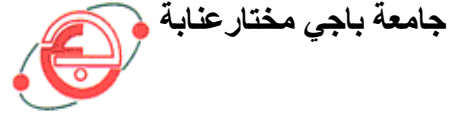


وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

Etude des signatures vibratoires des engrenages à dentures droites

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNIQUES

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : MECANIQUE AVANCEE

PRESENTE PAR : ZAIDA HAMID

DIRECTEUR DU MEMOIRE : M. SKENDRAOUI .A

DEVANT LE JURY

PRESIDENT :	M.	BEY .K	Pr
EXAMINATEURS :	MM.	KHADRI .Y CHEMAMI .A/N BOUARICHA .A AITSAID.A	MCA MCB MCB MAA

Année : 2014/2015

Dédicace

*Ce travail est dédié à ma chère et tendre famille qui a toujours cru en moi,
ma encourager et conseillé vivement de reprendre mes études.*

Remerciements

Merci à dieu de m' avoir donné la force et le courage de commencer et de terminer ce modeste travail.

Je tiens particulièrement à remercier mon encadreur M. Amar Skendraoui pour le thème qu' il m' a proposé et le soutien permanent qu' il m' a apporté et pour son accompagnement tout au long de mon travail par ces conseils et les moyens nécessaires mis à notre disposition pour mener à bien cette étude.

Je remercie également M. Nlyes Khelf pour son soutien et l' aide qu' il m' a apporté durant les essais et le traitement des données.

Sans oublier M. Ayad M. A à l' EPST pour sa collaboration durant les essais.

Je remercie très vivement Monsieur Kamel Bey Professeur au département de génie mécanique pour l' honneur qu' il me fait en présidant le jury de cette soutenance.

D' une façon générale je remercie l' ensemble des enseignants du département pour leur engagement et disponibilité et leur permanent encouragement.

Sommaire

Dédicace.....	01
Remerciements	02
Sommaire	03
Liste des figures.....	05
Liste des tableaux	08
Introduction générale.....	09

Chapitre I- Généralités sur les engrenages

I.1. Introduction	11
I.2. Généralités	12
I.2.1. Définition de base	12
I.2.2. Classification des engrenages.....	13
I.3. Profil des dents en développante de cercle.....	15
I.4. Dimensions et géométrie.....	19
I.4.1. Engrenage cylindrique à denture droite.....	19
I.4.2. Engrenage à denture hélicoïdale.....	22
I.4.3. Engrenage conique.....	24
I.5. Effort sur les dentures d'un engrenage extérieur cylindrique à denture droite.....	25
I.6. Résistance à la flexion.....	26
I.7. Matériaux d'engrenage.....	27
I.8. Taillage et rectification des engrenages à denture droite.....	29
I.9. Lubrification des engrenages.....	33
I.10. Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages	34
I.10.1. Défauts répartis sur toutes les dents.....	35
I.10.2. Les défauts localisés sur certaines dents.....	38
I.11. Conclusion.....	41

Chapitre II- L'analyse vibratoire

II.1. Introduction.....	43
II.2. La maintenance par analyse vibratoire.....	43
II.2.1. Les différents types de maintenance.....	43
II.2.2. Intensité vibratoire et normes.....	46
II.3. Généralités sur les vibrations	47
II.3.1. Introduction.....	47
II.3.2. Définitions	48
II.3.3. Nature des vibrations.....	49
II.3.4. Applications des vibrations	50
II.3.5. Grandeurs associées aux vibrations.....	51
II.3.5.1. Signaux harmoniques.....	52
II.3.5.2. Notion d'amplitude.....	52

II.3.5.3. Grandeurs pour mesures vibratoires.....	53
II.3.5.4. Notions de modulation.....	56
II.3.5.5. Notions de phase.....	57
II.3.6. Représentations d'un signal vibratoire.....	57
II.3.6.1. Représentation temporelle.....	57
II.3.6.2. Représentation fréquentielle.....	58
II.3.7. les différentes stratégies de surveillance.....	59
II.3.8. Les différents outils de diagnostique	61
II.4. Image vibratoire des principaux défauts d'engrenage et d'engrènement.	62
II.4.1. Signature vibratoire d'un engrenage sain.....	62
II.4.2. Signature d'un engrenage présentant une détérioration	63
II.5. Conclusion.....	67

Chapitre III - Etude expérimentale

III.1. Introduction.....	69
III.2. Description du banc d'essai.....	69
III.2.1. Spécifications générales du banc d'essai.....	70
III.2.2 Caractéristiques du banc	70
III.3. Méthodologie des expériences.....	72
III.4. Instruments de mesure utilisés	73
III.5. Résultats d'essais	75
III.5.1 Mesures scalaires.....	75
III.5.1.1 Relevées.....	75
III.5.1.2 Courbes de tendances	77
III.5.2 Analyse des signaux temporels	80
III.5.3 Analyse spectrale des signaux expérimentaux par la transformée de Fourier.....	84
III.5.3.1 Introduction.....	84
III.5.3.2 Analyse modale	85
III.5.3.3 Analyse spectrale.....	86
III.5.3.4. Effet de la variation de la vitesse	90
III.6. Conclusion.....	91
Conclusion générale.....	93
Bibliographie.....	94
Annexes	95

Liste des figures

Fig. I.1	Engrenage à dentures droites.....	12
Fig. I.2	Engrenages à axes parallèles.....	13
Fig. I.3	Engrenages à axes concourants.....	14
Fig. I.4	Engrenages à axes quelconques.....	15
Fig. I.5	profil en développante de cercle.....	15
Fig. I.6	développement du profil en développante de cercle.....	15
Fig. I.7	Définition de l'angle de pression.....	16
Fig. I.8	Géométrie d'une roue dentée (angles et rayons).....	17
Fig. I.9	Ligne d'engrènement.....	19
Fig. I.10	Géométrie d'une dent d'engrenage.....	20
Fig. I.11	Définition d'une denture.....	20
Fig. I.12	Schématisme d'un engrenage extérieur à denture droite.....	22
Fig. I.13	Engrenage à denture hélicoïdale.....	22
Fig. I.14	Engrenage conique.....	24
Fig. I.15	Efforts sur la denture d'un engrenage extérieur droit.....	25
Fig. I.16	Schématisme de la résistance à la flexion d'une dent.....	26
Fig. I.17	Taillage par fraise module.....	29
Fig. I.18	fraisage à la fraise en bout.....	29
Fig. I.19	Taillage à l'outil crémaillère.....	30
Fig. I.20	Taillage à l'outil pignon.....	31
Fig. I.21	Taillage par fraise mère.....	32
Fig. I.22	Formation du coin d'huile entre denture d'un engrenage.....	33
Fig. I.23	Lubrification par barbotage.....	33
Fig. I.24	Lubrification sous pression.....	34
Fig. I.25	Photo de graissage des engrenages.....	34
Fig. I.26	Usure normale d'un engrenage.....	35
Fig. I.27	Usure par adhésion	35
Fig. I.28	Photo de piqures sur dentures.....	36
Fig. I.29	Distribution des piqures sur le flanc d'une denture.....	36
Fig. I.30	Distribution de la pression dans un contact hertzien.....	37
Fig. I.31	Mécanisme de formation de piqure par action hydrostatique de l'huile.....	38
Fig. I.32	Photo d'écaillage de denture d'engrenage.....	38

Fig. I.33 Photo de Grippage sur les flancs des dents d'engrenages.....	39
Fig. I.34 Photo de Fissure d'une dent d'engrenage.....	39
Fig. I.35 Schématisation de l'axe de tension maximale sur une dent.....	40
Fig. I.36 Photo de Rupture statique d'une dent d'engrenage.....	40
Fig. II.1 Types de maintenance.....	44
Fig. II.2 Signal vibratoire périodique.....	49
Fig. II.3 Signal vibratoire transitoire.....	49
Fig. II.4 Signal vibratoire aléatoire.....	50
Fig. II.5 Signal vibratoire harmonique.....	52
Fig. II.6 Notions d'amplitude et grandeurs associées.....	53
Fig. II.7 Grandeurs de mesures des vibrations.....	54
Fig. II.8 Critères de sélection des trois grandeurs.....	55
Fig. II.9 Modulation d'amplitude.....	56
Fig. II.10 Modulation de fréquence.....	57
Fig. II.11 Représentation temporelle.....	58
Fig. II.12 Représentation fréquentielle simplifiée.....	58
Fig. II.13 Relation graphique temps/fréquence.....	59
Fig. II.14 Suivi d'évolution d'images spectrales par comparaison avec un gabarit.....	60
Fig. II.15 Spectre d'un signal quelconque.....	61
Fig. II.16 Signature vibratoire d'un engrenage sain.....	62
Fig. II.17 Spectre d'un défaut induisant une dent détériorée.....	63
Fig. II.18 Spectre d'un défaut induisant un ensemble de dentures détériorés.....	63
Fig. II.19 Spectre d'un défaut d'entre-axe insuffisant.....	64
Fig. II.20 Spectre d'un défaut de jeu inter denture important.....	65
Fig. II.21 Spectre d'un défaut induisant une modulation.....	65
Fig. III.1 Photo du banc d'essai sur tour.....	69
Fig. III.2 Bras porte-pignon (banc d'essai).....	71
Fig. III.3 Arbre porte pignon (banc d'essai).....	71
Fig. III.4 Roue à moyeu cannelé et noix cannelée.....	71
Fig. III.5 Photo de l'ensemble avant montage.....	72
Fig. III.6 Un accéléromètre piézoélectrique tridimensionnel en céramique.....	73
Fig. III.7 Un accéléromètre piézoélectrique unidimensionnel en quartz.....	73
Fig. III.8 Un châssis.....	73
Fig. III.9 Un module d'acquisition dynamique de signaux 4 voies.....	73
Fig. III.10 Marteau.....	74
Fig. III.11 Interface du logiciel LabView.....	74

Fig. III.12 Schématisation de la chaîne de mesure.....	75
Fig. III.13 Essai sans lubrification.....	77
Fig. III.14 Courbe de tendance de l'essai sans lubrification.....	77
Fig. III.15 Essai avec lubrification.....	78
Fig. III.16 Courbe de tendance de l'essai sans lubrification.....	78
Fig. III.17 Essai avec désalignement.....	79
Fig. III.18 Courbe de tendance de l'essai avec déalignage.....	79
Fig. III.19 Signal temporel de l'essai sans lubrification à 190 tr/min.....	81
Fig. III.20 Signal temporel de l'essai sans lubrification à 460 tr/min.....	81
Fig. III.21 Signal temporel de l'essai sans lubrification à 755 tr/min.....	81
Fig. III.22 Signal temporel de l'essai sans lubrification à 1255 tr/min.....	81
Fig. III.23 Signal temporel de l'essai sans lubrification à 2000 tr/min.....	81
Fig. III.24 Signal temporel de l'essai avec lubrification à 190 tr/min.....	82
Fig. III.25 Signal temporel de l'essai avec lubrification à 460 tr/min.....	82
Fig. III.26 Signal temporel de l'essai avec lubrification à 755 tr/min.....	82
Fig. III.27 Signal temporel de l'essai avec lubrification à 1255 tr/min.....	82
Fig. III.28 Signal temporel de l'essai avec lubrification à 2000 tr/min.....	82
Fig. III.29 Signal temporel de l'essai avec désalignement à 190 tr/min.....	83
Fig. III.30 Signal temporel de l'essai avec désalignement à 460 tr/min.....	83
Fig. III.31 Signal temporel de l'essai avec désalignement à 755 tr/min.....	83
Fig. III.32 Signal temporel de l'essai avec désalignement à 1255 tr/min.....	83
Fig. III.33 Signal temporel de l'essai avec désalignement à 2000 tr/min.....	83
Fig. III.34 Analyse modal.....	85
Fig. III.35 Spectre du signal de la réponse de la structure.....	86
Fig. III.36 Spectre à 190 tr/min avec lubrification.....	86
Fig. III.37 Spectre à 190 tr/min sans lubrification.....	87
Fig. III.38 Spectre à 460 tr/min avec un désalignement de 1°.....	88
Fig. III.39 Spectre à 1255 tr/min avec lubrification.....	89
Fig. III.40 Spectre à 460 tr/min avec lubrification.....	90

Liste des tableaux

Tab I.1	Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale.....	23
Tab I.2	Principales caractéristiques des engrenages coniques à denture droite.....	24
Tab II.1	Classification des zones de sévérité vibratoire pour les machines du groupe I	47
Tab II.2	Classification des zones de sévérité vibratoire pour les machines du groupe II.....	47
Tab III.1	Relevé des Peak et RMS sans lubrification.....	75
Tab III.2	Relevé des Peak et RMS avec lubrification.....	76
Tab III.3	Relevé des Peak et RMS avec désalignement.....	76
Tab III.4	les Fréquences à différentes vitesses : réelles et théoriques.....	84

L'étude des signatures vibratoires des systèmes mécaniques et de leur évolution au cours du temps constitue aujourd'hui un outil de surveillance approuvé des processus industriels. Parmi les nombreuses applications envisageables, l'étude des engrenages a suscité un engouement particulier dans la communauté scientifique. Ces éléments se rencontrent en effet dans de nombreuses machines tournantes et leur surveillance est d'un intérêt primordial [10]. La détection précoce d'endommagement de dentures a donc fait l'objet de nombreuses études utilisant diverses approches : la démodulation d'amplitude et de phase, la corrélation spectrale, nous présentons par ce travail quelques exemples de paramètres pouvant affectées une transmission par engrenages.

En effet, Aujourd'hui, les engrenages occupent une place importante particulièrement dans les systèmes mécaniques. Ils sont les plus économiques pour transmettre de la puissance et un mouvement de rotation dans des conditions uniforme. Comme les exigences sont vastes et avec des difficultés variées, les engrenages sont très complexes et d'une grande diversité. L'importance de l'engrenage, comme élément mécanique nécessaire et idéal, est démontrée par la multitude gamme qu'on trouve dans toutes les industries. Le développement des nouvelles technologies, comme l'électronique, a remplacé quelques applications de l'engrenage, mais il reste toujours un élément mécanique dont l'utilisation croit continuellement.

Les engrenages travaillent dans des conditions en général sévères et ils sont par conséquent soumis à une détérioration progressive de leur état, notamment au niveau des dentures. Plusieurs méthodes de surveillance des machines ont été proposées dans la littérature. Manifestement la plus répandue est l'analyse vibratoire. Notre travail est focalisé sur une liaison à deux roues dentées tournant à une vitesse présélectionnée qui permet de détecter et identifier les défauts recherchés grâce à cette technique.

Les signaux représentatifs sont susceptibles d'être traités et d'identifier les défauts et les anomalies.

Mots clés-Détection, Défauts, engrenages, spectre, denture droite

Chapitre I

Généralités sur les Engrenages

I-1-Introduction

Les transmissions de puissance par engrenages ont depuis longtemps été largement utilisées du fait de leur rendement élevé et de leur grande précision, mais aussi pour leur faible encombrement et leur faible rapport poids/puissance transmise. Dans les nombreuses machines, telles que les machines-outils, les véhicules, les appareils de levage, les installations de puissance des navires, etc..., les engrenages font partie des mécanismes principaux et auxiliaires. Les engrenages sont utilisés comme moyen de transmission de puissance dans les boîtes de vitesses et d'avances où ils réalisent les vitesses, les couples et les sens de rotation des éléments de machines. Ces transmissions peuvent être simples ou composées.

La partie essentielle qui réalise le mouvement est le flanc de la dent qui est soumis à différentes sollicitations donc sujet à différentes avaries. Des statistiques ont montré que dans les systèmes mécaniques, la denture concentre la majorité des défaillances (60%). Lorsque les inconvénients fonctionnels sont importants, les calculs incorrects ou le régime normal d'exploitation compromis, les dents d'un engrenage sont susceptibles de détériorations.

I-2- Généralités

I-2-1- Définitions de base

Les engrenages sont classés dans la catégorie des éléments de transmission indirecte car le but principal de ces mécanismes est de modifier la fréquence de rotation entre les arbres menant et mené. Dans les mécanismes à roues dentées, le rapport de transmission varie avec les nombres de dents des roues formant l'engrenage. Il est invariable en moyenne si l'on néglige les erreurs géométriques toujours présentes dans un engrenage réel. Les roues dentées sont des corps de révolution équipés de denture transmettant le mouvement par emboîtement des dents. Un engrenage simple est un mécanisme élémentaire constitué d'au moins deux roues dentées.

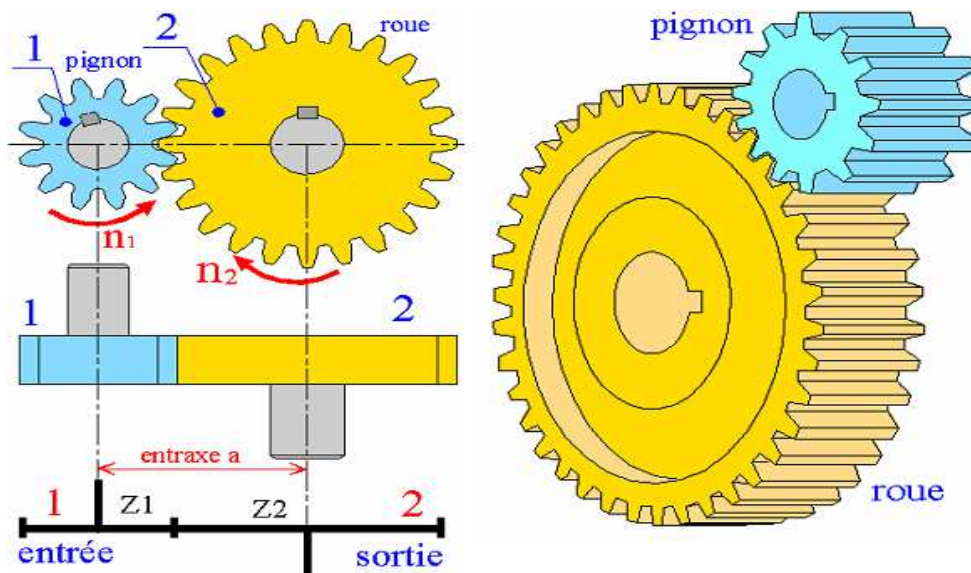


Fig. I.1

Les principaux avantages des mécanismes à roues dentées et des engrenages sont :

1. la possibilité de transmettre entre deux arbres des mouvements de rotation et des couples, donc des puissances des plus faibles aux plus élevées.
2. d'assurer un rapport de transmission constant entre les deux arbres indépendamment de la charge appliquée. Exception : les mécanismes à roues elliptiques dont le but est justement d'obtenir un rapport de transmission variable.

3. de pouvoir disposer les axes des roues d'une manière quelconque dans l'espace. Toutefois, la transmission par engrenages à axes parallèles est la meilleure des solutions possibles.
4. d'obtenir une grande sécurité en service et une durée de vie élevée même en présence d'efforts très variables.
5. un entretien relativement restreint, un encombrement modeste et un prix de revient acceptable surtout par l'utilisation de réducteurs de catalogue.

Il ne faut pas perdre de vue certains inconvénients à prendre en considération dans les transmissions par roues dentées. Parmi ceux-ci, citons :

1. un niveau sonore parfois gênant.
2. une transmission presque rigide entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie, l'amortissement des à-coups restant peu efficace lors de variations brusques de couple ou de vitesse.
3. un prix de revient relativement élevé pour toute transmission en exécution particulière ou à très hautes performances techniques.
4. Une interchangeabilité entre roues ou engrenages le plus souvent limitée [2].

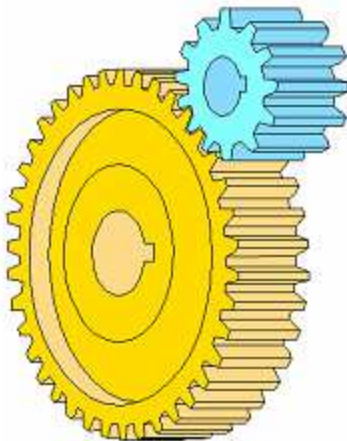
I-2-2- Classifications des engrenages [1]

Selon les positionnements relatifs des arbres, trois classes majeures d'engrenages peuvent être distinguées :

I-2-2-1- Les engrenages à axes parallèles

Ce type est nommé aussi cylindrique dont Les deux arbres sont parallèle. Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents suivant la génératrice. On trouve :

les dentures droites



les dentures hélicoïdales

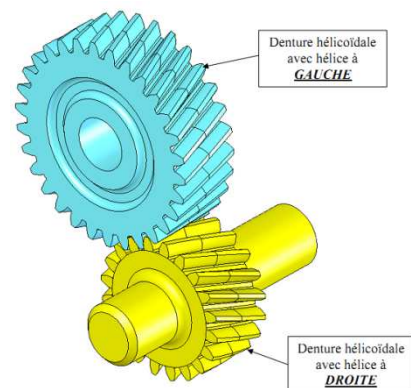


Fig.I.2

I-2-2-2- Les engrenages à axes concourants

Ce type est nommé aussi conique dont les arbres sont tels que leurs axes de rotation se coupent. Selon la géométrie des dents, on distingue les sous-catégories des : dentures droites, hélicoïdales, spirales.

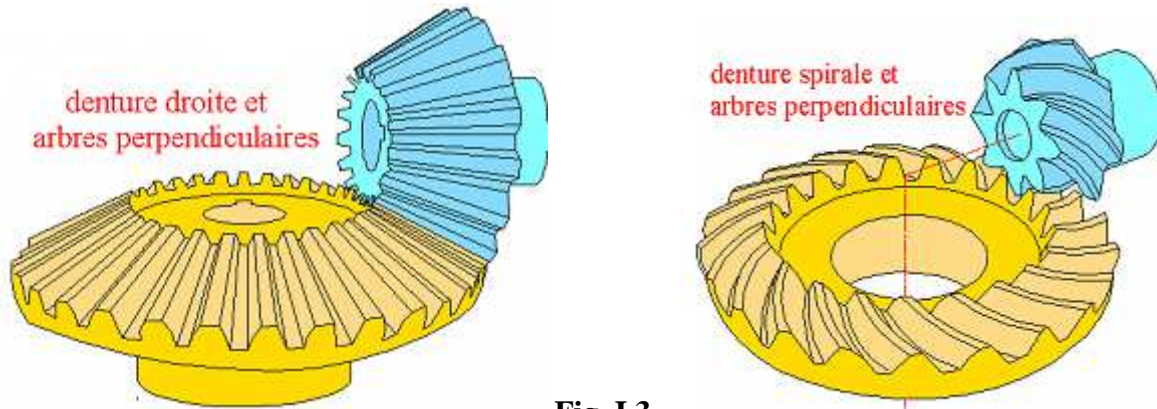


Fig. I.3

I-2-2-3- Les engrenages à axes quelconques

Ces engrenages sont nommés aussi gauches dont les axes des arbres n'ont pas un point commun et occupent une position relative quelconque. Dans cette catégorie se retrouvent par exemple les dentures hypoïdes.

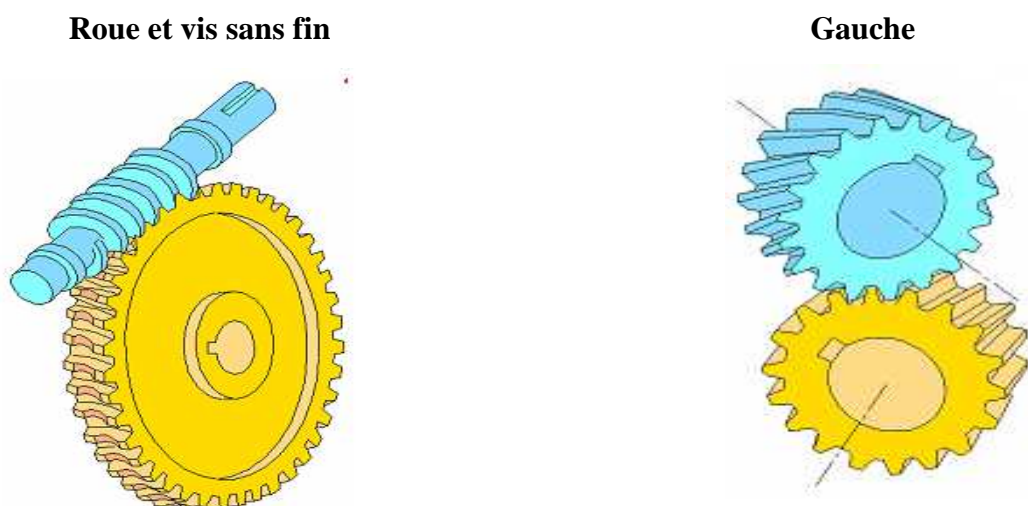


Fig. I.4

I-3-Profil des dents en développante de cercle

Le profil idéal défini par les mathématiciens est appelé profil en développante de cercle. Ce profil est obtenu en traçant la trajectoire d'un point « A » appartenant à une droite que l'on fait rouler sans glisser sur un cercle de diamètre d_b , appelé diamètre de base de la roue [3]

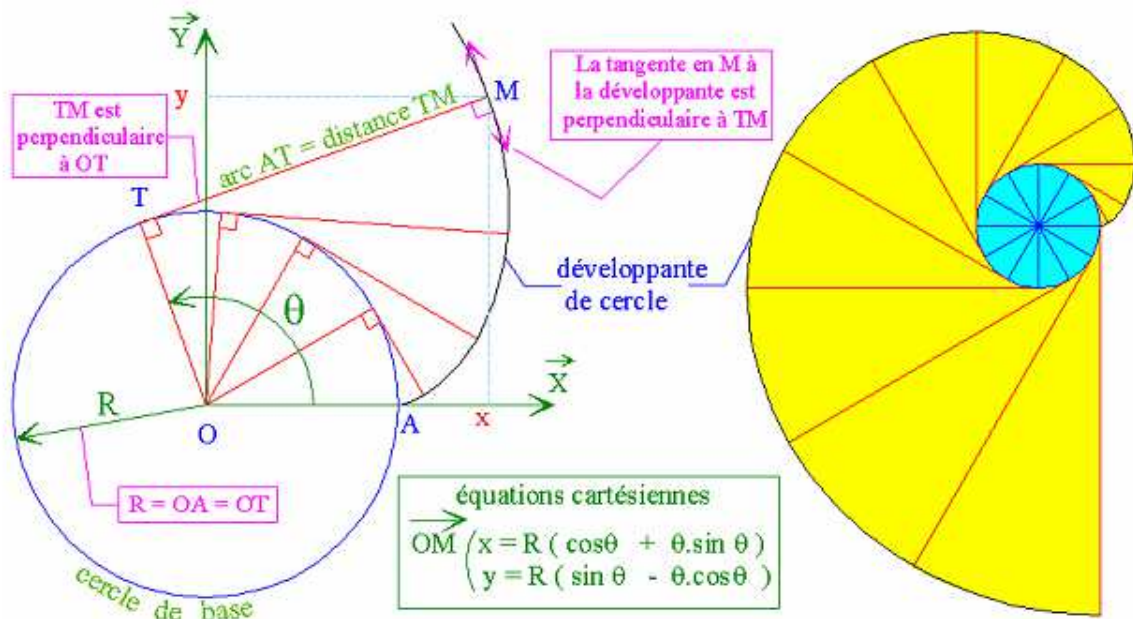


Fig. I.5

La développante est la courbe engendrée par un point M d'une droite TM qui roule sans glisser sur le cercle (O,R).

Le profil des flancs et faces des dents suivent rigoureusement la géométrie de la développante.

