

CHAPITRE 7- Conclusions et perspectives

Ce projet s'est déroulé sur une période de 12 mois et devrait être opérationnel d'ici la fin de l'année 2003. Dans un premier temps, un seul spectromètre sera équipé de la nouvelle baie prototype. Les plans d'ensemble, de câblage ainsi que les paramètres de réglages permettront de réaliser d'autres baies identiques pour les autres spectromètres.

Le sujet a mis en évidence la nécessité de modifier l'accouplement mécanique entre le sélecteur et le moteur d'entraînement mais cette modification n'a pu être effectuée car elle demande une immobilisation de plus d'un mois (temps nécessaire à la réalisation de pièces par des sous-traitants). Il est donc prévu d'effectuer ces travaux au prochain arrêt du réacteur au cours de l'année 2004. L'accouplement sera magnétique pour commencer puis sera remplacé par un accouplement rigide grâce à un joint « ferro fluide ».

De même, l'équilibrage complet de l'arbre du sélecteur permettrait d'atténuer le balourd omniprésent. Celui-ci augmente considérablement les sollicitations sur les roulements ; grâce à la surveillance périodique nous pourrions mettre en évidence la détérioration précoce des roulements (temps effectif de fonctionnement / temps de fonctionnement possible, voir Annexe III). Il sera alors intéressant de comparer la différence de budget entre un fonctionnement avec une maintenance régulière des roulements (comme actuellement) et un rééquilibrage de l'arbre. Il est à noter que cet équilibrage représente une lourde opération car c'est sûrement une étude complète de l'arbre qui devrait être effectuée pour arriver à un équilibrage optimal. Nous avons montré que l'équilibrage par ajout de petites masses n'est pas suffisant.

La version finale du programme du pilotage permettra aux physiciens de statuer sur l'état des roulements du sélecteur mécanique et d'envisager à l'avance le remplacement de ceux-ci. Ils pourront aussi effectuer leur propre logiciel de pilotage, car les instructions restent les mêmes que celles qu'ils utilisent actuellement.

Plusieurs mois voire plusieurs années de fonctionnement nous permettront d'affiner les seuils d'alarmes ainsi que nos diagnostics sur l'état de santé des sélecteurs.

Ma formation, mon goût pour la mesure et l'instrumentation m'ont aidé dans la mise en place des chaînes de mesures. De plus, ce projet m'a permis de tester ma capacité à appréhender des notions très nouvelles telles que l'analyse vibratoire et à effectuer les différentes étapes d'un tel projet.

Bibliographie

- [1] **AUGEIX David** -Techniques de l'Ingénieur - Traité Génie mécanique - Analyse vibratoire des machines tournantes. BM 5 145, vol BD 2 (janv. 2001).
- [2] **BOULENGER Alain** - Diagnostic vibratoire en maintenance préventive – DUNOD (1998) – page 95.
- [3] **BIGRET R., FERON J.-L.** - diagnostic, maintenance et disponibilité des machines tournantes – MASSON (1995) – chapitres IV, V, VII.
- [4] **BOUCHAREINE Patrick, Janine CONNES, Hervé DELOUIS** - Techniques de l'Ingénieur - Traité Analyse et Caractérisation– Théorie et traitement numérique des signaux donnés par les appareils analytiques. PE 205-3.
- [5] **LACHAND ROBERT** - Techniques de l'Ingénieur - Traité Sciences fondamentales - Analyse harmonique, distributions, convolution, A 142., vol. AF 1(1993).
- [6] **Alain DEVAL, Yvon AMAND** - Techniques de l'Ingénieur - Traité Mesures et Contrôle – Accélération. R1812, vol RAB (1992).
- [7] **ASCH Georges** - Les capteurs en instrumentation industrielle – DUNOD (1999) – page 499 : capteurs d'accélération – page 629 : capteurs de mesure du vide.
- [8] **ASCH Georges** – Acquisition de données, du capteur à l'ordinateur – DUNOD (1999) – pages 249 à 287.
- [9] **PLUSQUELLEC (J.)** - Techniques de l'Ingénieur - Traité Sciences fondamentales -Vibrations. A 410., vol AF 5 (août 1991).
- [10] **VAN DEN ENDEN** - Traitement numérique du signal, une introduction – MASSON (1992) – pages 125 à 132.
- [11] **BELLANGER Maurice**– Traitement numérique du signal – Théorie et pratique – DUNOD (1998) – chapitre 2.
- [12] **COTTET Francis** - LABVIEW programmation et application – DUNOD (2001) – Chapitres 3 et 5.

