

LIVRE BLANC



# Machines tournantes

## L'analyse des vibrations sur les engrenages



# Edito



Par Henri CAMPAGNA, pdg de dB Vib Groupe

Difficile en quelques pages de remplacer une formation sur le diagnostic de panne des machines tournantes. Quelques points essentiels peuvent malgré tout être soulevés.

## NOTRE GROUPE



Expert du bruit, des vibrations, de la maintenance conditionnelle et du traitement de l'air



Si on veut pouvoir faire un diagnostic de panne sur les engrenages, il est nécessaire de :

- bien choisir les points de mesure ;
- faire de la typologie sur les spectres de vibration, bien avant de s'occuper des amplitudes vibratoires ;
- ne pas suivre uniquement l'amplitude à la fréquence d'engrènement ;
- choisir l'accélération comme paramètre de mesure ;
- s'assurer qu'il n'y a pas de fréquences propres de flexion et surtout de torsion ;
- ne jamais faire de représentation de l'échelle des amplitudes d'accélération en linéaire, mais toujours en représentation logarithmique.

### **Bien choisir les points de mesure**

Contrairement au balourd, qui est une force tournante avec l'arbre, les efforts d'engrènement sont stables dans l'espace. Ainsi, suivant le type de denture (droite, hélicoïdale), on placera les accéléromètres sur la butée axiale ou dans une direction radiale oblique.

### **Faire de la typologie sur les spectres de vibration**

L'analyse des spectres typologiques consiste à rechercher les spectres de forces génératrices des défauts mécaniques que l'on peut rencontrer sur un engrenage.

On définit préalablement le spectre typologique d'un engrenage idéal, puis on imagine les changements apportés par les différents défauts que l'on rencontre habituellement.

Les engrenages ont pour objet de transmettre un mouvement en assurant une différence de vitesse de rotation, ou pas. Le rapport de vitesse correspond à l'inverse du rapport du nombre de dents entre les 2 pignons en contact. Ils ont la particularité d'inverser le sens de rotation des arbres supportant les pignons. On parle d'inverseur lorsque le rapport de vitesse est égal à 1.

En termes d'effort, ils transmettent un couple, ce dernier dépend de la relation :

$P = C \omega$ , avec :

- P la puissance (W) ;
- C le couple (mN) ;
- $\omega$  la vitesse de rotation angulaire (rd/s).

Le profil des dents en contact est conçu théoriquement, de telle sorte que la poussée entre les dents est d'amplitude et de direction constantes.

Pour une puissance et une vitesse de rotation données, le couple est presque constant, avec une charge constante en fonction du temps. Ce dernier est assuré par un arc de conduite, c'est-à-dire que plusieurs dents participent au couple (voir figure 1).

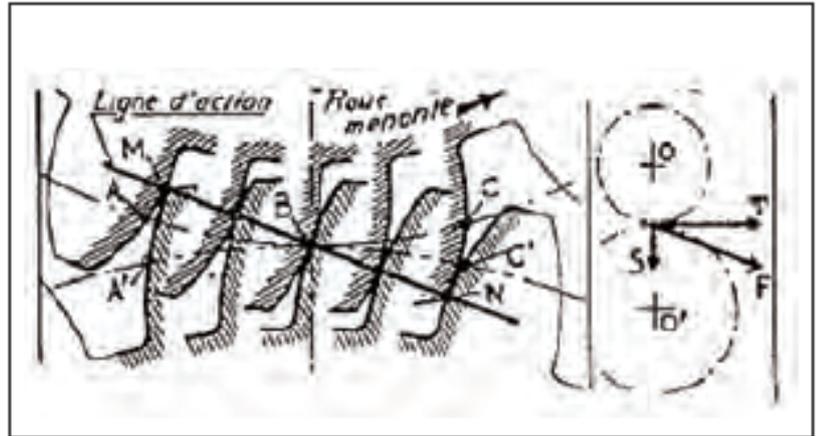


Figure 1

La force participant au couple est maximale lorsque les dents ont leur diamètre primitif tangentiel (point B) sur la figure 1.