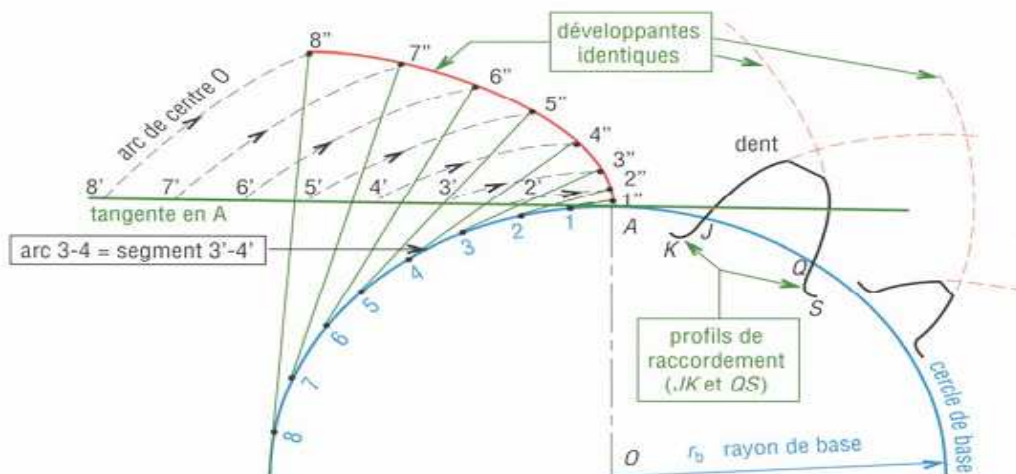


Fig. I.6

Propriétés de la développante de cercle [3]

Quand on met deux surfaces en contact, il y a toujours une normale et une tangente communes au point de contact. Quand il s'agit de profils en développante de cercle, la normale et la tangente sont communes aux profils à tous les points de contact. Pour les profils en développante, la normale commune aux profils passe toujours par le point primitif.

Par définition, la corde du profil 1 est normale à la tangente commune au point de contact de même que la corde du profil 2. Donc, les deux cordes sont continues et forment la ligne AB que l'on appelle la ligne d'action ou ligne de contact. La ligne de contact AB est tangente aux deux cylindres de base et coupe donc toujours la ligne qui joint les centres au même point P permettant ainsi de transmettre un mouvement uniforme. Le profil en développante remplit donc les exigences du théorème des rapports de vitesse constant.

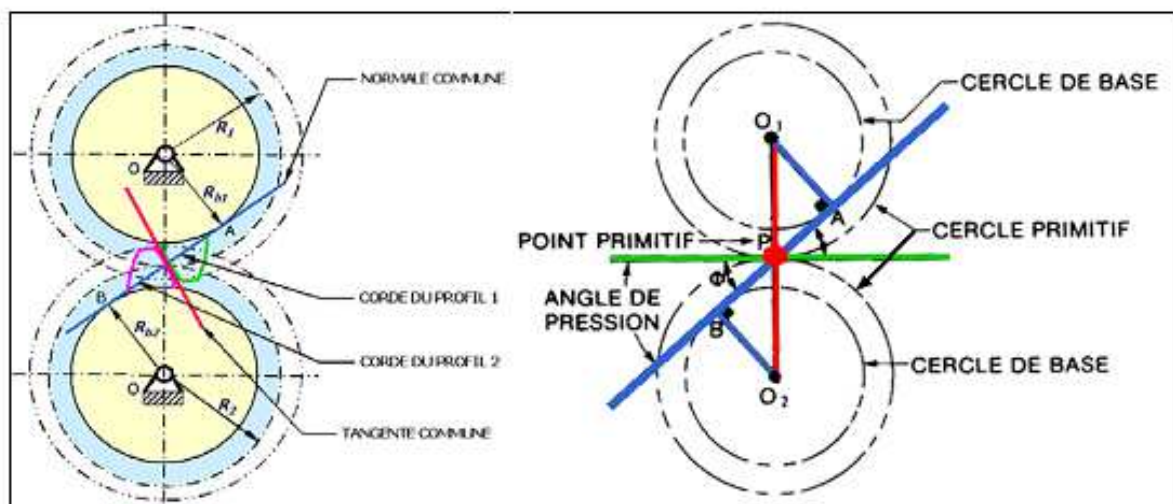


Fig. I.7

Angles de la développante ϕ_A et ϕ_B :

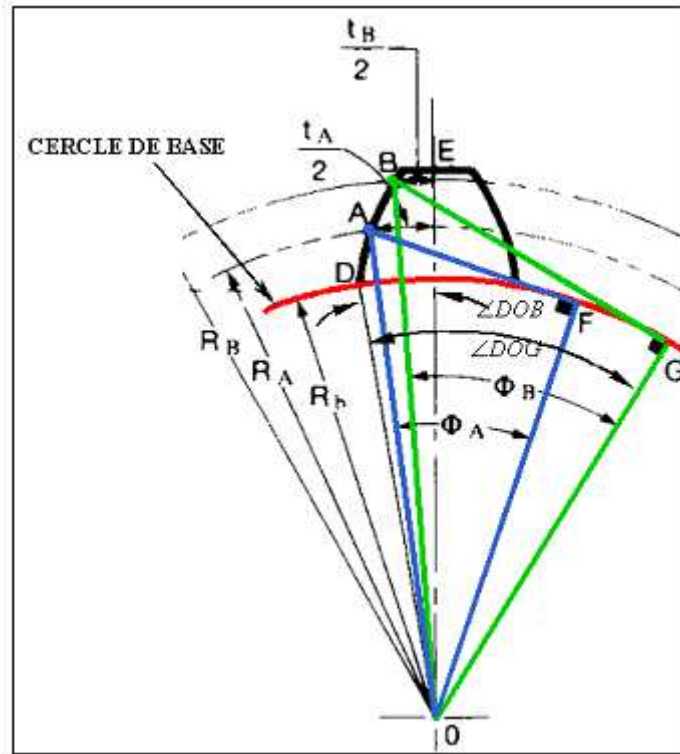


Fig. I.8

$$\left. \begin{aligned} R_b &= R_A \cos \Phi_A \\ R_b &= R_B \cos \Phi_B \end{aligned} \right\}$$

$$\Rightarrow \cos \Phi_B = \frac{R_A}{R_B} \cos \Phi_A$$

Au cercle primitif $R_A = R$ (le rayon primitif de la roue) et $\phi_A = \phi$, (l'angle de pression de l'engrenage) donc:

$$R_b = R \cos \phi$$

Fonction développante, $\text{inv}(\phi)$:

Définition : c'est l'angle compris entre le début du profil et le point en question sur ce profil.

$$\angle DOG = \frac{\text{arc } DG}{OG}$$

Arc DG= BG par définition de la développante

$$\Rightarrow \angle DOG = \frac{BG}{OG} = \tan \phi_B$$

Aussi,

$$\angle DOB = \angle DOG - \phi_B \Rightarrow \angle DOB = \tan \phi_B - \phi_B$$

Donc la valeur de la fonction involute est :

$$\text{inv}(\phi_B) = \angle DOB = \tan \phi_B - \phi_B$$

Épaisseur de la dent, t_B :

$$\angle DOE = \angle DOB + \frac{1}{2} \frac{t_B}{R_B} = \text{inv}(\phi_B) + \frac{1}{2} \frac{t_B}{R_B}$$

$$\angle DOE = \text{inv}(\phi_A) + \frac{1}{2} \frac{t_A}{R_A}$$

D'où :

$$t_B = 2R_B \left[\frac{t_A}{2R_A} + (\text{inv} \phi_A - \text{inv} \phi_B) \right]$$

Ce dernier résultat permet de calculer l'épaisseur de la dent au rayon R_B si l'épaisseur est connue à un autre rayon R_A .

Conclusion

- Pour connaître ϕ_B , il faut connaître R_A et ϕ_A ;
- Pour connaître t_B , il faut connaître t_A , R_A et ϕ_A ;
- R_A et ϕ_A font l'objet de normalisation. Ce sont les valeurs de R et ϕ sur le cercle primitif.

$$t_A = t = \frac{P}{2} \quad \text{sur le cercle primitif}$$

Conclusion :

Le profil en développante de cercle est le plus utilisé, il est insensible aux variations d'entraxe et se laisse tailler à l'aide d'outils relativement simple, (fraise module).

I-4-Dimensions et géométrie

I-4-1- Engrenage à denture droite [4]

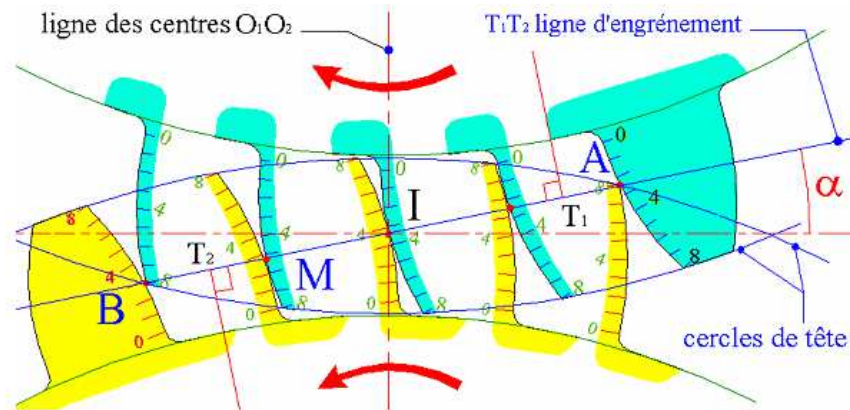


Fig. I.9

a) Le cercle de base.

Chaque denture possède un cercle de base. Ce cercle de diamètre « d_b » est fictif et non mesurable. Il est le point de départ théorique du profil en développante de cercle de chaque dent.

b) Ligne d'engrènement ou ligne de poussée Δ (T_1 , T_2).

Elle est tangente aux deux cercles de base. Elle est le support permanent de l'effort de contact s'exerçant entre le pignon et la roue.

Elle est toujours inclinée d'un angle α par rapport à la \perp en « I » à la droite (O_1 , O_2)

c) Angle de pression α .

Autre caractéristique importante d'un engrenage, il définit l'inclinaison de la droite de poussée Δ . La valeur la plus utilisée est $\alpha = 20^\circ$.

d) Le nombre de dent.

Le nombre de dent est noté « Z ». C'est à dire « Z_1 » pour l'élément « 1 » et « Z_2 » pour l'élément « 2 ».

e) Le module.

Chaque denture possède son propre module. Le module permet de définir la taille des dents. Deux roues dentées de même module peuvent engrainer parfaitement quel que soit leur nombre de dent. Le module est notée « m », il est exprimé en mm, ses valeurs sont normalisées.

f) Cercles primitifs.

Chaque pignon et chaque roue dentée possède un cercle (un cylindre) primitif.

Lors de l'engrènement, ces deux cercles sont tangents. Leurs diamètres est noté « d_1 » et « d_2 ».

Avec : $d_1 = m \cdot Z_1$ et $d_2 = m \cdot Z_2$

Géométrie d'une dent d'un pignon cylindrique à denture droite (Fig.I.11)

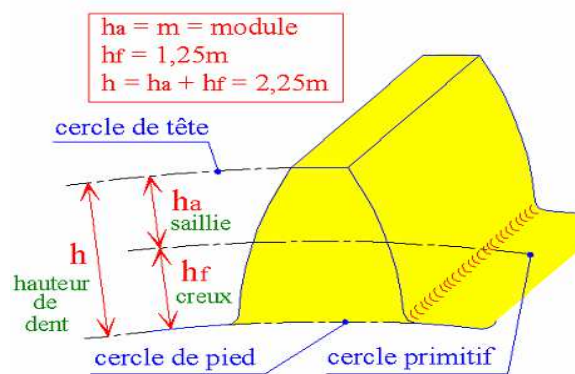


Fig. I.10

A partir du cercle primitif, la dent est limitée à l'extérieur par le cercle de tête et à l'intérieur par le cercle de pied.

- a) La hauteur de dent : Notée « h » avec $h = 2,25 \cdot m$
- b) La saillie : Notée « h_a » avec $h_a = m$
- c) Le creux : Notée « h_f » avec $h_f = 1,25 \cdot m$

Le pas de la denture d'un pignon cylindrique à denture droite :

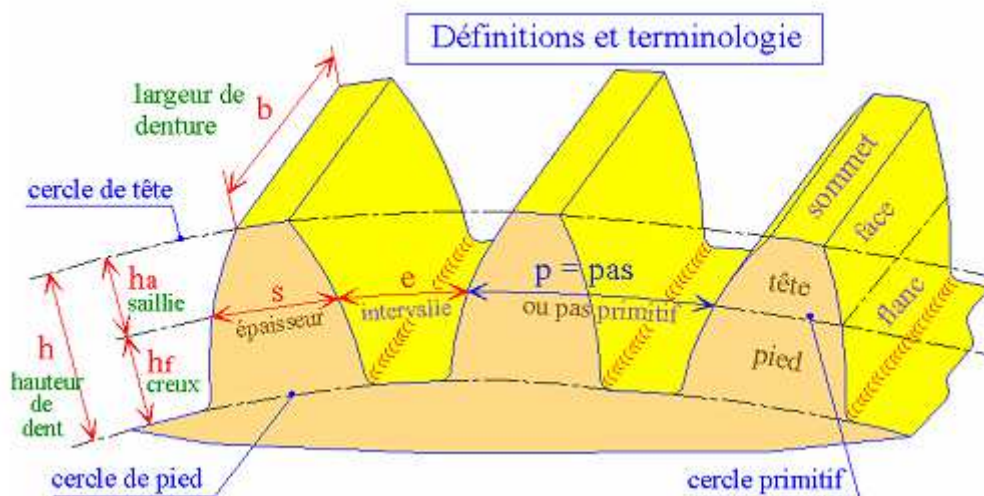


Fig. I.11

a) Le pas : noté « p ».

Le pas de la denture définit la distance entre deux dents. Il est mesuré sur le diamètre primitif et il correspond à la longueur de l'arc situé entre deux profils de dents consécutif.

« p » est donné par la relation : $p = m \cdot \pi$

b) La largeur de denture : notée « b ».

La largeur de denture correspond à la longueur de la dent. « b » est donné par la relation :

$$b = k \cdot m \quad (\text{avec } 7 \leq k \leq 12).$$

c) Le diamètre de tête : notée « d_a ».

C'est le diamètre extérieur du pignon et de la roue avec :

- Soit pour l'élément « 1 » $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$
- Soit pour l'élément « 2 » $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$

d) Le diamètre de pied : notée « d_f ».

C'est le diamètre intérieur du pignon et de la roue, mesuré entre les dents avec : $d_f = d - 2,5 \cdot m$

Soit pour l'élément « 1 » $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m$

Soit pour l'élément « 2 » $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m$

e) L'entraxe : noté « a ».

C'est la distance entre les deux axes de rotation de « 1 » et « 2 », c'est aussi la distance [O1, O2].

L'entraxe de l'engrenage est : $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$

f) Le rapport de transmission : notée « i ». (fig I.12)

C'est le rapport des fréquences de rotations de « 1 » par rapport à « 2 ».

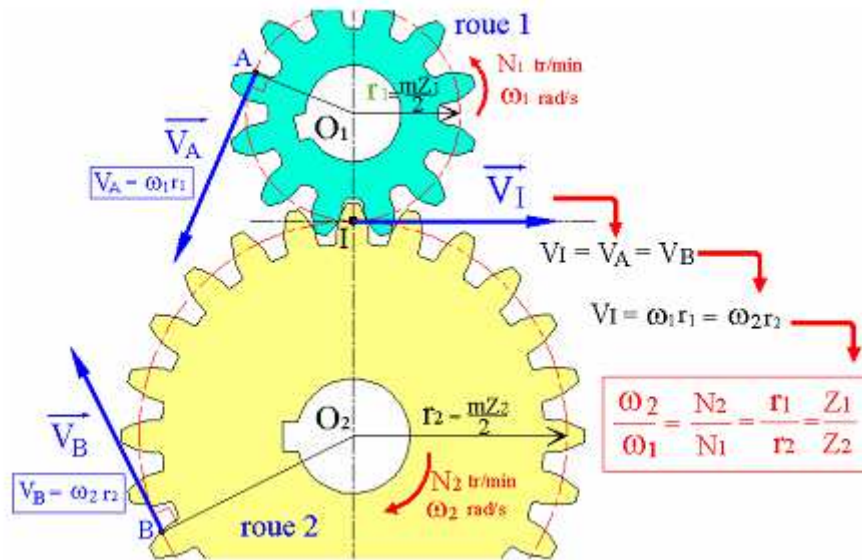


Fig. I.12

Si ω_1 est la fréquence de rotation de « 1 » en rd/s et N_1 en tr/mn

Si ω_2 est la fréquence de rotation de « 2 » en rd/s et N_2 en tr/mn

Le rapport de transmission est : $i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$

I-4-2- Engrenage à denture hélicoïdale

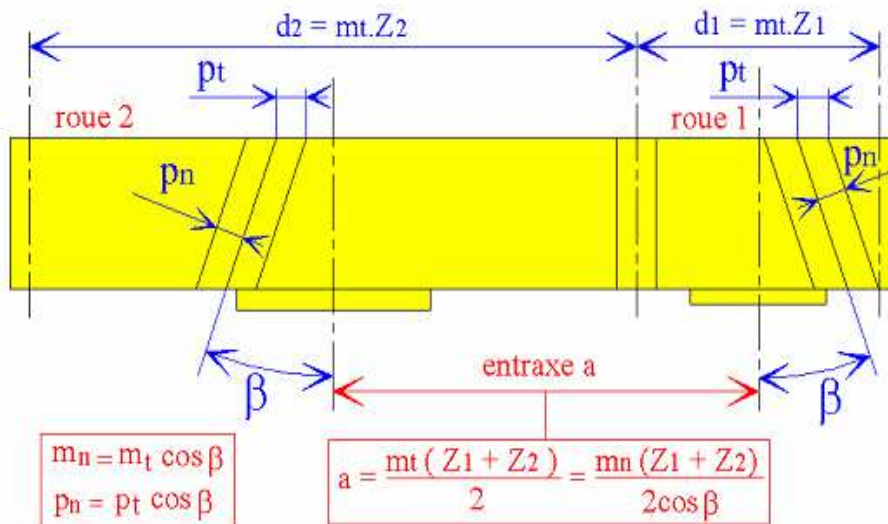


Fig. I.13

Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale

Caractéristiques	Symbole ISO	Observations et formules usuelles
Angle d'hélice	β	Valeurs usuelles : $15^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$
Sens d'hélice		Si la roue1 a une hélice à droite, alors celle de la roue2 est à gauche
Module réel	m_n	Est à choisir dans la série de modules normalisés
Pas réel	P_n	$P_n = \pi \cdot m_n$
Module apparent	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ augmente avec β
Pas apparent	P_t	$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta} = \pi \cdot m_t$
Vitesse angulaire	ω	$\omega = \frac{\pi \cdot N}{60} \approx 0,1 N$ (rad/s)
Nombre de tours/minute	N	N_1 (roue1) ; N_2 (roue2)
Nombre de dents	Z	Z_1 (roue1) ; Z_2 (roue2)
Diamètre primitif	d	$d_1 = m_t \cdot Z_1$ et $d_2 = m_t \cdot Z_2$
Entraxe entre 02 roues	a	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$
Creux	h_f	$h_f = 1,25 m_n$
Hauteur de la dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25 m_n$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
Diamètre de base	d_0	$d_0 = d \cos \alpha_t$
Angle de pression réel	α_n	Valeur la plus usuelle : $\alpha = 20^\circ$
Pas de base réel	P_{bn}	$P_{bn} = P_n \cdot \cos \alpha_n$
Pas de base apparent	P_{bt}	$P_{bt} = P_t \cdot \cos \alpha_t$
Pas axial	P_x	$P_x = P_t / \tan \beta$
Pas de l'hélice primitive	P_z	$P_z = \frac{\pi \cdot d}{\tan \beta}$
Largeur de dent	b	$B > 2 \frac{\pi \cdot d}{\sin \beta}$

Tab. I.1

I-4-3- Engrenages coniques

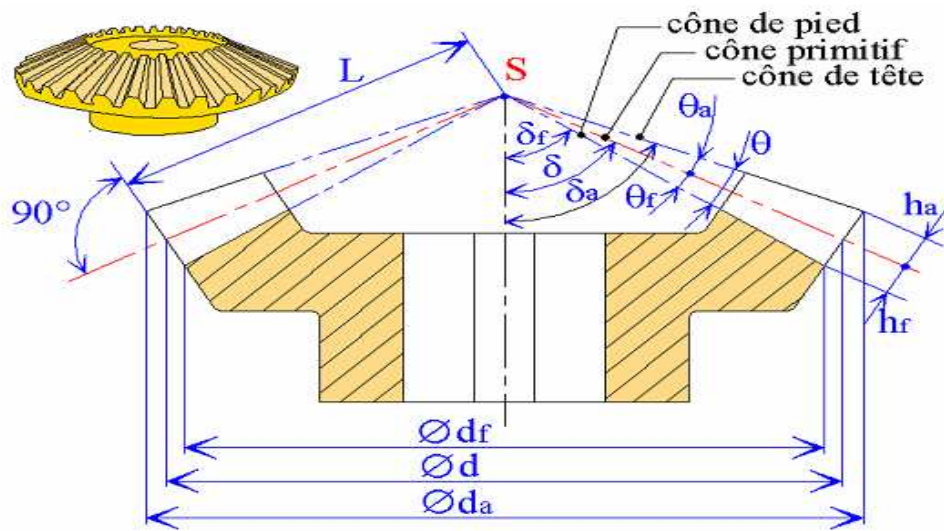


Fig. I.14

Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale

Caractéristiques	Symbole ISO	Observations et formules usuelles
Vitesse angulaire	ω	$\omega = \frac{\pi \cdot N}{60} \approx 0,1 N$ (rad/s)
Nombre de tours/minute	N	N_1 (roue1) ; N_2 (roue2)
Module	m	Est à choisir dans la série de modules normalisés
Pas primitif	P	$P_n = \pi \cdot m$
Nombre de dents	Z	Z_1 (roue1) ; Z_2 (roue2)
Diamètre primitif	d	$d_1 = m \cdot Z_1$ et $d_2 = m \cdot Z_2$
Angle primitif	δ	δ_1 (roue1), δ_2 (roue2)
Angle de pression	α	Valeur la plus usuelle : $\alpha=20^\circ$
Angle de tête	δ_a	$\delta_a = \delta + \theta_a$
Angle de saillie	θ_a	$\tan \theta_a = 2 m \sin \delta/d$
Angle de creux	θ_f	$\tan \theta_f = 2,5 m \sin \delta/d$
Angle de hauteur	θ	$\theta = \theta_a + \theta_f$
Longueur génératrice primitive	L	$L = (d_1 \sin \delta_1) / 2 = (d_2 \sin \delta_2) / 2$
Largeur de la dent	b	$L/4 \leq b \leq L/3$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de la dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25 m$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 m \cos \delta$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5 m \cos \delta$

Tab. I.2

I-5-Effort sur les dents d'un engrenage extérieur cylindrique à denture droite [5]

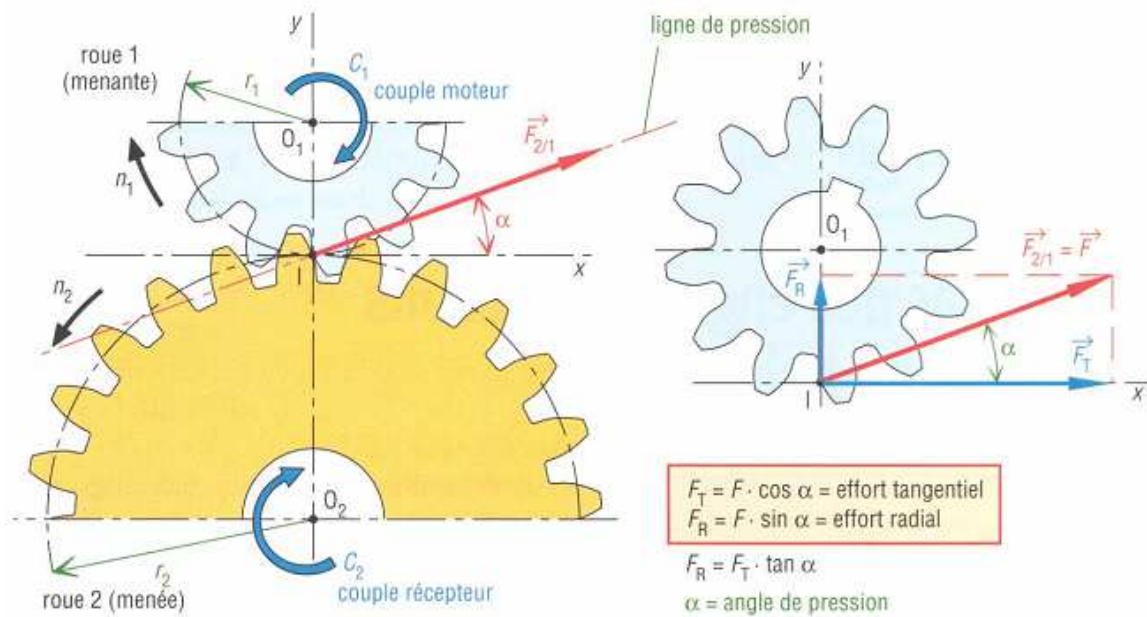


Fig. I.15

Le pignon « 1 » est supposée menant (moteur) et la roue « 2 » menée (réceptrice), « r₁ » et « r₂ » sont les rayons primitifs.

En isolant le pignon « 1 », nous constatons que ce dernier est soumis à deux actions extérieures.

- L'action de l'arbre sur « 1 » modélisable en « O₁ » par le torseur suivant :

$$\{T(\text{arbre} \rightarrow 1)\} \begin{Bmatrix} O_1X & 0 \\ O_1Y & 0 \\ 0 & C_1 \end{Bmatrix}$$

Avec « C₁ » le couple moteur en N.m.

- L'action de la roue « 2 » sur le pignon « 1 » modélisable en « I » par le glisseur suivant :

$$\{(\text{roue} \rightarrow 1)\} \begin{Bmatrix} F_{2/1} \cdot \cos\alpha & 0 \\ F_{2/1} \cdot \sin\alpha & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}$$

Avec $F_{2/1}$ effort dans la denture porté par la ligne de pression Δ inclinée de $\alpha = 20^\circ$ avec l'axe X .

a) L'effort tangentiel : noté « F_T ».

Il est obtenu en faisant la projection de $F_{2/1}$ sur la tangente en « I » aux cercles primitifs.

D'où :

$$F_T = F_{2/1} \cdot \cos \alpha$$

Le couple « $C1$ » transmis par l'arbre est la l'origine de F_T

Avec : $C1 = F_T r_1$ (r_1 : rayon primitif du pignon).

b) L'effort radial: noté « F_R »

Il est obtenu en faisant la projection de $F_{2/1}$ sur (O_1, O_2) .

D'où :

$$F_R = F_{2/1} \cdot \sin \alpha$$

Il ne participe pas à la transmission de la puissance, son action a tendance à provoquer un fléchissement des arbres.

I-6-La résistance en flexion [2]

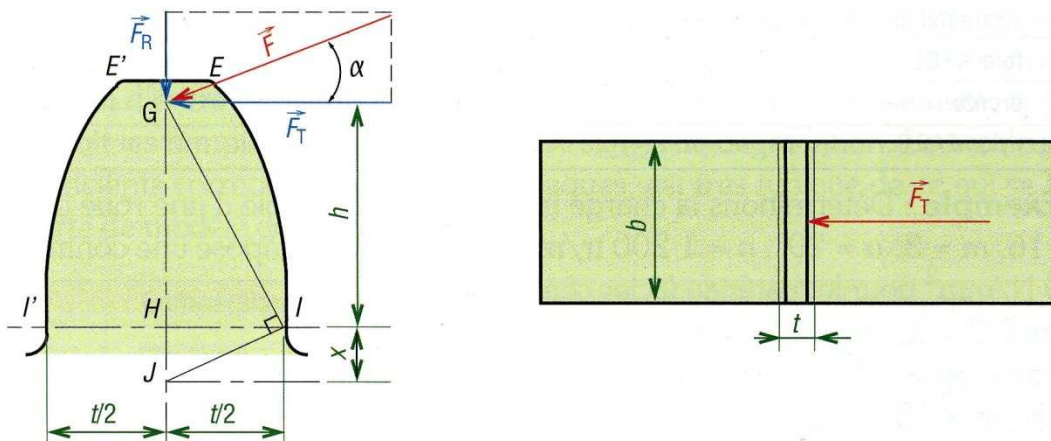


Fig. I.16

Hypothèses [15]:

- On ne tient pas compte des concentrations de contraintes.
- La dent est une poutre encastree.
- L'épaisseur au pied = épaisseur au cercle primitif.
- La force (F_T) est appliquée au sommet de la dent (et non sur le primitif) de manière tangentielle.
- Une seule dent transmet toute la force (F_T).