Sites Internet

- [13] www.maintexpert.com - le portail de la maintenance
- [14] www.afim.asso.fr/default.htm - Portail Réseau maintenance - Association française des ingénieurs et responsables de maintenance
- [15] www.vibanalysis.co.uk - Machinery Vibration Diagnostics

ANNEXE I : Généralités

Décibels

On appelle décibel [dB] une unité sans dimension mesurant le rapport N de deux puissances W_1 et W_2 .

$$\text{Par définition : } N[dB] = 10 \cdot \log_{10} \frac{W_1}{W_2} \quad (52)$$

Les [dB] sont utilisés pour représenter simultanément sur un même graphique des amplitudes très faibles et très élevées.

L'expression de la puissance mécanique est proportionnelle au carré des déplacements, des vitesses ou des accélérations. On obtient ainsi les relations suivantes :

$$NS[dB] = 20 \cdot \log_{10} \frac{S}{S_0}$$

$$NV[dB] = 20 \cdot \log_{10} \frac{V}{V_0}$$

$$NA[dB] = 20 \cdot \log_{10} \frac{A}{A_0}$$

où S , V , A sont respectivement le déplacement, la vitesse et l'accélération efficaces de la vibration considérée. Et S_0 , V_0 et A_0 sont les valeurs efficaces de références.

L'échelle logarithmique

Elle est particulièrement intéressante pour décrire les amplitudes car elle présente la particularité de dilater les bas niveaux et de compresser les hauts niveaux, ce qui est nécessaire pour visualiser sur un même diagramme des composantes dont le rapport des amplitudes peut atteindre un facteur 1000.

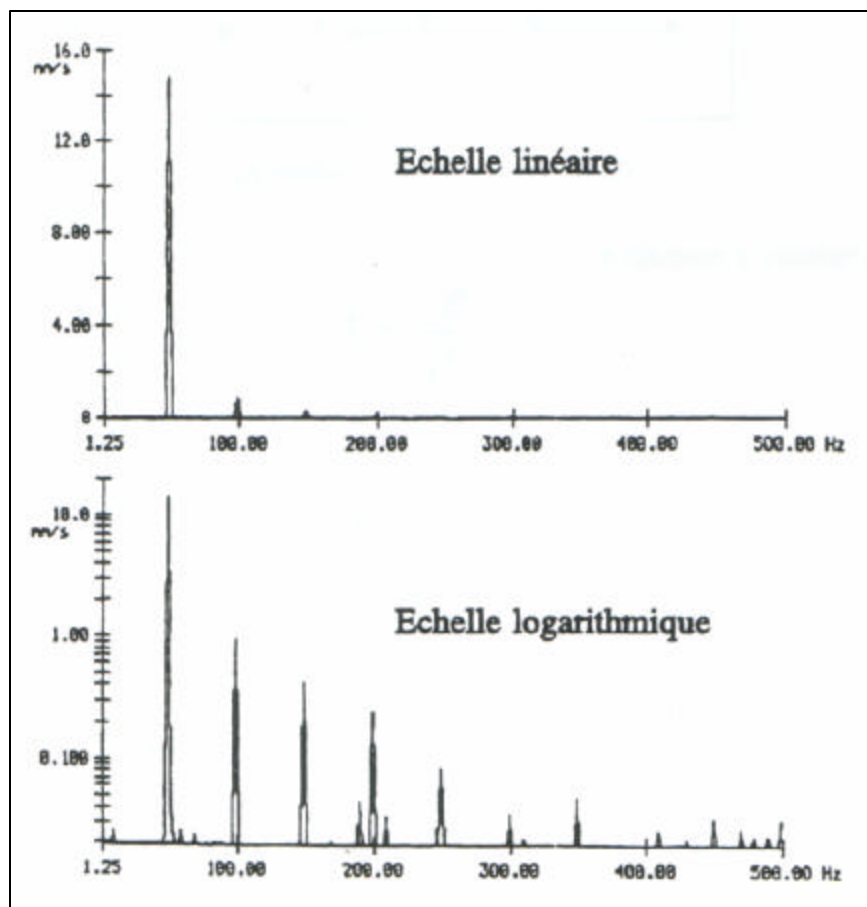


Figure 59 - Différence entre représentation spectrales linéaire et logarithmique (en amplitude)

L'une des unités pouvant se rapporter à cette échelle est le décibel [dB]. Pour les mesures de vibrations, le niveau de référence X_0 représente celui de la composante la plus importante du signal, et les autres s'expriment par rapport à cette valeur en dB négatifs.

