

**UNIVERSITE DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**



**Projet de Fin D'études
Pour l'obtention de diplôme de
Master en Conception Mécanique**

Titre :

**Modélisation du comportement vibratoire d'un système
d'engrenage**

Proposé et encadré par :
Dr M.Temmar
Mr R.Magraoui

Etudié par :
A.Soualmi

Année universitaire 2013/2014

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au sein du département de mécanique de l'université de Blida 1.

Selon la tradition, et à travers cette page de remerciement, je tiens à saluer toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la concrétisation de ce travail.

Je voudrai tout d'abord remercier les membres du jury pour leur précieux temps accordé à la lecture et à la critique de ce travail.

Je suis très reconnaissant au Docteur **Temmar Mustapha**, mon promoteur, et à Monsieur **Magraoui Rabah** pour avoir accepté de diriger ce travail, et dont leur aide précieuse m'a été indispensable sur le plan scientifique et humain. Je leur présente également mes plus sincères gratitudees pour leur confiance et leur sympathie qu'ils m'ont témoignées au cours de ces mois de travail.

J'exprime aussi toute ma gratitude au personnel de notre atelier d'usinage du Département de mécanique.

Dédicaces

- ✚ Je dédie ce travail tout particulièrement aux personnes qui me sont les plus chères au monde : mes très chers parents pour leur patience, soutien et confiance,
- ✚ Ma mère qui n'a pas cessé de prier pour moi, de m'encourager et de me soutenir et qui a su m'entourer de tout son amour et de son affection,
- ✚ Mon père qui s'est sacrifié afin que rien n'entrave le déroulement de mes études,
- ✚ Je dédie ce travail également à ma sœur et mes frères, mon neveu et à tous les membres de ma famille,
- ✚ Bien sur à tous mes amis et mes collègues de ma promotion sortante.

Hamid

Table de matière

Introduction générale

Chapitre I : La maintenance

I.1/ introduction de la fonction maintenance	1
I.2/ Entretien et maintenance sont-ils synonymes ?	2
I.3/ Définition de la maintenance	2
I.4/ Rôle de la maintenance	3
I.5.1/ Objectifs de la maintenance dans l'entreprise	3
I.5.2/ Moyens mis en œuvre	4
I.6/ Différentes types de maintenance	5
I.6.1/ Maintenance préventive	5
I.6.2/ Maintenance corrective	7
I.7/ Opérations de maintenance	8
I.8/ Cinq niveaux de maintenance	9

Chapitre II : Etude du comportement vibratoire du système

II.1/ Définition théorique d'une vibration	11
II.2. Description d'un signal vibratoire	11
II.3/ Signaux	12
II.3.1/ Signaux harmoniques	13
II.3.2/ Signaux périodiques non harmoniques	14
II.3.3/ Signaux transitoires et aléatoires	14
II.4/ Présentation de l'analyse vibratoire	15
II.4.1/ Introduction	15
II.4.2/ Applications industrielles	17
II.4.3/ Notions fondamentales	19
II.4.4/ Méthode d'analyse vibratoire	20
II.4.4.1/ Analyse spectrale	20
II.4.4.2/ Analyse cepstrale	22
II.4.4.3/ Méthodes temporelles	23

II.4.4.4/ Méthodes temps fréquence et temps-échelle	25
II.4.4.5/ Analyse de la cyclo-stationnarité	26
II.4.4.6/ Analyse d'enveloppe	27

Chapitre III : Machines tournantes

III.1/ Introduction	28
III.2/ Historique sur les machines tournantes	28
III.3/ Définition des machines tournantes	29
III.4/ Description d'une machine tournante	30
III.5/ Principe de fonctionnement des machines tournantes	32
III.6/ Principaux défauts des machines tournantes	33
III.6.1/ Les roulements	33
III.6.2/ Ecaillage	34
III.6.3/ Introduction des impuretés	34
III.6.4/ Usure adhésive	34
III.6.5/ Engrenages et leurs défauts	34
III.6.6/ Accouplements et leurs défauts	36
III.6.7/ Jeu, desserrage, mauvaise fixation	36
III.7/ Classement « VIS » des machines tournantes	36

Chapitre IV : Etude théorique et Cas pratique

IV.1/ Introduction	37
IV.2/ Définition et classification des engrenages	38
IV.3/ Caractérisation des engrenages	39
IV.3.1/ Les engrenages cylindriques à denture droite	39
IV.3.1.1/ Denture extérieure	39
IV.3.1.2/ Denture intérieure	40
IV.3.1.3/ Angle de pression	40
IV.3.1.4/ Tableau des caractéristiques	41
IV.3.2/ Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	41
IV.3.2.1/ Tableau des caractéristiques	42
IV.3.2.2/ Avantages de la denture hélicoïdale par rapport à la denture droite	42
IV.3.2.3/ Les inconvénients de ce type d'engrenage	43
IV.3.3/ Les engrenages coniques	43

IV.3.3.1/	Tableau des caractéristiques	44
IV.3.3.2/	Avantages de ce type d'engrenage	44
IV.3.3.3/	Les inconvénients de ce type d'engrenage	44
IV.3.4/	Les engrenages gauches	44
IV.3.4.1/	Le système roue - vis sans fin	44
IV.3.4.1.1/	Tableau des caractéristiques	45
IV.3.4.2/	Engrenage gauche hélicoïdale	46
IV.3.5/	Les engrenages pignons-crémaillères	46
IV.4/	Techniques d'ébauche des dentures	47
IV.4.1/	Taillage par reproduction	47
IV.4.1.1/	Fraisage à la fraise module	47
IV.4.1.2/	Fraisage à la fraise en bout	48
IV.4.2/	Taillage par génération	48
IV.4.2.1/	Taillage à l'outil crémaillère	48
IV.4.2.2/	Taillage à l'outil pignon	49
IV.4.2.3/	Taillage par fraise-mère	49
IV.5/	Techniques de finition des dentures	51
IV.5.1/	Rasage ou Shaving	51
IV.5.2/	Rectification	52
IV.5.3/	Rodage ou Honing	53
IV.6/	Cas pratique	54
IV.6.1/	Introduction	54
➤	Calcul des caractéristiques d'engrenages	56
➤	Calcul vitesse pour les poulies	58
➤	Calcul vitesse pour l'engrenage	59
IV.6.2/	Etude dynamique	60
IV.6.2.1/	Système libre non amortie à 1ddl	60
IV.6.2.2/	Système libre amortie à 1ddl	61
IV.6.3/	Réducteur Commande Moulin	69
IV.6.4/	Diagnostic et Analyse des résultats du 21 Juin 2014	74
IV.6.5/	Conclusion	78

Conclusion générale

Liste des figures

<u>Figure I.1</u> : Objectifs de la maintenance	4
<u>Figure I.2</u> : Types de maintenance	5
<u>Figure I.3</u> : Maintenance préventive et maintenance corrective	8
<u>Figure II.1</u> : Description du signal vibratoire	11
<u>Figure II.2</u> : Représentation d'un signal harmonique	13
<u>Figure II.3</u> : Représentation d'un signal périodique non harmonique (en trait fort) et ses deux composantes harmoniques (en trait fin)	14
<u>Figure II.4</u> : Représentation d'un signal aléatoire	15
<u>Figure II.5</u> : Mesure d'une vibration	19
<u>Figure II.6</u> : Exemple de spectre PBC	22
<u>Figure II.7</u> : Signal temporelle	24
<u>Figure II.8</u> : Signal fréquentiel	25
<u>Figure III.1</u> : Exemple d'une machines tournante	30
<u>Figure III.2</u> : exemple d'un rotor	30
<u>Figure III.3</u> : exemple d'un stator	31
<u>Figure III.4</u> : Eléments d'une machine tournante	32
<u>Figure III.5</u> : Machine tournante en panne	33
<u>Figure IV.1</u> : Denture droite	38
<u>Figure IV.2</u> : Denture hélicoïdale	38
<u>Figure IV.3</u> : Engrenage conique à denture droite	39
<u>Figure IV.4</u> : Engrenage cylindrique à denture droite extérieure	39
<u>Figure IV.5</u> : Engrenage cylindrique à denture droite intérieure	40
<u>Figure IV.6</u> : Angle de pression	40
<u>Figure IV.7</u> : Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale	42
<u>Figure IV.8</u> : Engrenage conique à denture droite	43
<u>Figure IV.10</u> : Engrenage gauche hélicoïdale	46
<u>Figure IV.11</u> : Engrenage pignon-crémaillère	47
<u>Figure IV.12</u> : Taillage à la fraise disque	48
<u>Figure IV.13</u> : Taillage à la fraise en bout	48
<u>Figure IV.13</u> : Taillage à l'outil crémaillère	49
<u>Figure IV.14</u> : Taillage à l'outil pignon	50

