminer les valeurs suivantes :



Comme tout mouvement, une vibration peut être étudiée selon trois grandeurs :

- ✚ Le Déplacement
- ✚ La Vitesse
- ✚ L'Accélération

Ces grandeurs physiques sont liées entre-elles par des relations mathématiques. Ces relations sont simples dans le cas de signaux purement sinusoïdaux.

Le choix de l'une ou l'autre de ces grandeurs joue un rôle important dans la qualité du diagnostic.

Le capteur le plus souvent utilisé est l'**accéléromètre**. Il délivre un signal directement proportionnel à l'accélération. Par traitement, il est facile de remonter à la vitesse ou au déplacement (simple ou double intégration).

Suite à l'intégration du signal, nous constatons que :

- ✓ Le **Déplacement** est inversement proportionnel au carré de la fréquence : plus la fréquence augmente et plus le déplacement diminue. Son utilisation est réservée aux **très basses fréquences** ($F \leq 100$ Hz).
- ✓ La **Vitesse** est inversement proportionnelle à la fréquence : plus la fréquence augmente et plus la vitesse diminue. Son utilisation est réservée aux **basses fréquences** ($F \leq 1000$ Hz).



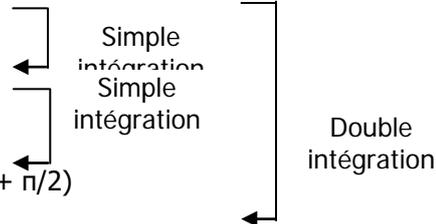
✓ L'**Accélération**, représentative des forces dynamiques, ne dépend pas de la fréquence : c'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur un **large domaine de fréquence** ($0 \leq F \leq 20000$ Hz).

Nous avons donc les relations suivantes :

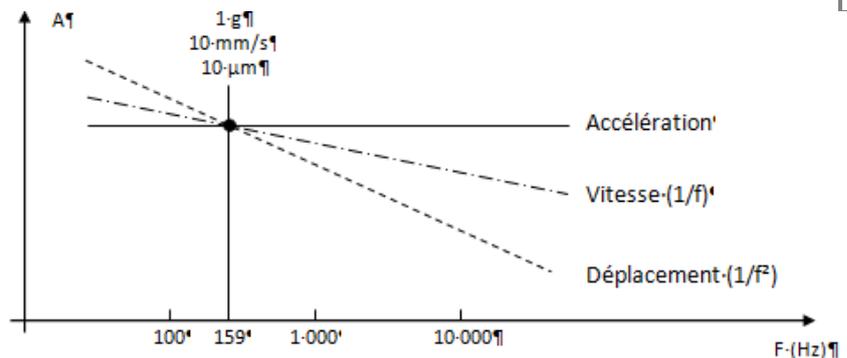
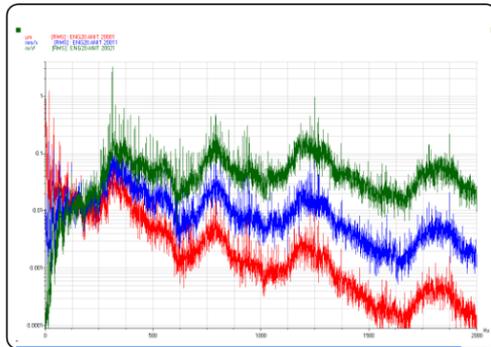
Accélération : $a = A \sin \omega t$

Vitesse : $v = -A/\omega \cos(\omega t)$
 $v = A/\omega \sin(\omega t - \pi/2)$

Déplacement : $d = -A/\omega^2 \sin \omega t$
 $d = A/\omega^2 \cos(\omega t + \pi/2)$



Nous retrouvons ci-contre l'illustration de l'influence de la grandeur utilisée :



d) Les différentes mesures

Il existe deux types de mesure :

❖ La mesure de la vibration en niveau global : appelée Niveau Global

La mesure des vibrations en niveau global permet de qualifier l'état général d'une machine par comparaison à des normes ou des mesures précédentes. Cette stratégie de surveillance consiste en un suivi de l'évolution dans le temps d'un ou de plusieurs indicateurs (déplacement, vitesse ou accélération).

