

Étude de l'usure des engrenages par analyse vibratoire

Hanene BENMOHAMED^{1*}, Youcef KHADRI¹

¹Laboratoire de Mécanique Industrielle, Département de Génie Mécanique, Université Badji Mokhtar BP 12 Annaba 23000, Algérie

* auteur correspondant : h.benmohamed80@yahoo.fr

Résumé - L'étude se porte sur le comportement vibratoire d'un système d'engrenages à denture droite par une analyse expérimentale. Cette analyse est menée dans le cas de vibration d'un système d'engrenages entraîné par le mandrin d'un tour. L'expérience est réalisée avec plusieurs essais en fonction de la vitesse de rotation pour les deux cas, système d'engrenage sec et lubrifié. La deuxième partie de ce travail concerne l'effet de l'usure de plusieurs dents sur la réponse vibratoire du système. Les mesures expérimentales de notre analyse sont réalisées à l'aide d'un dispositif de mesure vibratoire composé d'un accéléromètre et d'un vibrotest 60. Les résultats obtenus montrent que les vibrations du système d'engrenage augmentent avec l'augmentation de la vitesse de rotation et la présence de l'usure des dents.

Mots Clés : Défauts d'engrenages, lubrifiant, analyse vibratoire, diagnostic

1. Introduction

Les engrenages, sont les organes fréquemment utilisés en industrie, travaillent dans des conditions en général sévères et sont par conséquent soumis à une détérioration progressive de leur état, notamment au niveau des dentures (usure, écaillage, fissure, rupture, ...). Ces défauts entraînent une défaillance dans le fonctionnement des machines tournantes, d'où la nécessité de les soumettre à une surveillance conditionnelle continue [1]. L'analyse vibratoire, vu son efficacité, prend actuellement une place très importante dans le cadre de la mise en place d'une maintenance conditionnelle. Elle permet de suivre l'état de la machine tournante en fonctionnement afin d'éviter les arrêts indésirables [5]. À ce propos on s'intéresse sur un des indicateurs de détection comme mesure globale du niveau vibratoire tel que RMS (Root Mean square) qui est l'un des meilleurs indicateurs pour montrer l'évolution de la dégradation des engrenages et dans le domaine fréquentiel. Cette technique basée sur le spectre a fait ses preuves quand il s'agit de détecter des défauts d'engrenages [1,2] et [5]. Drouiche, Sidahmed et grenier [8] présentent des applications de techniques de traitement du signal pour le diagnostic précoce de l'écaillage dans les dentures d'engrenages. Laurent, Sidahmed et Doncarli [9], proposent une étude comparative de deux méthodes pour la surveillance de systèmes mécaniques. La première méthode utilise une approche temps-fréquence basée sur le calcul de distance entre représentations temps-fréquence. La seconde, repose sur l'interprétation cyclo-stationnaire des signaux en utilisant une corrélation spectrale. Belaid [7], a essayé de détecter des défauts combinés du type choc, simulés sur un engrenage par la transformée continue en ondelettes. Merzoug [6] a travaillé sur deux indicateurs, le premier indicateur est valeur RMS appliqué au signal de vibration divisé par sa fréquence instantanée correspondante. Le second est la fréquence normalisée de vitesse par la vitesse moyenne. Le but de ce travail est l'étude de l'influence des paramètres tels que la vitesse de rotation du système, la lubrification et l'usure des dents sur le niveau vibratoire du système d'engrenage.

L'usure des dents est provoquée en trois stades, sur une seule dent, sur deux dents et sur trois dents. La réalisation de cet objectif est faite par une série d'expériences sur le système d'engrenage

monté sur un tour. Parmi les indicateurs les plus utilisés dans l'industrie pour la mesure des niveaux vibratoires, nous avons choisi d'adapter la valeur RMS et crête à crête.

2. Analyse expérimentale

Le système étudié présenté sur la figure 1, est un banc d'essai constitué d'un système d'engrenages entraîné par le mandrin d'un tour. Vu l'ensemble du stand qui est représenté sur la figure 2, qui se compose d'un ensemble d'engrenages d'une roue et un pignon à denture droite.