<u>Figure IV.15:</u> Taillage à la fraise mère	51
<u>Figure IV.16:</u> Rasage des dentures	52
<u>Figure IV.17:</u> Rectification des dentures	53
<u>Figure IV.18:</u> Rodage des dentures	54
<u>Figure IV.19:</u> Exemple pratique	54
<u>Figure IV.20:</u> chaine cinématique du moulin	55
<u>Figure IV.21:</u> moulin	55
<u>Figure IV.22:</u> Partie d'engrenage endommagé	56
<u>Figure IV.23:</u> Roue dentée endommagée	56
<u>Figure IV.24:</u> système libre à 1ddl	60
<u>Figure IV.25 :</u> système libre à 1ddl modelé	61
<u>Figure IV.26 :</u> système libre amortie à 1ddl	61
<u>Figure IV.27:</u> système libre amortie à 1ddl modelé	61
<u>Figure IV.28:</u> Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°03 dans le sens radial oblique	70
<u>Figure IV.29:</u> Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°04 dans le sens radial oblique	71
<u>Figure IV.30:</u> Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°05 dans le sens radial oblique	71
<u>Figure IV.31:</u> Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique	72
<u>Figure IV.32:</u> Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens radial oblique	72
<u>Figure IV.33:</u> Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens radial oblique	73
<u>Figure IV.34:</u> Courbe de tendance prise sur le palier N°05 dans le sens radial oblique	73
<u>Figure IV.35:</u> Courbe de tendance prise sur le palier N°06 dans le sens radial oblique	74
<u>Figure IV.36:</u> Spectre pris le 21/06/2014sur le palier N°05 dans le sens radial oblique	75
<u>Figure IV.37:</u> Spectre pris le 21/06/2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique	76

<u>Figure IV.38:</u> Spectre pris le 09/08/2014 sur le palier N°03 dans le sens radial oblique	76
<u>Figure IV.39:</u> Spectre pris le : 09/08/2014 sur le palier N°04 dans le sens radial oblique	77
<u>Figure IV.40:</u> Spectre pris le 09/08/2014 sur le palier N°05 dans le sens radial oblique	77
<u>Figure IV.41:</u> Spectre pris le 09/08/2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique	78

Liste des tableaux

<u>Tableau I.1 :</u> Niveaux de maintenance	10
<u>Tableau IV.1:</u> caractéristiques des engrenages cylindriques a denture droite	41
<u>Tableau IV.2:</u> Caractéristiques des engrenages cylindriques a denture hélicoïdale	42
<u>Tableau IV.3 :</u> Caractéristiques des engrenages coniques	44
<u>Tableau IV.4 :</u> Caractéristiques de système roue-vis sans fin	46
<u>Tableau IV.5:</u> Prélèvements de mesures du 18 Janvier 2014	70
<u>Tableau IV.6:</u> Prélèvements de mesures du 21 Juin 2014	70
<u>Tableau IV.7:</u> Prélèvements de mesures du 09 Août 2014	70

Liste des symboles

F_c :	Facteur de crête
RMS :	La valeur efficace (Root Mean Square) d'un signal vibratoire
:	Vitesse angulaire ou pulsation du mouvement
:	Phase du mouvement
N_e :	Nombre d'échantillons prélevés dans le signal
$T_x(a,b)$:	La forme de transformation en ondelette d'un signal $x(t)$
m :	module
z :	Nombre de dents
d :	Diamètre primitif
d_a :	Diamètre de tête
d_f :	Diamètre de pied
h_a :	Saillie
h_f :	Creux
h :	Hauteur de dent
p :	Pas entre les dents
:	Angle de pression
a :	Entraxe
b :	largeur des dents
m_n :	Module réel
m_t :	Module apparent
p_n :	Pas réel
p_t :	Pas apparent
γ :	Angle d'inclinaison
r :	Rapport de transmission
N :	Vitesse de rotation du moteur
T :	Energie cinétique
U :	Energie potentielle
D :	Energie de dissipation
K :	Rigidité des paliers
J_1, J_2 :	Moment d'inertie

$\ddot{\theta}_1$:	Accélération angulaire
$\dot{\theta}_1$:	Vitesse angulaire
θ_1, θ_2 :	Déplacement angulaire
ω_0 :	Pulsation propre du système
c_1 :	Amortissement du système
c_c :	Amortissement critique du système
ξ :	Taux d'amortissement
Δ :	Le discriminant de l'équation caractéristique
$\lambda_{1,2}$:	Les Racines de l'équation caractéristique
δ :	Pulsation propre amortie du système
A_1, A_2 :	Les racines complexes
A :	Amplitude maximale de vibration
β :	Déphasage
E :	Module de Young
ρ :	Masse volumique
I_0 :	Moment quadratique
L :	Longueur des arbres
V_R, V_P :	Volume de Roue & pignon
m_r, m_p :	Masse de Roue & pignon
R_1, R_2 :	Rayon de Roue & pignon

Introduction générale

Le développement de la science et de la technique moderne est indissolublement lié à la fabrication des machines nouvelles destinées à rendre le travail de l'homme plus productif et plus facile et à lui donner des moyens d'étudier les lois de nature et la vie humaine.

Toute machine a pour but de substituer à l'homme afin de diminuer l'effort physique et d'accroître le rendement.

Parmi ces machines on trouve les machines tournantes qui représentent une partie importante dans l'industrie mécanique en particulier et dans d'autres.

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations, cet accroissement de niveau des vibrations conduit par la suite à la création des défauts qui vont influencer sur le bon fonctionnement de la machine, parmi ces défauts on cite : défauts des roulements, défauts des engrenages, défauts d'alignement des arbres, défauts du balourd, défauts du jeu mécanique. Ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et détecter tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela, il existe une grande variété de techniques d'analyse.

Notre travail consiste à modéliser le comportement vibratoire d'un système d'engrenage et de donner une idée sur les principaux défauts qui peuvent affecter une machine tournante, les vibrations et leurs effets sur cette dernière.

Le premier chapitre sera consacré à la maintenance du fait de son rôle important dans l'industrie.

Le deuxième chapitre traitera l'étude du comportement vibratoire du système.

Dans le troisième chapitre, nous étudierons les machines tournantes. Celles-ci occupent une place très importante dans le domaine de la technologie et de l'industrie. On peut citer comme exemple : l'industrie mécanique, la production d'électricité, le transport aérien, le chauffage et la climatisation, l'aérospatiale, les textiles, les appareils de ménage, etc,... Ces machines tournantes participent à l'amélioration des conditions de vie et la prise en charge des activités qui sont relativement désagréables pour l'homme. Cela passe à œuvrer la compréhension du comportement des machines tournantes dans le but de les préserver et de les exploiter d'une manière optimale.

Enfin et dans le quatrième chapitre, nous allons choisir un cas pratique et étudier son comportement. Il s'agit d'un moulin. On remarquera que lors de son utilisation, des vibrations ont été apparues.

La dernière partie sera consacrée à une conclusion générale.

Chapitre I : La maintenance :

I.1/ introduction de la fonction maintenance :

La fonction maintenance est l'affaire de tous et doit être omniprésente dans les entreprises et les services. Après avoir démontré la rentabilité de son action dans les diverses entreprises, elle occupe maintenant sa place dans le monde industriel sans cesse en évolution.

Ceux qui assurent la fonction maintenance ont pour mission, quelle que soit l'entreprise, d'accomplir toutes les tâches nécessaires pour que l'équipement soit maintenu ou rétabli en état et ceci afin de :

- Permettre une exécution normale des opérations dans les meilleures conditions de coût, de sécurité et de qualité (c'est le cas de la production),
- Obtenir un service dans les meilleures conditions de confort et de coût.

Pour remplir cette mission, il faut :

- Dépanner les machines, les systèmes pluritechniques et les matériels dans les meilleurs délais et au meilleur coût,
- Réparer, réviser, rénover, maintenir en état les machines, les systèmes pluritechniques et les matériels,

C'est la maintenance de fabrication ou la maintenance de production

- Réparer et maintenir en état les bâtiments, les engins de transport, le téléphone, les réseaux, les jardins et pelouses, les parkings, la climatisation, etc...
- Contrôler et surveiller les différentes énergies utilisées pour assurer les activités de l'entreprise (électricité, air, eau, gaz, vapeur),

C'est la maintenance générale

- Négocier les contrats d'assistance technique et (ou) de maintenance,
- Veiller au respect de ces contrats,

C'est la maintenance sous-traitée

I.2/ Entretien et maintenance sont-ils synonymes ?

Généralement, entretenir consiste à : dépanner, réparer, réaliser des opérations préventives dont le but principal est d'assurer le fonctionnement de l'outil de production. D'une manière globale, entretenir c'est subir.

Si l'entretien ne se traduisait que par des interventions, nous pouvons dire que la maintenance est toute autre chose. C'est d'abord un état d'esprit, une manière de penser, ensuite une discipline nouvelle.

La maintenance doit se doter de moyens permettant : d'intervenir dans de meilleures conditions, d'appliquer les différentes méthodes en optimisant le coût global. Cette mutation nécessite des structures nouvelles, des moyens nouveaux et pour le personnel un état d'esprit « maintenance ».

I.3/ Définition de la maintenance :

- D'après Larousse : Ensemble de tout ce qui permet de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.
- D'après l'extrait de norme NF X 60-010 (1994) : Ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.
- D'après l'extrait de norme NF EN 13 306 X 60-319 (2001) : Ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise.

Donc maintenir, c'est effectuer des opérations (dépannage, graissage, visite, réparation, amélioration, etc ...) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production. Bien maintenir, c'est assurer ces opérations au coût global optimum.

[1].

I.4/ Rôle de la maintenance :

La maintenance doit assurer la rentabilité des investissements matériels de l'entreprise en maintenant le potentiel d'activité et en tenant compte de la politique définie par l'entreprise. La fonction maintenance sera donc amenée à considérer alors les : [2].

- Prévisions à long terme,
- Prévisions à moyen terme,
- Prévisions à court terme.

I.5/ Importance de la maintenance dans l'entreprise :

La fonction maintenance peut être assurée par un service indépendant appelé service maintenance ; ou par un service technique intégrant les fonctions de fabrication et de maintenance.