Lors de l'engagement ou du déengagement d'une dent de l'arc de conduite (MN), ce couple est perturbé par une impulsion dont la période correspond au temps de passage entre 2 dents  $T_e$  appelée "période d'engrènement".

On comprend aisément que le temps de passage entre 2 dents doit être le même pour le pignon et la roue, ce qui nous conduit naturellement à écrire :

$$T_e = \frac{T_0}{Z_0} = \frac{T_1}{Z_1}$$

avec  $Z_0$  et  $Z_1$  le nombre de dents du pignon d'entrée et de la roue de sortie, et  $T_0$  et  $T_1$  les périodes respectives des arbres d'entrée et de sortie.

En fréquence :

$$f_e = \frac{1}{T_e} = Z_0 \frac{1}{T_0} = Z_1 \frac{1}{T_1} = Z_0(f_0) = Z_1(f_1)$$

Ce qui nous conduit à définir le rapport de réduction ou de multiplication suivant, qu'il soit inférieur ou supérieur à 1 :

$$R = \frac{f_0}{f_1} = \frac{Z_1}{Z_0}$$

Si l'on considère un engrenage idéal, l'engagement ou le déengagement se fera en douceur, c'est-à-dire qu'il se rapprochera le plus possible d'une sinusoïde (voir figure 2).