Ce type de mesure est facile à utiliser et efficace pour la détection du niveau de défaut. La valeur généralement utilisée est l'amplitude vibratoire qui permet de situer le défaut par rapport à un niveau d'alerte mais n'informe pas sur l'origine du problème.

La mesure du niveau global est donc inadéquate pour effectuer un diagnostic.

NG Déplacement Basses fréquences	NG Vitesse Moyennes fréquences	NG Accélération Hautes fréquences
Balourd Tourbillon d'huile Fouettement Accouplement Desserrage	Balourd Tourbillon d'huile Alignement Accouplement Desserrage Engrenement PV Passages pales PV	Roulement Engrenement GV Cavitation Turbulences Frottements Passages pales PV

❖ L'Analyse Spectrale

Les mesures des niveaux globaux mettent en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce mais ne permettant pas d'accéder au diagnostic.

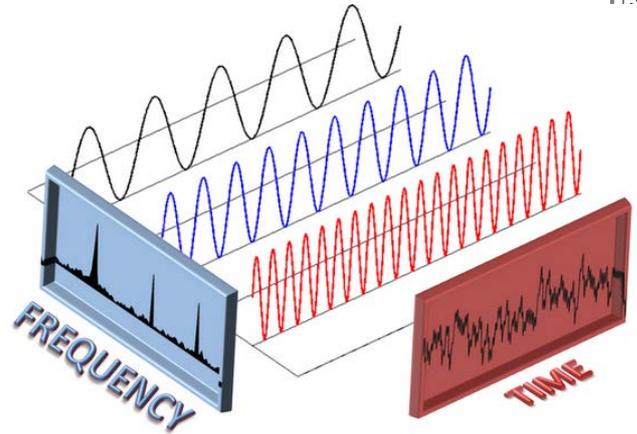
L'analyse spectrale repose sur une analyse systématique du signal vibratoire pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée.

Nous remarquerons qu'un type de défaut se produit toujours à une fréquence particulière. Ainsi, en fonction de l'amplitude à une certaine fréquence, nous pourrions déterminer d'où provient le défaut.



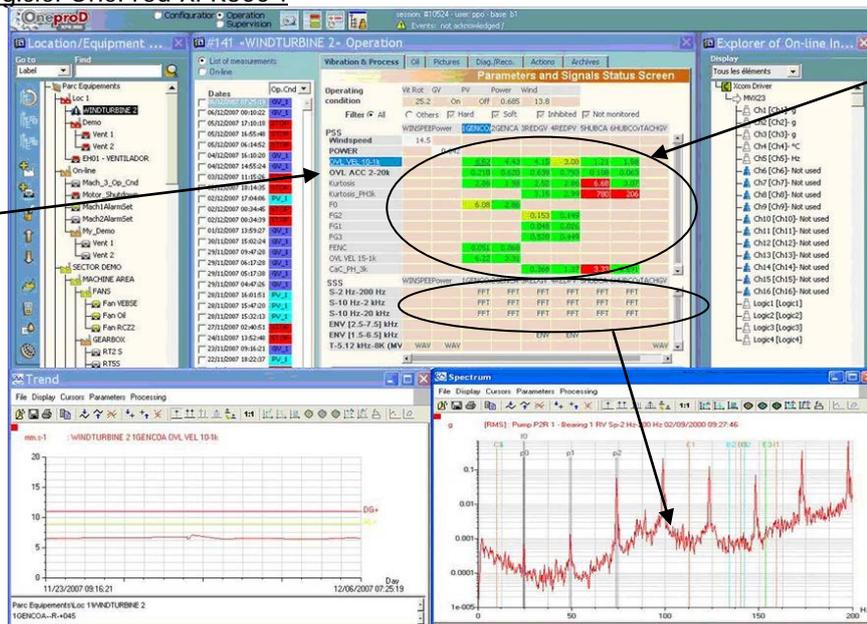
Chaque point de mesure aura donc un certain nombre de paramètres associés selon les défauts recherchés :

