

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE M'SILA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE ELECTRIQUE
MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME
DE MASTER EN GENIE ELECTRIQUE
SPECIALITE: INGENIERIE DES SYSTEMES ELECTROMECHANQUES
THEME

DIAGNOSTIC DES DEFAUTS D'UNE MACHINE TOURNANTE
PAR L'ANALYSE VIBRATOIRE

Proposé et dirigé par :

- Mr. GHEMARI Zine

Présenté par :

- ELFAR Youssouf

Année Universitaire: 2011/2012

N° d'ordre : 34

DEDICACE :








بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

قُلْ إِن صَلَاتِي وَنَسْكَي وَمَحْيَايَ وَمَمَاتِي لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ لَا

شَرِيكَ لَهُ وَبِذَلِكَ أُمِرْتُ وَأَنَا أَوَّلُ الْمُسْلِمِينَ

صَدَقَ اللَّهُ الْعَظِيمُ

Je dédie ce modeste travail :

-  *A ma mère avec toute mon affection.*
-  *A mon père avec toute ma reconnaissance.*
-  *A mes sœurs.*
-  *A mes frères.*
-  *A ma famille.*
-  *Et à tous mes amis surtout : youcef , Mohamed, Ejjo*
-  *Et les bébés : Aya, Sara , Maria et Radia .*

Remerciements

Avant toute chose, je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donnée courage, patience et force durant toutes ces années d'étude.

Je remercie particulièrement mon promoteur Monsieur GHEMARI.Zine qui m'a donné les bases de mon travail, l'a orienté et l'a suivi avec attention et patience.

Et je n'oublie son encouragement et son soutien moral.

Je remercie aussi les membres du jury qui m'ont fait l'honneur de participer à l'évaluation de ce travail.

J'exprime ma reconnaissance à tous les enseignants de département de génie électrique

Je remercie Mr Bendjaima.B, chef de département

Je ne saurais oublier d'exprimer ma gratitude à mes amis, pour leurs encouragements et leur soutien moral.

-Elfar.Youcef-

Liste des figures

CHAPITER I • Vibrations et grandeurs associées

Figure I.1 : mesure d'une vibration.	03
Figure I.2 : Définition de la réponse mécanique d'une structure.....	05
Figure I.3 – Système masse-ressort.....	07
Figure I.4 – Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (en a), complexe (en b), impulsionnel périodique (en c)	09
Figure I.5 – Représentations du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées.....	10
Figure I.6 – Mesures comparatives des valeurs d'amplitude en fonction du choix des grandeurs représentatives du mouvement vibratoire en déplacement, vitesse et accélération sur un moto ventilateur.	12
Figure I.7 – Force sinusoïdale.....	13
Figure I.8 – Système masse ressort à un degré de liberté.....	14
Figure I.9 – Réponse d'un système masse ressort à une excitation impulsionnelle isolée.....	15
Figure I.10 – Réponse d'un système masse ressort à une excitation impulsionnelle périodique.....	15
Figure I.11 a – Réponse d'un système masse ressort très peu amorti.....	15
Figure I.11 b – Réponse d'un système un peu amorti.....	15
Figure I.12 – Réponse d'un palier de ventilateur à une excitation impulsionnelle délivrée par un marteau de choc.....	17
Figure I.13 – Modulation d'amplitude.....	18
Figure I.14 – Modulation de fréquence.....	19
Figure I.15 – Comparaison du facteur de crête selon la nature des vibrations en a.....	20
Figure I.16 – Établissement d'une courbe de densité de probabilité.....	21
Figure I.17 – Exemple de valeurs de Kurtosis sur un réducteur avant et après une fissuration de denture sur un pignon.	21
Figure I.18 – Principe de mesure d'un niveau enveloppe de modulation d'amplitude.	22
Figure I.19 a – Signal sinusoïdal.....	23
Figure I.19 b – Signal sinusoïdal modulé en amplitude.....	23
Figure I.19 c – Signal impulsionnel périodique représentant la réponse du mode fondamental de bague de roulement de fréquence 3000 Hz.....	24

Figure I.19 d – Signal impulsionnel périodique représentant la réponse d’un mode de bague de roulement de fréquence 9000 Hz.....	24
Figure I.19 e – Signal impulsionnel aléatoire.....	24
Figure I.19 f – Signal impulsionnel mixte, aléatoire et périodique.....	25

CHAPITER II • La chaîne de mesure

Figure II.1 – Principe du capteur inductif à courants de Foucault.....	27
Figure II.2 – Exemples de proximètres et leur driver.....	28
Figure II.3 – Positionnement des capteurs de déplacement par paire à 90°.....	29
Figure II.4 – Schéma de principe d’un vélocimètre.....	29
Figure II.5 – Principe de fonctionnement d’un accéléromètre.....	30
Figure II.6 – Exemple d’accéléromètres.....	30
Figure II.7 – schéma de principe d’un accéléromètre.....	31
Figure II.8 – Courbe de réponse d’un accéléromètre.....	31
Figure II.9 – Grandeurs d’influence sur un accéléromètre.....	33
Figure II.10 – Comparaison des plages de fréquences et gamme dynamique des trois types de capteurs.. ..	33
Figure II.11 – Réponse en fréquence des principaux types de filtres.....	36
Figure II.12 – Un appareil de mesure globale.....	38
Figure II.13 – Exemple d’un collecteur/analyseur de données informatisé.....	39

CHAPITER III• Le diagnostic

Figure III.1 : Diagramme des différents concepts de maintenance.....	49
Figure III.2 a – Spectre [0-20 k Hz] d’un palier d’un moteur asynchrone de laminoir.....	53
Figure III.2 b – Zoom FFT de largeur 625 Hz, centré sur la fréquence d’encoches 1 626 Hz.....	53
Figure III.3 – Évolution de l’amplitude de la composante cepstrale dont la quéfrence correspond à la fréquence de rotation de l’arbre PV d’un multiplicateur lors d’un essai de fatigue.	55
Figure III.4 – Surveillance d’une machine à papier par gabarit cepstral de paliers de rouleaux de toile.....	55
Figure III.5 – Signal brut délivré par un accéléromètre fixé sur le palier MV d’un multiplicateur entraînant un groupe hydroélectrique.	61
Figure III.6 – Principe du moyennage synchrone.	61
Figure III.7 – Signal après filtrage par peigne autour de la fréquence d’engrènement du train PV/MV	62
Figure III.8 a – Spectre basses fréquences du réducteur.	63
Figure III.8 b – Zoom effectué sur spectre précédent.	63

Figure III.8 c – Cepstre sur zoom précédent.	64
Figure III.8 d – Démodulation d’amplitude et démodulation de fréquence centrées sur la fréquence d’engrènement.....	64
Figure III.8 e – Analyse temporelle synchrone du signal.....	64
Figure III.8 f – Spectre hautes fréquences du réducteur.	65
Figure III.8 g – Détection d’enveloppe sur résonance à 3 817 Hz.	65

CHAPITER IV• Image vibratoire des principaux défauts

Figure IV.1 – représentée les principaux défauts de vibration.....	66
Figure IV.2 a – Image vibratoire théorique d’un balourd.	67
Figure IV.2 b – Spectre du palier côté turbine d’un ventilateur tournant à 2 925 tr/min traduisant la présence d’un balourd.	68
Figure IV.3 – Distinction entre un défaut induisant une force tournante (balourd) et un défaut induisant une force directionnelle	68
Figure IV.4 a – Balourd statique : le déphasage est sensiblement nul entre les points A et B.....	69
Figure IV.4 b – Balourd dynamique : le déphasage est proche de 180° entre les points A et B	69
Figure IV.5 – Image spectrale d’un défaut d’accouplement dont l’amplitude exprimée en accélération.....	71
Figure IV.6 a – Spectre vibratoire induit par un défaut de cardan.....	71
Figure IV.6 b – Spectre vibratoire après remplacement du cardan et reprise du parallélisme des arbres menant et mené.	71
Figure IV.7 – Transmission poulies courroies.	72
Figure IV.8 a – Image théorique d’un défaut localisé de courroie.	72
Figure IV.8 b – Spectre d’un défaut de courroie associé à un desserrage de palier.	73
Figure IV.9 – Spectre vibratoire d’un défaut de serrage d’une bague interne de roulement sur l’arbre d’un palier d’un ventilateur tournant à 19,36 Hz.	75
Figure IV.10 – Spectre vibratoire d’un palier d’une pompe en absence et en présence de cavitation.	75
Figure IV.11 – Constitution d’un roulement.	78
Figure IV.12 – Spectre d’un écaillage d’une bague externe.	79
Figure IV.13 – Étendue de la distribution de charge en fonction du jeu fonctionnel radial.	80
Figure IV.14 – Spectre issu de la démodulation du signal dans la bande [2-10 kHz] dont l’amplitude efficace est de 11 g.	81
Figure IV.15 – Image vibratoire théorique de défauts de déversement de bagues externe et/ou interne.....	82

Figure IV.16 – Spectres d’un déversement de bague interne.....	82
Figure IV.17 – Spectre d’un écaillage de bague externe.	83
Figure IV.18 – Spectre d’un déversement de bague externe.	83
Figure V.19 – Défaut deserrage sur l’arbre.....	84
Figure IV.20 – Fréquence d’engrènement : $f_{eng} = Z_1 f_1$ ou $Z_2 f_2$	85
Figure IV.21 – Typologie vibratoire d’un engrènement sain.....	85
Figure IV.22 – Typologie vibratoire d’un engrènement présentant une dent détériorée.....	86
Figure IV.23 – Spectre typologie d’un défaut d’engrènement dû à l’ensemble de denture détériorée.	87
Figure IV.24 – Spectre vibratoire d’un palier d’un réducteur. Le train GV/MV est constitué d’un pignon de 21 dents et d’une roue de 114 dents.....	87
Figure IV.25 – Spectre typologique d’un engrènement sans jeu.....	88
Figure IV.26 – Spectre d’un engrènement sans jeu sur un réducteur dont le premier étage est constitué d’un train à engrenages coniques.....	88
Figure IV.27 – Mise en évidence d’une modulation de fréquence du spectre de modulation de la composante fondamentale d’engrènement d’un réducteur.....	89
Figure IV.28 a – Spectres d’engrènement d’un multiplicateur intégré dans un compresseur à vis lubrifiées.....	90
Figure IV.28 b – Représentation polaire de l’engrènement de la roue 144 dents.....	90
Figure IV.28 c – Représentation polaire de la FMA de l’engrènement de la roue 144 dents.....	90

Avant- Propos

Par ce modeste travail, j'espère apporter quelques lumières aux problèmes envisagés dans le contexte de mon étude présent. Dans les limites du temps disponible, et de mes connaissances cumulées durant mon stage pratique au sein d'une entreprise, je me permets d'apporter quelques éléments de réponses à quelques problèmes reliés à la maintenance et pour cela nous utilisons un outil de maintenance qui s'appel le diagnostic par l'analyse vibratoire.

Tout d'abord je souhaiterais exprimer mes plus vifs remerciements à Messieurs GHEMARI Zine pour avoir accepté de rapporter mon travail.

Mes remerciements s'adressent tous les enseignants de génie électrique.

.

Introduction générale

Une machine se compose d'un ensemble de mécanismes et d'organes combinés destinés à transformer une énergie ou à transmettre un mouvement.

Ces mécanismes, mobiles entre eux, ne peuvent fonctionner sans jeux, contraintes, efforts dynamiques et chocs dont les effets se manifestent principalement sous forme de vibrations et de bruits.

Tout changement dans l'importance de ces jeux, de ces contraintes, efforts ou chocs, se traduit inmanquablement par une modification de l'intensité ou des fréquences de ces vibrations. Or, cette modification de comportement vibratoire constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie affectant la machine, cause potentielle à terme de dégradations, voire de pannes.

Cette particularité fait de l'analyse des vibrations un outil d'investigation indispensable à l'assise d'une maintenance moderne. Cet outil occupe une place privilégiée parmi les techniques de surveillance. Il permet, par la génération d'alarmes plus ou moins précoces, de signaler la présence d'un dysfonctionnement, de dépister l'apparition d'une dégradation et d'en suivre la progression, d'éviter une casse ou une dérive de la qualité du produit fabriqué, tout en permettant une action corrective programmée à bon escient au regard des impératifs de production.

Le diagnostic par l'analyse vibratoire des machines tournantes est sans doute toujours existé avec des moyens empiriques tels le toucher de la main ou l'utilisation de la pièce de monnaie dont l'équilibre sur la tranche garantissait le bon fonctionnement de la machine ou encore avec des moyens un peu plus techniques tels le vibromètre à lamelles qui permettaient, dans les cas simples, d'identifier la fréquence de la vibration d'amplitude prépondérante.

Aujourd'hui, la nécessité de communiquer, non plus avec des impressions ou des sensations subjectives, mais avec des données objectives, reproductibles et fiables, a rendu indispensable de quantifier globalement les vibrations d'une machine par une mesure d'amplitude. Le besoin est ensuite rapidement apparu de fixer des seuils à ces valeurs et de connaître les amplitudes et les fréquences des composantes prépondérantes.

Enfin, la possibilité de relier les fréquences de chaque composante vibratoire aux différentes forces dynamiques engendrées par le fonctionnement normal ou anormal de la machine et d'en interpréter les évolutions est devenue une réalité avec l'intégration à faible coût, dans les appareils de mesures de vibrations, de convertisseurs analogiques numériques et de coprocesseurs dédiés aux calculs de transformées de Fourier.

Dans ce mémoire, nous allons diviser leur contenu en quatre chapitre sont :

Le premier chapitre consacre la vibration et leurs grandeurs associées et certaines théories sur la vibration, le deuxième chapitre présent la chaine de mesure de la vibration qui constituée par un capteur, amplificateur et analyseur FFT, le troisième chapitre illustre le diagnostic et le quatrième chapitre montre l'image vibratoire des principaux défauts de la machine tournante.

Tables de matière

Dédicace

Remerciement

Liste des figures

Avant- Propos

Introduction générale01

CHAPITRE I • Vibrations et grandeurs associées

I • Vibrations et grandeurs associées.....	02
I.1. Introduction.....	02
I.2. Les applications industrielles.....	02
I.3. Notions fondamentales.....	03
I.3.1. Définition d'une vibration.....	04
I.3.2 Origine des vibrations d'une machine tournante électrique.....	05
I.4 Caractérisation d'une vibration	06
I.5 La fréquence	08
I.5.1 Définition.....	08
I.5.2 Relation entre fréquence et période.....	08
I.5.3 Les unités.....	08
I.6 L'amplitude.....	08
I.6.1 Définitions.....	08
I.6.2 Choix des valeurs d'amplitude.....	10
I.6.3 Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude	10
I.6.4 Relations entre déplacement, vitesse et accélération.....	11
I.6.5 Critères de sélection des trois grandeurs.....	12
I.6.6 Attention aux conversions d'unités.....	13
I.7 Relations forces/vibration.....	13
I.7.1 Dans le cas d'une excitation sinusoïdale.....	13
I.7.2 Cas d'une excitation impulsionnelle.....	14
I.7.3 Incidence de l'amortissement.....	15
I.8 Les facteurs d'influence.....	16
I.8.1 L'environnement passif de la machine.....	16
I.8.2 L'environnement actif.....	17
I.8.3 La prise de mesures.....	17
I.8.4 La nature de la pathologie affectant la machine.....	18
I.9 Notions de modulations.....	18
I.9.1 Modulations d'amplitude.....	18
I.9.2 Modulations de fréquence.....	18
I.10 Notion de phases.....	19

I.11 Les indicateurs spécifiques des défauts de type impulsionnel	19
I.11.1 Le facteur de crête.....	19
I.11.2 Le kurtosis.....	20
I.11.3 Mesures dans la plage de résonance du capteur.....	21
I.11.4 La recherche du niveau enveloppe des modulations d'amplitude.....	22
I.12 Quelques formes de signaux vibratoires typiques.....	23
I.13 Conclusion.....	25
<u>CHAPITRE II • La chaîne de mesure</u>	
II • La chaîne de mesure.....	26
II.1 Les capteurs	26
II.1.1 Les proximètres.....	27
II.1.2 Les vélocimètres.....	29
II.1.3 Les accéléromètres.....	30
II.2 Les conditionneurs.....	34
II.2.1 Les préamplificateurs.....	34
II.2.2 Les intégrateurs.....	35
II.2.3 Les filtres.....	35
II.2.4 Les amplificateurs.....	36
II.2.5 Les convertisseurs analogique/numérique (CAN)	37
II.3 Les appareils de mesure, de collecte et d'analyse.....	37
II.3.1 Les appareils de mesure d'indicateurs scalaires larges bandes.....	37
II.3.2 Les collecteurs informatisés.....	38
II.3.3 Les analyseurs de signaux.....	40
II.3.4 Les caractéristiques importantes d'un analyseur (ou d'un collecteur-analyseur).....	41
II.4 Le traitement en temps réel.....	44
II.5 Le traitement différé ou post-traitement.....	44
II.6 Conclusion.....	45
<u>CHAPITRE III • Le diagnostic</u>	
III • Le diagnostic.....	47
III.1. Introduction.....	47
III.2. Définitions de quelques termes liés au diagnostic.....	47
III.2.1. Diagnostic.....	47
III.2.2. Maintenance et maintenabilité.....	47
III.2.3. Sécurité.....	48
III.2.4. Sûreté.....	48
III.2.5. Dégradation.....	48
III.2.6. Défaillance.....	48
III.2.7. Panne.....	48
III.2.8. Surveillance.....	48
III.2.9. Maintenance.....	48
III.2.10. Détection.....	49
III.2.11. Localisation.....	49

III.2.12. Identification de la cause.....	49
III.2.13. Fiabilité.....	49
III.2.14. Disponibilité.....	49
III.3 Généralités	50
III.4 Les outils.....	51
III.5 L'interaction de l'ensemble des techniques précédentes sur un défaut de denture.....	63
III .6 Conclusion.....	65
<u>CHAPITRE IV• Image vibratoire des principaux défauts</u>	
IV• Image vibratoire des principaux défauts.....	66
IV.1 Introduction.....	66
IV.2 Déséquilibre, défaut de balourd	67
IV.2.1 Généralités.....	67
IV.2.2 Conséquences pratiques.....	67
IV.2.3 Intérêt de l'analyse des phases.....	68
IV.3 Dégradation de l'accouplement.....	70
IV.4 Défauts de transmission par courroies.....	72
IV.4.1 Généralités.....	72
IV.4.2 Courroies usées, détendues ou désaxées.....	72
IV.4.3 Mauvais alignement des poulies.....	74
IV.4.4 Poulie excentrée.....	74
IV.5 Défauts induits par un desserrage.....	74
IV.6 Défauts induits par un frottement entre rotor et stator.....	74
IV.7 Cavitation.....	75
IV.8 Défauts de roulements.....	76
IV.8.1 Détermination des fréquences caractéristiques.....	78
IV.8.2 Principaux défauts.....	79
IV.8.3 Utilisation des techniques de démodulation centrée sur des fréquences de modes propres.....	84
IV.9 Défauts d'engrenages et d'engrènement.....	85
IV.10 Conclusion.....	91
Conclusion générale.....	92
Bibliographie	
Glossaire	
Annexe	
Résumé	

I • Vibrations et grandeurs associées

I.1 Introduction

Puisque la plupart des usines se composent des systèmes électromécaniques, la surveillance vibratoire est l'outil préventif primaire de maintenance.

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement employée. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé...se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine et donc à une modification de son comportement vibratoire.

Au cours des 10 dernières années, la plupart de ces programmes ont adopté l'utilisation des unités de collecte de données sur microprocesseur et à canal unique, contrôler, tendre, et évaluer l'énergie de vibration créée par ces systèmes électromécaniques [01]

En plaçant des accéléromètres aux endroits où se transmettent ces efforts (c'est-à-dire sur les paliers des machines), on peut alors suivre l'état de santé de l'équipement.

La méthode présente trois gros avantages : les mesures sont faciles à prendre, les défauts sont détectés à un stade précoce, et il est possible de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine, c'est un peu "la méthode incontournable". Bien que cette approche soit une méthodologie préventive valable d'entretien, ces limitations de système peuvent limiter les avantages potentiels.

I.2 Les applications industrielles

Les applications industrielles de la surveillance vibratoire des équipements en fonctionnement sont diversifiées, que ce soit pour des structures mécaniques complexes (plate formes, pont, barrages, bâtiments,...) ou les machines (turbo - alternateurs, système d'engrenage,...) ou certains organes des machines de productions (roulements, pignons, rotors, ...etc.) contenant la signature cinématique de la machine, reliée aux conditions de fonctionnement.

Les techniques de l'analyse vibratoire, permettent à tout industriel qui les met en application :

de Connaître à tout moment « l'état de santé » de ces machine et d'estimer la longévité potentielle des différents composants et ainsi prévenir l'usure prématurée des différentes pièces :

- Pour un équipement neuf, l'analyse vibratoire permet la détection d'anomalies ou défauts de montage - sources potentielles de pannes- pratiquement indécélables par d'autres techniques d'investigation ;
- Pour un équipement venant de faire l'objet d'une remise en état, l'analyse vibratoire vérifie si cette opération a bien corrigé les anomalies identifiées ayant conduit à la prise de décision d'arrêt ou, au contraire, a généré un autre comportement anormal susceptible d'induire, à brève échéance, une nouvelle panne (maintenance mal adaptée).

- d'en déduire l'évolution de l'état de santé pour les semaines ou les mois à venir et de faire des prévisions sur leur destin : faire un bilan de santé ;
- d'enrichir et affiner les informations justes et pertinentes nécessaires pour la maîtrise des risques ;

- d'évaluer avec précision le niveau de vibration aux endroits envisagés pour l'utilisation d'équipements sensibles et ainsi évaluer l'emplacement idéal d'un équipement requérant de faibles niveaux vibratoires ;
- Améliorer l'environnement de travail.

Les avantages suivants peuvent être perçus :

- éviter la casse des machines (vrais pour plus de 90 des cas) ;
- éviter les arrêts de production non programmés ;
- augmenter la durée de vie des équipements ;
- assurer un contrôle qualité permanent de réparation, du montage et du graissage ;
- pratiquer l'équilibrage in situ de ces équipements ;
- augmenter la sécurité dans les secteurs d'activités tels que le pétrole, la pétrochimie et la chimie ;
- éviter les erreurs humaines, lors des arrêts et des mises en état ;
- améliorer la disponibilité des équipements et la sécurité de l'environnement.

Cependant, il faut remarquer que les méthodes et les résultats dans le domaine de l'analyse vibratoire intéressent directement la production industrielle (chaîne de fabrication, la production d'énergie et la motorisation).

I. 3. Notions fondamentales

Tout corps en mouvement est sujet à des vibrations. Ces vibrations sont des mouvements en principe normaux. Dans un mouvement de rotation, il existe deux corps. Le premier est fixe, c'est la partie statorique, le deuxième mobile, la partie rotorique. En mouvement, tout point de ces deux corps occupe un espace tridimensionnel bien défini. Or, les vibrations d'une machine peuvent être considérées comme une manifestation extérieure des forces internes. Donc, elles ne sont que le résultat des forces émises par les différents éléments de la machine pondérées par la fonction de transfert des liaisons (roulements, film d'huile, engrenages, ... etc.) : C'est la réponse de la structure à l'excitation des forces internes et externes (figure I.1), l'analyse de leurs signaux donne des informations sur les processus de dégradations internes de la machine.

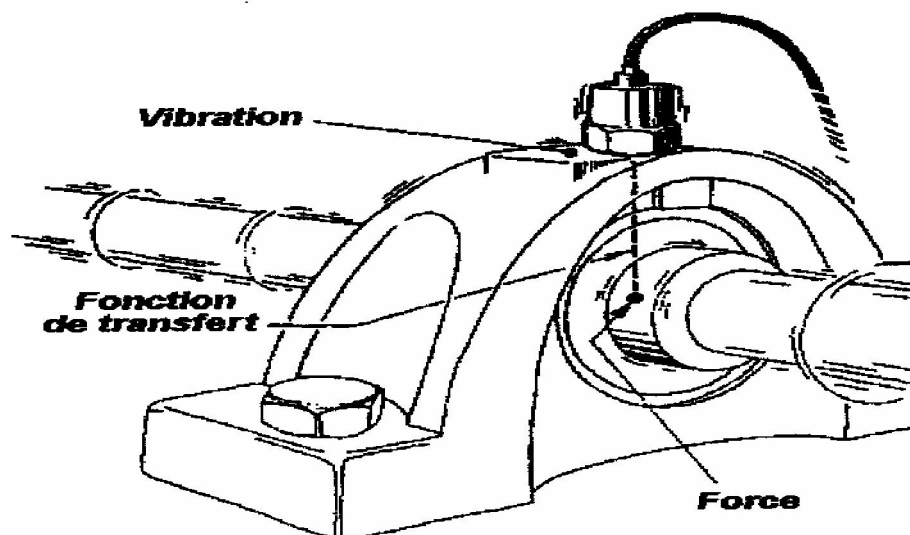


Figure I.1 : la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques.

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 grouper en trois groupes :

1er groupe « caractéristique de la structure », il regroupe :

- 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 en 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.

2em groupe « caractéristique de l'outillage utilisé », il regroupe :

- Position et fixation du capteur sur la machine ;
- Caractéristiques du capteur ;
- Pré amplification et transmission du signal ;
- Performance de l'appareillage utilisé.

Ces paramètres concernent les caractéristiques de la chaîne de mesure que l'on doit s'efforcer de rendre invariable d'une mesure à l'autre afin de pouvoir avoir de bons résultats.

3em groupe « caractéristique des efforts dynamiques », il regroupe :

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

Il faut remarquer que les éléments de la 3em groupe sont en fait ceux qui sont directement liés à l'intensité des efforts dynamiques qui font naître la vibration.

Cependant, il est impossible de les mesurer directement sans passer par l'amplification inévitable des paramètres du groupe 1 et 2. Il convient donc de garder à l'esprit que les techniques d'analyses des vibrations ne donnent pas l'intensité intrinsèque d'une force parasite, révélatrice d'un défaut, mais permettent d'en suivre l'évolution.

C'est pourquoi, il est plus facile d'effectuer un diagnostic en regardant l'évolution dans le temps des mesures relevées, que de s'attacher à l'étude d'une mesure isolée, très difficile à interpréter.

I.3.1. Définition d'une vibration

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre. Si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort (figure I.3), 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.

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.

De plus, le passage de l'une à l'autre s'effectue par simple dérivation ou intégration. On peut donc utiliser indifféremment une de ces trois grandeurs comme mesure représentative d'une vibration. Toutefois, l'accélération est celle qui permet de mettre en évidence les phénomènes vibratoires dont les fréquences sont les plus élevées [02].

C'est donc cette grandeur qui est choisie pour représenter les vibrations de la machine synchrone, afin de pouvoir caractériser les effets de l'isolation vibratoire sur la plage fréquentielle la plus large possible.

Pour pouvoir effectuer ce type de mesure, nous disposons d'accéléromètres piézoélectriques [03], dont la sortie fournit une quantité de charges électriques proportionnelle à l'accélération subie. Cette information est transformée en tension par un amplificateur de charge [03], dont la sortie est un signal analogique directement exploitable par un oscilloscope, un analyseur de spectre, ou tout autre appareil de mesure. La bande passante de ces capteurs s'étend de 5 Hz à 12 kHz, et nous verrons par la suite qu'elle est largement suffisante pour notre application.

I.3.2 Origine des vibrations d'une machine tournante électrique

D'après la définition donnée à la section précédente, seules les forces excitatrices appliquées à une structure sont à l'origine de ses vibrations. Le transfert entre ces forces et les vibrations qu'elles engendrent est la réponse mécanique de la structure, illustrée par la figure I.2.

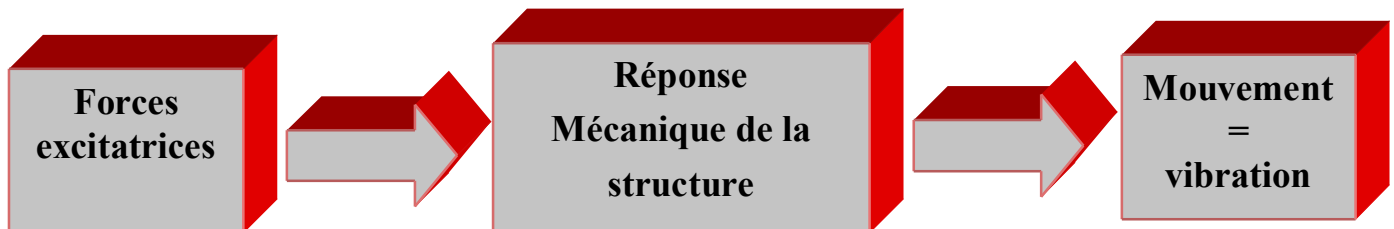


Figure I.2 : Définition de la réponse mécanique d'une structure

Pour une machine tournante électrique, ces forces sont de trois natures différentes :

- aérodynamique,
- mécanique,
- électromagnétique.

La contribution de chacune de ces sources est fonction du type de machine étudiée, mais quelques comportements généraux peuvent être soulignés.

Les forces d'origine aérodynamique proviennent de l'écoulement du fluide de refroidissement dans les différentes parties du moteur, comme l'entrefer.

Cet écoulement provoque des variations aléatoires de pression dans le moteur, ce qui engendre des forces ayant surtout un caractère large bande. Elles peuvent donc exciter les résonances mécaniques de la machine et génèrent des vibrations qui sont elles aussi aléatoires et large bande.

Toutefois, dans le cas de machines avec ventilateur de refroidissement, des vibrations sinusoïdales dont la fréquence est le produit du nombre d'ailettes du ventilateur par la fréquence de rotation peuvent apparaître. La machine de test décrite dans la section précédente étant refroidie à l'air et ne comportant pas de ventilateur, ses vibrations d'origine aérodynamique ont un caractère purement aléatoire large bande. Les forces d'origine mécanique sont dues à des défauts de fabrication, de jeu ou d'usure.

On peut par exemple citer le phénomène de balourd dynamique provenant d'un mauvais équilibrage du rotor, ou l'usure de l'accouplement reliant deux machines différentes. Ces phénomènes génèrent en général des forces périodiques, dont les fréquences sont liées à la fréquence de rotation de la machine. Les vibrations qu'elles engendrent seront donc elles aussi périodiques, et leur transformée de Fourier consistera en un ensemble de raies spectrales, de fréquences harmoniques ou sous-harmoniques de la fréquence de rotation. En ce qui concerne la machine utilisée pour notre application, ces vibrations se limitent principalement au balourd mécanique, générant des raies spectrales de fréquence égale à la fréquence de rotation ainsi qu'à ses premiers harmoniques.

Les forces d'origine électromagnétique sont principalement des forces de Maxwell, donc directement proportionnelles au carré du champ d'induction présent dans l'entrefer de la machine. Ce champ n'est jamais à répartition purement sinusoïdale, et ceci pour un grand nombre de raisons (distribution spatiale imparfaite des forces magnétomotrices créées par les enroulements et/ou les aimants, entrefer non constant, courants d'alimentation non sinusoïdaux, etc.). Les harmoniques de l'induction engendrent donc un grand nombre de champs de force tournants à répartition périodique, qui excitent la structure de la machine. A ces forces viennent aussi s'ajouter celles dues à des défauts de fabrication comme le balourd magnétique, traduisant une excentricité du champ d'induction de la machine. Pour une machine, elles génèrent toutes des vibrations périodiques, de fréquences harmoniques à la fréquence de rotation. Il a été montré que l'ensemble des raies spectrales les plus importantes provoquées par ce phénomène est constituée de la raie d'encoche et de ses harmoniques [04]. Elles ont pour origine la présence d'un entrefer dente. En effet, la variation de perméance due aux encoches provoque une variation de l'induction au droit de ces encoches.

Bien que cette section soit relativement succincte, il faut être conscient de l'extrême complexité du processus de génération des vibrations d'une machine tournante électrique.

Son but est seulement de donner une idée des différents types de vibrations qui peuvent être engendrées dans une machine tournante, et des différents processus physiques qui peuvent leur donner naissance. Pour la machine utilisée, on peut retenir que les vibrations mesurées seront de deux types différents :

- les vibrations d'origine aérodynamiques auront un caractère aléatoire large bande,
- les vibrations d'origine mécanique ou électromagnétiques auront un caractère périodique donc bande étroite.

Maintenant que les caractéristiques des vibrations générées, la section suivante permet de faire un choix parmi les nombreuses méthodes d'analyse existant pour un tel signal.

I.4 Caractérisation d'une vibration

La transmission du mouvement vibratoire peut se faire soit au travers d'un gaz (généralement de l'air) ou d'un fluide (eau, huile...), soit au travers d'une matière solide comme la structure d'une machine, ses paliers, ses rotors ou encore la tuyauterie qui lui est associée... Lorsque la transmission se fait par l'air ou par un fluide, on parle de sons (ou ultrasons au-delà d'une fréquence de 20000 Hz), et on a coutume de parler de vibrations « solidiennes » lorsqu'elle se propage par conduction au travers des composants métalliques de la machine.

C'est parce que la vibration solidienne est à la fois plus directement transmise, plus proche des anomalies recherchées et beaucoup moins polluée par l'environnement, que la surveillance de la mécanique et de l'alimentation électrique des machines est le plus souvent pratiquée par cette voie.

À l'exception de l'utilisation de quelques appareils à ultrasons généralement plus destinés à détecter la présence de fuites sur les conduites d'un fluide sous pression qu'à dépister le défaut d'un engrenage noyé au coeur d'un parc machines, ceci est vrai.

L'exemple le plus simple d'un système en vibration est sans doute donné par le mouvement d'une masselotte suspendue à un ressort et relâchée après traction. [05]

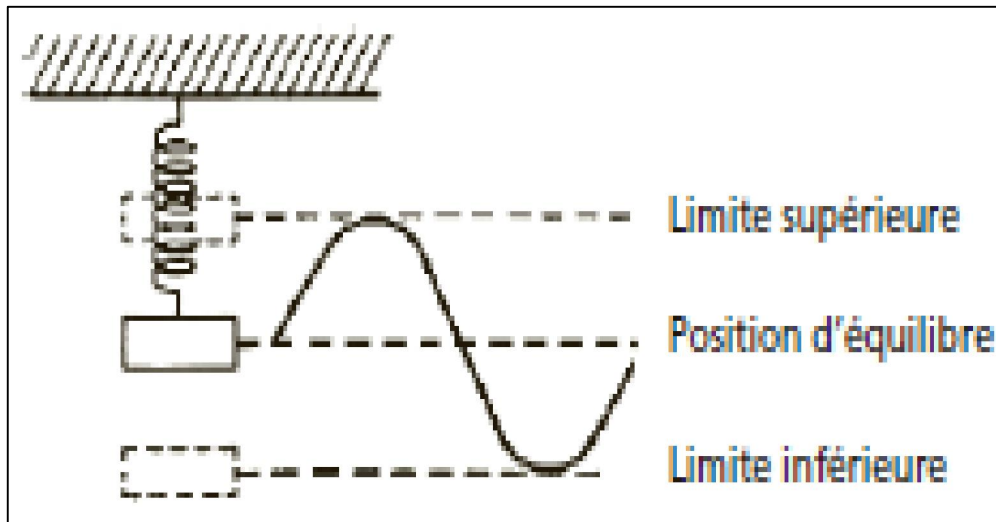


Figure I.3 – Système masse-ressort

Cet exemple (figure I.3) montre que si le mouvement est entretenu par une force d'excitation périodique :

- la masselotte oscille entre des limites supérieures et inférieures, et l'écart entre chacune de ces limites et la position d'équilibre est appelé « amplitude ».
- la masselotte oscille autour de sa position d'équilibre un certain nombre de fois par seconde ou par minute. Ce nombre de cycles répétés à l'identique pendant une unité de temps s'appelle la « fréquence » et, à l'inverse, la durée du cycle s'appelle la « période ». Si la masselotte revient trois fois par seconde à sa position initiale, elle accomplira trois cycles par seconde, la fréquence du mouvement sera de trois Hertz (3 Hz) et sa période de 1/3 de seconde ou 333,333 ms.

À noter que le mouvement peut être entretenu par une impulsion périodique ou par une impulsion purement aléatoire. Dans ce dernier cas, la fréquence apparente sera donnée par la réponse du système mécanique et tributaire de sa capacité d'amortissement (fréquence de résonance du système).

Une autre caractéristique importante des vibrations sera donnée par le rapport qui existe en l'amplitude A du mouvement vibratoire et la durée de son cycle, c'est-à-dire sa périodicité T . Ce rapport A/T donnera en effet une indication intéressante sur la nature et le caractère plus ou moins brutal du phénomène générateur, traduisant selon qu'il sera faible ou important, soit un effort continu comme la force centrifuge exercée par un balourd, soit un choc impulsif généré par exemple par un écaillage sur une denture ou sur la piste d'un roulement. Par analogie à cet exemple proche de nos machines qui ont toute une masse et une certaine élasticité structurelle, nous pouvons dire qu'une vibration se caractérise principalement par son amplitude, sa fréquence et la nature des forces qui l'animent.

I.5 La fréquence

I.5.1 Définition

La fréquence représente la cadence de répétition d'un phénomène ou le nombre de fois qu'il se reproduit en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisi est la seconde, la fréquence s'exprime en Hertz (Hz).

Une vibration qui se produira 50 fois/seconde aura donc une fréquence de 50 Hz.

$$1 \text{ Hertz} = 1 \text{ cycle par seconde}$$

I.5.2 Relation entre fréquence et période

L'Hertz est la fréquence d'un phénomène dont la période est d'une seconde. [06]

Si la fréquence (f) d'un phénomène est de 50 Hertz, c'est-à-dire 50 cycles par seconde, la durée d'un cycle (ou période T) est de $1/50^e$ de seconde soit 20 ms.

Ainsi dans cet exemple :

$$f = 50 \text{ Hertz (50 Hz)}$$

$$T = 1/50^e \text{ de seconde}$$

La fréquence f est donc l'inverse de la période T :

$$f = \frac{1}{T} \quad (\text{I},1)$$

I.5.3 Les unités

Si l'unité normalisée (unité SI) de la fréquence est le Hertz (Hz), beaucoup d'utilisateurs, notamment parmi les mécaniciens, préfèrent exprimer les valeurs en CPM (nombre de cycles par minute) ou encore en RPM (nombre de rotations ou révolutions par minute).

$$1\text{HZ} = \frac{1\text{CPM}}{60} = \frac{1\text{RPM}}{60} \quad (\text{I},2)$$

Notons que l'utilisation de RPM n'a pas de sens dans le cas de phénomènes de type aléatoire (cavitation d'une pompe ou défaut de lubrification d'un palier à roulement) et peut même être source de confusion (cas d'un défaut des courroies, où l'on ne sait plus s'il s'agit de la fréquence de rotation de la poulie menant, ou menée ou de la fréquence de passage des courroies).

Il est intéressant parfois d'exprimer des phénomènes liés à la rotation en multiple ou ordre de cette fréquence. Cette formulation présente l'intérêt de lier le phénomène vibratoire à une fréquence de référence (souvent la fréquence de rotation de la ligne d'arbres qui l'induit) et de pouvoir suivre l'amplitude de ses harmoniques (harmonique = composante dont la fréquence est un multiple d'une fréquence donnée), ce qui est très intéressant dans le cas de la surveillance de comportement vibratoire d'installations à vitesse de rotation variable.

I.6 L'amplitude

L'amplitude est la première sensation ressentie lorsque l'on pose la main sur le palier d'une machine qui vibre.

I.6.1 Définition

On appelle amplitude d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre.

De cette définition générale, la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs (figure I.4) pour caractériser son amplitude

– L'**amplitude « crête (A_c)** ». Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.

– L'**amplitude « crête à crête (A_{c_c})** » appelée « peak to peak » ($A_{p,p}$) en anglais. Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double » ($A_{c_c} = 2 A_c$).

– L'**amplitude « efficace (A_{eff})** » ou RMS en anglais (Root Mean Square).

Comme en électricité, elle représente l'amplitude corrigée « statique » du signal redressé, indiquant ainsi l'énergie donnée par le mouvement vibratoire. [07]

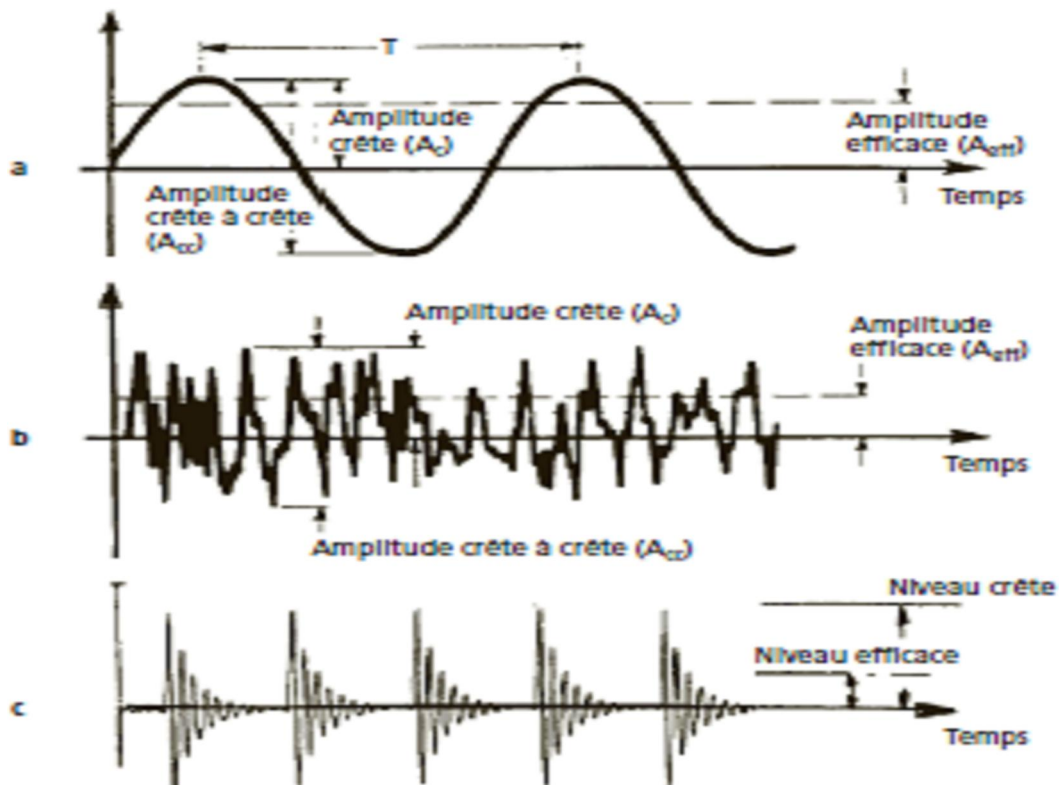


Figure I.4 – Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (en a), complexe (en b), impulsionnel périodique (en c)

Dans le cas d'une vibration sinusoïdale (induite par exemple par un balourd), les amplitudes crête, crête à crête et efficace sont liées par les relations suivantes :

$$A_{eff} = \frac{\sqrt{2}}{2} A_c = 0,707 A_c \quad (I,3)$$

Dans le cas d'un signal vibratoire complexe, il n'existe pas de relations mathématiques liant les valeurs crête et efficace. Ces trois grandeurs, dont deux ne peuvent donc se déduire l'une de l'autre, devront donc être mesurées ou calculées simultanément par l'appareil de mesure suivant les formules :

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T s^2(t) dt} \quad (I,4)$$

$$A_c = \sqrt{\max[s^2(t)]} \quad (I,5)$$

$$A_{c_c} = \max[s(t)] - \min[s(t)] \quad (I,6)$$

Avec :

- $\max [s(t)]$: amplitude instantanée la plus élevée atteinte par le signal pour la période d'observation T
- $\min [s(t)]$: amplitude instantanée la plus faible atteinte par le signal pour la période d'observation T
- $s(t)$: fonction représentative du signal.

I.6.2 Choix des valeurs d'amplitude

Parce que les amplitudes crête ou crête à crête représentent mieux l'ampleur d'un mouvement ponctuel, elles seront généralement choisies pour détecter un phénomène aléatoire ou peu répétitif.