A partir de ces hypothèses, vérifions les contraintes normales (σ) :

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{W_x} \leq \sigma_{adm}$$

M_f : moment fléchissant = $F_T \times$ hauteur de la dent = $F \cdot 2,25 m$

W_x : module de résistance = $be^2/6$

b : largeur de dent = $K \times m$; avec : $K = 8 \dots 12$

e : épaisseur de la den = $(\pi / 2) m$

On obtient :

$$\sigma = \frac{Ft \cdot 2,25 \cdot m \cdot 6}{K \cdot m \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot m\right]^2} \leq \sigma_{adm}$$

I-7-Matériaux des engrenages

Le choix de la matière d'œuvre d'une roue dentée doit être fait de manière à rendre possible le taillage et l'achèvement de ses dents avec la précision et l'état de surface imposés, et à assurer une résistance à la flexion suffisante pour tenir aux charges dynamiques alternatives, une résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une tenue à l'usure élevée.

Les matériaux usuels dans la fabrication des engrenages sont l'acier, la fonte et les matières plastiques.

La tendance à réduire l'encombrement, à accroître les puissances transmises par un groupe et à augmenter les vitesses a déterminé une large application des roues en acier. La grande variété des nuances des aciers et la possibilité d'obtenir par traitement thermique et thermo-chimique des propriétés variées permettent de réaliser la combinaison la

plus favorable des propriétés imposées. L'acier au carbone est le plus courant pour les charges moyennes ; sa teneur en carbone varie de 0.35 à 0.50%.

C'est évidemment le premier choix avec l'ajout de traitements thermiques tel que la trempe totale ou superficielle (induction ou chauffage localisé) ;

- Cémentation ;
- Carburation ;
- Nitruration.

Autres matériaux pour engrenages [2] :

- Les fontes :
 - ➡ Grande résistance à l'usure ;
 - ➡ Facile à couler et à tailler ;
 - ➡ Moins bruyante ;
 - ➡ Amortissement des chocs.

- Les bronzes
 - ✓ alliées au Ni, Pb ou Sn ;
 - ➡ Résistant à la corrosion ;
 - ➡ Réduit le frottement ;
 - ➡ Usure réduite (ex. : vis sans fin).

- Non métalliques :
 - ✓ Nylon - Teflon - Zytel ;
 - ✓ Delrin - Minlon - Rynite - Acétales.
 - ➡ Excellents rapport Fiabilité / Coût ; Résistance / poids.
 - ➡ Fabrication facile.

I-8-Taillage et rectification des engrenages à denture droite: procédés

I-8-1-Taillage sans génération

L'outil est une fraise du type à profil constant : il a la forme de l'intervalle entre deux dents.

Deux types de fraises : soit les fraises-disques ou fraise module, soit les fraises en bout.

I-8-1-1- Taillage par fraise module :

Cette technique fait partie des techniques les plus simples (fig. I.17). Elle fait appel à des fraises de formes spécifiques en acier rapide ou en carbure de tungstène. Les dentures sont réalisées sur des fraiseuses manuelles munies d'un diviseur. Il s'agit d'une technique de production de dentures en très petite série, facile à mettre en œuvre, mais présentant une productivité très faible, ainsi qu'un coût machine et un coût outil très élevés.

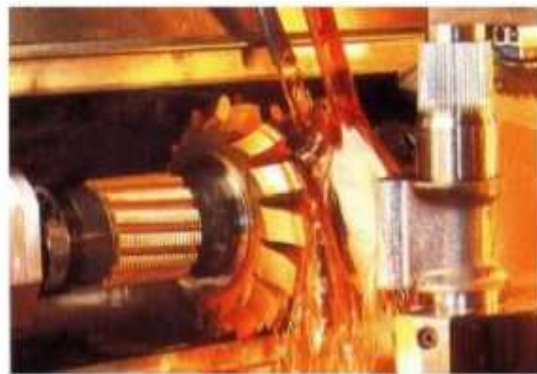
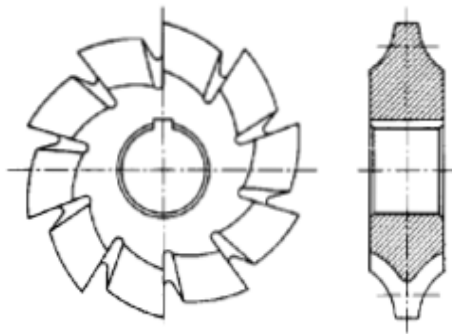


Fig. I.17

I-8-1-2-Fraisage à la fraise en bout

La partie active de l'outil cylindrique est une surface de révolution dont l'axe rencontre celui de la roue à tailler.



Fig. I.18

C'est un procédé très employé pour les gros modules, supérieurs à 20, des roues de grosses machines (laminoirs, treuils de mines...) et le taillage des dentures à chevrons .

I-8-2-Taillage par génération

Dans cette méthode on donne à l'outil et à la pièce des mouvements relatifs convenablement conjugués qui reproduisent le mouvement d'engrènement et de la sorte l'outil taille en engrenant le profil au fur et à mesure de son déplacement par rapport à la pièce qu'il taille [8].

I-8-2-1-Taillage à l'outil crémaillère

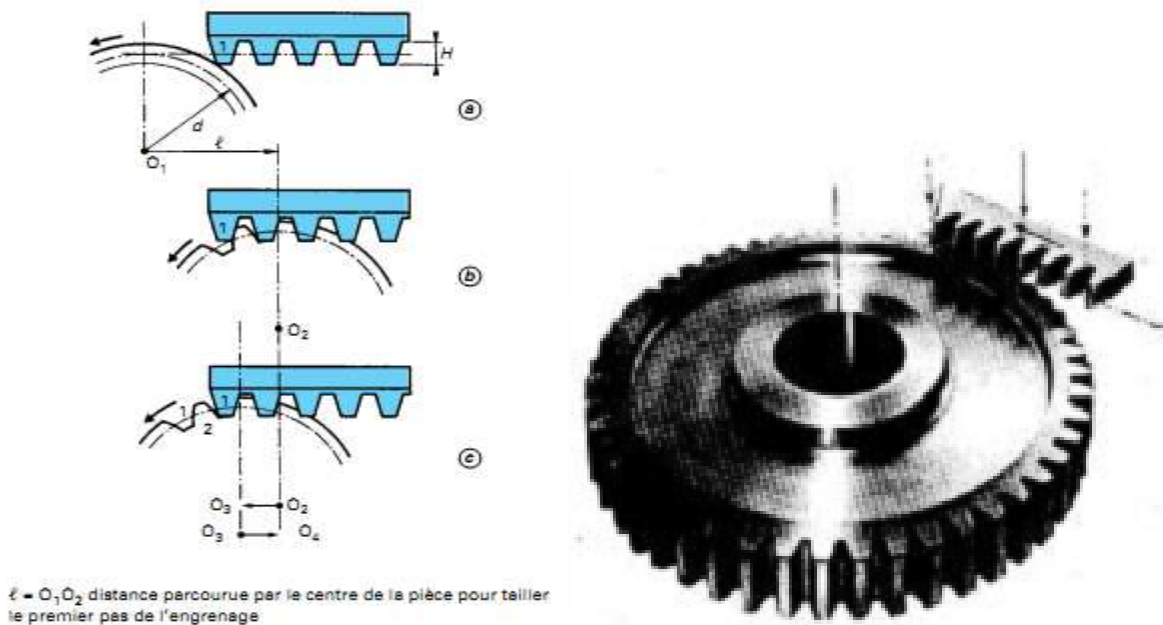


Fig. I.19

Cette technique, développée par l'ancienne société MAAG, autorise le taillage de dentures en utilisant le principe d'engrènement d'une crémaillère et d'une roue dentée (fig. I.19). Cette technique, dite de génération, utilise des peignes en acier rapide munis d'un mouvement alterné permettant de couper la matière. Cette technique très lente nécessite des machines spécifiques et mises en œuvre par des opérateurs hautement qualifiés. Elle est donc réservée à des applications de très petites séries à haute valeur ajoutée (roues de très gros diamètres). Elle présente cependant un avantage intéressant, car les outils étant de géométries très simples, ils sont facilement et rapidement réalisables et réaffûtés. Cela permet la fabrication de dentures prototypes de géométries quelconques (non

normalisées) pour des applications à hautes valeurs ajoutées nécessitant une réactivité importante (aéronautique, prototypes pour nouvelles boîtes de vitesses, etc.)

I-8-2-2-Taillage à l'outil pignon

Le taillage par outil-pignon est un procédé par mortaisage ; le mouvement de génération est l'engrènement de la roue équivalente à l'outil avec l'engrenage à tailler. Les rotations de l'outil et de la pièce à tailler doivent être conjuguées, aussi bien en ce qui concerne les sens de rotation que les rapports des vitesses angulaires.

On voit sur la figure I.20, pour le taillage d'une denture extérieure, que les sens de rotations sont opposés. Dans le cas du taillage d'une denture intérieure, les sens de rotations sont

identiques. Nous avons toujours la relation :
$$\frac{\omega_0}{\omega} = \frac{Z_0}{Z}$$

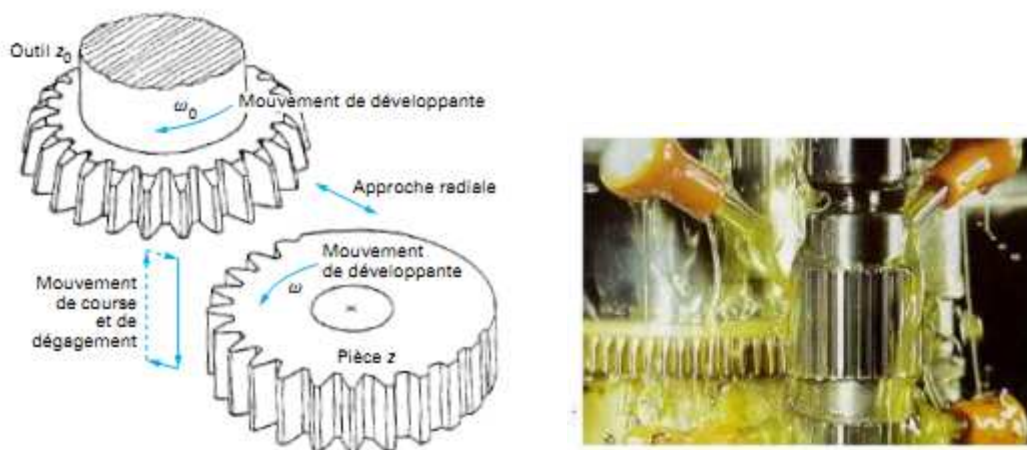


Fig. I.20

C'est une opération de mortaisage réalisée sous huile entière afin de limiter les adhésions liées aux basses vitesses de coupe. Cette technique conduit à des chocs importants sur les outils, et n'autorise que des qualités médiocres. Enfin le temps de cycle est très important, ce qui rend ce procédé non productif comparativement au taillage par fraise-mère.

I-8-2-3-Taillage par fraise-mère

Le taillage par outil fraise-mère est de loin le plus utilisé des procédés de génération de dentures à développante de cercle. Le taillage à la fraise-mère utilise le principe du système roue et vis-sans-fin (fig.I.21). La pièce à tailler étant la roue et la fraise-mère étant la vis-sans-fin. La fraise-mère est une vis-sans-fin, munie de goujures créant des dents. Pour un tour de fraise-mère, la roue s'est déplacée d'un pas circulaire.

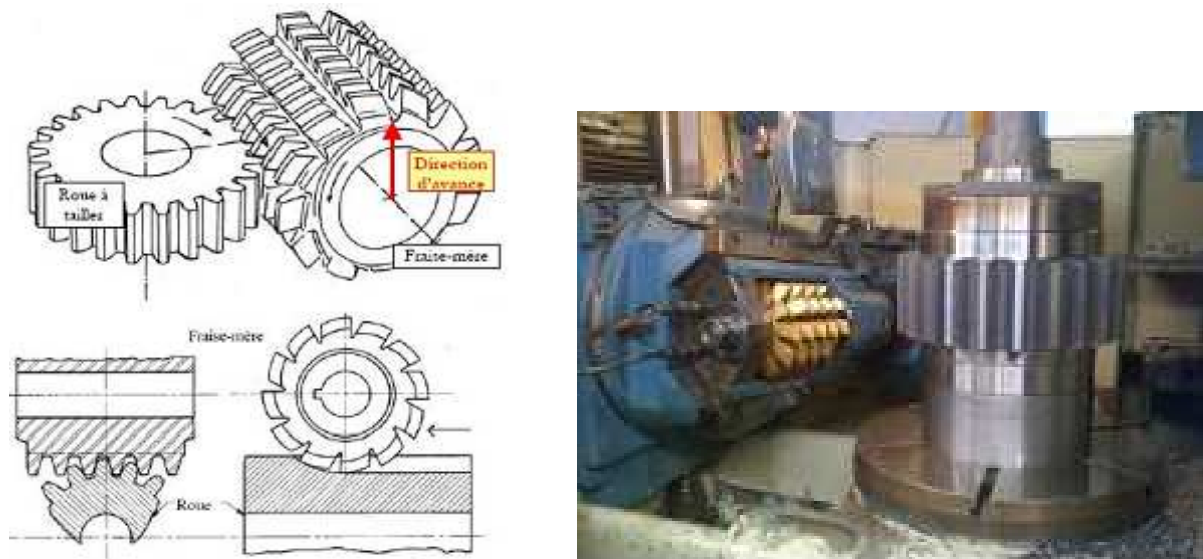


Fig. I.21

Les avantages du taillage à la fraise-mère sont nombreux. En effet, cette technique permet la production de dentures dans des temps très courts et avec une qualité remarquable. Le travail à la fraise-mère permet d'avoir un très grand nombre de dents en prise simultanée, ce qui autorise des débits très importants de matière, ainsi qu'une coupe très continue permettant une bonne qualité de denture. Enfin, les outils peuvent tailler une quantité très importante de dentures jusqu'à la réforme définitive de l'outil, grâce à des affûtages successifs qui rendent le coût outil particulièrement bas. La seule limite de ce procédé vient de l'encombrement important que nécessite l'outil de part et d'autre de la denture.

I-9-Lubrification des engrenages

Pour obtenir une bonne lubrification, il faut créer un coin d'huile qui permette au lubrifiant de former une couche épaisse sous le solide en mouvement.

La forme des dentures en développante de cercle et le phénomène de glissement au début de la phase d'engrènement favorise la formation du "coin d'huile". (fig.I.22)

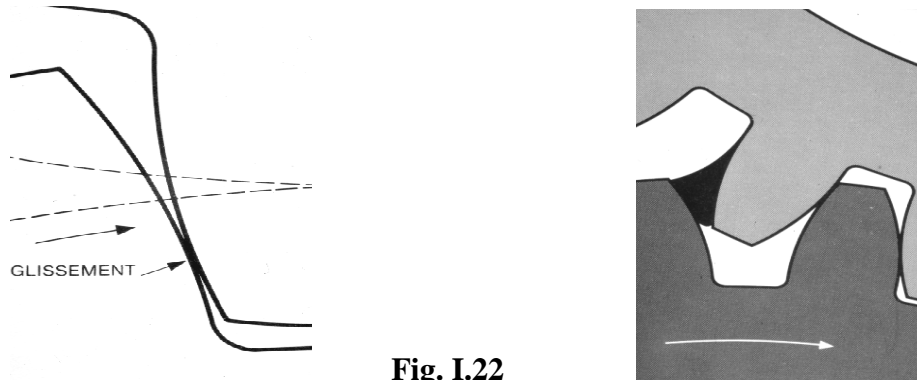


Fig. I.22

1- La lubrification par barbotage est la plus utilisée, une ou plusieurs roues dentées "trempent" dans l'huile, leur mouvement projette le lubrifiant à l'intérieur du mécanisme.

Celui-ci peut être amené sur les paliers par des "gouttières" placées sur les parois du bâti.

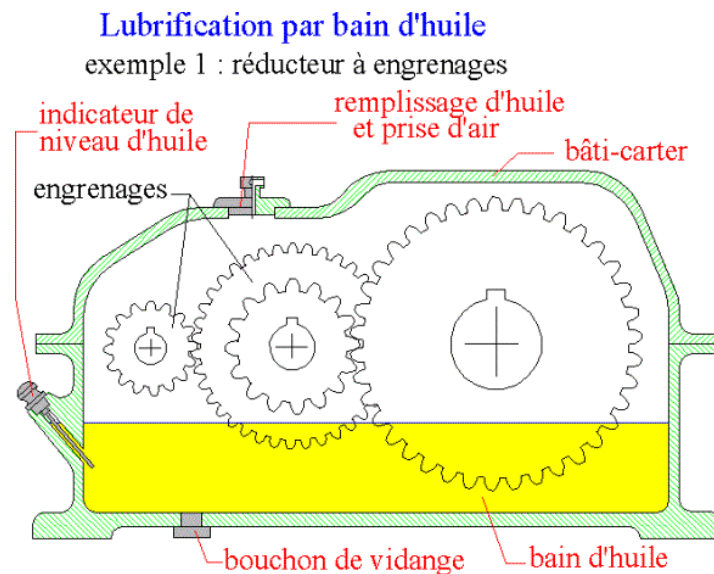


Fig. I.23

2- La lubrification sous pression est utilisée pour de grosses puissances qui nécessitent une lubrification dès le démarrage, ainsi qu'un refroidissement important

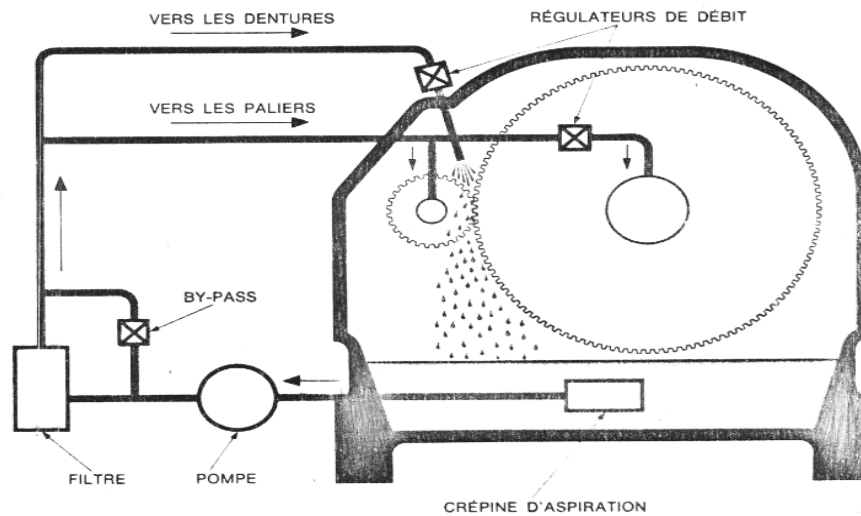


Fig. I.24

3- Lorsqu'il est impossible de réaliser une lubrification classique, on peut utiliser de la graisse, qui assure en outre la protection contre la corrosion des pièces métalliques.



Fig. I.25

I-10-Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages

Les principaux défauts survenant sur un couple d'engrenages d'un réducteur simple sont les défauts répartis sur toute la denture et les défauts localisés sur une partie de la denture.

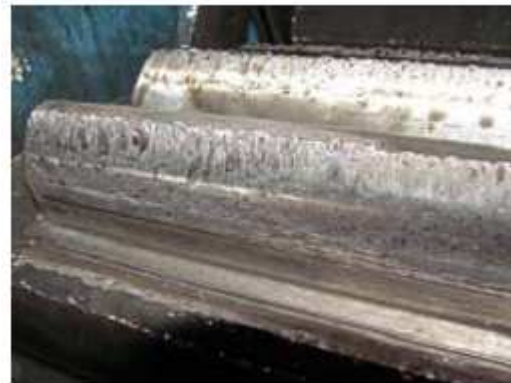
I-10-1-Défauts répartis sur toutes les dents

a) Usure abrasive et adhésive :

Enlèvement de matière du au glissement des deux surfaces de contact. Le développement de cette usure est lié à la charge mécanique à transmettre et à la vitesse de glissement, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

L'usure normale est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture et elle progresse lentement. Elle est négligeable pour les dentures de petit module et très durcies.

Une usure anormale est produite lorsque le lubrifiant est pollué de particules abrasives ou lorsqu'il est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement voir à une mise hors service.

**Usure courante****Fig. I.26****Usure par adhésion****Fig. I.27**

b) Pitting (piques) : [1]

Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif. Cette avarie se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur, et donc plus fragile, sensible aux effets cumulatifs de surcontraintes (avance de fissures). Le Pitting est moins à craindre lorsque la viscosité du lubrifiant est importante, car dans ce cas, le film d'huile séparant les surfaces en contact est plus épais. Cette avarie peut apparaître à la suite de légers désalignements d'axes par exemple, à cause de surpression locales.



Fig. I.28

Cette détérioration superficielle se manifeste par de très fortes piqûres sur le flanc, situées d'une manière prépondérante sous le cylindre primitif (fig.29-a).

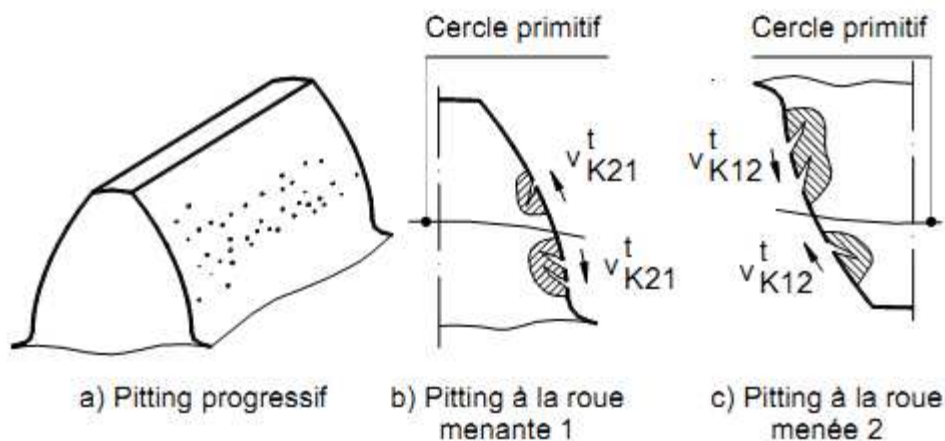


Fig. I.29

Considérons pour cela le contact quelconque des flancs équivalues par deux cylindres tangents sur la génératrice. Sur l'action de la force normale F_n , ce contact linéaire devient une surface rectangulaire d'écrasement, de longueur b (des cylindres) et largeur $2a$ (fig. 30). Sur cette surface, la distribution de pressions est elliptique, à un maximum donné par l'expression d'Hertz:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{b\rho} \times \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

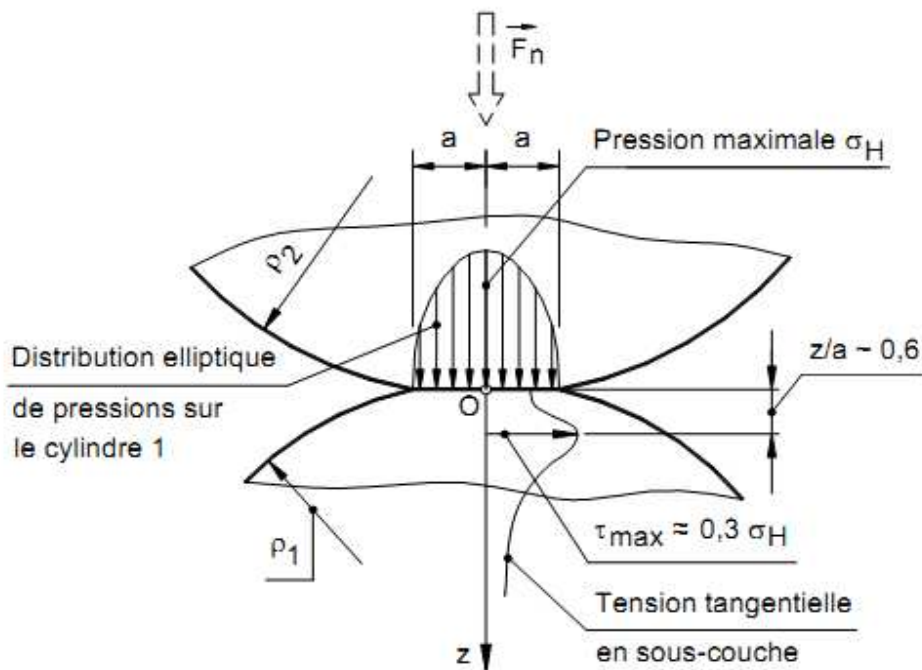


Fig. I.30

où: ρ est le rayon de courbure Equivalente; ν_1 et ν_2 sont les coefficients de contraction transversale (Poisson); E_1 et E_2 sont les modules d'élasticité longitudinale des matériaux.

Le rayon de courbure Equivalent pour les deux flancs convexes (le cas d'engrenage extérieur) est donné par l'expression:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$$

Le phénomène peut être expliqué par :

- La contrainte de cisaillement est certainement à l'origine de l'apparition des criques (microfissures). Ce cisaillement provoque un glissement moléculaire intense et un échauffement suffisant pour entraîner la désagrégation locale de la matière dans la sous-couche, surtout aux sollicitations variables, surtout dans les points faibles de matériau (des amorfes existantes). Mais il est possible aussi que ces amorfes se produisent quand la sollicitation variable de contact (la pression de Hertz) dépasse la charge de rupture du matériau. Les criques de sous-couche se développent vers la surface (le flanc).

- Enfin, on remarque que la formation des piqures est déterminée aussi par l'action hydrostatique de l'huile. Cette action hydrostatique a un effet sur l'apparition des piqures s'il existe le glissement négatif des flancs :
 - ➔ premièrement on ouvre la microfissure (fig. I.31- a), ce qui favorise l'entrée de l'huile.
 - ➔ puis on enferme l'entrée de l'huile en microfissure, à cause du sens de roulement du flanc conjuguée (fig. I.31-b). Comme résultat, l'huile enfermée est comprimée, ce qui produit de nouvelles sollicitations du matériau, qui peuvent être suivies par des arrachements de matériau autour de la microfissure et la formation final du piqure (fig. I.31-c).

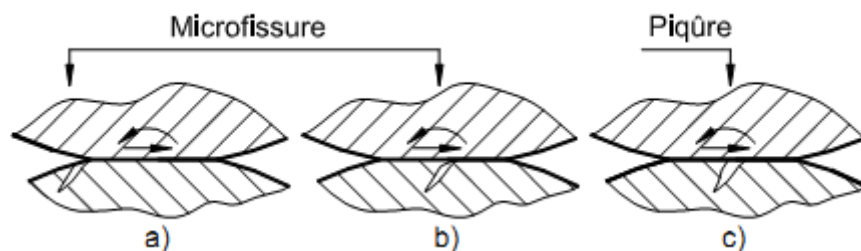


Fig. I.31

I-10-2-Les défauts localisés sur certaines dents

a) Ecaillage :

Il s'agit également de trous mais ceux-ci sont moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux du pitting. Les dégradations sont produites par fatigues en sous-couche, au point de cisaillement maximal. On rencontre ce type d'avarie dans les engrenages cimentés (couche superficielle durcie) ; ces engrenages sont actuellement très répandus car ils permettent de passer des couples importants dans des dimensions raisonnables. L'écaillage qui est le défaut principal, évolue très rapidement vers la rupture, sans passer par une phase d'usure.



Fig. I.32

b) Le grippage :

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.

**Fig. I.33****c) Fissure :**

Elle progresse à chaque mise en charge, et elle est située en pied de dent. Elle apparaît sur des aciers fins et durcis, qui sont sujets aux concentrations de contraintes. Leur apparition est due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction.