- Des raies pour les phénomènes périodiques :
 - ✓ Balourd
 - ✓ Lignage
 - ✓ Engrènement
- Des niveaux d'énergie pour les phénomènes aléatoires :
 - ✓ Roulement
 - ✓ Cavitation



Le passage d'un signal temporel vers un signal fréquentiel s'effectue grâce à un calcul mathématique appelé **Transformation de Fourier** (FFT : *Fast Fourier Transformation*).

Ecran d'accueil du logiciel OneProd XPR300 :



Niveau Global

NG Déplacement
NG Vitesse
NG Accélération

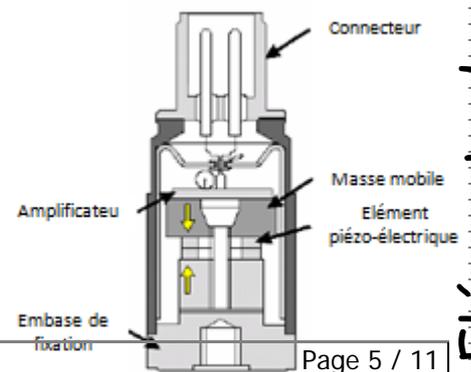
e) Le capteur de vibration

❖ L'accéléromètre

Ce type de capteur transforme l'énergie mécanique en énergie électrique grâce aux propriétés piézo-électrique de matériaux tels que le quartz et certaines céramiques.

Son principe est la suivant :

- Un **élément piézo-électrique** est comprimé par une masse mobile sollicitée par les vibrations auxquelles est soumis le capteur.
- L'élément piézo-électrique délivre une charge électrique, convertie en tension, proportionnelle aux contraintes qu'il subit, et donc à l'accélération locale au point de mesure.





La **bande passante** de l'accéléromètre correspond au domaine de fréquences pour lequel la sensibilité du capteur demeure pratiquement constante. Elle est souvent définie à 10% ou à 3dB. Elle est de l'ordre de [0-25kHz].

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

e) La chaîne de mesure

❖ Le prélèvement de l'information

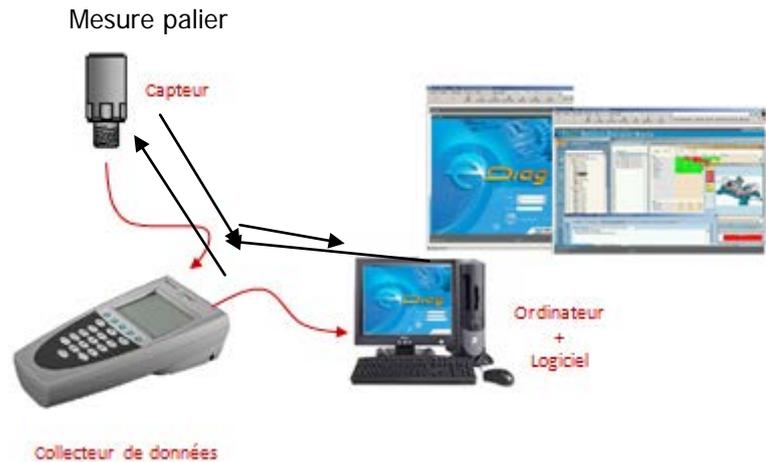
Le capteur, l'accéléromètre ou la sonde proximité, capte les informations et les transmet au collecteur de données.

❖ Le conditionnement et le traitement du signal

C'est le rôle du collecteur de données qui, en plus, affiche les résultats en fonction du programme chargé à partir de l'ordinateur.

❖ La gestion des résultats

Un ordinateur et un logiciel permettent de suivre l'évolution et la dérive des mesures. L'ensemble des données vibratoires peuvent ainsi être archivées, traitées et affichées.