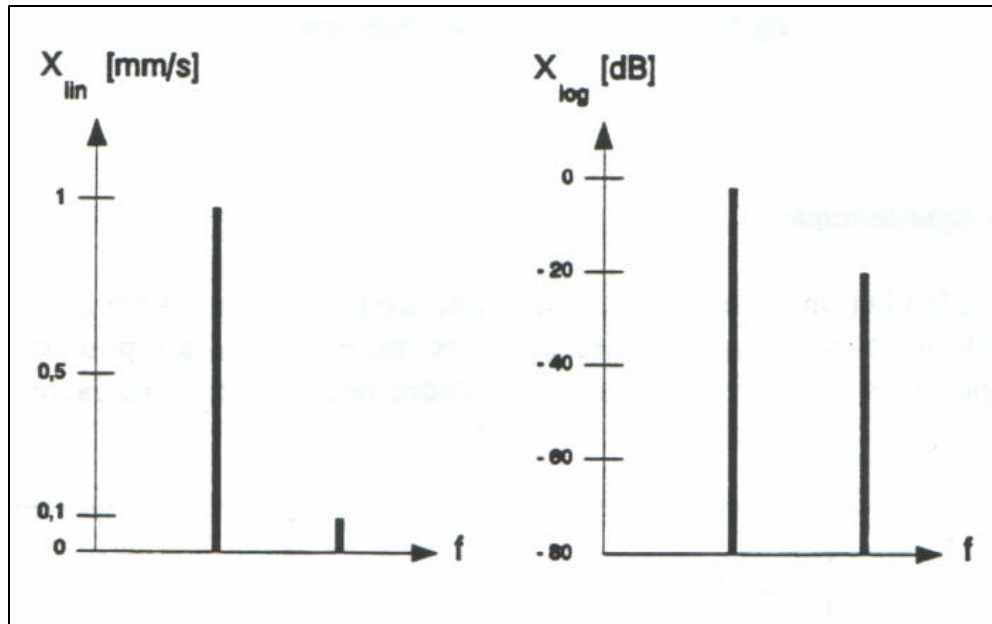


Figure 60 - Echelle linéaire et échelle logarithmique pour l'amplitude.

Quelques valeurs à connaître :

$$\frac{X}{X_0} = 1 \equiv 0dB$$

$$\frac{X}{X_0} = 2 \equiv 6dB$$

$$\frac{X}{X_0} = 3.16 \equiv 10dB$$

$$\frac{X}{X_0} = 10 \equiv 20dB$$

$$\frac{X}{X_0} = 100 \equiv 40dB$$

$$\frac{X}{X_0} = 1000 \equiv 60dB$$

Par ailleurs, l'utilisation de l'échelle logarithmique sur l'axe des fréquences peut permettre dans certains cas une visualisation complète du comportement de la machine en favorisant la précision de la représentation pour les phénomènes à basses fréquences.

Les filtres

Un filtre passe-bande est un filtre qui ne laisse passer de l'énergie que dans la bande Δf définie par : $\Delta f = f_2 - f_1$

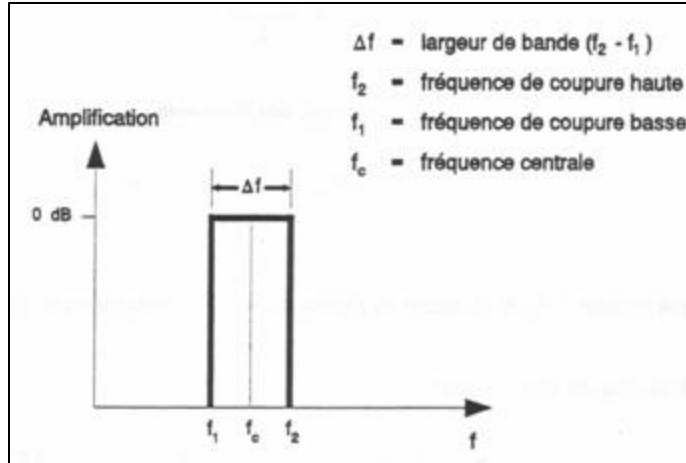


Figure 61 - Fonction de transfert d'un filtre théorique de fréquence centrale f_c et de largeur $f_2 - f_1$

En pratique, ce filtre n'est pas réalisable, et l'on utilise un filtre dont les fréquences de coupure sont données par convention à -3 dB.