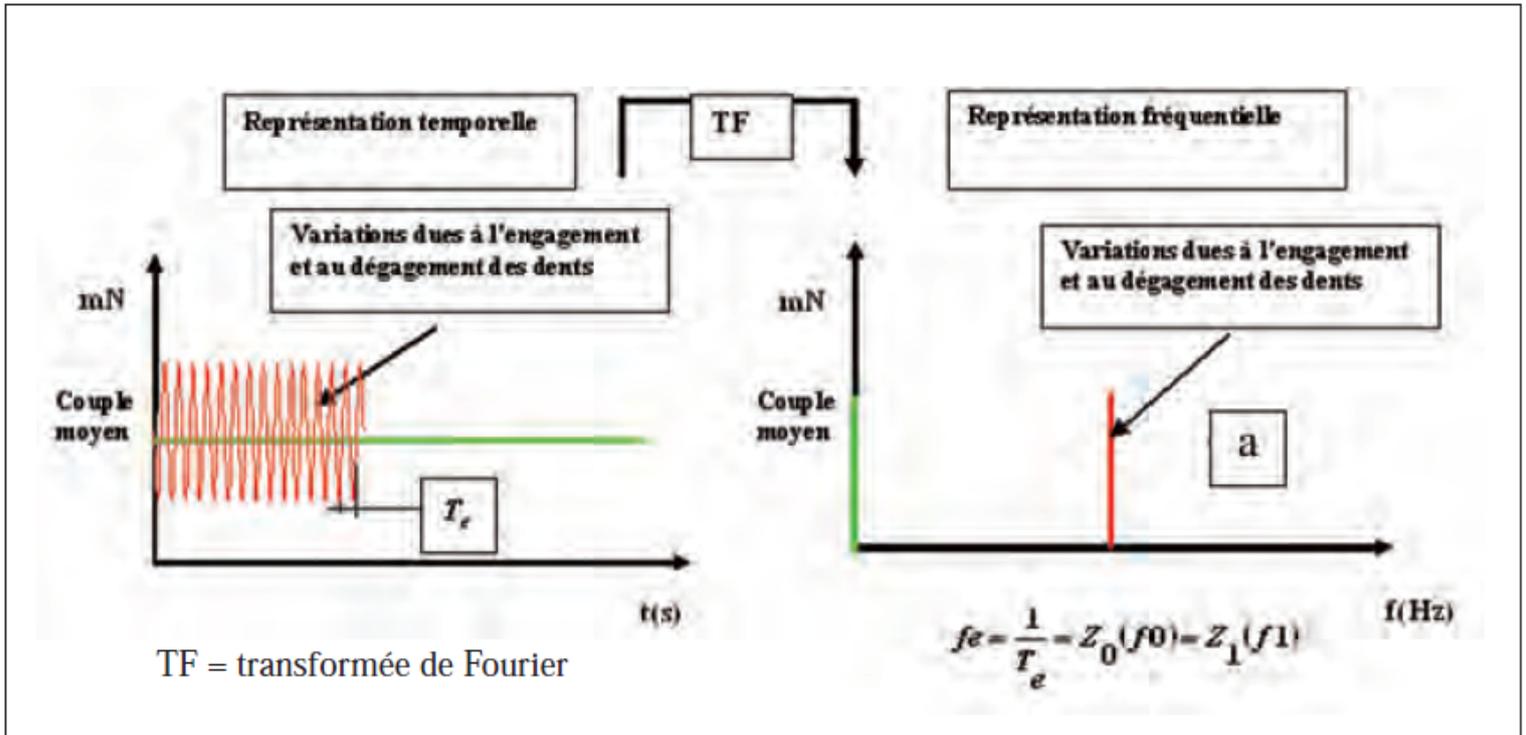


Figure 2

On peut ainsi créer un spectre typologique initial représentatif d'un engrenage idéal.

D'autres efforts subsistent sur nos lignes d'arbres : il s'agit des balourds résiduels portés par chaque ligne d'arbre, représentée par la figure 3.

En raison du principe de superposition, le spectre résultant (voir figure 4) sera la somme des 3 spectres précédemment décrits a , b , c en figures 2 et 3.

Avant de décrire les différents spectres typologiques caractéristiques des différents défauts, nous allons les lister :

- usure de surface de denture pitting/matage ;
- jeu de fond de denture trop grand ;
- jeu de fond de denture trop faible ;
- au moins une dent détériorée sur un seul pignon – erreur de pas ;
- au moins une dent détériorée sur chaque pignon ;
- arbre cintré/excentricité ou déformation de pignon ;
- présence de fréquences propres de torsion.