Fig. I.34**d) Rupture de la dent : [1]**

- Rupture par fatigue :

L'expérience et la théorie démontrent que la tension maximale apparue dans le point de tangence au raccordement de pied de la dent d'un droit inclinée à 30° par rapport l'axe de symétrie de la dent (Fig. I.35). C'est un effet de la forme, qui donne une concentration maximale de contraintes Dans cette portion et sur la partie tendue apparue une fissure initiale, dans un point dont il y a défauts de matériau (point de petite résistance mécanique). Ces défauts de matériau se trouvent :

- a) à la surface (sur flanc), par exemple des Ecorchures technologiques (produites par rectification ou shaving) ;
- b) à petite épaisseur en sous-couche (inclusions non - métalliques, retassures etc.).

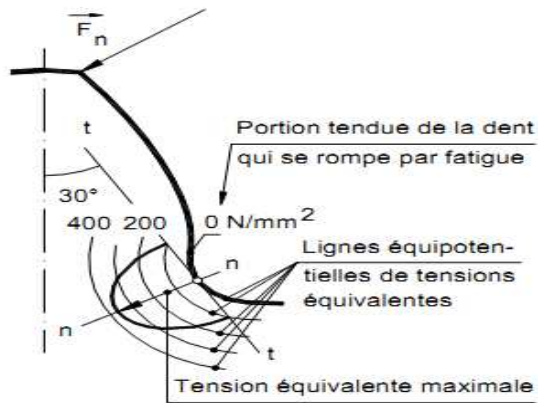


Fig. I.35



Fig. I.36

-Rupture statique :

La rupture statique de la dent est causée des surcharges à fréquences (probabilité) très petite d'apparition, en général sous 10^4 fois sur l'entière durée de la vie de la roue dentée. Ces surcharges peuvent être :

1. Blocages du mouvement des roues, qui sont déterminés par la pénétration des corps étrangers entre les dents en engrènement.
2. Des chocs du moment de torsion au commencement et à la fin de fonctionnement, ou qui sont déterminés par des défections de la machine (moteur) ou du système entraîné.

Comme aspect, l'entière surface de rupture statique de la dent est rugueuse et dénivelée. (Fig.I.36)

I-11- Conclusion

Ce premier chapitre a été entièrement consacré à la description générale des transmissions par engrenage tels que les propriétés de la développante de cercle et spécialement pour les dentures droites. Par ailleurs, les différents types de détérioration des dentures d'engrenage sont également très significatifs. Ils sont, en effet, directement responsables des régimes de fonctionnement critiques où les vibrations d'engrènement augmente considérablement et aussi conduisent ainsi rapidement à la rupture des dents.

Chapitre II

L'analyse vibratoire

II- 1- Introduction

Surveiller une machine nécessite de procéder au choix préalable d'un certain nombre d'indicateurs. Un indicateur de surveillance est issu d'un paramètre ou d'une grandeur dont l'acquisition est faite le plus souvent possible en fonctionnement. Un indicateur doit, par définition, caractériser l'état ou les performances d'une machine. Son évolution dans le temps doit être significative dès l'apparition ou de l'aggravation d'un défaut. La température d'un palier, le bruit, le spectre ou la forme du courant d'alimentation d'un moteur sont autant d'indicateurs susceptibles de représenter la bonne marche d'une machine et d'en suivre l'évolution dans le temps.

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations. Le dysfonctionnement se traduit par une « modification de répartition de l'énergie vibratoire » conduisant le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En surveillant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine.

L'utilisation des vibrations pour surveiller les machines n'est pas nouvelle - puisque les mécaniciens posaient autrefois leur tournevis sur un moteur pour en « écouter les mouvements internes - mais ces techniques « sensibles » se sont aujourd'hui modernisées grâce à l'apparition de matériels nouveaux, au point de faire de l'étude des vibrations, un des outils les plus utiles à la maintenance moderne.

II-2- La maintenance par analyse vibratoire

II-2-1- Les différents types de maintenance [16]

Selon la norme NF-X60-010, « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise ».

En effet, aussi bien pour des raisons de sécurité que pour des raisons de rentabilité, les activités de maintenance sont essentielles pour la pérennité des machines industrielles. Elles permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits. Il est possible de distinguer trois stratégies de maintenance, comme le montre la figure (II-1) :

- la maintenance corrective correspondant à une action effectuée après la panne.
- la maintenance préventive systématique effectuée selon un échéancier fixé sur la base du minimum de durée de vie des composants mécaniques.
- la maintenance préventive conditionnelle subordonnée à un type événement prédéterminé [12].

Cette politique étant propre à chaque entreprise, elle doit tenir compte de la complémentarité des méthodes correctives et préventives. Les paramètres dont il faut tenir compte pour l'élaboration de cette politique sont d'ordre économique et humain.

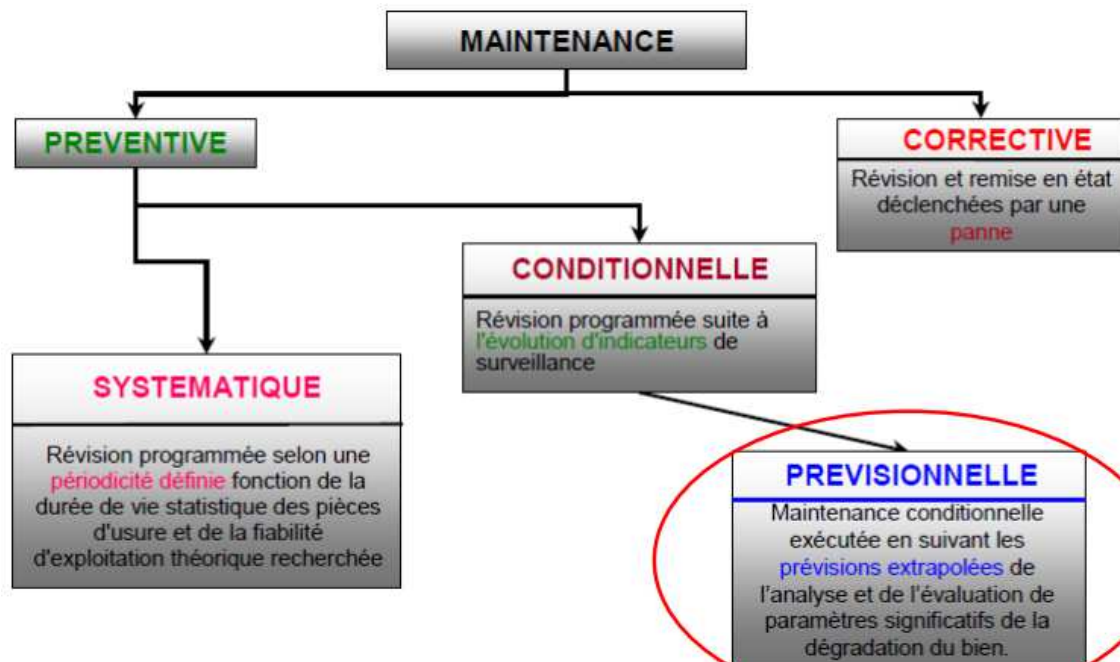


Fig. II.1

Le principe de la maintenance conditionnelle consiste à estimer l'état des composants mécaniques en effectuant différents types de mesure. La nature de ces mesures dépend de la machine à suivre. Cela peut être des mesures de vibrations, des analyses d'huile, des Thermographies infrarouges... Lorsque le seuil admissible de ces défauts est dépassé, il devient nécessaire de programmer l'arrêt de la machine. Ceci doit être fait en perturbant au minimum le cycle de production, c'est à dire entre deux séries ou lors d'un arrêt programmé. Ce type de maintenance se caractérise par :

- L'emplacement et le nombre de points de mesure
- La collecte et le traitement des informations
- La nécessité d'obtenir un diagnostic précis
- Un investissement important

Parmi les méthodes utilisées en maintenance conditionnelle l'analyse vibratoire est une des plus utilisées pour le suivi des machines tournantes. En effet, un ensemble de pièces en mouvement, quelque soit la forme de la structure porteuse, génère des vibrations, et ce, même si les machines analysées sont en bon état de fonctionnement. Les vibrations dans les bâtis de machine peuvent avoir plusieurs origines telles que des arbres mal équilibrés, mais aussi des roulements, des engrenages ou des courroies en parfait état de marche qui viennent exciter les bâtis. Le comportement non linéaire de certains composants modifie les raideurs de ces organes et donc par voie de conséquence, les efforts induits.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance de lois d'endommagement.

On distingue communément deux principales activités :

- La surveillance : le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence, constituant la signature, alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée ;
- Le diagnostic : il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il fait suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance et il permet de désigner l'élément de la machine défectueux. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. Le diagnostic fait appel à des connaissances approfondies en mécanique et une formation spécifique en analyse du signal.

Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés. Ces outils doivent assister l'opérateur et lui permettre de remonter aux origines des défauts. Mais dans l'absolu, les signaux vibratoires sont insuffisants pour établir un diagnostic. C'est pourquoi il est indispensable de connaître non seulement la cinématique de la machine, mais également les caractéristiques de ses

composants ainsi que leurs différents modes de dégradation. La connaissance de ces modes de défaillance et de leurs influences sur le niveau de vibration est à la base d'un diagnostic et d'une surveillance fiable.

II-2-2- Intensité vibratoire et normes

Les normes les plus utilisées dans le cadre de la maintenance vibratoire des machines tournantes sont ISO 10816 [de 1 à 6] qui ont remplacé ISO 2372 et AFNOR E90-300.

Ces normes ont pour objectif d'établir des directives générales pour le mesurage et l'évaluation des vibrations mécaniques prises sur les parties non tournantes des machines (si rotor rigide) et ainsi caractériser leurs conditions de marche en ce qui concerne un fonctionnement sans incident et leur influence sur les machines adjacentes.

Extrait de la norme :

« 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 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

II - 3 - Généralités sur les vibrations**II-3-1- Introduction :**

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par la structure de la machine et, grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise.

De plus, si l'on possède la « signature » vibratoire de la machine lorsqu'elle était neuve, ou réputée en bon état de fonctionnement, on pourra, par comparaison, apprécier l'évolution de son état ou déceler l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement.

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 séparer en trois groupes :

- 1er groupe
 - 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 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.

- 2ème groupe
 - Position et fixation du capteur sur la machine.
 - Caractéristiques du capteur.
 - Pré-amplification et transmission du signal.
 - Performance de l'appareil analyseur.

Ces paramètres concernent les caractéristiques de la chaîne de mesure que l'on doit s'efforcer de rendre invariables d'une mesure à l'autre.

- 3ème groupe
 - Vitesse de rotation et puissance absorbée.
 - Etat des liaisons de la chaîne cinématique (alignement, balourd, engrenages, roulements, etc.).

II-3-2- Définitions :

La norme ISO 2041 « Vibrations et chocs - Vocabulaire (Août 1990) » définit la notion de vibration :

Variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence.

En fait, un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence.

II-3-3- Nature des vibrations [6]

Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillant autour d'une position moyenne d'équilibre. Ces mouvements oscillants caractéristiques de l'effort qui les génère, peuvent être, soit périodiques, soit apériodiques (transitoires ou aléatoires) selon qu'ils se répètent ou non, identiquement à eux-mêmes après une durée déterminée.

- Les vibrations périodiques :

Peuvent correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un diapason ou, plus généralement, à un mouvement complexe périodique que l'on peut décomposer en une somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à analyser. Les mouvements sinusoïdaux élémentaires sont appelés « composantes harmoniques » et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement étudié qui est appelée « fréquence fondamentale » ou fréquence de l'harmonique d'ordre 1.

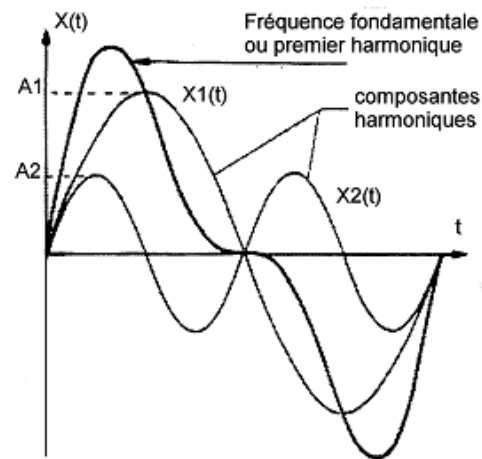


Fig. II.2

- Les vibrations transitoires (Comme par exemple la vibration provoquée par un marteau pilon) sont générées par des forces discontinues (chocs). Elles peuvent présenter ou non un aspect oscillatoire revenant à une position d'équilibre après amortissement. Lorsqu'il existe des oscillations, comme pour une structure qui vibre après un choc et pour laquelle le coefficient d'amortissement est faible, on dit qu'il y a un amortissement sub-critique, et le mouvement est pseudopériodique. Si l'amortissement est très important, la

structure revient à sa position d'équilibre sans oscillation, on dit alors que l'amortissement est sur-critique et le mouvement est apériodique.

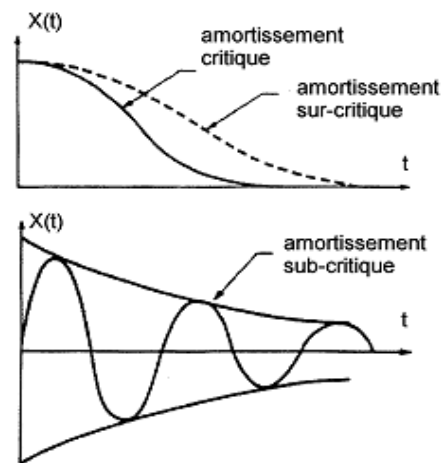


Fig. II.3

- Les vibrations aléatoires

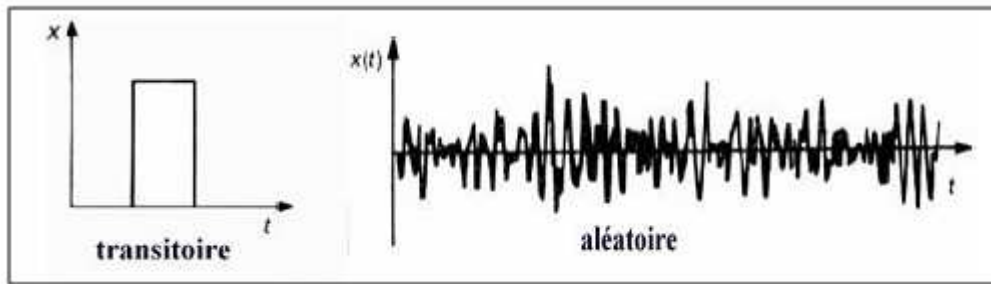


Fig. II.4

(Comme par exemple la vibration générée par le phénomène de cavitation sur une pompe). Elles sont caractérisées par un mouvement oscillant aléatoire qui ne se produit pas identiquement à lui-même comme les mouvements périodiques. Les vibrations aléatoires ne peuvent être représentées mathématiquement que par une série de relations de probabilités car il faudrait théoriquement un temps infini pour les analyser, mais on peut considérer que la fonction aléatoire est une fonction périodique dont la périodicité est égale à l'infini et que cette fonction est constituée d'une infinité de fonctions sinusoïdales dont la fréquence varie de façon continue.

Ces vibrations caractéristiques sont donc toutes identifiables et mesurables. La tendance à l'accroissement de leur intensité est représentative de l'évolution de l'effort qui les génère et révélatrice du défaut qui se développe.

II-3-4- Applications des vibrations [8]

Les vibrations sont mesurées à des fins très diverses. En général, toute vibration non contrôlée est un phénomène indésirable qui augmente le bruit ou cause des défaillances mécaniques prématurées.

Quatre grands domaines de mesure vibratoire peuvent être définis.

a. Analyse structurelle

Il s'agit d'une méthode expérimentale performante se basant sur les mesures des vibrations pour déterminer le comportement dynamique d'une structure, allant des petites pales de turbine aux grands ponts. En utilisant un capteur de force et un accéléromètre, le signal d'excitation et la réponse vibratoire de la structure sont mesurés simultanément à l'aide d'un analyseur bi-canal ou multivoie.

b. Test de vibration

Pour valider la tenue réelle d'un produit à l'environnement et donc sa conception, le test de vibration est pratiqué en soumettant une structure (une caisse automobile par exemple) à de hauts niveaux vibratoires avec un excitateur vibratoire. Le niveau de vibrations est maintenu constant dans des gammes de fréquence définies. Les informations sur la réponse fréquentielle de la structure sont obtenues.

c. Surveillance de l'état des machines et diagnostic des défauts

Dans sa forme la plus simple, une mesure du niveau global de vibration d'une machine est utilisée afin de signaler tout problème imminent. En effet, les forces internes d'une machine se caractérisent par des niveaux plus ou moins importants suivant son état (déséquilibre par exemple). Cependant, de plus amples informations sont souvent requises pour une détection fiable et précoce d'un grand nombre de défauts : Signatures fréquentielles de base et avancées. Cette technique (décrite plus loin) consiste en la mesure du spectre fréquentiel caractéristique des vibrations d'une machine en bon état, et de la surveillance de tout changement concernant les composantes spectrales. De tels changements sont le reflet d'une modification tant des éléments tournants que de la structure, et permettent le diagnostic de défauts.

d. Mesure des vibrations appliquées à l'homme

Ce domaine concerne la mesure des vibrations transmises à l'homme. Ces vibrations peuvent provenir, par exemple de véhicules ou d'outils à main portatifs. Les niveaux de vibrations mesurées sont ainsi modifiés pour satisfaire au confort humain et aux critères de santé stipulés dans les normes internationales (ISO 2631, UIC 513).

II-3-5- Grandeurs associés aux vibrations :

On désigne, sous ce vocable très général, toute grandeur pouvant avoir un effet sur une structure pour modifier son équilibre ou son comportement : force, tension, accélération, vitesse, pression acoustique, etc.

II-3-5-1- Signaux harmoniques :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde (Figure II-5). Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le balourd d'un rotor en mouvement.

Si l'on décrit mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons :

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$$

Avec :

X : Amplitude

ω : Vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ($2\pi f$)

φ : Phase du mouvement par rapport à une référence dans le temps.

AMPLITUDE

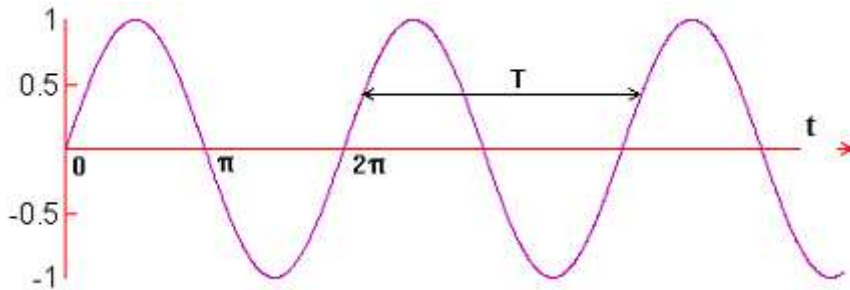


Fig. II.5

TEMPS

II-3-5-2-Notion d'amplitude :

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 (fig. II.6) 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 » ($A_{c-c} = 2A_c$).

– 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.

Avec [7]:

$$\text{Efficace} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad \text{Moyen} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad \text{Facteur Crête: } \frac{\text{crête}}{\text{RMS}}$$

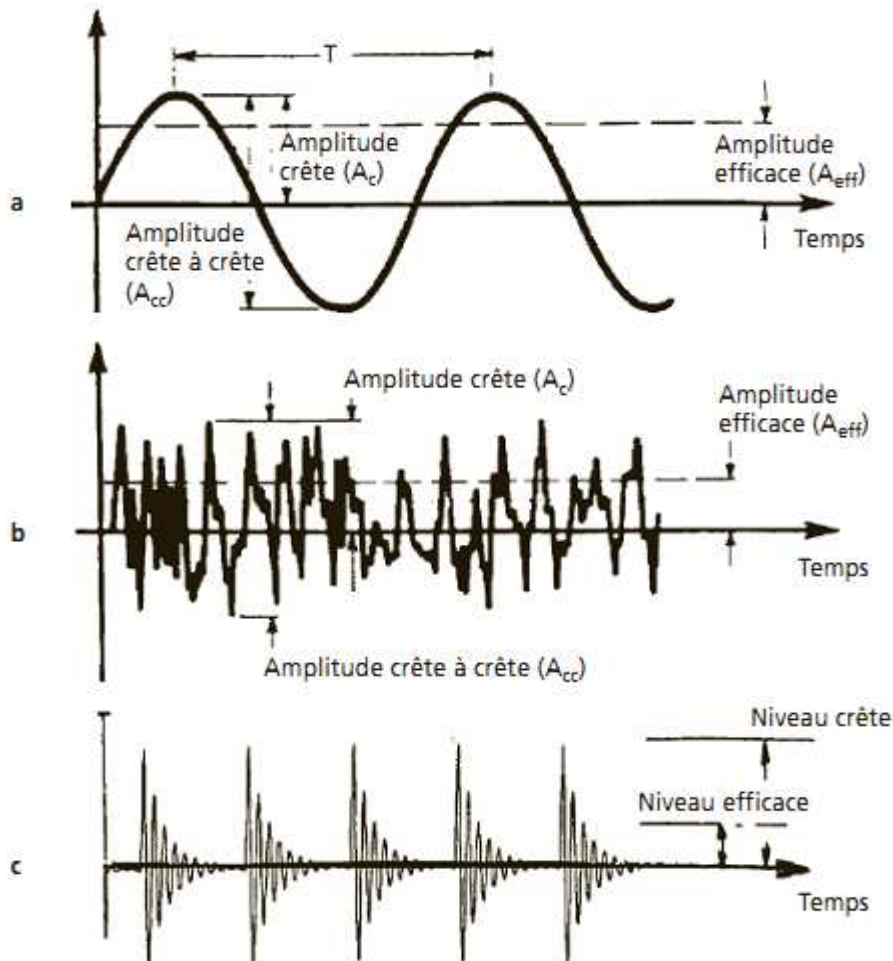


Fig. II.6

II-3-5-3- Grandeurs utilisées pour la mesure vibratoire :

Si nous prenons l'exemple du système mécanique simple, on constate (Fig. II.7) que le mouvement se traduit par :

- Un déplacement en μm .
- Une vitesse en mm/s
- Une accélération en mm/s^2 ou $[g] = 9,81\text{m/s}^2$.

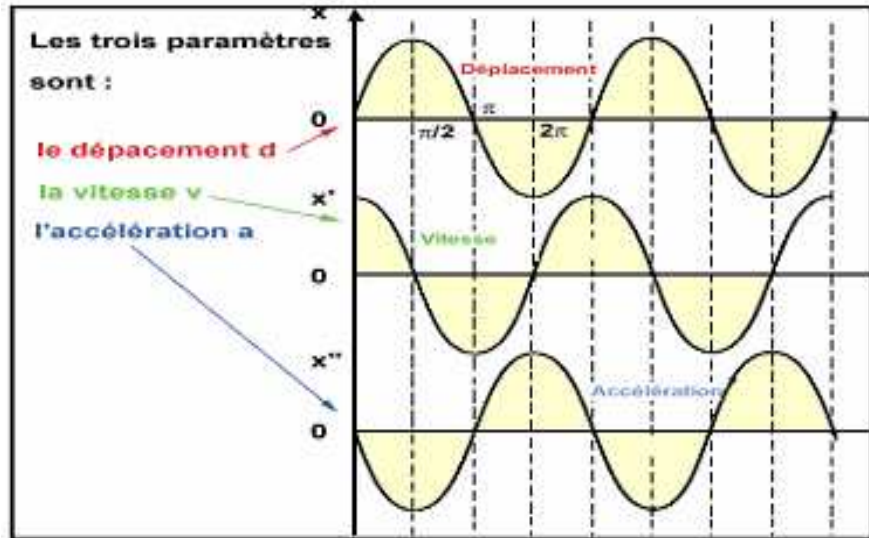


Fig. II.7

- Déplacements vibratoire $x(t)$:

On constate que le déplacement $s(t)$ est inversement proportionnel au carré de la fréquence, c'est-à-dire plus la fréquence augmente, plus le déplacement du mouvement vibratoire augmente, ce qui confirme que son utilisation est réservée pour des vibrations de très basse fréquence [$0 \text{ Hz} \leq f \leq 100 \text{ Hz}$]

- Vitesse vibratoire $v(t)$:

La vitesse d'un objet vibrant passe de zéro à une valeur maximale pendant chaque cycle de vibration. Elle est maximale lorsque l'objet passe par la position fixe qu'il occuperait en l'absence de vibration, en déplacement vers une position extrême, l'objet vibrant ralentit à mesure qu'il s'approche de sa position extrême, où il s'arrête, pour repartir ensuite dans le sens contraire vers la position fixe et l'autre position extrême. La vitesse s'exprime en mètres Par seconde (m/s). L'amplitude de la vitesse d'un vibration $v(t)$ est aussi inversement proportionnel à fréquence, c'est-à-dire plus la fréquence augmente plus la vitesse diminue, elle est généralement utilisée dans le cas des phénomène vibratoire à moyenne fréquence [$100 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$].

$$\text{Vitesse en (mm/s)} = 2\pi f X(\mu\text{m})/1000$$

- Accélération vibratoire $a(t)$:

L'accélération est une grandeur qui unique dans laquelle la mesure de la vitesse varie en fonction

du temps et elle s'exprime par conséquent en unités de vitesse (mètre par seconde) ou en mètre par seconde carrée (m/s^2). L'accélération passe de zéro à une valeur maximale pendant chaque cycle de vibration. Elle augmente à mesure que l'objet s'approche de la position fixe qu'il occuperait en l'absence de vibration. L'accélération $a(t)$ est la grandeur représentative des forces dynamiques qui ne dépend pas de la fréquence, c'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur une large bande de fréquence [$1000 \text{ Hz} \leq f \leq 10000 \text{ Hz}$].

$$\text{Accélération en } (m/s^2) = (2 \pi f)^2 X(\mu m)/(1000)^2$$

$$\text{Accélération en } (g) = (2 \pi f)^2 X(\mu m)/(1000)^2/9.81$$

- Critères de sélection des trois grandeurs [6]

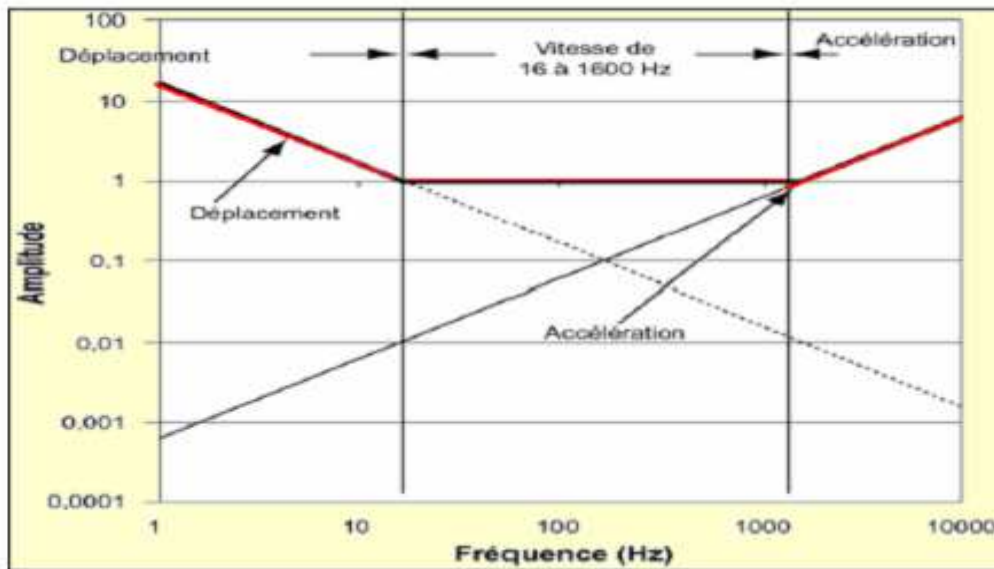


Fig. II.8

– 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 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...)