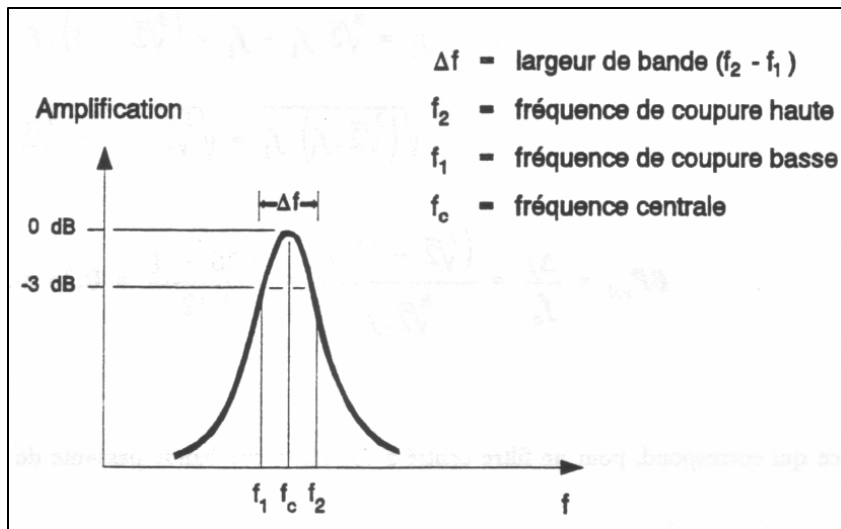


Figure 62 - Fonction de transfert d'un filtre réel. Conventionnellement les fréquences de coupure f_1 et f_2 sont prises à -3 dB.

Les filtres passe bande peuvent être à largeur de bande constante $BP = \text{constante}$ ou à pourcentage de bande constant, c'est à dire $BP = x\%$ de la fréquence centrale. Ces filtres sont utilisés en analyse vibratoire avec des valeurs comme 6%, 23% et 70%.

Les filtres à pourcentage de bande constant, dits filtres relatifs ; $BP = \frac{\Delta f}{f_c}$ par exemple 3%, 10%, octave, ? d'octave (dans ces deux derniers cas $f_c = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$) suivent les relations suivantes :

Pour les filtres 1/n d'octave

$$\frac{f_2}{f_1} = \sqrt[n]{2} \text{ soit } f_2 = \sqrt[n]{2} \cdot f_1$$

Exemple pour un filtre ? d'octave :

$$f_2 = \sqrt[3]{2} \cdot f_1$$

$$\Delta f = f_2 - f_1 = \sqrt[3]{2} \cdot f_1 - f_1 = (\sqrt[3]{2} - 1) f_1$$

$$f_c = \sqrt{f_1 f_2} = \sqrt{(\sqrt[3]{2} \cdot f_1) f_1} = \sqrt{(\sqrt[3]{2} \cdot f_1^2)} = \sqrt[6]{2} \cdot f_1$$

$$BP = \frac{\Delta f}{f_c} = \frac{(\sqrt[3]{2} - 1) f_1}{\sqrt[6]{2} \cdot f_1} = \frac{1,26 - 1}{1,12} = 0,23 \rightarrow \text{soit} \rightarrow 23\%$$

Ce qui correspond, pour un filtre centré sur 100 Hz, à une bande passante de 23 Hz.

ANNEXE II : Les maintenances

Maintenance curative

Consiste à laisser tourner la machine jusqu'à la casse afin d'effectuer les réparations nécessaires. Ce type de stratégie peut entraîner des pertes de production et des frais de réparations plus importants. De plus, une réparation non planifiée entraînera des coûts extraordinaires.

Maintenance préventive

La maintenance curative entraînant des surcoûts non négligeables, les industriels ont été amenés à remplacer les éléments de machines après un temps de fonctionnement déterminé. Ceci comporte un désavantage très important : des éléments de machines seront remplacés alors qu'ils n'ont pas atteint leur durée de vie optimale. De plus, le risque de panne reste présent. Certaines pièces de machines peuvent casser de manière précoce suite à un mauvais montage ou à des défauts de fabrication.

Maintenance prédictive

La maintenance préventive entraînant des surcoûts d'exploitation et un risque de panne non négligeable, les industriels se sont dirigés vers la maintenance prédictive, qui est basée sur l'état réel de la machine. L'état peut être évalué par toute analyse permettant de quantifier la dégradation des organes de la machine :

- l'analyse d'huile pour retrouver des éléments d'usure...
- l'analyse de courant pour la détection de barres rotoriques cassées sur un moteur...
- la thermographie pour la détection de fuite, de mauvais serrage...
- **l'analyse vibratoire pour la détection de défauts mécaniques...**

L'objectif principal de l'analyse vibratoire est d'éviter un maximum de pannes. Les roulements faisant partie des éléments les plus importants d'une machine tournante, les défauts sur ces éléments seront davantage pris en considération.

De plus, l'analyse vibratoire permettra de mettre en évidence un grand nombre de problèmes entraînant une diminution de la durée de vie des éléments de la machine.