En revanche, l'amplitude efficace, mieux représentative de l'énergie dispensée par le mouvement vibratoire permettra de mieux détecter les phénomènes périodiques et d'effectuer leur suivi notamment lorsqu'ils sont de faible ampleur face à l'environnement.

D'autre part, la connaissance simultanée de l'amplitude crête d'un signal et de son amplitude efficace donne une idée de la forme du signal, donc du type de vibration génératrice. La prise en compte de cette donnée utilisée sous des formes plus ou moins élaborées dans la définition d'un certain nombre d'indicateurs tels le facteur crête et le kurtosis permet souvent de façon simple la détection et la surveillance de phénomènes de type impulsif.

I.6.3 Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude

Si nous reprenons l'exemple du système mécanique précédent, on constate (figure I.5) que le mouvement de la masselotte se traduit par :

1. Un **déplacement**. La position de la masselotte varie de part et d'autre de la position d'équilibre, allant de la limite supérieure à la limite inférieure du mouvement.

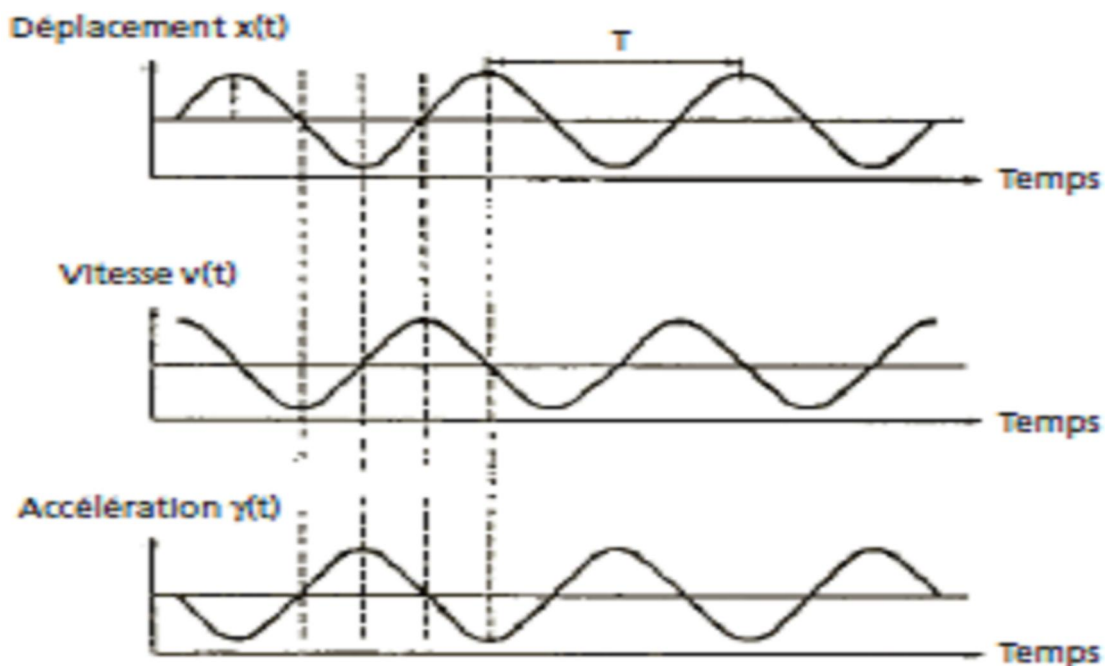


Figure I.5 – Représentations du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées

2. Une **vitesse** de déplacement. Cette vitesse sera nulle au point haut et au point bas du mouvement de la masselotte et sera maximale autour du point d'équilibre.

3. Une **accélération**. Celle-ci permet à la masselotte de passer de sa vitesse minimale en début de course à sa vitesse maximale au point d'équilibre avant de décélérer en fin de course.

On peut déduire, par analogie avec ce qui précède, qu'une vibration est caractérisée par trois grandeurs physiques ou cinématiques fondamentales qui sont :

le déplacement x , la vitesse v et l'accélération γ [07]

I.6.4 Relations entre déplacement, vitesse et accélération

La vitesse n'étant que l'expression d'une distance parcourue en un temps donné et l'accélération n'étant que l'expression d'une variation de vitesse par unité de temps, il s'ensuit que la vitesse est définie comme étant la dérivée du déplacement et l'accélération comme la dérivée de la vitesse (ou la dérivée seconde du déplacement).

Donc, si pour un mouvement tournant, le déplacement X est représenté par :

$$x(t) = A \sin (2 \pi f t) \quad (I, 7)$$

en dérivant cette équation, on obtient la vitesse v du mouvement vibratoire :

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt} \quad (I, 8)$$

et en dérivant à nouveau, on obtient son accélération :

$$\gamma(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2x(t)}{dt^2} \quad (I, 9)$$

Dans le cas d'un mouvement sinusoïdal, ces relations peuvent aussi s'écrire sous la forme :

$$v(t) = 2 \pi f A \sin (2 \pi f t + \pi/2) = 2 \pi f x(t) \text{ décalé de } \pi/2 \quad (I, 10)$$

$$g(t) = -(2\pi f)^2 x(t) \text{ en opposition avec le déplacement} \quad (I, 11)$$

Ces relations montrent alors que la vitesse v et l'accélération γ du mouvement de la masselotte sont, au même titre que son déplacement x , représentées par des fonctions sinusoïdales de même fréquence décalées dans le temps.

Cependant, si les fréquences restent identiques, les valeurs d'amplitudes diffèrent, elles, au choix des unités près dans un rapport de $2\pi f$ entre déplacement et vitesse ou vitesse et accélération et $(2\pi f)^2$ entre déplacement et accélération (figure I.6).

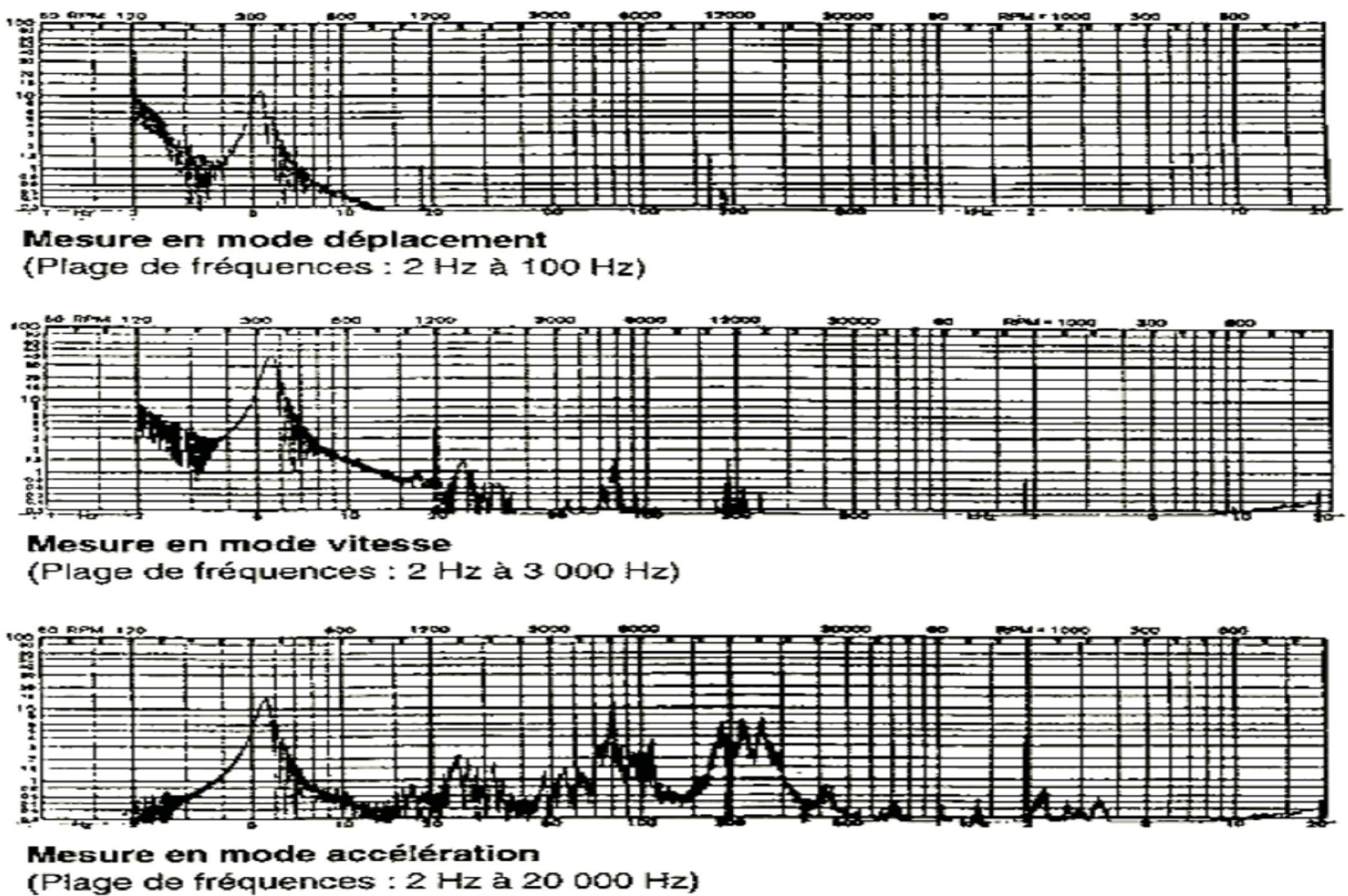


Figure I.6 – Mesures comparatives des valeurs d’amplitude en fonction du choix des grandeurs représentatives du mouvement vibratoire en déplacement, vitesse et accélération sur un moto ventilateur.

Ces mesures ont été prises au même moment, au même endroit sur un même signal vibratoire et on constate un bien meilleure lisibilité de ces valeurs en accélération au fur et à mesure de l’accroissement des fréquences. [08]

I.7.5 Critères de sélection des trois grandeurs

- Un phénomène vibratoire induit par un phénomène donné se traduira par un déplacement physique de la machine dont le signal ne sera significatif que lorsque la fréquence du mouvement sera faible. C’est la raison pour laquelle la mesure du déplacement n’est généralement utilisée que pour mettre en évidence des phénomènes basse fréquence ou dont les composantes prépondérantes se situent en dessous de la fréquence de rotation (déséquilibre, déformation, désalignement, desserrage...), voire en dessous de cette fréquence (instabilité, frottement...).
- La mesure de la vitesse, représentative de l’énergie dispensée par la vibration (énergie cinétique $E = 1/2 mv^2$) et donc de la fatigue subie par la machine, permet d’observer correctement des phénomènes dont la fréquence n’est pas trop élevée, c’est-à-dire ne dépassant généralement pas 1000 à 2000 Hz (fréquence de passage des pales d’un ventilateur ou des aubes d’une pompe, engrènement sur un réducteur, défauts de roulements dans le cas d’écaillages localisés...), et bien évidemment les défauts traditionnels des lignes d’arbres (déséquilibre, désalignement, déformation, instabilité, frottement...).
- La mesure de l’accélération directement représentative des forces dynamiques induisant le mouvement ($F = m \gamma$) permet de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont élevées (engrènement sur un multiplicateur, passage d’encoches sur un moteur...) ou qui génèrent des signaux

impulsionnels de courte durée, riches en composantes hautes fréquences (écaillage de roulements, jeu, cavitation...).

– Un autre intérêt qui peut être tiré de ces particularités tient au fait qu'il est possible, en comparant l'évolution de ces grandeurs, de situer grossièrement l'origine d'un défaut. En effet, selon que l'évolution sera prépondérante en déplacement ou en vitesse ou en accélération, il sera possible d'en déduire que le défaut se situe en basses, moyennes ou hautes fréquences, orientant ainsi le diagnostic, notamment pour les machines simples comme les moto ventilateurs ou les moto pompes, où les basses fréquences traduiront souvent un balourd, et les hautes fréquences un défaut de roulements.

I.6.6 Attention aux conversions d'unités

Les unités usuelles sont le micromètre (μm) pour le déplacement, le mm/s pour la vitesse et le g ($9,81 \text{ m/s}^2$) ou le m/s^2 pour l'accélération, ce qui donne les relations suivantes, X représentant le déplacement :

$$\text{Vitesse en (mm/s)} = 2\pi f X(\mu\text{m})/1\,000 \quad (\text{I},12)$$

$$\text{Accélération en (m/s}^2) = (2\pi f)^2 X(\mu\text{m})/(1\,000)^2 \quad (\text{I},13)$$

$$\text{Accélération en (g)} = (2\pi f)^2 X(\mu\text{m})/(1\,000)^2 /9,81 \quad (\text{I},14)$$

I.7 Relations forces/vibration

I.7.1 Dans le cas d'une excitation sinusoïdale

Une force sinusoïdale peut être représentée comme la projection, sur un axe, d'une force centrifuge d'amplitude constante A tournante à une vitesse angulaire constante ω ($\omega=2\pi f$) (figure I.7).

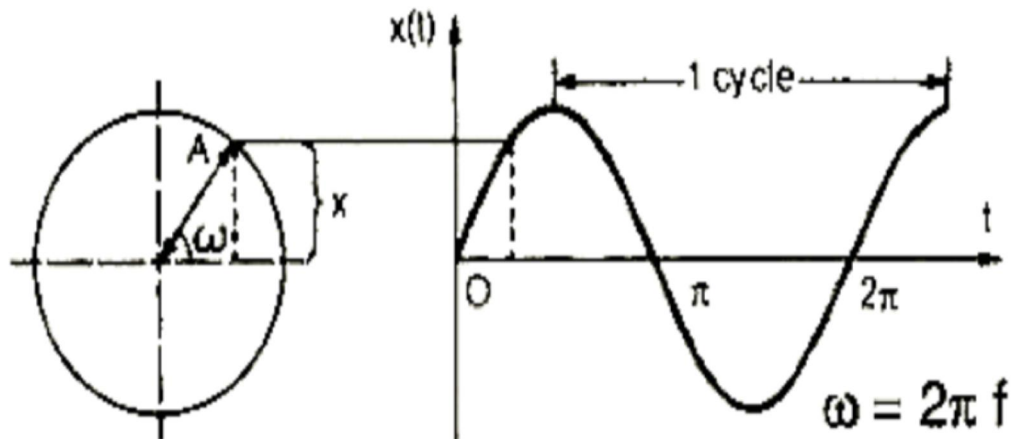


Figure I.7 – Force sinusoïdale

La rotation du vecteur A entraîne une variation sinusoïdale de sa projection x , répondant à la relation :

$$x(t) = A \sin(\omega t) \quad (\text{I},15)$$

avec : $\omega = 2\pi N/60 = 2\pi f$, la relation devient :

$$x(t) = A \sin(2\pi f t) \quad (\text{I},16)$$

Considérons (figure I.8) une masselotte de masse m reposant sur un support élastique de raideur k et d'amortissement c :

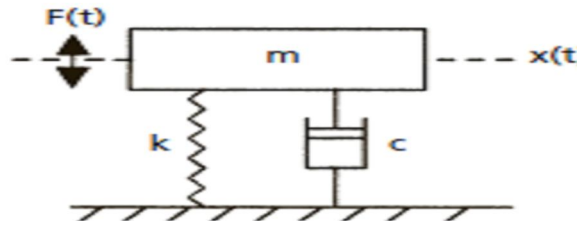


Figure I.8 – Système masse ressort à un degré de liberté

La fréquence propre du système hors amortissement est donnée par la formule :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{I},17)$$

Avec

f_0 : Fréquence propre du système non amorti

m : La masse en mouvement

k : Le coefficient de raideur du système

c : d'amortissement du système

Si le système est excité par une force d'excitation sinusoïdale dont l'amplitude est maintenue constante et dont on fait varier la fréquence, l'amplitude du déplacement de la masselotte augmente rapidement, passe par un maximum puis décroît. La fréquence f_r pour laquelle l'amplitude du mouvement est maximale est appelée fréquence de résonance. Sa valeur dépend de la fréquence propre du système définie plus haut et du facteur ξ d'amortissement dépendant de l'amortisseur c et de la masse du système m .

$$f_r = f_0 \sqrt{1 - 2\xi^2} \quad (\text{I},18)$$

Avec :

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_0} \quad (\text{I},19)$$

f_r : fréquence de résonance

ξ : facteur d'amortissement

Avant la résonance, le déplacement et la force d'excitation sont en phase, c'est-à-dire qu'ils ont leur amplitude maximum en même temps. Après la résonance, ils seront en opposition de phase. [09]

I.7.2 Cas d'une excitation impulsionnelle

On appelle une excitation de type impulsionnel, une excitation générée par un effort brutal de très courte durée (généralement par contact métal sur métal) et capable de provoquer une excitation de la structure dont l'amplitude d'oscillations décroît de façon proportionnelle à l'amortissement du système. Par exemple, dans le système de la figure I.8, lorsque la masselotte est écartée de sa position d'équilibre puis relâchée, elle se met à osciller à une fréquence qui dépend uniquement de la fréquence propre du système et de son amortissement et avec une amplitude d'oscillations qui décroît de manière exponentielle jusqu'à l'arrêt total du mouvement. La vitesse de décroissance dépend donc de l'amortissement du système et de sa fréquence propre. Il en va de même, que la masselotte soit excitée de manière isolée, aléatoire (figure I.9) ou périodique (figure I.10).

I.7.3 Incidence de l'amortissement

Plus le facteur d'amortissement ξ est faible, plus le nombre d'oscillations est élevé, et inversement, plus l'amortissement est important, plus le nombre d'oscillations est faible (figures comparatives I.11 et I.12).

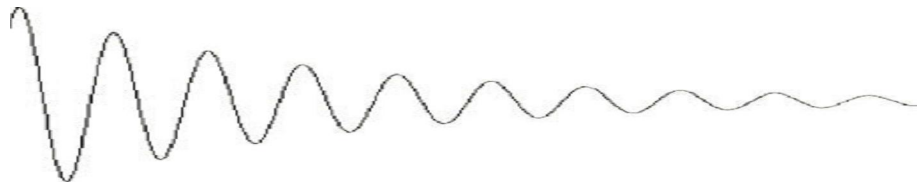


Figure I.9 – Réponse d'un système masse ressort à une excitation impulsionnelle isolée

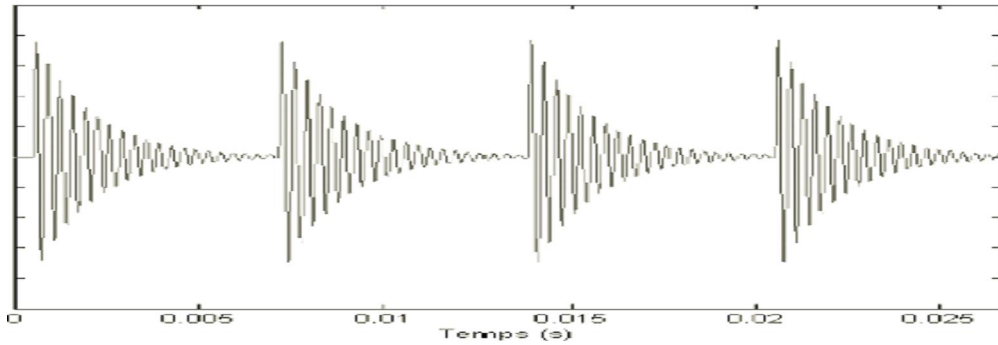


Figure I.10 – Réponse d'un système masse ressort à une excitation impulsionnelle périodique

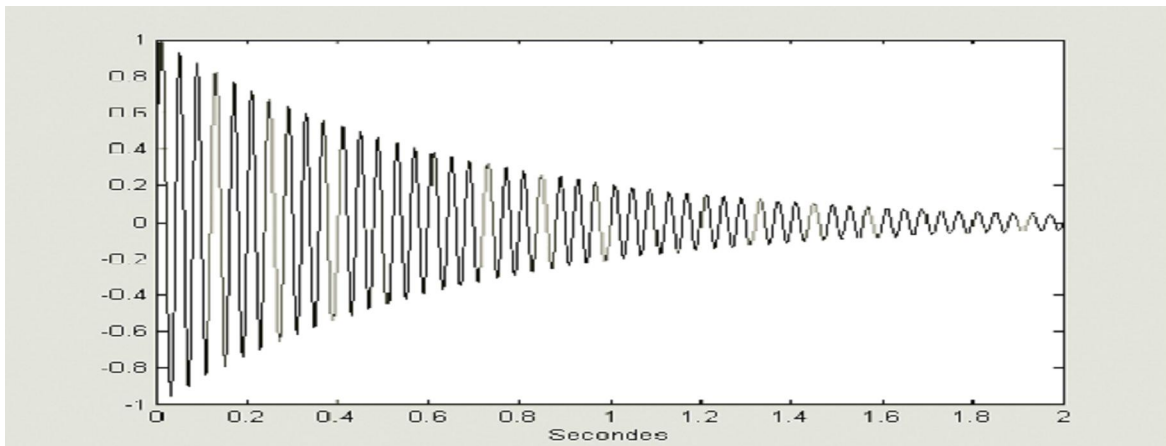


Figure I.11 a – Réponse d'un système masse ressort très peu amorti

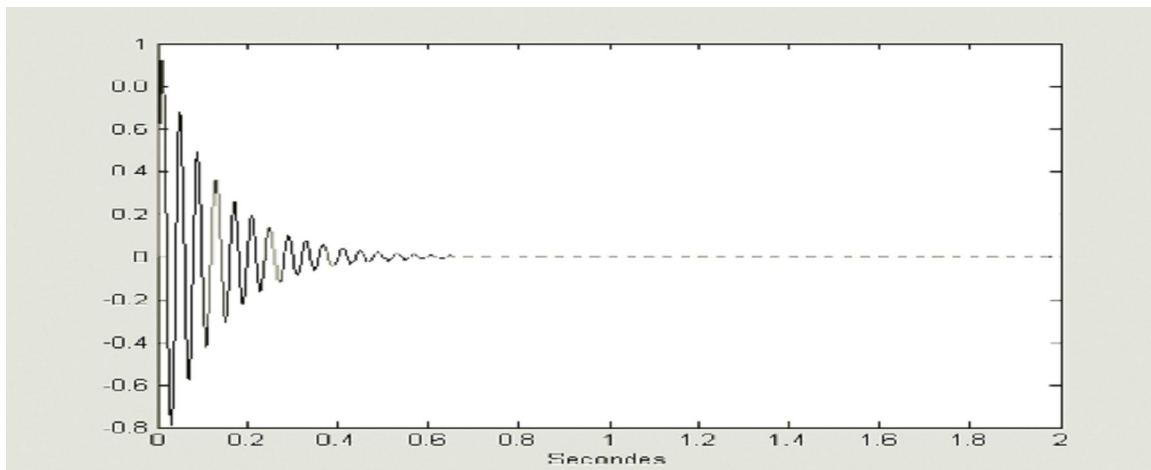


Figure I.11 b – Réponse d'un système un peu amorti

I.8 Les facteurs d'influence

L'amplitude d'une vibration détermine l'importance du phénomène qui l'induit et souvent, par sa valeur élevée ou la rapidité de son évolution, la gravité du défaut et l'urgence d'une intervention corrective.

Cependant, l'amplitude mesurée par un capteur est seulement une image des forces dynamiques transmises par la structure de la machine.

Cette image peut être fortement altérée par cette dernière, mais aussi par de nombreux autres facteurs d'influence tels que :

- la position du capteur et son mode de fixation,
- la bande passante de la chaîne d'acquisition,
- le type de machine et ses conditions de fonctionnement,
- la nature des défauts susceptibles de l'affecter.

Cependant, les grandeurs vibratoires (déplacement, vitesse ou accélération) induites par ces forces dynamiques présentent le grand intérêt d'être facilement mesurables d'où la place prépondérante qu'occupe l'analyse vibratoire en dépit de toutes ces difficultés comme technique de surveillance et de diagnostic de machines à des fins de maintenance.

Les facteurs d'influences sont nombreux et peuvent être regroupés en quatre familles distinctes.

I.8.1 L'environnement passif de la machine

Les effets des masses, inerties, rigidités et amortissements des différents éléments constituant la machine et les structures auxquelles elle est liée par des liaisons (châssis support, fondations, tuyauterie...) se manifestent par la présence de modes de résonance plus ou moins aigus selon leur amortissement et la manière dont ils ont été excités.

Ils affectent fortement de ce fait les grandeurs vibratoires caractéristiques mesurées.

La force d'excitation et la vibration qu'elle induit sont liées par la relation :

$$s(t) = h(t) * f(t) \quad (I,20)$$

relation dans laquelle la fonction « h », communément appelée « réponse impulsionnelle ou fonction de transfert », caractérise le transfert vibratoire entre le point d'application de la force dynamique d'excitation et le point de mesure.

Dans cette relation, l'opérateur « * » représente le produit de convolution.

La réponse en fréquence de la structure donnée par différentes techniques, correspond, pour chaque fréquence, au coefficient qui lie l'amplitude de la force à celle de la vibration qu'elle induit ainsi qu'au déphasage entre ces deux grandeurs.

Le module de cette fonction présente un certain nombre de maxima appelés « fréquences propres ».

À chaque fréquence propre est associé un mode de déformation (flexion, torsion...) ou un mouvement particulier sans déformation de la structure (pompage, tangage, lacet...) appelé « mode propre ».

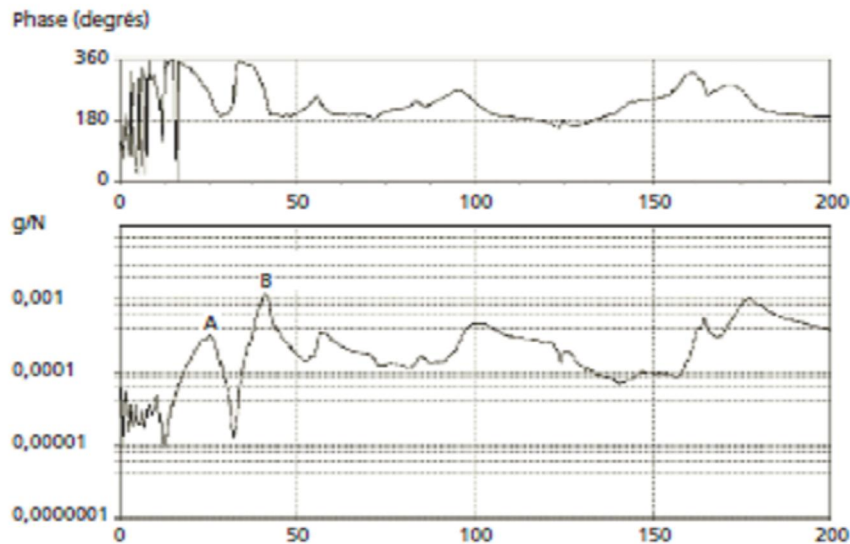


Figure I.12 – Réponse d'un palier de ventilateur à une excitation impulsionnelle délivrée par un marteau de choc

La maîtrise du transfert vibratoire joue un rôle essentiel au niveau de la surveillance vibratoire des machines puisque sa contribution sur les valeurs des indicateurs mesurées peut être elle aussi considérablement modifiée :

- par le vieillissement des structures d'accueil et de leurs liaisons avec la machine (fissuration, desserrage, modification des rigidités des plots de suspension...),
- ou par les vitesses d'exploitation qui fixent les écarts entre les fréquences d'excitation et les fréquences propres et déterminent les valeurs de mobilités vibratoires.

I.8.2 L'environnement actif

Il s'agit de l'ensemble des éléments externes susceptibles d'agir sur le comportement dynamique d'une machine (vitesse de rotation, interaction avec les sources d'alimentation en énergie, la régulation et le procédé...) qui fixent ses conditions de fonctionnement.

La vitesse de rotation joue un rôle considérable sur le comportement vibratoire d'une machine en affectant :

- d'une part, directement l'intensité des forces dynamiques d'excitation qui, selon leur nature, peut être proportionnelle à la vitesse de rotation, à la puissance $3/2$ ou au carré de cette dernière,
- d'autre part, la réponse vibratoire de la structure en fonction des écarts entre fréquences d'excitation et fréquences propres.

I.8.3 La prise de mesures

Le fondement de la surveillance vibratoire périodique d'une machine repose sur l'analyse des évolutions de comportement vibratoire d'une collecte à l'autre. La comparaison de valeurs d'indicateurs ou de formes d'images n'est valable que si les procédures de prise de mesure respectent **le principe de reproductibilité**.

Ce principe signifie que la proposition « forces d'excitation identiques et transferts vibratoires identiques » qui entraîne un « comportement vibratoire identique » soit toujours vérifiée. Pour cela, il est indispensable que les conditions de fonctionnement de la machine, les caractéristiques du capteur et son mode de fixation soient identiques d'une collecte à l'autre ainsi que la bande passante de l'unité de

conditionnement du signal délivré par le capteur. Ces conditions étant respectées, toute modification de comportement vibratoire traduira alors une modification :

- soit des forces d'excitation dues à l'apparition de défauts,
- soit du transfert vibratoire « mécanique » dû à des défauts de liaison (desserrage, fissuration d'ancrages), vieillissement de plots de suspension.

I.8.4 La nature de la pathologie affectant la machine

L'énergie vibratoire et son étendue spectrale induite par un défaut dépendent fortement :

- de la nature du défaut (balourd, désalignement, desserrage, jeux de paliers ou d'accouplement, écaillages de denture ou de bague de roulement...)
- de la vitesse de rotation de la ligne d'arbres qu'il affecte.

Les facteurs susceptibles d'affecter de manière significative la mesure d'une grandeur vibratoire ou l'interprétation de son évolution sont nombreux et parfois difficiles à maîtriser. L'opérateur doit toujours faire preuve de rigueur au niveau de la prise de mesure et d'esprit critique au niveau de l'interprétation des évolutions.

I.9 Notions de modulations

Certains défauts peuvent se manifester par deux types de modulations.

I.9.1 Modulations d'amplitude

Indépendamment des défauts de type chocs qui génèrent une modulation des fréquences de résonance de structure vue précédemment, un organe de machine peut lui aussi être soumis à des efforts dont l'amplitude varie de manière périodique. C'est le cas par exemple pour un réducteur des efforts d'engrènement, efforts qui augmentent et diminuent à chaque tour de l'arbre si ce dernier est excentré ou déformé

L'effort principal d'engrènement est modulé à chaque tour par l'effort supplémentaire imprimé par la déformation de l'arbre qui modifie le jeu d'engrènement et la pression exercée sur chaque dent en prise.

L'amplitude du signal vibratoire induit par l'engrènement est une fonction périodique du temps, et on dit alors que ce signal est modulé en amplitude (figure I.13).

Modulation d'amplitude = variation périodique des forces dynamiques

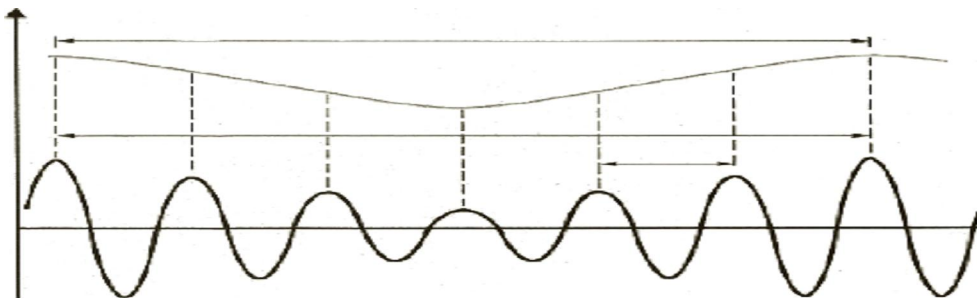


Figure I.13 – Modulation d'amplitude

I.9.2 Modulations de fréquence

De même, des jeux d'accouplement et de clavette, des écaillages de denture, des ruptures de barres rotoriques de moteurs..., entraînent des variations de la vitesse de rotation instantanée des lignes d'arbres affectées par ce défaut et, donc, des variations de fréquence des composantes

caractéristiques liées à ces dernières (fréquence de passage des encoches, fréquence d'engrènement, fréquence d'accouplement...). Les fréquences de ces composantes deviennent des fonctions périodiques du temps. On dit que ces composantes sont modulées en fréquence (figure I.14).

Modulation de fréquence = microvariation périodique de la vitesse de rotation

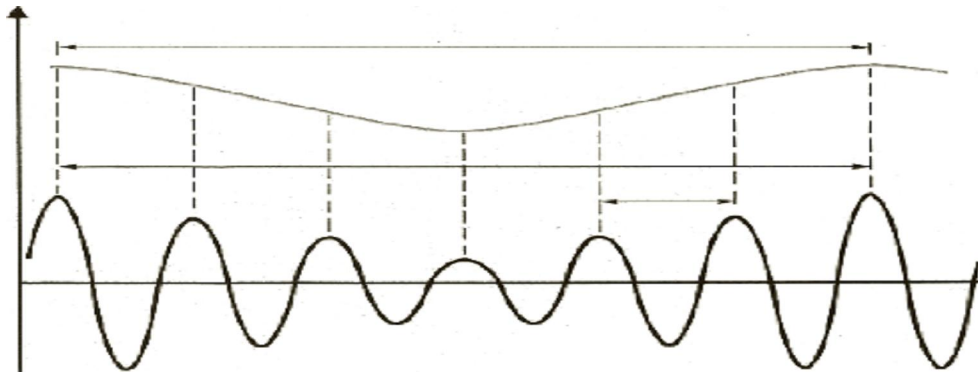


Figure I.14 – Modulation de fréquence

I.10 Notion de phases

Les efforts qui causent les vibrations ne se produisent pas forcément au même moment sur tous les points de la machine. Ainsi, un défaut de balourd va-t-il répartir son effet maximum pendant la durée d'un tour en tous points de la circonférence d'un palier et entre deux mesures, l'une effectuée sur un point vertical et l'autre sur un point horizontal, le décalage du point haut de la vibration sera voisin d'un quart de tour ou de 90°.

On appelle déphasage cet écart de temps ou cet écart angulaire entre deux événements d'un même signal ou deux signaux d'un même événement mesurés en des points différents. On dira que les deux événements sont en phase (ou de déphasage nul) lorsque les deux événements se produiront en même temps et qu'ils sont déphasés lorsqu'ils seront décalés.

Les écarts donnés par ce déphasage permettent d'affiner un diagnostic et peuvent permettre à des spécialistes d'orienter des opérations d'équilibrage, de diagnostiquer des défauts de type fissurations d'ancrages ou de distinguer la position relative de deux phénomènes. [10]

I.11 Les indicateurs spécifiques des défauts de type impulsif (dits indicateurs « défauts de roulements »)

Nous avons vu les trois différentes valeurs d'amplitude. L'amplitude efficace est la plus utilisée pour l'étude des vibrations générées par des efforts périodiques, mais elle peut être associée à un certain nombre d'indicateurs spécifiques qui permettent la mise en évidence de défauts de type impulsif aussi bien périodiques qu'aléatoires. Ce sont principalement :

I.11.1 Le facteur de crête

qui se définit comme le rapport de la valeur de l'amplitude crête sur l'amplitude efficace :

$$FC = \frac{\max(|s(t)|)}{A_{eff}(s(t))} \quad (I, 21)$$

FC : Le facteur de crête

$s(t)$: fonction représentative du signal.

Une vibration de type sinusoïdal (balourd, désalignement...) aura un facteur de crête voisin de 1.5, alors qu'une vibration de type impulsionnel (chocs) aura un facteur de crête beaucoup plus important (figure I.15).

I.11.2 Le kurtosis

L'analyse statistique du signal est un autre indicateur intéressant : les vibrations de type sinusoïdal ou impulsionnel génèrent non seulement des différences importantes de rapport amplitude crête/amplitude efficace comme nous l'avons déjà vu avec le facteur de crête, mais aussi des allures de courbes de densité différentes. Pour quantifier cette différence, le kurtosis (K), qui dérive du moment statistique d'ordre 4, est le plus représentatif. [12]

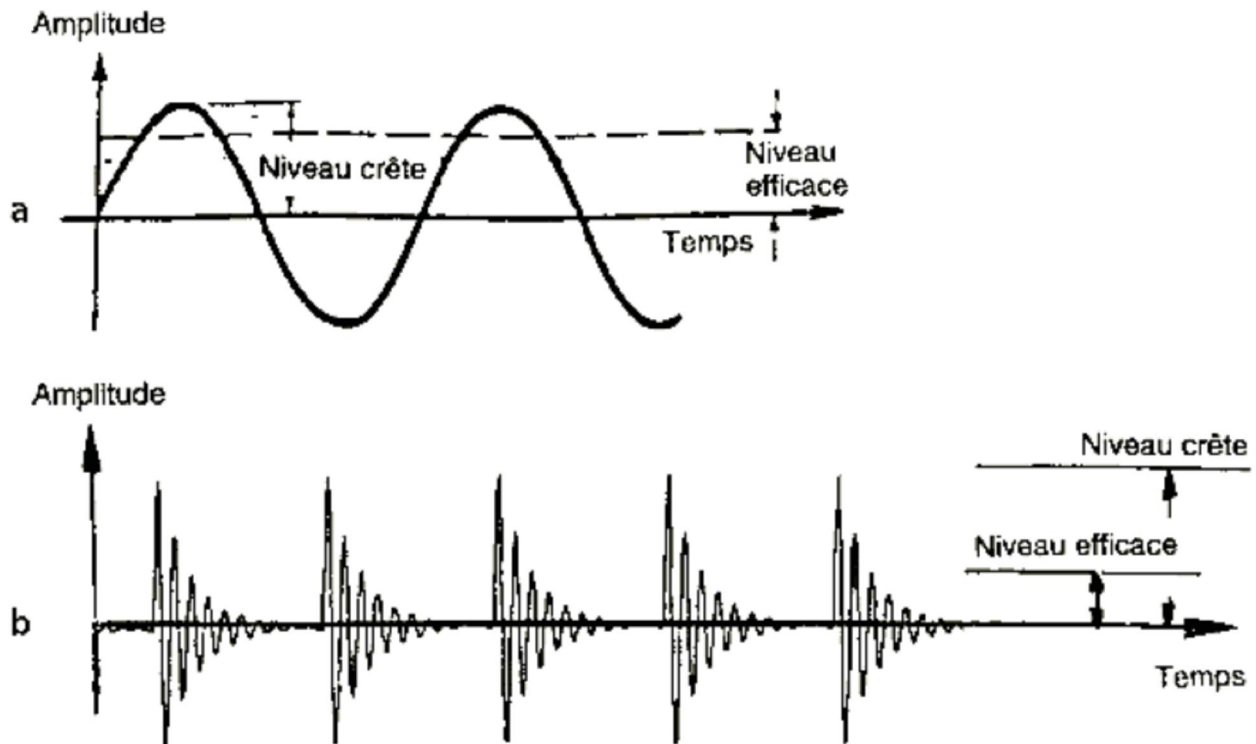


Figure I.15 – Comparaison du facteur de crête selon la nature des vibrations

En a le facteur crête $A_c/A_{eff} = 1,414$ pour une vibration sinusoïdale en b, le facteur crête $A_c/A_{eff} = 3,4$ pour une vibration impulsionnelle. Il se définit comme le rapport de la valeur moyenne du signal élevé à la puissance 4 sur le carré de son énergie. Il est donné par la formule :

$$K = \frac{\text{Valeur moyenne de } s^4(t)}{[\text{Valeur moyenne de } s^2(t)]^2} = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} [s_1^4 + s_2^4 + \dots + s_N^4]}}{A_{eff}^2} \quad (I, 22)$$

Concrètement, K quantifie l'aplatissement de la courbe de densité de probabilité du signal (figure I.16).

À retenir

Dans le cas d'un signal impulsionnel aléatoire (distribution gaussienne des amplitudes), le kurtosis est égal à 3 et l'amplitude crête du signal est statistiquement égale à 3 fois son amplitude efficace :

K voisin de 1.5 pour une vibration de type sinusoïdal

K voisin de 3 pour une vibration de type impulsionnel aléatoire

K >> 3 pour une vibration de type impulsionnel périodique

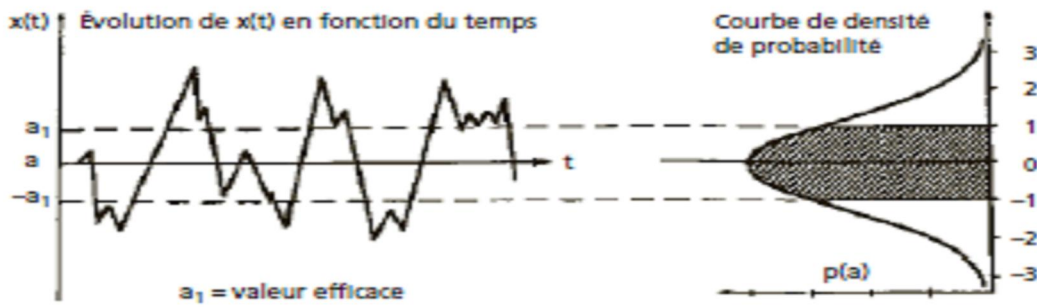
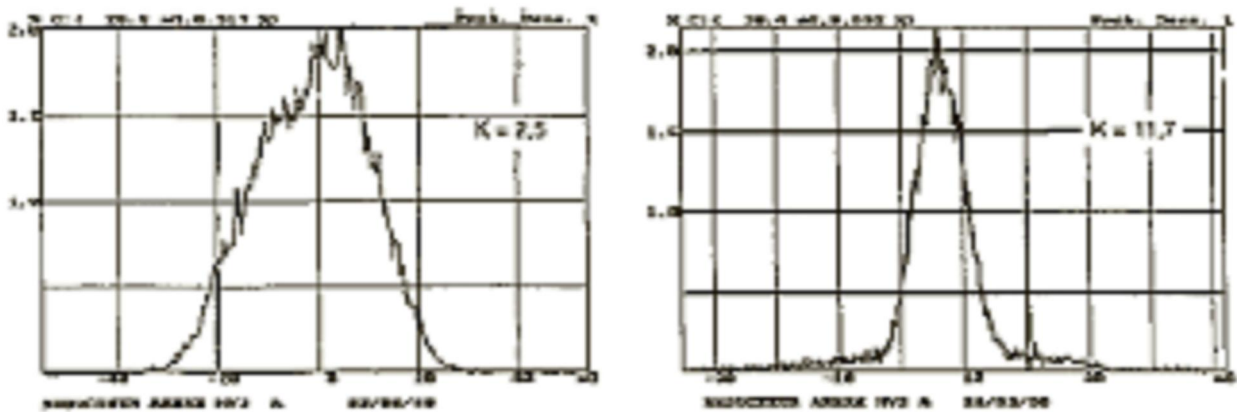


Figure I.16 – Établissement d'une courbe de densité de probabilité (courbe théorique)

La figure (I.17) illustre l'évolution du kurtosis qui en passant de 2,5 à 11,7, met en évidence la dégradation d'une denture d'engrenage.



En l'absence de défaut de denture ($K = 2,5$)

Après fissuration d'une dent ($K = 11,7$)

Figure I.17 – Exemple de valeurs de Kurtosis sur un réducteur avant et après une fissuration de denture sur un pignon.

I.11.3 Mesures dans la plage de résonance du capteur

Appelées parfois aussi mesures des ondes de chocs, elles sont généralement réservées à la surveillance spécifique des roulements.

Contrairement aux mesures d'amplitude « classiques », qui sont effectuées dans la plage de réponse « utile » du capteur, ces mesures sont effectuées dans la plage de résonance du capteur utilisé.

L'originalité de cette pratique est d'utiliser la résonance du capteur, non seulement comme amplificateur, mais aussi comme filtre qui supprime les basses fréquences et permet ainsi de s'affranchir des phénomènes de type sinusoïdal tels les balourds, désalignements qui se manifestent à la fréquence de rotation et à ses premières harmoniques.

Le principe de ce type de mesures réside dans l'emploi d'un capteur de vibrations dont la fréquence de résonance est de l'ordre de 20000 à 30000 Hz et dont on mesure la réponse à l'excitation provoquée par un défaut de type choc (écaillage de roulements ou défaut sur des engrenages...).