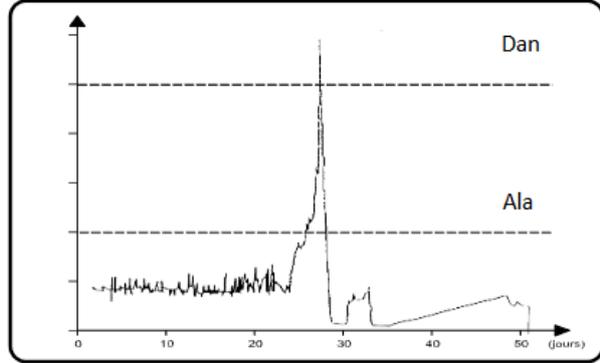
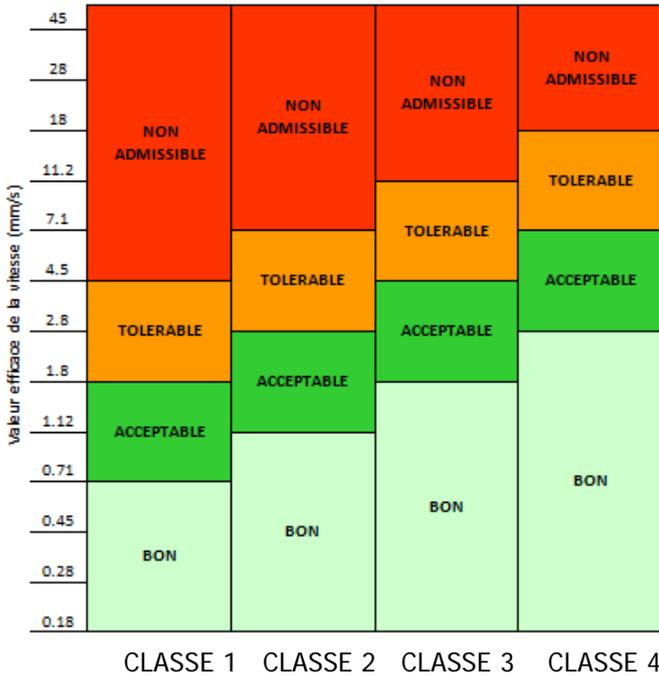
f) Détermination des seuils

L'expérience acquise au fil du temps sur ses propres équipements est la meilleure réponse que l'on peut apporter. Les seuils d'alarme seront précis et efficaces avec le retour d'expérience. Tous les industriels utilisant ces techniques s'accordent aujourd'hui pour dire qu'un an à deux ans de mesures sont indispensables avant de maîtriser des valeurs de seuils représentatives.

Il existe des normes souvent empiriques qui donnent une idée des niveaux vibratoires acceptables sur une machine. Bien que ces normes ne prennent pas vraiment en compte l'aspect maintenance, elles permettent cependant de dégrossir les réglages de seuils d'alarmes.

Le niveau d'alarme en fonction des classifications est le suivant :

- Classe 1 : Petites machines telles que les moteurs électriques jusqu'à 15kW.
- Classe 2 : Machines de taille moyenne de 15 à 75kW ou grandes machines jusqu'à 300kW sur assise spéciale.
- Classe 3 : Grandes machines sur fondations rigides et lourdes opérant à une vitesse inférieure à la fréquence propre de la fondation.
- Classe 4 : Grandes machines opérant à une vitesse supérieure à la fréquence propre de la fondation (ex : turbomachines).



Seuil Danger : Entre 1 et 1.25 fois la limite sup. de la zone Tolérable.