ANNEXE III : Les roulements

Durée nominale de fonctionnement [3]

La durée nominale de fonctionnement ou durée de vie, d'un roulement s'exprime par le nombre de tours ou un nombre d'heures de fonctionnement à vitesse constante du rotor qu'il supporte avant l'apparition de défauts (fissures, écaillage) sur les bagues ou les éléments roulants. La durée de vie nominale résulte d'essais dont les résultats sont synthétisés par une statistique qui à titre indicatif conduit aux formules suivantes⁸ :

$$L_{10} = a_1 a_2 a_3 \left[\frac{C}{P} \right]^p \quad (53)$$

$$L_{10,h} = a_1 a_2 a_3 \frac{10^6}{60n} \left[\frac{C}{P} \right]^p \quad (54)$$

Avec :

L_{10} : nombre de tour nominal (millions de tours), $L_{10,h}$ durée nominale (heures), atteint ou dépassé par 90% de roulements apparemment identiques et en nombre suffisant, fonctionnant dans les même conditions, avant l'apparition des premiers signes de fatigue.

N : vitesse de rotation en tr/min.

C : charge dynamique (en N) de base définie, pour chaque roulement, par le constructeur.

P : charge dynamique (en N) équivalente déterminée, d'après les conditions de fonctionnement, par le constructeur.

p : 3 pour les roulements à billes ; 10/3 pour les roulements à rouleaux.

a_1 : coefficient de fiabilité.

a_2 : coefficient de matière ; pour les aciers $a_2 = 1$.

a_3 : coefficient pour fonctionnement particulier ; influence de la lubrification.

$a_1 = 1$ pour la durée nominale ; $a_1 = 5$ pour 50% des roulements qui n'atteignent pas la durée nominale ; $a_1 = 20$ pour ~ 3% ; $a_1 = 0,21$ pour 99%.

⁸ Formules fournies par les constructeurs (documentation SKF)

Fréquences caractéristiques des défauts de roulement :

Des défauts, fissures, écaillages... peuvent exister sur les bagues intérieures, extérieures, sur les billes ; ils engendrent des chocs, donc des vibrations périodiques. Les fréquences fondamentales de ces vibrations sont liées à la fréquence de rotation de la cage par rapport à un référentiel fixe (fr).

- un défaut sur la piste externe :

$$f_{ext} = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{f_{bille}}{f_{moyen}} \cos b \right) \quad (55)$$

- un défaut sur la piste interne :

$$f_{int} = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{f_{bille}}{f_{moyen}} \cos b \right) \quad (56)$$

- un défaut sur une bille, un rouleau ou une aiguille (élément roulant) :

$$f_{bille} = \frac{f_{moyen}}{f_{bille}} f_r \left(1 - \left(\frac{f_{bille}}{f_{moyen}} \cos b \right)^2 \right) \quad (57)$$

avec n nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux, aiguilles),
 fr fréquence de rotation de l'arbre,
 F_{bille} diamètre des éléments roulants,
 F_{moyen} diamètre moyen d'évolution des éléments roulants,
 ? angle de contact.

Cela suppose que l'on connaisse les dimensions internes de chaque roulement monté dans la machine ainsi que leur nombre de billes. Ces renseignements ne sont pas toujours très faciles à obtenir. En revanche grâce au logiciel «ATLAS» édité par le constructeur SKF, il est facile de connaître toutes ces fréquences caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation.

Les fréquences cinématiques mesurées peuvent être différentes des fréquences théoriques, d'autant plus que la dégradation des pistes de roulement est importante. Cette différence peut

également résulter d'une charge insuffisante ou trop importante ou d'une rotation accidentelle de la bague fixe.

Les défauts

L'usure :

Que les roulements soient lubrifiés ou non, il peut exister des glissements des éléments roulants qui entraînent l'usure. Par ailleurs des corps étrangers (poussières, particules) introduits au montage ou pendant le fonctionnement, peuvent accroître le jeu, créer des cavités, coincer l'élément roulant et par la suite entraîner une rotation des bagues par rapport aux éléments qui les contiennent. L'usure générée par les corps étrangers peut être réduite par filtrage à 10 µm.

Le piquetage :

Un courant peut traverser les éléments d'un roulement ; des arcs produisent des points chauds ou des fusions ; par suite de refroidissements rapides, le métal se trempe et des cratères se forment, caractérisés par des taches claires à bords sombres. Pour des courants faibles, l'altération est moins marquée et se traduit par des rainures. Dans tous les cas les vibrations augmentent.

Le grippage :

Le grippage résulte d'un manque de lubrifiant ; les contacts métal-métal entraînent des échauffements qui facilitent les microsoudures et le transfert de métal. Le grippage est auto aggravant. Une graisse durcie, une usure qui entraîne la rotation des rouleaux ou aiguilles autour d'axes non parallèles à l'axe des bagues, peuvent conduire à un grippage.

La reptation :

La reptation est une rotation de la bague intérieure sur le rotor ; elle est due à un jeu. Une usure de la bague et du rotor en résulte, révélée par un polissage ou par des stries.