Certains constructeurs de matériels de mesure, comme SPM, ont établi par expérience une valeur « tapis » réputée être la valeur de référence mesurée sur un roulement neuf. La différence entre la valeur trouvée et la valeur de référence témoigne de la dégradation du roulement. D'autres, comme Schenck, IRD ou SKF, associent aux valeurs mesurées dans la plage de résonance du capteur, des paramètres d'amplitude plus traditionnels tels la valeur efficace et le facteur de crête, pour définir des indicateurs spécifiques de mesure dont le nom est propre à chaque fabricant (BCU, g/SE, HFD...).

I.11.4 La recherche du niveau enveloppe des modulations d'amplitude (indicateur issu de l'enveloppe du signal, appelé souvent «*Démodulation globale d'amplitude* »)

Cette technique de détection précoce des défauts de type chocs comme les écaillages de roulements ou les défauts de graissage se généralise aujourd'hui sur les appareils de mesures et présente un prolongement intéressant de la technique précédente.

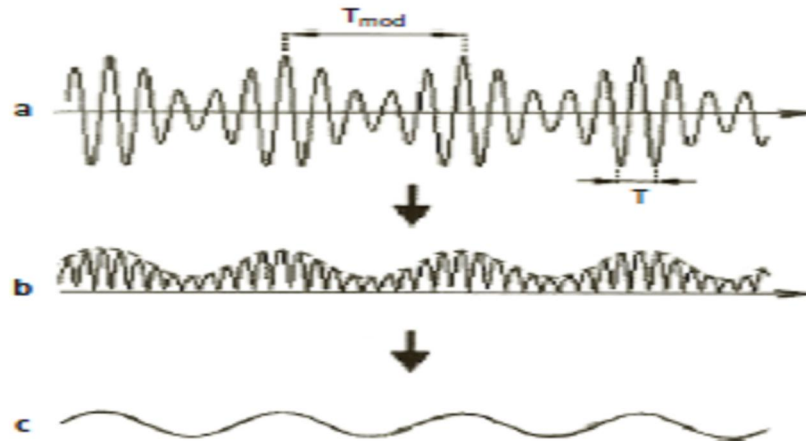


Figure I.18 – Principe de mesure d'un niveau enveloppe de modulation d'amplitude.

Nous avons en **a** le signal temporel avec, comme périodicité T_{mod} la cadence de répétition des chocs, et comme périodicité T , la période d'oscillation du mode de structure excité.

T_{mod} est une onde modulante portée par la réponse T de l'excitation de structure. La démodulation consiste à redresser le signal, c'est-à-dire à mettre en positif toutes les valeurs négatives des composantes du signal en **b** et tracer l'enveloppe du signal ainsi obtenu en **c** dont :

On mesure le niveau pour obtenir le niveau global de la modulation et on calcule le spectre pour obtenir la fréquence de modulation, c'est-à-dire la fréquence de répétition des chocs.

Le principe consiste à mesurer le signal vibratoire dans une plage de fréquences suffisamment haute pour s'affranchir des phénomènes basses et moyennes fréquences comme les balourds, les désalignements, les engrènements et les passages d'encoches ou de pales, et à séparer, à l'intérieur de cette bande, le signal modulé (fréquences de résonance) du signal modulant qui correspond au défaut recherché et dont on estime un niveau global de modulation.

À la différence de la technique précédente, on n'utilise plus le capteur comme seul élément amplificateur du signal par sa résonance mais aussi n'importe quelle autre fréquence propre liée à la machine et susceptible d'être excitée, car comme nous l'avons écrit plus haut.

Les défauts de type chocs génèrent de très nombreux harmoniques qui peuvent atteindre la plage de résonance d'un capteur mais qui, au passage, peuvent accrocher aussi un ou plusieurs modes de résonance de structure.

Rappelons, à ce sujet, qu'une structure est décomposable en un grand nombre de systèmes élémentaires masse-ressort et que de tels systèmes élémentaires sont appelés modes de résonance et se caractérisent par une fréquence propre et un coefficient d'amortissement.

Amélioration sensible des indicateurs précédents, la démodulation d'amplitude globale consiste tout simplement à rechercher sur des plages de hautes fréquences librement choisies ou programmées par le constructeur, s'il y a ou non des résonances, et à mesurer sur le signal temporel filtré et redressé (figure

I.18) le niveau de la modulation provoquée par la répétition des chocs, afin d'en sortir un niveau global donné en une unité spécifique propre à chaque constructeur. [13]

I.12 Quelques formes de signaux vibratoires typiques

Un signal sinusoïdal (figure I.19 a) représente par exemple la manifestation vibratoire d'un déséquilibre, d'un engrènement parfait, d'un déversement de la bague fixe d'un roulement... Il se caractérise par une valeur de facteur de crête égal à $\sqrt{2}$ ou par une valeur de kurtosis égale à 1,5.

Un signal sinusoïdal dont l'amplitude (figure I.19 b) est modulée représente par exemple la manifestation vibratoire de l'engrènement d'un train d'engrenages dont des arbres présente une forte excentration. Il se caractérise par une valeur de kurtosis voisine de 1,5 ou par une valeur de facteur de crête faible mais supérieure à $\sqrt{2}$. [14]

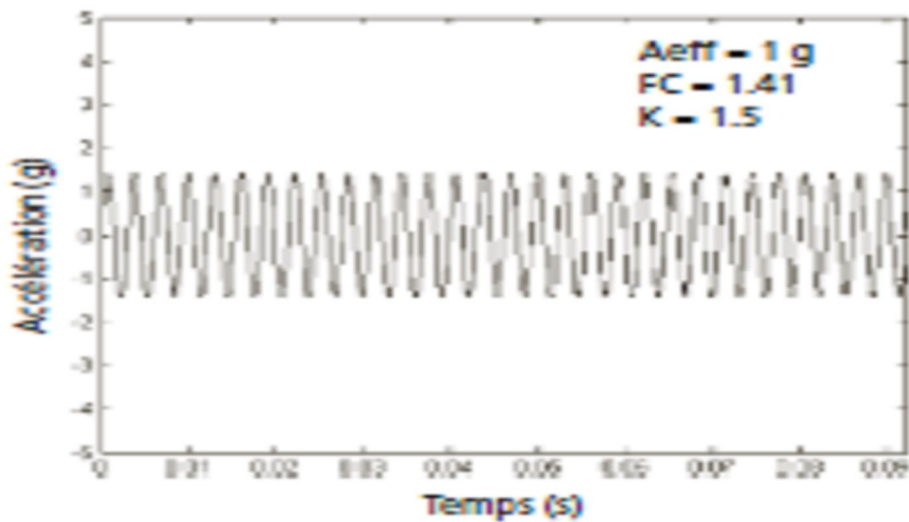


Figure I.19 a – Signal sinusoïdal

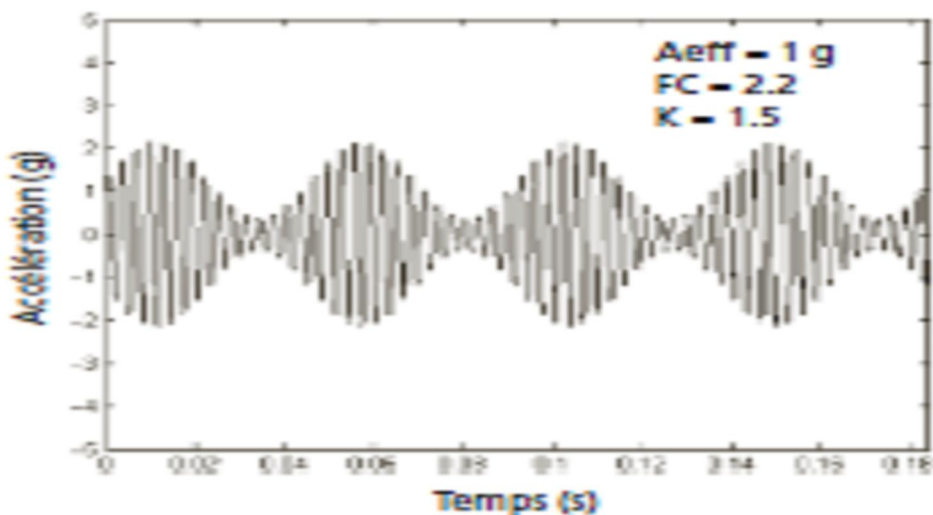


Figure I.19 b – Signal sinusoïdal modulé en amplitude

Un signal impulsionnel périodique (figures I.19 c et d) représente la réponse de modes de résonance de bagues de roulement, de denture, de palier... à des chocs périodiques. Il traduit les manifestations vibratoires de défauts tels qu'écaillages et jeux mais aussi du fonctionnement normal de machines alternatives (compresseurs à pistons...).

Les valeurs du facteur de crête ou du kurtosis sont d'autant plus élevées que la réponse du mode a le temps de s'amortir entre deux excitations successives, c'est-à-dire lorsque la fréquence de répétition des chocs est faible devant la fréquence du mode excité.

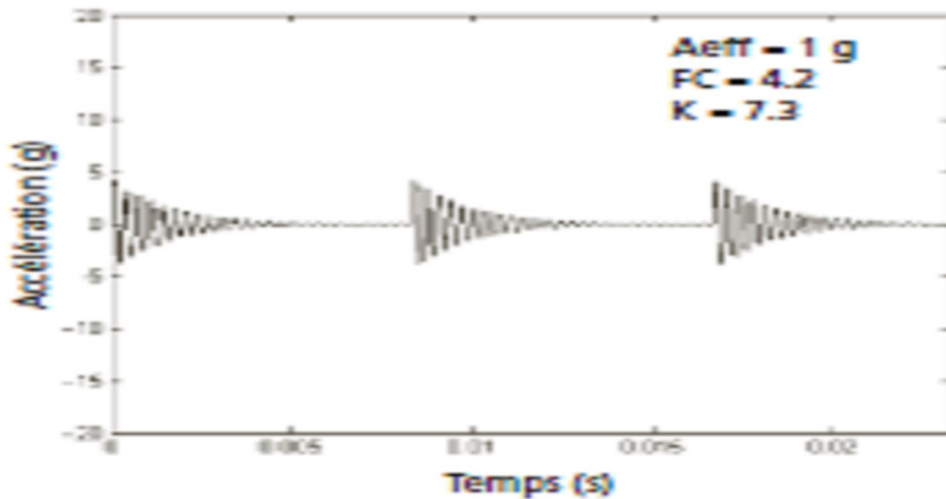


Figure I.19 c – Signal impulsionnel périodique représentant la réponse du mode fondamental de bague de roulement de fréquence 3000 Hz

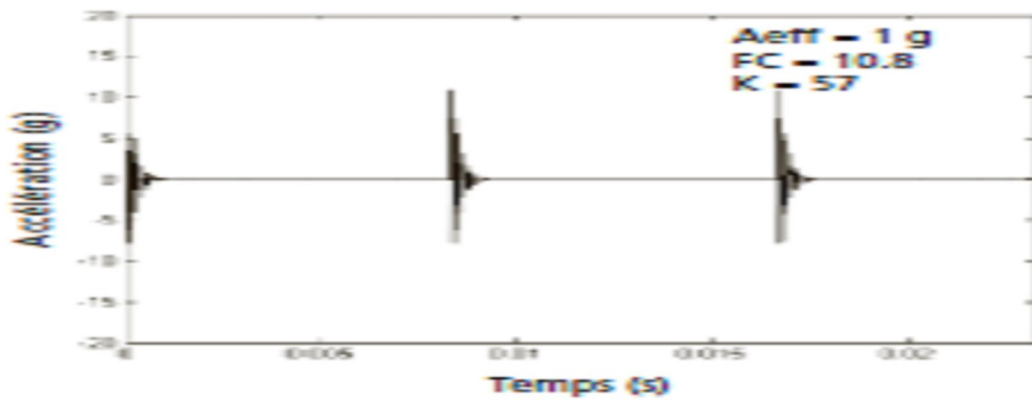


Figure I.19 d – Signal impulsionnel périodique représentant la réponse d'un mode de bague de roulement de fréquence 9000 Hz

Un signal impulsionnel aléatoire (figure I.19 e) représente la réponse de mode des résonances à des excitations impulsionnelles aléatoires. Il traduit les manifestations vibratoires de roulage sur des surfaces présentant de l'usure (usure de bagues de roulement...) ou mal lubrifiées, de phénomènes de cavitation ou d'écoulements turbulents.

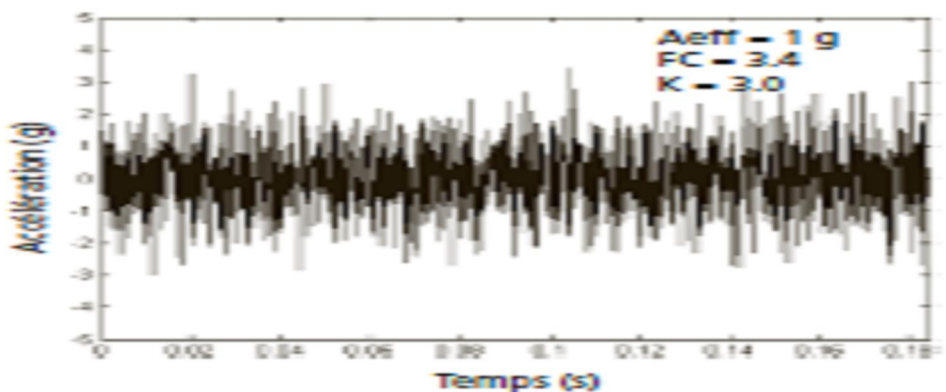


Figure I.19 e – Signal impulsionnel aléatoire

La figure I.19 f représente un signal typique d'écaillage d'une bague fixe d'un roulement. Le roulage des galets sur un écaillage génère des excitations impulsionnelles périodiques alors que le roulage sur les secteurs de la bague non écaillés mais présentant un peu d'usure génère des excitations impulsionnelles aléatoires.

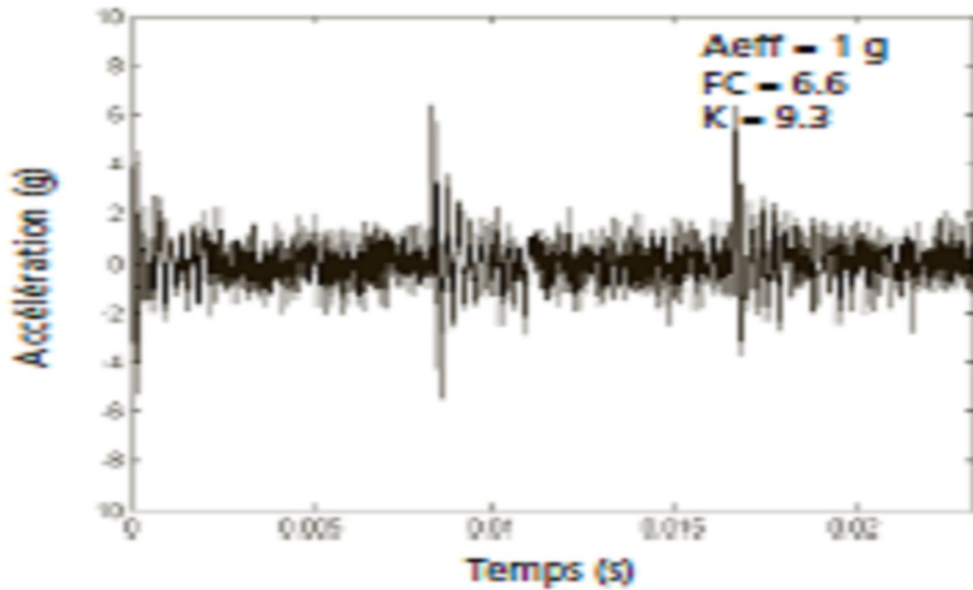


Figure I.19 f – Signal impulsionnel mixte, aléatoire et périodique

I.13 Conclusion

Nous avons vu à travers ce chapitre l'importance de l'analyse vibratoire, c'est un outil indispensable à la maintenance conditionnelle. L'un des piliers de la maintenance conditionnelle, l'analyse des vibrations et sans doute la technique la plus diversifiée et celle qui permet, sur les machines tournantes, d'aller le plus loin dans le diagnostic

II • La chaîne de mesure

Une chaîne de mesure de vibrations doit remplir les fonctions suivantes :

1. Transformer la vibration mécanique en un signal électrique. C'est le rôle du capteur. La grandeur électrique délivrée peut être :

- une tension comme dans le cas d'un signal issu d'un accéléromètre à électronique incorporée (ICP) ou d'un vélocimètre inductif. La sensibilité du capteur s'exprime alors en mv (millivolts) par unité physique,
- une charge électrique comme dans le cas d'un accéléromètre piézoélectrique dont la sensibilité s'exprime en pico-coulomb par g ou en m/s^2 (mètres par seconde carrée).

2. Conditionner le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable. C'est le rôle du préamplificateur. Indispensable pour les accéléromètres piézoélectriques, le préamplificateur peut être ou non incorporé au capteur et il permet soit une simple amplification de la tension de sortie du capteur (amplificateur de tension), soit une transformation de la charge électrique en tension avant son amplification (convertisseur charge-tension improprement appelé préamplificateur de charge).

3. Intégrer le signal. Cette opération permet de transformer si nécessaire le signal délivré par un accéléromètre en un signal représentant la vitesse ou le déplacement du mouvement vibratoire (ou encore, pour un vélocimètre, en un signal représentant le déplacement).

4. Limiter la plage de fréquences du signal. C'est le rôle des filtres passehaut, passebas, ou passe-bande, à fréquences de coupure fixes ou réglables par l'utilisateur. Cette opération permet de réduire l'influence des composantes hautes ou basses fréquences du signal jugées indésirables, de concentrer l'analyse du signal dans une plage de fréquences définies ou d'effectuer des mesures selon les spécifications d'une norme.

5. Amplifier de nouveau le signal obtenu. Cette amplification permet d'adapter la gamme dynamique d'entrée du convertisseur pour avoir la meilleure qualité de signal sans le tronquer.

6. Numériser le signal. C'est le rôle du convertisseur analogique/numérique (CAN) qui transforme le signal en données numériques avant les transmettre :

- à une unité de mesure de grandeurs scalaires (amplitudes crête, crête à crête et efficace, paramètres dits spécifiques au suivi des roulements...),
- à un collecteur de données informatisées ou à un analyseur,
- à une éventuelle unité de conservation du signal temporel pour un traitement différé des signaux (post-traitement). [15]

II.1 Les capteurs

Le capteur, quelle que soit la nature du signal qu'il délivre (accélération, vitesse, déplacement...) constitue le premier maillon de la chaîne de mesure. Sa fonction est de transformer le mouvement vibratoire en un signal électrique.

Un capteur se caractérise principalement par :

Sa bande passante. La bande passante est la plage de fréquences (par exemple [3-8000 Hz]) à l'intérieur de laquelle la constitution du capteur permet une mesure de l'amplitude en rapport direct avec les forces génératrices du mouvement vibratoire à mesurer (Avec une précision de tolérance conventionnelle ou affichée par le constructeur.

C'est en fait la plage dite de linéarité du capteur ou bande passante en dehors de laquelle la réponse du capteur n'est plus directement proportionnelle à l'amplitude du mouvement vibratoire qui la génère.

Sa dynamique. C'est le rapport entre la plus petite et la plus grande valeur d'amplitude mesurable du capteur sans distorsion du signal ni bruit de fond.

Sa sensibilité. C'est la relation qui lie la grandeur électrique délivrée par le capteur à l'amplitude du mouvement mécanique qui lui donne naissance (par exemple, 10 pico-coulombs par g ou 10 millivolts par μm). Ainsi, selon le type de capteur de vibrations utilisé, cette sensibilité s'exprimera en mV (millivolts) par unité physique ou en pC (pico-coulomb) par unité physique.

Ce qui signifie que si le capteur est un proximètre de sensibilité de 8 mV/ μm , alors à une tension de 800 mV correspond un déplacement de 100 μm .

La sensibilité est une donnée fournie par le constructeur du capteur et doit faire l'objet d'une vérification périodique. La sensibilité d'un capteur se choisit en fonction de son utilisation et du niveau vibratoire à mesurer. Elle sera donc différente pour surveiller une ligne d'arbres à vitesse de rotation lente ou rapide, pour une machine-outil, un compresseur à vis ou un broyeur à marteaux.

Sa tenue en température. Elle est précisée par le constructeur. Au-delà d'un certain point qui est fonction du type de capteur et des matériaux le constituant, la température peut sensiblement modifier la sensibilité du capteur et même dans le cas d'un capteur piézoélectrique le détruire lorsqu'elle atteint le point de Curie du matériau sensible le constituant.

Ses grandeurs d'influence. Le capteur, selon ses conditions d'utilisation, peut être sensible non seulement à la grandeur physique pour laquelle il a été conçu mais aussi à d'autres grandeurs physiques, appelées « grandeurs d'influence », susceptibles d'avoir une action non négligeable sur la justesse des mesures.

Sa masse et ses dimensions. Pour certaines applications sur des petites pièces, plaques ou carters de faible épaisseur, le poids et les dimensions du capteur peuvent être des contraintes importantes à ne pas négliger.

Les dimensions peuvent créer des difficultés de mise en place et le poids peut fausser la mesure en modifiant la raideur du support.

II.1.1 Les proximètres

Aujourd'hui, le proximètre le plus utilisé pour la surveillance de machines est le capteur inductif à courants de Foucault. Ce capteur, représenté en figure II.1, est relié à un émetteur-démodulateur-conditionneur. Il est constitué d'une bobine parcourue par un courant électrique « hautes fréquences ».

Le champ magnétique ainsi créé induit, à la surface de l'arbre, des courants appelés courants de Foucault qui modifient l'impédance de la bobine.

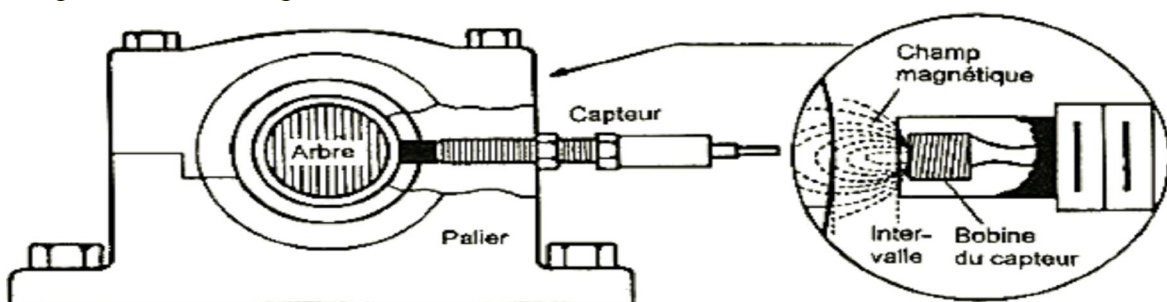


Figure II.1 – Principe du capteur inductif à courants de Foucault

Ces variations d'impédance sont transformées en :

- une tension continue proportionnelle à la distance moyenne entre l'arbre et le capteur (composante statique),
- une tension alternative proportionnelle aux écarts de distance par rapport à la distance moyenne (composante dynamique), qui renseigne donc sur les déplacements relatifs de l'arbre par rapport à la sonde du capteur. [16]

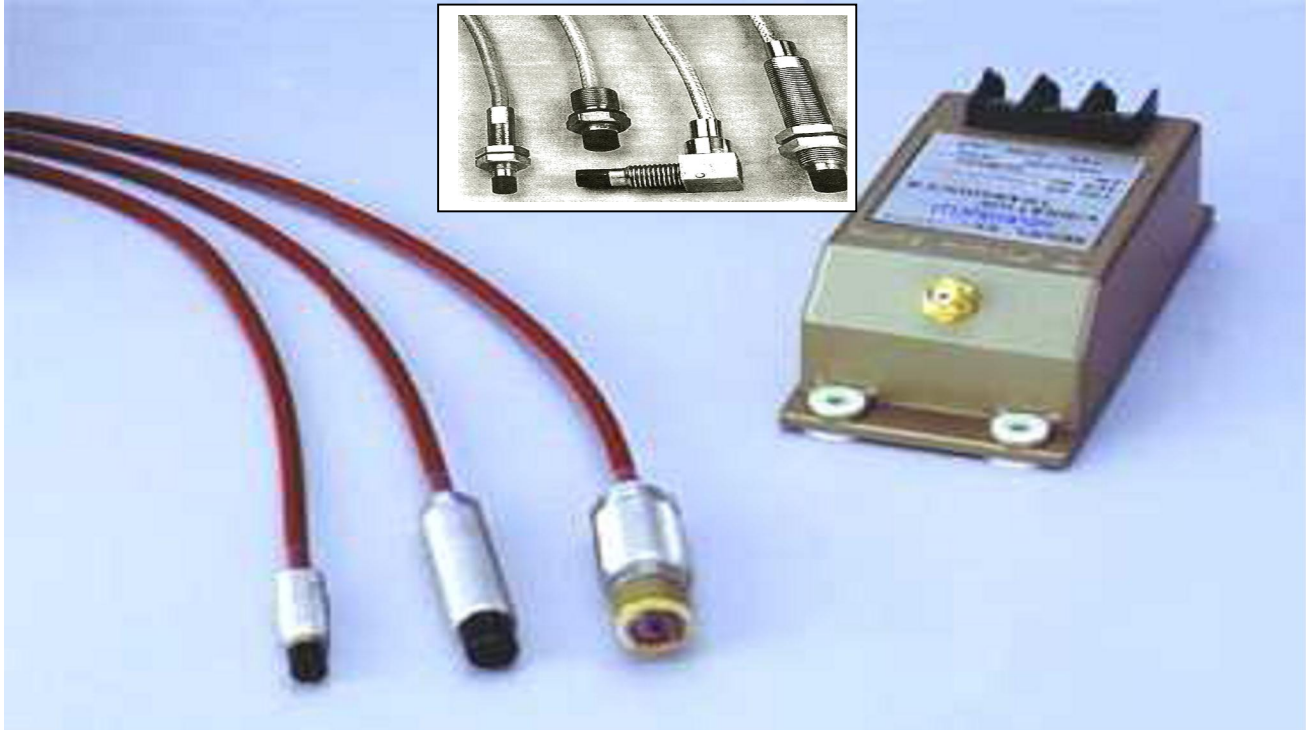


Figure II.2 – Exemples de proximètres et leur driver (Documentation Schenk)

Ces capteurs sont le plus souvent fixés à demeure dans les paliers et leur mise en place nécessite beaucoup de soin. En effet, ils sont sensibles non seulement au déplacement réel de l'arbre, mais également à des phénomènes parasites.

Ces phénomènes parasites appelés erreurs de run-out ou erreurs de faux rond peuvent avoir deux origines :

- une origine mécanique due à un défaut de concentricité de l'arbre, à une déformation du rotor, à des irrégularités ou des rugosités de surface ou encore à des défauts d'usinage ;
- une origine électrique consécutive à des défauts d'homogénéité des propriétés magnétiques de l'arbre.

Pour pallier ces défauts, une action corrective préalable est souvent nécessaire (redressement, démagnétisation du rotor, réusinage, écrouissage, brunissage ou micromatage des zones de visée des capteurs). Parfois même après rectification, une compensation électronique de l'erreur de run-out peut s'avérer nécessaire. [14]

• Intérêts et limites d'utilisation des proximètres

L'utilisation privilégiée de ces capteurs est la surveillance des machines à paliers à film d'huile, soit pour surveiller le déplacement axial de l'arbre, soit pour mesurer son mouvement radial relatif et déterminer la position de son axe de rotation par rapport au centre du palier.

D'autre part, à partir de la connaissance des jeux radiaux réels d'un palier ou des jeux axiaux rotor-stator, il est beaucoup plus facile de déterminer des seuils d'alerte et de déclenchement en terme de déplacement relatif d'arbres qu'en terme de déplacement, vitesse ou accélération absolus de paliers.

C'est pourquoi ce type de capteur a été initialement utilisé et continue de l'être, non seulement pour détecter l'apparition de défauts à un stade précoce dans le cadre d'une maintenance conditionnelle des installations mises sous surveillance, mais surtout pour en assurer la sécurité.

Quelle qu'en soit l'utilisation, ces capteurs mesurent le déplacement et leur emploi est de ce fait limité à la surveillance des défauts se manifestant aux basses fréquences, c'est-à-dire dont la fréquence des composantes vibratoires induites n'excède généralement pas l'ordre 4 de la fréquence de rotation.

Ces capteurs sont généralement soit placés axialement en bout d'arbre pour mesurer le déplacement latéral de cet arbre (dû par exemple à une dilatation thermique), soit montés par paires, placés à 90° (figure II.3) sur les paliers de façon à pouvoir déterminer l'orbite de déplacement de l'arbre dans son palier.

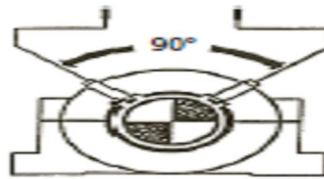


Figure II.3 – Positionnement des capteurs de déplacement par paire à 90°

II.1.2 Les vélocimètres

Les capteurs de vitesse ou vélocimètres sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté (figure II.4). Le mouvement de la bobine, induit par la vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse du mouvement de la bobine.

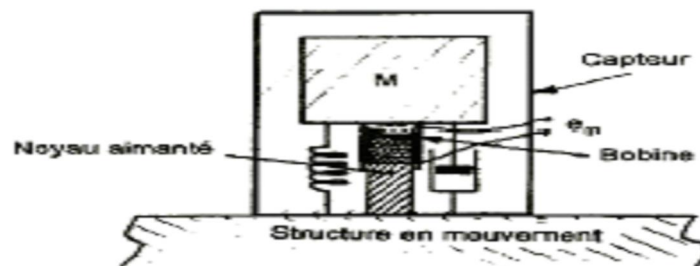


Figure II.4 – Schéma de principe d'un vélocimètre

Ce type de capteur présente l'avantage de ne nécessiter ni source d'alimentation ni préamplificateur. L'amplitude du signal délivré est directement proportionnelle à la vitesse de la vibration absolue du palier au point de mesure. La fréquence de résonance de ce type de capteur se situe généralement entre 8 et 15 Hz et la gamme dynamique s'étend de 10-20 Hz à 2000 Hz environ, bien qu'il soit cependant possible d'abaisser à 1Hz la fréquence de coupure inférieure du capteur, en insérant dans l'unité de mesure un circuit de linéarisation.

L'utilisation des vélocimètres, très fréquente dans les services de maintenance jusqu'à l'année 1990, tend aujourd'hui à disparaître au profit des accéléromètres piézoélectriques qui, moins encombrants et plus fiables, présentent une bande passante et une dynamique de mesure beaucoup plus étendues.

II.1.3 Les accéléromètres

Les accéléromètres **piézoélectriques** tendent à devenir les capteurs de vibrations absolues les plus utilisés pour la surveillance des machines tournantes.

Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézoélectriques de générer une charge électrique proportionnelle à la contrainte de compression ou de cisaillement subie. Schématiquement (figure II.5), un accéléromètre est composé d'un disque en matériau piézoélectrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte.

Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération.

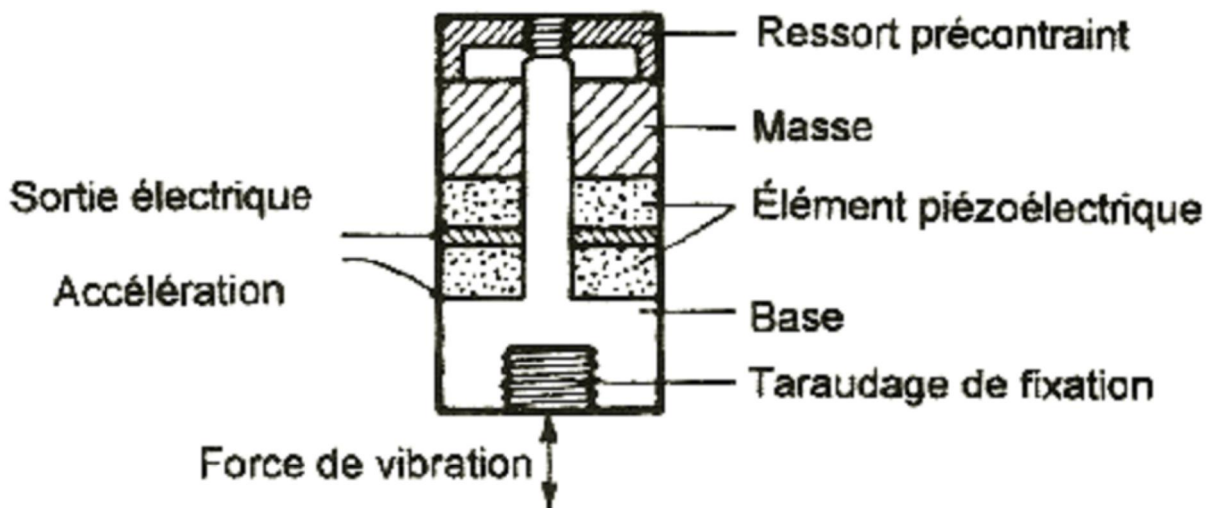


Figure II.5 – Principe de fonctionnement d'un accéléromètre

Selon la direction de travail de l'élément piézoélectrique à l'intérieur du capteur, on parlera de capteur à compression ou de capteur à cisaillement, plus sensible aux forces multidirectionnelles susceptibles de l'actionner (figure II.6).

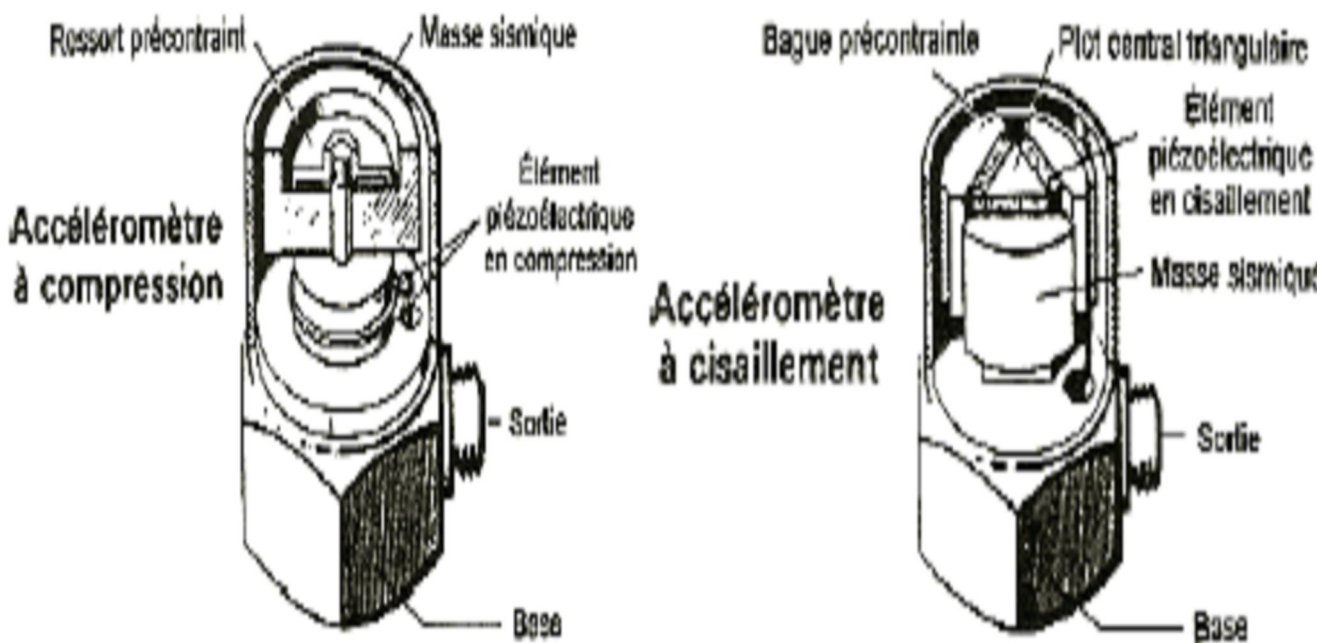


Figure II.6 – Exemple d'accéléromètres (Documentation Bruel et Kjaer)

Selon le choix du préamplificateur et l'utilisation du capteur comme générateur de charge ou générateur de tension, la sensibilité du capteur s'exprimera en millivolts/g ou en pico-coulombs/g.

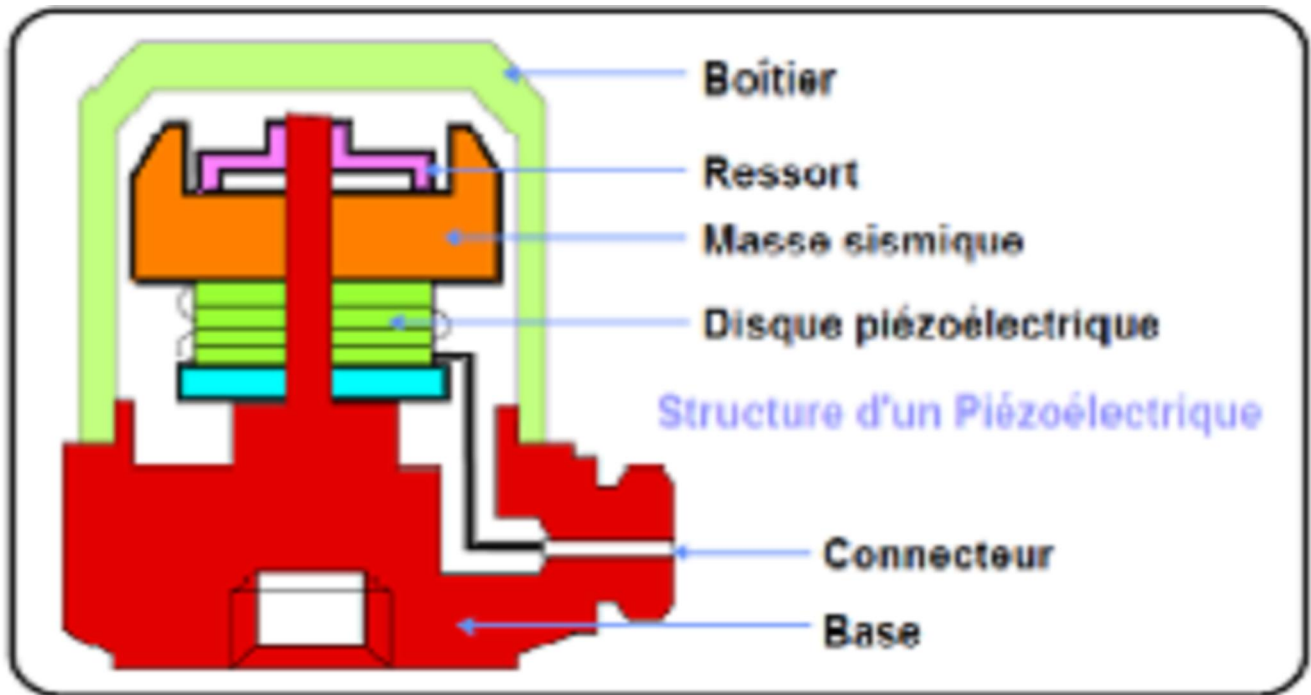


Figure II.7 : schéma de principe d'un accéléromètre

• Bande passante d'un accéléromètre

L'examen de la courbe de réponse en fréquence d'un accéléromètre piézoélectrique montre l'existence de deux zones (figure II.8) :

Une zone linéaire qui correspond à une plage de fréquences où la réponse du capteur permettra une mesure directement proportionnelle à l'amplitude des efforts générateurs de la vibration, avec une tolérance définie par le constructeur ($\pm 10\%$ par exemple). Cette zone définit ce que l'on a coutume d'appeler improprement la bande passante du capteur. Cette bande passante, dont la borne supérieure correspond généralement à moins d'un tiers de la fréquence de résonance du capteur, dépend des caractéristiques intrinsèques du capteur mais peut être aussi fortement influencée par son mode de fixation (embase collée, embase aimantée, pointe de touche...).

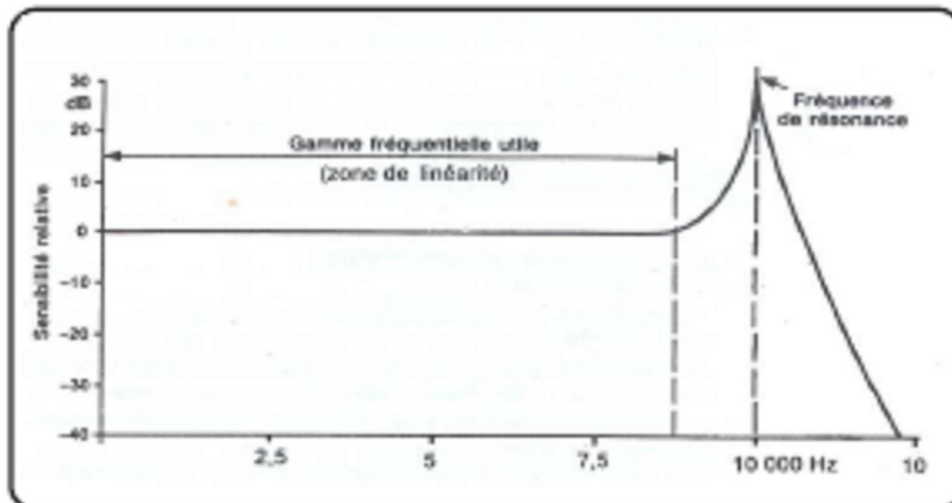


Figure II.8 – Courbe de réponse d'un accéléromètre

Une zone englobant la résonance du capteur à l'intérieur de laquelle sa sensibilité dépend fortement de la fréquence observée. Toute composante vibratoire dont la fréquence se situe dans cette zone voit son amplitude considérablement modifiée par le capteur.

L'amplitude du signal délivré n'est plus directement représentative de la vibration que l'on veut mesurer.

On pourrait considérer qu'il est aberrant de vouloir effectuer des mesures représentatives à l'intérieur de cette zone, mais, dans le cadre de la surveillance et du diagnostic de machines, ce grand principe métrologique peut être transgressé pour plusieurs raisons :

- d'une part, à l'exception du fait de vouloir comparer la valeur d'une mesure à un critère précis défini dans un cahier des charges ou dans une norme, souvent le critère le plus important n'est pas la valeur efficace ou crête du signal mais son évolution qui restera significative, même si la mesure est faussée.
- d'autre part, la résonance du capteur joue le rôle d'amplificateur.

Cette propriété peut être utilisée pour détecter des vibrations impulsionnelles dont les composantes spectrales basses et moyennes fréquences sont plus ou moins noyées dans le bruit de fond.

En terme de surveillance et de diagnostic, l'important réside plus dans la présence ou non de ces chocs, la mesure de leurs cadences de répétition et l'évolution dans le temps de leurs amplitudes que de l'amplitude elle-même.

C'est pourquoi de nombreux indicateurs brevetés dédiés, en principe, à la surveillance des roulements prennent en compte prioritairement cette zone de réponse impulsionnelle du capteur. [15]

• Grandeurs d'influence

Un accéléromètre piézoélectrique, comme tout capteur, est sensible à un certain nombre de grandeurs susceptibles d'altérer les résultats de mesure (figure II.9) : température et variations rapides de température, humidité, champ sonore, champ électromagnétique..., même si les capteurs haut de gamme à cisaillement Delta sont moins sensibles à l'ensemble de ces grandeurs d'influence.

Il conviendra donc de se prémunir des effets de champs électromagnétiques et de la présence éventuelle de circulation de courants d'arbre (élimination des boucles de masse, cage de Faraday pour isolation électrique du capteur).

• Avantage des accéléromètres

L'accéléromètre présente de nombreux avantages :

- l'étendue de la bande passante,
- une gamme dynamique très étendue (figure II.10),
- l'obtention de la vitesse vibratoire et du déplacement instantanés par intégration,
- une excellente précision pour un large « éventail » de conditions environnementales,
- une excellente fiabilité dans le temps puisqu'aucun élément n'est mobile,
- un faible encombrement et un grand rapport sensibilité/masse.