II-3-5-4- Notions de modulations :

Certains défauts peuvent se manifester par deux types de modulations.

a- Modulations d'amplitude :

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 (Fig. II.9)

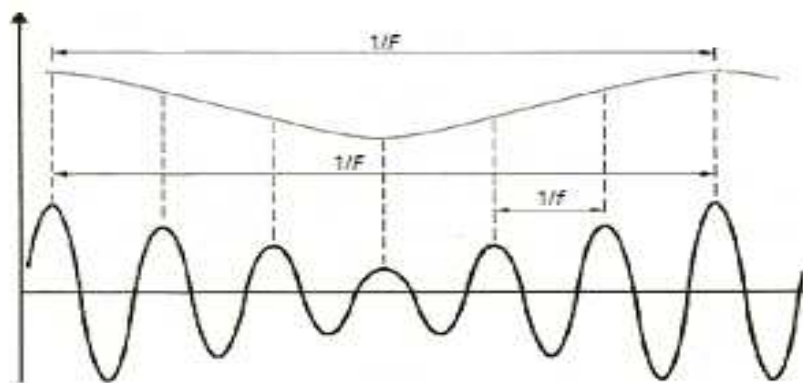


Fig. II.9

Modulation d'amplitude = variation périodique des forces dynamiques

b- 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 (Fig. II.10)

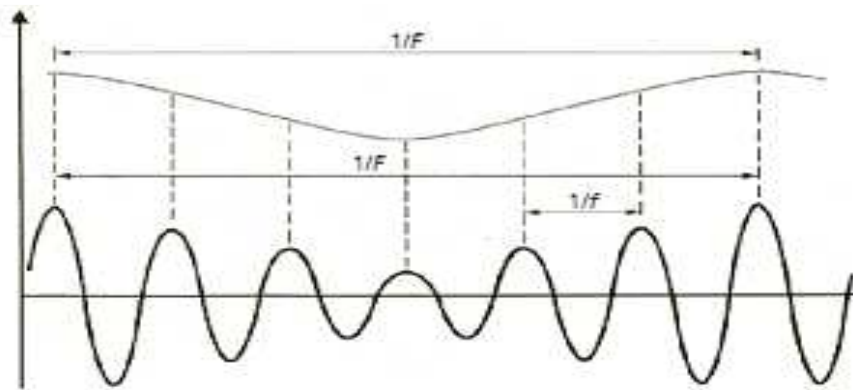


Fig. II.10

Modulation de fréquence = micro-variation périodique de la vitesse de rotation.

II-3-5-5- 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.

II-3-6- Représentation d'un signal vibratoire :

II-3-6-1- Représentation temporelle :

Le signal vibratoire délivré par un capteur peut être représenté de différentes façons. La première qui vient à l'esprit est la représentation de chaque événement en fonction de sa progression dans le temps.

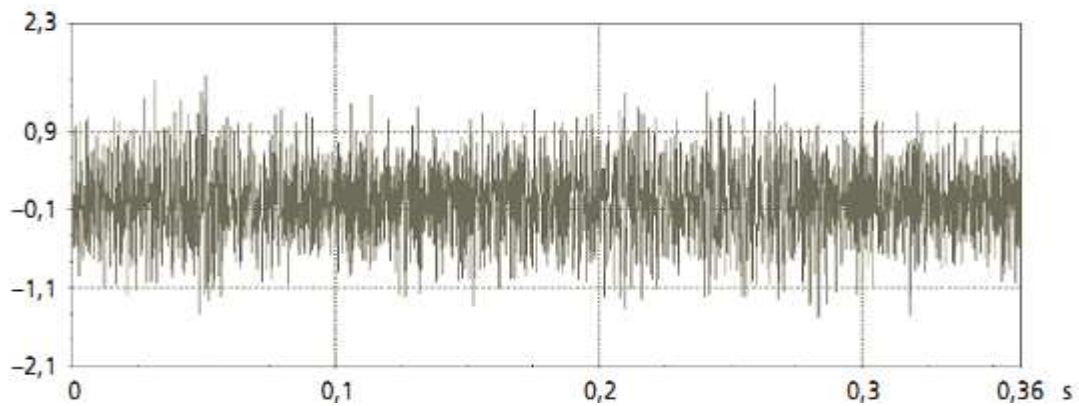


Fig. II.11

Pour qu'il puisse être plus facilement interprété, le signal doit donc généralement être décomposé en différentes composantes sinusoïdales élémentaires. Si cette décomposition est théoriquement possible par filtrages successifs, sa représentation dans le domaine temporel deviendrait vite trop foisonnante et donc inexploitable.

II-3-6-2- Représentation fréquentielle (représentation spectrale)

Faute de pouvoir représenter le signal vibratoire en fonction du temps sous une forme facilement exploitable, on a recherché à le représenter dans un diagramme amplitudes/fréquences appelé spectre (parce qu'intemporel). Avec ce type de représentation, chacune des composantes sinusoïdales élémentaires constituant le signal est parfaitement défini par son amplitude et sa fréquence.

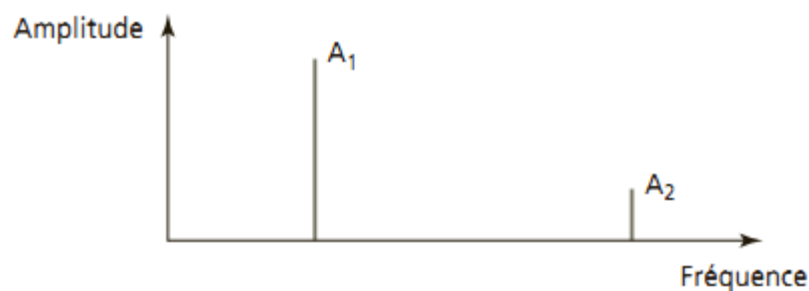


Fig. II.12

L'analyse spectrale permet de décomposer un signal complexe en composantes sinusoïdales caractérisées par leur amplitude et leur fréquence.

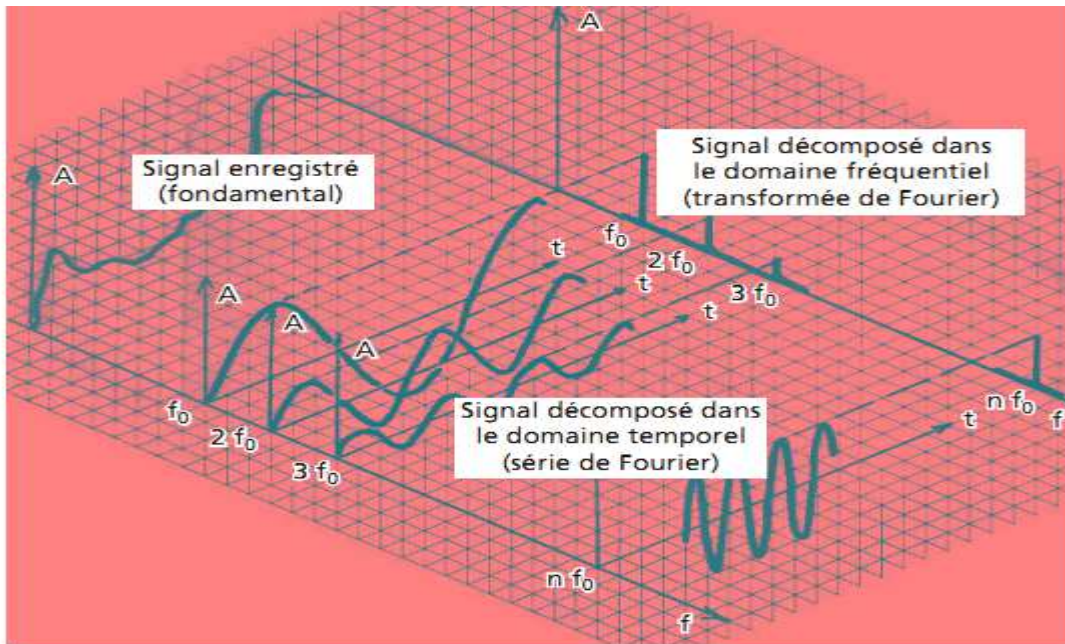


Fig. II.13

II-3-7- Les différentes stratégies de surveillance [6]

Initialement destinée à permettre l'arrêt d'une machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes, la surveillance vibratoire des machines est maintenant devenue le pilier d'une nouvelle stratégie de maintenance : la maintenance préventive conditionnelle, qui s'appuie sur l'évolution d'indicateurs objectifs représentatifs de l'état réel de chaque machine et non sur les durées de vie statistiques des différents organes la constituant.

II-3-7-1- La surveillance par suivi d'indicateurs sélectionnés

Ces indicateurs représentent le plus souvent l'amplitude efficace (et parfois l'amplitude crête) du signal vibratoire (accélération, vitesse ou déplacement), mesurée toutes fréquences confondues, dans une plage très étendue.

L'indicateur vibratoire NGV- niveau global vitesse [10-1000 Hz] est un des indicateurs de surveillance le plus utilisé.

II-3-7-2- Surveillance par suivi d'indicateurs scalaires « bandes étroites » dite par « bandes de fréquences »

Pour minimiser les dangers que présentent les effets de masque inhérents à la surveillance par indicateurs scalaires « larges bandes », de nombreux produits offrent la possibilité de mesurer ou de calculer ces indicateurs scalaires dans plusieurs bandes de fréquences définies par l'utilisateur, d'en suivre l'évolution et d'associer à chacun d'eux des seuils.

II-3-7-3- Suivi d'évolution d'images spectrales par comparaison avec un gabarit

Cette technique de dépistage consiste à comparer le spectre vibratoire issu de chaque mesure avec le spectre de référence de la machine surveillée, obtenu dans des conditions identiques, à un moment où l'état de l'installation a pu être considéré comme satisfaisant. Bien souvent, ce spectre de référence ou signature est remplacé par un gabarit ou un masque de référence fixant les limites acceptables dans la dérive des fréquences (dus généralement à une légère variation de la vitesse de rotation) et dans l'accroissement des amplitudes.

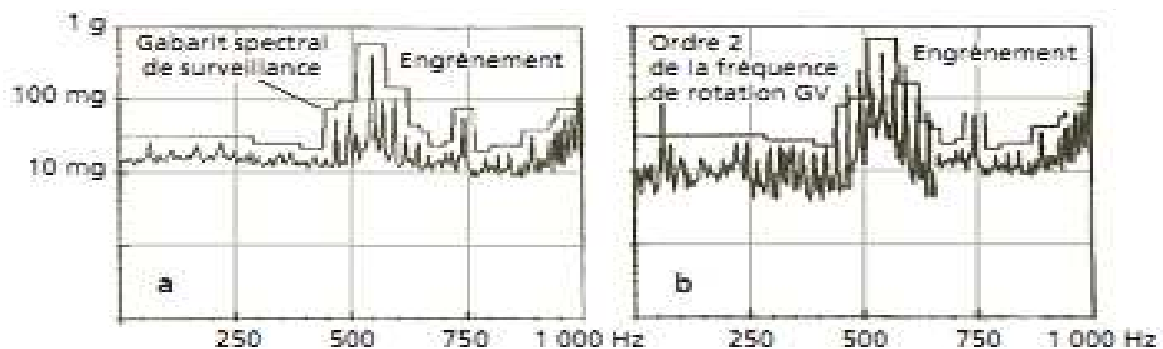


Fig. II.14

II-3-7-4- Indicateurs dédiés à la surveillance des défauts induisant des forces impulsives (« Indicateurs de défauts de roulements »)

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques Comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsives telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des Valeurs crêtes du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer :

a- Le facteur de crête :

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

$$\text{Facteur crête} = \frac{\text{valeur crête}}{\text{valeur efficace}}$$

b- Le KURTOSIS :

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 :

$$Kurtosis = \frac{M_4}{M_2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2}$$

Où M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} : est la valeur moyenne des amplitudes, N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement.

II-3-8- Les différents outils de diagnostic [9]

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. 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.

On notera entre autres les outils classiques :

II-3-8-1- Le spectre

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.

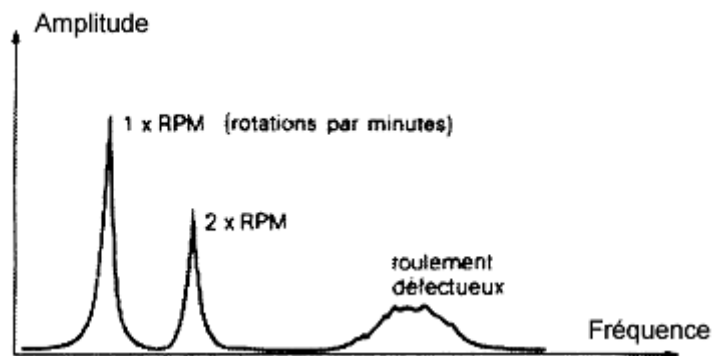


Fig. II.15

II-3-8-2- 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...). Le zoom FFT, ou « vrai zoom » 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.

II-3-8-3- 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.

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log \left| TF[s(t)] \right|^2$$

II-4- Image vibratoire des principaux défauts d'engrenage et d'engrènement [6]

II-4-1- Signature d'un engrènement sain

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} ($f_{eng} = z_1 f_1 = z_2 f_2$) et à ses harmoniques. L'amplitude de la composante fondamentale d'engrènement dépend de la portée et croît avec le couple à transmettre (figure II-18)

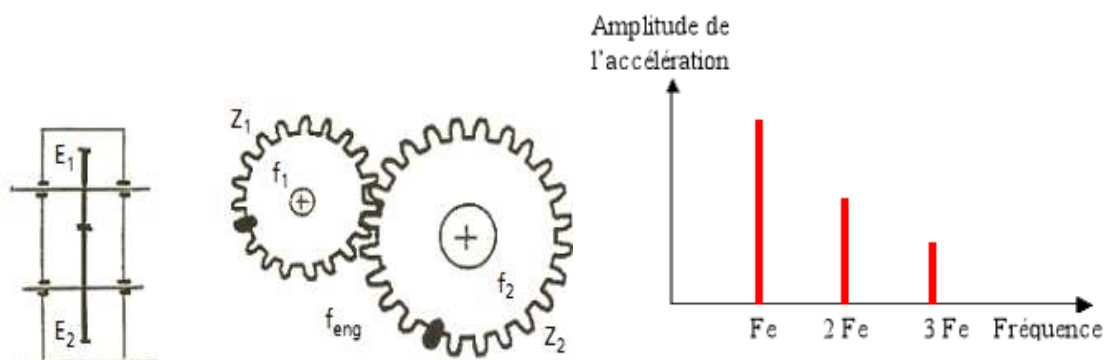


Fig. II.16

II-4-2- Signature d'un engrenage présentant une détérioration

a- 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 de la roue 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 (figure II-19)

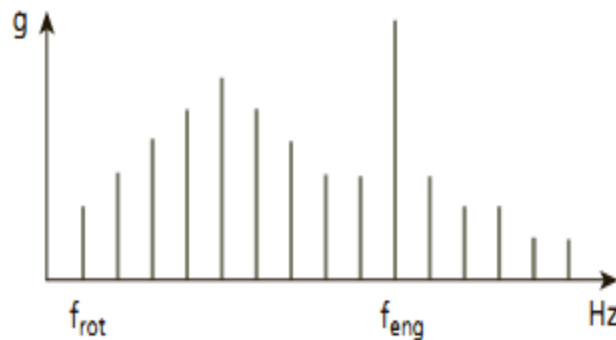


Fig. II.17

b- 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 II.20)

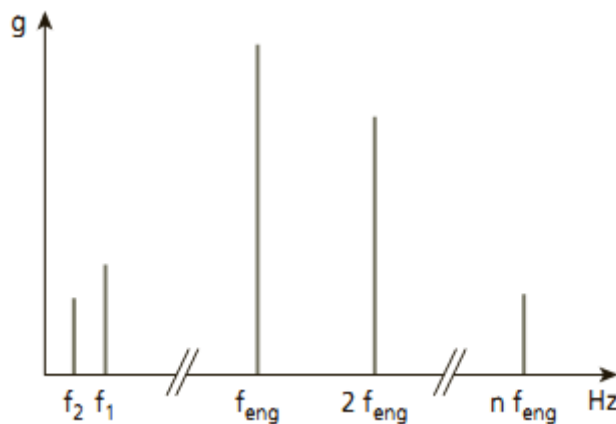


Fig. II.18

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.

c- 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.

Ce défaut se rencontre fréquemment pour des transmissions par engrenages coniques.

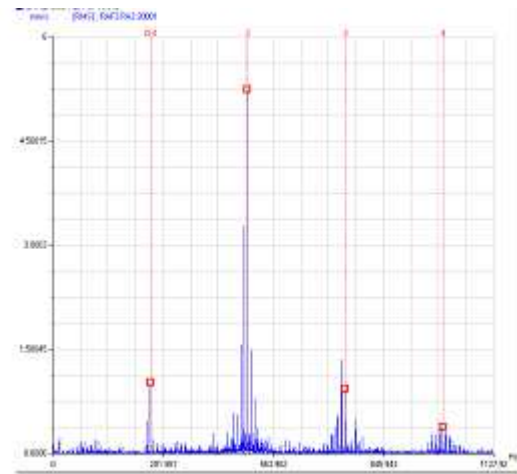
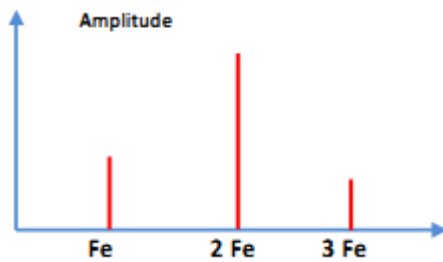


Fig. II.19

d- Jeu inter-denture trop élevé [6]

Un jeu inter-denture 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.

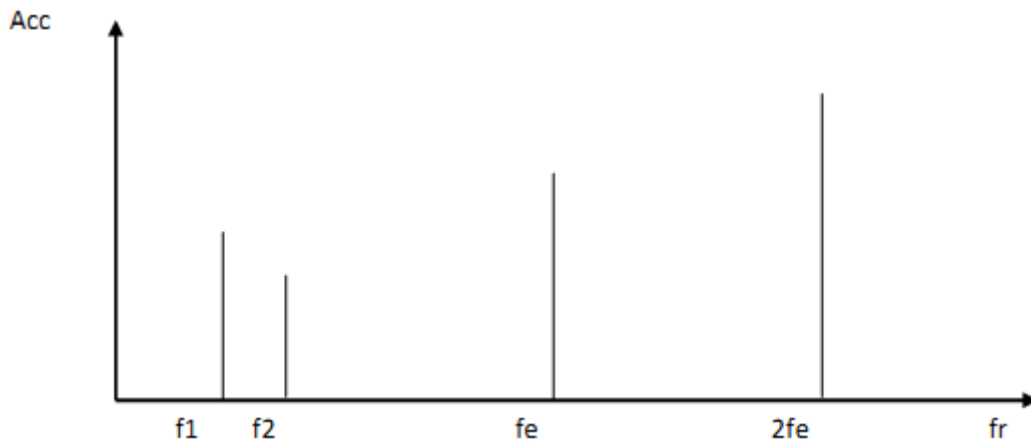


Fig. II.20

e- 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.

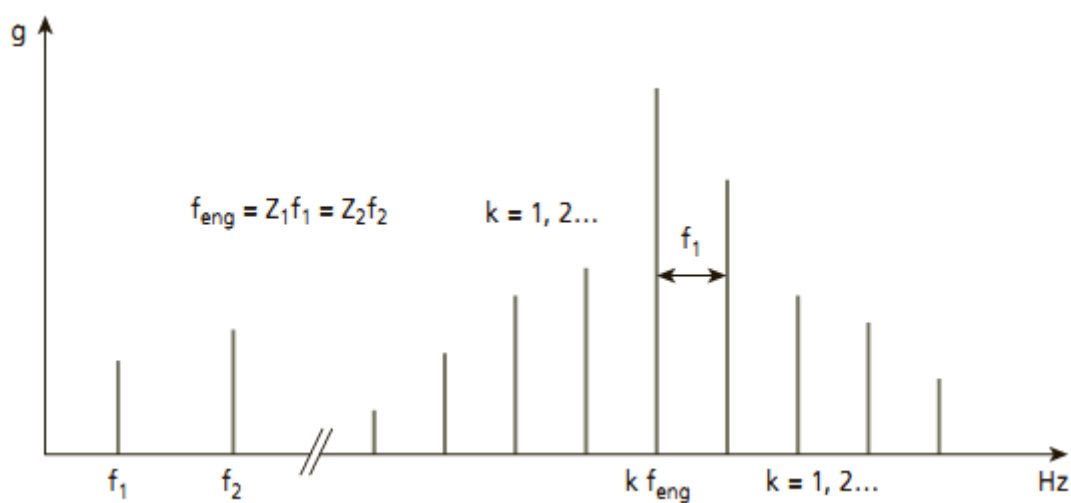


Fig. II.21

Origine :

Défaut de portée de denture :

- Excentricité de denture,
- Faux rond,
- défaut de parallélisme (d'orthogonalité)
- déformation d'arbre, ...

Fluctuation de couple :

- irrégularité du pas de denture,
- usure de clavette, ...

Dans le domaine spectral, tout phénomène de modulation, qu'il s'agisse d'une modulation d'amplitude ou de fréquence, se caractérise par la présence d'une ou de plusieurs familles de bandes latérales dont les espacements correspondent aux fréquences de modulation induites par le ou les différents défauts affectant l'engrènement. Les fréquences de modulation correspondent le plus fréquemment aux fréquences de rotation des arbres portant le pignon ou son conjugué bien que, rappelons-le, elles peuvent aussi correspondre aux fréquences typologiques d'un certain nombre de défauts pouvant affecter d'autres organes constitutifs de l'installation.

II-5- Conclusion

Les vibrations sont le résultat de forces dynamiques à l'intérieur des machines qui comprennent des éléments roulants et à l'intérieur des structures qui sont connectées à la machine. Les différents éléments vibreront à des fréquences et des amplitudes différentes, les vibrations créent de la fatigue et de l'usure et elles sont souvent à l'origine de la rupture de la machine.

Le bon choix de l'indicateur de vibration joue un rôle très important pour réaliser un diagnostic et par conséquent la détection de n'importe quel défaut d'engrenage. Toutes ces théories ont une importance capitale dans le domaine de l'analyse vibratoire et le diagnostic des défauts :

- Etablir une analyse de maintenance conditionnelle ;
- Voir les modes de vibration ;
- Surveillance et diagnostiqué le défaut à l'aide des moyennes de détection de défaut.
- Voir les seuils d'alarme d'après les normes de vibration, et les différents défauts de vibration de machine tournante.

Chapitre III

Etude expérimentale

III.1. Introduction

Sur les machines tournantes à engrenages, les défauts sont dus principalement au frottement, à l'instabilité du film d'huile et au martellement successif des dents. Il est essentiel de maîtriser leur diagnostic vibratoire spécifique pour réaliser une maintenance préventive complète.

L'interprétation d'un spectre consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes les plus énergétiques. Sa lecture nécessite donc le maximum de renseignement concernant les conditions de fonctionnement du système : nombre de dents des engrenages, vitesse de fonctionnement...

Cette étude a été réalisée au niveau de l'école préparatoire aux sciences et techniques, le dispositif, objet de notre étude est constitué d'un train d'engrenages entraîné par le mandrin d'un tour universel, installé au niveau de l'atelier de machines outils.

III.2. Description du banc d'essai

Pour réaliser nos essais, nous avons conçu un dispositif expérimental simulant un étage de réducteur ou d'un multiplicateur de vitesse.

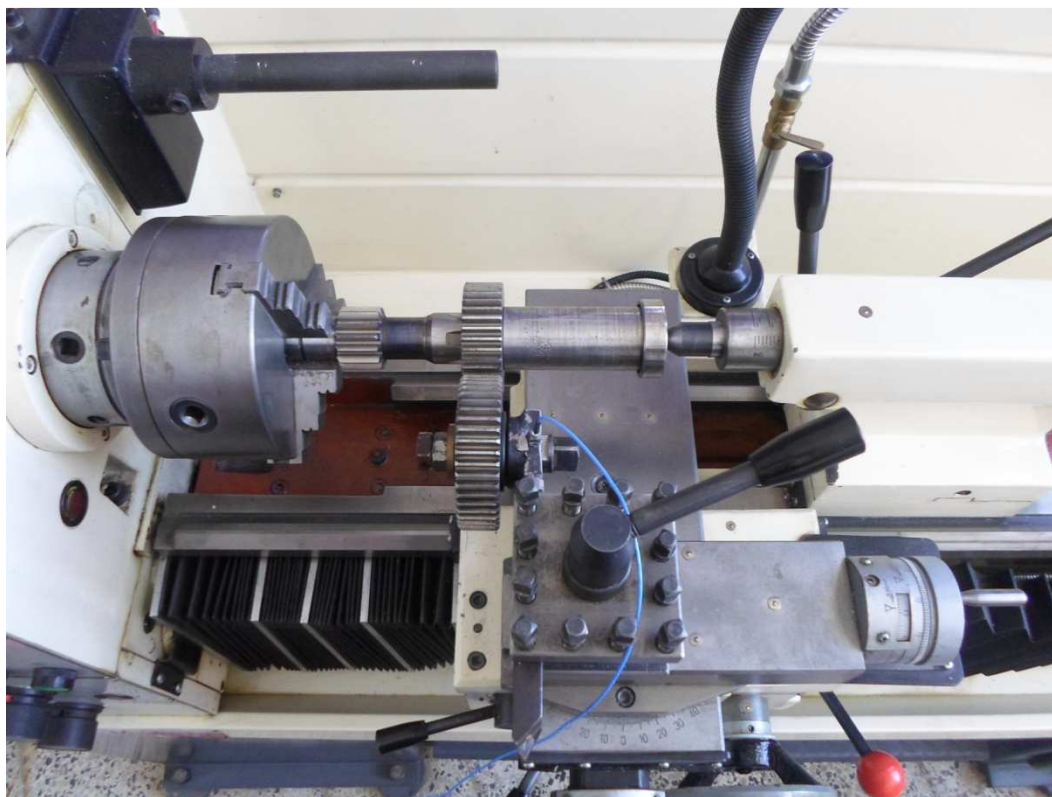


Fig.III.1

Le système étudié, représenté sur la figure (III.1), est un banc d'essai constitué d'un réducteur comportant un pignon de 35 dents et une roue de 42 dents sur ce système d'engrenage on a appliqué trois série de tests avec différentes vitesses de rotation ou les mesures de vibration sont relevées dans les trois axes : verticale et horizontale et axiale

III.2.1. Spécifications générales du banc d'essai

Le dispositif est entraîné en rotation par la broche d'un tour universel qui nous offre une large gamme de vitesses (70 à 2.000 RPM). Le tour est équipé d'un moteur à courant alternatif triphasé de 5Kw, 50 Hz.

Les roues dentées démontables facilement. Le banc d'essai offre la possibilité de faire varier le délignage par rotation du porte-outil.

Lubrification: l'alimentation en huile est assurée par barbotage.

Dimension : 100mm×160 mm × 250mm.

Poids : ~10kg

Roues dentées : un jeu de six (6) roues dentées en acier

Sécurité : règles de protection à respecter.

III.2.2 Caractéristiques du banc

- Modulaire, robuste et simple d'utilisation.
- Réaliser des mesures multi plans
- Etudier des spectres vibratoires des principaux défauts et consigner leur signature.
- Modification des fréquences de rotation de l'arbre moteur.
- Etudier les signatures des différents défauts vibratoires des engrenages.
- Méthode simple pour créer des défauts précis selon les besoins.
- Fixation simple des sondes de proximité à courant de Foucault.
- Système de création du couple résistant réglable.
- Huile Naftal SAE-90

Il est composé d'un bras ajustable sur lequel viennent s'adapter les différentes roues dentées selon qu'il est utilisé comme réducteur ou multiplicateur de vitesse.

Ce bras porte pignon ou roue est monté sur le porte outil du tour universel.



Fig. III.2 Bras porte-pignon

D'un arbre qui reçoit la roue ou le pignon, selon que l'on utilise le système comme multiplicateur ou réducteur de vitesse.



Fig. III.3

La liaison entre l'arbre menant et la roue, l'axe et le pignon mené est assuré par des cannelures. Nous avons opté pour cette solution dans le souci de palier à tous les risques de balourd causé éventuellement par une rainure de clavette qui nécessitera une opération d'équilibrage très onéreuse. Une noix cannelée, servira de palier lisse sur l'axe du bras porte-pignon.