Les ruptures

Elles sont précédées par des craquelures dues à des charges élevées ou à des défauts : portée réduite de la bague extérieure... contraintes pendant l'usinage. Elles sont rares.

La corrosion

La corrosion chimique se produit en atmosphère humide (saturation) lorsque le roulement est soumis à des phases de fonctionnement et d'arrêt durant lesquelles l'air humide pénètre dans le roulement ; des particules oxydées se détachent... L'étanchéité de tels roulements doit être assurée. La corrosion de contact apporte une pâte brune formée par la rouille et le lubrifiant ; une corrosion profonde entraîne la rupture des bagues.

Le Tableau 14 définit l'origine des défauts.

	écaillage	grippage	empreintes corps roulants	usure empreintes corps étrangers	criatères - cannelures	coups - fissures - cassures	corrosion de contact	corrosion	coloration	détérioration des cages
MONTAGE										
Manque de soin										
coups										
défauts logements ou portées										
jeu insuffisant										
ajustement trop libre										
désalignement										
FONCTIONNEMENT										
surcharge										
vibrations										
vitesse excessive										
ENVIRONNEMENT										
température trop basse										
température trop élevée										
passage de courant électrique										
pollution eau										
pollution poussière										
LUBRIFICATION										
lubrification inadaptée										
manque de lubrifiant										
excès de lubrifiant										

Tableau 14 - Défauts de roulements et leurs origines

ANNEXE IV : Les accéléromètres

Description

Les capteurs sont constitués par :

- un transducteur qui élabore un signal électrique représentatif d'une grandeur physique en utilisant les phénomènes piézo-électrique, inductifs ou piézo-résistif.
- Une structure mécanique, dite boîtier, dans laquelle le transducteur est disposé.

Transducteur piézo-électrique (PZE)

En 1881, les physiciens français Pierre et Paul CURIE étudient la pyroélectricité abordée en 1828 par BECQUEREL et en 1858 par GAUGUIN. Ils découvrent la piézo-électricité sur le quartz naturel (Si O₂).

Une force appliquée entre les faces de certains cristaux les déforme et fait apparaître des charges électriques ; la constante piézo-électrique est définie par:

$$d_{ij} (pC / N) = \frac{\text{charge_électrique_par_unité_de_surface}(Q_i)}{\text{force_par_unité_de_surface}(F_j)} \quad (58)$$

« i » désigne l'axe perpendiculaire à la surface (i=x, y, z)

« j » désigne la direction de la force (j=x, y, z)

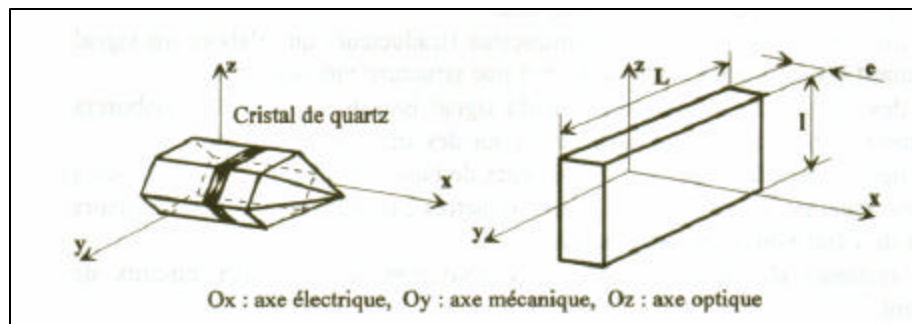


Figure 63 - Lame taillée dans un cristal de quartz

A titre d'exemple pour une lame de quartz (Figure 63) :

$$Q_x = d_{xx} \cdot F_x \quad Q_y = -d_{yy} \cdot F_y \quad \text{avec } d_{xx} = d_{yy} = 2,1 \text{ (pC/N)}$$

F_z ne fait apparaître aucune charge.

Avec : L=50 mm, l=10 mm, e=1 mm, et pour une force appliquée selon Ox : F_x=10 N, la charge électrique résultante selon Ox vaut :

$$Q_x = d_{xx} \cdot F_x = 21 \cdot 10^{-12} \text{ C}$$

La capacité électrique de la lame selon Ox, est définie par :

$$C_x = e e_0 \frac{S}{e} = 4,5 e_0 \frac{lL}{e} = 20 \cdot 10^{-12} \text{ F}$$

Avec e=4,5 permittivité relative du quartz, e₀=8,845.10⁻¹² permittivité du vide.

La charge Q_x fait apparaître une tension : V_x = Q_x / C_x = 1,05 V

En appliquant la force de 10 Newton selon Oy la tension est égale à 5,25 V du fait de la valeur différente de la capacité électrique C_y de la lame selon Oy.