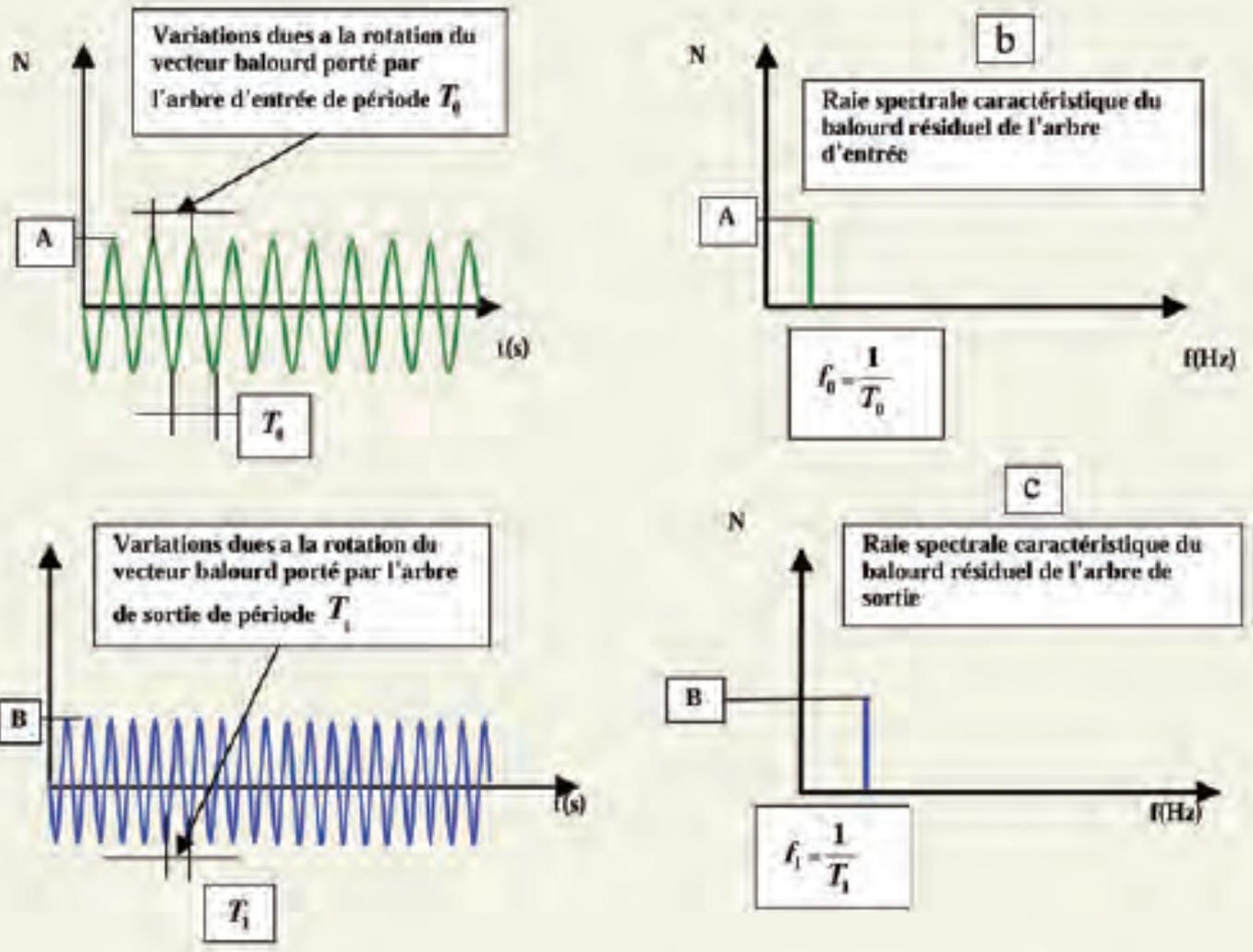


Figure 3

De par le principe de superposition, le spectre mesuré sur un des paliers de notre boîte à engrenage sera :

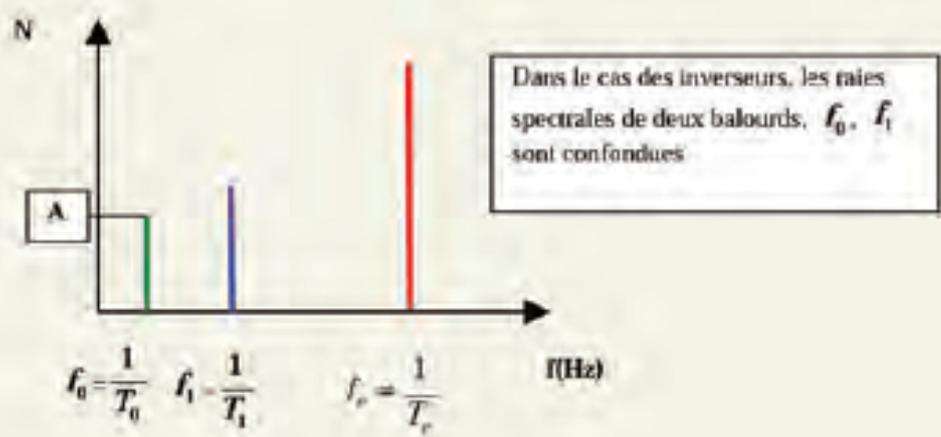


Figure 4

## Spectres typologiques évolués, manifestations spectrales de différents défauts d'engrenages

À titre d'exemple, nous prendrons l'**usure de surface de denture**.

L'usure d'un ensemble de profil de denture se manifeste par l'apparition de "pitting", criques réparties sur la surface de la dent, qui évoluent dans le temps (en dimension et en nombre) par la pression hertzienne du contact.