Fig. III.4 Roue à moyeu cannelé et noix cannelée

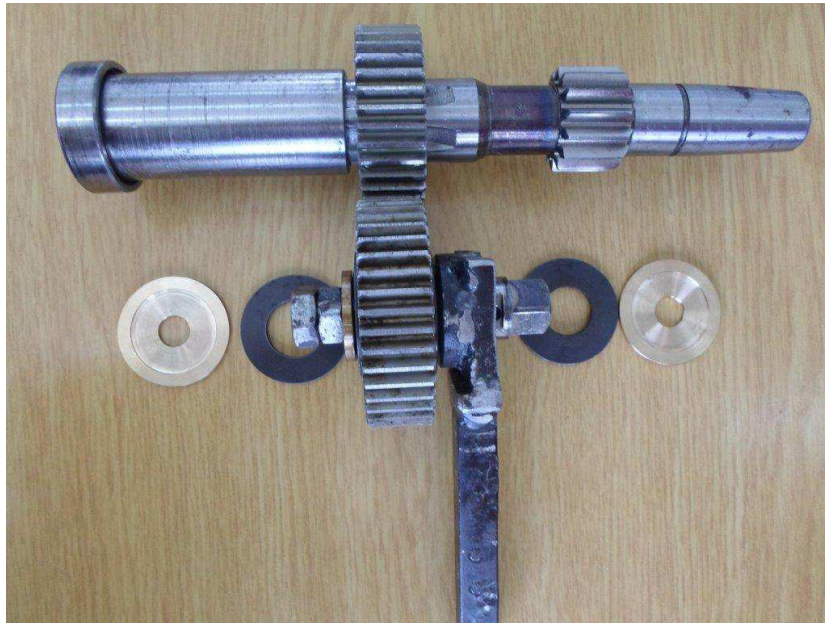


Fig. III.5

LUBRIFIANT UTILISE : huile SAE 90

Ce banc d'essai permet:

D'apprendre les effets d'une instabilité d'un engrenage.

De reconnaître la signature des défauts.

De développer des techniques de reconnaissances de ces défauts.

D'établir une fiche technique de suivi mentionnant les défauts et leur signature.

III.3. Méthodologie des expériences

- Essai sans lubrification avec quatre vitesses différentes.
- Essai avec lubrification avec l'huile SAE 90.
- Essai avec un défaut de désalignement.

Tracé des courbes et interprétations des résultats.

Conclusion et recommandations.

III.4. Instruments de mesure utilisés

L'installation de mesure des signaux vibratoires utilisés appartient au Laboratoire de mécanique industriel du Département de génie Mécanique, Université Badji Mokhtar Annaba et se compose des équipements de mesure suivants :

1. Un accéléromètre piézoélectrique tridimensionnel en céramique type : type : ICP® accel BCP 333B30, permettant une minimisation du câblage.
3. Un châssis model : NI cDAQ-9174 de National Instruments, à 4 emplacements destiné aux systèmes de test de mesures de signaux mixtes compacts et portables.



Fig. III.6



Fig. III.8

2. Un accéléromètre piézoélectrique unidimensionnel en quartz type : ICP® accel BCP 320C33, monté dans le sens de l'axe vertical pour confirmation de la mesure.
4. Un module d'acquisition dynamique de signaux 4 voies type : NI 9234, pour effectuer des mesures de fréquence audio haute précision à partir de capteurs électroniques piézo-électriques intégrés (IEPE).



Fig. III.7



Fig. III.9

5. Un marteau pour la mesure de la résonance du banc.



Fig. III.10

6. Le logiciel d'acquisition : LabVIEW avec le Tool kit sound and vibration de National Instruments.

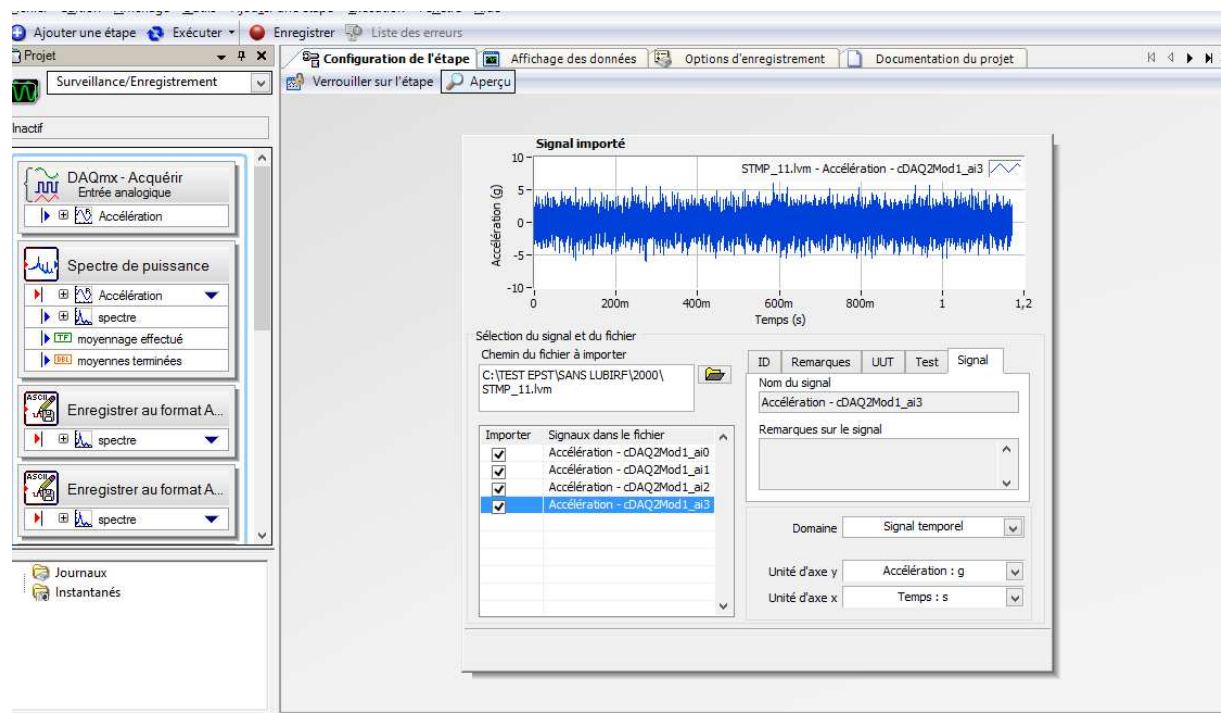


Fig. III.11

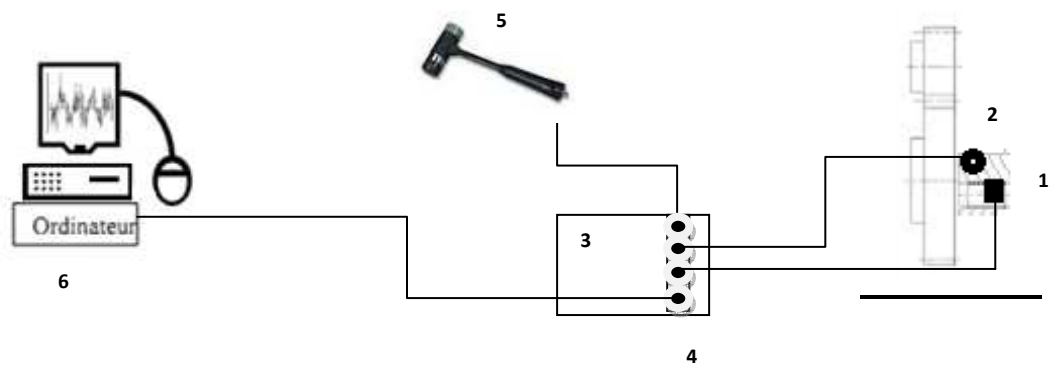


Fig III.12 Schématisation de la chaîne de mesure

Paramétrage :

Fréquence d'échantillonnage : 20000 hz

Temps d'acquisition : 1,5 à 3 s

Filtre sans repliement

III.5. Résultats d'essais**III.5.1 Mesures scalaires****III.5.1.1 Relevés**

Le traitement des mesures a été réalisé avec le logiciel MATLAB pour l'acquisition des signaux et spectres et Excel pour le calcul de RMS.

Les résultats de mesures des Peak et RMS selon les conditions d'essais sont mentionnés dans les tableaux qui suivent :

- Sec (Sans lubrification)

vitesse	Peak		RMS	
	Peak Axe H	Peak Axe V	RMS Axe H	RMS Axe V
190	1,82	3,75	0,6	0,99
460	1,83	3,87	0,68	1,05
755	2,6	6,4	0,98	1,58
1255	3,43	6,5	1,1	1,6
2000	12,18	17,27	1,9	2,56

Tab III.1

- Lubrifié

vitesse	Peak		RMS	
	Peak Axe H	Peak Axe V	RMS Axe H	RMS Axe V
190	0,35	0,91	0,025	0,047
460	1,59	3,14	0,44	0,99
755	2,27	5,62	0,76	1,22
1255	4,67	7,03	0,75	1,6
2000	5,45	10,6	0,8	1,87

Tab III.2

-Lubrifié avec désalignement de 1°

vitesse	Peak		RMS	
	Peak Axe H	Peak Axe V	RMS Axe H	RMS Axe V
190	0,28	0,84	0,13	0,2
460	1,14	2,5	0,36	0,75
755	1,42	2,84	0,58	0,8
1255	1,83	3,75	0,56	0,71
2000	2,68	6,52	0,77	1,12

Tab III.3

Courbes de tendances

1^{er} cas – A sec

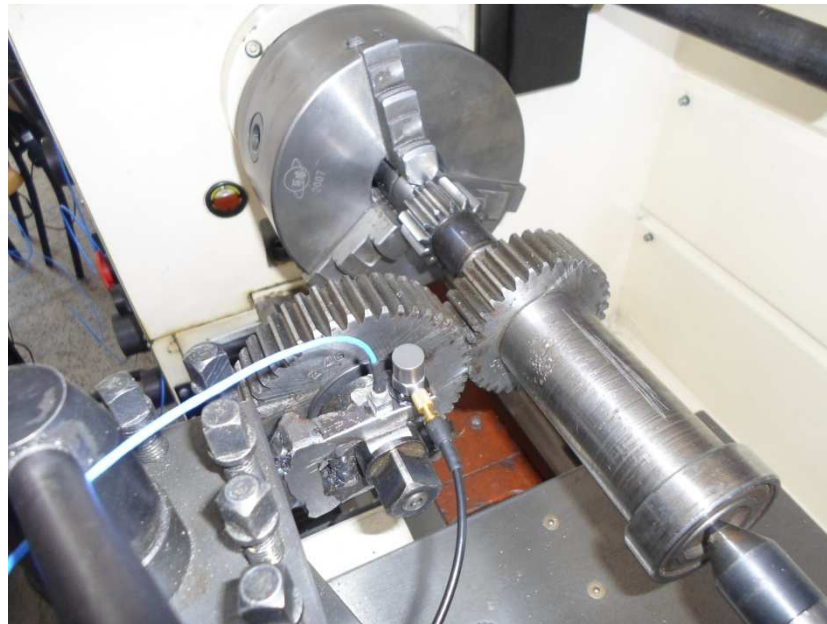


Fig.III.13

Sans lubrification

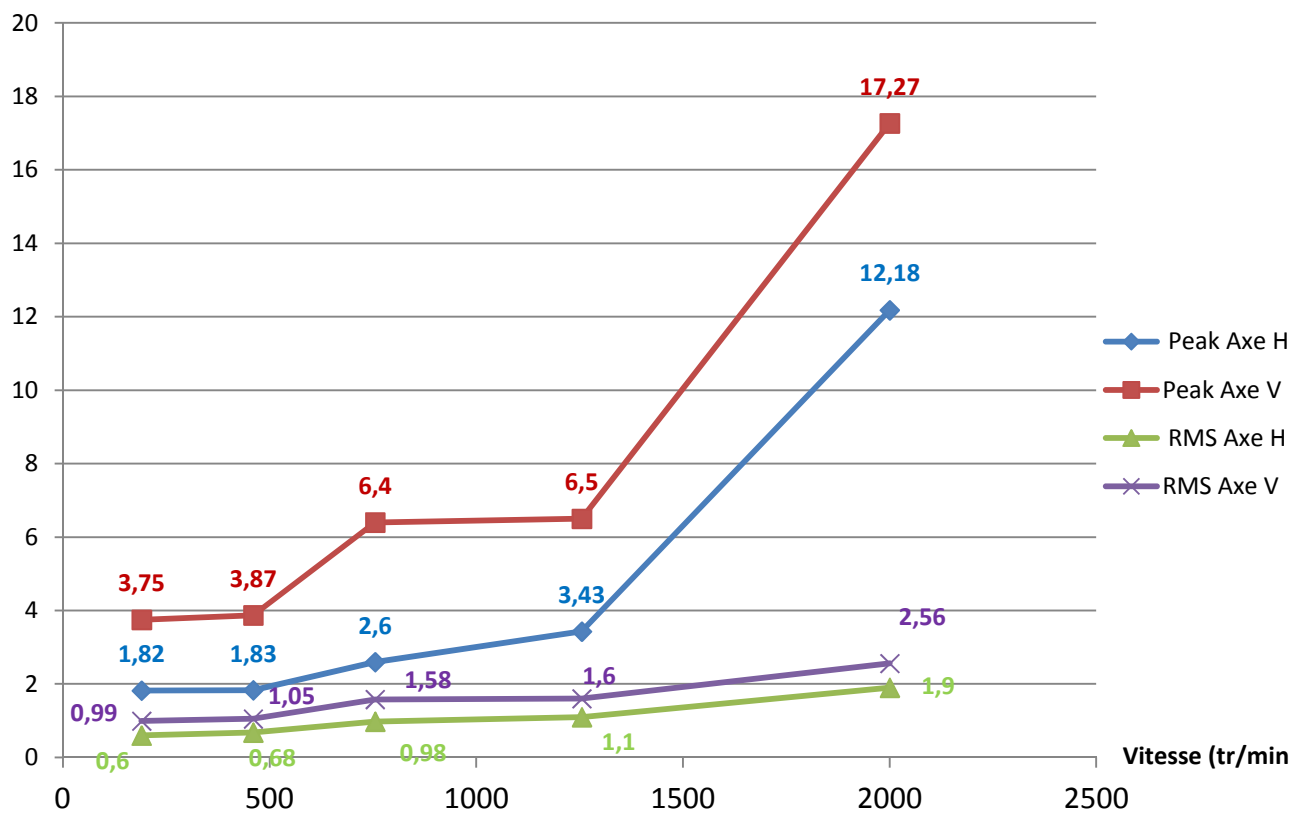


Fig. III.14

Dans la première courbe de tendance on a fait un essai sans lubrification. On a constaté qu'à chaque fois ou on augmente la vitesse les vibrations augmentent avec des valeurs plus importantes suivant l'axe verticale que sur l'axe horizontal.

2^{ème} cas - Avec lubrification

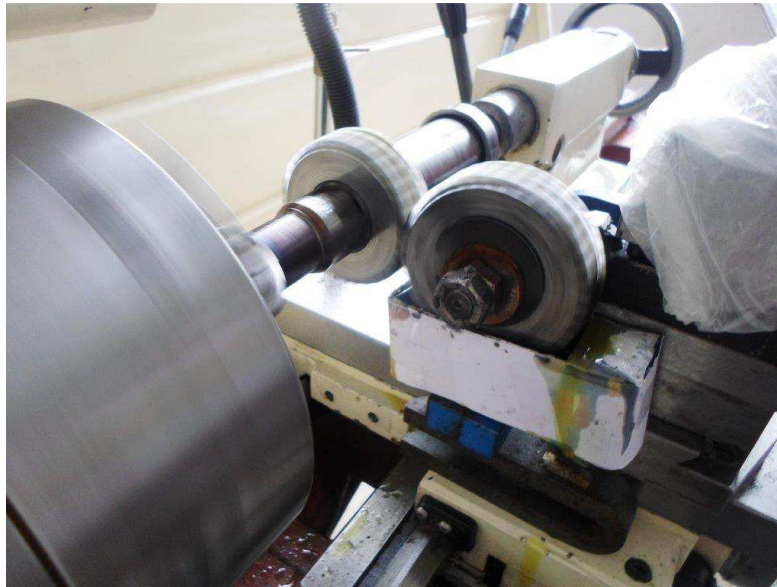


Fig. III.15

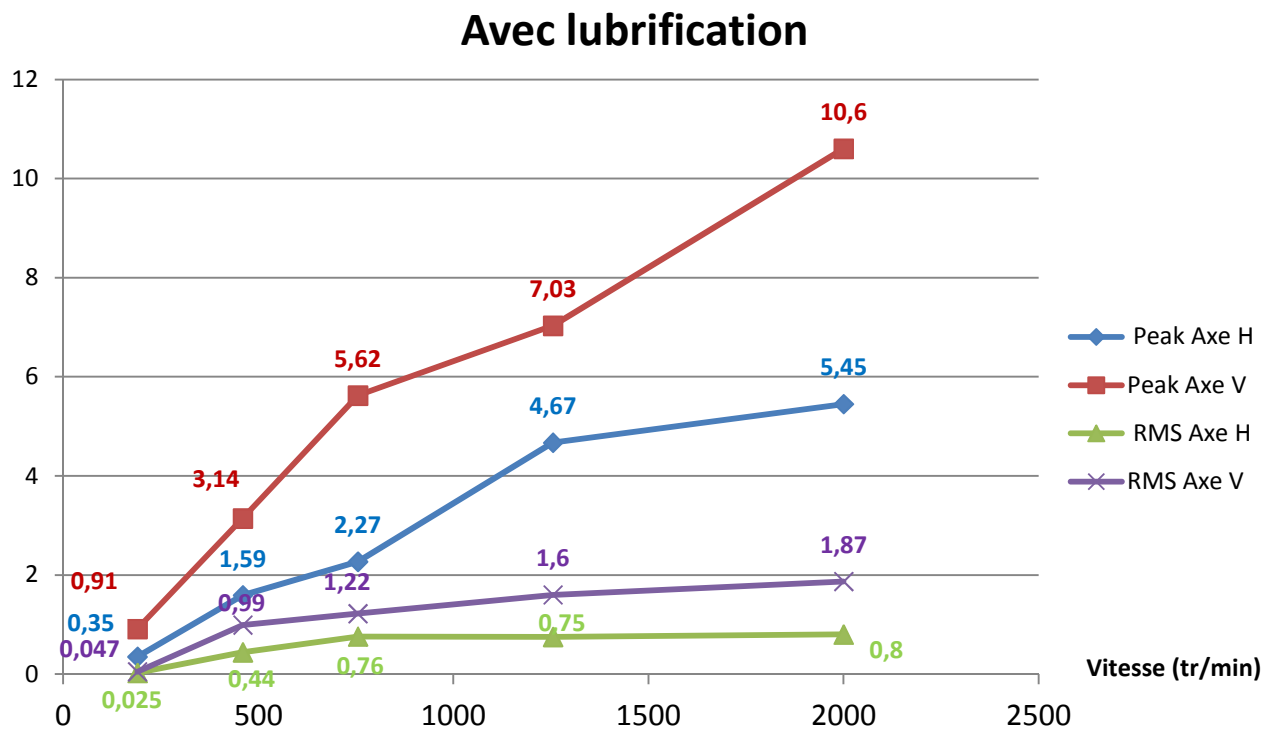


Fig. III.16

Dans la deuxième courbe de tendance montrant les résultats d'essais avec lubrification huile (SAE90). On a constaté les mêmes remarques par rapport à la première courbe mais avec atténuation des vibrations. Les sources d'excitation proviennent principalement de l'impact entre les dents des deux roues lorsqu'elles engrènent et de la variation de la rigidité de la denture due au déplacement du point de tangence entre les profils des deux dents, l'huile est la cause de cette atténuation.

3^{ème} cas – avec désalignement



Fig. III.17

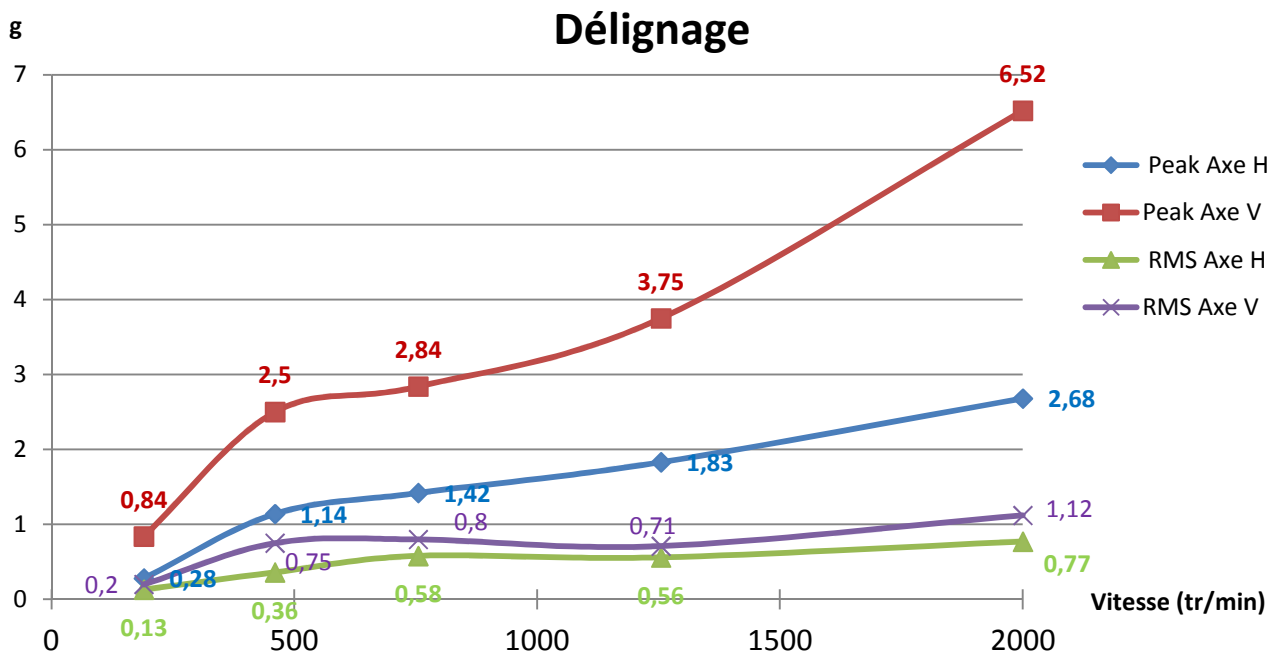


Fig. III.18

Cette courbe montre une vibration acceptable mais ne permet pas de déceler l'existence du défaut de désalignement.

Ceci dit, on remarque que l'augmentation des amplitudes de vibrations est quasi-proportionnelle à la vitesse de rotation, mais l'analyse spectrale nous permettra de mieux

déterminer la vitesse à laquelle il n'y aurait pas un phénomène de résonance entre le banc d'essai et la machine pouvant affecter les résultats d'analyse.

Les résultats expérimentaux obtenus en suivant les conditions d'expérimentation citées au chapitre III se présentent comme suit.

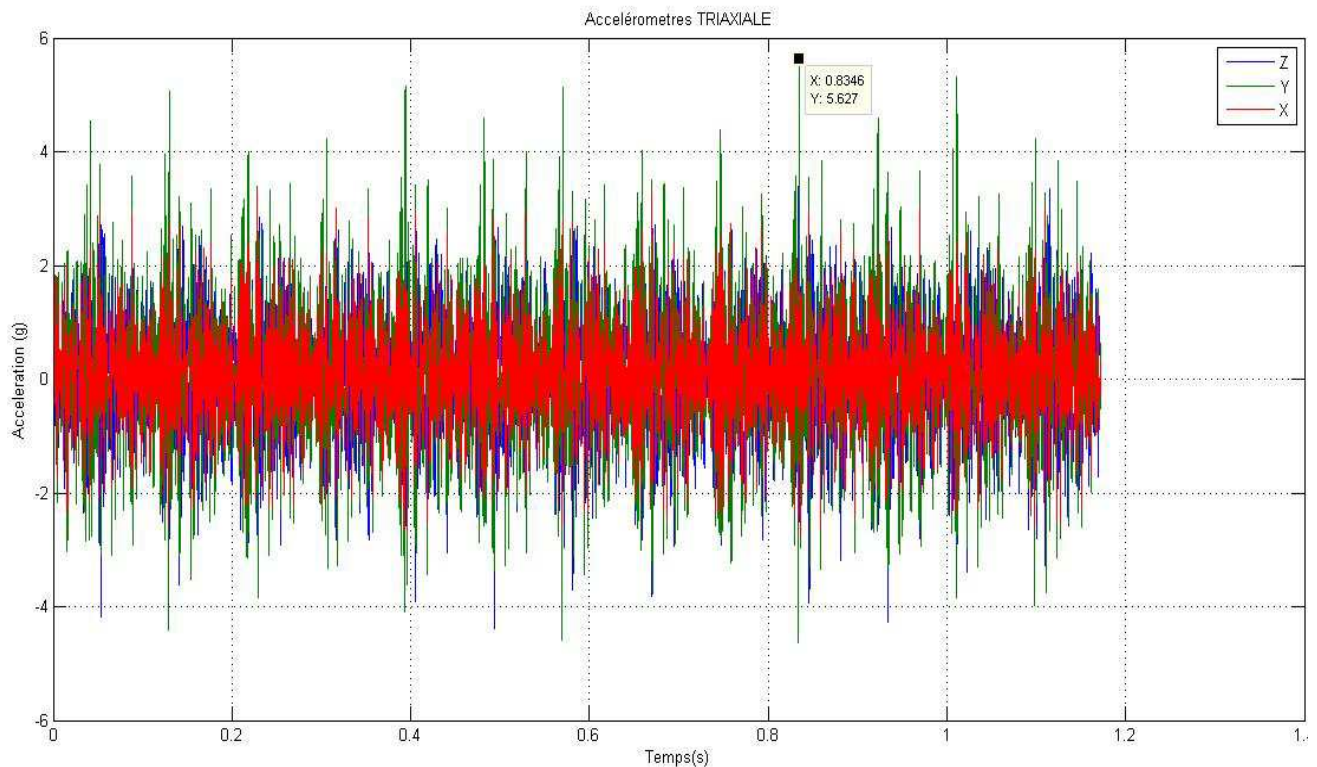
III.5.2 Analyse des signaux temporels

Les tests sont effectués pour les 03 cas choisis pour mener l'essai à différentes vitesses, comme décrit précédemment.

Les signaux bruts, directement mesurés à partir des accéléromètres, ne permettent pas de conclure directement sur la présence ou non des défauts. Les deux critères utilisés sont le Peak et le RMS (Chapitre II). Ces critères permettent de faire ressortir les amplitudes élevées, générées par le défaut, tout en négligeant les événements isolés causés par le bruit.

Les résultats sont présentés sous forme de graphes montrant l'amplitude du signal en fonction du temps et ce à différentes fréquences.

Nb : la figure qui suit montre le signal enregistré sur les trois axes et on voit clairement la prédominance de la vibration suivant l'axe Y (vertical).



Signal temporel tridimensionnel à 460 tr/min avec lubrification

- la suite représente les signaux enregistrés suivant l'axe horizontal.