Figure 1 : Banc d'essai avec système d'engrenages entraîné par le mandrin d'un tour



Figure 2 : Système d'engrenages roue-pignon

La mesure des vibrations dans les deux directions horizontale et verticale est faite par des accéléromètres (figure 3 et 4). et la collecte des données vibratoires est réalisée par l'intermédiaire du vibrotest 60 (figure 5).



Figure 3 : Mesure Horizontale



Figure 4 : Mesure verticale



Figure 5 : Appareil de mesure de vibration « vibrotest 60 »

Le tableau 1 présente les caractéristiques géométriques des deux roues à denture droite.

Tableau 1 : Caractéristiques géométriques du pignon et de la roue

Désignation	Symbole	Pignon	Roue
Module	M	2	2
Nombre de dents	Z	24	32
Diamètre primitif	D	48	64
Diamètre de tête	d_a	52	68
Diamètre de pied	d_f	43	59
Saillie	h_a	2	2
Creux	h_f	2,5	2,5
Hauteur de dent	H	4,5	4,5
Pas	P	6,28	6,28
Largeur de denture	B	25,3	25,3
Entraxe	A	28	66

2.1. Analyse temporelle :

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal à travers des indicateurs dits "globaux". Ces indicateurs évaluent l'état de fonctionnement global des équipements mais ne localisent pas le défaut. Ce sont des méthodes utiles à la surveillance. Nous avons relevé les valeurs vibratoires par les deux indicateurs suivants : valeur efficace RMS (Root Mean Square) et le crête (peak), voir figure 6. Il faut remarquer que l'amplitude nous renseigne sur l'importance du défaut surveillé, alors que la fréquence nous renseigne sur son origine. On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité).

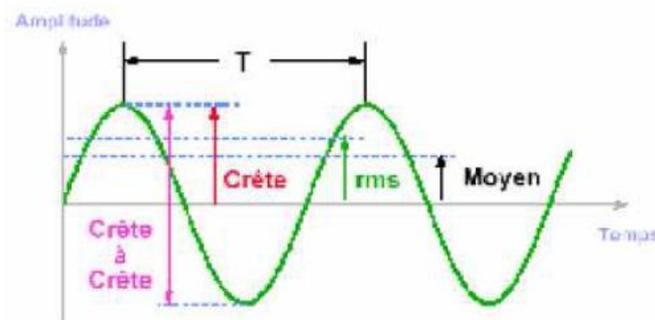


Figure 6 : Représentation des différentes amplitudes

La valeur efficace RMS (Root Mean Square) : c'est l'image de l'énergie contenue dans un signal. Elle est exprimée en unités physiques (m/s^2 , m/s , m ou g pour les vibrations par exemple). Elle est

très bien adaptée pour les composantes déterministes du spectre (raies pures). La valeur efficace se détermine par la formule suivante :

$$X_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (1)$$

où T est la durée correspondant à l'intervalle du temps entre deux positions successives identiques; l'unité s'exprime en secondes (s) et $f=1/T$ est le nombre de cycles par seconde, et qui est l'inverse de la période son unité est le Hertz (Hz). La valeur maximale X_c (crête) : c'est la plus grande valeur atteinte qui ne prend pas en compte l'évolution de la vibration en fonction du temps. Elle est rarement utilisée.

Les deux indicateurs, la valeur efficace et crête (RMS & Peak) sont mesurés entre 0.5 et 199.9 m/s.

2.1.1. Effet du lubrifiant

L'étude de l'effet de lubrification du système d'engrenage est réalisée l'utilisation d'une huile de très bonne qualité SAE90 (W90). Les caractéristiques de ce lubrifiant sont : Huile extrême pression mono-grade épaisse de très bonnes capacités de protection anti-usure, anticorrosion et anti-rouille destinée à la lubrification des engrenages et roulement. Sa viscosité cinématique à 40°C est 215 Cst. Les essais réalisés à sec (sans lubrification) et avec lubrification sont montrés sur la figure 7 et 8, respectivement.