Un fort couple instantané peut conduire à un matage du profil et donner la même manifestation spectrale.

Le profil va alors en se "matant", ce qui a pour conséquence un contact plus long et plus perturbé entre les dents. On obtient ainsi un choc périodique de type mou au commencement de l'usure, qui devient de plus en plus dur au fur et à mesure de l'augmentation de l'usure, à la période d'engrènement. Le spectre correspondant est constitué d'harmoniques décroissants de la fréquence d'engrènement (voir figure 5 (a)).

Le signal temporel est la somme d'une sinusoïde représentant un engrenage idéalement parfait plus une fonction peigne caractéristique des chocs périodiques qui se produisent lors de l'engrènement de chaque dent, soit à la période d'engrènement  $T_e$  (voir figure 5 (b)).

C'est la représentation en fréquence de cette fonction peigne qui génère les harmoniques de  $f_e$ .

Plus l'usure est importante, plus les chocs deviennent de type dur et le taux d'harmoniques important.

À l'état neuf, un engrenage présente un taux d'harmoniques plus ou moins élevé. En effet, il sera plus important sur un engrenage à denture droite que sur un engrenage à denture hélicoïdale. Aussi, pour faire un diagnostic, soit le taux d'harmonique est très élevé, soit le suivi dans le temps du taux d'harmoniques permettra de porter un jugement sur l'état de l'usure du profil de l'ensemble des dentures.

L'amplitude de la fréquence d'engrènement augmente légèrement car, pour la même fréquence d'engrènement, s'additionnent l'énergie due aux efforts de l'engrènement et l'énergie de la fréquence fondamentale  $f_e$  due aux chocs périodiques.

Ainsi, il est possible de porter un jugement sur le profil de denture sans se préoccuper de l'amplitude mais de la forme d'un spectre. On pourrait faire de même pour expliquer les autres défauts précédemment listés.