1^{er} cas : Sans lubrification

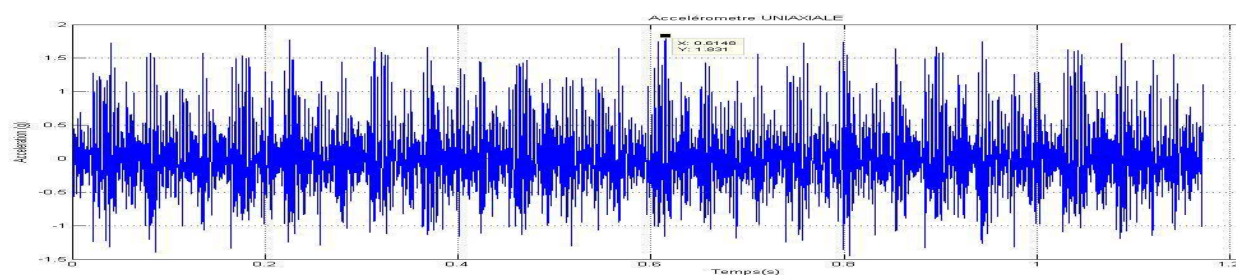


Fig. III.19 à 190 tr/min

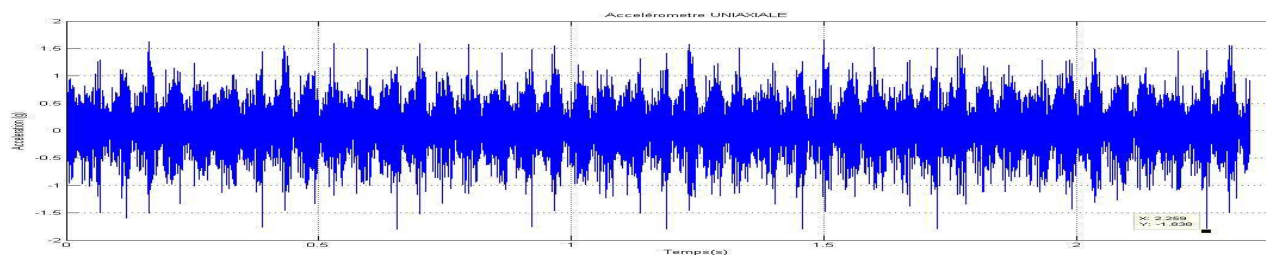


Fig. III.20 à 460 tr/min

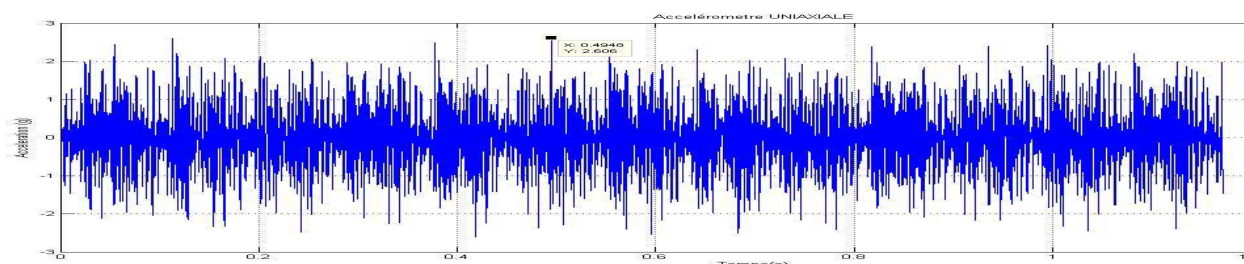


Fig. III.21 à 755 tr/min

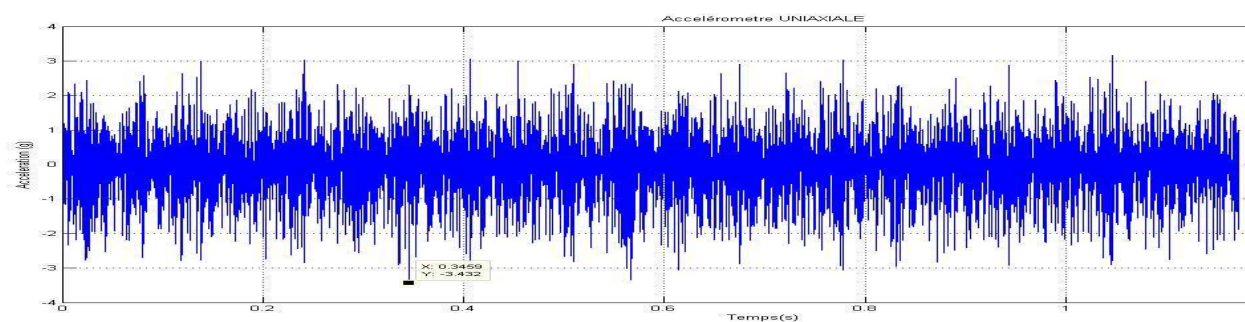


Fig. III.22 à 1255 tr/min

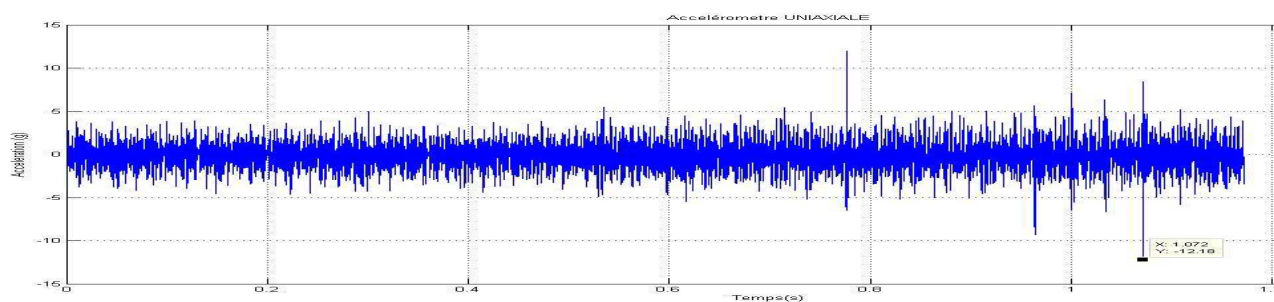


Fig. III.23 à 2000 tr/min

- 2^{ème} cas : avec lubrification

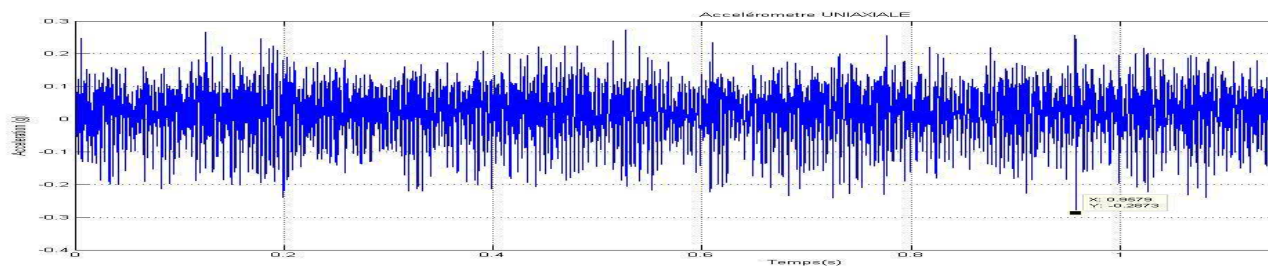


Fig. III.24 à 190 tr/min

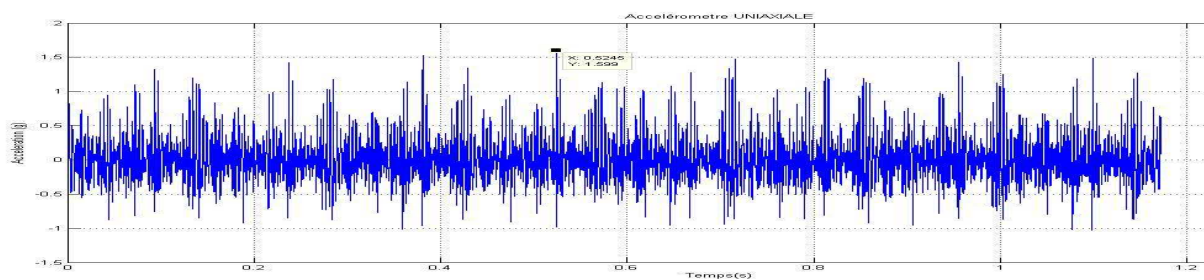


Fig III.25 à 460 tr/min

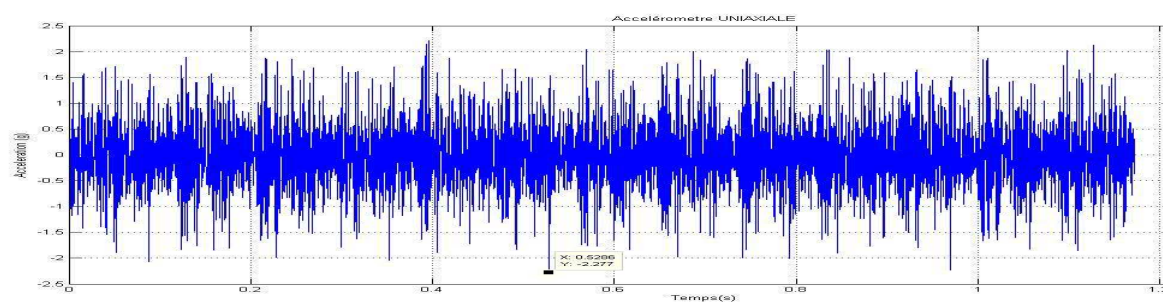


Fig III.26 à 755 tr/min

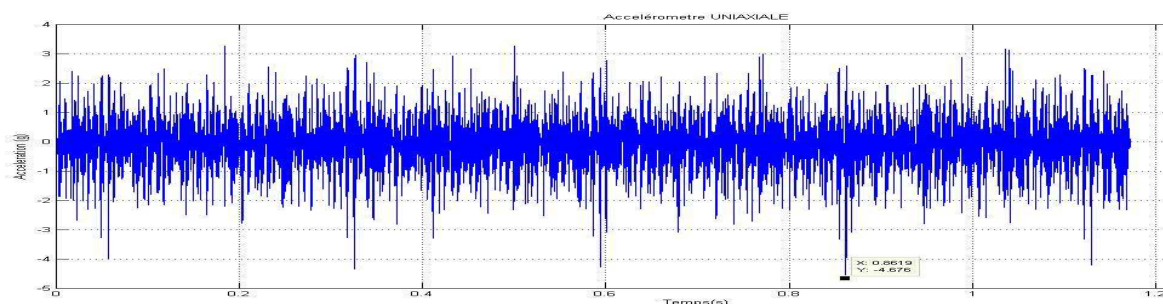


Fig III.27 à 1255 tr/min

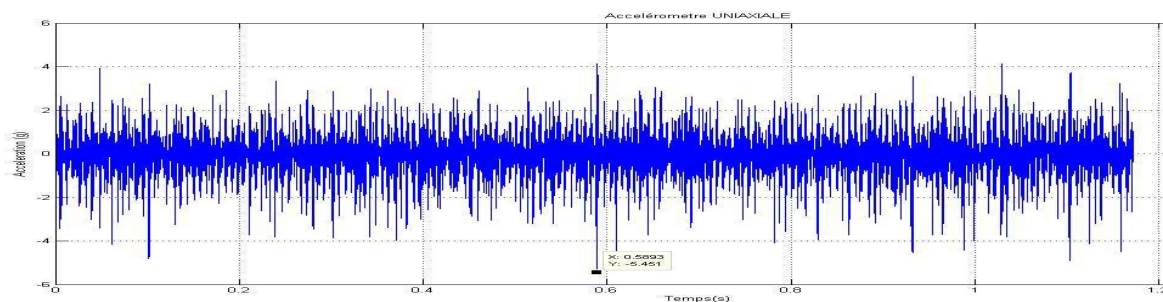


Fig. III.28 à 2000 tr/min

- 3^{ème} cas : avec désalignement de 1°

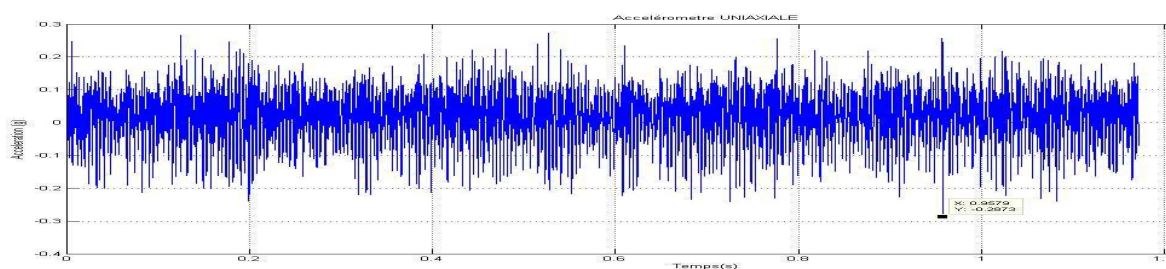


Fig. III.29 à 190 tr/min

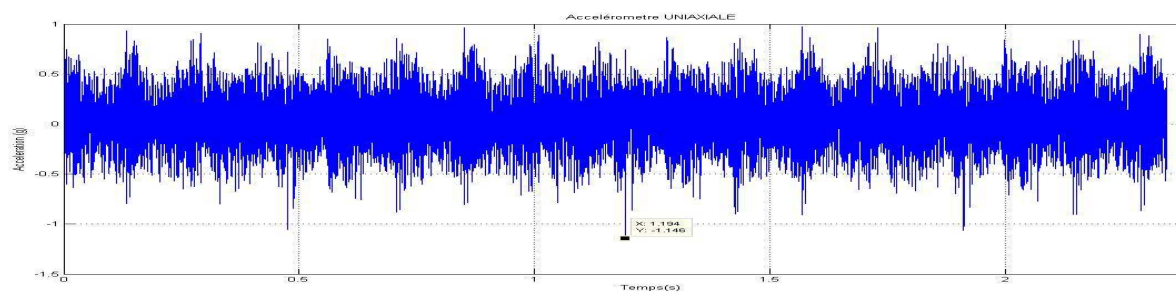


Fig. III.30 à 460 tr/min

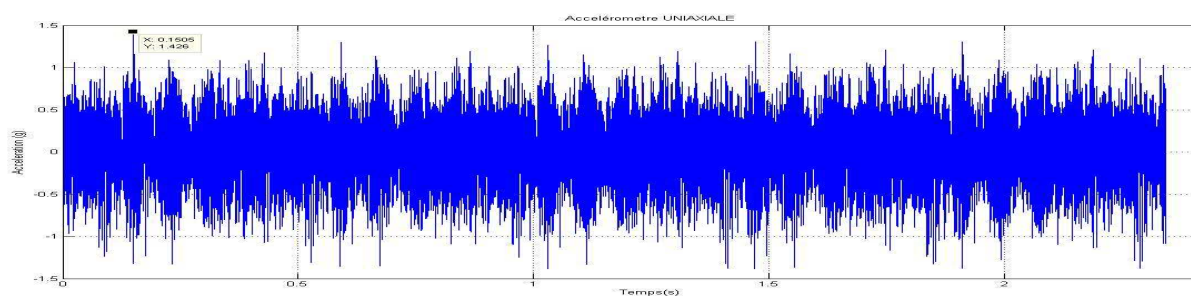


Fig. III.31 à 755 tr/min

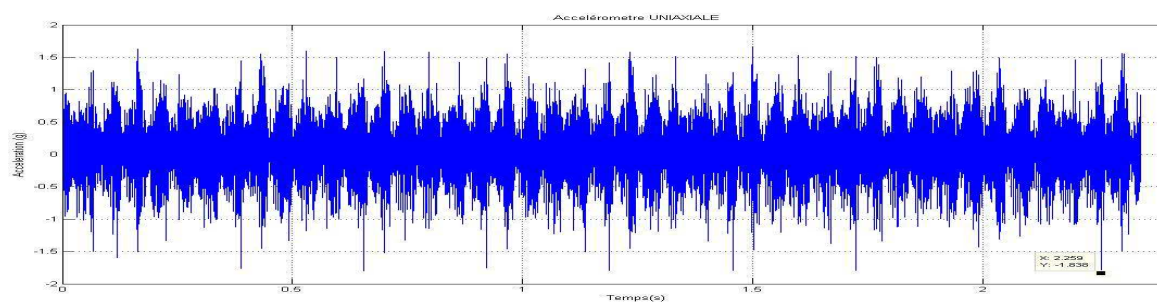


Fig. III.32 à 1255 tr/min

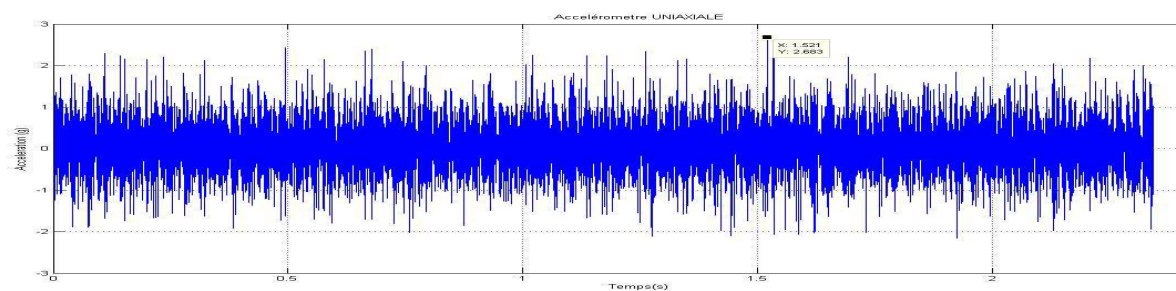


Fig. III.33 à 2000 tr/min

Analyse et Conclusion

Au terme des essais effectués sur le banc d'essais réalisé et à l'aide de la chaîne de mesure, on a pu enregistrer des signaux vibratoires d'engrenage sain avec et sans lubrification et avec un défaut de désalignement.

On observe une modulation d'amplitude, que l'analyse du signal temps / fréquence peut mieux expliquer.

L'analyse de ces signaux fera l'objet d'une analyse approfondie par FFT objet de l'étude qui suivra.

III.5.3 Analyse spectrale des signaux expérimentaux par la transformée de Fourier

III.5.3.1. Introduction

L'analyse de tendance des vibrations nous aide à détecter les défauts mais ne donne pas les origines probables de la défaillance.

L'orientation vers l'analyse spectrale est devenue une solution qui s'impose dans les outils modernes de diagnostic des engrenages et de l'analyse de leurs modes de défaillances.

En fonctionnement normal, l'effet de l'engrènement crée une composante importante sur le spectre à cette fréquence (f_e). L'apparition d'un défaut modifie le spectre en modulant le signal à la fréquence de rotation. Ceci se traduit par l'apparition de pics de chaque côté des pics principaux. L'écart de fréquences entre les nouveaux pics est égal à la fréquence de rotation. Ce sont ses harmoniques et les fréquences de modulation. La gravité du défaut est alors fonction du nombre et de la taille de ces pics.

Vitesse (tr/min)	Fréq roue	Fréq roue	Fréquence d'engrènement (hz)	
	Menante (f_1)	Menée (f_2)	Théorique	réelle
190	3,17	2,64	110,83	99.34
460	7,67	6,39	268,33	228.3
755	12,58	10,49	440,42	372.3
1255	20,92	17,43	732,08	613.7
2000	33,33	27,78	1166,67	959

Tab III.4

III.5.3.2 Analyse modale

L'objectif est d'établir les résonances du banc pour que l'ensemble ne perturbe pas les mesures en amplifiant certaines fréquences. Différents facteurs influencent ces résonances, tels que le type et la quantité d'huile, la mise en rotation des éléments. Afin de se rapprocher du cas expérimental, l'analyse modale sera effectuée sur le banc monté au complet et à l'arrêt. La technique choisie est un test d'impact au marteau.

Cette méthode permet d'exciter le banc à toutes les fréquences en un seul essai. L'impact est donné au niveau de la dent de l'engrenage. Des capteurs mesurent les réponses vibratoires sur la roue menée (Fig.III.34). Les signaux sont ensuite traités par transformée de Fourier.

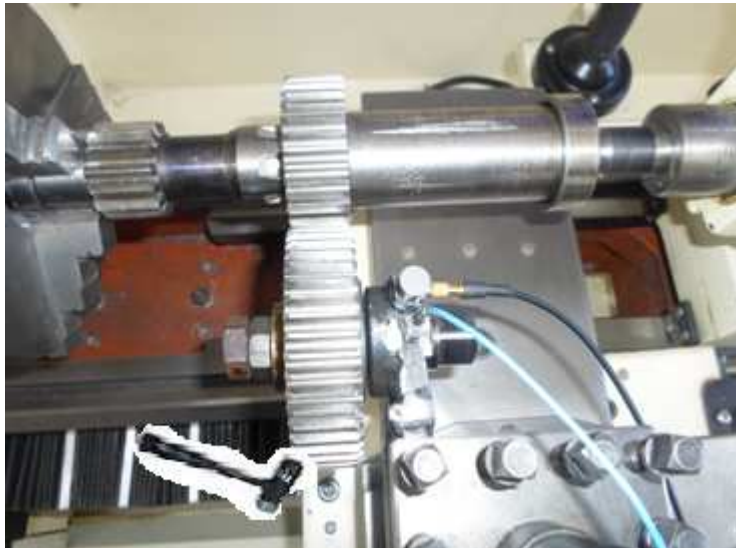


Fig. III.34

La figure (III.35) représente les résultats obtenus pour le capteur triaxial lors du test d'impact. Cela permet d'observer une résonance autour des 2200 Hz et 3200 Hz, c.à.d. loin des fréquences objets de notre essai.

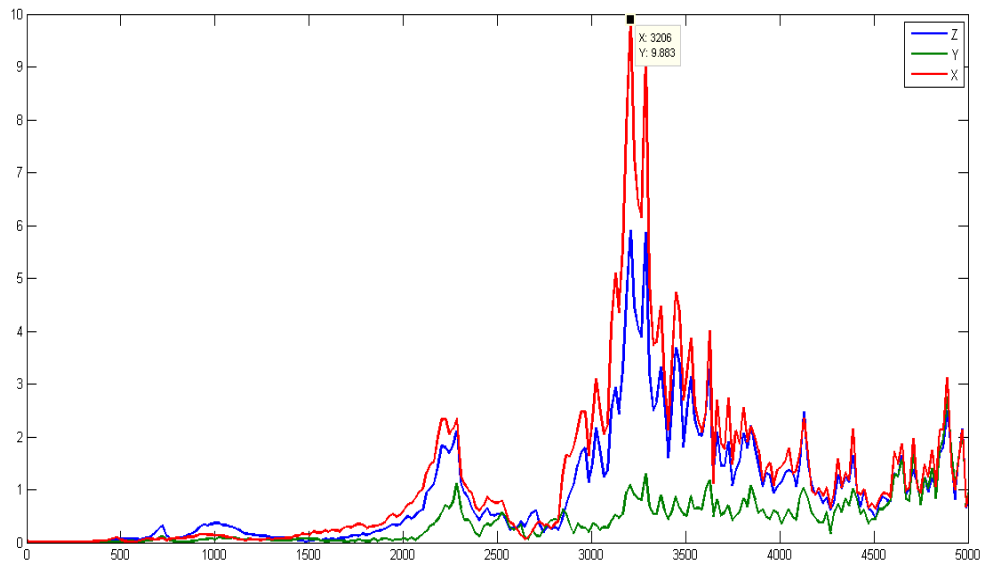


Fig. III.35

Cette étude par impact à l'arrêt, montre des résonances qui peuvent s'avérer gênantes lors de l'acquisition des mesures. Une approche dynamique, c'est-à-dire en fonctionnement, va permettre de déterminer une vitesse de rotation du moteur optimale.

III.5.3.3 Analyse spectrale

1^{er} cas :

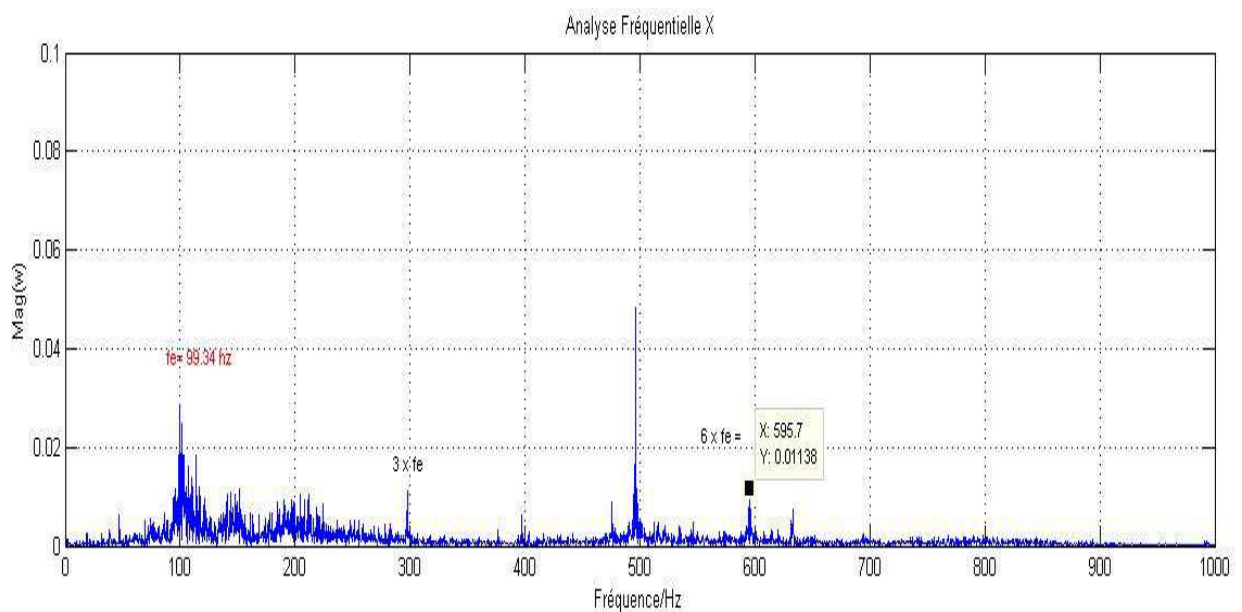


Fig. III.36 Spectre à 190 tr/min avec lubrification

La figure (III.36) Montre un spectre d'un engrenage sain avec un léger phénomène de parasites, constitué des composantes dont les fréquences correspondantes ($f_e = 99.34$ hz) et des harmoniques ($2 f_e$, $3f_e$, ...), un pic à $5 \times f_e$ (496.7 hz) avec une magnitude dépassant la magnitude de f_e apparait lié certainement à l'excitation du réseau électrique.

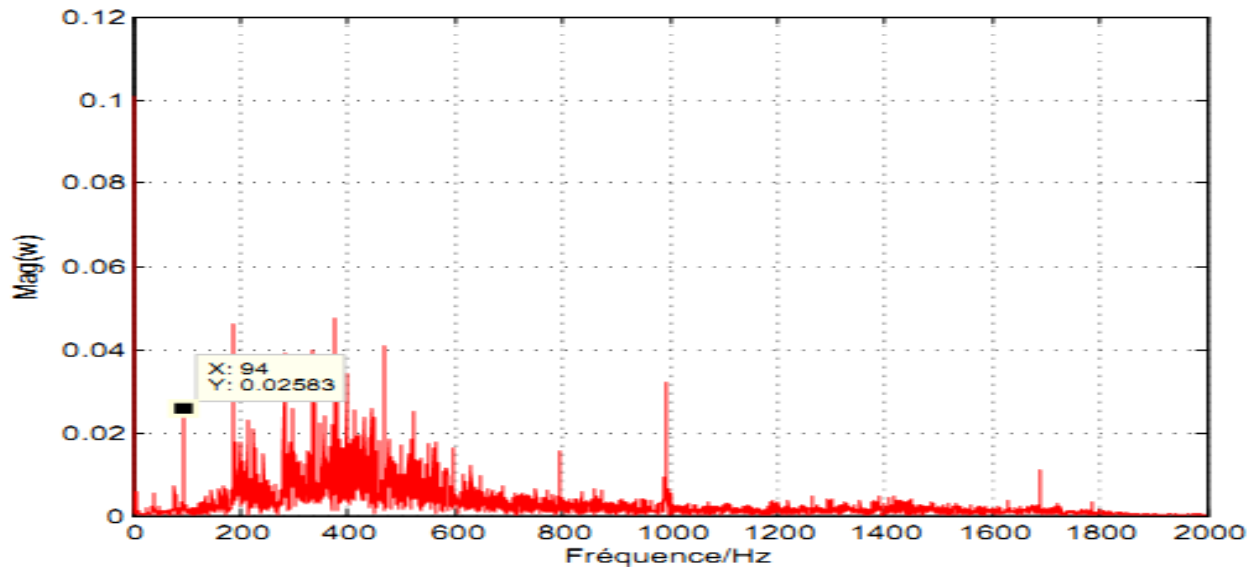


Fig. III.37 Spectre à 190 tr/min sans lubrification

La figure (III.37) montre un spectre d'un engrenage avec amplification de l'amplitude des harmoniques, et apparition d'un peigne de raies autour constitué des composantes dont les fréquences correspondantes ($f_e = 99.34$ hz) et de ses harmoniques ($2 f_e$, $3f_e$, ...).