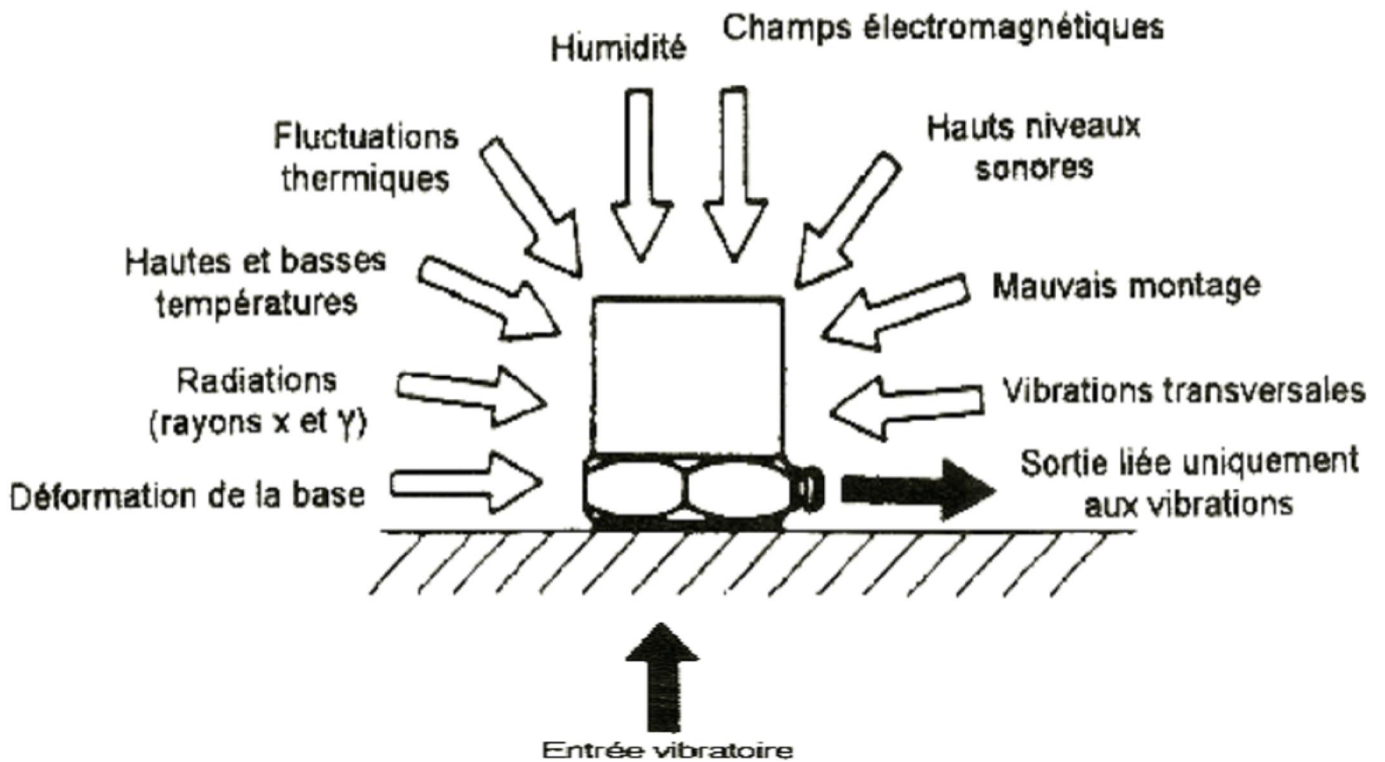


Figure II.9 – Grandeurs d’influence sur un accéléromètre

Mais aussi quelques inconvénients :

- principalement la forte dépendance de sa bande passante avec la rigidité de sa liaison avec la surface vibrante,
- les difficultés inhérentes à l’analyse de comportements vibratoires très basses fréquences qui se manifestent par des déplacements importants, mais aussi par des accélérations extrêmement faibles. Cette particularité rend nécessaire l’utilisation d’accéléromètres de grande sensibilité (1000 mV/g par exemple) dont la sortie risque, en absence d’un filtrage passe-haut correctement positionné, d’être saturée par les composantes vibratoires de fréquences plus élevées.

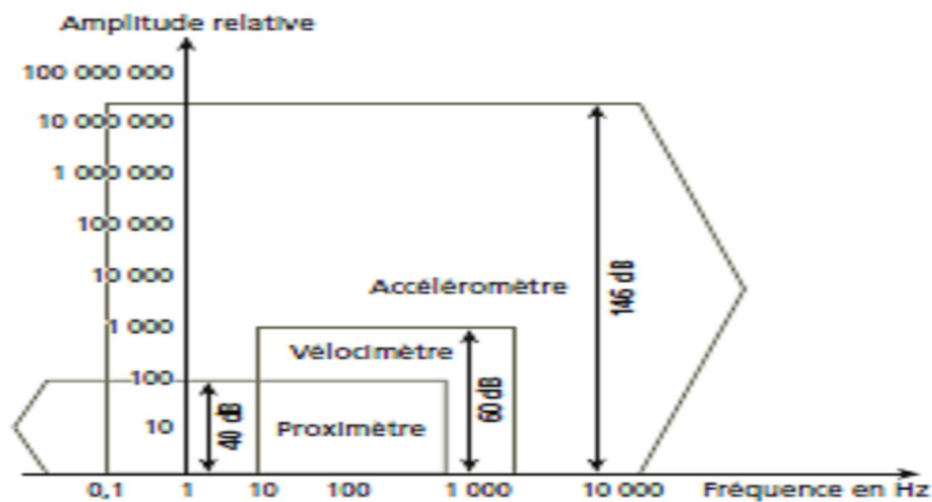


Figure II.10 – Comparaison des plages de fréquences et gamme dynamique des trois types de capteurs

• Critères de choix d’un accéléromètre

Sauf applications particulières concernant l’environnement des machines comme un fort champ électromagnétique, une température excessive, une zone à risque d’explosion (qui nécessite des capteurs antidéflagrants), le choix d’un accéléromètre sera déterminé :

- par sa bande passante qui doit être en adéquation avec la cinématique de l'installation surveillée et qui devra de ce fait s'étendre, si possible, de 0,3 fois la fréquence de rotation de la plus basse à au moins 200 fois la fréquence de rotation la plus élevée,
- par sa sensibilité qui devra être en adéquation avec la typologie vibratoire susceptible d'être induite par chaque machine, quel que soit le défaut qui l'affecte.

L'amplitude efficace et crête de l'accélération dépendent fortement de la vitesse de rotation et de la nature du défaut. Pour une sensibilité 1 mV/g, l'amplitude crête maximale admissible se situe autour de 5000 g ; elle est de 500 g pour une sensibilité de 10 mV/g et seulement de 50 g pour un capteur de sensibilité de 100 mV/g. L'étendue des amplitudes crêtes susceptibles d'être mesurées peut s'étendre selon les vitesses de quelques mg à plusieurs milliers de g.

II.2 Les conditionneurs

Il s'agit des préamplificateurs, des intégrateurs, des amplificateurs, les filtres, les convertisseurs analogique/numérique et des convertisseurs.

II.2.1 Les préamplificateurs

Les préamplificateurs de signaux jouent, pour tout type de capteurs, un rôle essentiel dans la conversion du signal, autorisant, par la transformation de l'impédance, sa transmission à distance vers les instruments de mesures et d'analyses.

Avec un accéléromètre piézoélectrique, on peut utiliser trois types de préamplificateurs:

Les convertisseurs charge-tension, improprement appelés préamplificateurs de charge, qui délivrent une tension de sortie proportionnelle à la charge d'entrée et, donc, proportionnelle à l'accélération subie par l'accéléromètre.

Dans ce cas, l'accéléromètre est assimilable à un générateur de charge et le principal intérêt de ce type de préamplificateurs réside dans le fait que la sensibilité globale du système est quasi indépendante de la longueur du câble de liaison accéléromètre-préamplificateur.

Les préamplificateurs de tension détectent, aux bornes du condensateur équivalent constitué par l'élément piézoélectrique de l'accéléromètre, les variations de tension dues aux variations de charge induites par l'accélération.

Ils délivrent donc une tension de sortie proportionnelle à la tension d'entrée. Cependant, la sensibilité globale de la chaîne d'acquisition dépend de l'impédance du câble de liaison, donc de sa longueur.

Les accéléromètres à électronique intégrée (ICP, IEPE...), dont l'utilisation a tendance à fortement se généraliser dans les applications liées à la surveillance des machines, permettent de simplifier l'unité d'acquisition et d'en réduire sensiblement le coût tout en présentant des caractéristiques fréquentielles identiques à celles des capteurs piézoélectriques classiques.

Ces capteurs à électronique intégrée ont pour autres avantages :

- une sortie basse impédance peu sensible aux parasites, aux effets triboélectriques et à la longueur du câble de liaison,
- l'élimination d'un élément coûteux et encombrant de l'unité de conditionnement qu'est l'amplificateur de charge,

- la possibilité de disposer de la fonction TEDS (Transducer Electronic Data) qui permet une identification automatique du capteur (sensibilité, type, n° de série...) par l'unité de conditionnement ou d'acquisition,
- une nette diminution du coût capteur/voie de mesure par rapport aux solutions traditionnelles.

Et pour principaux inconvénients :

- une limitation de la température d'utilisation (90 °C à 140 °C selon la technologie du capteur et la connectique qui lui est associée) très en dessous du point de Curie de l'élément piézoélectrique le constituant,
- une moindre résistance aux chocs en raison de la fragilité des circuits électroniques incorporés,
- une dynamique de 90 à 110 dB, nettement inférieure à celle d'un accéléromètre classique associé à un ampli de charge extérieur à gain variable qui se situe autour de 146 dB.

La perte de près de 40 dB de dynamique s'explique par le fait que la dynamique d'un capteur ICP correspond à la dynamique analogique du conditionneur intégré dont le gain est fixe. Suivant le réglage de ce gain lors de sa fabrication, la sensibilité d'un même capteur peut être fixée par exemple à 10 mV/g, à 30 mV/g ou à 100 mV/g.

- La nécessité, fréquente du fait de cette contrainte dynamique, de devoir disposer de plusieurs capteurs de sensibilités différentes pour faire face à l'étendue de la gamme de niveaux vibratoires à mesurer qui peut, selon le type de machine, leurs vitesses de rotation et la nature du défaut, être comprise entre quelques mg et plusieurs milliers de g. [17]

II.2.2 Les intégrateurs

Les intégrateurs permettent, à partir d'un signal délivré par un accéléromètre ou un vélocimètre, d'obtenir les signaux représentant la vitesse ou le déplacement du mouvement vibratoire.

L'intégration directe du signal analogique par intégrateur électronique est le plus souvent abandonnée au profit des techniques numériques d'intégration « post-traitement », techniquement beaucoup plus performantes et moins contraignantes en ce qui concerne l'intégration des signaux très basses fréquences et considérablement moins coûteuses.

L'intérêt de l'intégration temporelle d'un signal délivré par un accéléromètre est d'accéder aux amplitudes crête ou crête à crête de la vitesse vibratoire ou du déplacement et à la forme de ces signaux alors que l'intégration spectrale ne permet d'accéder qu'aux amplitudes efficaces de ces derniers.

II.2.3 Les filtres

Indépendamment du filtrage analogique anti-repliement du signal indispensable avant son échantillonnage pour rendre sa fréquence maximale utile inférieure à la demi-fréquence d'échantillonnage, il est souvent utile de réduire la bande passante de l'appareil de mesure pour éliminer les effets de résonance du capteur ou de réduire la dynamique du signal pour effectuer des mesures dans une plage de fréquences bien définie.

L'insertion de filtres peut aussi permettre de suivre l'évolution de composantes induites par une famille restreinte de défauts ou d'éliminer des composantes de fréquences indésirables susceptibles de masquer certains phénomènes vibratoires que l'on veut surveiller.

• Filtre passe-bande

Un filtre passe-bande ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent dans une plage bien définie, tandis que les autres composantes sont rejetées (figure II.11 a).

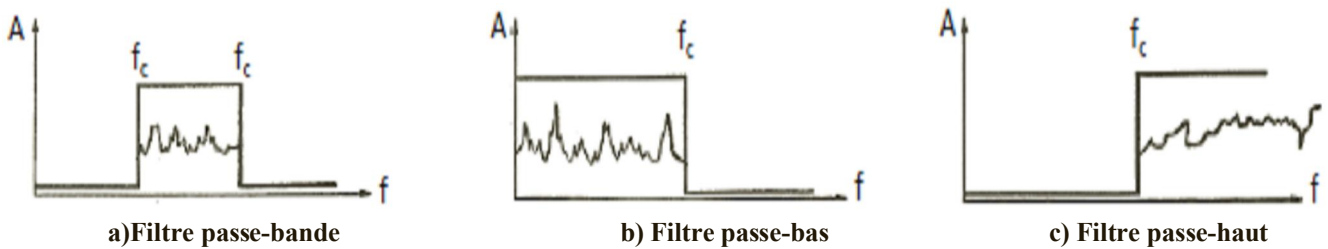


Figure II.11 – Réponse en fréquence des principaux types de filtres
(f_c = fréquence de coupure)

• Filtre passe-bas

Un filtre passe-bas ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent en dessous d'une valeur donnée (figure II.11 b).

Ce type de filtre est utilisé, par exemple, pour éviter l'effet de repliement spectral, dû à une fréquence d'échantillonnage trop faible par rapport à la fréquence maximale du signal.

• Filtre passe-haut

Un filtre passe-haut ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent au-dessus d'une valeur donnée (figure II.11 c). Ce type de filtre est employé, par exemple, pour éliminer la composante continue (fréquence zéro) d'un signal délivré par un proximètre ou les constantes d'intégration lors de la transformation d'un signal « accélération » en un signal représentant la vitesse ou le déplacement.

Exception faite du filtrage « anti-repliement » et du filtrage passe-bas induit par le couplage AC/DC qui s'effectue sur le signal analogique, les opérations de filtrage sont effectuées de plus en plus sur le signal numérisé en temps réel ou en post-traitement à partir d'algorithmes de calcul. Il en résulte une réduction significative des coûts en rendant notamment possible la démodulation des signaux en amplitude et en fréquence, impossible à envisager en analogique à un coût acceptable indépendamment des aspects dimensionnels et de poids.

II.2.4 Les amplificateurs

Le rôle des amplificateurs est, une fois le filtrage effectué, d'amplifier le signal de façon automatique (autorange) ou manuelle, et d'adapter sa dynamique à celle de la chaîne d'acquisition dans le but de réduire le bruit et de transmettre l'information de façon exploitable. En effet, dans le cadre du diagnostic et de la surveillance des machines à partir d'un signal accélérométrique, les amplitudes crêtes susceptibles d'être mesurées sur un palier, qui dépendent de la nature de la machine, du défaut et de la vitesse de rotation de la ligne d'arbre affectée par ce dernier, peuvent s'étendre de quelques mg à plusieurs centaines de g et nécessitent souvent de ce fait :

- Soit d'effectuer la mesure avec un capteur d'une sensibilité beaucoup plus élevée, ce qui se traduit par une nette réduction du bruit analogique et du bruit de quantification par rapport à la situation précédente, rendant ainsi le signal tout à fait exploitable,
- Soit d'amplifier fortement le signal avant son échantillonnage. [15]

II.2.5 Les convertisseurs analogique/numérique (CAN)

Ces convertisseurs sont destinés à convertir le signal en numérique.

De nos jours, le signal délivré par un capteur de vibrations est échantillonné par un convertisseur analogique/numérique à une fréquence d'échantillonnage f_e donnée, souvent égale à 51200 Hz.

Les amplitudes (efficace, crête, crête à crête) ne sont plus mesurées à partir de circuits électroniques dédiés à constantes d'intégration fixes, mais calculées sur une durée généralement paramétrable par l'utilisateur.

II.3 Les appareils de mesure, de collecte et d'analyse

II.3.1 Les appareils de mesure d'indicateurs scalaires larges bandes

Ce type d'appareils permet de mesurer l'amplitude efficace du signal vibratoire (accélération et/ou vitesse) dans plusieurs plages fréquentielles comprenant souvent une plage réservée à la mesure d'un indicateur sensible à la présence de défauts de type impulsif.

Ils sont improprement baptisés, pour des considérations de marketing, « détecteurs de défauts de roulement » (HFD, BCU, SPM, Facteur défaut roulements, Peak View...).

Ces appareils sont, aujourd'hui, le plus souvent équipés de filtres programmables, d'intégrateurs, et d'un écran d'affichage et ils peuvent se présenter sous forme :

- de module de surveillance à poste fixe destiné à la surveillance en continu d'une machine dont la finalité est axée plus sur la sécurité que sur l'aspect maintenance (génération d'alarme sur dépassement de seuil et possibilité de visualisation ou d'affichage des valeurs des différents indicateurs programmés),
- de simples mesureurs portatifs dont certains peuvent également être équipés d'un capteur de température infrarouge et d'un tachymètre.

Ce type de produit est souvent confié aux graisseurs ou aux visiteurs qui notent, lors d'une tournée de routine, les machines pour les quelles un des indicateurs mesurés dépasse un seuil dit d'alarme ou de danger.

À cause des effets dits de masque, cette pratique ne se justifie, sur le plan technique, que pour la surveillance de machines à chaîne cinématique simple (moto pompes, moto ventilateurs, moteurs d'entraînement...).

Ce type d'appareils se présente souvent sous la forme de « crayons lecteurs » (figure II.12) avec capteur généralement incorporé, d'utilisation très simple mais avec pour inconvénients :

- son encombrement qui, bien que faible, rend parfois pour certains paliers la prise de mesure impossible ou dangereuse, lorsque la mesure ne peut être déportée (c'est-à-dire sans liaison câble entre le capteur et le mesureur),
- la mauvaise reproductibilité des mesures, inhérente à la non-maîtrise de la rigidité de la liaison du capteur avec le palier lorsque le capteur est tenu à la main.

Ce deuxième inconvénient n'est pas forcément prohibitif dans la mesure où, dans cette stratégie de surveillance, on ne cherche pas à suivre l'évolution du comportement vibratoire de la machine afin de détecter à un stade précoce l'apparition d'une gamme étendue de défauts, mais simplement à s'assurer de la présence éventuelle d'un défaut grave (apparition d'un fort déséquilibre ou d'un desserrage important, dégradation d'un roulement...) susceptible de la mettre rapidement en péril.

Il est difficile avec ce type d'appareil, lorsqu'ils n'ont pas de logiciel associé, d'envisager un réel suivi d'évolution du fait de la lourdeur de la gestion manuelle des données qui devient rapidement fastidieuse pour les opérateurs et prohibitive en terme de coût lors de la multiplication des installations surveillées. [18]

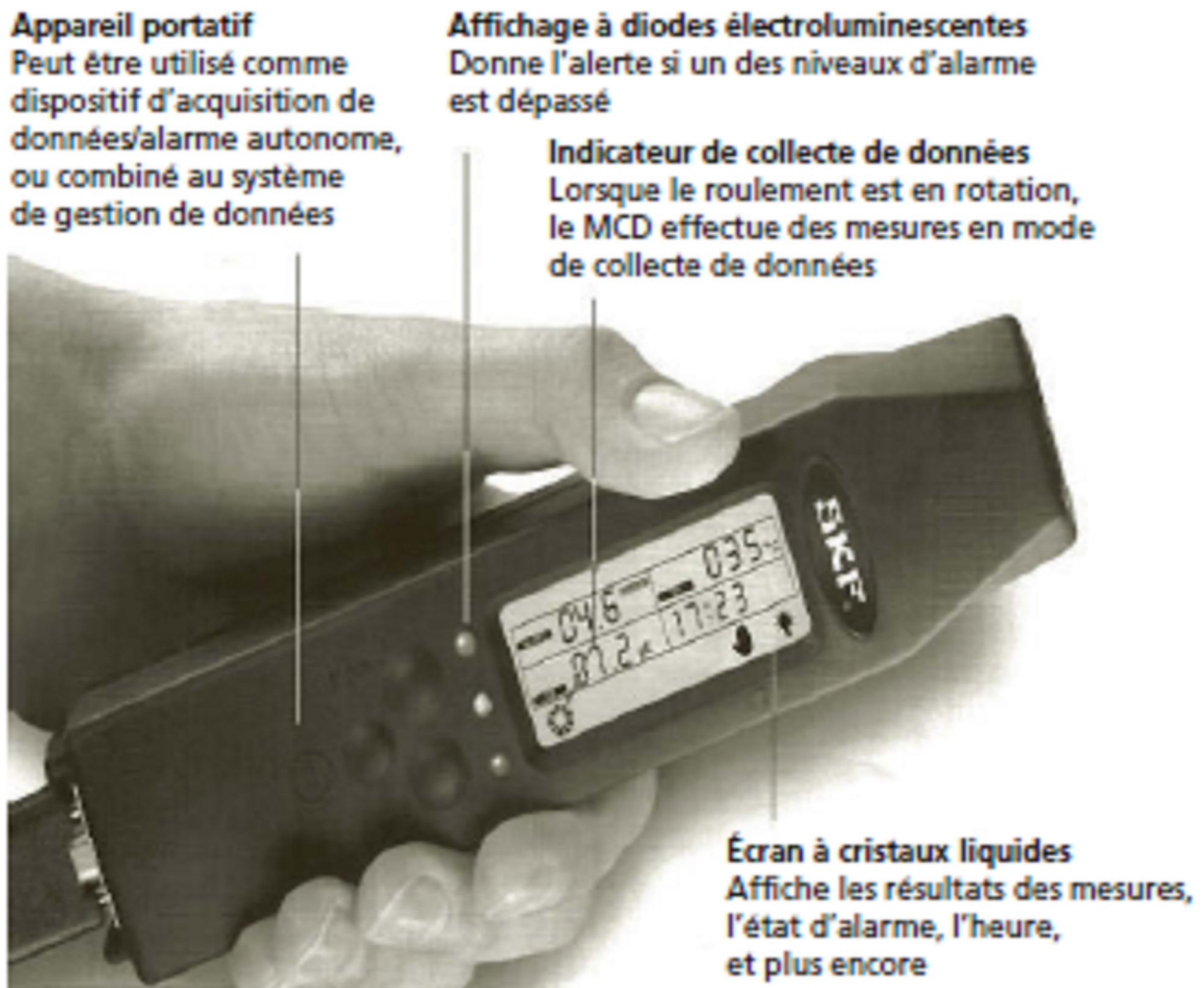


Figure II.12 – Un appareil de mesure globale

II.3.2 Les collecteurs informatisés

Ce concept d'appareils de mesure tout à fait révolutionnaire à l'époque (figure II.13) est apparu au début des années 1980.

Il a permis, grâce à l'adjonction d'un convertisseur analogique numérique (CAN) associé à un calculateur interne, et d'une interface de communication avec un ordinateur, de mesurer les valeurs d'indicateurs scalaires précités, et des valeurs plus élaborées en y ajoutant, pour la plupart d'entre eux, des fonctions d'analyses spectrales et d'analyses de signaux plus ou moins complexes.

De plus, grâce à une gestion informatisée des données, il a rendu possible la surveillance périodique d'un grand nombre de machines à un coût non prohibitif.

De ce fait, l'arrivée de ce type d'appareil a favorisé le développement d'une nouvelle forme de maintenance dont les fondements reposent sur le diagnostic à partir du suivi d'indicateurs pertinents issus du comportement dynamique de chaque machine et non plus seulement sur la durée de vie statistique des différents organes la constituant.



Figure II.13 – Exemple d'un collecteur/analyseur de données informatisé

Au fil des années, des évolutions de la micro-informatique, des performances des cartes d'acquisition et des DSP, les fonctionnalités de traitement du signal des collecteurs de données ont considérablement évolué. On est passé en vingt-cinq ans du simple collecteur de niveaux globaux mono voie au collecteur analyseur bivoie, qui offre des possibilités de surveillance extrêmement élaborées, non envisageables il y a encore quelques années, et les fonctionnalités classiques d'un analyseur bivoie (phase, orbite...).

L'adjonction récente d'une mémoire tampon de grande capacité permettant le stockage temporaire du signal temporel avant son traitement permet de réduire de manière conséquente les temps de collecte. À titre d'exemple, dans le cas de la surveillance d'un parc important de machines à cinématiques interdépendantes (dont le meilleur exemple est la machine à papier et ses auxiliaires) représentant 60000 points de mesure/an, le gain annuel de temps de collecte apporté par cette nouvelle fonctionnalité se situe, selon la fiabilité de la surveillance mise en place, entre 1000 et 1500 heures.

Les fonctionnalités de base d'un collecteur permettent :

- d'établir, pour chaque installation à surveiller, la périodicité des collectes et les emplacements des points de mesures,
- de définir, pour chaque point de mesure, des indicateurs et des seuils d'alarme prédéfinis adaptés à la surveillance de chaque machine,
- de regrouper, sous forme d'une « route » de collecte en fonction de leur situation géographique, les différentes machines ayant la même périodicité de mesures,
- de charger la route de collecte à suivre par le visiteur,
- de conditionner et de traiter les signaux issus de capteurs de vibration (accéléromètre ICP, sonde de déplacement à courants de Foucault) mais aussi de capteurs de températures de surface et de vitesse de rotation ou de divers capteurs délivrant une tension inférieure à ± 5 volts (pince ampèremétrique à effet hall...)
- de visualiser pendant la collecte les valeurs des indicateurs calculés (scalaires et spectrales s'il y a lieu),
- de saisir manuellement des grandeurs procédés,
- d'entrer, sous forme généralement codée, des commentaires d'inspection,
- de décharger, au retour, la collecte dans une base de données gérée par un ordinateur,
- d'établir la liste des machines et des points pour lesquels les valeurs de différents indicateurs ont dépassé des seuils préfixés,

- de tracer la courbe d'évolution de chaque indicateur et de comparer les évolutions des images spectrales s'il y a lieu,
- de visualiser les images spectrales et de les analyser avec l'aide de curseurs,
- d'écrire un rapport de visite plus ou moins argumenté qui pourra être transmis pour action.

II.3.3 Les analyseurs de signaux

La finalité d'utilisation d'un analyseur dans ses principes est fort différente de celle d'un collecteur de données, même si bien souvent ce dernier est lui aussi doté d'une fonction analyseur plus ou moins sophistiquée indépendante du mode collecte.

La grande différence conceptuelle initiale entre collecteur et analyseur réside dans le fait que les premiers sont destinés à acquérir et à traiter automatiquement des signaux selon un processus préalablement programmé, qui permet des mesures et des traitements répétitifs, des comparaisons automatiques à des seuils, à des gabarits prédéterminés aux précédentes acquisitions, alors que les seconds sont destinés à acquérir des signaux librement et à les traiter pas à pas, au fur et à mesure de l'avancement des hypothèses et des investigations.

Les collecteurs sont des outils mono ou bivoie (pour les plus élaborés), très compacts, portatifs et électriquement autonomes, dédiés à la surveillance périodique de machines, dont la fiabilité de détection de défauts est fonction de la pertinence dans le choix des indicateurs programmés, donc de l'expérience et de la compétence de celui qui les a définis.

Les analyseurs sont des outils de diagnostics ponctuels à mise en oeuvre beaucoup plus lourde, permettant l'acquisition synchrone de signaux de toute nature (vibrations absolues et relatives, courant d'alimentation, vitesse de rotation instantanée, grandeurs issues de capteurs procédés...) sur un nombre de voies élevé (4, 8, 16...), et dont les résultats dépendent à la fois des fonctionnalités d'acquisition et de traitement des signaux offerts et des compétences de l'utilisateur.

Avec un analyseur, le signal est analysé sans programmation préalable et le traitement est affiné en fonction des typologies rencontrées jusqu'à la formulation du diagnostic final, alors que, du fait de la programmation préalable des mesures, un collecteur ne permet la détection d'un défaut que dans la mesure où la typologie de sa manifestation dynamique est susceptible d'affecter un des indicateurs programmés.

Or, l'acquisition systématique d'un très grand nombre d'indicateurs étant difficilement envisageable et le calcul à la demande d'un nouvel indicateur ou d'une nouvelle image spectrale étant impossible en absence du signal temporel, il est important d'être conscient que la fiabilité de surveillance par collecteur dépend étroitement du nombre d'indicateurs programmés et que ne seront détectés de manière fiable que les défauts présumés les plus fréquents ou les plus dommageables pour la machine.

Les analyseurs de signaux multivoie sont, eux, des outils dédiés au diagnostic ponctuel et à la détection de défauts à un stade souvent beaucoup plus précoce mais ils sont d'un emploi beaucoup plus contraignant et lourd à mettre en oeuvre. Ils restent bien souvent un outil de spécialiste bien que l'association avec un micro-ordinateur permette, par le biais de logiciels, de doter l'analyseur de toutes les fonctionnalités d'un collecteur, exception faite de la convivialité de prise de mesures (encombrement, poids et autonomie énergétique), inconvénients qui peuvent être pénalisants sur certains sites industriels.

Cependant, l'antinomie des concepts de collecteur et d'analyseur peut très rapidement s'estomper avec l'arrivée de collecteurs de signaux portatifs et énergiquement autonomes de deux à quatre voies et avec la mise au point de systèmes dits « experts » qui permettent le post-traitement automatique des signaux collectés à partir d'algorithmes de recherche automatique de typologies des principaux défauts. L'archivage des signaux temporels relatifs à la première et aux deux ou trois dernières collectes est bien souvent suffisant pour connaître la valeur initiale ou correcte de n'importe quel indicateur et en suivre l'évolution sans en avoir effectué la programmation préalable.

Avec un tel outil, la fiabilité de surveillance dépendra uniquement de l'expérience et des compétences de l'expert chargé du paramétrage du système de surveillance et les coûts de collecte et d'exploitation à fiabilité égale seront considérablement allégés. [14]

II.3.4 Les caractéristiques importantes d'un analyseur (ou d'un collecteur-analyseur)

Nous ne procéderons pas ici à une analyse complète des caractéristiques que peut offrir ce type de matériel, mais nous souhaitons en évoquer les principales, celles qui apparaissent comme essentielles à prendre en compte lors du choix d'un appareil destiné à la surveillance des machines et à l'identification des principaux défauts susceptibles de les affecter.

• La bande passante

La bande passante des analyseurs actuellement sur le marché s'étend de [0- 10 kHz] à [0-100 kHz]. Il est important de disposer au minimum d'une plage de fréquences [0-20 kHz] pour observer les manifestations vibratoires de la quasi-totalité des défauts susceptibles d'affecter la majorité des machines tournantes industrielles.

Il est évident que, dans le cas de surveillance de machines spécifiques (très basses ou très grandes vitesses), le choix de la bande passante est fonction de la fréquence maximale ou minimale à observer. À ce sujet, il est important de ne pas oublier que la bande passante finale du signal enregistré est aussi fonction de la bande passante du capteur, qui doit être harmonisée avec celle de l'analyseur.

• La résolution

La résolution jouée un rôle essentiel dans la séparation de composantes dont les fréquences peuvent être très voisines.

La résolution R dépend de la largeur de la bande d'analyse B et du nombre de lignes spectrales NLS choisis pour le calcul d'un spectre ($R = B/NLS$).

Bien que le choix du nombre de lignes spectrales, longtemps limité à 400 ou 800, soit maintenant beaucoup plus étendu (400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800), les résolutions obtenues restent souvent nettement insuffisantes pour séparer des composantes induites par des machines à très faible vitesse de rotation ou par des phénomènes de modulation à fréquence de répétition très faible (fréquence de battement, fréquence de passage de pôles, fréquence de coïncidence de denture...).

La fonctionnalité « zoom FFT » permet de fixer la bande d'analyse B centrée de part et d'autre de n'importe quelle fréquence et ainsi de mieux observer, notamment en moyennes et hautes fréquences, les phénomènes de modulations bien mieux que les gammes d'analyse de la forme [0- B] proposées sur beaucoup d'appareils courants.

• La gamme dynamique

La gamme dynamique d'un analyseur correspond au rapport entre l'amplitude maximale admissible sans distorsion à l'entrée du système d'acquisition et le bruit de fond généré par ce dernier ; elle se situe entre 90 et 120 dB selon les produits actuels.

Cependant, la dynamique du signal numérisé peut être considérablement plus faible si la dynamique du signal analogique délivré par le capteur diffère de celle du système d'acquisition (ce qui est généralement le cas). Pour conserver une dynamique acceptable, il est alors nécessaire soit d'amplifier le signal soit d'adapter la gamme de tension d'entrée du convertisseur à l'amplitude crête du signal.

Or, pour des raisons de réduction de coûts, beaucoup de systèmes d'acquisition « low cost » n'offrent qu'une seule gamme de tension d'entrée et ne permettent aucune amplification ou atténuation du signal analogique.

Deux autres points extrêmement importants sont également à prendre en considération dans le choix d'un analyseur ou d'un système d'acquisition :

- La possibilité d'acquérir un signal porté par une tension continue (DC coupling),
- L'assurance de pouvoir compter sur une tension d'entrée crête à crête maximale admissible au moins égale à plusieurs dizaines de volts. Cette tension, qui est souvent limitée à ± 5 volts pour de nombreux produits « low cost », est tout à fait insuffisante pour analyser tout autre signal que celui délivré par des accéléromètres ICP. À titre d'exemple, la tension statique délivrée par un capteur de proximité à courants de Foucault dépend de la sensibilité du capteur et de sa distance par rapport à l'arbre ; elle se situe généralement entre 8 et 20 volts.

• Les curseurs

La fonctionnalité « curseur » est une des fonctionnalités clés de tout analyseur et constitue une aide indispensable à l'interprétation des signaux et de leurs images spectrales.

Il existe plusieurs types de curseurs :

Le curseur « courant » indique les coordonnées (amplitude, fréquence) de chaque composante.

Dans certains produits, l'amplitude de chaque raie, corrigée des effets de fenêtre, est donnée simultanément en accélération, vitesse et déplacement.

Le curseur « différences » permet de mesurer l'écart fréquentiel entre deux raies ou l'écart temporel entre deux événements. Ce type de curseur est très utile puisque, en analyse vibratoire des machines, la mesure de l'écart fréquentiel entre deux composantes est souvent plus significative que la mesure des fréquences absolues de ces composantes.

En effet, cet écart peut correspondre à une fréquence de modulation, à une fréquence de répétition des chocs ou à une fréquence de battement.

Le curseur de bandes permet de définir deux repères définissant selon le cas une fenêtre temporelle ou spectrale et entre lesquels peuvent être calculés automatiquement différents indicateurs.

Le curseur d'harmoniques permet de visualiser toute une famille de composantes, multiples d'une composante de base appelée fondamentale.

Le curseur de bandes latérales permet de matérialiser une famille de composantes régulièrement espacées autour d'une composante centrale, appelée porteuse, et d'en déterminer automatiquement l'espacement qui correspond à la fréquence de modulation.

• Le nombre de voies

Indépendamment du gain de temps important qu'il peut apporter lors de la prise de mesures, le principal intérêt des analyseurs multivoie pour le premier niveau de surveillance des machines est l'étude du déphasage entre deux signaux acquis de manière synchrone, riche en enseignements directement exploitables et la possibilité de tracer l'orbite de déplacement du rotor dans son palier pour les turbomachines. Pour des praticiens déjà plus avertis, l'acquisition synchrone multivoie permettra aussi :

- la mesure des déphasages et des cohérences entre signaux et le calcul des fonctions de transfert d'une voie sur l'autre. Ceci permet entre autres l'analyse des déformées de structure, la détermination à l'arrêt des réponses impulsionnelles et le tracé pour chaque fréquence propre de sa déformée modale
- une meilleure maîtrise des conditions de fonctionnement de la machine par rapport à l'acquisition mono voie pour laquelle un temps conséquent peut séparer l'acquisition et l'analyse des signaux issus de paliers différents, temps pendant lequel les conditions d'exploitation et, par voie de conséquence le comportement vibratoire, peuvent considérablement varier, rendant difficile la comparaison de mesures effectuées à des moments différents
- d'associer l'acquisition synchrone de signaux délivrés par des capteurs de vibration, à celle de signaux délivrés par d'autres types de capteurs (capteurs de vitesse, de pression, capteurs de courant, capteurs de conduite de procédés). Cela permet une bien meilleure compréhension des interactions «comportement vibratoire/procédé », souvent indispensables dans la formulation d'un diagnostic
- d'analyser le comportement vibratoire d'un rotor lors d'une phase de montée en régime ou d'arrêt d'une machine, alors que cette opération est difficilement envisageable avec un système d'acquisition mono voie.

• Le déclenchement programmé ou « Trigger »

La fonctionnalité « déclenchement ou trigger » est une fonction essentielle de tout système d'acquisition. Au mode de déclenchement manuel (free run) de base commun à tous les produits, certains associent des modes de déclenchement beaucoup plus élaborés permettant de déclencher une acquisition à l'apparition d'un événement donné (dépassement d'un seuil d'amplitude absolue ou relative, variation de vitesse de rotation...) sur une, voire plusieurs voies d'acquisition prédéfinies, avec des fonctions logiques et/ou des durées d'acquisition et de relance automatique d'acquisition programmables.

Certains permettent de garder en mémoire le signal mesuré bien avant l'apparition de l'événement déclencheur grâce à l'adjonction d'une mémoire tampon tournante.

Ces fonctionnalités de déclenchement élaborées sont très utiles pour de nombreuses applications :

- analyse de réponses impulsionnelles de structures,
- analyse d'une montée en vitesse ou en charge d'une machine,
- analyse de phénomènes vibratoires intermittents ou erratiques.

• L'auto-calibration

Cette fonctionnalité permet, dans le cas de système d'acquisition à gamme dynamique d'entrée multiple, de choisir automatiquement la gamme d'entrée à utiliser en fonction de l'amplitude crête du signal mesurée juste avant l'acquisition sur une durée et un facteur de sécurité programmable par l'utilisateur permettant ainsi de minimiser le bruit de quantification.

• Autres fonctionnalités

En plus de ces quelques caractéristiques fonctionnelles intrinsèques, nous nous proposons de traiter les fonctionnalités complémentaires qui font d'un analyseur un véritable outil de diagnostic.

Ce sont notamment :

- le zoom (et non la loupe dénommée parfois improprement zoom),
- le cepstre,
- la démodulation d'amplitude,
- la démodulation fréquence/phase,
- la fonction de Lissajous (orbites),
- l'analyse statistique du signal temporel (kurtosis),
- l'analyse temporelle (filtrage, analyse synchrone et filtrage par peigne),
- le suivi d'ordres (order tracking),
- l'intégration,
- l'inter spectres, spectre de phase, cohérence.

II.4 Le traitement en temps réel

Une analyse est dite effectuée en temps réel lorsque le temps de calcul de la transformée de Fourier est inférieur au temps d'acquisition du bloc sur lequel le calcul doit être effectué.

Or, ce temps d'acquisition est inversement proportionnel à la résolution, donc à la largeur de la plage de fréquences sélectionnée. La fonctionnalité « temps réel » était un critère déterminant dans le choix d'un analyseur ou d'un collecteur dans la décennie 1980-1990 puisque le temps de calcul d'un spectre 400 lignes dépassait fréquemment le temps d'acquisition.

Mais aujourd'hui, avec l'arrivée d'une nouvelle génération de DSP qui a considérablement réduit le temps de calcul, ces considérations « analyse spectrale temps réel » sont devenues tout à fait anecdotiques. [17]

II.5 Le traitement différé ou post-traitement

Dans le cadre de la surveillance des machines tournantes, l'interprétation des mesures et évolutions et la formulation d'un diagnostic nécessitent souvent d'être faites en différé, en post-traitement, en un lieu plus calme, à un moment choisi. Plutôt que sur place, dans le bruit de la machine et dans l'agitation ambiante.

Ce post-traitement nécessite impérativement l'enregistrement préalable des signaux temporels sur un support magnétique et donc l'insertion d'une unité de stockage de masse entre l'unité d'acquisition et de traitement. Les techniques de stockage de signaux temporels ont considérablement évolué au cours de ces vingt-cinq dernières années. Les enregistreurs analogiques multivoies à bandes des années 1980, à l'encombrement et au poids importants, au rapport signal sur bruit (dynamique) n'excédant pas 60 dB, avec une bande passante réduite, un prix d'achat et des coûts de maintenance très élevés ainsi que des supports de stockage à la fois encombrants et coûteux, ont été largement supplantés par l'arrivée, dans les années 1990, des enregistreurs numériques (DAT) présentant de nombreux avantages :

- des caractéristiques dimensionnelles et pondérales nettement mieux adaptées aux conditions d'utilisation en milieu industriel,

- un rapport signal sur bruit supérieur à 90 dB et une bande passante de 18 kHz,
- un support de stockage beaucoup moins onéreux et de dimension beaucoup plus faible,
- un coût par voie d'enregistrement nettement plus faible et un coût de maintenance atténué bien qu'il soit encore bien élevé.

L'arrivée, ces dernières années, sur le marché d'unités multivoie compactes pilotées par micro-ordinateur, intégrant les fonctionnalités d'acquisition, d'enregistreur et de traitement de signaux (AST) a permis :

- d'améliorer considérablement la convivialité de mise en oeuvre et d'utilisation, en éliminant notamment les pertes de temps inhérentes à la relecture « analogique » en temps réel des signaux (une heure d'acquisition sur site pouvait nécessiter plusieurs heures de relecture suivant le nombre de traitements à effectuer),
- d'augmenter la performance et l'intérêt de la solution « post-traitement » tout en réduisant très sensiblement son coût.

Avec ces nouvelles unités d'acquisition, le stockage des signaux temporels ne s'effectue plus en aveugle : les signaux temporels peuvent être visualisés à l'écran et, grâce à l'adjonction de DSP supplémentaires, les spectres instantanés ou des valeurs d'indicateurs peuvent être affichés en temps réel tout au long de la séquence d'enregistrement, ce qui permet une orientation immédiate des investigations.

Le traitement approfondi des signaux peut être facilement envoyé et confié à moindre coût à un cabinet d'experts spécialisés (télédiagnostic).

L'archivage des signaux permet d'effectuer des analyses rétrospectives lorsqu'il s'avère nécessaire d'analyser le processus d'une dégradation. [18]

Les évolutions de la microélectronique et de la micro-informatique de ces toutes dernières années ont considérablement bouleversé les concepts initiaux de surveillance et de diagnostic tout en multipliant les possibilités en termes d'investigation et de réduction des coûts de surveillance, avec l'apparition d'une large gamme de nouveaux produits rendant paradoxalement aujourd'hui difficile la question du choix d'appareils. Il n'existe pas de bons ou de mauvais produits, mais chaque produit a son domaine d'application et ses limites qu'il est important de connaître.

De façon que l'utilisateur puisse faire le meilleur choix en fonction des applications recherchées et des enjeux économiques.

Le bon compromis est sans doute d'acheter un appareil qui réponde à 80 % des applications courantes de l'entreprise et de sous-traiter les 20 % restants qui nécessitent du matériel plus sophistiqué, des compétences et donc un temps de formation souvent économiquement injustifiables.

Cependant, le temps de collecte et son coût sont aussi des éléments essentiels à prendre en considération dès que le parc machines à surveiller devient quelque peu important. Il en est de même des temps et des coûts d'exploitation des données qui peuvent considérablement être différents d'un produit ou d'une solution technique à l'autre. Le coût de collecte et d'interprétation constitue une charge annuelle importante alors que l'achat d'un système AST est un investissement ponctuel de durée d'utilisation de plus de cinq ans.

Quelques milliers d'euros d'investissement économisés ou le choix d'une solution technique mal adaptée peuvent se traduire chaque année par un différentiel de charge considérablement plus élevé.

Il convient aussi et surtout de vérifier la cohérence dans la chaîne de mesure du matériel utilisé et sa parfaite adéquation avec la cinématique et les pathologies potentielles de la machine surveillée.

Trop souvent, on constate encore l'utilisation de capteurs dont la plage de fréquence utile est de 5-10000 Hz pour surveiller le balourd d'un rotor tournant à moins de 200 t/mn (3,3 Hz).

À quoi bon faire l'acquisition onéreuse d'un système d'acquisition acceptant de travailler sur une gamme de fréquence de 80000 Hz si les vitesses de rotation du parc machines n'excèdent pas 3000tr/mn, ou si la bande passante du capteur utilisé n'est pas en adéquation avec la cinématique de chaque machine surveillée, ou encore si on n'étend pas le champ d'investigation à l'analyse des signaux tachymétriques ?