I.5.1/ Objectifs de la maintenance dans l'entreprise :

Il existe deux tendances quant au positionnement de la maintenance dans l'entreprise :

- La centralisation ou toute la maintenance est assurée par un service,
- La décentralisation ou le service de maintenance est dépossédé de certaines responsabilités. C'est généralement la maintenance de fabrication qui passe sous le contrôle des services de production et de fabrication. L'objet de cette décentralisation est de mieux cerner les frais réels de maintenance par postes de travail. Son inconvénient est de conduire à l'application de plusieurs politiques de maintenance éventuellement contradictoires.

La figure suivante I.1 illustre cette tendance :

I.6/ Différentes types de maintenance :

Le choix entre les méthodes de maintenance s'effectue dans le cadre de la politique de la maintenance et doit s'opérer en accord avec la direction de l'entreprise.

Pour choisir, il faut donc être informé :

- des objectifs de la maintenance,
- des directions politiques de maintenance,
- il faut aussi connaître le fonctionnement et les caractéristiques des matériels,
- le comportement du matériel en exploitation,
- les conditions d'application de chaque méthode,
- les coûts de maintenance et les coûts de perte de production.

Il existe deux types de maintenance : préventive et corrective [3]

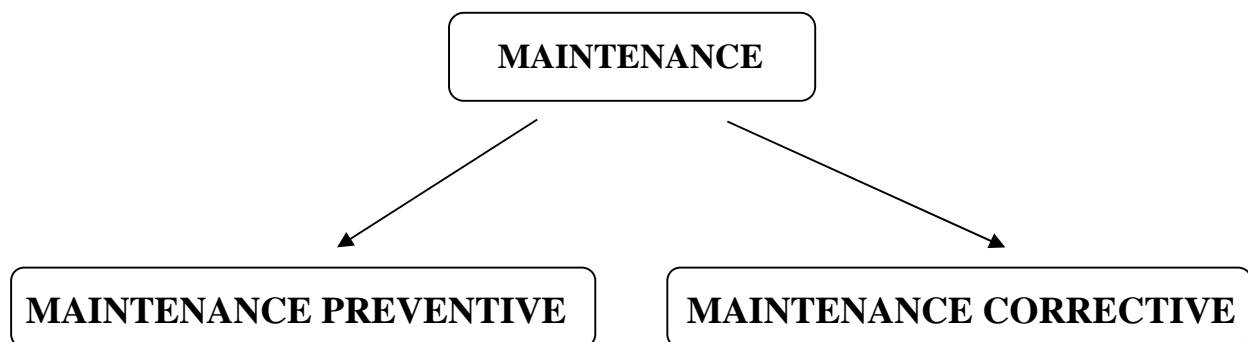


Figure I.2 : Types de maintenance

I.6.1/ Maintenance préventive :

C'est une maintenance effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien.

On distingue deux types maintenance préventive :

- a) Maintenance préventive systématique

Elle est effectuée selon un échéancier établi suivant le temps ou le nombre d'unités d'usage,

Cas d'application :

Elle peut être appliquée dans les cas suivants :

- équipements soumis à la législation en vigueur, sécurité réglementée
- équipements dont la panne risque de provoquer des accidents graves,
- équipements ayant un coût de défaillance élevé,
- équipements dont les dépenses de fonctionnement deviennent anormalement élevées au cours de leur temps de service.

b) Maintenance préventive conditionnelle

C'est une maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé (mesure d'une usure, information d'un capteur, autodiagnostic, etc...)

Elle consiste à changer un élément que lorsque celui-ci présente des signes de vieillissement ou d'usure. Elle doit permettre d'éviter des défaillances des matériels en cours d'utilisation.

Elle est donc une maintenance dépendant de l'expérience et faisant intervenir des informations recueillies en temps réel. On l'appelle parfois maintenance prédictive (terme non normalisé).

But de la maintenance préventive :

- augmenter la durée de vie des matériels,
- diminuer la probabilité des défaillances en service,
- diminuer les temps d'arrêts en cas de révision ou de panne,
- prévenir et aussi prévoir les interventions de maintenance corrective coûteuse, permettre de décider la maintenance corrective dans de bonnes conditions,
- éviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant,...
- améliorer les conditions de travail du personnel de production (ambiance favorable,..)
- diminuer le budget de maintenance,
- supprimer les causes d'accidents graves.

Cas d'application :

Tous les matériels sont concernés. Elle se fait par des mesures pertinentes sur le matériel en fonctionnement.

I.6.2/ Maintenance corrective :

C'est la maintenance exécutée après une défaillance et elle est destinée à remettre la disposition dans un état tel qu'il puisse assurer la fonction requise. Elle englobe les opérations suivantes : dépannage, réparation, test, détection, diagnostique et essais.

Défaillance : altération ou cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.

On rencontre deux formes de défaillance : la défaillance partielle et la défaillance complète.

Défaillance partielle : altération de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.

Défaillance complète : cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.

La maintenance corrective parfois appelée curative (appellation non normalisée) a pour objet de redonner au matériel des qualités perdues nécessaires à son utilisation.

Les défauts, pannes ou avaries diverses exigeant une maintenance corrective entraînent une indisponibilité immédiate ou à très brève échéance des matériels affectés ou/et une dépréciation en quantité ou/et en qualité des services rendus.

Elle se compose de deux types de définitions non normalisées :

- maintenance « palliative » comprenant les interventions types « dépannage ». La maintenance « curative » comprenant les interventions types « réparation »,
- La maintenance corrective effectuée après la défaillance (altération ou cessation de l'aptitude d'un matériel).

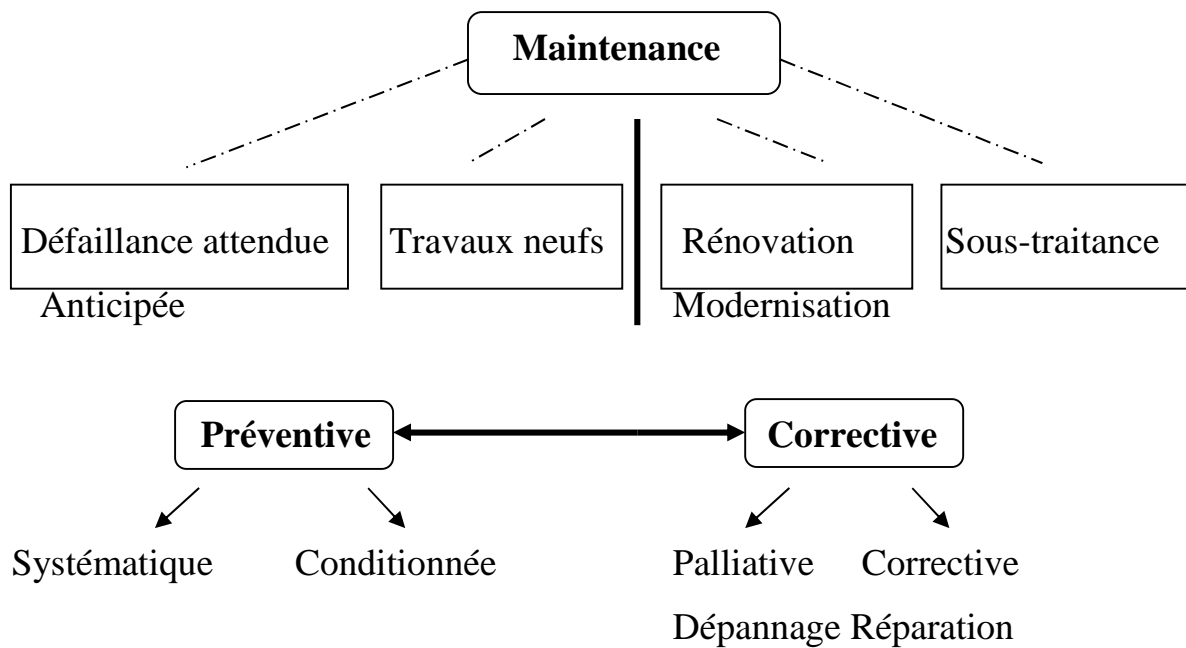


Figure I.3 : Maintenance préventive et maintenance corrective

I.7/ Opérations de maintenance :

- **le dépannage :**

Action sur un bien en panne, en vue de le remettre en état de fonctionnement ; compte tenu de l'objectif, une action de dépannage peut s'accommoder de résultats provisoires et de conditions de réalisation hors règles de procédures, de coûts et de qualité, et dans ce cas sera suivie de la réparation.

- **la réparation :**

Intervention définitive et limitée de maintenance corrective après panne ou défaillance.

Remarque : la réparation correspond à une action définitive, l'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquelles il a été conçu.

- **les inspections :**

Ce sont des activités de surveillance consistant à révéler périodiquement des anomalies et exécuter de réglages simples ne nécessitant pas d'outillage spécifique ni d'arrêt de l'outil de production ou des équipements.

- **les visites :**

Ce sont des opérations de surveillance qui, dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité prédéterminée.

Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies au préalable qui, peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel.

- **les contrôles :**

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement.

Le contrôle peut : comporter une activité d'information ; inclure une décision ; acceptation, rejet, ajournement ; déboucher comme les visites sur des opérations de maintenance corrective.

- **les révisions :**

Ensemble des actions d'exams, de contrôles et des interventions effectuées en vue d'assurer le bien contre toute défaillance majeure ou critique, pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usage donné.