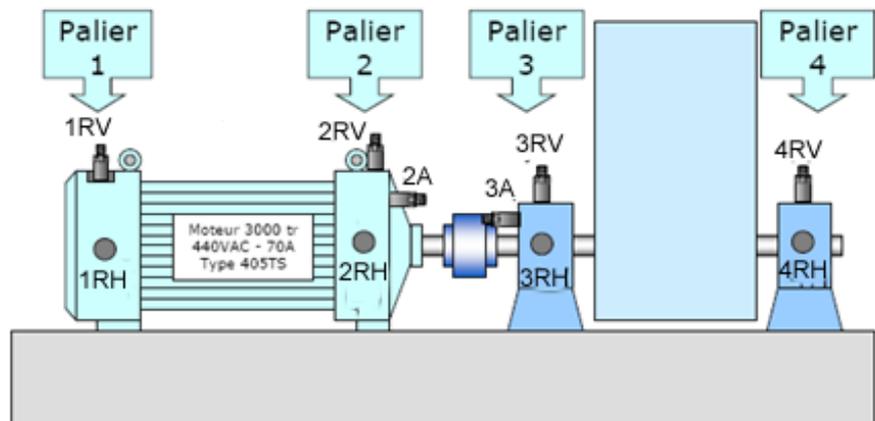
Seuil Alarme : entre 1 et 1.25 fois la limite sup. de la zone Acceptable

g) Les paliers

Les paliers de machines sont des points privilégiés, ils assurent la liaison mécanique entre les pièces en mouvement et les pièces fixes accessibles (support, bâti) comme ils assurent la transmission d'efforts. D'autre part, comme ils sont particulièrement sollicités mécaniquement, ils sont à surveiller en tant que tels.

h) Les points de mesures

La vibration étant le résultat d'un effort, sa mesure principale devra se faire suivant la direction de l'effort. Dans le cas des machines tournantes, la plupart des efforts sont engendrés par la partie mobile donc sont eux-mêmes tournants et les mesures principales devront se faire dans le plan radial.



Si l'effort est généralement constant dans ce plan, il n'en est pas de même de la réponse de la structure. Aussi les mesures (amplitudes) sont en général différentes suivants les rayons, ce qui impose de faire au moins de mesures : une verticale et une horizontale.

j) Origine des vibrations



❖ Le balourd – déséquilibre de masse

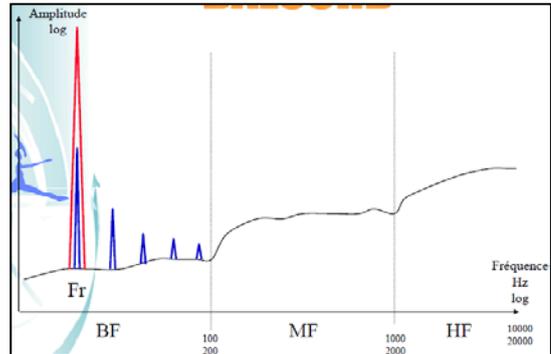
Le déséquilibre de masse est sans doute la source la plus commune de vibration. Ce déséquilibre se traduit par une non colinéarité de l'axe principal d'inertie (masse) et de l'axe de rotation.

Les causes les plus courantes sont :

- non homogénéité du métal (soufflures dans la fonte),
- répartition inégale des pièces (clavette, rainures, excentremets),
- déformations thermiques,
- accumulation des jeux (diamètre arbre / alésage volant),
- usure (abrasion des pales d'un ventilateur),
- encrassement,
- etc.

Fréquence fondamentale du défaut : F_0

F_0 : Fréquence de rotation du moteur



❖ Le désalignement

Ligner une ligne d'arbre, c'est faire coïncider les axes géométriques des différents paliers d'une machine. Il s'agit d'un problème de montage mécanique.

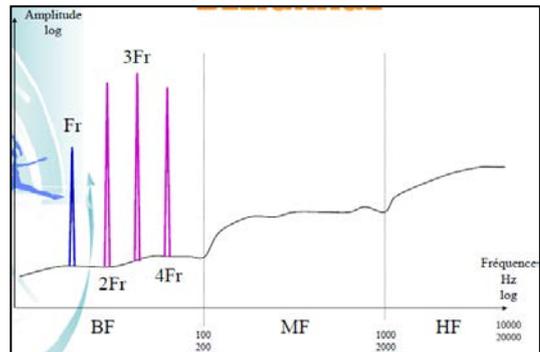
Le non-respect de cette opération conduit à des délignages pouvant entraîner des dégradations sur la machine, ayant comme cause des efforts statiques importants sur les paliers et des contraintes néfastes sur l'arbre.