La qualité des mesures dépend de ces choix et de cette cohérence, et sans la qualité de ces mesures (soit parce qu'elles sont erronées soit parce qu'elles sont incomplètes), aucun diagnostic ne peut être fiable.

II.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons étudiés la chaîne de mesure de vibration et parmi les éléments qui constitué cette chaîne de mesure est le capteur de vibration (accéléromètre). Par ailleurs, le chapitre suivant illustrera le diagnostic des défauts par l'analyse vibratoire.

III• Le diagnostic

III.1 - Introduction

Quand un défaut apparaît dans un processus, il doit être détecté le plus tôt possible. Dans ce cas le système de détection du défaut doit indiquer l'existence d'une anomalie dans les équipements de réalisation du processus. Après la détection, le diagnostic du défaut est exécuté, le défaut est éliminé et sa cause est localisée. Une surveillance vibratoire peut être mise en place mais celle-ci est souvent onéreuse du fait des capteurs piézoélectriques et de leurs conditionneurs. Pour y remédier, la détection et la surveillance peuvent être basées sur l'analyse de grandeurs électriques telles que les courants de phase du moteur [19]

Actuellement, il existe plusieurs outils de surveillance et de diagnostic des entraînements électriques utilisant des méthodes mécaniques vibratoires ou acoustiques.

D'autre part, des approches qui consistent en l'utilisation des variations de l'alimentation électrique du système d'entraînement sont en développement [20] Ces approches permettent de s'affranchir des problèmes d'accessibilité et de dissocier les différents types de défauts qui apparaissent.

Dans ce contexte et, d'après l'étude bibliographique [21], on constate que les techniques utilisées pour la détection et le diagnostic de défaillances sont divisées en deux catégories :

- pour la première (ou méthode interne), à partir de modèles physiques ou de comportements validés par les techniques d'identification des paramètres, le diagnostic de défaillance devient possible en suivant en temps réel l'évolution des paramètres physiques ou bien en utilisant l'inversion du modèle de type « boîte noire »
- dans la deuxième catégorie (ou méthode externe), il n'est pas nécessaire de disposer d'un modèle mathématique du processus ; par contre les méthodes retenues reposent sur l'expertise humaine confortée par un solide retour d'expérience ; dans cette catégorie, on retrouve les méthodes basées sur l'intelligence artificielle, parmi lesquelles, nous pouvons citer la reconnaissance des formes, les systèmes experts et les réseaux de neurones artificiels. A cet effet, ce présent chapitre est consacré à l'étude du diagnostic et ses différentes méthodes existantes.

III.2. Définitions de quelques termes liés au diagnostic

III.2.1. Diagnostic

L'objectif de la fonction diagnostic est de rechercher les causes et de localiser les organes qui ont entraîné une observation particulière.

Cette fonction se décompose en deux fonctions élémentaires : localisation et identification.

A partir de l'observation d'un état de panne, la fonction diagnostic est chargée de retrouver la faute qui en est à l'origine. Ce problème est difficile à résoudre. En effet si, pour une faute donnée, il est facile de prédire la panne résultante, la démarche inverse qui consiste à identifier la faute à partir de ses effets, est beaucoup plus ardue. Une défaillance peut.

III.2.2. Maintenance et maintenabilité

La maintenance est l'action de mise en état du matériel; elle peut être préventive afin d'augmenter la fiabilité du système ou bien curative consécutivement au diagnostic d'un défaut.

La maintenabilité caractérise la facilité de maintenance du procédé, elle peut être largement augmentée par la mise en œuvre d'un système de diagnostic.

III.2.3. Sécurité

Ce terme regroupe les caractéristiques concernant l'utilisation du procédé et ses dangers potentiels pour l'utilisateur ou pour le matériel.

III.2.4. Sûreté

La sûreté regroupe les notions de disponibilité, fiabilité, maintenabilité et sécurité du système ; elle caractérise la confiance que l'on peut apporter au fonctionnement.

III.2.5. Dégradation

Une dégradation représente une perte de performances d'une des fonctions assurées par un équipement.

Si les performances sont au-dessous du seuil d'arrêt défini dans les spécifications fonctionnelles de cet équipement, il n'y a plus dégradation mais défaillance.

III.2.6. Défaillance

Une défaillance est l'altération ou la cessation de l'aptitude d'un ensemble à accomplir sa ou ses fonctions requises avec les performances définies dans les spécifications techniques.

On peut classer les défaillances selon leur degré de sévérité par :

- Défaillance critique est nécessité une intervention d'urgence,
- Défaillance significative est nécessité un processus de traitement,
- Défaillance absorbable pouvant être ignorée dans un premier temps.

III.2.7. Panne

Une panne est l'inaptitude d'une entité (composant ou système) à assurer une fonction requise.

Si nous écartons la possibilité d'erreurs de conception, la définition précédente implique que toute défaillance entraîne une panne. La défaillance correspond à un événement et la panne à un état. Sur le plan temporel, la défaillance correspond à une date et la panne à une durée comprise entre la date d'occurrence de la défaillance et la date de fin de réparation.

III.2.8. Surveillance

La surveillance est un dispositif passif, informationnel qui analyse l'état du système et fournit des indicateurs. La surveillance consiste notamment à détecter et classer les défaillances en observant l'évolution du système puis à les diagnostiquer en localisant les éléments défaillants et en identifiant les causes premières. la surveillance se compose donc de deux fonctions principales qui sont la détection et le diagnostic [22].

III.2.9. Maintenance

Qui a pour objet d'optimiser le remplacement ou la réparation d'équipements usés ou défectueux. On peut citer trois types de maintenance:

- Maintenance corrective intervient après la détection et la localisation d'un défaut.
- Maintenance préventive est une maintenance effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu. C'est une intervention de maintenance prévue, préparée et programmée avant la date probable d'apparition d'une défaillance. Le plus souvent elle est systématique, c'est-à-dire une maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi suivant le temps ou le nombre d'unités d'usage.

La figure III.1 représente le diagramme des différents concepts de maintenance et les évènements associés

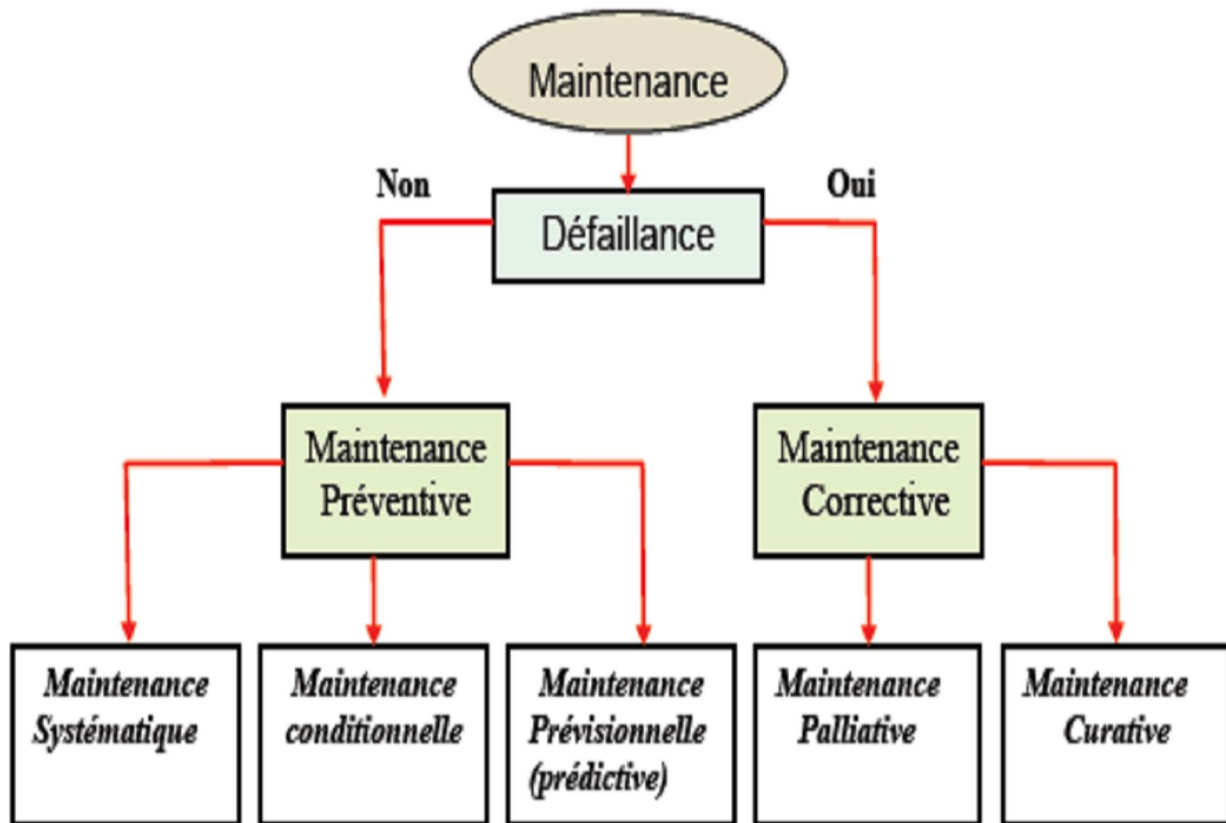


Figure III.1 : Diagramme des différents concepts de maintenance

III.2.10. Détection

Pour détecter les défaillances du système, il faut être capable de classer les situations observables comme étant normales ou anormales.

Cette classification n'est pas triviale, étant donné le manque d'information qui caractérise généralement les situations anormales. Une simplification communément adoptée consiste à considérer comme anormale toute situation qui n'est pas normale.

III.2.11. Localisation

La localisation permet de déterminer le sous-ensemble fonctionnel défaillant.

III.2.12. Identification de la cause

Cette dernière étape consiste à déterminer les causes qui ont mené à une situation anormale. Ces causes peuvent être internes (sous-ensembles défaillants faisant partie de l'équipement), ou bien externes à l'équipement.

III.2.13. Fiabilité

La fiabilité est l'aptitude d'un dispositif à accomplir une fonction requise dans des conditions d'utilisation et pour une période de temps déterminée [23].

III.2.14. Disponibilité

Aptitude d'une entité à être en état d'accomplir une fonction requise dans des conditions données, à un instant donné ou pendant un intervalle de temps donné, en supposant que la fourniture des moyens extérieurs nécessaires soit assurée [24]

III.3 Généralités

La surveillance systématique a pour objectif de révéler l'existence d'une anomalie le plus tôt possible et de suivre son évolution. Le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de cette dernière et si possible d'en préciser la gravité. La philosophie du diagnostic est donc fondamentalement différente de celle de la surveillance traditionnelle reposant sur le simple suivi d'évolution de l'énergie vibratoire à partir d'un nombre restreint d'indicateurs scalaires.

Un diagnostic est une démarche déductive qui s'appuie sur la recherche, dans des signaux liés au fonctionnement d'une machine, des manifestations dynamiques des différents défauts susceptibles d'affecter cette dernière. Cependant, comme en médecine, la relation symptôme/pathologie est rarement une relation bijective ce qui signifie qu'à un symptôme plusieurs pathologies peuvent être associées et que, de ce fait, il faut rechercher plusieurs symptômes pour identifier formellement une pathologie. D'autre part, le fait que la machine, contrairement à l'être humain, ne puisse exprimer directement ce qu'elle ressent, conduit pour identifier un éventuel défaut à une recherche et à une analyse systématique de toutes les informations contenues dans les signaux délivrés par les différents capteurs assurant la surveillance de la machine et la régulation du procédé (vibration, vitesse de rotation instantanée et image du couple instantané, température des paliers, capteurs procédés), sans oublier les informations contenues dans les lubrifiants et à les corréliser entre elles.

Cette approche systématique s'effectue selon une méthodologie rigoureuse et fait appel à des techniques de traitement du signal beaucoup plus complexes que celles généralement mises en oeuvre dans le cadre d'une surveillance « traditionnelle ». Elle utilise une large palette d'outils dans laquelle le diagnosticien pourra puiser en fonction, d'une part de l'aspect critique de la panne redoutée, et d'autre part de la complexité de la machine et de la fiabilité du diagnostic recherché. [25]

On notera entre autres outils classiques :

- Le spectre et le cepstre permettent d'identifier les différentes familles (harmoniques et sous harmoniques) des composantes cinématiques présentes dans le signal.
- Le zoom permet d'identifier les familles de bandes latérales éventuellement associées à la composante de base de chaque famille cinématique précédemment identifiée (fréquence de rotation, d'engrènement, fréquence hydraulique ou aéraulique, fréquence d'encoques...) et de ce fait, les fréquences de modulation correspondantes.
- La démodulation d'amplitude et de fréquence permet d'extraire les fonctions de modulation associées à chaque composante cinématique de base modulée, et de quantifier l'importance des phénomènes de modulation.
- L'analyse des réponses des résonances HF (HFRT) permet d'identifier la nature des excitations (aléatoires ou périodiques) et leurs origines.

Ainsi que des outils complémentaires liés à des applications particulières :

- L'analyse de l'intensité du courant permet d'identifier les défauts induisant des fluctuations de couple.
- Le « moyennage » temporel synchrone permet de visualiser et de quantifier le signal temporel associé à un phénomène particulier (engrènement d'un pignon ou d'une roue d'un train d'engrenages, l'intensité absorbée par un cycle de compression d'un piston...).
- La phase, par le biais des orbites et des tracés des déformées en fonctionnement pour différentes fréquences cinématiques ainsi que des déformées modales pour avoir une approche bi ou tri

dimensionnelle du comportement vibratoire de la machine et de son environnement passif, permet souvent de conforter de nombreux diagnostics difficiles à formaliser à partir de l'approche traditionnelle.

- L'analyse en régime transitoire (phase de démarrage ou d'arrêt, variation de vitesse) permet de déterminer les fréquences propres des modes réellement excités par le fonctionnement de la machine et l'origine de ces excitations, et de définir les plages de vitesses critiques d'exploitation de la machine.
- L'analyse en variation de charge permet de déterminer l'impact de la charge sur le comportement vibratoire ou torsionnel de la machine. [26]

III. 4 Les outils

• Le spectre1

L'analyse spectrale, même si elle peut être utilisée en simple surveillance périodique sous une forme plus ou moins simplifiée, est avant tout la base de tout diagnostic. Elle permet d'identifier avec précision les fréquences des composantes discrètes constituant le signal, d'en quantifier les amplitudes, de les regrouper en famille (harmoniques, peignes de raies, bandes latérales associées à une fréquence de modulation, bruit aléatoire) et d'en identifier l'origine. Le bruit de fond spectral ou « fond de spectre » représente les réponses des structures supports, des lignes d'arbres, des paliers à toutes les forces d'excitation, qu'elles soient périodiques ou aléatoires.

La forme du fond de spectre au pied des principales raies, dans la mesure où ce dernier représente bien une réalité physique et non du bruit d'analyse dû à une résolution mal adaptée, permet d'identifier l'existence éventuelle de fréquences propres, susceptibles d'être excitées par des fréquences caractéristiques de la machine. Hypothèse qu'il conviendra toujours de vérifier par des investigations spécifiques.

Qualité d'un spectre

La qualité d'une analyse spectrale dépend de sa capacité à révéler toutes les fréquences des composantes constituant le signal, composantes qui permettent d'identifier les défauts recherchés. Elle est donc principalement liée à son aptitude à dissocier deux composantes de fréquences très voisines et d'amplitudes pouvant être très différentes, c'est-à-dire au choix de la résolution Δf et de la bande d'analyse B .

Si Δ représente l'écart fréquentiel entre deux composantes, la résolution Δf nécessaire à séparer ces deux composantes pouvant présenter des amplitudes très différentes devra être au moins égale à $\Delta/10$. Si NLS représente le nombre de lignes spectrales, l'étendue B de la bande d'analyse est alors égale à $\Delta f \cdot NLS$. Longtemps limité à 400 ou 800 lignes pour des raisons technologiques, le nombre de lignes spectrales peut prendre, aujourd'hui, des valeurs beaucoup plus élevées ($\gg 3200$ pour la plupart des produits). Il en résulte une nette diminution des contraintes imposées par la relation $B = \Delta f \cdot NLS$, même si souvent la lisibilité graphique de la bande fréquentielle dans laquelle le spectre a été calculé reste néanmoins souvent insuffisante et si les évolutions restent souvent visuellement difficiles à identifier.

Quoi qu'il en soit, les résolutions d'analyse Δf retenues doivent permettre non seulement de séparer toutes les composantes d'une même famille (peignes de raies ou de bandes latérales de modulation) mais aussi toute autre composante appartenant à des familles différentes.

À titre d'exemple, dans le cas d'un groupe moto ventilateur avec transmission poulies courroies, la résolution doit pouvoir séparer la fréquence de rotation du moteur de celle du ventilateur, et permettre l'identification, indépendamment des peignes de raies dont les pas correspondent aux fréquences de défaut de roulement, de trois peignes de raies dont les pas correspondent aux fréquences de rotation des deux lignes d'arbres et à la fréquence de courroies.

La fréquence de courroies étant la plus faible, une résolution au moins dix fois plus faible que cette dernière sera généralement suffisante, sauf dans le cas où les diamètres des poulies sont identiques. Dans ce cas, la résolution devra être au moins dix fois plus faible que le glissement induit par la courroie s'il s'avère nécessaire de dissocier les premiers ordres des fréquences de rotation de ces deux lignes d'arbres. Le suivi d'évolution d'images spectrales ne permettra d'éliminer le risque d'effet de masque que s'il ne subsiste aucune possibilité de cohabitation de plusieurs composantes dans la bande d'analyse, si étroite soit-elle. L'élimination de ce risque, qui peut fortement entacher la fiabilité de toute surveillance, nécessite donc au préalable d'établir la fiche cinématique précise de chaque machine, de connaître les manifestations dynamiques de chaque défaut susceptible de l'affecter et de choisir les résolutions spectrales adaptées.

Le filtre passe-bas permet l'intégration du signal accélérométrique et a un impact sur la forme des spectres « vitesse » et « déplacement ». Le fait que les concepts de peigne de raies et d'étendues spectrales soient des éléments importants à prendre en considération dans l'identification d'un défaut ou la formulation d'un diagnostic, conduit à privilégier les images spectrales du signal accélérométrique mieux représentatives de l'énergie vibratoire ($F = m\gamma$) et à utiliser une échelle logarithmique ou en décibels pour afficher les amplitudes des composantes. [27]

On conclure une bonne analyse nécessite :

- de choisir une résolution Δf et une bande d'analyse B en adéquation avec la cinématique de la machine et les images spectrales des manifestations vibratoires induites par le défaut recherché,
- de ne pas intégrer le signal délivré par le capteur avant d'en calculer le spectre.

Cela n'exclut pas la possibilité a posteriori de quantifier l'amplitude de certaines composantes ou familles de composantes en vitesse ou en déplacement,

- d'afficher les amplitudes spectrales en décibels ou avec une échelle logarithmique et non avec une échelle linéaire.

Enfin, si malgré les opérations de multiplication du nombre d'images spectrales et d'optimisation d'échelles, aucune bande de fréquences ne peut contenir la fréquence des principales composantes à analyser (fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches...) dans des conditions de résolution acceptables, l'opérateur devra faire appel à la technique du zoom FFT.

• Le zoom

Un grand nombre d'anomalies mécaniques ou électromagnétiques se manifeste, avec un apport d'énergie très faible voire nul, par l'apparition de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique appelée « fréquence porteuse », (par exemple : fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches, fréquence de pales, fréquence de compression...).

Les fréquences de modulation associées (fréquence de passage des pôles, fréquence de rotation, fréquence de rotation de la cage d'un roulement, fréquence de courroies...) sont le plus souvent très

faibles devant celles des composantes modulées et, de ce fait, l'identification de leur existence exige souvent un nombre de lignes spectrales nettement supérieur à celui proposé par l'analyseur. La réduction de la bande d'analyse B n'est possible que si la fréquence de la composante à analyser et ses bandes latérales associées restent contenues dans cette dernière.

La fonction zoom FFT permet de centrer la plage d'analyse B autour de n'importe quelle fréquence f_0 en traduisant le spectre de telle sorte que cette dernière devienne la fréquence zéro. De ce fait, elle permet d'obtenir la résolution Δf souhaitée pour un nombre de lignes spectrales beaucoup plus faible en jouant sur l'étendue de la bande d'analyse B, ce que la translation de la porteuse a rendu possible. L'exemple de la figure III.2 a et b montre l'intérêt de cette technique dans la mise en évidence d'un défaut d'excentricité d'entrefer affectant un moteur de laminoir. [28]

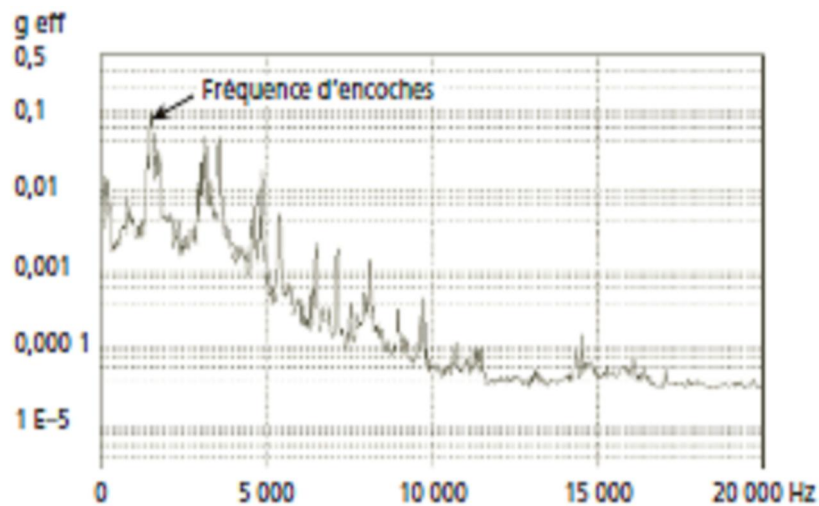


Figure III.2 a – Spectre [0-20 k Hz] d'un palier d'un moteur asynchrone de laminoir.

Le spectre { [0-20 k Hz] 800 lignes } permet seulement de localiser une forte émergence correspondant à la fréquence d'encoches du moteur (ordre 92 de la fréquence de rotation), mais sa résolution (25 Hz) est insuffisante pour révéler la présence de bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation du moteur (16,59 Hz).

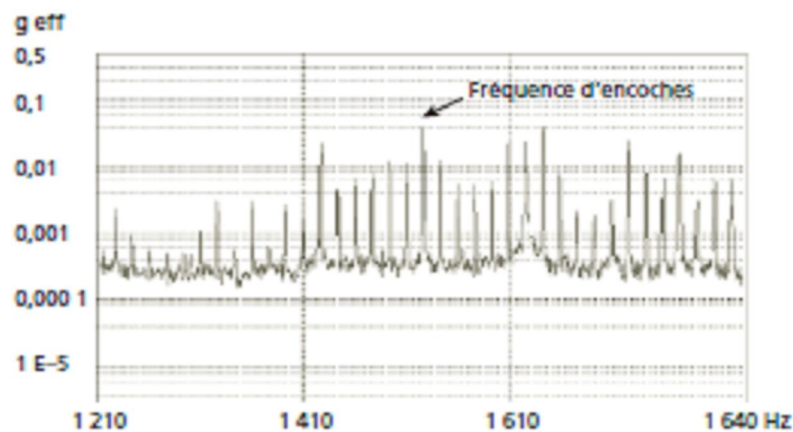


Figure III.2 b – Zoom FFT de largeur 625 Hz, centré sur la fréquence d'encoches 1 626 Hz.

Par contre, ce zoom tiré du spectre précédent révèle la présence de nombreuses bandes latérales espacées de la fréquence de rotation qui permet de statuer sur une forte excentricité dynamique d'entrefer. Ce n'est pas l'amplitude de la composante d'encoches qui est significative d'une anomalie mais sa forte modulation par la rotation du moteur.

Pour une résolution Δf donnée, divisé par un nombre entier p appelé « facteur de zoom » la bande d'analyse B revient à diviser par ce même nombre le nombre de lignes spectrales nécessaire.

L'étendue « utile » des spectres de modulation étant le plus souvent très faible devant les fréquences des porteuses, il sera alors facile pour une résolution donnée de choisir un nombre de lignes spectrales figurant dans le menu de l'analyseur.

Ne pas confondre :

- Le zoom graphique, ou « loupe » qui divise à la fois la bande d'analyse et le nombre de lignes, améliorant ainsi la lisibilité graphique sans modifier la résolution et qui s'avère une fonctionnalité très utile pour examiner un spectre calculé avec un nombre de lignes très élevé.
- Le zoom FFT, ou « vrai zoom » qui permet d'augmenter la résolution d'analyse grâce à une concentration des lignes spectrales dans une bande de fréquences restreinte autour d'une fréquence centrale.

• Le cepstre

Cette fonction (la transformée inverse du logarithme du spectre) permet, dans un spectre, de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute famille de composantes périodiques.

Ces familles de composantes peuvent se présenter sous forme de peignes de raies ou sous forme de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique caractéristique.

L'identification visuelle de ces familles de composantes dans un spectre n'est pas toujours évidente (notamment lorsqu'elles s'imbriquent l'une dans l'autre et que les pas des peignes sont inconnus de l'opérateur) et ce, même si l'on dispose d'outils tels que des curseurs d'harmoniques ou de bandes latérales. Le cepstre est l'outil capable de pallier cette difficulté.

Le domaine fréquentiel est un domaine inverse de celui du temps (d'où le mot spectre), avec des grandeurs et des unités qui lui sont propres, la périodicité en secondes devenant la fréquence en Hertz. Le cepstre, transformée de Fourier inverse du spectre, transpose du domaine fréquentiel à un nouveau pseudo-domaine temporel possédant son propre vocabulaire.

Avec un certain humour, ses inventeurs se sont amusés à transformer les mots en inversant les syllabes.

Les fréquences deviennent ainsi des quéfrences ($1/f$) données en secondes ou plus généralement en millisecondes, les harmoniques deviennent des rhamoniques et les opérations de filtrage cepstral deviennent des lifrages...

Intérêt de l'analyse cepstrale

Outil puissant et rapide de décodage d'un spectre, donc de diagnostic, notamment pour mettre en évidence un certain nombre de défauts (desserrages, jeux de palier ou de clavette, écaillage de roulement ou de denture...) induisant des chocs périodiques ou entraînant des phénomènes de modulations en amplitude ou en fréquences, le cepstre peut être aussi efficacement utilisé comme indicateur de surveillance :

- soit en tant qu'indicateur scalaire très sensible à l'apparition de peigne de raies constituant les manifestations vibratoires des défauts précités alors que, à cause des effets de masque, l'impact vibratoire énergétique de ce type de défaut peut être souvent très faible donc non détectable par les indicateurs larges bandes couramment utilisés (figure III.3) ;
- soit en tant que complément spectral associé à un gabarit (figure III.4). [29]

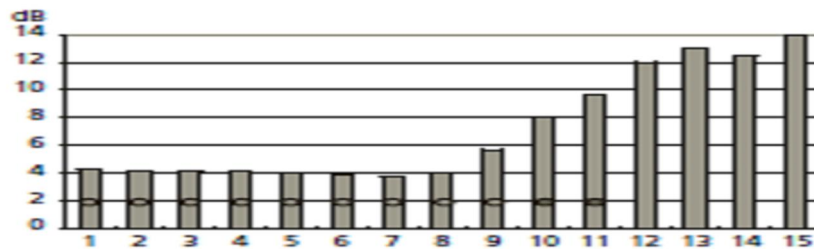


Figure III.3 – Évolution de l'amplitude de la composante cepstrale dont la quéfrence correspond à la fréquence de rotation de l'arbre PV d'un multiplicateur lors d'un essai de fatigue.

Lors du 10^e contrôle, l'indicateur cepstral «Rotation PV» a fortement augmenté alors que l'ensemble des autres indicateurs scalaires larges bandes ainsi que ceux dédiés à la surveillance de défauts induisant des forces impulsionnelles tels le kurtosis ou facteur de crête sont restés totalement insensibles bien que plusieurs dents soient écaillées, dont une sur une surface de portée de 60 %.

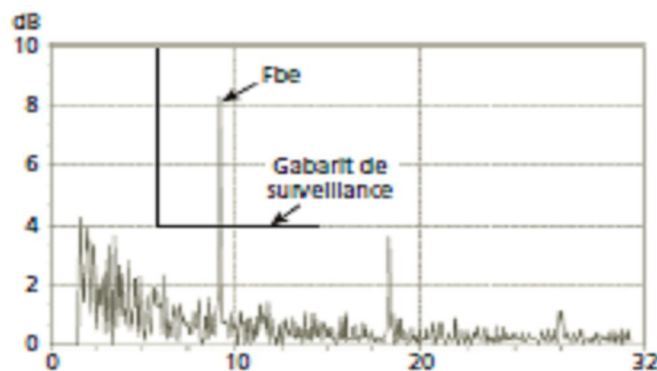


Figure III.4 – Surveillance d'une machine à papier par gabarit cepstral de paliers de rouleaux de toile.

Selon la vitesse de la machine à papier, les fréquences de défaut de roulements sont comprises entre 80 et 170 Hz. Tout écaillage (dans le cas présent affectant la bague externe) va se traduire par l'apparition d'une composante cepstrale et de ses rhamoniques dont la quéfrence de base va correspondre à la période de répétition des chocs se situant, selon la vitesse de la machine et l'élément affecté, entre 5,8 et 12,5 ms. Il est donc très facile de définir un gabarit cepstral pour surveiller, avec une très bonne fiabilité, l'apparition de ce type de défaut.

Réserves sur l'analyse cepstrale

Cette fonctionnalité n'est à ce jour disponible que sur un nombre restreint de systèmes dédiés à la surveillance et au diagnostic de machines à des fins de maintenance. L'aptitude d'un cepstre à révéler des informations pertinentes nécessite beaucoup de précautions dans le choix des plages fréquentielles d'analyse, des résolutions et du nombre de lignes spectrales. Il en est de même de l'interprétation des évolutions qui peuvent être fortement influencées par le bruit de fond. C'est pourquoi son utilisation en tant qu'outil de diagnostic reste de la compétence d'un spécialiste tout comme son paramétrage avant qu'il soit utilisé comme simple indicateur de surveillance.

• Analyse des fonctions de modulations

Un signal délivré par un capteur représentant une grandeur liée au fonctionnement d'une machine tournante est rarement constitué uniquement de composantes d'amplitudes et de fréquences purement cinématiques. En effet, ces fréquences sont le plus souvent modulées en amplitude ou en fréquence de manière périodique ou aléatoire.

L'information la plus intéressante n'est donc pas toujours donnée par l'amplitude ou la fréquence d'une composante cinématique, mais par l'analyse de ses fonctions de modulation. Les phénomènes vibratoires de modulation peuvent être regroupés en deux catégories :

- Les phénomènes de type chocs dont l'information est portée par la réponse d'un mode propre de structure à une excitation impulsionnelle.

Les fréquences porteuses sont, dans ce cas, indépendantes de la cinématique de la machine et de sa vitesse de rotation. Elles dépendent uniquement des fréquences des modes propres des différents éléments constitutifs (roulements, paliers, carters, accouplements, engrenages...) et de son environnement proche (châssis, charpente, fondations, tuyauteries...)

- Les phénomènes de type sinusoïdal dont l'action induit des variations de l'amplitude ou de la fréquence d'une composante liée à la cinématique de la machine (fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches...) et de ce fait, aux différentes forces dynamiques de même nature dont elle est le siège.

En fonction de la nature de la porteuse, les traitements des signaux et les approches à mettre en oeuvre diffèrent sensiblement, donnant soit l'analyse des modes de résonances, soit l'analyse des fonctions de modulation d'une fréquence cinématique, dont la forme peut être plus ou moins modifiée par la réponse des modes de structure.

• **L'analyse fréquentielle des réponses de modes propres HF appelée aussi « détection d'enveloppe »**

Les phénomènes de type choc engendrent des forces impulsionnelles qui excitent des modes propres des différents éléments constituant la machine (roulements, paliers, carters, accouplements, engrenages, arbres...) et de son environnement proche (châssis, fondations, tuyauterie...).

Ces modes répondent sous forme de trains d'oscillations libres et amorties dont les fréquences correspondent aux fréquences propres de ces modes et dont l'espacement correspond à la période de répétition des chocs. Les fréquences propres de ces modes sont bien sûr indépendantes de la cinématique de la machine. Les informations intéressantes à extraire ne sont pas dans le signal proprement dit mais dans son enveloppe.

Il y a une technique dite de démodulation « globale », l'analyse des fréquences de démodulation souvent appelée dans la littérature anglo-saxonne HFRT (High Frequency Resonance Technic) permet d'aller beaucoup plus loin dans le diagnostic puisqu'elle a pour finalité d'identifier les fréquences de répétitions des phénomènes impulsionnels excitateurs.

Sa mise en oeuvre se décompose en quatre étapes distinctes :

- Identification des zones hautes fréquences de concentration de l'énergie vibratoire couramment appelées « bosses spectrales ».

- Filtrage passe-bande du signal autour de chaque « bosse ». L'étendue B de la bande de filtrage doit être au moins égale à l'ordre 4 de la fréquence d'excitation potentielle la plus élevée.

- Extraction de l'enveloppe du signal filtré.

- Calcul du spectre de cette dernière.

La bande d'analyse B' doit être inférieure ou égale à $B/2$ et la résolution d'analyse Δf doit permettre la séparation de toutes bandes latérales potentielles (fréquence de rotation, fréquence de cage de roulement, fréquence de passage des pôles...).

L'utilisateur choisira la bande d'analyse B' au moins égale au double de la fréquence de défaut potentiel la plus élevée et le nombre de lignes spectrales NLS en accord avec la résolution d'analyse Δf souhaitée.

Les phases 2 et 3, réalisées il y a encore quelques années en temps réel avec des composants analogiques très coûteux, sont aujourd'hui effectuées numériquement dans les systèmes de surveillance et de diagnostic de dernière génération, en post-traitement, de manière très conviviale et précise.

Cette technique, quoiqu'un peu délicate, est beaucoup plus puissante que le spectre ou le zoom, car elle utilise la résonance d'un mode de structure (palier, bagues de roulement, capteur...) comme un amplificateur.

Elle permet, contrairement au zoom, de s'affranchir des inéluctables microvariations de vitesse de rotation pendant la prise de mesure, qui rendent un spectre zoomé en haute fréquence souvent illisible. Cependant, chaque réponse de mode pouvant véhiculer des informations différentes, il convient souvent d'analyser les réponses de plusieurs modes de résonance.

Intérêt de la technique

Cette technique est l'une des plus puissantes à permettre le diagnostic précoce des défauts de roulement, d'engrenages, de jeu ou de graissage, et cela même pour des machines tournant à faible vitesse (< 20 tr/min), puisque les manifestations vibratoires des défauts ne sont pas recherchées dans la plage des basses fréquences du spectre mais autour de « porteuses » dont les fréquences se situent à plusieurs centaines de fois la fréquence de rotation de la ligne d'arbres affectée.

Réserves sur la technique

La HFRT, tombée dans le domaine public à la fin de la décennie 1960-1970, n'est apparue que très tardivement comme fonctionnalité dans les outils dédiés à la surveillance et au diagnostic de machines. Si cette fonctionnalité est aujourd'hui intégrée dans la quasi-totalité des produits dits « moyens et haut de gamme », elle n'est pas toujours correctement mise en oeuvre par les utilisateurs. De plus, on constate de nombreuses variantes loin d'être toujours judicieuses d'un produit à l'autre lorsqu'il s'agit d'automatiser le choix des bandes de filtrage pour l'analyse.

En effet, lorsque l'opérateur utilise cette technique en tant qu'outil de diagnostic, il est censé connaître le spectre HF du signal et pouvoir choisir facilement la réponse des modes qu'il souhaite démoduler, ce qui n'est généralement pas le cas lorsqu'il l'utilise en tant qu'outil de surveillance.

Dans ce cas, à moins qu'il ait été alerté par un indicateur spécifique « défaut de type choc » (facteur crête, kurtosis, démodulation globale...) et que cet indicateur lui ait précisé dans quelle bande de fréquences il doit orienter ses recherches, l'utilisateur ne peut a priori connaître les fréquences des modes qui vont être excités.

De ce fait, il est obligé de choisir une bande d'analyse B très étendue pour être certain de la présence dans cette bande d'au moins un mode excité. Certains produits, en imposant la relation $B' = B/2$ liant la bande d'analyse B' du spectre enveloppe avec la largeur B du filtrage passe-bande du signal temporel, rendent impossible la surveillance des machines à vitesse faible de rotation. En effet, si l'utilisateur choisit la bande d'analyse B' et la résolution Δf en accord avec la cinématique de la ligne d'arbres considérée, la bande de filtrage B peut alors être très étroite (quelques dizaines de Hertz) et

risque de ce fait de ne contenir la réponse d'aucun mode. Si, au contraire, il choisit une bande de filtrage passe-bande B très étendue, il est sûr qu'elle va contenir les réponses de plusieurs modes, mais la résolution d'analyse Δf sera alors insuffisante pour séparer les composantes. Le spectre obtenu sera un spectre de bruit et conduira à une interprétation erronée.

L'analyse des fonctions de modulation de composantes cinématiques

Un certain nombre de défauts ou de phénomènes susceptibles d'affecter une machine tournante génèrent des forces ou des couples dynamiques qui, en agissant en variation d'effort ou en microvariation de vitesse sur l'élément mécanique ou électrique en mouvement, en perturbent le fonctionnement et créent autour de la fréquence cinématique de cet élément des modulations, soit d'amplitude soit de fréquences. Ces phénomènes de modulations périodiques se traduisent par la présence de bandes latérales autour de la composante qui est modulée, appelée « porteuse » (rotation, engrènement, fréquence de passage de pales ou d'aubes, fréquence du courant d'alimentation...). Leur espacement correspond à la fréquence du phénomène qui module (fréquence de rotation ou les harmoniques de cette dernière, fréquence de passage des pôles, fréquence de défaut de cage d'un roulement, fréquence de courroies, fréquence de coïncidence de denture, fréquence d'instabilité de palier...).

Le nombre de paires de bandes latérales et la distribution d'amplitude de ces dernières de part et d'autre de la porteuse dépendent du type de modulation (amplitude, fréquence ou mixte) et de la complexité du phénomène de modulation.

La modulation d'amplitude est le plus souvent la conséquence d'une variation de l'amplitude instantanée d'une force au cours de la rotation d'un arbre. Il peut s'agir par exemple d'une excentricité d'un pignon d'engrenage qui va se traduire, au cours d'une rotation, par une variation du jeu d'engrènement et des efforts sur les portées, c'est-à-dire en définitive par une augmentation de la charge de denture, donc de l'amplitude des composantes d'engrènement.

La modulation de fréquence est la conséquence de la variation de vitesse de rotation instantanée d'une ligne d'arbre au cours d'un tour. Ces variations ont le plus souvent pour origine :

- des jeux angulaires dus à des usures d'accouplement, de cardan ou de clavette,
- des défauts de transmission par poulies/courroies ou par cardan dus à des défauts de lignage ou de montage,
- des altérations de circuits rotoriques dans le cas de moteurs asynchrones,
- des points durs dus à des excentrations (arbres, turbine/volute...) ou à des déformations localisées de denture,
- un accrochage de fréquence propre de torsion par une fréquence cinématique, une résonance de boucle de régulation.

Elles peuvent cependant être également la conséquence de fluctuations de charge dues à un défaut d'excentricité en réaction d'une boucle de régulation ou d'un entraînement par un moteur asynchrone dont la vitesse de rotation instantanée dépend de la charge... Les effets de ces variations sur la fonction de modulation de fréquence (FMF) d'une composante dépendent de l'ordre de cette dernière par rapport à la fréquence de rotation de la ligne d'arbre génératrice de ce phénomène.

En effet, si ε représente la variation de la vitesse de rotation, la variation de la fréquence d'une composante cinématique d'ordre k de cette dernière est égale à $k\varepsilon$.

Dans le domaine spectral, l'identification d'un phénomène de modulation nécessite de choisir une résolution d'analyse Δf permettant la séparation des différentes familles de bandes latérales autour de la porteuse, ce qui nécessite le plus souvent de faire appel à la technique du zoom FFT. Savoir si une composante est modulée ou non et connaître sa ou ses fréquences de modulation constituent deux étapes importantes mais parfois insuffisantes dans la formulation d'un diagnostic. Reste à déterminer la nature du phénomène de modulation (modulation de fréquence, d'amplitude ou modulation mixte), son importance et sa forme. L'obtention de ces trois autres informations essentielles nécessite généralement d'extraire les fonctions de modulation de la composante modulée.

Rappelons une nouvelle fois que, à cause de l'effet de masque induit par la porteuse, l'apparition ou l'aggravation d'un phénomène de modulation sont rarement identifiables à partir d'une surveillance par indicateur énergétique large bande ou bande étroite.

L'extraction et l'analyse des fonctions de modulation d'une composante sinusoïdale se décomposent en six étapes distinctes :

- Identification dans un spectre large bande des composantes cinématiques fondamentales susceptibles d'être modulées (fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches...) et liées à l'installation.
- Recherche de la présence éventuelle de bandes latérales de modulation autour de chacune d'elles.
- Filtrage passe-bande du signal autour de chaque composante modulée.

L'étendue B de la bande de filtrage appelée « bande spectrale utile » de la composante modulée doit contenir toutes les bandes latérales associées à cette dernière.

- Extraction des fonctions de modulation d'amplitude (FMA) et de fréquence (FMF) associées à chaque composante cinématique considérée.
- Calcul des taux de modulations efficace et crête associés à chacune de ces deux fonctions.
- Calcul des spectres de ces dernières et des taux de modulations associées à chaque phénomène.

La bande d'analyse doit être égale à $B/2$ et la résolution d'analyse Δf doit permettre la séparation de toutes les familles des bandes latérales potentielles (fréquence de rotation, fréquence de cage de roulement, fréquence de passage des pôles...).

• Intérêt de la technique

L'analyse des fonctions de modulation de porteuses sinusoïdales issues de signaux émanant d'une machine tournante, et notamment de signaux représentant une grandeur vibratoire ou une grandeur instantanée directement liée à l'énergie consommée ou délivrée par cette dernière telle que l'intensité du courant, la vitesse de rotation, le débit ou la pression, constitue souvent une étape déterminante dans la formulation d'un diagnostic en présence de défauts induisant des fluctuations de couple. Associée au filtrage par peigne par moyennage synchrone que nous verrons plus loin, elle permet à titre d'exemple dans le cas d'une transmission par engrenages, non seulement de détecter précocement toute anomalie de denture (fissure, écaillage...) mais aussi de visualiser la charge de chaque dent et de ce fait, d'en déduire tout défaut d'excentricité ou de lignage. [30]

• Limites

Cette fonctionnalité n'est présente à ce jour que sur un nombre très restreint d'analyseurs et de systèmes de surveillance et le plus souvent, l'utilisateur doit faire appel à un logiciel de mathématiques tel que Matlab, Labview, Sytab... pour effectuer ce type de traitement à partir de signaux

préalablement échantillonnés et formatés, lisibles par ces logiciels (.wave, .txt, .uff). Cela explique en partie le faible degré de pénétration de cette technique d'investigation en dépit de sa performance dans le domaine de la surveillance et du diagnostic de machines, alors qu'elle est tombée dans le domaine public depuis près de 30 ans. Les démodulations d'amplitude et de fréquence sont des opérations courantes et anciennes en télécommunication.

C'est grâce à ces opérations que chacun d'entre nous peut écouter la radio dans sa voiture chaque matin en se rendant au travail. Nous avons cependant tous pu constater en roulant que, brutalement, l'écoute devient inintelligible dès qu'une porteuse d'un émetteur d'une autre chaîne perturbe la bande de fréquence de l'émetteur de la chaîne sélectionnée.

L'extraction des fonctions de modulation d'un signal émanant d'une machine est soumise aux mêmes règles et elle se trouve confrontée aux mêmes problèmes mais de manière beaucoup plus aiguë puisque les fréquences porteuses des émetteurs et l'étendue de leur spectre de modulation ne font bien évidemment pas l'objet d'une réglementation.