- **les échanges standards :**

Reprise d'une pièce, d'un organe ou d'un sous ensemble usagé, et vente au même client s'une pièce, d'un organe ou d'un sous ensemble identique, neuf ou remis en état conformément aux spécifications du constructeur.

I.8/ Cinq niveaux de maintenance :

Il existe cinq niveaux de maintenance : [4]

1^{er} niveau : réglages simples prévus par le constructeur au moyen d'organes accessibles sans aucun démontage d'équipement, ou échange d'éléments accessibles en toute sécurité.

2^{ème} niveau : dépannages par échange-standard d'éléments prévus à cet effet, ou d'opérations mineures de maintenance préventive (rondes).

3^{ème} niveau : identification et diagnostic de pannes, réparation par échange de composants fonctionnels, réparations mécaniques mineures.

4^{ème} niveau : travaux importants de maintenance corrective ou préventive.

5^{ème} niveau : travaux de rénovation, de reconstruction, ou réparations importantes confiées à un atelier central.

Niveau	Personnel d'intervention	Moyens
1 ^{er}	Exploitant, sur place	Outillage léger défini dans les instructions d'utilisation
2 ^{ème}	Technicien habilité, sur place	Idem, plus pièces de rechange trouvées à proximité, sans délai
3 ^{ème}	Technicien spécialisé, sur place ou en local de maintenance	Outillage prévu plus appareils de mesure, banc d'essai, contrôle,...
4 ^{ème}	Equipe encadrée par un technicien spécialisé, en atelier central	Outillage général plus spécialisé, matériels d'essais, de contrôle,...
5 ^{ème}	Equipe complète, polyvalente, en atelier central	Moyens proches de la fabrication par le constructeur

Tableau I.1 : Niveaux de maintenance

Chapitre II : Etude du comportement vibratoire du système

II.1/ Définition théorique d'une vibration :

Une vibration est une oscillation et ou la quantité est un paramètre définissant le mouvement d'un système mécanique. Cette oscillation est une variation prise dans le temps en regard d'une référence spécifiée.

L'organisation Internationale de Normalisation (ISO) a édité en Août 1990 une révision de la norme ISO 2041, définissant la notion de vibration : Une vibration est une 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 effet, un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence. Les différents éléments de la machine vibrent à des fréquences et des amplitudes différentes. C'est pourquoi une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature. [5]

II.2. Description d'un signal vibratoire :

Généralement, une vibration est caractérisée principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature, comme le montre la figure II.1

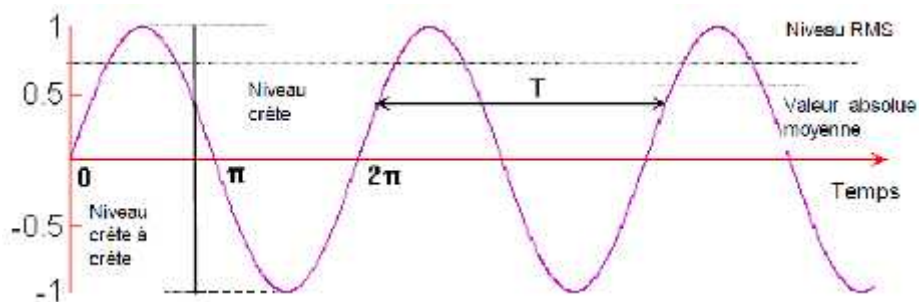


Figure II.1 : Description du signal vibratoire

- Valeur maximale X_c (crête) : C'est la plus grande valeur atteinte qui ne prend pas en compte l'évolution de la vibration en fonction du temps. Elle est rarement utilisée.
- Valeur crête à crête X_{cc} (crête à crête) : c'est la différence entre la plus grande valeur du signal et sa plus petite valeur,
- Valeur moyenne absolue X_{moy} : c'est la moyenne du signal redressée sur une période. Elle est peu utilisée car elle n'est pas reliée directement à une grandeur physique,

$$X_{moy} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (2.1)$$

- Valeur efficace RMS (Root Mean Square) : c'est l'image de l'énergie contenue dans un signal. Elle est très bien adaptée pour les composantes déterministes du spectre (raies pures).

La valeur efficace se détermine par la formule suivante :

$$\text{Valeur efficace(RMS)} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.2)$$

Le facteur de crête : ce facteur est défini par la relation :

$$F_c = \frac{X_c}{RMS} \quad (2.3)$$

C'est un indicateur sans dimension.

Il faut remarquer que l'amplitude nous renseigne sur l'importance du défaut surveillé, alors que la fréquence nous renseigne sur son origine. [6]

II.3/ Signaux :

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... 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.

D'une manière générale, les différents signaux peuvent être classés dans l'une des catégories suivantes :

II.3.1/ Signaux harmoniques :

Les vibrations périodiques peuvent correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un diapason où, 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.

Donc, une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde comme le montre la figure II.2. Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le balourd d'un rotor en mouvement. [7]

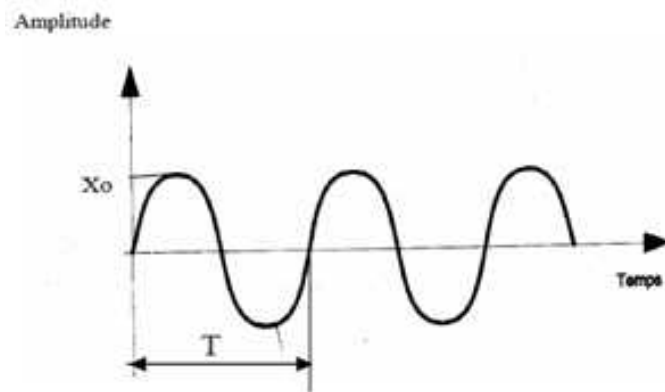


Figure II.2 : Représentation d'un signal harmonique

$$X(t) = X_0 \cdot \cos(\omega t + \varphi) \quad (2.4)$$

Où

- ω : Vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ($\omega = 2\pi f$), exprimée en rad/s ($\omega = 2\pi f$).
- f : Fréquence du mouvement (Hertz), c'est la cadence du phénomène ($f = 1/T$).
- φ : Phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps.

II.3.2/ Signaux périodiques non harmoniques :

Une vibration périodique est une vibration qui se produit exactement après un certain temps, appelée période. Cette vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines tournantes. Ce type de vibration est composé de plusieurs vibrations harmoniques. Donc, un signal périodique non harmonique est une somme de signaux harmoniques de différentes amplitudes maximales (constantes) mais dont les pulsations sont multiples d'une pulsation dite fondamentale, comme l'illustre la figure II.3. Le signal est connu à l'instant 't' et se retrouve rigoureusement identique à l'instant $t \pm nT$ (n'étant un nombre entier). [8]

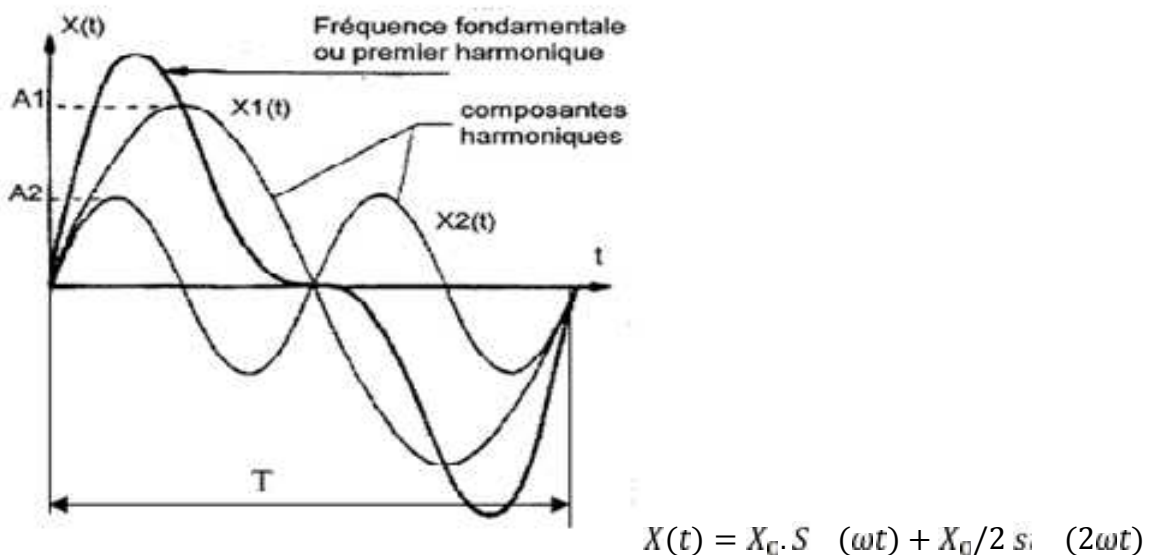


Figure II.3 : Représentation d'un signal périodique non harmonique (en trait fort) et ses deux composantes harmoniques (en trait fin)

II.3.3/ Signaux transitoires et aléatoires :

Une vibration aperiodique est une vibration dont le comportement temporel est quelconque. Dans une telle situation, on n'observe jamais la reproductibilité dans le temps ; c'est pourquoi 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. C'est le cas de chocs que l'on enregistre par exemple sur un broyeur. La figure II.4 montre deux exemples de signaux non périodiques. Un signal transitoire (à gauche) se produit pendant un intervalle de temps limité. Les signaux aléatoires ont leurs caractéristiques d'amplitudes et de fréquences qui changent aléatoirement en fonction du temps. 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. [9]



$$X(t) = \sum [X_i \cdot S(\omega_i t + \varphi_i)]$$

Figure II.4 : Représentation d'un signal aléatoire

II.4/ Présentation de l'analyse vibratoire :

II.4.1/ Introduction :

Toute machine possédant des composantes en mouvement génère un certain niveau de vibration, images des efforts dynamiques, quel que soit le soin apporté à leur fabrication. De ce fait, toute modification du processus dynamique de la machine engendre une variation des énergies vibratoires. Ces vibrations sont stable si la machine fonctionne normalement, quantifiable et reproductible, si l'environnement est le même. Ces vibrations sont caractéristiques de l'état de fonctionnement de l'équipement et constituent sa signature cinématique.