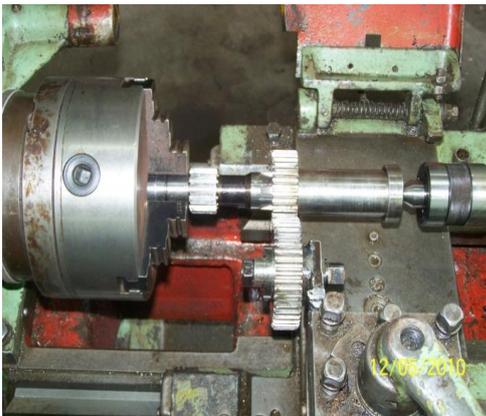


Figure 7 : engrènement sans lubrification



Figure 8 : engrènement avec lubrification

Les figures 9 et 10 représentent les courbes représentatives des deux indicateurs RMS et le Peak avec variation de la vitesse de rotation, de 180 tr/min à 900 tr/min, pour le cas sec et avec lubrification, respectivement. On constate que l'augmentation de la vitesse de rotation provoque de très grandes augmentations dans les vitesses dans les deux directions horizontale et verticale. Ainsi que pour les deux cas sec et lubrifié. Sauf que pour la direction verticale, l'augmentation des vibrations est plus élevée par rapport à celle de la direction horizontale. D'après la figure 10 on remarque que lubrification fait diminuer les vibrations de 22 % par rapport au cas sec (sans lubrification).

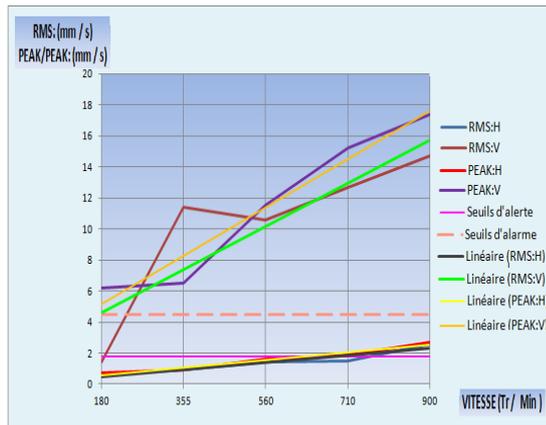


Figure 9 : Courbes de tendance : sec (sans lubrification)

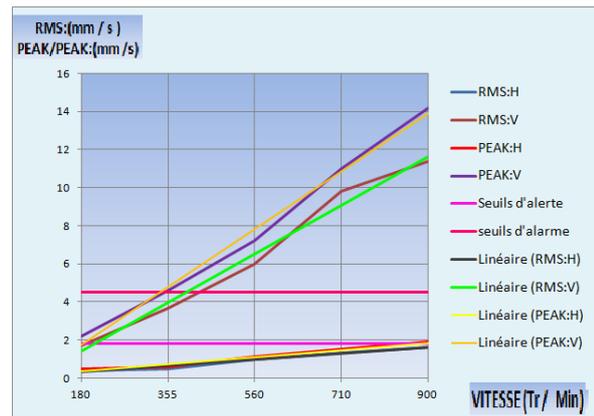


Figure 10 : Courbes de tendance : (avec lubrification)

La figure 11 représente l'effet de lubrification sur la température d'engrènement, on a réalisé deux essais sans et avec lubrification. On constate que pour la 1^{re} courbe sans lubrification, le gradient de température augmente avec l'augmentation de la vitesse. Mais pour la 2^{ème} courbe avec lubrification le gradient de la température reste faible.



Figure 11 : Courbes de température d'engrènement sans et avec lubrification

2.1.2. Effet de l'usure

L'analyse de l'influence de l'usure des dents sur les réponses vibratoires du système engrenages est réalisée par la création d'une usure verticale sur une seule dent (figures 12 et 13), puis sur deux dents à intervalles de 180° (figure 14 et 15) et enfin sur trois dents à 120° (figure 16 et 17). Et pour chaque essai on fait varier la vitesse de rotation de 180 à 900 tr/min. On fixe les seuils pour chaque relevé. Le seuil d'alarme est 4,5mm/s et seuil d'alerte est 1,8 mm/s.