Toute composante parasite, présente dans le spectre utile de modulation d'une porteuse, entraîne irrémédiablement une forte altération de ses fonctions de modulation et peut conduire à de graves erreurs d'interprétation.

Par exemple, dans le cas d'un réducteur à deux étages, l'ordre 2 de la fréquence d'engrènement du train MV/PV et ses bandes latérales associées peuvent se situer dans la bande utile de modulation de la composante d'ordre 1 de la fréquence d'engrènement du train GV/MV. C'est à l'opérateur qu'incombe la détermination de l'étendue du spectre « utile » de la porteuse à démoduler et des caractéristiques du filtre passe-bande à utiliser pour l'élimination des composantes parasites.

L'extraction des fonctions de modulation peut donc s'avérer une opération complexe et difficile à automatiser ; elle reste du ressort du spécialiste, bien qu'il nous paraisse essentiel que son existence et ses performances en tant qu'outil de diagnostic et de surveillance soient connues de tout généraliste.

• L'analyse temporelle synchrone en régime établi

Les signaux délivrés par un accéléromètre fixé sur le palier d'une machine ou par des capteurs de grandeurs dynamiques liées au procédé ou bien encore à l'énergie absorbée ou fournie par cette dernière, véhiculent un très grand nombre d'informations émanant des différents organes la constituant et des différentes altérations susceptibles de les affecter.

La complexité du signal qui véhicule des informations émanant de tous les organes constituant une machine, fait que, à de rares exceptions près, la forme du signal brut délivré par le capteur peut être totalement illisible.

La transformée de Fourier permet bien d'identifier les différentes composantes périodiques constituant le signal et de les classer par familles (la famille des harmoniques de la fréquence de rotation de l'arbre GV, la famille des harmoniques de la fréquence d'engrènement, la famille des harmoniques de la fréquence de rotation de la ligne PV...) mais ne donne pas la position ou le décalage temporel entre différents phénomènes, positionnement qui apporte souvent des compléments d'informations importants pour la formulation d'un diagnostic.

Le moyennage synchrone ou filtrage par peigne est un moyen qui permet de mettre en évidence la constitution temporelle du signal par itération de blocs correspondant à la période du phénomène ou de la famille de composantes à observer.

Pour cela, il convient :

- d'échantillonner ou de re-échantillonner le signal à une fréquence multiple de la fréquence de base de la famille considérée.

La période T_0 associée à cette dernière correspond alors à un multiple du pas d'échantillonnage ;

- de découper le signal en N blocs de k échantillons consécutifs ;

- de calculer à partir de ces N blocs, un bloc dont l'amplitude a_i ($i = 1$ à k) associée à chaque échantillon de ce bloc est la moyenne arithmétique des amplitudes des N échantillons.

Après l'addition d'un certain nombre de blocs, toutes les composantes du signal non multiples de la fréquence de base de la famille considérée disparaissent et le signal brut de la figure III.5 devient exploitable.

Il montre alors beaucoup plus clairement, après le filtrage et le moyennage (figure III.6), ce qui se passe pendant un tour de rotation (figures III.7). [31]

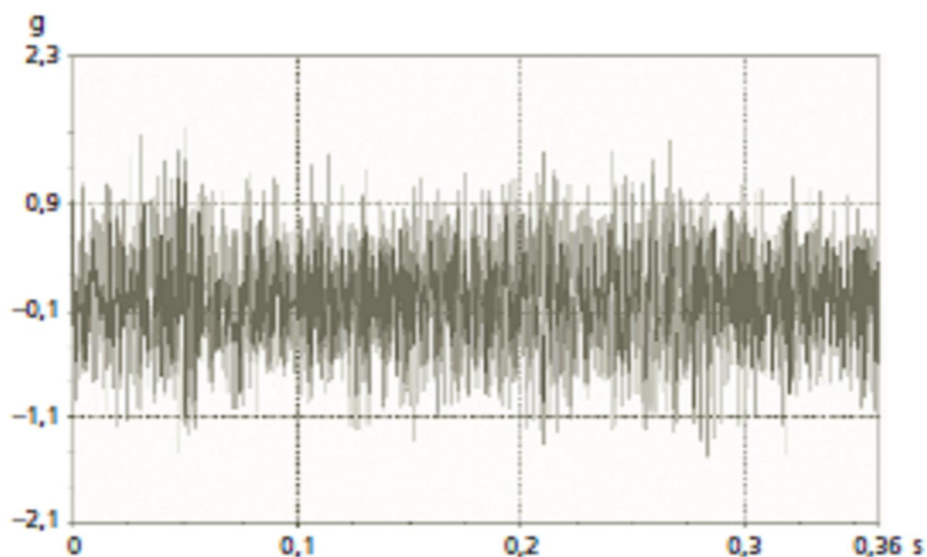


Figure III.5 – Signal brut délivré par un accéléromètre fixé sur le palier MV d'un multiplicateur entraînant un groupe hydroélectrique.

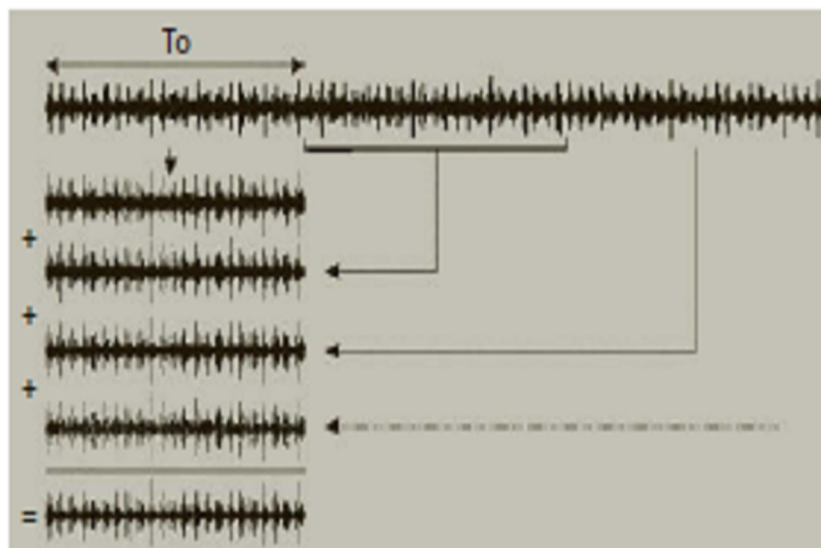


Figure III.6 – Principe du moyennage synchrone.

La période T_0 représentant un tour de rotation peut être calculée avec une très grande précision par analyse spectrale haute résolution. La mise en oeuvre du moyennage synchrone ne nécessite l'utilisation d'un tachymètre impulsif que pour toute analyse de phase de démarrage ou d'arrêt.

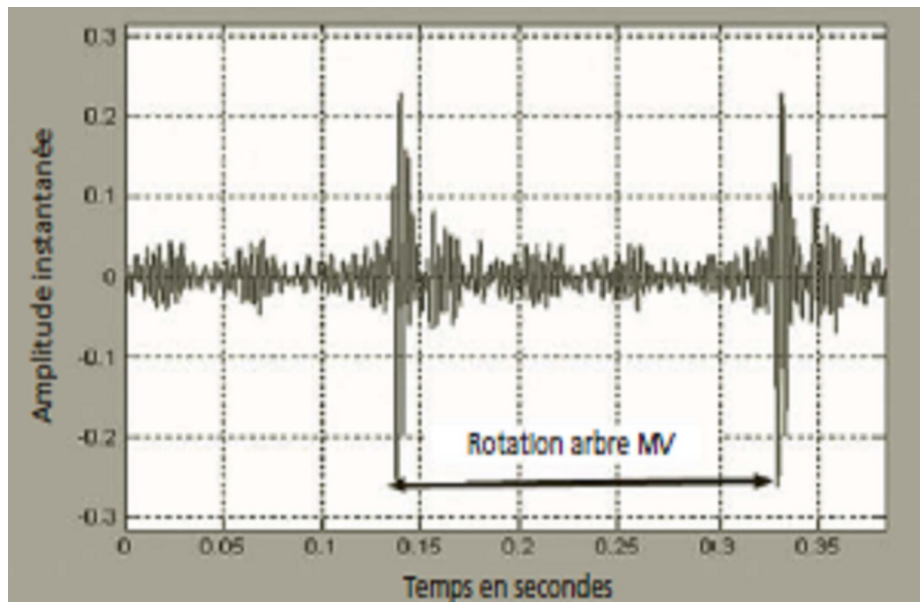


Figure III.7 – Signal après filtrage par peigne autour de la fréquence d'engrènement du train PV/MV

Obtenu après moyennage sur 150 rotations de l'arbre MV (moyenne vitesse).

Avant de procéder aux opérations de moyennage, le signal brut doit être préalablement conditionné en fonction du phénomène à analyser :

- La fréquence d'échantillonnage doit permettre une représentation correcte du phénomène que l'on souhaite observer (engrènement d'une dent, passage d'une pale d'une turbine, cycle de fonctionnement d'un piston d'un compresseur...).

Elle se déduit du nombre des points (≥ 10) choisi pour représenter le phénomène recherché.

À titre d'exemple, la fréquence d'échantillonnage pour représenter l'engrènement de la roue PV constituée de 128 dents, dont la fréquence de rotation est de 10 Hz, devra être au moins égale à 12800 Hz.

- Le signal doit faire l'objet d'un filtrage préalable afin d'adapter son contenu spectral au spectre « utile » du phénomène que l'on cherche à représenter (nombre d'harmoniques, nombre de paires de bandes latérales...) et être éventuellement démodulé selon le phénomène à analyser.

Ces opérations de filtrage et de démodulation restent complexes et ne doivent en aucun cas altérer le signal dans sa bande utile, ce qui nécessite l'utilisation de techniques de filtrage sans déphasage et des filtres à caractéristiques très précises non disponibles à ce jour dans la quasi-totalité des systèmes dédiés à la surveillance et au diagnostic de machines.

Il faut, comme pour la démodulation de porteuses sinusoïdales, utiliser des logiciels de traitement mathématiques externes (Matlab, Labview...). Rappelons que ces techniques d'analyses très poussées, elles aussi tombées dans le domaine public depuis plus de deux décennies, sont données dans cet ouvrage à titre d'information pour que tout utilisateur sache ce qu'il peut en attendre bien qu'elles nécessitent pour leur application les compétences d'un spécialiste chevronné.

Ces techniques de filtrage par analyses synchrones peuvent, bien sûr, être juxtaposées aux techniques de démodulations d'amplitude ou de fréquences cinématiques pour donner une image précise des variations de charge ou de couple dues, par exemple, à un matage de clavette sur une roue dentée, ou à un défaut de montage du cardan d'entraînement sur une presse

III.5 L'Interaction de l'ensemble des techniques précédentes sur un défaut de denture

Dans un cas réel, montre à travers l'utilisation des différentes techniques de diagnostic précédemment évoquées la démarche déductive logique de recherche d'une cause de dysfonctionnement.

Alors que les techniques globales de surveillance périodique ne donnaient aucune alerte, l'exploitant, devant les enjeux économiques de risque de panne, décide de faire une prise automatique de spectres sur le réducteur d'un broyeur de cimenterie. Devant une légère augmentation de l'amplitude de la fréquence d'engrènement du train PV (46,48 Hz) et la forme évasée de son pied, révélées sur l'un des spectres basses fréquences (0-100 Hz) pris en radial horizontal sur le palier de sortie du réducteur (figure III.8 a), il est décidé de faire un zoom sur ce spectre pour vérifier la présence ou non de modulations. [32]

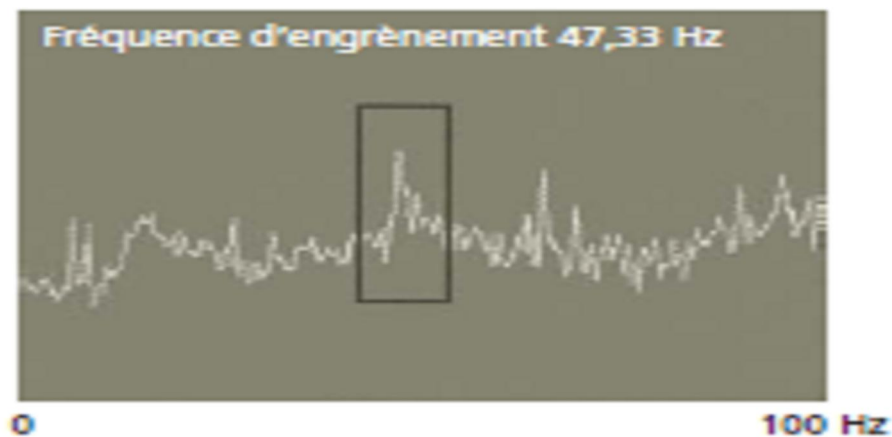


Figure III.8 a – Spectre basses fréquences du réducteur.

Ce spectre met en évidence la fréquence d'engrènement à 47,33 Hz sans autre précision.

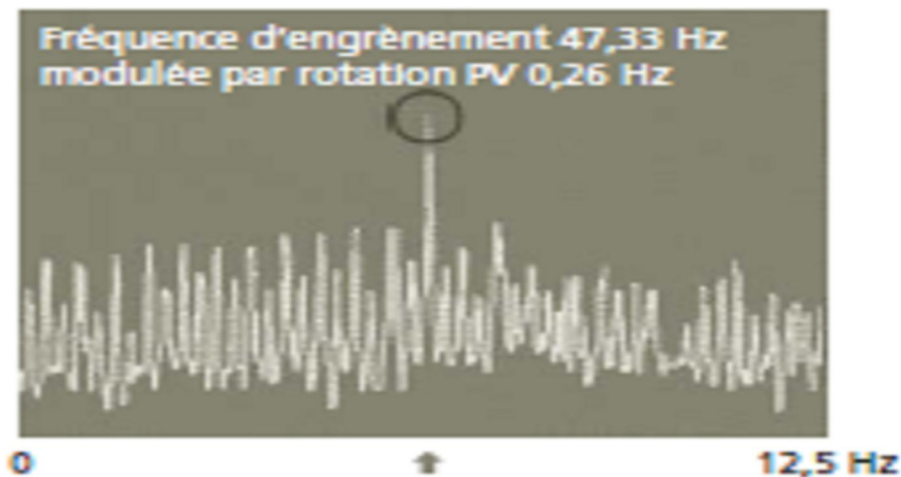


Figure III.8 b – Zoom effectué sur spectre précédent.

Ce zoom effectué autour de la fréquence d'engrènement (47,33 Hz) montre une série de bandes latérales symptomatiques de défauts de type choc, de contraintes ou de jeux d'engrènement.

Le zoom (figure III.8 b) effectué autour de la fréquence d'engrènement sur une plage de 10 Hz montre bien, effectivement, de nombreuses bandes latérales de modulation de diverses fréquences mêlées, traduisant l'existence de contraintes, jeux ou chocs agissant sur l'engrènement. Plusieurs familles de composantes semblent être à l'origine de ces modulations, un cepstre est effectué pour qualifier la fréquence de ces familles et quantifier leur énergie.

Le cepstre (figure III.8 c) effectué sur ce zoom permet en effet de connaître et de quantifier avec précision la fréquence maîtresse de ces modulations, qui se produisent principalement à 0,25 Hz, fréquence de rotation de l'arbre PV du réducteur.

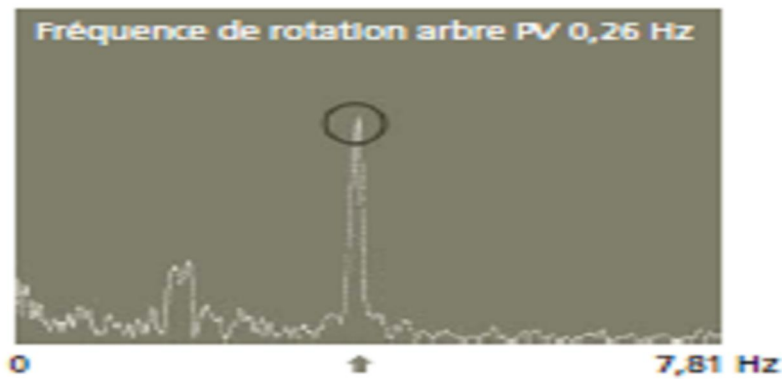


Figure III.8 c – Cepstre sur zoom précédent.

Cepstre qui va permettre de préciser la fréquence du défaut générateur de la modulation autour de l'engrènement et d'en quantifier l'énergie.

Les démodulations en amplitude et en fréquence (figures III.8 d) préciseront que les modulations sont de type effort traduisant un cintrage ou faux rond sur l'arbre ou des criques sur la denture.

L'analyse temporelle synchrone (figure III.8 e) permettra quant à elle de constater que le phénomène se produit deux fois par tour de façon quasi symétrique, ce qui permet d'en déduire qu'il s'agit probablement d'un rattrape de jeu de rainure de la clavette matée sur la couronne de sortie qui frappe à chaque demi-tour, au moment où le pignon entraîne la couronne et sa clavette et le moment où le poids de la couronne fait basculer la clavette sur l'épaulement opposé.

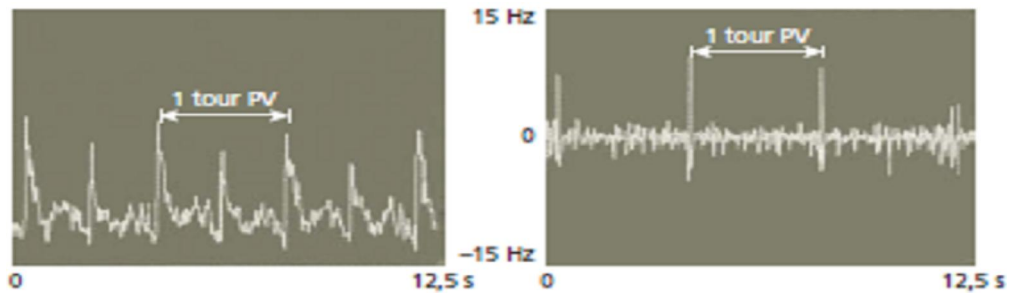


Figure III.8 d – Démodulation d'amplitude et démodulation de fréquence centrées sur la fréquence d'engrènement.

Ces deux démodulations permettent de déterminer avec précision que le défaut module à la fois l'amplitude (défaut de type effort comme un cintrage de rotor ou des criques de denture) et la fréquence (défaut de type variation de couple comme un jeu, ou une denture usée).

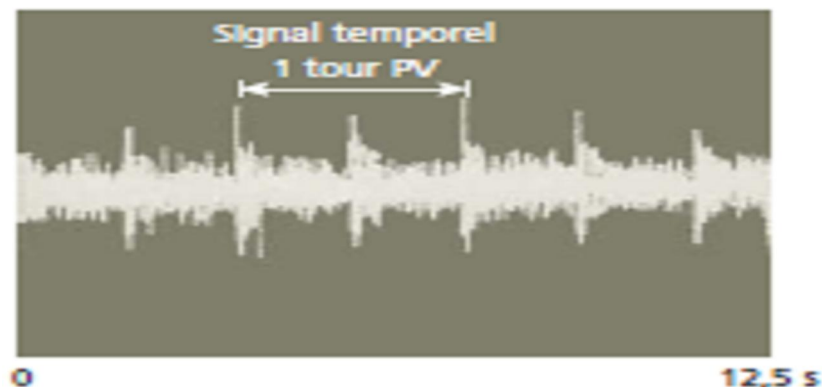


Figure III.8 e – Analyse temporelle synchrone du signal

Analyse qui met en évidence le nombre et la position relative des phénomènes se produisant à chaque tour de l'arbre PV.

D'autre part, le spectre hautes fréquences (0-10000 Hz) met en évidence (figure III.8 f) une résonance symptomatique d'un défaut de type chocs, sans pouvoir préciser s'il s'agit d'un défaut aléatoire dû par exemple à un graissage défectueux ou d'un défaut périodique comme un endommagement de roulement.



Figure III.8 f – Spectre hautes fréquences du réducteur.

Ce spectre permet de détecter l'existence de chocs par l'excitation d'une résonance à 3817 Hz.

La détection d'enveloppe permettra de déterminer la fréquence du défaut, et connaissant les caractéristiques des roulements équipant le réducteur, d'en déduire qu'il s'agit d'un écaillage du roulement 22320 équipant l'un des paliers PV du réducteur, à changer au prochain arrêt.

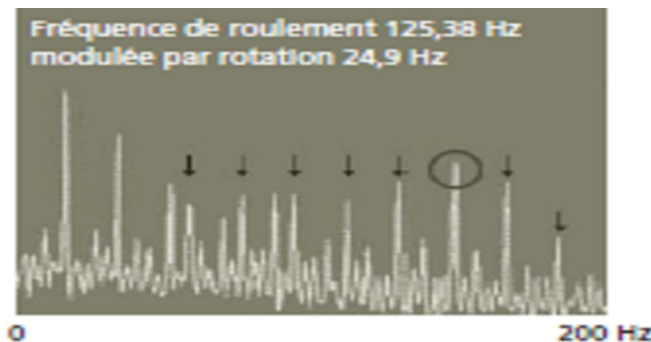


Figure III.8 g – Détection d'enveloppe sur résonance à 3 817 Hz.

Détection qui permet de connaître la périodicité des chocs et d'en déduire l'origine. [27]

III.6. Conclusion

Dans le présent chapitre ont été exposées les étapes nécessaires à la mise en place d'un système d'aide au diagnostic (analyse de la problématique du diagnostic), une analyse critique faite sur les méthodes du diagnostic, il a été déduit que les méthodes externes du diagnostic des défaillances sont bien adaptées au système à étudier, car la modélisation physique de toutes les défaillances de la machine ne peut pas être réalisée. Parmi les méthodes externes, la technique des réseaux de neurones a été retenue pour l'élaboration du système de diagnostic des défaillances du système électromécanique. En effet, l'analyse bibliographique effectuée a démontrée que les RNA sont largement utilisées dans le domaine du diagnostic, en raison de leurs avantages et de leur simplicité.

IV • Image vibratoire des principaux défauts

IV.1 Introduction

L'identification d'anomalies à un stade précoce, le suivi de leurs évolutions et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement, l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible de l'affecter, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts. On ne trouve que ce que l'on recherche et, si l'on ne sait ce que l'on doit trouver, on risque de chercher longtemps sans résultat.

Il est donc essentiel de connaître la cinématique de la machine et les manifestations dynamiques ou symptômes associés aux différents défauts potentiels, afin de définir les indicateurs de surveillance, les techniques de traitement des signaux nécessaires au calcul de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images et, enfin, pour formuler un diagnostic sur son état. Malheureusement, comme en médecine, un même symptôme peut correspondre à plusieurs pathologies et à une pathologie peut être associée à différents symptômes.

La fiabilité du diagnostic réside donc dans l'identification du plus grand nombre possible de ces symptômes parmi les informations véhiculées par les signaux délivrés par les différents capteurs. Une fois cette identification achevée, il convient d'établir la liste des pathologies possibles associées à chacun d'entre eux et, par déduction, de se diriger vers l'hypothèse la plus probable en procédant si nécessaire à des investigations complémentaires (variation de vitesse, analyse de réponses impulsionnelles à l'arrêt, déformée en fonctionnement...).

Dans ce chapitre, sont étudiées les manifestations dynamiques (vibrations, fluctuations de couples...) et les images vibratoires des principaux défauts. [33]

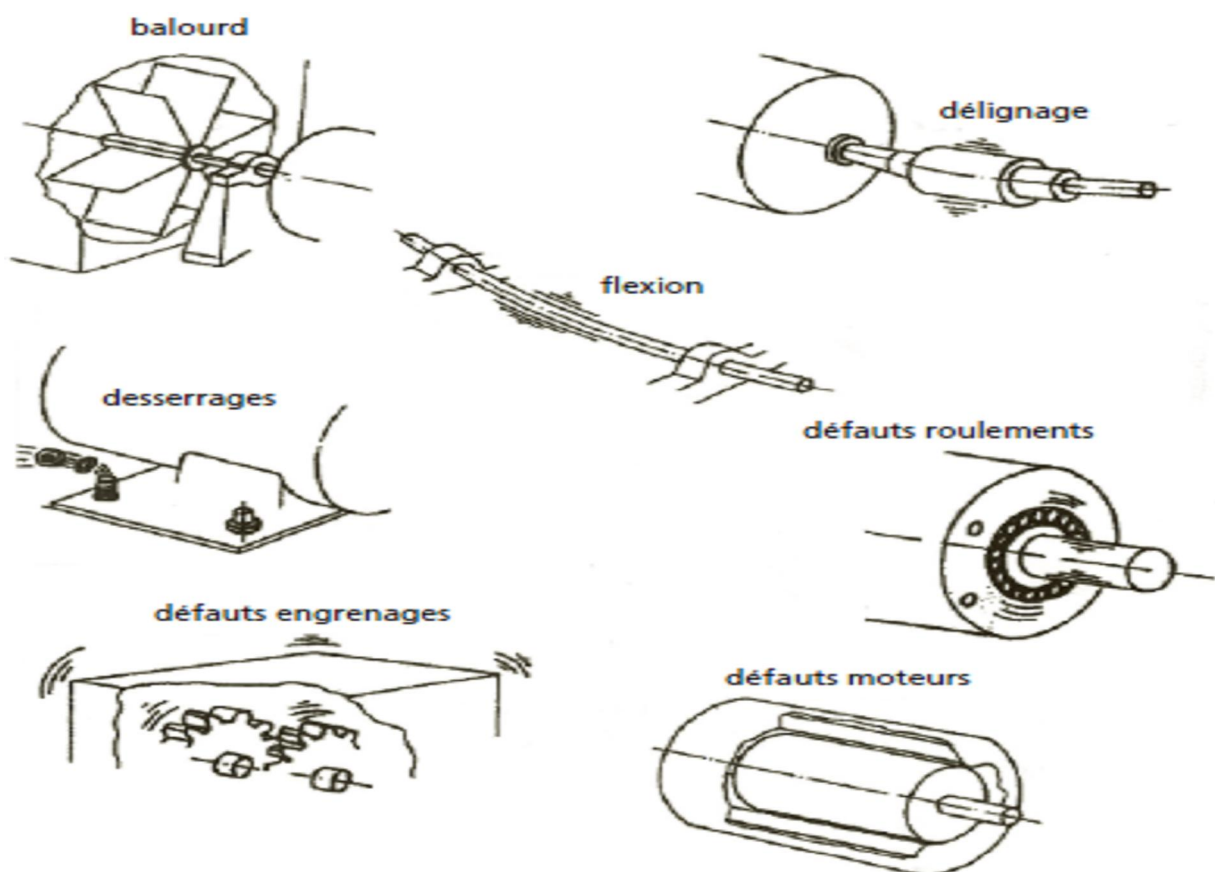


Figure IV.1 – représentée les principaux défauts de vibration

Le lecteur notera que toutes les images vibratoires sont représentées dans le domaine spectral avec une échelle d'amplitude logarithmique et avec pour unité physique l'accélération.

Cette représentation spectrale est généralement la plus pertinente pour distinguer une manifestation vibratoire, qu'elle soit purement sinusoïdale, modulée, périodique ou impulsionnelle.

IV.2 Déséquilibre, défaut de balourd

IV.2.1 Généralités

Le balourd est le résultat d'un ensemble de forces engendrées par les écarts existant entre les centres de gravité des différents éléments constituant le rotor et son axe de rotation. Cette force centrifuge, issue de ces défauts de « non-concentricité » ou d'ajustage, est proportionnelle à la masse de matière qui crée ce déséquilibre et au carré de la vitesse. Elle génère des efforts tournants qui vont agir sur les différents éléments constitutifs du rotor, les ancrages de la machine et les paliers jusqu'à entraîner leur dégradation. Le défaut de balourd est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements et il constitue l'un des principaux risques pour la sécurité.

C'est pour cette raison sans doute qu'il fait l'objet de normes importantes, tant pour son évaluation que pour sa correction.

Ainsi, pour une classe d'équilibrage donnée, comparer l'amplitude de la vibration induite à des seuils fixés dans des normes ou à des spécifications de constructeurs, permettra de statuer sur le caractère acceptable ou non du déséquilibre et sur la nécessité

de procéder ou non à un équilibrage suivant une procédure bien définie.

Le balourd, déséquilibre massique, peut provenir de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, mais aussi :

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

IV.2.2 Conséquences pratiques

Toute machine, même de conception et de réalisation très soignées, présente malgré tout un déséquilibre résiduel (acceptable ou non).

Ce déséquilibre induit un effort circulaire qui se confond avec la rotation

L'image vibratoire sera donc constituée d'une composante d'amplitude prépondérante à la **fréquence de rotation** du rotor (figures IV.2 a et IV.2 b).

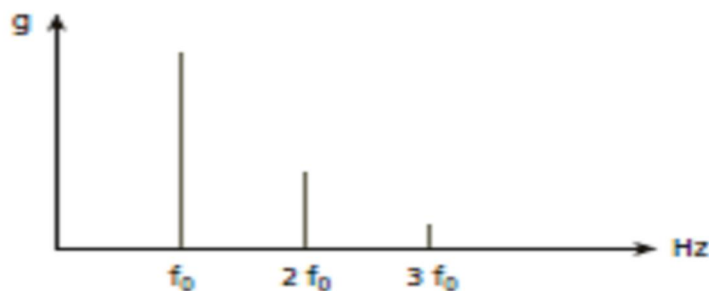


Figure IV.2 a – Image vibratoire théorique d'un balourd.

Prépondérance de l'amplitude liée à la fréquence de rotation sans ou avec peu d'harmoniques et sans bandes latérales de modulation.

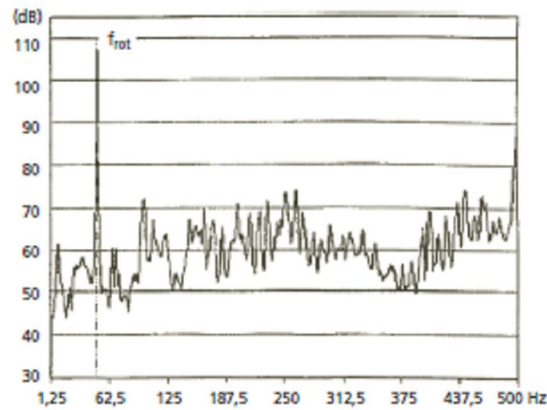


Figure IV.2 b – Spectre du palier (direction radiale horizontale) côté turbine d'un ventilateur tournant à 2 925 tr/min (48,75 Hz : 228 mg ou 7,3 mm/s) traduisant la présence d'un balourd.

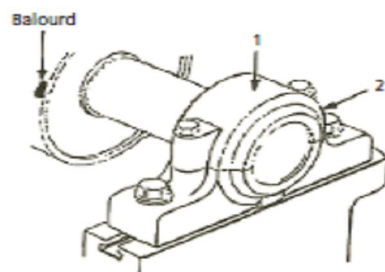
Généralement, la raie à cette fréquence se voit plus nettement sur un spectre issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale), excepté pour les rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également, dans la direction axiale, la prépondérance de l'amplitude de cette composante. [34]

IV.2.3 Intérêt de l'analyse des phases

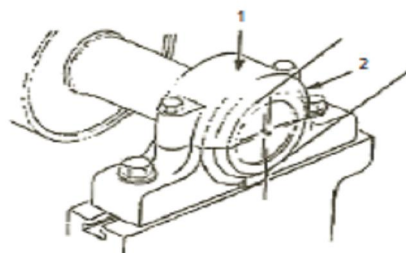
• Distinction entre efforts rotatif et directionnel

De nombreux défauts se manifestent dans le domaine vibratoire par la présence d'une composante d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence de rotation. Beaucoup d'entre eux se distinguent du balourd par la présence d'un grand nombre d'harmoniques (défauts de type chocs) ou de sous harmoniques (frottement...) mais seule l'analyse des phases permet de différencier :

- les défauts induisant des efforts rotatifs comme le balourd,
- les défauts induisant des contraintes directionnelles (non tournantes) comme les efforts induits par une courroie trop tendue, un desserrage de palier, le faux rond d'un pignon, une excentricité de poulie... (figures IV.3 a et b).



a Cas du balourd
Effort rotatif se produisant avec un déphasage voisin de 90° entre les points 1 et 2



b Cas d'une excentricité de poulie
Effort directionnel se produisant simultanément sur les points de mesure 1 et 2 avec un déphasage quasi nul

Figure IV.3 – Distinction entre un défaut induisant une force tournante (balourd) et un défaut induisant une force directionnelle (tension de courroies, poulie excentrée...).

En effet, le déséquilibre induisant une force tournante va produire son effet maximum à des moments différents tout au long de la circonférence du palier et ce décalage est appelé déphasage. Entre deux directions de mesures orthogonales radiales situées sur un même palier, le déphasage entre composantes d'ordre 1 de la fréquence de rotation sera de :

- 1/4 de tour, c'est-à-dire proche de 90° , dans le cas d'un défaut induit par une force tournante comme le balourd,
- Nul, c'est-à-dire proche de 0° ou de 180° , dans le cas d'un défaut induit par une force directionnelle.

• Distinction entre balourds statique et dynamique

De même que l'analyse des déphasages entre composantes vibratoires d'ordre 1 de la fréquence de rotation selon deux directions radiales orthogonales d'un même palier permet de distinguer effort tournant et effort directionnel, l'analyse des déphasages entre ces mêmes composantes pour deux paliers consécutifs permettra de distinguer un balourd statique ne nécessitant qu'un équilibrage monoplan d'un balourd dynamique nécessitant un équilibrage multiplan.

En cas d'un balourd statique (figure IV.4 a), les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, les effets de la force centrifuge due au déséquilibre. [35]

Il n'y aura donc théoriquement aucun déphasage entre les mesures prises sur les deux paliers pour une direction radiale donnée.

En cas de balourd dynamique (figure IV.4 b), que l'on peut rencontrer dès que la longueur du rotor ne peut plus être considérée comme faible devant son diamètre, les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts tournants de façon quasi alternée.

Le déphasage (voisin de 1/2 tour soit 180°) entre les mesures effectuées pour une direction radiale donnée sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dit « dynamique ».

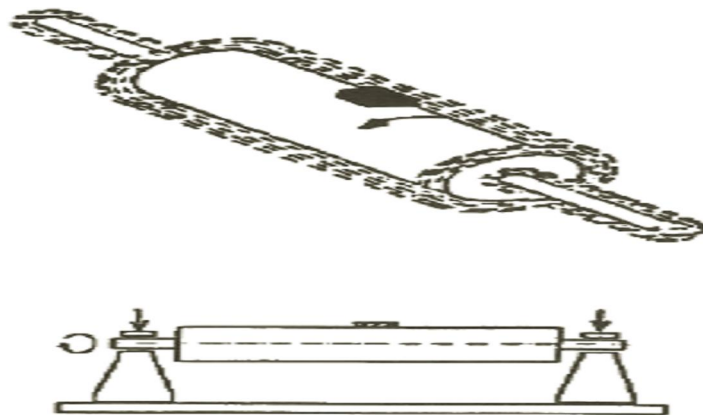


Figure IV.4 a – Balourd statique : le déphasage est sensiblement nul entre les points A et B.

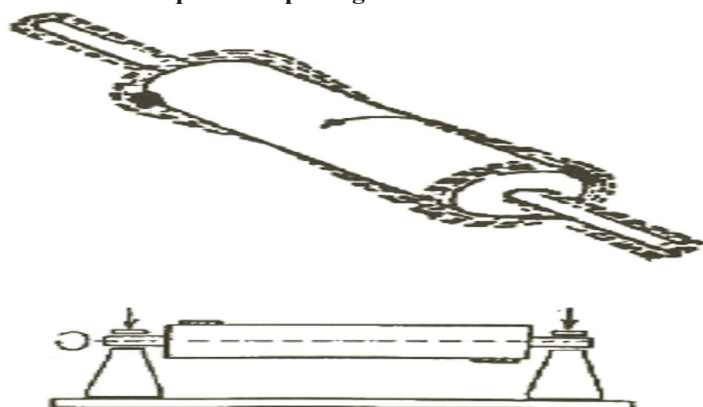


Figure IV.4 b – Balourd dynamique : le déphasage est proche de 180° entre les points A et B.

On conclure que un défaut de balourd est révélé par :

- Une composante d’amplitude élevée à la fréquence de rotation du rotor en direction radiale (figures IV.2 a et b), parfois en direction axiale dans le cas de rotors en porte à faux,
- Pas ou très peu d’harmoniques,
- Pas d’harmonique d’amplitude prépondérante (en mode accélération) à deux ou trois fois la rotation,
- Pas de sous harmoniques,
- Une amplitude qui peut varier fortement avec la vitesse de rotation
- Un déphasage voisin de 90° entre deux composantes correspondant à des points de mesure radiaux orthogonaux sur le même palier du rotor (figure IV.3 a).

Le balourd sera qualifié de « statique » ou de « dynamique » selon que les paliers à l’ordre 1 de la fréquence de rotation vibreront pour une direction radiale donnée en phases ou en opposition de phases.

IV.3 Dégradation de l’accouplement

Selon la puissance, la température, les jeux fonctionnels et la fonction de la machine, on utilisera des systèmes d’accouplement plus ou moins souples ou rigides.

En caoutchouc ou en métal, lubrifiés ou non, qui, selon la dureté du contact au passage du défaut à chaque tour, vont générer des chocs plus ou moins brutaux.

La figure IV.5, représentant le spectre vibratoire basses fréquences d’un palier d’un compresseur tournant à 1500 tours (25 Hz) ces chocs à chaque tour, dus au rattrapage des jeux angulaires, vont se traduire par de nombreux harmoniques de la fréquence de rotation, souvent jumelés avec la raie d’amplitude prépondérante, correspondant à l’ordre 2 de la fréquence de rotation, est significative du désalignement.

On profitera de cette figure IV.5 pour remarquer que la représentation de l’amplitude en échelle logarithmique ou en décibels fait bien ressortir le défaut de désalignement à deux fois de la rotation et celui de la dégradation de l’accouplement par une bien meilleure mise en évidence du peigne de raies représentatif des chocs.

Le nombre d’harmoniques constituant ce peigne de raies est fonction de la dureté des frictions engendrées par la dégradation à chaque rattrapage de jeu, un accouplement élastique donnant beaucoup moins d’harmoniques qu’un accouplement à denture.

Indépendamment de la présence de ces harmoniques, l’augmentation de l’amplitude de la raie dont la fréquence correspond à la fréquence d’accouplement (fréquence correspondant à la fréquence de rotation multipliée par le nombre d’éléments entraînant, comme des doigts, des cannelures...), pourra parfois aussi être un indice pertinent d’une dégradation de l’accouplement.

De plus, un accouplement qui se dégrade va prendre du jeu et, de ce fait, l’entraînement de la machine va subir des microvariations de vitesse qui vont se traduire par la présence des bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation autour d’une fréquence cinématique caractéristique, comme celle de la fréquence de passage des pales d’un ventilateur ou d’engrènement d’un réducteur[36]

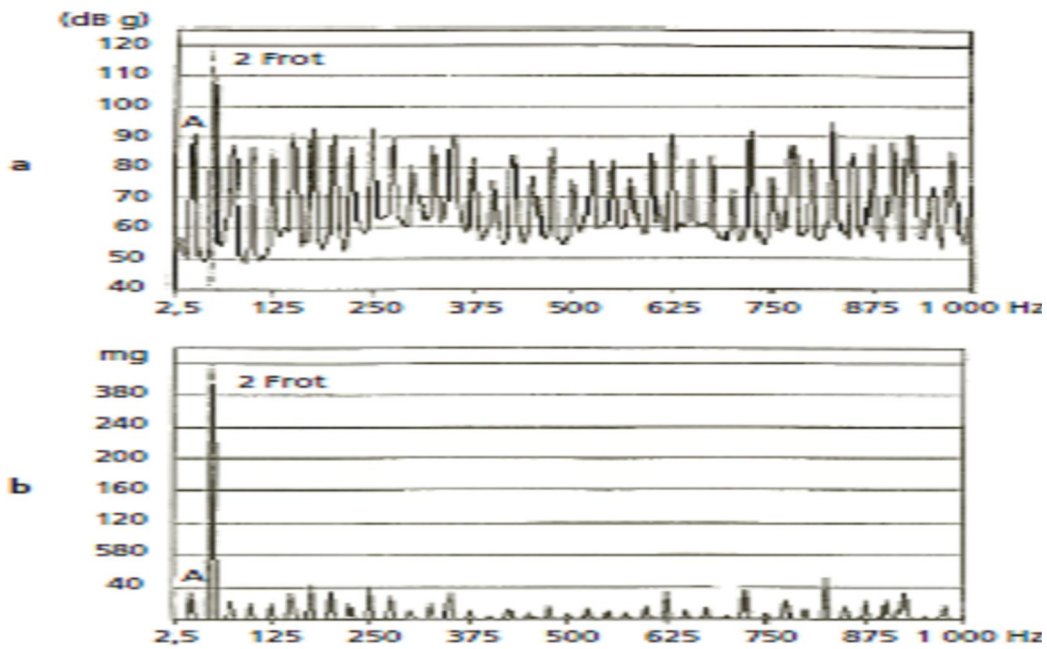


Figure IV.5 – Image spectrale d’un défaut d’accouplement dont l’amplitude exprimée en accélération est affichée :
 a : en décibels, b : avec une échelle linéaire.

Accouplement par cardan

L’image vibratoire d’un entraînement par cardan, même en l’absence de défaut, révèle toujours la prépondérance de l’amplitude de la composante d’ordre 2 de la fréquence de rotation (figures IV.6). Il y aura défaut si l’amplitude de cette dernière augmente de manière significative ou s’il y a présence d’harmoniques significatifs de cette dernière. Bien souvent, notamment en papeterie et en métallurgie, la transmission présente un double cardan ou manchette formant joint homocinétique. Le non-parallélisme des arbres menant et mené est souvent responsable de fluctuations de vitesse de rotation instantanée, d’à-coups, de défauts de régulation et d’un vieillissement prématuré de la transmission.

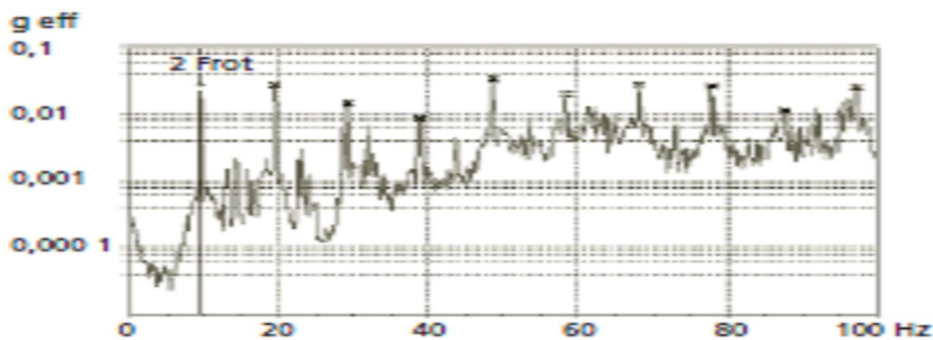


Figure IV.6 a – Spectre vibratoire induit par un défaut de cardan (Amplitude efficace du peigne de raies : 87 mg ;
 5,5 mm/s).

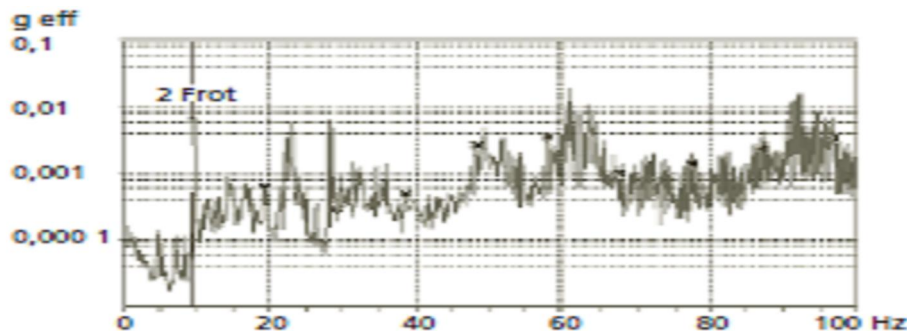


Figure IV.6 b – Spectre vibratoire après remplacement du cardan et reprise du parallélisme des arbres menant et mené (Amplitude efficace du peigne de raies : 12 mg 1,22 mms).