Au fur et à mesure que l'état de la machine se détériore, le niveau vibratoire augmente et change radicalement avec l'apparition d'un défaut, première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradation et de panne. Les vibrations sont le résultat d'un ensemble d'efforts exercé par la machine elle-même ou le résultat de l'interaction avec l'environnement dans lequel la machine est intégrée. On peut distinguer des efforts d'origine mécanique (balourd, désalignement, roulement, engrènement, etc.), d'origine électrique (vibrations de stator, transformateurs, etc.), d'origine hydraulique (cavitation, turbulences,

pulsations de pression, etc.) et de réponse du milieu (broutement des machines-outils, pompage des compresseurs, etc.).[10]

Aujourd'hui, l'emploi des technologies intégrant les méthodes avancées de traitement de signal, ont permis le développement d'une nouvelle forme de maintenance couramment appelée maintenance conditionnelle dont son emploi occupe une place privilégiée pour faire un diagnostic d'un équipement mécanique. A l'image de la médecine, l'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un bilan mécanique complet du système, qui caractérise qualitativement et quantitativement son état à un instant donné, et ainsi d'y reconnaître d'éventuelles maladies.

Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse vibratoire, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet d'améliorer la disponibilité et la sécurité par la détection précoce et le suivi de la dégradation des éléments critiques, ainsi localiser l'organe défectueux sans démontage de la machine. Par conséquent, la correction éventuelle et la programmation des opérations de maintenance seront limitées aux seuls maillons et organes défaillants, si possible pendant les arrêts programmés de la production ou en la perturbant le moins possible, tout en tenant compte de la disponibilité de l'équipe d'intervention et de l'approvisionnement des pièces de rechange. [11]

Le signal vibratoire est l'identité de la machine, il contient la signature cinématique de la machine reliée aux conditions de fonctionnement, un petit changement dans le signal vibratoire donne un autre comportement de l'état de fonctionnement de l'équipement.

Aujourd'hui, et avec le développement des études sur la pathologie des machines, les effets vibratoires observés peuvent être reliés aux causes matérielles qui les génèrent. La plus part des défauts fait augmenter le niveau vibratoire, ce qui peut engendrer des pertes de précision des machines et des dommages secondaires. De plus, un équipement qui ne fonctionne pas rondement se détériore plus rapidement, peut entraîner le bris d'équipement se trouvant à proximité et génère beaucoup plus de bruit. Les vibrations créent de la fatigue, provoquent l'usure prématurée des pièces et elles sont souvent à l'origine de la rupture des éléments de la machine (diminution de la précision, diminution de la fiabilité de fonctionnement et diminution de la durée de service). C'est pourquoi pendant son exploitation, l'équipement doit satisfaire aux moins aux deux exigences suivantes :

- Il doit être vibro-stable (c'est à dire qu'il peut fonctionner sous l'influence des vibrations et du choc avec la précision donnée par les normes et les instructions techniques) ;

- Il doit être vibro-résistant (c'est à dire que pendant toute la durée d'exploitation, les contraintes admissibles seront supérieures aux contraintes produites par les vibrations et le choc).

Les relevés de vibrations sont les meilleurs outils pour obtenir un diagnostic précis sur les problèmes de dysfonctionnement des équipements. Le principe de l'analyse des vibrations réside dans le fait que toute machine fonctionnant dans des conditions de travaux normaux vibre et émet des vibrations dont les paramètres sont dus à ses caractéristiques cinématiques et au travail accompli. Ces vibrations évoluent en fonction de l'état de santé des organes de la machine dont les fréquences sont identiques à celles des efforts qui les ont provoqués. 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 détecter l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement. Il suffit donc en principe de mesurer l'évolution de ses vibrations, et en fonction de ses caractéristiques détecter les anomalies. La mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. Pour collecter les données nécessaires à la mesure et à l'analyse, on fait appel aux capteurs placés en des points particuliers dont le rôle est de transformer l'énergie mécanique dispensée par la machine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. [12].

II.4.2/ Applications industrielles :

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

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

- de connaître à tout moment l'état de santé de ces machines et d'estimer la longévité potentielle des différents composants et ainsi prévenir l'usure prématurée des différentes pièces :

- Pour un équipement neuf, l'analyse vibratoire permet la détection d'anomalie sous défauts de montage - sources potentielles de pannes- pratiquement indécélables par d'autres techniques d'investigation,

- Pour un équipement venant de faire l'objet d'une remise en état, l'analyse vibratoire vérifie si cette opération a bien corrigé les anomalies identifiées ayant conduit à la prise de décision d'arrêt ou, au contraire, a généré un autre comportement anormal susceptible d'induire, à brève échéance, une nouvelle panne (maintenance mal adaptée).

- d'en déduire l'évolution de l'état de santé pour les semaines ou les mois à venir et de faire des prévisions sur leur destin : faire un bilan de santé ;
- d'enrichir et affiner les informations justes et pertinentes nécessaires pour la maîtrise des risques ;
- d'évaluer avec précision le niveau de vibration aux endroits envisagés pour l'utilisation d'équipements sensibles et ainsi évaluer l'emplacement idéal d'un équipement requérant de faibles niveaux vibratoires ;
- Améliorer l'environnement de travail.

Les avantages suivants peuvent être perçus :

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

Cependant, Il faut remarquer que les méthodes et les résultats dans le domaine de l'analyse vibratoire intéressent directement la production industrielle (chaîne de fabrication, la production d'énergie et la motorisation). [13]

II.4.3/ Notions fondamentales :

Tout corps en mouvement est sujet à des vibrations. Ces vibrations sont des mouvements en principe normaux. Dans un mouvement de rotation, il existe deux corps. Le premier est fixe, c'est la partie statorique, le deuxième mobile, la partie rotorique. En mouvement, tout point de ces deux corps occupe un espace tridimensionnel bien défini. Or, les vibrations d'une machine peuvent être considérées comme une manifestation extérieure des forces internes. Donc, Elles ne sont que le résultat des forces émises par les différents éléments de la machine pondérées par la fonction de transfert des liaisons (roulements, film d'huile, engrenages,...etc.) : C'est la réponse de la structure à l'excitation des forces internes et externes, figure 2.5 et l'analyse de leurs signaux donne des informations sur les processus de dégradations internes de la machine.

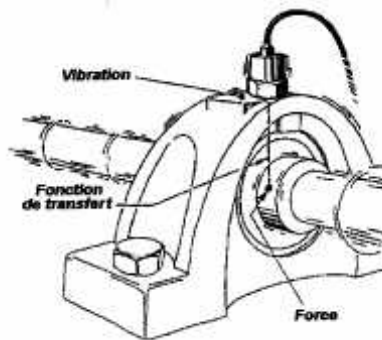


Figure II.5 : Mesure d'une vibration

La mesure d'une vibration transmise par la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques sera fonction de multiples paramètres que l'on peut grouper en trois groupes :

1^{er} groupe, caractéristique de la structure, regroupe :

- Masse, rigidité et coefficient d'amortissement de la structure qui véhicule les vibrations
- Caractéristiques de fixation de la machine sur le sol qui oppose des réactions aux vibrations et en modifie l'intensité,
- Positionnement de la prise de mesure.

Ces éléments sont généralement regroupés sous le terme de fonction de transfert, caractéristique de la structure.

2^{ème} groupe, caractéristique de l'outillage utilisé, regroupe :

- Position et fixation du capteur sur la machine,

- Caractéristiques du capteur,
- Pré amplification et transmission du signal,
- Performance de l'appareillage utilisé.

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

3^{ème} groupe, caractéristique des efforts dynamiques, regroupe :

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

Il faut remarquer que les éléments de la 3^{ème} groupe sont en fait ceux qui sont directement liés à l'intensité des efforts dynamiques qui font naître la vibration. Cependant, il est impossible de les mesurer directement sans passer par l'amplification inévitable des paramètres du groupe 1 et 2. Il convient donc de garder à l'esprit que les techniques d'analyses des vibrations ne donnent pas l'intensité intrinsèque d'une force parasite, révélatrice d'un défaut, mais permettent d'en suivre l'évolution. C'est pourquoi, il est plus facile d'effectuer un diagnostic en regardant l'évolution dans le temps des mesures relevées, que de s'attacher à l'étude d'une mesure isolée, très difficile à interpréter. [14]

II.4.4/ Méthode d'analyse vibratoire :

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer les machines tournantes, peuvent être classées dans cinq groupes: l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale, l'analyse temporelle, l'analyse temps-fréquence ou temps-échelle, l'analyse de la cyclo-stationnarité et l'analyse d'enveloppe

II.4.4.1/ Analyse spectrale :

L'analyse spectrale est un outil naturel pour le traitement des signaux en mécanique. En règle générale, le signal de vibration prélevé sur une machine tournante est une composition de réponse à toute force d'excitation. L'intérêt de l'analyse spectrale est de pouvoir dissocier et identifier les sources vibratoires en fonction des caractéristiques cinématiques des différents éléments constitutifs et de leur vitesse de rotation (ou de leur fréquence de mouvement).