D'après les figures 12 et 13, on constate que les vibrations sont élevées sur la courbe d'usure d'une dent sans lubrification augmente par rapport à un système d'engrènement sein sans lubrification d'un pourcentage de 30.9 %. Et la lubrification les réduisent de 30.5 %.

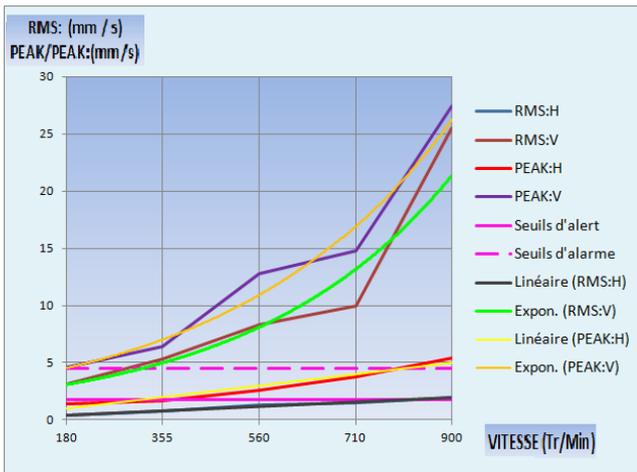


Figure 12: Courbes de tendance: usure d'une dent sans lubrification

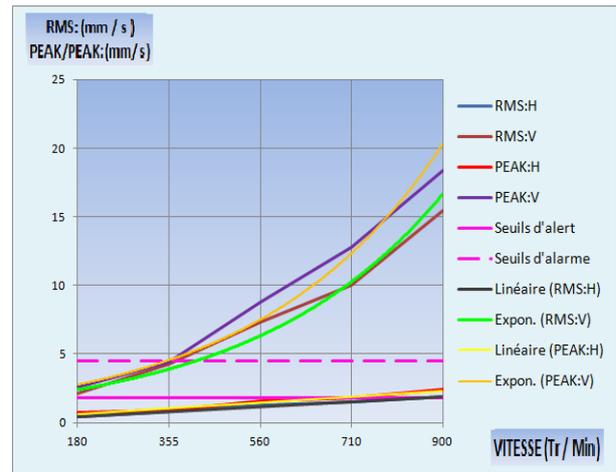


Figure 13 : Courbes de tendance usure d'une dent avec lubrification

Les figures 14 et 15, montrent la courbe de tendance de l'usure à deux dents sans et avec lubrification. On constate que les vibrations du coté vertical sont trop élevées et cela signifie que la transmission des roues et celui-ci peut provoquer plusieurs défauts parmi eux : rupture de la dent. Alors cette élévation par rapport au courbe précédente sur la figure 13 d'un pourcentage de 40 % et la lubrification les réduisent à 33.33 %.

Les figures 16, et 17 représentent l'usure à trois dents sans et avec lubrification. On a constaté les mêmes remarques par rapport à la précédente, une élévation des vibrations qui attribue un pourcentage de 33 % par rapport à l'usure à deux dents sans lubrification, mais le lubrifiant (huile) les diminue de 49 %.