IV.4 Défauts de transmission par courroies

IV.4.1 Généralités

Les principaux défauts rencontrés sur ce type de transmission (figure IV.7) sont :

- une détérioration localisée d'une courroie (partie arrachée, défaut de jointure...),
- des courroies détendues,
- des courroies usées,
- un mauvais alignement des poulies,
- une poulie excentrée,
- un défaut de transmission courroie poulies crantées.

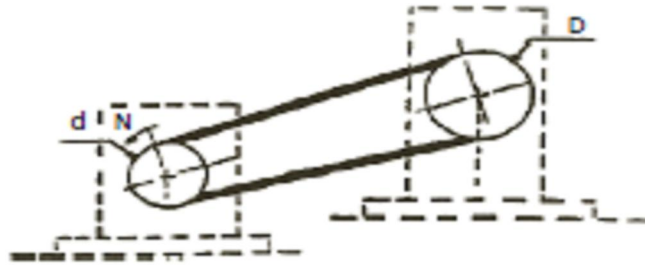


Figure IV.7 – Transmission poulies courroies.

IV.4.2 Courroies usées, détendues ou désaxées

La détérioration localisée d'une courroie implique généralement un effort ou un choc dont la fréquence de répétition correspond à la fréquence de passage de ce défaut. L'image vibratoire d'un défaut de courroies (figures IV.8 a et b) est constituée d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de passage de courroies avec prépondérance des composantes dont les fréquences sont voisines de fréquences propres de structure.

La fréquence passage de courroies se situe toujours en dessous des fréquences de rotation des arbres menant et mené. À cause des inévitables glissements poulies/courroies, la fréquence réelle sera toujours inférieure de 2 à 3 % de sa valeur théorique calculée à partir de la relation :

$$F_c = \frac{\pi d}{L} F_{rot} \quad (IV,1)$$

Avec :

- L : la longueur de la courroie,
- F_{rot} : la fréquence de rotation de la poulie et d le diamètre correspondant.

Lorsque les courroies sont usées ou détériorées, détendues ou désaxées, on observe dans le spectre vibratoire la présence de composantes dont les fréquences correspondent aux premiers ordres de la fréquence de passage de courroie. Souvent, l'amplitude de la composante d'ordre 2 est prépondérante.

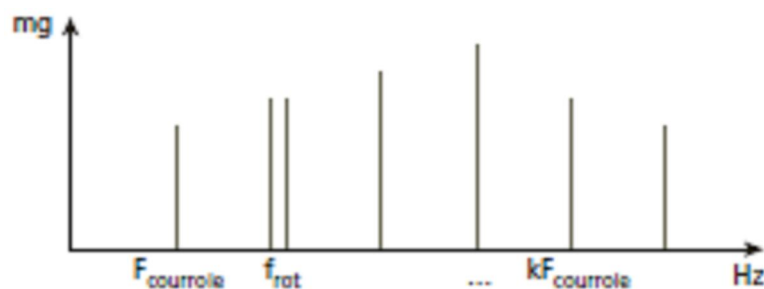


Figure IV.8 a – Image théorique d'un défaut localisé de courroie.

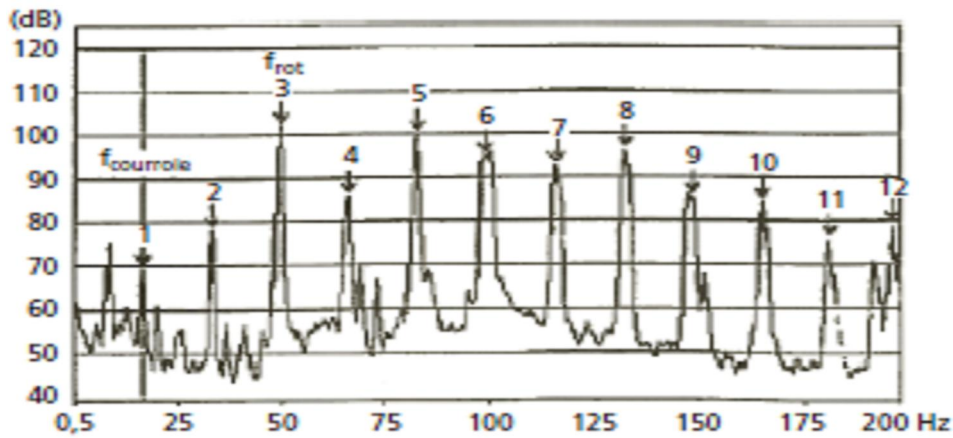


Figure IV.8 b – Spectre d’un défaut de courroie associé à un desserrage de palier.

L’amplitude de ces composantes est généralement instable et on peut parfois observer un phénomène de battement entre une de ces composantes et la composante d’ordre 1 de la fréquence de rotation de l’arbre menant ou mené.

Dans le cas d’une courroie crantée, l’usure ou le désalignement des poulies se manifestent par la présence d’une composante d’amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence de synchronisation (produit de la fréquence de passage de courroie par le nombre de crans ou de la fréquence de rotation des roues menante ou menée par le nombre de dents de cette dernière). Pour ce type de transmission, les fréquences rencontrées sont les mêmes que pour les engrenages avec cependant des amplitudes vibratoires moindres du fait de la nature du matériau qui a tendance à amortir les chocs.

La fréquence de passage de la courroie s’écrit alors :

$$F_{\text{courroie}} = \frac{Z}{Z_c} F_{\text{rot}} \tag{VI,2}$$

avec : F_{courroie} = fréquence de passage de la courroie

F_{rot} = fréquence de rotation d’une poulie

Z = nombre de crans de cette même poulie

Z_c = nombre de crans de la courroie

Dans le cas d’une transmission par chaînes, ces défauts se manifestent par la présence d’une composante d’amplitude élevée dont la fréquence correspond au produit de la fréquence de rotation d’une roue par le nombre de dents de cette dernière.

Lorsqu’une ou plusieurs courroies sont insuffisamment tendues, il peut se produire un phénomène de battement créé par les faibles différences de vitesses de passage des courroies dues au glissement.

Il en résulte théoriquement des raies d’amplitude élevée à la fréquence égale à la somme et à la différence des fréquences de passage réel des différentes courroies, modulée par des raies espacées de leurs différences.

Si une seule courroie est détendue, le spectre laissera donc apparaître une raie élargie en fréquence par ses modulations, raie d’amplitude importante à un peu moins de deux fois la fréquence de passage des courroies.

Mais si plusieurs courroies sont détendues, il deviendra plus facile de diagnostiquer ce phénomène à l’aide d’un stroboscope qu’avec l’analyse d’un spectre. [34]

IV.4.3 Mauvais alignement des poulies

Un désalignement de poulies induit une composante d'amplitude élevée prépondérante en direction axiale à la fréquence de rotation des arbres menant et menée. Le rapport des amplitudes de ces composantes dépend aussi bien de la position du point de mesures que des masses relatives des unités motrice et réceptrice et de la rigidité des châssis supports. Souvent, dans le cas d'un désalignement de poulies, la fréquence de la composante axiale d'amplitude prépondérante sur le moteur correspond à la fréquence de rotation du ventilateur et vice versa. Le diagnostic peut être confirmé par la mesure des déphasages entre composantes axiales de même fréquence.

IV.4.4 Poulie excentrée

Une poulie excentrée (centre de gravité différent du centre de rotation) induit une composante vibratoire d'amplitude élevée à la fois sur les paliers des poulies menante et menée en direction radiale, dont la fréquence correspond à la fréquence de rotation de la poulie excentrée. La direction pour laquelle l'amplitude de cette composante est la plus élevée correspond à la direction définie par la droite joignant les centres des poulies. S'il est possible d'équilibrer une poulie excentrée, cette opération ne peut éliminer les contraintes de fatigue alternées préjudiciables au niveau des courroies et des structures support de paliers, induites par la tension alternée des courroies due à l'excentricité de la poulie. L'excentricité d'une poulie peut être confirmée par une mesure de déphasage, le mouvement radial des paliers étant quasiment rectiligne.

IV.5 Défauts induits par un desserrage

L'image vibratoire induite par un desserrage ou par une fissuration d'ancrage ou de bâti est également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence peut également correspondre à l'ordre 1 de la fréquence de rotation. Toutefois, un desserrage ou une fissuration d'ancrage ou de bâti se traduisent par une diminution de raideurs modales avec, pour conséquence dynamique, une diminution significative de fréquence de certains modes propres, fréquences qui peuvent alors coïncider avec un des premiers ordres de la fréquence de rotation dont l'amplitude sera alors prépondérante.

Cependant, dans certains cas de desserrage associé à un défaut de balourd ou de désalignement, le mouvement originel de type sinusoïdal du décollement du palier ou du bâti sera brusquement stoppé en fin de course du desserrage créant ce que l'on appelle une troncature du signal. Son image spectrale sera constituée d'un peigne de raies dont le pas correspondra toujours à la fréquence de rotation et dont l'amplitude et l'étendue spectrale dépendront de l'importance de la troncature.

Le déphasage relatif pour deux composantes radiales orthogonales sera voisin de zéro ou de 180° , selon la position des capteurs par rapport au plan de desserrage ou de fissuration.

IV.6 Défauts induits par un frottement entre rotor et stator

Dans le cas d'un frottement rotor/stator, la raideur du système rotor/palier est modifiée lors du contact rotor/stator et devient alors une fonction périodique du temps.

La résolution de l'équation différentielle régissant le mouvement du rotor montre que la rotation du rotor peut induire des vibrations dont la fréquence de base correspond le plus souvent à l'ordre 1/2 de la fréquence de rotation et parfois aux ordres 1/3, 1/4 et 1/5 (figure IV.9).

Cependant, l’image vibratoire d’un frottement rotor/stator correspond généralement à l’ordre 1/2 de la fréquence de rotation. Ce défaut ne doit pas être confondu avec le défaut d’instabilité (ou tourbillon d’huile) susceptible d’affecter toute machine à paliers fluides et dont la fréquence de la composante induite est, généralement comprise entre 0,45 et 0,49 fois la fréquence de rotation. Et ce même si, pour ces machines, un frottement sur les barrières d’étanchéité, par exemple, peut, comme l’instabilité d’arbre, exciter une fréquence critique du système rotor/ palier et induire des vibrations d’amplitude très élevée qui vont conduire à la rupture du film d’huile et à la dégradation du palier et du rotor. [37]

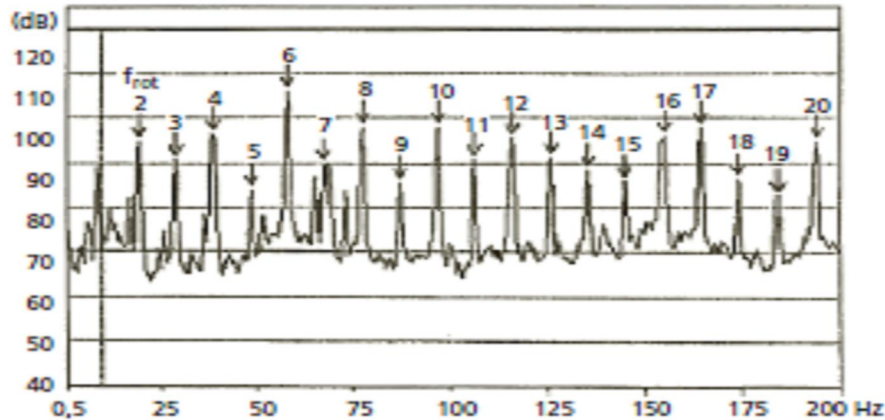


Figure IV.9 – Spectre vibratoire d’un défaut de serrage d’une bague interne de roulement sur l’arbre d’un palier d’un ventilateur tournant à 19,36 Hz.

L’amplitude efficace du peigne de raies dont le pas 9,68 Hz correspond à l’ordre 1/2 de la fréquence de rotation est de 315 mg (8,4 mm/s).

IV.7 Cavitation

Il s’agit d’un défaut d’écoulement d’un fluide qui se produit quand la pression, à l’intérieur de la pompe, s’abaisse à un niveau égal à celle de la vapeur saturante du fluide véhiculé. Il y a formation de bulles de gaz qui, en implosant, excitent un grand nombre de modes de structure. La cavitation est causée par un débit d’aspiration insuffisant et se manifeste par un bruit caractéristique identique à celui que provoquerait le passage de graviers dans le corps de la pompe. Ces phénomènes sont souvent intermittents et s’ils persistent, ils peuvent dégrader des éléments internes de la pompe et notamment éroder les aubes des impulseurs. [35]

La cavitation induit des vibrations aléatoires à spectre étendu et dont l’énergie se concentre souvent autour de la fréquence de passage des aubes et de ses harmoniques et des fréquences des principaux modes de structure (figure IV.10).

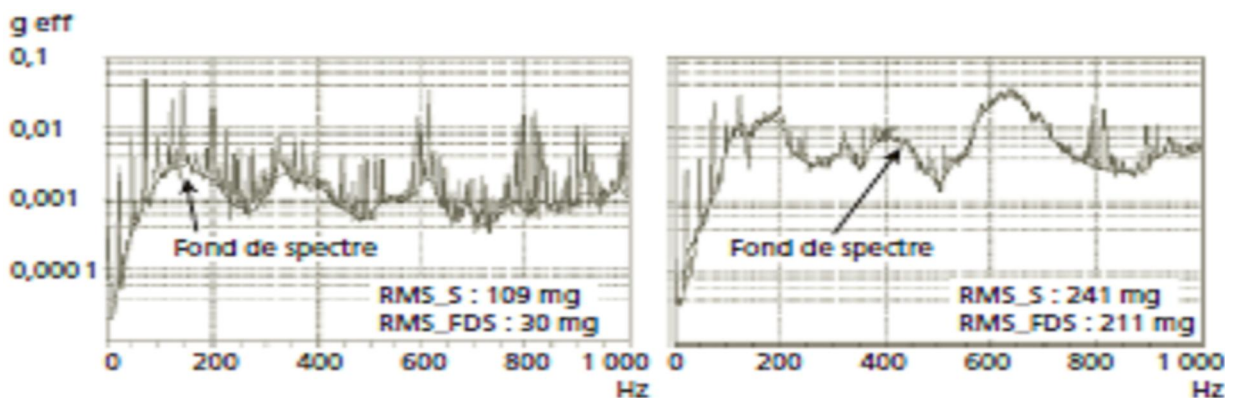


Figure IV.10 – Spectre vibratoire d’un palier d’une pompe en absence et en présence de cavitation.

À noter la forte augmentation du niveau du fond de spectre en présence de cavitation dont l'amplitude efficace passe de 30 mg à 211 mg dans la bande [0-1 000 Hz].

a : en **absence** de cavitation ; **b** : en **présence** de cavitation.

Les spectres de démodulation du signal vibratoire dans les zones de concentration d'énergie se caractérisent par des spectres « plats » démontrant ainsi l'absence de toute périodicité.

On pourra distinguer un phénomène de cavitation des autres phénomènes ayant des manifestations vibratoires voisines (usure de bagues de roulement, défaut de lubrification) en prenant une mesure sur le corps de pompe. Pour un défaut lié à un palier, l'énergie vibratoire sera beaucoup plus élevée sur le palier que sur la volute, alors que pour la cavitation, elle sera généralement supérieure sur la volute.

IV.8 Défauts de roulements

Les roulements sont, sans doute, les organes les plus sensibles d'un parc de machines. Lorsque l'on sait que, d'après une étude menée par la Société SKF, 27 % des dégradations de roulements ont pour origine des maladroites de manutention ou de montage, on imagine l'intérêt que l'on peut avoir à les remplacer le moins souvent possible, donc à éviter les démontages systématiques en optant pour une stratégie de surveillance appropriée. Le processus normal de dégradation d'un roulement est l'écaillage par fatigue qui présente quatre stades de dégradation bien distincts auxquels sont associées des typologies vibratoires bien différenciées.

Stade 1

Les indications les plus précoces de dégradations, dues à la fissuration en sous-couche d'une bague par fatigue sous l'effet de la pression de Hertz, apparaissent dans la bande ultrasonique entre 250 et 350 kHz et, plus tard, avec l'accroissement du nombre de fissures, dans la bande [20-60 kHz].

Stade 2

Les fissures migrent progressivement vers la surface et le passage des éléments roulants sur ces fissures commence à exciter les modes propres de déformation de bagues de roulement, dont les premières fréquences propres se situent généralement dans la bande [1500-3500 Hz]. Dans le domaine spectral, on observe alors dans cette bande fréquentielle la présence d'un dôme d'amplitude élevée. Le spectre de modulation du signal filtré dans cette bande permet d'identifier la cadence de répétition des chocs et, de ce fait, de localiser le défaut.

Stade 3

Les fissures se rejoignent et un morceau de métal est arraché. La dégradation est alors visible à l'oeil nu. L'apparition du premier écaillage va immédiatement se manifester par la présence d'un peigne de raies parfaitement identifiable en basses et moyennes fréquences avec un pas correspondant à la fréquence de défaut caractéristique de l'élément altéré (bague interne, bague externe, éléments roulants). L'augmentation du nombre de zones écaillées ou de l'étendue de ces zones se traduit dans le domaine spectral par une forte augmentation de l'amplitude des quinze premières composantes du peigne de raies. Si le roulement est lubrifié à la graisse, les copeaux métalliques restent prisonniers et sont laminés par le passage des éléments roulants (qui ont une dureté très supérieure à celle des bagues) en créant de très nombreuses empreintes.

Ces empreintes vont à leur tour engendrer de nombreux chocs de très courte durée, exciter les fréquences propres de bagues et augmenter fortement l'amplitude efficace du signal dans la bande [2 k-20 kHz]. Si le roulement est lubrifié à l'huile, les copeaux sont rapidement évacués et le nombre

d'empreintes sera beaucoup plus faible, générant de ce fait dans cette même bande fréquentielle une amplitude efficace considérablement plus faible

Stade 4

À ce stade, la quasi-totalité des surfaces de roulage est écaillée avec une forte augmentation des jeux internes du roulement. Dans le domaine spectral, les peignes de raies, dont les pas correspondent aux différentes fréquences de défauts de roulement, disparaissent et sont remplacés par un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation avec une forte élévation du niveau de fond de spectre.

L'importance des chocs conduit rapidement à une rupture de la cage ou à un grippage suite à la mise en travers des éléments roulants.

Pour assurer une bonne fiabilité d'exploitation, il semble indispensable de remplacer le roulement au cours du stade 3, bien avant la disparition des peignes de raies dont les pas correspondent aux fréquences de défauts du roulement.

Le processus d'écaillage par fatigue est le seul mode vieillissement normal d'un roulement et c'est ce mode dégradation qui est pris en compte dans les relations permettant le calcul des durées de vie statistiques.

Il existe cependant bien d'autres processus de dégradation de roulement (usure, grippage, réduction de jeux, défaut de serrage du roulement dans son palier ou sur l'arbre, blocage axial du palier guide...), qui présentent des manifestations vibratoires pouvant être très différentes de celles précédemment décrites.

Signalons, parmi ces dernières, deux causes de dégradation parmi les moins connues et les moins évidentes. Ce sont les dégradations causées :

– par une charge insuffisante sur les paliers, qui se traduit par une nonadhérence des éléments roulants. De ce fait, ceux-ci vont avoir tendance à glisser dans la zone de charge plutôt qu'à rouler.

Cela aura pour effet une élévation de température, une altération du lubrifiant et des transferts de matière par microgrippages ;

- par une surabondance de graisse qui va avoir pour effet de faire monter le palier en température avec des conséquences quasi identiques à celles précédemment citées.

Sur le plan vibratoire, rappelons que, bien qu'il existe des techniques simples de surveillance des roulements à partir d'indicateurs scalaires dédiés, seule l'analyse fréquentielle permettra de déterminer la fréquence de répétition de chocs et, de ce fait, de statuer s'il s'agit réellement de la dégradation d'un roulement ou d'une tout autre cause (dégradation d'un engrenage, turbulence aéraulique, défaut d'origine électromagnétique...).

Dans le cas d'un défaut de roulement, elle est bien souvent la seule technique permettant :

- d'identifier le processus de dégradation et le stade de dégradation dans lequel il se trouve,
- de localiser le roulement en cause et ses éléments constitutifs en voie d'altération,
- de statuer s'il s'agit d'un écaillage, d'un manque de graisse ou d'une usure des pistes,
- de pouvoir estimer de manière objective les risques encourus à court terme.

Dans l'attente de l'arrivée sur le marché de systèmes « intelligents » de surveillance de roulements, effectuant en quelques secondes toutes les opérations de traitement du signal nécessaires et délivrant à l'issue de ces opérations un prédiagnostic facilement interprétable, reste, pour l'exploitant, à déterminer sur quelles machines « stratégiques » une telle approche est économiquement rentable. [35]

IV.8.1 Détermination des fréquences caractéristiques

Dans la plupart des cas, la dégradation à un stade précoce se traduit par la présence d'un défaut localisé ponctuel (fissure, trace de microgrippage, amorce d'écaillage, empreinte...) affectant une des pistes, ou d'un élément roulant du roulement, produisant un choc à chaque passage sur le défaut ou à chaque contact du défaut avec une des deux pistes.

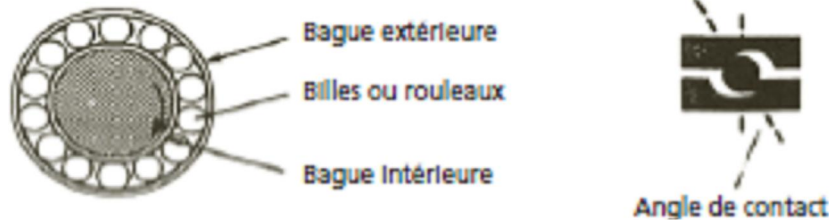


Figure IV.11 – Constitution d'un roulement.

Pour chaque type de roulement et en fonction des cotes de fabrication de chacun de ses éléments (figure IV.11), on peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague externe du roulement, F_{be}
- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague interne du roulement, F_{bi}
- la fréquence de rotation des éléments roulants sur eux-mêmes, F_e
- la fréquence de passage d'un défaut de cage, F_{cage}

Lorsqu'il y a écaillage ou indentation sur l'un de ces éléments du roulement, le choc se produit à la fréquence correspondante donnée par les formules cidessous tirées de la formule de Willis, habituellement appliquée aux engrenages épicycloïdaux (figure IV.11) en considérant que les éléments roulants roulent sur les pistes sans glisser, avec :

- N , le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),
- D_p , le diamètre primitif,
- d , le diamètre des éléments roulants,
- φ , l'angle de contact,
- F_{rot} , 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 externe (la bague externe étant supposée fixe), F_{be} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{be} = \frac{N}{2} \left[1 - \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (VI, 3)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant), F_{bi} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{bi} = \frac{N}{2} \left[1 + \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (VI, 4)$$

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

$$F_{cage} = \frac{1}{2} \left[1 - \varepsilon \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (VI, 5)$$

$\varepsilon = 1$ si la bague fixe correspond à la bague externe

$\varepsilon = -1$ si la bague fixe correspond à la bague interne

Si la bague externe est fixe (cas général), la fréquence de défaut de bague externe est égale au produit du nombre d'éléments roulants par rangée par la fréquence de rotation de la cage. Cette fréquence se situe pour la plupart des roulements autour de 0,4 fois la vitesse de rotation.

– La fréquence de passage de rotation d'un élément roulant sur lui-même, F_e , est donnée par l'équation suivante :

$$F_{\text{rot_éléments}} = \frac{D_p}{2d} \left[1 - \frac{d_2 \cos_2 \varphi}{D_p^2} \right] F_{\text{rot}} \quad (\text{VI},6)$$

Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque rotation de l'élément altéré, à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, la fréquence de défaut d'élément roulant correspond généralement au **double de leur fréquence** de rotation sur eux-mêmes. [38]

IV.8.2 Principaux défauts

• Défaut ponctuel peu étendu

L'image vibratoire de ce type de défaut est un peigne de raies dont le pas F_d correspond à la fréquence de défaut associé à l'élément constitutif du roulement qui est affecté par ce défaut (bague externe, bague interne, élément roulant, cage). La forme spectrale du peigne de raies dépend de la position du défaut dans la zone de charge et de sa mobilité éventuelle dans cette dernière.

• Affectant la bague fixe

Si le défaut affecte la bague fixe d'un roulement, généralement la bague externe, le défaut se manifestera, dans le domaine spectral, par un peigne de raies de pas égal à la fréquence F_{be} et dont l'amplitude dépendra essentiellement des réponses impulsionnelles du roulement et de son palier, l'amplitude des forces d'excitation étant constante (figures IV.12).

• Affectant la bague tournante ou un élément roulant

Charge axiale pure

Dans le cas d'une charge axiale pure (cas idéal constitué par le roulement du palier butée d'un rotor à axe de rotation vertical), la charge est constante quelle que soit la position du défaut. L'amplitude de la force excitatrice est indépendante de la position du défaut, mais la position du défaut par rapport à celle du capteur n'est plus constante et se retrouve à l'identique à l'issue de chaque rotation de l'arbre. Le transfert vibratoire devient alors une fonction périodique du temps.

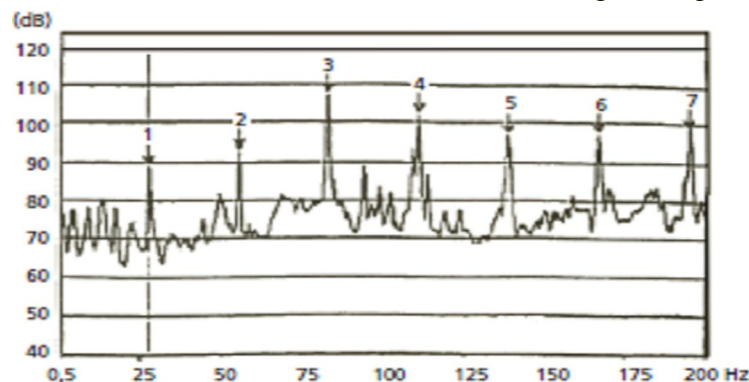


Figure IV.12 – Spectre d'un écaillage d'une bague externe.

Les chocs périodiques induits par ce défaut se manifestent dans le domaine spectral par un peigne de raies dont le pas 138,65 Hz correspond à la fréquence du défaut de bague externe du roulement de ce palier. L'amplitude efficace de ce peigne de raies est de 356 mg (4,2 mm/s).

Il en résulte une modulation de l'amplitude et de la fréquence (par effet Doppler) des chocs, qui se manifeste autour de chaque composante du peigne par la présence d'une à deux paires de bandes latérales dont l'espacement correspond, selon la localisation du défaut, à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage. [34]

Charge radiale pure

Dans le cas d'une charge radiale pure (cas idéal constitué par le roulement d'un palier guide supportant un rotor à axe de rotation horizontal), l'étendue de la zone de charge dépend de la valeur du jeu interne radial fonctionnel (figure IV.13). La charge statique est supportée par un nombre restreint d'éléments roulants. En dehors de la zone de charge, les éléments roulants ne sont pas en contact avec le défaut, et de ce fait, il n'y a aucun choc.

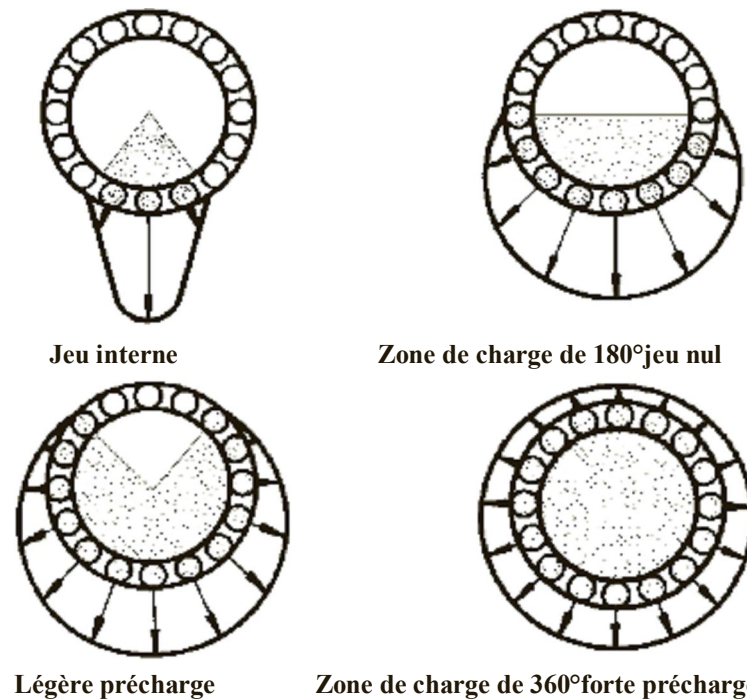


Figure IV.13 – Étendue de la distribution de charge en fonction du jeu fonctionnel radial.

À chaque composante du peigne est associé un grand nombre de paires de bandes latérales dont l'espacement correspond, selon la localisation du défaut, à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage. Plus la zone de charge du roulement sera étroite ou plus son jeu radial interne fonctionnel sera élevé, plus le nombre de bandes latérales d'amplitude significative associées à chaque composante du peigne sera important et vice versa.

• Rupture de la cage

L'évolution rapide de ce type de défaut en rend la surveillance difficile. Dans la plupart des cas, un roulement dont la cage est cassée va très vite se détériorer.

Les éléments roulants (billes ou rouleaux) n'étant plus maintenus, ils vont se regrouper et créer un fléchissement de l'arbre ou, notamment dans le cas de rouleaux, se mettre en travers, entraînant ainsi le blocage immédiat du rotor.

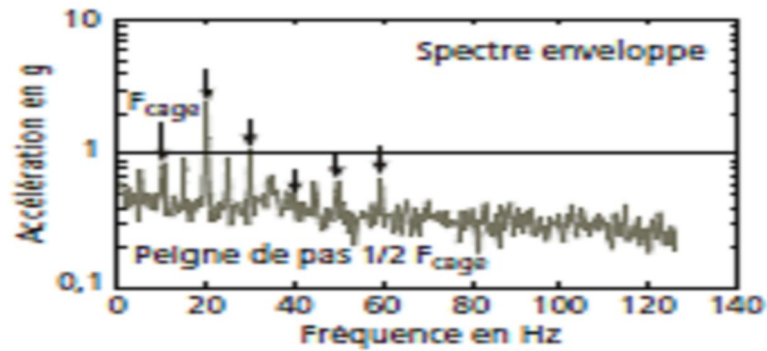


Figure IV.14–Spectre issu de la démodulation du signal dans la bande [2-10 kHz] dont l'amplitude efficace est de 11g.

Il montre que les différents modes dont les fréquences sont contenues dans cette bande sont excités par des chocs dont la fréquence de répétition correspond à l'ordre $\frac{1}{2}$ de la fréquence de cage, traduisant une usure et la rupture de plusieurs alvéoles de la cage et le frottement de la cage contre la bague externe.

Le peigne de raies basses fréquences associé à des chocs induits par la rotation de la cage passe généralement inaperçu du fait qu'il est le plus souvent noyé dans le bruit de fond. Par contre, l'existence de ces chocs pourra plus facilement être détectée dans les spectres « enveloppe » (figure IV.14) issus de la démodulation des réponses des modes de déformation du roulement ; nous reparlerons de ceci à la fin de ce sous chapitre. La rupture de la cage étant souvent la conséquence d'efforts dynamiques axiaux trop importants (mauvais serrage du roulement, mauvais alignement des courroies de transmission...), la meilleure façon de prévenir ce défaut est de surveiller les vibrations des paliers en direction axiale.

• Déversement de bague

Pour assurer une durée de vie optimale, les bagues d'un roulement doivent être parfaitement alignées, c'est-à-dire que l'angle formé par les axes des bagues intérieure et extérieure doit être nul. En pratique, il existe toujours un certain défaut d'alignement entre l'arbre et le logement. L'effet de ce défaut d'alignement sur la durée de vie dépend de l'importance du déversement exprimé en degrés, du type et de la géométrie interne du roulement et de la charge appliquée. Le défaut d'alignement provoque une distribution de contraintes non uniforme le long de la ligne de contact rouleau/chemin de roulement, voire des contraintes aux extrémités des rouleaux qui réduisent considérablement la durée de vie d'un roulement de manière plus ou moins importante selon son type :

- les roulements dits rigides (roulements rigides à billes, roulements à rouleaux cylindriques), les butées à billes ou à rouleaux cylindriques ne supportent guère des déversements d'un angle supérieur à 5 minutes sans induire des contraintes importantes.
- les roulements à alignement automatique (roulements à rotule sur billes ou sur rouleaux, butées à rotule sur rouleaux) sont capables de compenser les défauts d'alignement. Les valeurs maximales admissibles sont données pour chaque type de roulement par les constructeurs.

Un déversement de bague se manifeste dans le domaine vibratoire par la présence d'une raie d'amplitude importante dont la fréquence correspond à la fréquence de défaut de la bague déversée, l'amplitude de cette composante étant largement prépondérante face à ses premiers harmoniques avant que ce défaut n'induisse, par fatigue, des écaillages (figure IV.15). L'amplitude de cette composante dépend de l'importance du déversement, du type de roulement

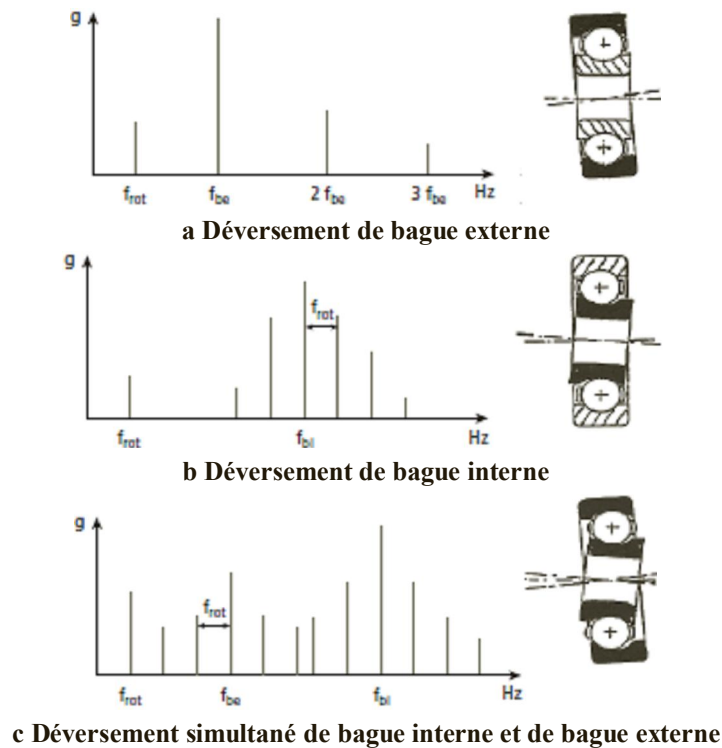


Figure IV.15 – Image vibratoire théorique de défauts de déversement de bagues externe et/ou interne.

c'est-à-dire de sa tolérance à accepter ce déversement, et de la proximité ou non d'une résonance de palier. Elle est généralement plus élevée en direction axiale qu'en directions radiales. Dans le cas d'un déversement de la bague externe (figures IV.15 a), l'amplitude de cette composante n'est pas modulée, alors qu'elle l'est fortement dans le cas de déversement de la bague interne (figure IV.15 b et figures IV.16 a et b). Le déversement simultané des deux bagues présente évidemment une image vibratoire conjuguant les images de ces deux types de déversement (figure IV.15 c).

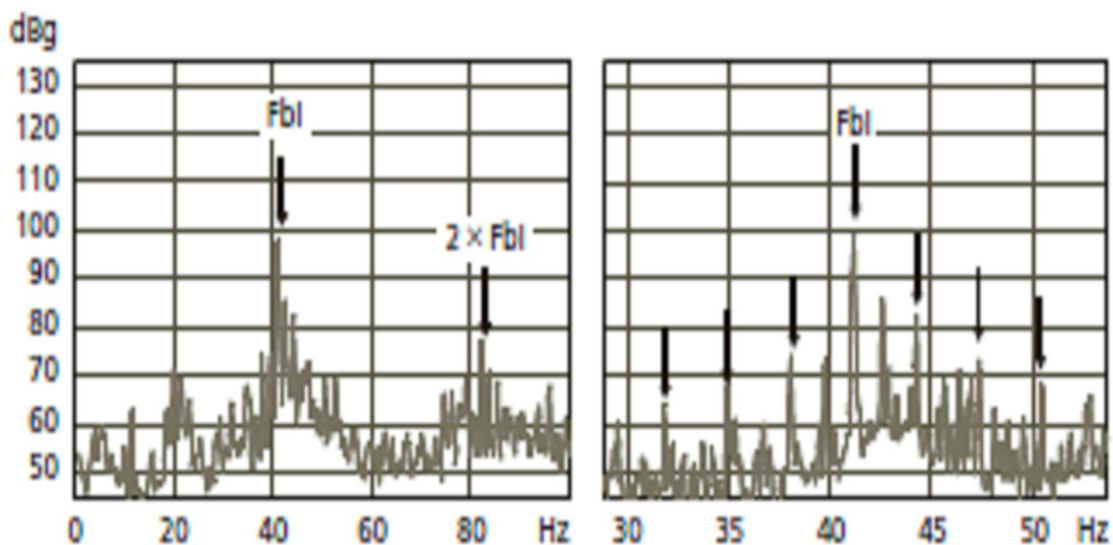


Figure IV.16 – Spectres d'un déversement de bague interne.

La figure de gauche montre, sur un spectre enveloppe, la différence d'amplitude entre la composante fondamentale et son harmonique de rang 2.

La figure de droite montre, grâce au zoom effectué sur le spectre précédent, la présence de plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, centrées autour de la composante à 41,1 Hz correspondant à la fréquence de défaut de bague interne du roulement 23048CCK

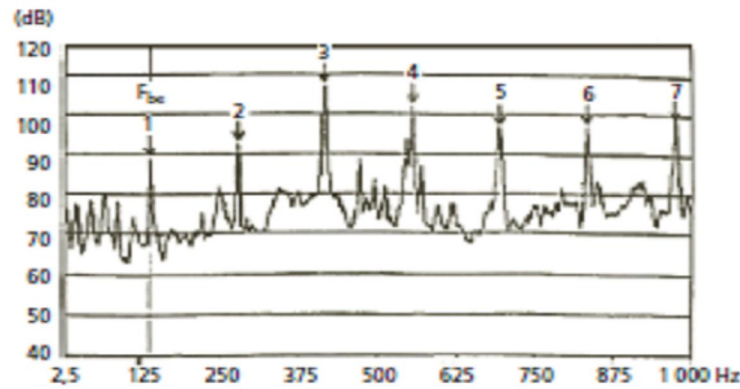


Figure IV.17 – Spectre d'un écaillage de bague externe.

L'amplitude efficace du peigne de raies dans la bande [0-1 000 Hz] dont le pas 138,7 Hz, correspond à la fréquence de défaut de bague externe du roulement 22218 CK, est de 356 mg (3,4 mm/s).

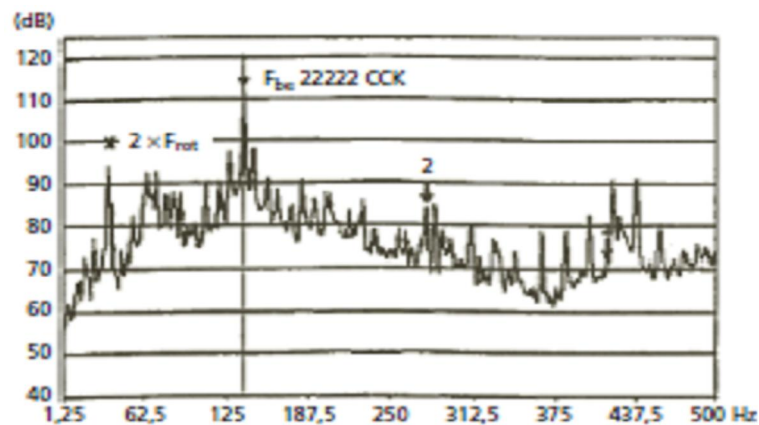


Figure IV.18 – Spectre d'un déversement de bague externe.

L'amplitude efficace de la composante f_{be} est de 540 mg (6,1 mm/s). La prépondérance de l'amplitude de la composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation devant celles des composantes d'ordre 1 et 3, montre sans équivoque que l'origine du déversement de la bague externe du roulement de ce palier est consécutive à un défaut de lignage.

Un déversement de bague se manifeste par une vibration quasi sinusoïdale dont la fréquence correspond à la fréquence de défaut de la bague déversée et dont le spectre (figure IV.18) présente un nombre restreint d'harmoniques de très faibles amplitudes face à celle de la composante fondamentale.

• Jeux de paliers

Les typologies vibratoires liées à des jeux de palier se caractérisent selon l'importance du défaut par :

– l'excitation des résonances hautes fréquences des différents éléments constitutifs du roulement et palier par chocs. La fréquence de répétition correspond à la fréquence de rotation et à la fréquence de cage dans le cas d'un jeu interne conséquent entre éléments roulants et cage (usure ou rupture de cage). Cependant, si la bague tournante ou les éléments tournants présentent des altérations, nous avons vu précédemment que l'augmentation du jeu fonctionnel interne se manifestait par une diminution de l'étendue de la zone de charge avec, pour conséquence, une forte augmentation du nombre de bandes latérales associées à la fréquence de défaut de l'élément altéré.

Globalement, ces excitations de résonances se traduisent par une forte élévation de la valeur efficace et crête de l'accélération hautes fréquences.

– un peigne de raies basses et moyennes fréquences plus ou moins étendu de pas correspondant à la fréquence de rotation, dû à la troncature par la fonction de transfert de la force d'excitation sinusoïdale induite par le déséquilibre résiduel (ou non) de la ligne d'arbres.

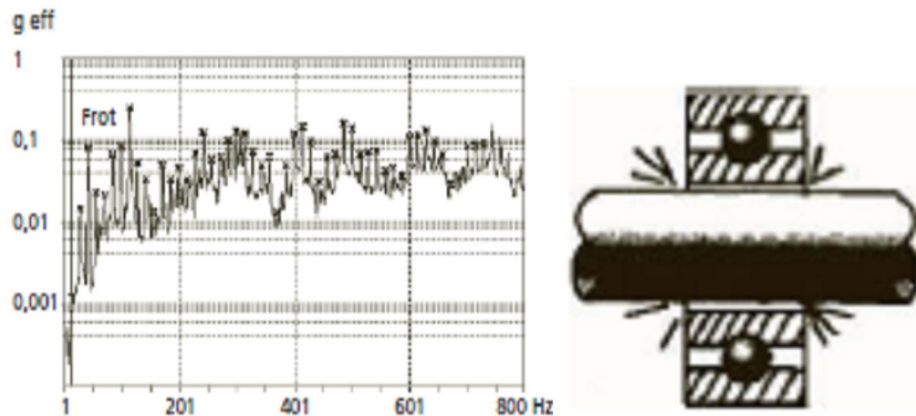


Figure IV.19 – Défaut de serrage sur l'arbre. Présence marquée de sous-harmoniques à l'ordre 1/2 de la fréquence de rotation.

IV.8.3 Utilisation des techniques de démodulation centrée sur des fréquences de modes propres (détection d'enveloppe)

• Diagnostic précoce des défauts

La plupart des altérations affectant les roulements (par exemple : indentation, fissures, amorce d'écaillage, microgrippage...), qui à terme vont conduire le roulement à sa ruine, induisent des forces impulsionnelles (chocs). Le spectre fréquentiel, représentatif des réponses des différents modes de structure à ces forces, est extrêmement étendu et se caractérise par un peigne de raies, dont le pas correspond à la fréquence de passage du défaut (F_{be} , F_{bi} , F_{rot} , F_{cage} ...).

Cependant, le nombre de ces raies ou harmoniques constituant l'image spectrale sera fonction de la durée du choc. Plus cette durée sera courte, plus l'étendue spectrale de la force d'excitation sera importante et plus les fréquences des modes excités seront élevées, mais plus la densité spectrale d'énergie sera faible puisque l'énergie se trouve répartie sur une plage fréquentielle de plus en plus étendue.