Différents types de défaut de lignage :

- Le délignage parallèle : défaut de concentricité des deux arbres.
- Le délignage angulaire : défaut de parallélisme des deux arbres.
- Le délignage parallèle et angulaire : combinaison des deux précédents.

Fréquence fondamentale du défaut : 2 et $3 \times F_0$

F_0 : Fréquence de rotation du moteur



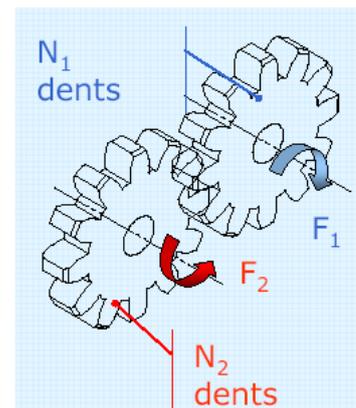
❖ L'engrènement

Considérons le cas simple de deux roues dentées de N_1 et N_2 dents avec des fréquences de rotation F_1 et F_2 .

La fréquence d'engrènement correspond au rythme d'engagement des dents. L'amplitude vibratoire de la raie d'engrènement F_E est très dépendante de la charge de la machine puisque l'engrènement assure la transmission du couple.

Fréquence fondamentale du défaut : $F_E = N_1 \times F_1 = N_2 \times F_2$

F_E : Fréquence d'engrènement





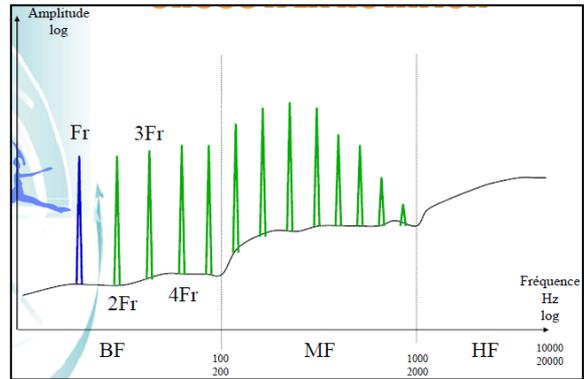
En l'absence de défaut, on retrouve dans le spectre vibratoire la fréquence d'engrènement F_E et ses harmoniques $2F_E, 3F_E...$

L'usure générale de la denture se traduit par un matage du profil des dents.

On obtient un choc périodique « mou » à la fréquence d'engrènement, qui génère un peigne de raies d'amplitudes décroissantes.

Le passage d'une dent détériorée sur un pignon provoque un choc « dur » à chaque tour.

Le spectre résultant est un peigne de raies harmoniques de la fréquence de rotation F_1 du pignon incriminé.

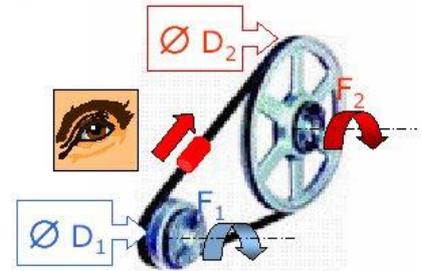


❖ Les transmissions par courroies

Courroie trapézoïdale :

La fréquence de passage est fonction des diamètres des poulies et de leur distance. Les fréquences sont liées par la relation :

$$F_1 \times D_1 = F_2 \times D_2$$

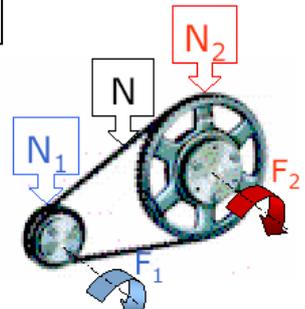


Fréquence fondamentale du défaut : $F_p = \frac{n \cdot D_1}{L} \cdot F_1 = \frac{n \cdot D_2}{L} \cdot F_2$