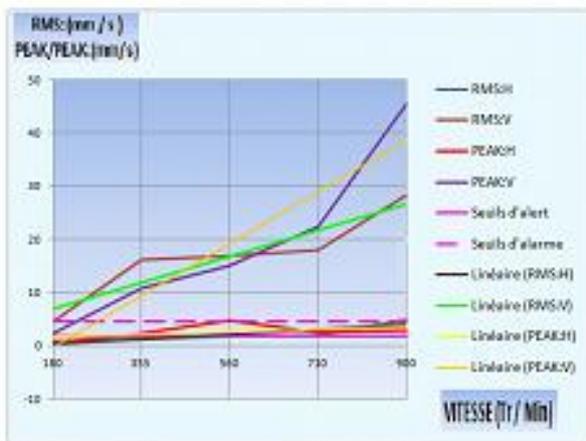


Figure 14 : Courbes de tendance: usure deux dents sans lubrification

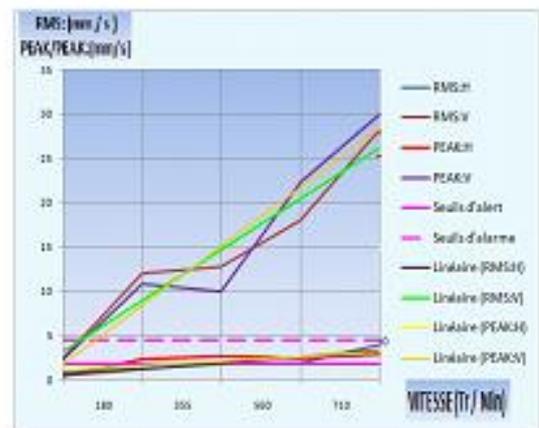


Figure 15 : Courbes de tendance: usure deux dents avec lubrification

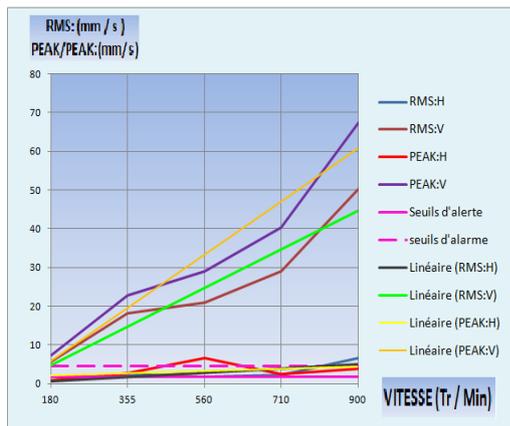


Figure 16 : Courbes de tendance: usure trois dents sans lubrification

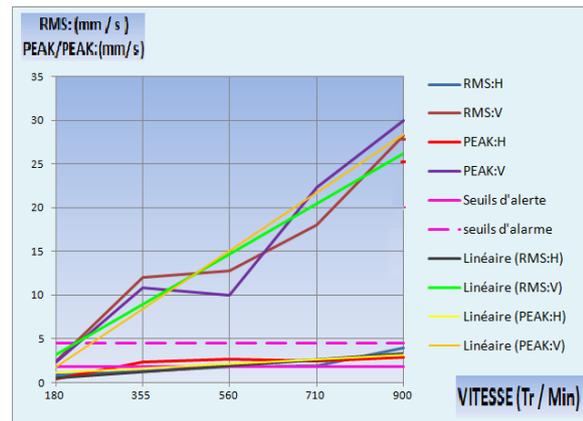


Figure 17 : Courbes de tendance: usure trois dents avec lubrification

2.2. Analyse fréquentielle :

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques. L'orientation vers l'analyse spectrale est devenue une solution intéressante. Les données sont transférées au micro-ordinateur pour réaliser le diagnostic à l'aide d'un logiciel spécifique «vibroexpert cm-400». Alors, on a pris des relevés à l'aide de cet appareil sur notre système d'engrènement sain et avec usure, sec et lubrifié. Les deux spectres de vibration représentés sur les figures 18 et 19 montrent une atténuation claire des amplitudes de spectre vibratoire relevé sur le système d'engrènement. Le spectre de la figure 18 sans lubrification montre qu'il y a un frottement entre les dents et la figure 19 présente un engrènement avec une lubrification montrant une atténuation des vibrations entre les dents.