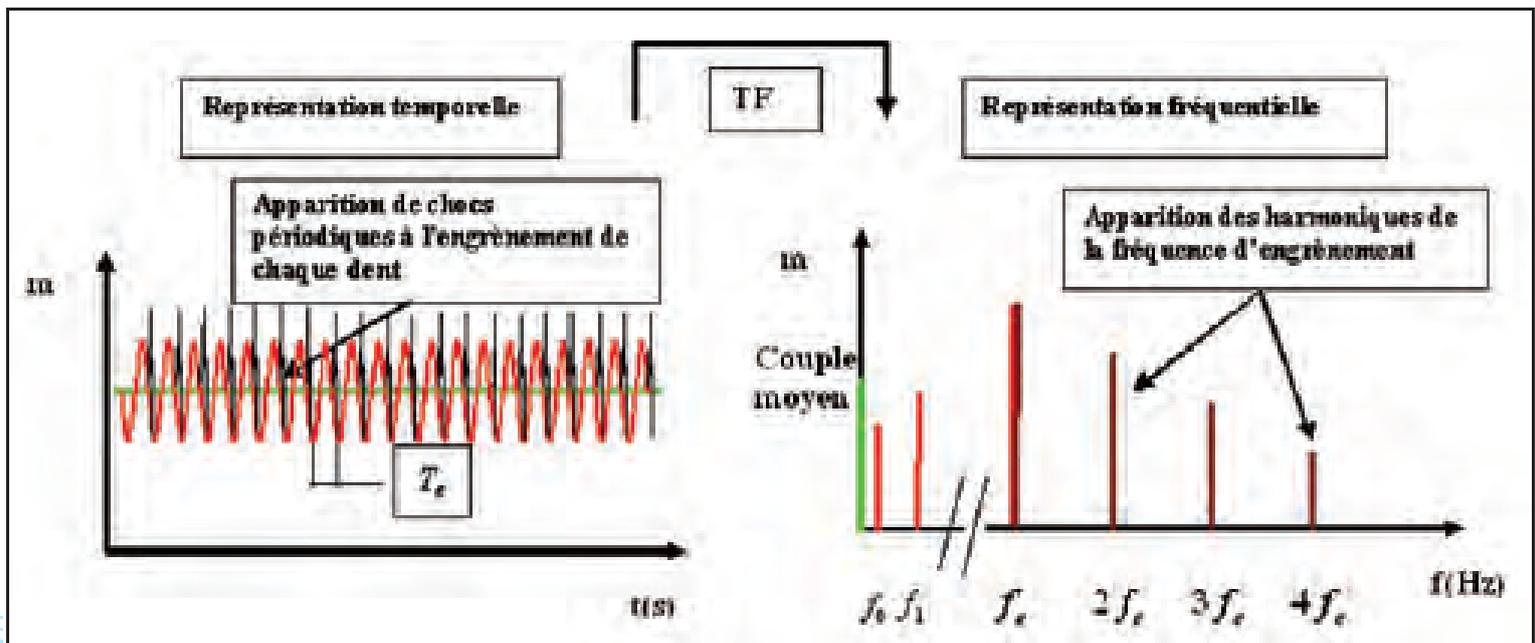


Figure 5 (a)

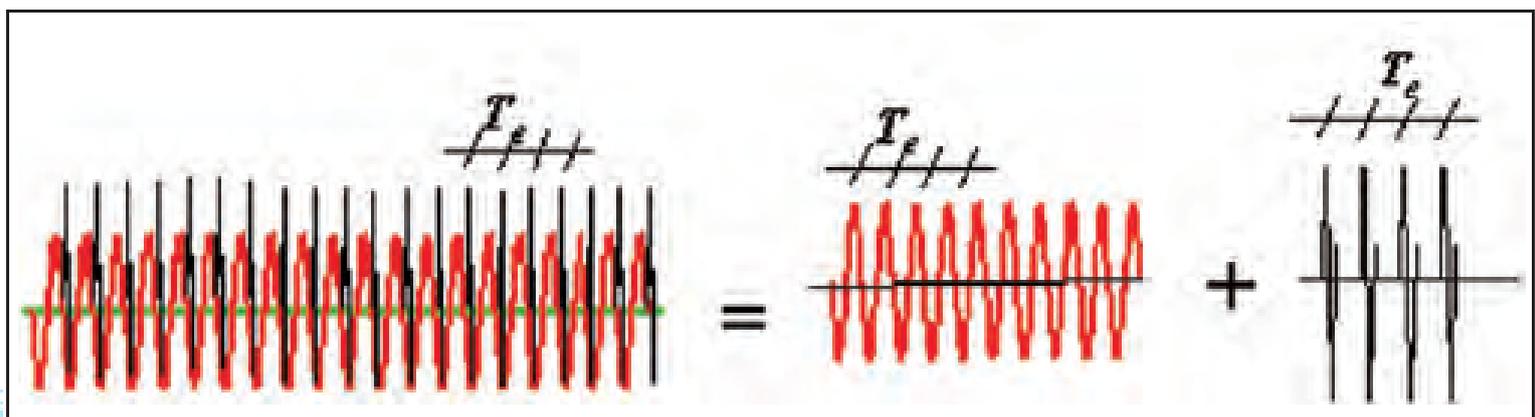


Figure 5 (b)

**Ne pas suivre uniquement l'amplitude à la fréquence d'engrènement - Influence de la charge**

L'engrenage assure la transmission des efforts. Son comportement vibratoire est, de ce fait, éminemment variable en fonction de la charge (voir figure 6).

Un suivi vibratoire se basant sur le seul niveau relevé à la fréquence d'engrènement est alors très délicat : il faudrait s'assurer d'une vitesse et d'une charge constantes d'un relevé à l'autre.