La raideur mécanique K_x d'une cellule piézo-électrique est voisine de 10⁸ N/m ; cette valeur élevée est due à celle du module d'élasticité du quartz.

$$k_x = \frac{E l L}{e} \quad (\text{E module d'élasticité})$$

Une force de 1 Newton provoque un déplacement de 10⁻⁸ m soit 0,01µm.

Structure mécanique

La Figure 64 définit un modèle d'un transducteur déposé entre une base et un solide

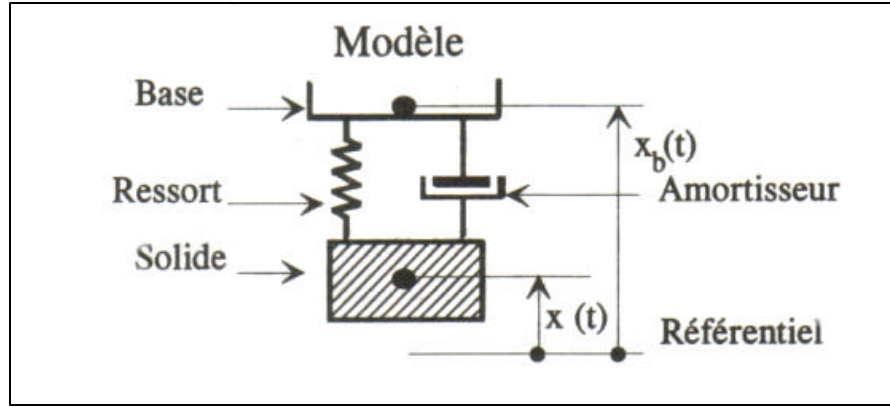


Figure 64 - Transducteur - modèle mécanique

Fonction de transfert des accéléromètres

Considérons une vibration appliquée à la base du capteur dont le déplacement est une fonction harmonique du temps, de pulsation ω :

$$x_B(t) = X_B \cos \omega t \quad (59)$$

L'accélération de la base est obtenue par double dérivation par rapport au temps :

$$\ddot{x}_B(t) = -\omega^2 X_B \cos \omega t = \omega^2 X_B \cos(\omega t + \pi) \quad (60)$$

Le rapport du déplacement relatif solide-base ($x - x_B$) à l'accélération de la base $\ddot{x}_B$ est caractérisé par la fonction de transfert $T_d(\omega)$:

$$|T_d(\omega)| = \frac{1}{\omega_0^2} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4x^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (61)$$

$$\arg T_d(\omega) = \arctg \frac{-2x \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \quad \text{avec} \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (62)$$

$$x = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

La Figure 65 représente le module et l'argument de la fonction de transfert «mécanique » $T_a(\omega)$ d'un accéléromètre :

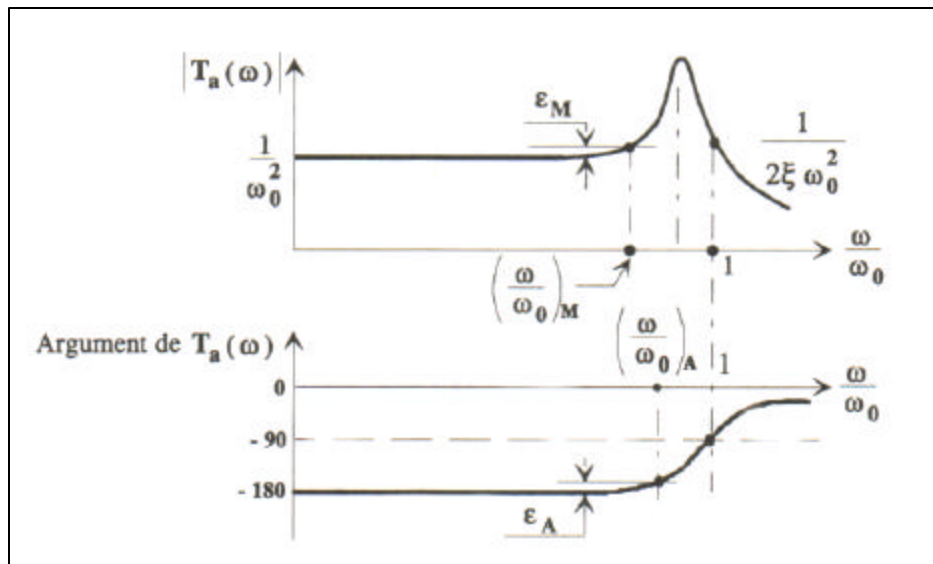


Figure 65 – Diagramme de Bode d'un accéléromètre

Fixation des capteurs sur les structures

Les domaines des fréquences définis par les constructeurs supposent une fixation parfaite du boîtier du capteur sur la structure : l'impédance mécanique de la liaison doit être très grande.