L : longueur courroie - E : entraxe des poulies

Courroie crantée :

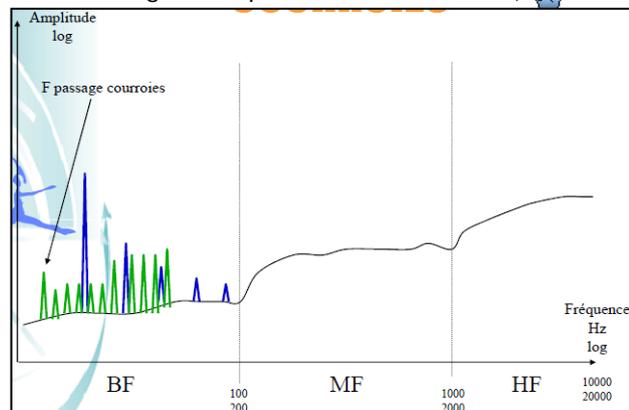
Les fréquences rencontrées avec ce type de courroie sont les mêmes que celles rencontrées avec les engrenages. Le matériau ayant la propriété d'absorber les chocs et les vibrations, les problèmes existant au niveau d'une des poulies a des répercussions vibratoires faibles au niveau de l'autre poulie, ce qui permet de distinguer les problèmes



propres à la courroie qui se manifestent sur les deux poulies.

Sur le plan fréquentiel, les problèmes de courroie (déformation, point dur, crevasse) sont source de vibrations à la **fréquence de passage ou à ses multiples**.

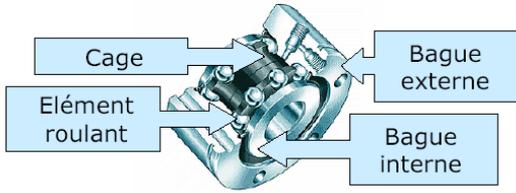
N_1 : nombre de dents poulie 1 N_2 : nombre de dents poulie 2 N : nombre de dents courroie



Fréquence fondamentale du défaut : $F_p = \frac{F_E}{N} = \frac{N_1 \cdot F_1}{N} = \frac{N_2 \cdot F_2}{N}$



❖ Les roulements

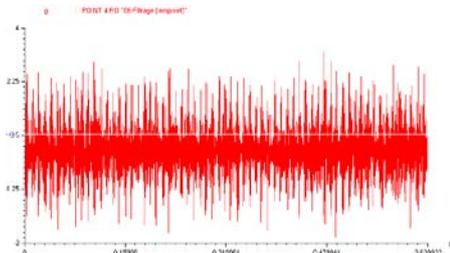
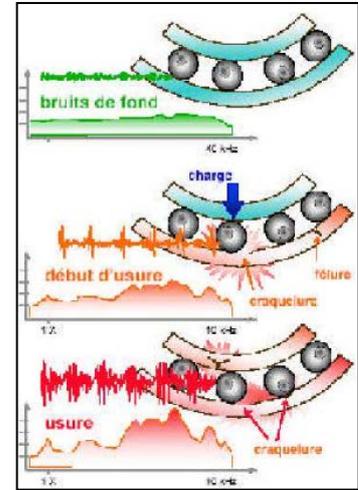


Les roulements réalisent le positionnement de l'arbre dans les paliers en assurant la transmission des efforts vers la structure.

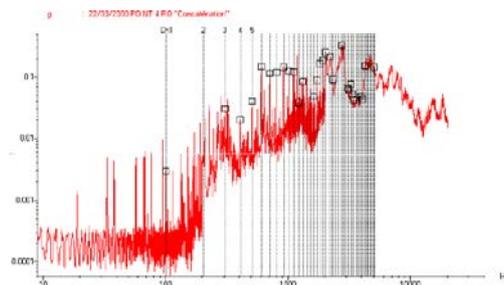
Les causes de dégradation des roulements sont nombreuses : usure normale, charge, défaut de graissage, défauts de montage, ...