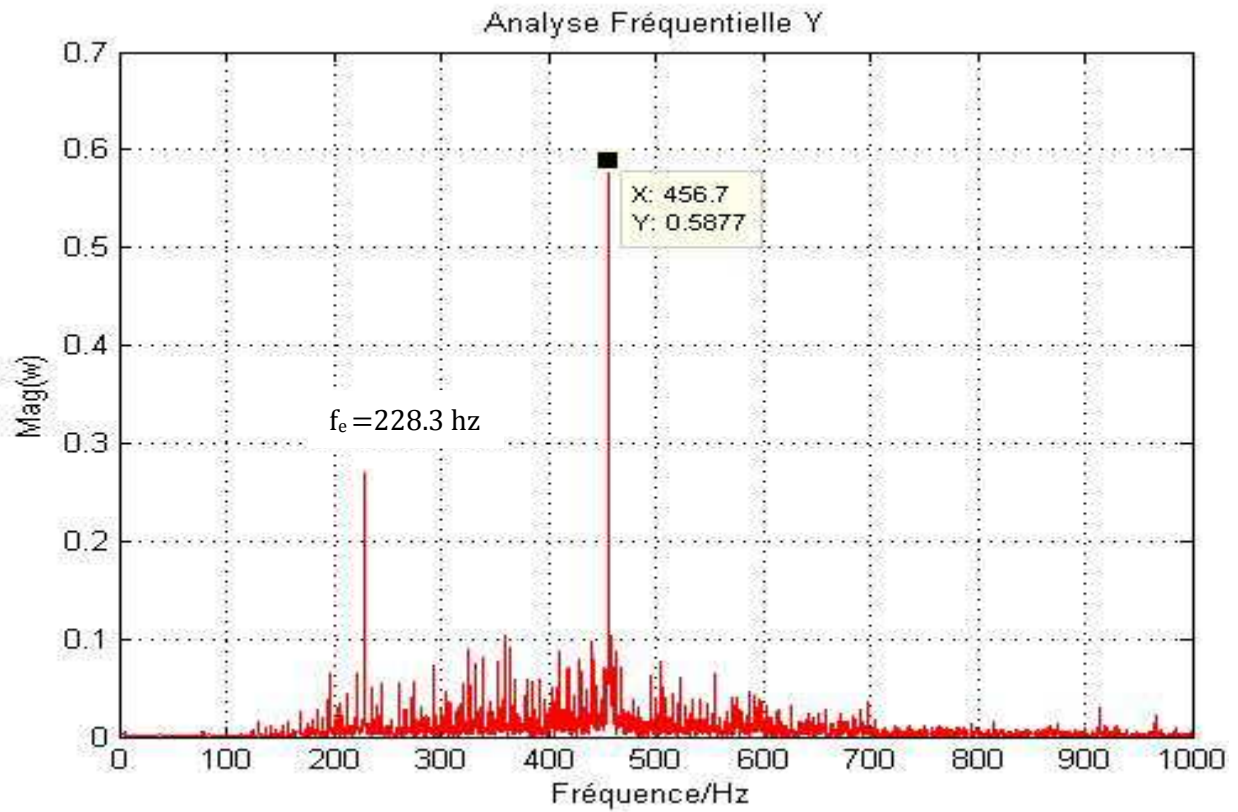


Fig III.38 Spectre à 460 tr/min avec un désalignement de 1°

La figure (III.38) montre la signature typique à défaut de désalignement avec augmentation de l'amplitude de la vibration à 0,28 de magnitude avec son harmonique à $2 f_e$ (456,7 Hz).

Modulation d'amplitude

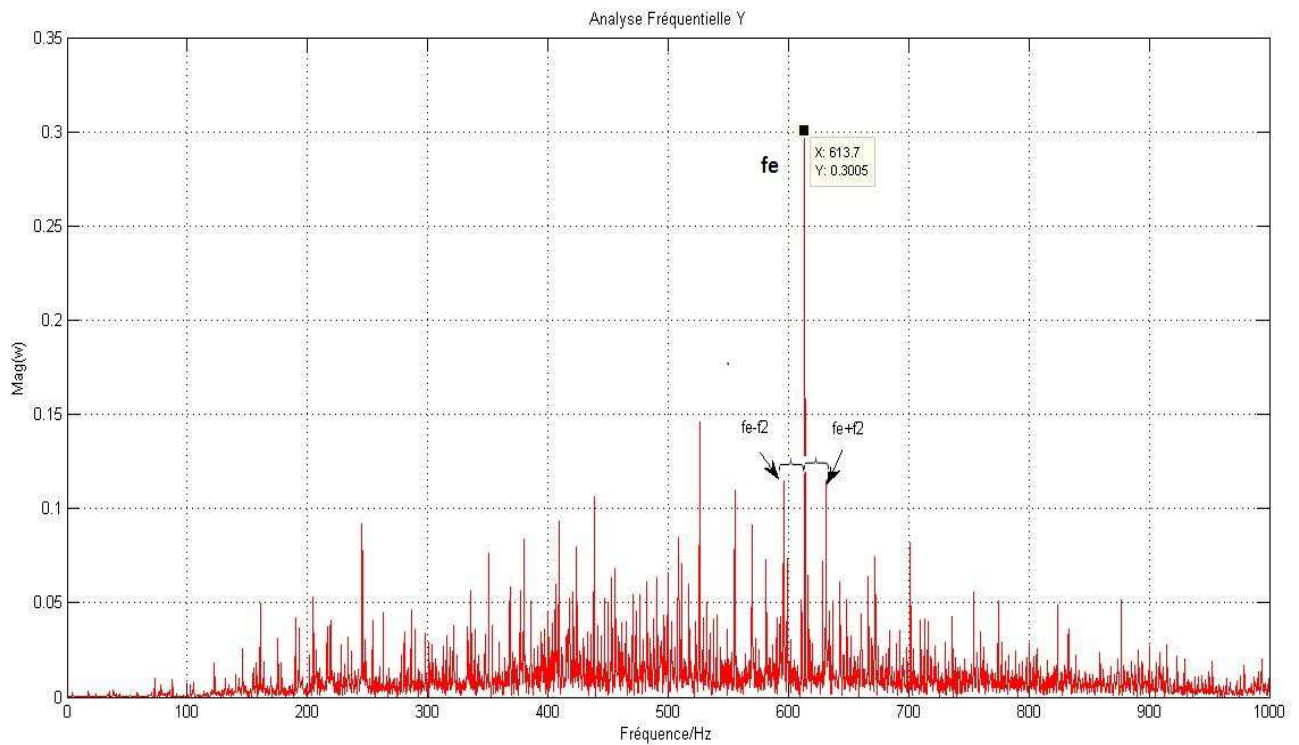


Fig. III.39

On remarque dans le graphe (Fig III.39) du spectre de vibrations à 1255 tr/min avec lubrification des raies latérales dans le pas (17.4 hz) correspond à la fréquence de rotation de la roue dentée 2 (menée), elles représentent des bandes latérales de modulation d'amplitude. [7]

III.5.3.4. Effet de la variation de la vitesse

Cette étude permet de compléter l'analyse modale du banc. L'objectif est d'établir l'effet de la vitesse sur les vibrations et leurs conséquences sur les harmoniques de la fréquence d'engrènement. Pour cela, les mesures sont prises à cinq vitesses différentes entre 190 tr/min et 2000 tr/min. À partir des spectres obtenus, par exemple la figure (III.36) et la figure (III.40) pour 190 et 460 tr/min on peut relever les différentes amplitudes des pics à la fréquence d'engrènement et à ses harmoniques.

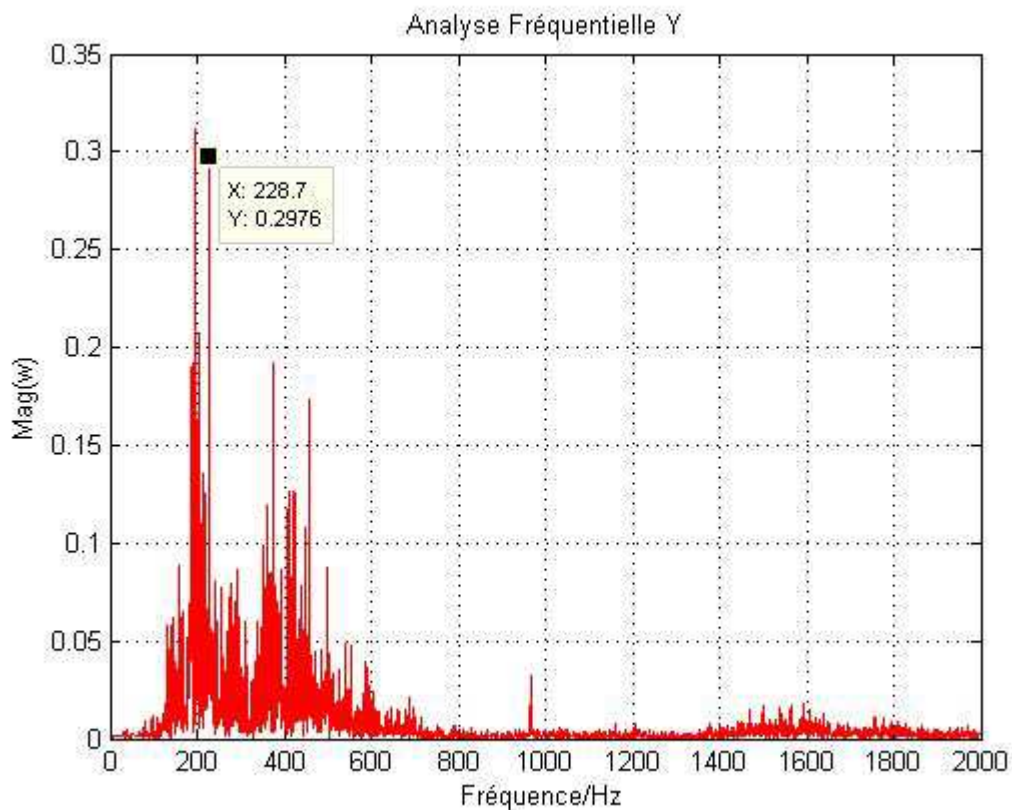


Fig. III.40

Dans le cas d'un engrènement sans défaut, l'amplitude des vibrations à la fréquence d'engrènement doit être supérieure aux amplitudes de ses harmoniques. Il faut donc choisir une vitesse faible pour ne pas perturber les mesures dans le cas où l'essai se concentre sur un défaut bien défini avec variation de sa gravité (ex : différents stades d'usure d'une dent). L'ensemble des résultats obtenus est en Annexe 2.

III.6. Conclusion

Nous avons réalisé une batterie d'expériences qui mettent en évidence l'influence de la lubrification des systèmes d'engrenage, et principalement, le désalignement, nous avons aussi mis en évidence l'importance du test de détection des fréquences de résonance ainsi que le choix de la vitesse optimum pour un meilleur résultat se rapprochant le plus près possible des modèles théoriques.

Conclusion générale

La surveillance des machines tournantes par l'analyse vibratoire est parmi les préoccupations les plus primordiales tant pour les chercheurs que pour les industriels et ce pour l'apport qu'elle fournit de façon continue. Le contrôle des machines tournantes et leur surveillance se fait par l'acquisition d'un signal quelconque, qui par la suite, sera comparé à un seuil de la valeur d'un indicateur issue d'un traitement extrêmement simple du même signal vibratoire.

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.

Outre les possibilités offertes par ces techniques au niveau du diagnostic de l'état de la machine tournante permettant de définir des indicateurs de surveillance très sensibles pour la détection et le suivi d'un certain nombre de défauts. Ces indicateurs permettent la mise en évidence à un stade précoce, le suivi de l'évolution des défauts en temps réel par ordinateur tels que le jeu d'accouplement, fissure, écaillage de la bague de roulement, défauts d'engrenage,...etc, qui sont inaccessibles aux indicateurs classiques de la surveillance vibratoire.

Après la présente étude, l'acquisition des signaux issus des différents modes de fonctionnement, on a pu exécuter leur analyse par la transformée de Fourier FFT qui donne des résultats fiables dans ce cas néanmoins l'utilisation des techniques complémentaires est à envisager.

Dans cette étude, on a pu identifier la signature vibratoire d'un engrenage sain et avec un défaut de délignage par la détermination de leurs fréquences caractéristiques et l'influence de la vitesse de rotation sur les amplitudes vibratoires et l'identification des défauts.

Actuellement, le sujet n'est plus de démontrer l'intérêt que présente l'utilisation de l'analyse vibratoire dans le cadre de la maintenance des machines tournantes mais d'en assimiler les notions de base et d'en connaître les limites afin de pouvoir choisir, en fonction des différents enjeux, de la complexité de la machine et de sa criticité dans le procédé, la meilleure stratégie de surveillance et les indicateurs les plus pertinents à associer.

- [1] George Dobre – ELEMENTS DE MACHINES : TRANSMISSIONS MECANIQUES – 2006
- [2] Youssef V.A ETS – Québec CONCEPTION DE MACHINES – cours MEC 529
- [3] G. Cuisinier et M.F. Guissard – ENGRENAGES ET DEVELOPPANTES DE CERCLE – 2011
- [4] G.R. Nicolet – Ecole d'ingéneurs de FRIBOURG – CONCEPTION ET CALCUL DES ELEMENTS DE MACHINES – 2006
- [5] J.F. Debongnie - CONCEPTION ET CALCUL DES ELEMENTS DE MACHINES – 2013
- [6] Alain Boulenger et Christian Pachaud - AIDE-MEMOIRE SURVEILLANCE DES MACHINES PAR ANALYSE DES VIBRATIONS – DUNOD – 2009
- [7] BTS MI – ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES
- [8] Jacky DUMAS et Bruno BENNEVAULT - DEBUTER LA MESURE VIBRATOIRE-01dB-STELL (Groupe MVI technologies)-2001
- [9] Amit Aherwar, Md. Saifullah Khalid - VIBRATION ANALYSIS TECHNIQUES FOR GEARBOX DIAGNOSTIC: A REVIEW - 2012
- [10] Hélène Laurent, Menad Sidahmed , Christian Doncarli - DETECTION PRECOCE D'ENDOMMAGEMENT DE DENTURE SUR DES TRAINS D'ENGRENAGES DROITS PAR ANALYSE VIBRATOIRE – Université de Technologie de Compiègne 1999
- [11] Sorin PATER ; Ion BRATU ; Nicolae POLOJINTEF CORBU – Université d'Oradea - Gearbox vibration diagnostics test - 2013
- [12] H. Benmohamed – Etude de l'usure des engrenages par analyse vibratoire – Mémoire magistère. Université d'Annaba – 2010
- [13] David PALAISI - Simulation numérique du comportement vibratoire d'engrenages endommagés - Maîtrise en génie mécanique - Ecole de technologie supérieure université du Québec – 2011
- [14] LALOUCHE Ahmed - diagnostic des machines tournantes, étude numérique et expérimentale - Université M'hamed BOUGARA Boumerdes – 2006
- [15] R. Itterbeek - Résistance des Matériaux – Flexion, chapitre 7
- [16] Norme AFNOR NF-X60-010

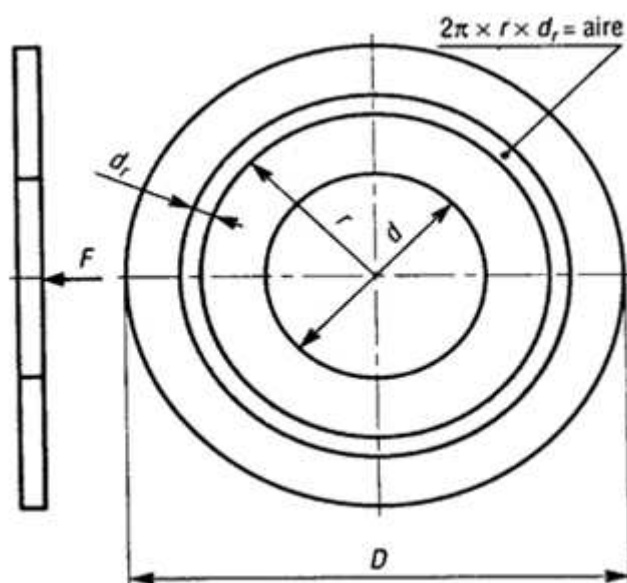
Annexes

I- COUPLE RESISTANT

Pour simuler le fonctionnement d'un étage de réducteur nous avons pris la roue en sandwich entre deux bagues en bronze et serré l'ensemble avec un écrou M12 vissé sur l'axe central. Le couple de serrage est assuré par une clé dynamométrique qui nous assure un effort presseur Contrôlé. La pression P est supposée uniforme sur toute la surface frottante.



Rondelles en bronze et élastiques



Données:

T = couple résistant par adhérence en Nm

F = effort presseur ou force axiale en N

f = coefficient de frottement, dans notre cas $f=0,1$

D = diamètre extérieur de la surface frottante, en mm

d = diamètre intérieur de la surface frottante, en mm

(Valeurs usuelles: $0,45 D \leq d \leq 0,8 D$; valeur optimum: $d = 0,58 \times D$)

p = pression sur la surface frottante, en MPa

$$P = \frac{F}{S} = \frac{4 F}{\pi (D^2 - d^2)}$$

Pour faire les calculs, choisissons l'élément de surface dS dont l'aire (annulaire) est limitée par les rayons r et r + dr:

$$dS = \text{circonférence} \times \text{rayon} = 2 \pi r dr$$

Force de frottement exercée sur dS:

$$f \cdot P dS = f \cdot P \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$$

Le couple élémentaire dT, résistant par frottement, est le produit de cette force de frottement par le rayon r:

$$dT = f \cdot P \cdot dS \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot P \cdot r^2 \cdot dr$$

Le couple total transmissible s'obtient par intégration sur toute la surface

(r variant de d/2 à D/2).

Si on remplace p par sa valeur on obtient:

$$T = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi f P r^2 dr = 2\pi f P \int_{d/2}^{D/2} r^2 dr = 2\pi f P \left(\frac{r^3}{3} \right)_{d/2}^{D/2} = \frac{2}{3} \pi f P \left(\frac{D^3}{8} - \frac{d^3}{8} \right)$$

$$T = \frac{1}{12} \pi f P (D^3 - d^3)$$

$$\Rightarrow T = \frac{F \cdot f}{3} \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right)$$

Si on a n surfaces frottantes en contact:

$$T = n \frac{F \cdot f}{3} \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right)$$

Dans notre cas n=2 (deux surfaces frottantes).

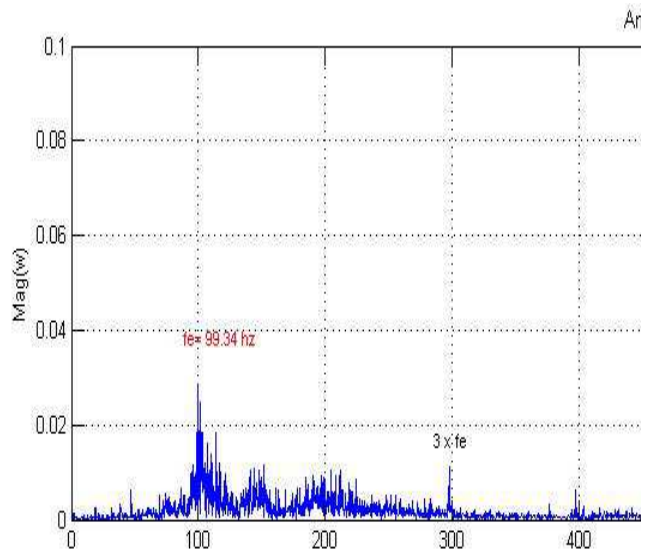
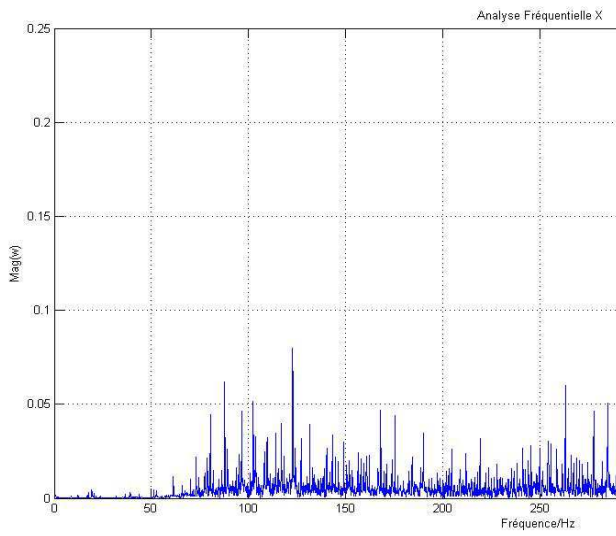
A partir de la formule ci-dessus nous déduisons le couple résistant T à adopter, couple que nous pouvons faire varier à volonté en agissant sur l'effort presseur F à volonté.

Facteur ou coefficient de frottement

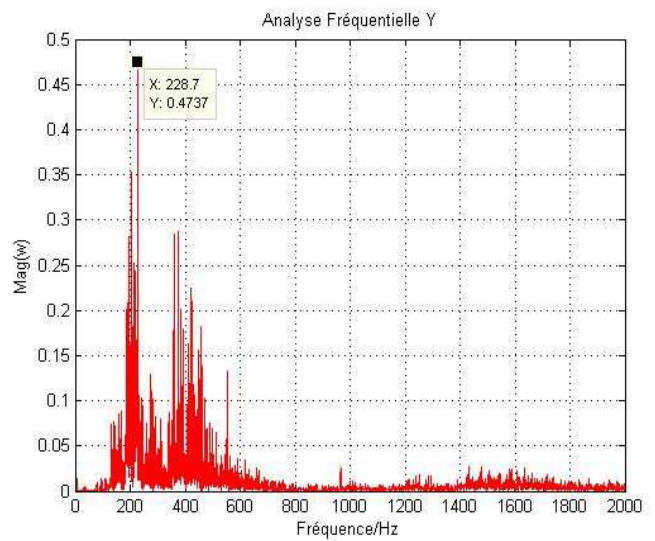
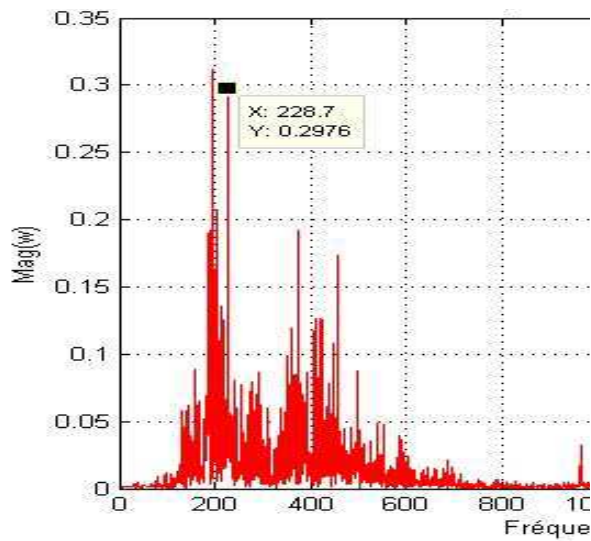
Nature du matériau	Adhérence		Frottement (glissement)	
	à sec	lubrifié	à sec	lubrifié
Acier sur acier	0,18	0,12	0,15	0,09
Acier sur fonte	0,19	0,1	0,06	0,08 à 0,04
Acier sur bronze	0,11	0,1	0,1	0,09
Téflon sur acier	0,04		0,04	
Pneu sur route	0,8		0,6	0,3 à 0,1 (Sur sol mouillé)

II- Spectres à différentes vitesses : Sec - lubrifié

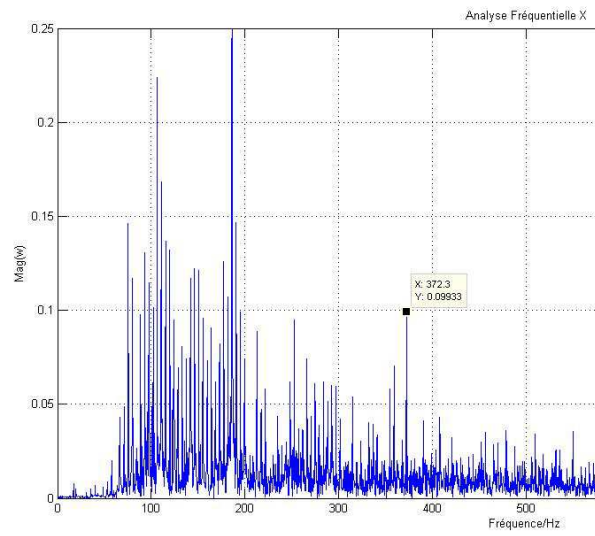
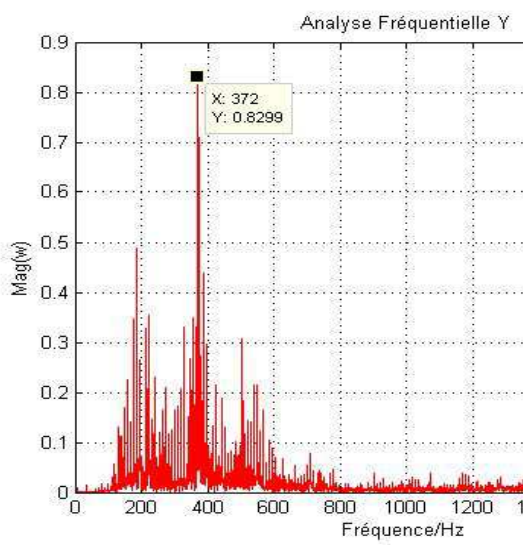
1. à 190 tr/min



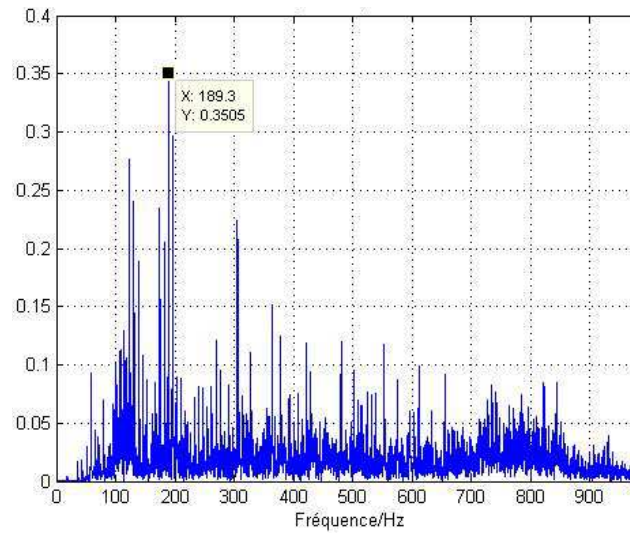
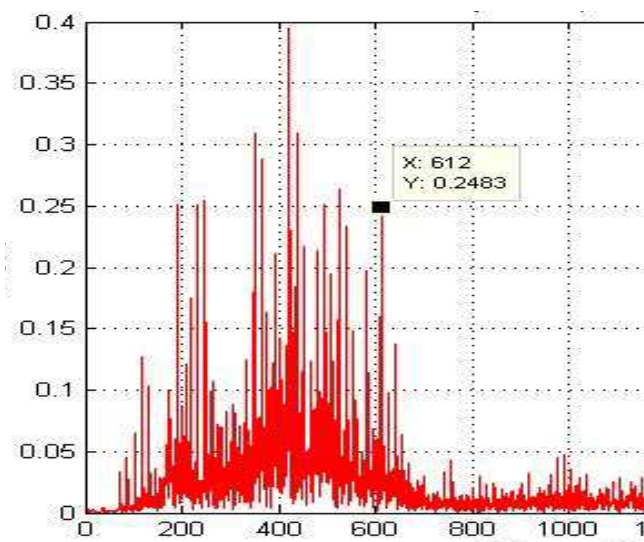
2. à 460 tr/min



3. à 755 tr/min



4. à 1255 tr/min



5. à 2000 tr/min