La Figure 66 est extraite de la norme ISO 5348 (AFNOR E90-152, février 1981)[3]. Ces figures permettent d'attirer l'attention des utilisateurs sur l'influence du mode de liaison. En particulier les erreurs sur les mesures faites par des capteurs appliqués à la main, peuvent être importantes : la bande passante peut être considérablement réduite par exemple de 30 kHz (fixation par vis) à 2 kHz (application manuelle) ; elle dépend de l'opérateur, de l'impédance offerte au boîtier du capteur par sa main, de la force qu'il applique... et de la direction qu'il tente d'imposer, autant d'éléments difficilement contrôlables.

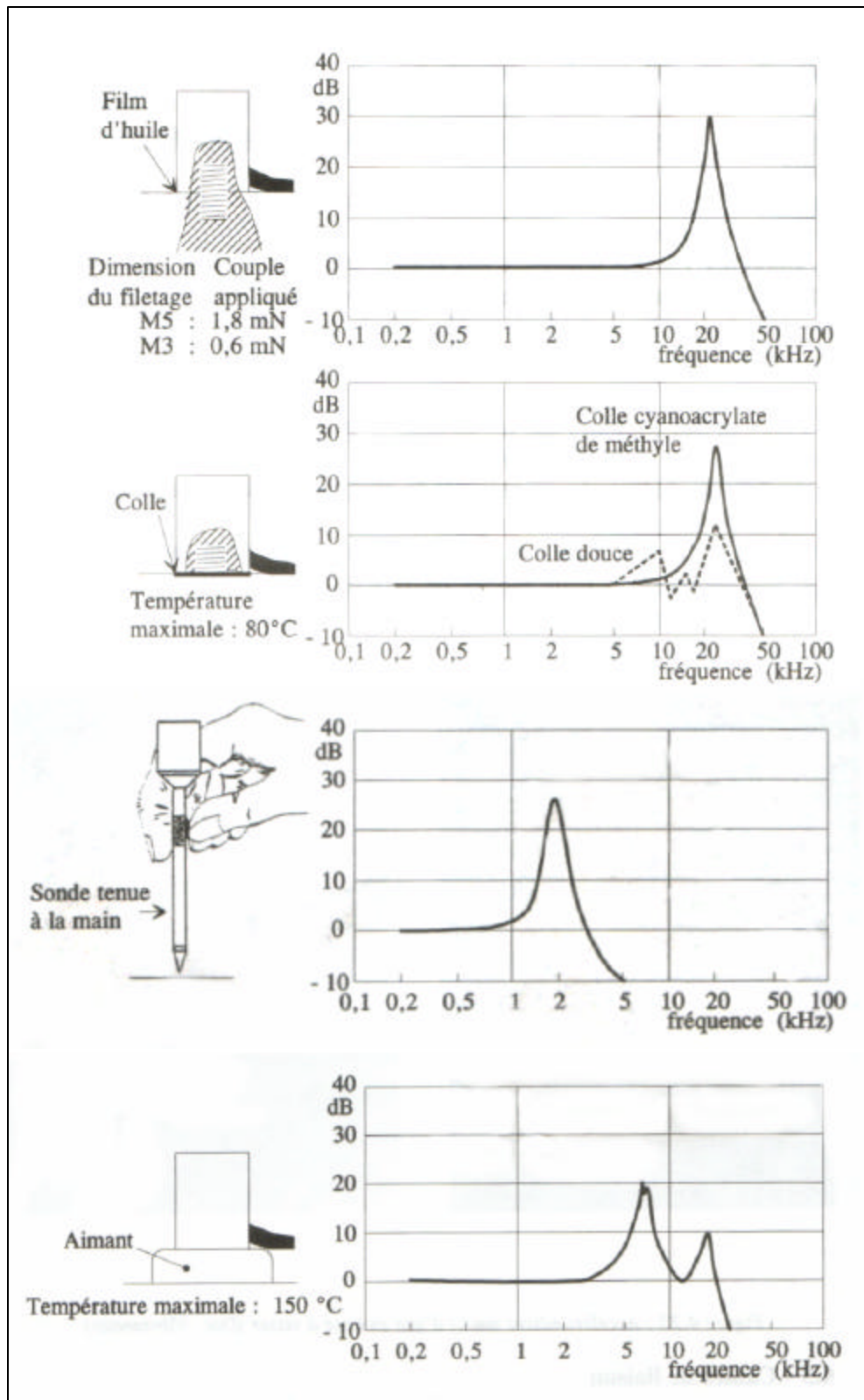


Figure 66 - Influence du mode de fixation d'un accéléromètre sur le module de la réponse. Extrait de la norme ISO 5348