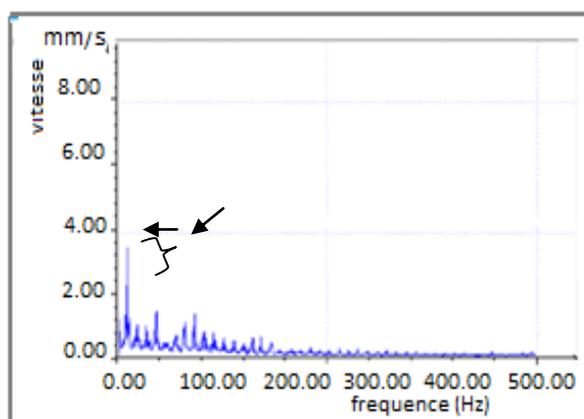


Figure 18 : spectre de signal sans lubrification

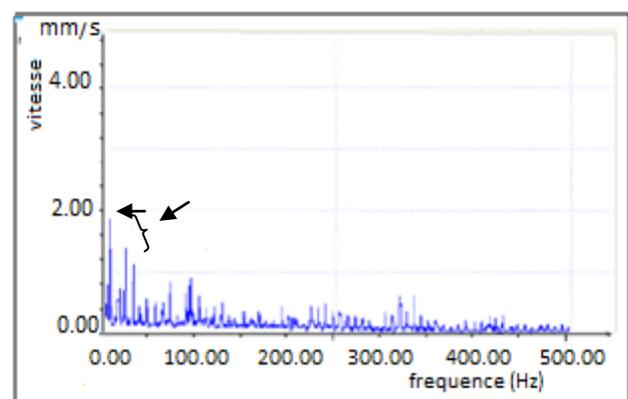


Figure 19 : Spectre de signal avec lubrification

L'analyse spectrale nous permet d'identifier avec précision le type de défaut dans chaque cas à savoir (l'usure d'une dent, deux et trois dents) avec lubrification qui se sont présentés sur les figures (20, 21 et 22). Les résultats nous permettront de développer une banque de données

concernant les engrenages. Cela aidera à identifier la nature exacte du défaut et par conséquent la cause de cette avarie.