La plupart des usures de roulements débutent par une fêlure qui se transforme en craquelure. Au fur et à mesure que l'usure progresse les défauts tendent à se lisser, il y a moins d'impacts. Dès que le défaut est significatif, les billes vont éroder la bague seïne en sautant et l'usure va se généraliser à l'ensemble du roulement.

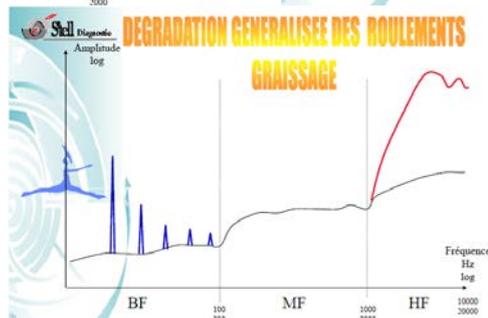
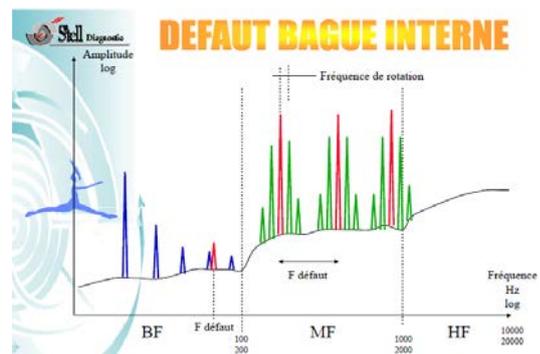
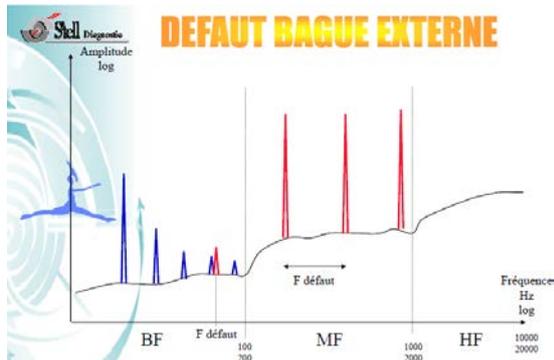
Un défaut localisé sur un des éléments se manifestera donc par un choc dur à la fréquence de contact de la détérioration (fréquence de la bague interne ou externe, de l'élément roulant, de la cage)



Signal temporel (NGA)



Signal spectral (NGA)





STRATEGIE *Lycée* Albert EINSTEIN PÔLE D'ENSEIGNEMENTS de Maintenance

ANALYSE VIBRATOIRE

	FREQUENCE	DIRECTION	
Tourbillon d'huile	de 0,42 à 0,48 x F0	Radiale	<i>Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse</i>
Balourd	1 x F0	Radiale	<i>Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation</i>
Défaut de fixation	F0- 2F0- 3F0- 4F0	Radiale	
Défaut d'alignement	2 F0	Axiale et Radiale	<i>Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire</i>
Excitation électrique	50 100 150 200 Hz	Axiale et Radiale	<i>disparaît dès la coupure de l'alimentation</i>
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	<i>Apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite. Ne pas maintenir à la vitesse critique de rotation</i>
Courroies en mauvais état	1Fp- 2Fp-3Fp- 4Fp courroie	Radiale	
Engrenages endommagés	Fe- 2Fe- 3Fe F = Ndents x F0 arbre	Axiale et Radiale	<i>Etat des dentures</i>
Faux-rond pignon	F +/- F0 pignon	Axiale et Radiale	<i>Bandes latérales autour de la fréquence d'engrenement dues au faux-rond</i>
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et Radiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Axiale et Radiale	<i>Ondes de chocs dues aux écaillages</i>

Éléments de cours