Pour être efficace, cette méthode doit être appliquée en prenant soin, lors de l'acquisition et du traitement du signal temporel, de plusieurs facteurs :

- Numérisation à $2k$ échantillons pour permettre le calcul en FFT,
- Estimation de la fréquence maximale d'analyse sur la base des conditions de fonctionnement et de la cinématique de l'installation,
- Echantillonnage à une fréquence respectant la condition de non repliement de spectre,
- Choix de la fenêtre de pondération conditionnant la lisibilité du spectre,
- Connaissance de la résolution permettant de dissocier des fréquences voisines. En cas d'insuffisance de cette finesse d'analyse, il est possible de l'améliorer par la technique de zoom.

Le spectre analysé peut être obtenu de plusieurs façons. **De Almeida**, a proposé une méthode basée sur l'énergie résiduelle : utilisation de l'intégration de la différence entre la densité spectrale de puissance en condition normale et en condition avec défaut. Appliqués sur des paliers à roulement, les résultats se sont avérés meilleurs que ceux avec les indicateurs classiques. Toujours sur ce type de défaut, une méthode obtenue par la théorie de l'inférence inductive a été introduite par **Mechefsk**. La détection des défauts est basée sur des bandes fréquentielles découpées dans le spectre et représentatives de différents états du roulement. Il est apparu que la technique convient aux faibles vitesses.

Il y a différentes représentations du spectre: spectre à résolution constante (**spectre RC**) et spectre pourcentage bande constante (**spectre PBC**).

L'interprétation d'un spectre sera d'autant plus précise et pertinente que les conditions de fonctionnement et la cinématique de la machine sont connues, notamment :

- le type de moteur, le nombre de barres et d'encoches, le nombre de pales du ventilateur de refroidissement,
- le type de roulements,
- le type d'accouplement et le nombre de dents ou de doigts,
- le nombre de poulies, la longueur et le nombre de courroies,
- le nombre de dents des engrenages,
- le nombre de pales des ventilateurs, d'aubes de pompes ou d'augets de turbine

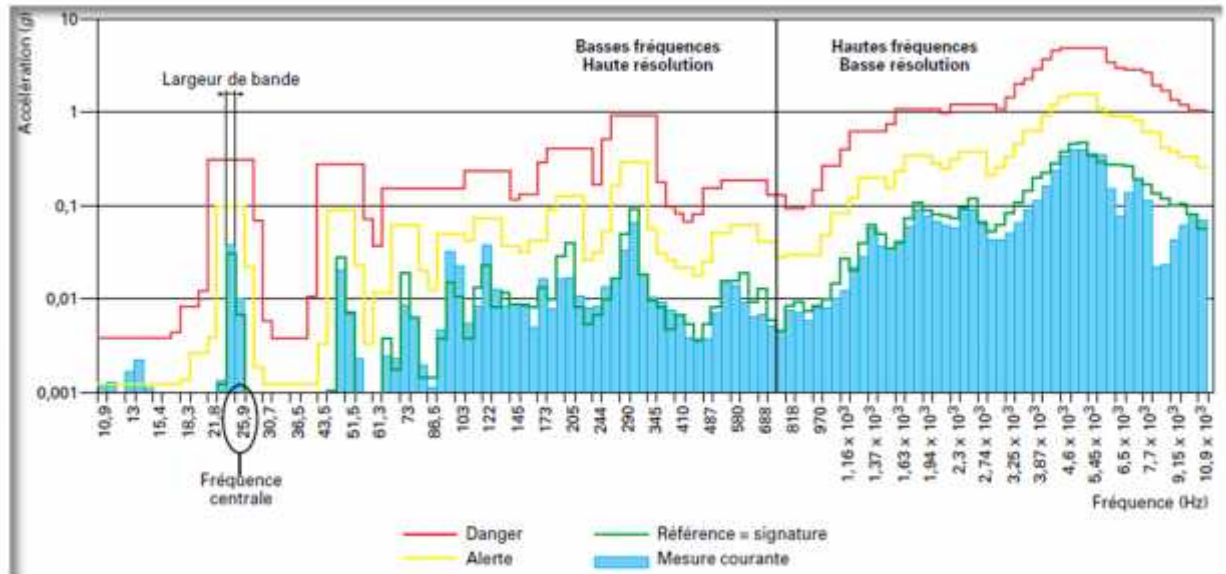


Figure II.6 : Exemple de spectre PBC

II.4.4.2/ Analyse cepstrale :

Le cepstre (anagramme de spectre) d'énergie est un opérateur homomorphique introduit par **Bogert** en 1963 pour faire de la détection d'écho. Dans les systèmes mécaniques tournants, les signaux ont un caractère périodique après échantillonnage synchrone, de plus les défauts induisent des motifs récurrents pouvant être considérés comme un système d'échos multiples, c'est la raison pour laquelle il est utilisé.

En faisant abstraction de la composante de bruit, le signal vibratoire mesuré sur un système est le résultat d'une convolution des forces d'excitations par la réponse impulsionnelle de la structure.

Mathématiquement, le cepstre temporel d'un signal $x(t)$ est la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de sa transformée de Fourier directe :

$$C[x(t)] = C(\tau) = F^{-1}[\lg F[x(t)]] \quad (2.5)$$

Le cepstre d'énergie est défini par

$$C(\tau) = F^{-1}[\lg F[x(t)]] \quad (2.6)$$

La convolution équivalant à une addition de deux cepstres, cet opérateur permet une déconvolution : séparation des informations relatives à la réponse impulsionnelle de celles à l'excitation. Dans la représentation cepstrale, la réponse impulsionnelle de l'installation se situe à hautes fréquences. Il est possible d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre, telles que: des peignes de raies traduisant généralement

des jeux de palier, des écaillages de denture ou de roulement, des familles de bandes latérales, manifestations de phénomène de modulation : des bandes centrées de part et d'autre de certaines composantes de fréquences caractéristiques du fonctionnement de la machine, telles que les fréquences d'engrènement ou de passage d'aubes...

Le principal intérêt de cette technique est le suivant : comme les forces excitatrices peuvent être séparées des réponses (la source de vibration et le chemin de transmission ne sont pas liés), la localisation du point de mesure n'a donc pas d'importance.

Il existe de nombreuses applications de l'analyse Cepstrale; **Boulenger** l'utilise pour identifier des défauts de bague interne et externe sur un cylindre sécheur d'une machine à papier, **El Badaouia** appliqué le cepstre d'énergie lors de l'étude d'un système à engrenages. Il a abouti à un indicateur qui est peu affecté par la position du capteur. en outre, il a pu améliorer le rapport signal sur bruit par un moyennage synchrone temporel, lui permettant d'isoler chaque couple d'engrènement.

Malgré son apparente efficacité, l'analyse cepstrale nécessite le respect de certaines conditions :une résolution au moins 10 fois plus faible que les fréquences de modulation et de répétition des chocs, une largeur de bande contenant plusieurs composantes de la famille de raies à observer (au moins 30). [15].

II.4.4.3/ Méthodes temporelles :

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli. Ces méthodes utilisent des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. L'indicateur le plus courant est sans doute la valeur efficace ou couramment appelée RMS (RootMean Square). Elle est donnée par :

$$V_e = V_R = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (2.7)$$

Notons également l'utilisation des indicateurs crêtes qui sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré, il est possible de distinguer principalement entre :

- Le facteur de crête qui est défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace, il est signe d'une éventuelle dégradation si sa valeur dépasse six.

$$F \quad d \ c \ \hat{e}t \ t = \frac{\sup|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (2.8)$$

- Le Kurtosis qui représente le rapport entre le moment statistique d'ordre quatre et le moment statistique d'ordre deux au carré. Pour une distribution gaussienne le kurtosis est égale à 3 (cas d'un roulement ou d'un engrenage saint). Lorsque le signal devient non gaussien (présence d'évènements dus au défaut) le kurtosis devient supérieur à 3

$$K = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (2.9)$$

Avec M_4 et M_2 , respectivement moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} est la valeur moyenne des amplitudes, N_e est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. [11]

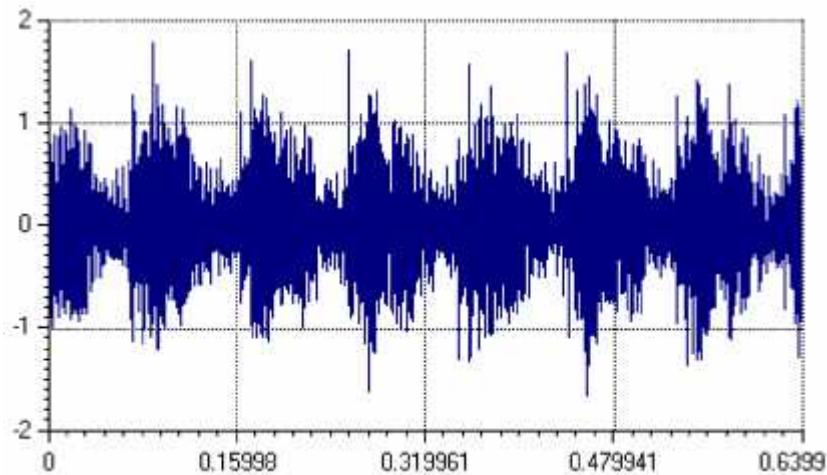


Figure II.7: Signal temporelle

II.4.4.4/ Méthodes temps fréquence et temps-échelle :

- **Temps fréquence :**

Les méthodes d'analyse temps fréquence ont été développées pour l'étude des signaux non-stationnaires. Cette notion de non stationnarité peut s'appliquer aussi bien à des signaux aléatoires qu'à des signaux certains. Plus généralement, elles s'appliquent à des signaux dont le contenu fréquentiel ou les propriétés statistiques évoluent au cours du temps.