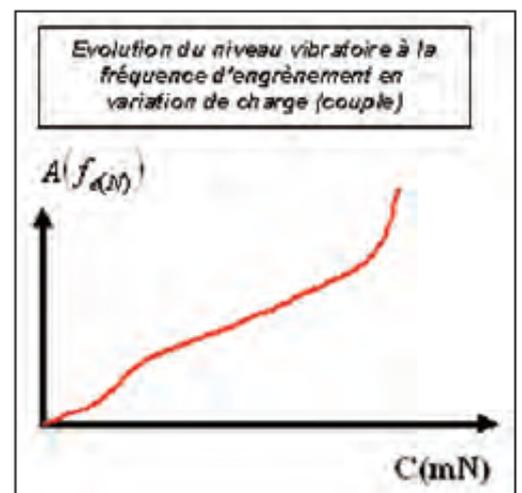


Figure 6

## Choisir l'accélération comme paramètre de mesure

L'accéléromètre favorise les hautes fréquences : c'est un filtre passe-haut par rapport au déplacement et à la vitesse, il est donc particulièrement adapté à l'analyse des phénomènes hautes fréquences qui sont générés par les engrenages.

À titre d'exemple, la fréquence d'engrènement d'une roue portant 50 dents sur un arbre tournant à 3 000 tr/mn est de 2 500 Hz. Elle se situe bien au-delà de la bande passante préconisée par les normes vibratoires, qui se limite à la bande passante 10-1 000 Hz ! D'autant que si l'on veut savoir si son profil se détériore, il faudrait suivre l'évolution des fréquences :  $2 f_e = 5 000$  et  $3 f_e = 10 000$  Hz !

## S'assurer qu'il n'y a pas de fréquences propres de flexion et surtout de torsion

Si la fréquence d'engrènement entre en coïncidence fréquentielle avec une fréquence propre de flexion ou de torsion, il se produit alors une dégradation rapide du profil des dents.

### Fréquence propre de flexion

Lorsqu'une fréquence propre de flexion existe sur un arbre, ce dernier fléchi reste dans cette position. Il s'ensuit un cintrage qui va générer des modulations d'amplitudes que nous avons précédemment évoquées.

Il faut être très attentif à ce type de phénomène pour les machines à vitesse variable. Afin d'en déterminer la présence, on procède à des analyses d'ordre sur les fréquences excitatrices telles que le balourd et la fréquence d'engrènement.

### Fréquence propre de torsion

Ces dernières dépendent essentiellement des inerties et des raideurs de torsion des éléments constituant la ligne d'arbre. Elles sont différentes d'une machine à l'autre. Il sera donc nécessaire de les calculer avant l'assemblage des machines entre elles.

À titre d'exemple, un fabricant de pompes qui achète un moteur et le réducteur définit l'accouplement et monte le tout sur un châssis. Il est donc responsable du bon fonctionnement de l'ensemble de l'installation.

Lorsqu'une fréquence de torsion entre en coïncidence avec une excitation telle que la fréquence d'engrènement, les lignes d'arbres ont une vitesse de rotation instantanée qui varie au cours d'un tour à la période d'engrènement. Il s'ensuit de fortes variations de la pression de contact entre les dentures, ce qui produit des chocs et des méplats sur le profil de denture.

Une solution consiste à vérifier la présence de cette fréquence propre de torsion par la mise en place de roues codées aux extrémités des lignes d'arbres incriminées. Si ce n'est pas possible, on pourra toujours mettre en place un capteur à courants de Foucault qui vise le passage des dents afin de procéder à des mesures du taux d'acyclisme.

## Faire une représentation de l'échelle des amplitudes d'accélération en logarithmique

Les spectres typologiques ne travaillent pas sur le seul critère d'amplitude, mais sur l'évolution de raies spectrales significatives de la présence d'un défaut.

L'amplitude de ces raies significatives est souvent petite, en regard des autres telles que la fréquence d'engrènement. Aussi, l'utilisation d'une échelle logarithmique en amplitude est nécessaire.