Un défaut induisant des chocs périodiques de faibles amplitudes sera difficilement identifiable dans le domaine spectral puisque les composantes spectrales basses et moyennes fréquences du peigne de raies se trouvent noyées dans le bruit et que les instabilités de vitesse de rotation et des fréquences de répétition des chocs rendent non identifiables les composantes du peigne en hautes fréquences.

C'est pourquoi, bien que ces techniques soient d'une utilisation un peu plus complexe, il s'avère souvent intéressant de recourir aux techniques de démodulation de l'amplitude du signal autour des réponses des modes de bagues de roulement excités ou de la fréquence de résonance du capteur, qui ont pour effet de concentrer l'énergie vibratoire sur des plages fréquentielles étroites et qui jouent ainsi un rôle « d'amplificateur ».

Cette technique d'investigation, souvent appelée aussi HFRT, permet d'identifier des altérations à un stage beaucoup plus précoce que les techniques classiques (indicateurs scalaires globaux dédiés ou analyses spectrales). [36]

IV.9 Défauts d'engrenages et d'engrènement

Considérons un engrenage composé d'un pignon E1 possédant Z_1 dents tournant à la vitesse f_1 et d'une couronne E2 possédant Z_2 dents et tournant à la vitesse f_2 . La fréquence de rotation du pignon sera f_1 , celle de la couronne sera f_2 , et l'engrènement se fera au rythme d'engagement des dents selon une fréquence f_{eng} , appelée fréquence d'engrènement, égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents. Soit :

$$f_{eng} = Z_1 f_1 = Z_2 f_2 \tag{VI,7}$$

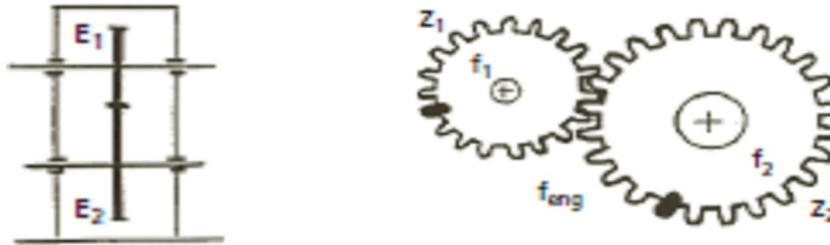


Figure IV.20 – Fréquence d'engrènement : $f_{eng} = Z_1 f_1$ ou $Z_2 f_2$.

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de raies dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement f_{eng} et à ses harmoniques.

L'amplitude de la composante fondamentale d'engrènement dépend de la portée et croit avec le couple à transmettre (figure IV.21).

• Différents types d'engrenages et efforts associés

Il existe plusieurs types d'engrenages :

- les engrenages parallèles, coniques (à renvoi d'angle) ou à roue et vis sans fin
- les engrenages à denture droite, à denture en chevrons ou à denture hélicoïdale

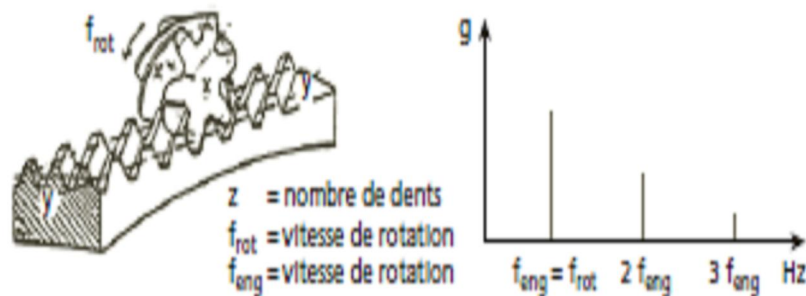


Figure IV.21 – Typologie vibratoire d'un engrenage sain.

Les efforts générés par l'engrènement sont :

- uniquement radiaux pour les engrenages parallèles, à denture droite ou à chevrons,
- mixtes (radiaux et axiaux) pour les engrenages à denture hélicoïdale, les engrenages coniques et les engrenages à roue et vis sans fin.

Les amplitudes vibratoires générées par l'engrènement d'engrenages à denture hélicoïdale sont généralement plus faibles que celles générées par les autres types de dentures. [38]

• **Détérioration d'une dent**

Si l'un des deux mobiles présente une dent détériorée, il se produit un choc périodique dont la cadence de répétition correspond à la fréquence de rotation du mobile possédant la denture altérée. Le spectre correspondant est donc constitué, non seulement des composantes d'engrènement comme précédemment, mais aussi et surtout, d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'élément altéré (figures IV.22).

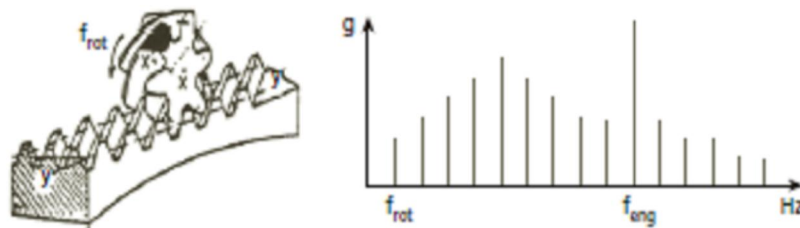


Figure IV.22 – Typologie vibratoire d'un engrènement présentant une dent détériorée.

• **Fréquence de coïncidence**

Si les nombres de dents Z_1 et Z_2 sont premiers entre eux ($PGCD(Z_1; Z_2) = 1$), chaque dent du pignon E1 engrène avec chaque dent de la roue E2 et se retrouve à la même position au bout d'un certain temps T_c appelé « période de coïncidence ». Toutes les rencontres se sont produites dès que le pignon E1 a fait un nombre de tours égal au nombre de dents Z_2 de la roue E2, soit au bout de $Z_1 Z_2$ engrènements. La période et la fréquence de coïncidence sont alors égales à :

$$T_{\text{coïncidence}} = \frac{Z_1 Z_2}{F_{\text{eng}}} ; F_{\text{coïncidence}} = \frac{1}{T_{\text{coïncidence}}} = \frac{F_{\text{eng}}}{Z_1 Z_2} \tag{VI,8}$$

Si les nombres de dents Z_1 et Z_2 ne sont pas premiers entre eux, chaque dent du pignon n'engrène plus avec chaque dent de la roue. Les dents engrènent entre elles par familles et le nombre de familles de dents engrenant toujours ensemble est égal au plus grand dénominateur commun (PGCD) entre le nombre de dents du pignon et celui de la roue.

Considérons un engrènement constitué d'une roue de 25 dents et d'un pignon de 15 dents. Le PGCD est égal à 5. Il existe donc cinq familles de dents qui engrènent toujours ensemble.

- **Famille 1** : Les dents n° 1, 6 et 11 du pignon engrèneront toujours avec les dents n° 1, 6, 11, 16 et 21 de la roue.
- **Famille 2** : Les dents 2, 7 et 12 du pignon engrèneront toujours avec les dents n° 2, 7, 12, 17 et 22 de la roue.
- **Famille 3** : Les dents 3, 8 et 13 du pignon engrèneront toujours avec les dents n° 3, 8, 13, 18 et 23 de la roue.
- **Famille 4** : Les dents 4, 9 et 14 du pignon engrèneront toujours avec les dents n° 4, 9, 14, 19 et 24 de la roue.
- **Famille 5** : Les dents 5, 10 et 15 du pignon engrèneront toujours avec les dents n° 5, 10, 15, 20 et 25 de la roue.

• **Ensemble de la denture détériorée**

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent à l'engrènement de chaque dent. Le spectre est constitué d'un peigne de raies de faible étendue spectrale (choc « mou ») dont le pas correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup

plus élevée (figure IV.23). L'évolution de l'amplitude correspondant à cette fréquence est beaucoup plus significative de la dégradation que la seule présence (normale) de cette fréquence dans le spectre. Le défaut sera beaucoup plus facile à identifier dans le cadre d'une surveillance que dans le cadre d'un diagnostic isolé. Le suivi pondéral des particules métalliques contenues dans le lubrifiant permettra souvent de confirmer le diagnostic.

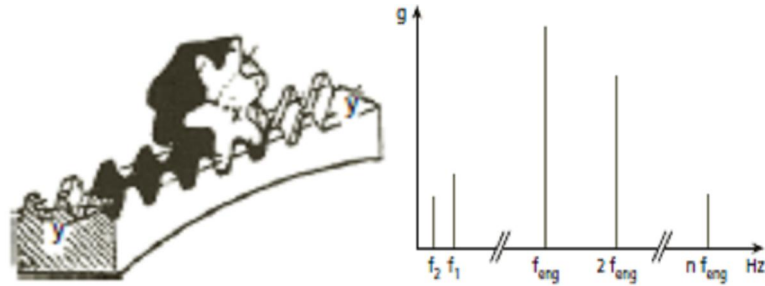


Figure IV.23 – Spectre typologie d'un défaut d'engrènement dû à l'ensemble de denture détériorée.

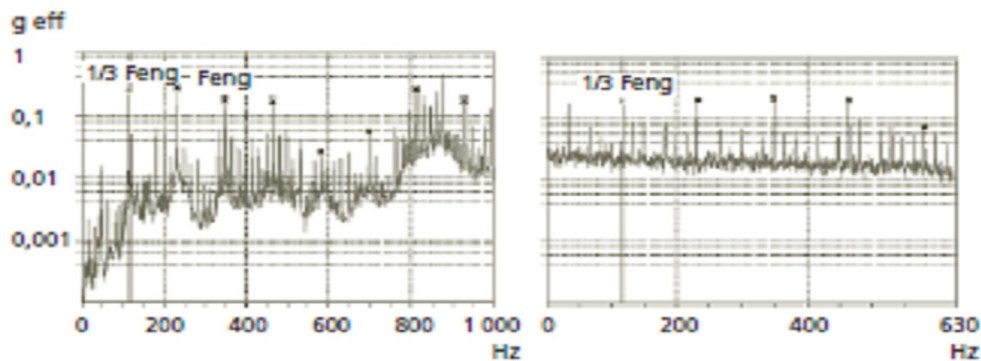


Figure IV.24 – Spectre vibratoire d'un palier d'un réducteur. Le train GV/MV est constitué d'un pignon de 21 dents et d'une roue de 114 dents.

Le PGCD des nombres de dents est égal à 3 et la fréquence d'engrènement de ce train est de 348,3 Hz. Le spectre A révèle la présence d'un peigne de raies dont le pas 116,1 Hz correspond à l'ordre 1/3 de la fréquence d'engrènement.

L'amplitude efficace de ce peigne est de 619 mg (4,25 mm/s). La figure V.26, qui représente le spectre du signal démodulé en amplitude dans une zone de concentration d'énergie située autour de 5000 Hz, montre que les modes dont les fréquences se situent dans cette bande fréquentielle sont également excités par des chocs dont la fréquence de répétition correspond à l'ordre 1/3 de la fréquence d'engrènement.

• Entre-axe insuffisant, jeu de fond de denture insuffisant

Si l'entraxe des arbres portant le pignon ou la roue est insuffisant, le jeu de fond de denture est lui aussi insuffisant et il se produit alors une forte fluctuation de couple à l'engagement et au déengagement de chaque dent. La fréquence de la composante spectrale prépondérante ne correspond plus à la fréquence d'engrènement mais à l'ordre 2 de cette dernière (figures IV.25 et IV.26). Ce défaut se rencontre fréquemment pour des transmissions par engrenages coniques.

Il est important de se souvenir que la prépondérance de la composante vibratoire d'ordre 2 de la fréquence d'engrènement devant celle des composantes d'ordre 1 et 3 ne signifie pas forcément que l'amplitude de la force excitatrice le soit et, de ce fait, ne permet pas de conclure de manière systématique à l'existence d'un jeu de fond de denture insuffisant.

Il convient au préalable de s'assurer de l'absence de fréquences propres de structure excitées.

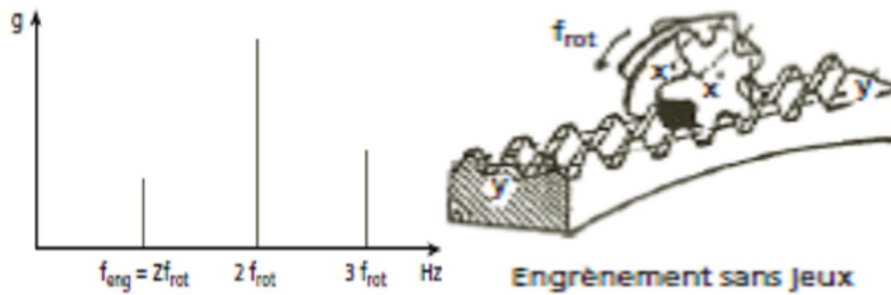


Figure IV.25 – Spectre typologique d'un engrènement sans jeu.

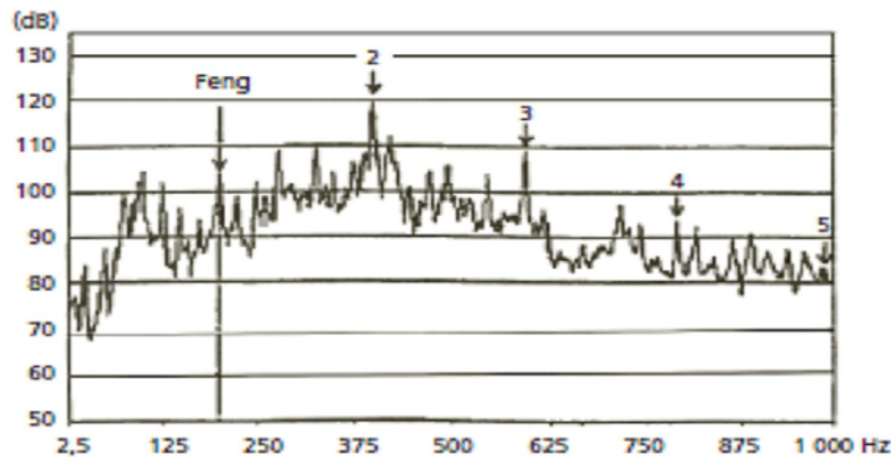


Figure IV.26 – Spectre d'un engrènement sans jeu sur un réducteur dont le premier étage est constitué d'un train à engrenages coniques.

L'amplitude de la composante d'ordre 2 de la fréquence d'engrènement (395,2 Hz : 1020 mg ; 4,0 mm/s) est nettement prépondérante devant celle de la composante d'ordre 1 (197,6 Hz : 218 mg ; 1,7 mm/s). Le défaut est consécutif à un desserrage de la bague interne du roulement du palier butée avec, pour conséquence, la contrainte du poids de la couronne conique supporté par le pignon.

• Jeu interdenture trop élevé

Un jeu interdenture trop élevé induit des chocs « durs » à l'engrènement de chaque dent. Le spectre typologique de ce type de défaut est un peigne de raies de type « râteau » (aux effets du transfert vibratoire près) dont le pas correspond à la fréquence d'engrènement. L'étendue du spectre est beaucoup plus grande que dans le cas d'une usure de denture, à cause de la dureté des chocs.

• Défauts induisant une modulation d'amplitude ou de fréquence

Différents dysfonctionnements au niveau de l'engrènement peuvent interagir sur l'amplitude et la fréquence d'une composante d'engrènement, les faisant varier de manière périodique ou aléatoire. Ces variations ou modulations sont les manifestations vibratoires :

- des fluctuations de portée de denture consécutives à des jeux de paliers, à des déformations d'arbre ou à des irrégularités de forme de denture (dent en retrait ou en saillie),
- des fluctuations de couple consécutives à des jeux angulaires (usure de clavette, d'accouplement...), à une irrégularité du pas de denture, à un pompage du procédé ou de la source d'alimentation en énergie, à un défaut de lignage entre différents organes constitutifs du groupe de commande et sans oublier l'impact sur le couple et sur la vitesse de rotation instantanée des fluctuations de portée de denture dans le cas d'un entraînement par un moteur asynchrone.

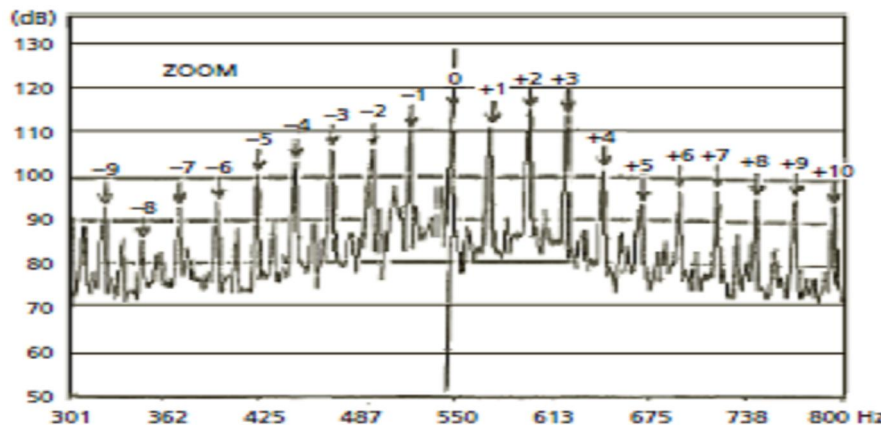


Figure IV.27 – Mise en évidence d’une modulation de fréquence du spectre de modulation de la composante fondamentale d’engrènement d’un réducteur.

Il y a lieu de noter la présence d’un grand nombre de bandes latérales de modulation (10 paires) dont l’espacement correspond à la fréquence de rotation de l’arbre GV et dont les amplitudes de certaines d’entre elles sont voisines voire dépassent celle de la composante d’engrènement. Cette typologie est typique d’un phénomène de modulation de fréquence et traduit ici l’existence de fluctuations de couple importantes, consécutives à une usure de la clavette de fixation du pignon GV.

La symétrie de la distribution des amplitudes des bandes latérales de modulation situées de part et d’autre d’une composante d’engrènement est souvent détruite du fait de la modulation mixte de cette dernière et du transfert vibratoire qui rend prédominante certaines bandes latérales dont les fréquences sont voisines de celle d’un mode propre (résonance) au détriment des autres.

Les amplitudes de ces bandes latérales sont généralement très faibles devant celle de la composante d’engrènement (entre 2 et 20 fois inférieures) et ne sont identifiables dans le domaine spectral que si on utilise une échelle d’amplitude logarithmique ou en décibels et si la résolution d’analyse Δf a été correctement choisie au regard des données cinématiques de l’ensemble de l’installation

Il est important de noter que :

- l’apparition d’un défaut dont la manifestation vibratoire principale se caractérise par une modulation d’amplitude se traduit par une très légère augmentation du niveau vibratoire induit par l’engrènement,
- l’apparition d’un défaut dont la manifestation principale se caractérise par une modulation de fréquence se traduit par aucune augmentation du niveau vibratoire engendré par l’engrènement.

L’énergie engendrée par les bandes latérales de modulation compense la perte d’énergie de la porteuse. Dans le domaine spectral, la nature d’une modulation s’avère une opération parfois difficile à identifier. D’une manière générale, dans le cas d’une modulation de fréquence, le nombre de paires de bandes latérales associées à un harmonique de la fréquence d’engrènement croît avec l’ordre de ce dernier. [38]

En revanche, dans le cas d’une modulation d’amplitude, le nombre de paires de bandes latérales est identique quel que soit l’ordre de l’harmonique considéré. Par contre, la quantification de ces deux formes de modulation, impossible dans le domaine spectral, nécessite l’utilisation de techniques de traitement beaucoup plus complexes permettant l’extraction séparée des formes temporelles des engrènements du pignon et de son conjugué et des fonctions de modulation d’amplitude et de fréquence associées à la composante principale d’engrènement. En l’absence sur le marché de produit dédié à ce type d’analyse, l’utilisation de cette technique reste du domaine des spécialistes. Les figures

IV.28 illustrent l'intérêt de cette approche et la lisibilité des informations obtenues. Il est clair que les représentations de l'engrènement de la roue 144 dents sont beaucoup plus explicites dans le domaine temporel (figures IV.28 b et c) que dans le domaine spectral traditionnel (figure IV.28 a).

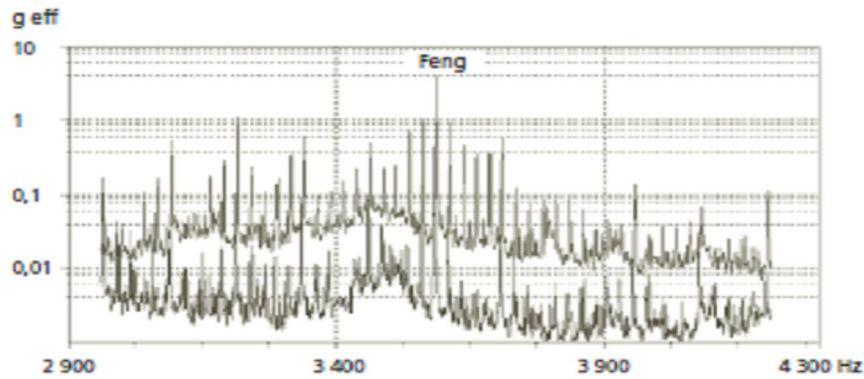


Figure IV.28 a – Spectres d'engrènement d'un multiplicateur intégré dans un compresseur à vis lubrifiées,

Constitué d'une roue PV de 144 dents et d'un pignon GV de 29 dents.

Entre deux diagnostics espacés de dix mois, on constate une très forte augmentation du niveau vibratoire induit par l'engrènement et l'apparition d'un grand nombre de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation de l'arbre PV (24,88 Hz).

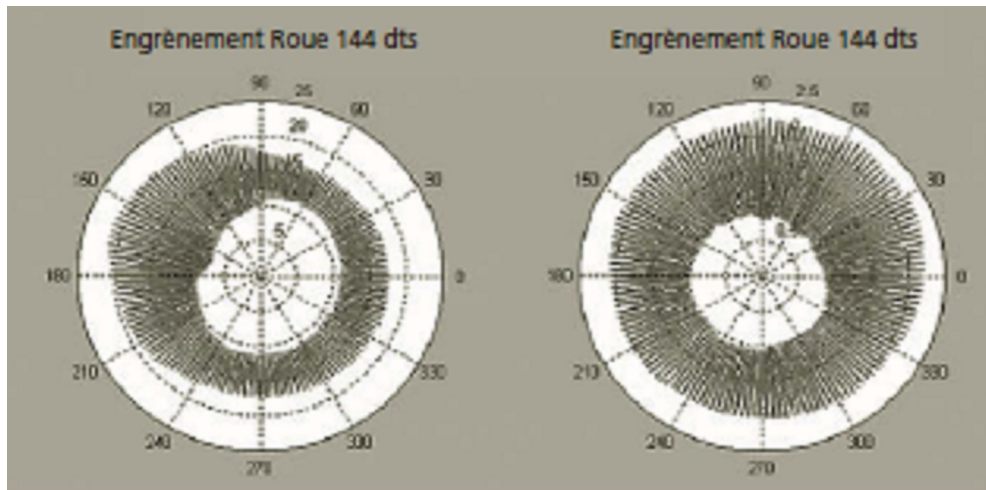


Figure IV.28 b – Représentation polaire de l'engrènement de la roue 144 dents.

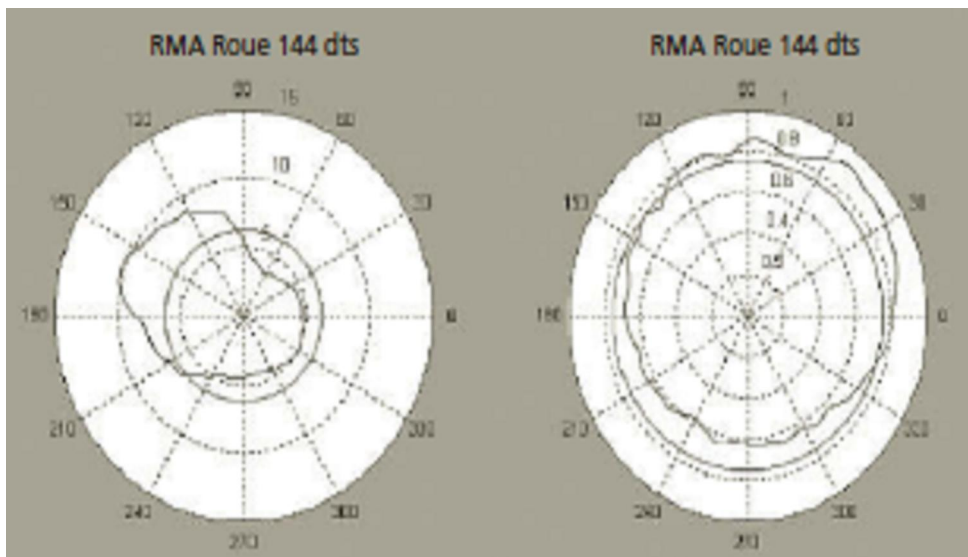


Figure IV.28 c – Représentation polaire de la FMA de l'engrènement de la roue 144 dents.

Le taux de modulation d'amplitude induit par l'engrènement de la roue 144 dents passe de 22,9 % à 54,5 %. Initialement, la charge de denture est très voisine d'une dent à l'autre et la représentation polaire de la FMA de l'engrènement de la roue 144 dents est voisine d'un cercle.

On constate, dix mois plus tard, une profonde modification de la représentation polaire de la FMA qui devient quasiment elliptique.

Les représentations polaires de la FMA montrent une nette modification de la répartition de la charge de la denture de la roue PV due à des différences de jeux d'engrènement importantes en fonction de la position de la dent qui engrène.

IV.10 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons vu les différents défauts qui sont captés par l'analyse vibratoire et leur signature vibratoire ou bien le spectre fréquentiel de vibration.

Cependant, l'analyse vibratoire qui a fait ses preuves est la plus connue et la plus largement utilisée. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé... se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc à une modification de son comportement vibratoire.

Conclusion générale

Il n'est jamais très simple de vouloir vulgariser des techniques somme toute assez complexes, car ce qui est exposé trop simplement est forcément réducteur et faux aux yeux du puriste, et ce qui est abordé de façon plus rigoureuse mais plus complexe devient vite incompréhensible pour les néophytes. L'analyse des vibrations est un outil puissant et complexe, beaucoup plus complexe et beaucoup plus puissant qu'une simple lecture de température.

Considéré comme l'un des piliers de la maintenance conditionnelle, l'analyse des vibrations est sans doute la technique la plus diversifiée, la mieux codifiée et celle qui permet, sur les machines tournantes, d'aller le plus loin dans le diagnostic.

Malgré tout, si elle est la technique privilégiée de la maintenance conditionnelle, voire de la maintenance prédictive, il ne s'agit pas pour autant d'un produit que l'on peut mettre en place partout et sans réflexion...

Le diagnostic par l'analyse de vibratoire, aujourd'hui mieux connue et mieux appliquée, va connaître un nouvel essor (développement) et s'implanter dans des secteurs d'industrie de plus en plus variés.

Références bibliographiques

- [01] Instruction de service pour réducteur planétaire MAAG, type CPU (manuel), ERCE, Cimenterie Hamma Bouziane, Constantine- Algérie.
- [02] J. Morel. Vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique. Eyrolles, 1992
- [03] A. Boulenger and C. Pachaud. Surveillance des machines par analyse des vibrations. AFNOR, 1998
- [04] P. S. Farah. Etude de la réduction des vibrations des machines synchrones. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 1995.
- [05] ISO 2041, « Vibrations et chocs – Vocabulaire », 1990.
- [06] NF E 60034-14, « Vibrations mécaniques de certaines machines de hauteur d'axe supérieure ou égale à 56 mm – Mesurage, évaluation et limites de l'intensité vibratoire », 2007.
- [07] PACHAUD C., « La démodulation amplitude/fréquence/phase et sa contribution à la surveillance des machines », Conférence internationale sur les progrès récents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires, CETIM, Senlis, octobre 1995.
- [08] MOREL J., Vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique, Eyrolles, Paris, 1992.
- [09] ISO 7919-1, « Vibrations mécaniques des machines non alternatives – Mesurages sur les arbres tournants et critères d'évaluation – Partie 1 : Directives générales », 1996.
- [10] ISO 7919-3, « Vibrations mécaniques des machines non alternatives – Mesurages sur les arbres tournants et critères d'évaluation – Partie 3 : Machines industrielles couplées », 2009.
- [11] ISO 10816-1, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 1 : Directives générales », 1995.
- [12] ISO 10816-2, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 2 : Turbines à vapeur et alternateurs installés sur fondation radier, excédant 50 MW avec des vitesses normales de fonctionnement de 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min et 3 600 r/min ».
- [13] ISO 10816-3, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 3 : Machines industrielles de puissance nominale supérieure à 15 kW et de vitesse nominale entre 120 r/min et 15 000 r/min, lorsqu'elles sont mesurées in situ », 2009.
- [14] BOULENGER A., PACHAUD C. Analyse vibratoire en maintenance. Surveillance et diagnostic des machines, Dunod 1998, 2003 et 2007.
- [15] ISO 14695, « Ventilateurs industriels – Méthode de mesure des vibrations des ventilateurs », 2003.
- [16] ISO 5348, « Vibrations et chocs mécaniques – Fixation mécanique des accéléromètres », 1998.
- [17] ASCH G., Les capteurs en instrumentation industrielle, Dunod, Paris, 1983.
- [18] PACHAUD C., Vasselin J.-L., « Diagnostic de machines : quels critères, pour quels indicateurs ? », 4e Conférence internationale sur les méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires, UTC, Compiègne, octobre 2001.
- [19] B. Trajin : Détection automatique et diagnostic des défauts de roulements dans une machine asynchrone par analyse spectrale des courants statoriques, JCGE'08 LYON, 16 et 17 décembre 2008
-

- [20] T. Boumegora « Recherche des signatures électromagnétiques des défauts dans une machine asynchrone et synthèse d'observateurs en vue du diagnostic ». Thèse de doctorat ,Ecole centrale de Lyon, 2001.
- [21] Gilles Rostaing " diagnostic de défaut dans les entraînement électriques " thèse de doctorat. Institut national polytechnique de Grenoble.1997.
- [22] M.R. Zemouri « Contribution à la surveillance des systèmes de production à l'aide des réseaux de neurones dynamiques : Application à la maintenance». Thèse de doctorat, L'UFR des Sciences et Techniques de l'Université de France -Comté, 2003.
- [23] F. Fellipitti, G. Franceschini, P. Vas « Récent développement of induction motor drives fault diagnosis using AI techniques ». international électroniques society, IEON, vol 4,pp:1966-1973, IEEE 1998.
- [24] A. Zaoui, H. Dahmani« Application des réseaux de neurones artificiels pour la détection et la localisation des défauts de la machine asynchrone ». Thèse d'ingénieur, spécialité d'électromécanique, Université de M'sila. 2005.
- [25]BIGRET R., FERON J.-L., PACHAUD C., Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes, modèles, mesurages, analyse des vibrations,Masson, Paris, 1994.
- [26]BOULENGER A., PACHAUD C., Surveillance des machines par analyses de vibration. Du dépistage au diagnostic, Afnor Paris, 1995.
- [27]BOULENGER A., « Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations »,Techniques de l'ingénieur, 2006.
- [28]ISO 13372, « Surveillance et diagnostic des machines – Vocabulaire », 2004.
- [29]BAT G., « Diagnostic vibratoire des moteurs asynchrones », note d'applications Brüel et Kjaer, BO 345-11, 1990. Traduction et compléments par B. Bennevault et C. Pachaud.
- [30]ISO 18436-1, « Surveillance et diagnostic d'état des machines – Exigences relatives à la formation et à la certification du personnel – Partie 1 :Exigences relatives aux organismes de certification et au mode opératoire de certification », 2004.
- [31]ISO 18436-2, « Surveillance et diagnostic d'état des machines – Exigences relatives à la formation et à la certification du personnel – Partie 2 :Surveillance des vibrations et diagnostic d'état des machines », 2003.
- [32]RANDALL R., « L'analyse cepstrale et le diagnostic des défauts dans les réducteurs/multiplicateurs », note d'applications Brüel & Kjaer, BO 306-11. Traduction par B. Bennevault et C. Pachaud.
- [33]RANDALL R., « L'analyse cepstrale et le diagnostic des défauts dans les réducteurs/multiplicateurs », note d'applications Brüel & Kjaer, BO 306-11. Traduction par B. Bennevault et C. Pachaud.
- [34]BENNEVAULT B., « Détection précoce des défauts dans les roulements,analyse d'enveloppe et facteur de crête », note d'applications Brüel &Kjaer, BO 344-11, 1989.
- [35]CARREAU D., « Surveillance des roulements par analyse des vibrations »,CETIM Informations, avril 1990.
- [36]PACHAUD C., « La démodulation amplitude/fréquence/phase et sa contribution à la surveillance des machines », Conférence internationale sur les progrès récents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires,CETIM, Senlis, octobre 1995.
-

[37]PACHAUD C., « Contribution du facteur de crête et du kurtosis à l'identification des défauts induisant des forces impulsionnelles périodiques »,Mécanique industrielle et Matériaux, vol. 50, n° 2, juin 1997.

[38]SIDHAMED M., « Détection précoce des défauts dans les engrenages par analyse vibratoire », Revue de la S.F.M, novembre 1990.

Glossaire

Nous nous sommes efforcés de définir rapidement les mots techniques dont la compréhension n'était pas immédiate.

Néanmoins, nous avons souhaité revenir sur la définition de certains d'entre eux, parce qu'ils étaient empreints de nuances propres au « jargon » du métier ou que, tout simplement, ils méritaient de plus amples développements.

Algorithme : Cheminement suivi pour aboutir à un résultat escompté (décomposition du problème en un nombre fini de séquences).

Amplitude : Valeur d'un écart par rapport à un point d'équilibre. Il s'agit dans cet ouvrage de la valeur crête de l'amplitude.

L'amplitude crête à crête a pour valeur celle de la double amplitude, positive et négative, par rapport au point d'équilibre.

L'amplitude efficace correspond à une amplitude fictive, représentative de l'énergie du signal (analogue à la valeur efficace de la tension en électricité).

Bandes latérales : Ensemble de raies espacées uniformément autour d'une fréquence caractéristique.

Cepstre : Spectre inverse du logarithme d'un spectre permettant d'identifier et de quantifier, dans le spectre « source », les familles de composantes périodiques (peignes de raies ou bandes latérales de modulation). Voir aussi Spectre.

Décibel (dB) : Rapport relatif sans dimension permettant de comparer une valeur nouvelle à une valeur de référence suivant la formule :

$$N(\text{dB}) = 20 \log_{10}(A/A_{\text{ref}}) \text{ ou } 10 \log_{10}(A/A_{\text{ref}})^2$$

Avec :

N(dB) le nombre de décibels

A valeur mesurée

A_{ref} : la valeur de référence, souvent égale à 10⁻⁵ g ou 10⁻⁶ mm/s

L'échelle en décibels (comme l'échelle logarithmique) est surtout utilisée pour comparer des amplitudes de niveaux très différents, ce que ne permettrait pas l'échelle linéaire.

Quelques points de repère :

– 6 dB donne A/A_{ref} = 2

– 10 dB donne A/A_{ref} = 3,16

– 20 dB donne A/A_{ref} = 10

Énergie cinétique : L'énergie cinétique est l'énergie de la masse en mouvement.

Elle est proportionnelle à la masse qu'elle déplace et au carré de sa vitesse :

$$E = 1/2 mV^2$$

E est exprimé en joules

m est exprimé en Kg

V est exprimé en m/s

Facteur de crête : Rapport de l'amplitude crête sur l'amplitude efficace. Ce facteur permet, en général, de reconnaître le type de vibration : sinusoïdal ou impulsionnel

FFT (Fast Fourier Transform) : Algorithme de calcul réduisant de façon importante les temps de calcul d'un spectre.

Filtrage : Opération qui consiste à éliminer d'un spectre les bandes de fréquences jugées inutiles.

FMA (Fonction de modulation d'amplitude) : Fonction permettant la mise en évidence des phénomènes modulant les efforts principaux.

FMF (Fonction de modulation de fréquences) : Fonction permettant la mise en évidence des phénomènes modulant la vitesse du rotor.

Fonction de transfert : Transformée de Fourier traduisant la réponse impulsionnelle de la structure de la machine.

Force centrifuge : Force exercée par une masse en rotation et qui tend à l'écartier du centre. Cette force est donnée par la formule :

$$f_c = \frac{mV^2}{R} = m\omega^2 R = m(2\pi N/60)^2 R = m(2\pi fr)^2 R$$

Avec : m en Kg

V, vitesse linéaire en m/seconde

R, rayon en mètres

ω , vitesse circulaire ou pulsation en radians/seconde

N, vitesse de rotation en tours/minute

fr, fréquence de rotation en Hertz.

En conséquence, l'effort donné par un balourd sur un rotor, et donc l'amplitude vibratoire (accélération), sera proportionnel à la masse de déséquilibre et proportionnel au carré de la vitesse de rotation du rotor. Ce dernier point explique en partie les grandes variations des mesures enregistrées sur des machines dont la vitesse n'est pas très stable.

Fréquence : Répétition systématique d'un phénomène pendant un temps donné

Fréquences propres : Fréquences invariables d'un système qui, lorsqu'elles sont excitées, entrent en résonance :

$$f_p = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

avec :

K = coefficient de raideur de la structure

m = masse mise en vibration

Harmonique : Multiple d'une fréquence donnée.

Hertz (Hz) : Unité du système international utilisée pour mesurer la fréquence (autrement dit, un nombre de cycles par seconde).

Kurtosis : Indicateur statistique permettant, en général, de différencier un signal de type sinusoïdal, aléatoire ou impulsionnel...

Orbite : Trajectoire fermée décrivant le mouvement radial de l'arbre dans son logement (notamment pour les paliers fluides) ou le mouvement vibratoire radial du palier.

Palier fluide (à film d'huile) : Palier supportant l'arbre au moyen d'un mince film d'huile. La couche de fluide peut être produite par la rotation de l'arbre (palier hydrodynamique) ou par une pression appliquée de l'extérieur (palier hydrostatique).

Peigne de raies : Ensemble de raies formant comme un peigne ou un râteau

Phase : Mesure d'un lien temporel ou angulaire entre deux événements.

Pic : Ensemble de raies confondues se détachant nettement sur un spectre par son amplitude.

Piézoélectrique : Qualité de tout matériau pouvant convertir une force mécanique en charge électrique.

Raideur : Propriété définissant la capacité d'une pièce mécanique à ployer élastiquement sous une charge et à résister à la déformation.

Raie : Segment vertical dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée, l'amplitude.

Résonance : On dit qu'il y a résonance lorsque la fréquence propre d'un système (structure, paliers, capteurs) coïncide avec la fréquence d'une force d'excitation et que les points d'application des forces excitatrices sont proches d'un « ventre » de déformation du mode considéré.

RMS (Root Mean Square) : Abréviation anglo-saxonne signifiant que l'amplitude est donnée en valeur efficace.

Signal temporel : Signal enregistré en fonction du facteur temps.

Spectre : Graphe représentant l'amplitude des composantes du signal en fonction de leur fréquence.

Temps réel : On dit qu'un spectre est calculé en temps réel lorsque le temps de calcul de ce spectre est inférieur au temps d'acquisition du signal correspondant (aucune perte d'information).

Vitesse critique : Vitesse d'une pièce en rotation dont la fréquence correspond à une fréquence de résonance.

Annexe

Annexe 1: A.1 Norme ISO 10 816 (extraits, février 2009)

« **Évaluation des vibrations des machines par mesurage sur les parties non tournantes. Partie 3 : machines industrielles de puissance nominale supérieure à 15 kW et de vitesse nominale comprise entre 120 tr/mn et 1 500 tr/mn.** »

L'indicateur considéré est la valeur efficace de la vitesse vibratoire ou du déplacement mesurée dans la bande fréquentielle [10-1 000 Hz] ou [2-1 000 Hz] selon la vitesse de rotation et exprimée respectivement en mm/s ou en μm .

Cette norme, dont le champ d'application concerne les machines en exploitation et en régime de fonctionnement stabilisé, définit quatre zones de sévérité vibratoire dont les limites dépendent de la rigidité du support de la machine.

– **Zone A.** Vibrations de machines récemment mises en service.

– **Zone B.** Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme acceptables pour un service de longue durée sans la moindre restriction.

– **Zone C.** Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme non acceptables pour un service de longue durée en continu.

– **Zone D.** Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme suffisamment importantes pour endommager la machine.

Les supports ou assises sont classés en deux catégories : les supports dits rigides, et les supports dits souples :

Un support pour une direction de mesurage donnée est considéré comme rigide si sa fréquence propre la plus basse est supérieure d'au moins 25 % à sa fréquence d'excitation principale (dans la plupart des cas, la fréquence de rotation). Si cette condition n'est pas remplie, le support est considéré comme souple.

Un support peut être considéré comme rigide pour une direction de mesurage et souple pour une autre. La vibration est à évaluer en fonction de la direction de mesurage et de la qualification sur support associé à cette dernière.

Les machines sont classées en deux groupes :

– **Groupe I.** Machines de grandes dimensions d'une puissance nominale comprise entre 300 kW et 50 MW et machines électriques d'une hauteur d'axe $H \geq 315$ mm.

– **Groupe II.** Machines de tailles moyennes d'une puissance nominale comprise entre 15 et 300 kW et machines électriques d'une hauteur d'axe $160 < H < 315$ mm.

Classification des zones de sévérité vibratoire pour les machines du groupe I

Type de support	Limite de zone	Déplacement efficace en μm	Vitesse efficace en mm/s
Rigide	A/B	29	2,3
	B/C	57	4,5
	C/D	90	7,1
Souple	A/B	45	3,5
	B/C	90	7,1
	C/D	140	11,0

Classification des zones de sévérité vibratoire pour les machines du groupe II

Type de support	Limite de zone	Déplacement efficace en μm	Vitesse efficace en mm/s
Rigide	A/B	22	1,4
	B/C	45	2,8
	C/D	71	4,5
Souple	A/B	37	2,3
	B/C	71	4,5
	C/D	113	7,1

Annexe 2: A.2 Norme NF EN 60 034-14 (extraits, 2003)

Seuils vibratoires pour différentes hauteurs d'axe normalisées et pour deux classes de « qualité vibratoire » de machines électriques, mesures effectuées à vide sans organe entraîné chez le constructeur, machine suspendue ou fixée rigidement.

Limites de magnitude vibratoire maximale, en déplacement, vitesse et accélération en valeurs efficaces, pour une hauteur d'axe H .

Niveau de vibration	Hauteur d'axe, mm	$56 \leq H \leq 132$			$132 < H \leq 280$			$H \geq 280$		
		Montage	Déplac. μm	Vitess. mm/s	Acc. m/s^2	Déplac. μm	Vitess. mm/s	Acc. m/s^2	Déplac. μm	Vitess. mm/s
A	Suspens. libre	25	1,6	2,5	35	2,2	3,5	45	2,8	4,4
	Montage rigide	21	1,3	2,0	29	1,3	2,8	37	2,3	3,6
B	Suspens. libre	11	0,7	1,1	18	1,1	1,7	29	1,8	2,8
	Montage rigide		–		14	0,9	1,4	24	1,5	2,4

Le niveau « A » s'applique aux machines n'ayant pas d'exigences vibratoires particulières.
 Le niveau « B » s'applique aux machines ayant des exigences vibratoires particulières.
 Le montage rigide n'est pas acceptable pour les machines de hauteur d'axe de moins de 132 mm.
 Les fréquences de correspondance entre déplacement/vitesse et vitesse/accélération sont de 10 Hz et 250 Hz respectivement.

Note 1 – Il est recommandé au constructeur et à l'acheteur de tenir compte du fait que l'instrumentation peut avoir une tolérance de mesurage de $\pm 10\%$.

Note 2 – La hauteur d'axe d'une machine sans pieds ou d'une machine avec pieds surélevés, ou de toute machine verticale est à considérer comme étant égale à la hauteur d'axe d'une machine de même carcasse de base mais du type à pieds avec arbre horizontal.