L'analyse spectrale par analyse de Fourier, est parfaitement adaptée à l'étude des signaux périodiques, elle ne peut naturellement pas prendre en compte l'évolution temporelle des caractéristiques fréquentielles d'un signal non stationnaire. Pour décrire cette évolution temporelle, il faut réaliser une analyse spectrale évolutive, d'où les méthodes temps fréquence. [16].

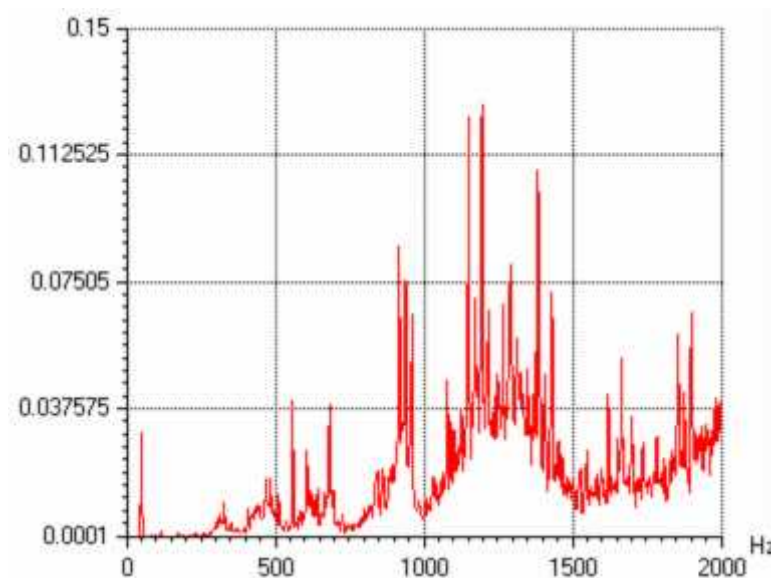


Figure II.8 : Signal fréquentiel

- **Temps échelle**

Ce mode de représentation est utilisé pour détecter des phénomènes qui se déroulent sur des échelles de fréquence distinctes, rencontrés dans un signal. La transformation en ondelette a été formalisée par **Grossman** et **Morlet**. L'idée fondamentale est de décomposer le signal à l'aide de fonctions analysantes particulières construites à partir d'une ondelette mère oscillante et à moyenne nulle (t) . A partir de l'ondelette mère, il est possible de créer des ondelettes analysantes $_{(a,b)}(t)$ centrées autour de b et à échelle variable définie par le paramètre a :

$$\mathbb{E}_{(a,b)}(t) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \mathbb{E}\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (2.10)$$

Le paramètre a est un coefficient de dilatation qui fait que la notion d'échelle remplace celle de la fréquence. Le paramètre b correspond au décalage temporel de la fonction analysante, en le faisant varier, on déplace la fonction analysante le long de l'axe des temps. La forme générale de la transformation en ondelette $T_x(a,b)$ d'un signal $x(t)$ est donnée par :

$$T_x(a,b) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \mathbb{E}\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (2.11)$$

On constate que la transformation en ondelette revient à faire dans le domaine temporel une série de corrélation entre le signal $s(t)$ et les fonctions analysantes pour différentes échelles. Ce qui permet d'interpréter son action comme la recherche des instants où le signal ressemble le plus à la forme de l'ondelette (celle-ci pourrait être par exemple la signature temporelle du défaut à détecter). La transformée en ondelette permet de mettre en évidence la non-stationnarité dans un signal. [17]

II.4.4.5/ Analyse de la cyclo-stationnarité :

Statistiquement, en traitement du signal, on a coutume de distinguer deux grandes familles de signaux ; les signaux stationnaires, dont les moments statistiques de la densité de probabilité sont indépendants du temps, et les signaux non-stationnaires, dont les moments statistiques dépendent du temps. Dans cette dernière famille, il existe une classe de signaux particulière, que sont les signaux cyclo-stationnaires. Un processus est cyclo-stationnaire à l'ordre n , si tous ses moments statistiques jusqu'à l'ordre n sont dépendants du temps de façon périodique à la période T .

Un signal stationnaire a pour particularité de ne contenir que des composantes fréquentielles dé-corrélées, du fait que son autocorrélation ne dépend pas du temps.

Le signal d'engrenage étant la somme de composantes fréquentielles provenant d'un seul phénomène physique (l'erreur de transmission), on peut supposer que ces composantes ne soient pas dé-corrélées les unes des autres. Les signaux d'engrenage étant périodiques, l'hypothèse de cyclo-stationnarité peut être utilisée. Il faut noter de plus que c'est parce que les signaux d'engrenage sont cyclo-stationnaires que l'échantillonnage angulaire trouve son intérêt. [18]

II.4.4.6/ Analyse d'enveloppe :

Lorsque le défaut recherché engendre des forces impulsionnelles excitant un mode de résonance de la structure (carter, paliers, bagues de roulement, ...), la forme caractéristique du phénomène de modulation se trouve amplifiée au niveau de cette zone. Après avoir démodulé le signal, le spectre d'enveloppe fera donc mieux apparaître les raies d'impulsions dues au défaut.

Le spectre du signal enveloppe est intéressant dans la mesure où la fréquence de sa composante fondamentale correspond à l'ordre 1 de la fréquence de répétition des chocs. En pratique, pour obtenir le spectre du signal enveloppe, il faut successivement :

-trouver la plage de fréquence, c'est-à-dire déterminer la fréquence maximale en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre et de la nature des défauts, choisir les résonances, filtrer avec un filtre passe-bande la réponse sur la résonance choisie, calculer le spectre du signal enveloppe. La technique de démodulation d'amplitude utilise la transformée de **Hilbert**.

Pour un rapport signal sur bruit élevé, il a démontré qu'en faisant intervenir le carré de l'enveloppe, de meilleurs résultats sont encore obtenus par rapport au spectre enveloppe ordinaire.

Randalla comparé l'analyse d'enveloppe à celle des signaux cyclo-stationnaires. En effet, certains signaux, tout en étant quasi périodiques, ne sont pas en permanence exactement calés à la vitesse de rotation de l'arbre. Ce phénomène échappe dès lors au moyennage synchrone. Aussi, pour mener l'analyse de ce type de signaux, il a utilisé la corrélation spectrale ou transformée de Fourier à deux dimensions. Comme résultat, il fut prouvé qu'une telle approche permet de distinguer à la fois les effets de modulation dus à la rotation d'engrenage et ceux dus à la rotation de bague interne de roulement. [19]

Chapitre III : Machines tournantes

III.1/ Introduction :

Les machines tournantes occupent une place très importante dans le domaine de la technologie et de l'industrie. On peut citer comme exemple : l'industrie mécanique, la production d'électricité, le transport aérien, le chauffage et la climatisation, l'aérospatiale, les textiles, les appareils de ménage, etc,... Ces machines tournantes participent à l'amélioration des conditions de vie et la prise en charge des activités qui sont relativement désagréables pour l'homme. Cela passe à œuvrer la compréhension du comportement des machines tournantes dans le but de les préserver et de les exploiter d'une manière optimale. [20]

Dans l'actualité, et vu la rapidité et le besoin croissant du marché, les industriels cherchent des moyens de fabrication plus rapides et fiables. Ainsi, c'est aux mécaniciens de trouver des moyens de production plus rapides ; c'est le cas actuel avec l'usinage à grande vitesse(UGV) et le train à grande vitesse (TGV).

III.2/ Historique sur les machines tournantes :

Presque toutes les machines construites depuis la révolution industrielle impliquent un seul principe de base incorporé dans l'une des inventions vraiment importantes de l'humanité. La roue est une invention mécanique importante. Donc, il est difficile d'imaginer un système mécanisé qui serait possible sans la roue ou l'idée d'une composante symétrique, se déplaçant dans un mouvement circulaire autour d'un axe. De minuscules engrenages de montre, moteurs à réactions et de disques d'ordinateurs...etc.

L'histoire des machines tournantes a commencé il y a 5000 ans. L'homme a cherché d'effectuer des tâches quotidiennes de façon plus facile, il a inventé la roue et l'a utilisée comme moyen de transport, pour des tours de potiers et aussi comme des meules d'environ 3000 ans.

Archimède a mis la première turbine à vapeur mais il ne pouvait l'utiliser en raison du manque de la science. La nécessité pour la science a été ressentie de plus en plus, il y avait la renaissance de la science avec Léonardo da Vinci et Nicholas Copernicus. Dans l'année 1543 Léonardo da Vinci et Nicholas Copernicus ont élaboré la théorie héliocentrique.

Après un siècle, Denis Papin (1647-1712) a développé le moteur atmosphérique. Avec la découverte de la chaleur latente par Joseph Black (1728-1799), James Watt a réalisé le premier moteur à vapeur à mouvement alternatif (1788). C'est le début de la révolution industrielle, et avec l'invention de la dynamo (1878) par Thomas Alva Edison, la première centrale électrique a été installée avec une capacité de production de 2KW. Par la suite, la machine à vapeur a cédé la place pour les turbomachines.