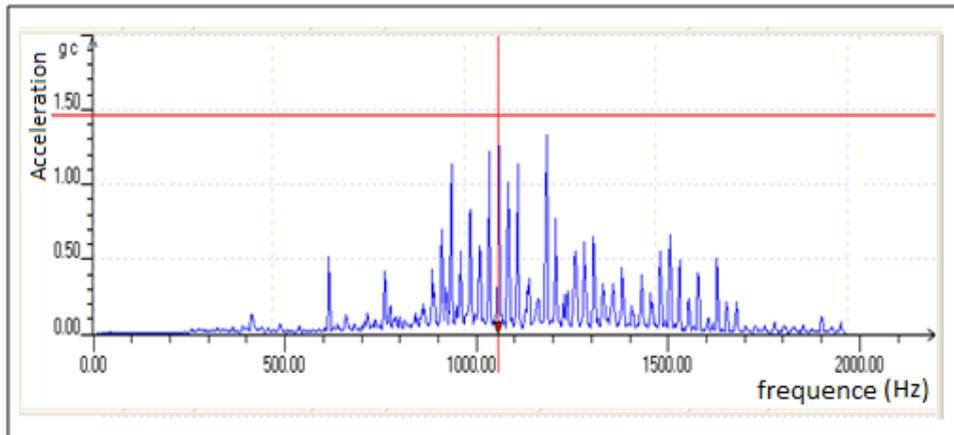


Figure 20 : Spectre de signal d'usure à une dent avec lubrification

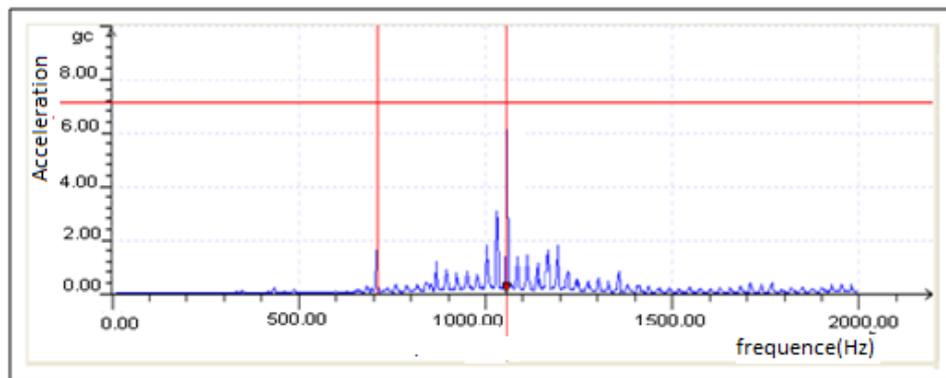


Figure 21 : Spectre de signal d'usure à deux dents avec lubrification

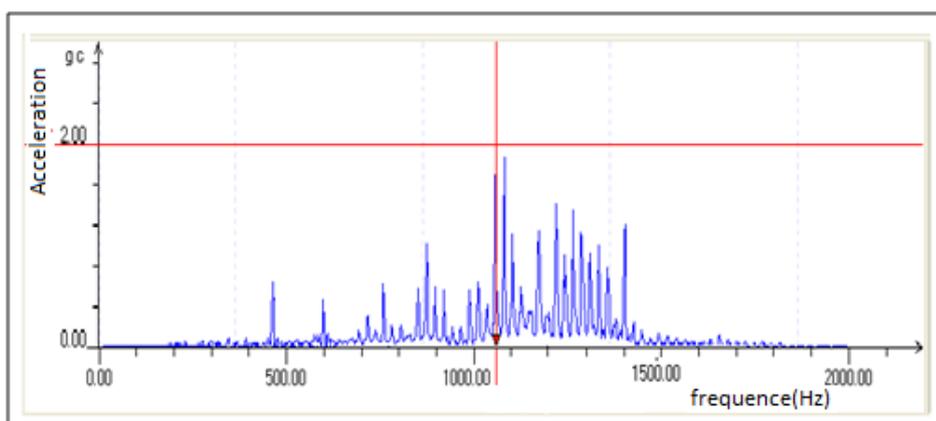


Figure 22 : Spectre de signal d'usure à trois dents avec lubrification

3. Conclusion

Nous avons réalisé une batterie d'expériences qui mettent en évidence l'influence de la lubrification des systèmes d'engrenages, et principalement, l'usure des dents, nous avons remarqué que plus l'usure augmente sur l'ensemble des dents, plus les vibrations s'atténuent, c'est-à-dire lorsque l'usure se répartit sur l'ensemble des dents, il y a une atténuation du niveau globale des vibrations. Plus la vitesse de rotation à l'effet sur le comportement vibratoire, plus y a une importance de taux de propagation d'usure. Ce travail d'expérimentation réalisé a permis d'acquérir des signaux réels après avoir réalisé des courbes de tendances, ces dernières qui définissent l'évolution des vibrations. La simplicité de la mise en application, l'efficacité et la finesse de la technique de diagnostic vibratoire imposent cette dernière comme un outil indispensable dans toute élaboration d'une stratégie de maintenance préventive et conditionnelle. Cela permettra à l'avenir, de nous faciliter le diagnostic; en comparant le spectre des engrenages sains avec ceux qui présentent des défauts.

Références

1. M.SidAhmed, Simulation numérique du comportement dynamique d'une transmission par engrenage en présence de défauts de denture, Mécaniques § industries, 2006, p 625-633
2. A.Mekhalfa, Modélisation numérique du comportement dynamique non linéaire d'un engrenage induit par la présence de la propagation des fissures de fatigue – Thèse doctorat, Université d'Annaba, 2009. pp 12-18
3. Bdirina El Khansa, Diagnostic des défauts d'engrenage par analyse spectrale – mémoire Magistère – Université Mohamed Boudiaf- Msila, 2006
4. Document pédagogique – S.I.I. Etude des systèmes – les transmetteurs de puissance les engrenages. pp6
5. c. benchaabane, a. djebala, n. ouelaa et s. guenfoud - Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les Indicateurs Scalaires -2006
2. M. Merzoug, K. A. Sghir, A. Miloudi1 and J. P. Dron - Vibratory monitoring of gear transmissions in variable regime. *Mechanics & Industry* Volume 15, Number 5, September 2014, p(377 – 382)
3. Kamel Belaid, Abdelhamid Miloudi, , Mohand Slimani- Utilisation du Kurtosis dans le diagnostic des défauts combinés d'engrenages par la transformée continue en ondelettes. *Revue Synthèse* N° 22, Décembre 2010
8. Drouiche.k, Sidahmed .M, grenier.Y - Détection de défauts d'engrenages par analyse vibratoire. *Revue. Traitement de signal* volume 8, numéro 5, 331-343, France 1991
2. Laurent H., Sidahmed M., Doncarli C, Détection précoce d'endommagement de denture sur des trains d'engrenages droits par analyse vibratoire, Dix-septième colloque GRETSI, 1999