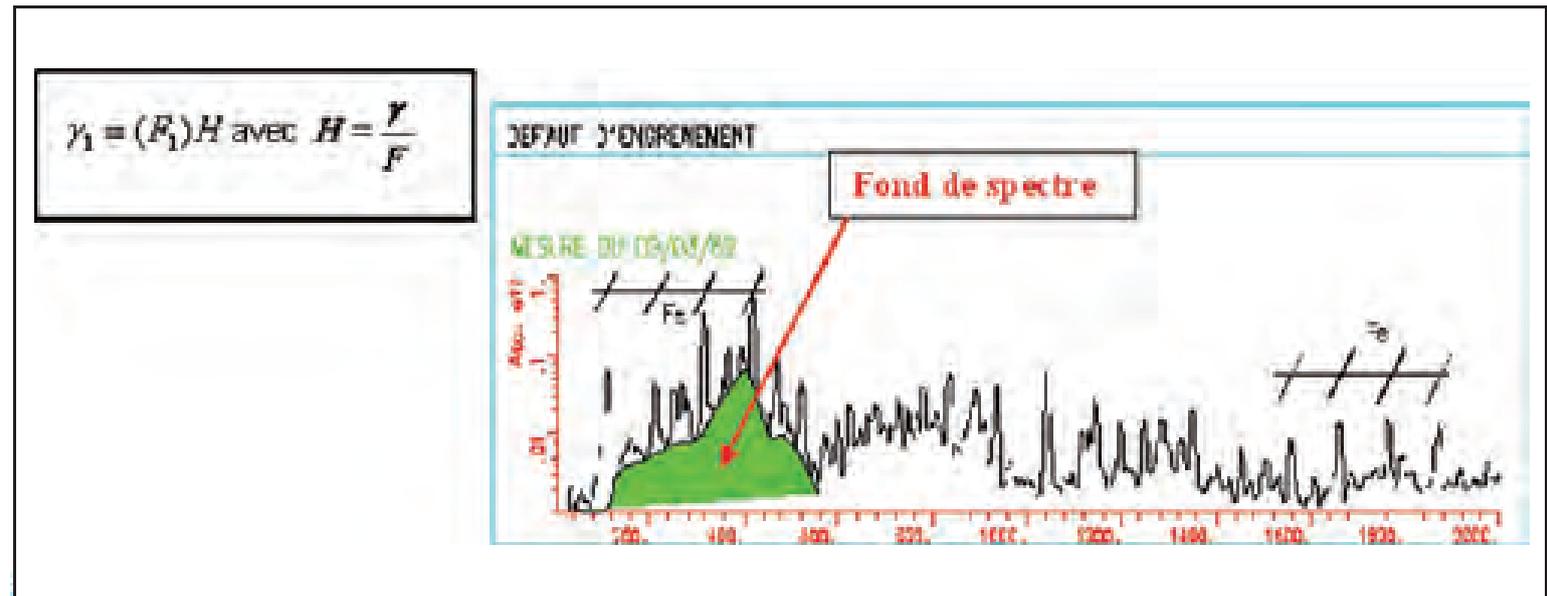


Figure 7

Par ailleurs, le spectre vibratoire mesuré est le résultat du produit entre le spectre de force précédemment décrit et la fonction de transfert de la structure qui met en évidence la présence des fréquences propres de la structure.

L'analyse en représentation logarithmique permet de visualiser le fond de spectre qui est représentatif de la fonction de transfert.

La présence d'un taux d'harmoniques élevé de la fréquence d'engrènement caractérise la détérioration de l'ensemble des profils des dentures de l'engrenage.

$$\gamma_1 = (F_1)H \text{ avec } H = \frac{\gamma}{F}$$

L'analyse du fond de spectre explique que les amplitudes des 3 premières harmoniques de la fréquence d'engrènement soient plus élevées que celles de la fondamentale.