Aujourd'hui et vu le développement et la rapidité, les industriels cherchent à fabriquer des machines tournantes avec des vitesses de rotation très élevées comme les machines d'usinage à grande vitesse pour les raisons suivantes :

- Une meilleure qualité,
- Un prix de revient raisonnable. [21]

III.3/ Définition des machines tournantes :

Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... toutes ces machines, que l'on dit "tournantes", ont un point commun : elles comprennent des organes en rotation.

Suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournant à des vitesses de rotation différentes.

Selon la norme NFC 01 441, une machine électrique tournante est un appareil électrique utilisant l'induction magnétique pour son fonctionnement, constituée d'éléments pouvant effectuer un mouvement relatif de rotation et destiné à la transformation d'énergie.

Une machine tournante est composée d'organes complexes soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles qui sont la source de défaillance.[22]



Figure III.1: Exemple d'une machines tournante

III.4/ Description d'une machine tournante :

Les machines tournantes sont des systèmes ou on peut distinguer :

- Un Rotor,
- Le stator ou structure,
- Des Liaisons.

✓ Le rotor

Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation, en général gauche c'est-à-dire distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...), réalise une fonction bien définie : manipulation de fluides, de solides, parcours dans un champ électromagnétique. [23]

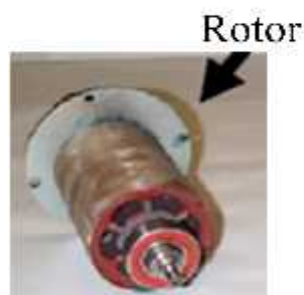


Figure III.2 : exemple d'un rotor

✓ **Le stator ou structure :**

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- ✓ **Les coussinets** de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements ;
- ✓ **Les paliers** qui relient les coussinets (bague) au stator ;
- ✓ **Le stator** ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : circuit magnétique dans les machines électriques, ailette pour les turbomachines...etc.
- ✓ **Le massif** des systèmes embraqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radies. Une interface adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, spécialement celle de l'enveniment.
- ✓ **Le radier** est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison entre le massif et sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes ; il peut être responsable de certains déalignages entre les paliers. [24]



Figure III.3: exemple d'un stator

✓ **Les liaisons**

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor.

Les liaisons sont classées dans trois ensembles : [25]

- les liaisons à fluide
- les liaisons à roulements
- les liaisons magnétiques

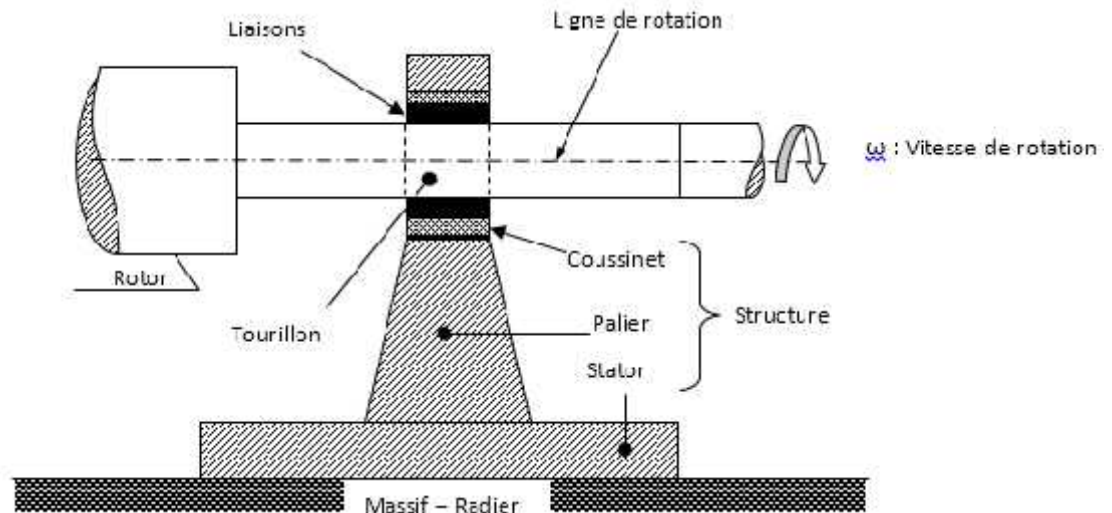


Figure III.4: Eléments d'une machine tournante

III.5/ Principe de fonctionnement des machines tournantes :

Pour pouvoir créer le mouvement de rotation ou bien l'énergie électrique selon le sens de la conversion énergétique, les machines tournantes sont constituées d'un circuit inducteur et un circuit induit, donc le fonctionnement est le suivant :

Le circuit inducteur crée un champ magnétique, qui permettra le transfert de l'énergie électrique entre le stator et le rotor

Le circuit induit est soumis au champ d'inducteur (induction électromagnétique) dans lequel les phénomènes physiques s'expriment pour créer les nouvelles grandeurs (apparition d'un couple mécanique dans le cas d'un moteur ou d'une force dans le cas d'une génératrice).

On note que le circuit jouant le rôle d'inducteur dans le fonctionnement moteur joue aussi le rôle d'inducteur dans le fonctionnement générateur. Il en va de même pour l'induit. Les rôles des circuits inducteur et induit ne dépendent pas du sens de conversion de l'énergie.[26]

III.6/ Principaux défauts des machines tournantes :

La figure suivante représente une machine tournante en panne :



Figure III.5: Machine tournante en panne

III.6.1/Les roulements :

D'après les normes ISO355, ISO492, ISO15, ISO104, ISO5593, la fonction d'un roulement est de permettre à deux éléments d'être en rotation l'un par rapport à l'autre avec une précision et avec un frottement optimisé en remplaçant un glissement par un roulement.

On peut classer les roulements en trois classes principales :

- Roulement à billes,
- Roulements à aiguilles,
- Roulements à rouleaux.

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les avaries que l'on peut y rencontrer sont les suivants : grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), faux effet Brinell, etc.

Tous ces défauts ont un point commun : ils se traduisent tôt ou tard par une perte de fragments de métal. Ce défaut précurseur de la destruction est l'écaillage. Il se traduit par des chocs répétés des billes sur la cage de roulement.

III.6.2/ Ecaillage :

Le phénomène de fatigue du métal des surfaces qui roulent l'une sur l'autre sont complexes :

a. Ecaillage ou piqures en surface : ne dépassent pas quelque dizaines de microns, ils résultent d'un contact important entre les aspérités des surfaces, le problème est du à un état de surfaces insuffisant ou un film lubrifiant très fin. Les piqures peuvent se stabiliser ou évoluer vers un écaillage profond.

b. Ecaillage en profondeur : provient généralement d'une transformation de la matière dans la zone soumise aux contraintes importantes et cycliques. Le matériau se désagrège et provoque un écaillage en surface. Il peut également être du à des hétérogénéités non métalliques dans le produit qui facilite l'amorce de la fissure.

c. fissures profondes et ruptures : ces fissures sont d'abord des conséquences d'un écaillage en profondeur. Elles peuvent être dues aux chocs au montage, chocs en service, traitements thermiques défectueux, jeux très serrés et aux jeux trop grands sur la bague tournante.

III.6.3/ Introduction des impuretés :

Toute introduction d'impuretés dans le roulement le met en danger alors il est impérativement nécessaire de mettre tout en œuvre pour éviter l'introduction des impuretés pendant le stockage, lors du montage et pendant le fonctionnement. La meilleure solution pour ce problème est d'assurer une bonne étanchéité.

III.6.4/ Usure adhésive :

L'origine de ce défaut sont les frottements, généralement les frottements sont faibles ce qui explique le fait que ce défaut est rare sauf si la lubrification est insuffisante, dans ce cas il se produira : une usure de cage, un accroissement des jeux, un mauvais positionnement des éléments, un fonctionnement bruyant, un blocage du roulement et une augmentation de la température.

III.6.5/ Engrenages et leurs défauts :

- **Capacité de charge trop faible à la rupture :**

Surcharge instantanée trop importante, le choix d'un module trop faible peut conduire à un engrenage de capacité insuffisante à la rupture, par suite de fausses manœuvres ou d'un incident survenant dans une certaine partie de l'ensemble machine dont l'engrenage est un

élément, il peut se produire des charges supérieures à celles couramment admises (2 à 3 fois la charge normale).

- **Rupture à la fatigue :**

Lorsque la contrainte dans un matériau est supérieure à la limite élastique de fatigue, il se produit une rupture au bout d'un certain nombre de cycles de mise en charge, cette rupture évolue dans le temps. Au bout d'un certain nombre de cycles il se produit dans un premier temps une petite crique à la surface de la denture. Cette dernière se remplit d'huile et s'agrandit sous l'action de glissement entre les dentures. Si ce phénomène est localisé sur une dent l'engrènement sera perturbé à raison d'une fois par tour. S'il vient à se généraliser sur toute les dents il affectera la fréquence d'engrènement.

- **Défauts de traitement thermique de rectification :**

Un mauvais traitement thermique peut lui aussi occasionner la formation de criques. Il en est de même lorsqu'une rectification est réalisée avec une profondeur ou une avance de passe trop importante. Ces criques pouvant constituer des amorces de rupture surtout si elles sont localisées aux pieds de dent. Nous sommes alors ramenés au même cas que précédemment

- **Les piqures :**

Cette détérioration superficielle se manifeste par de très fortes piqures à la surface des dentures, elle fonction de la pression superficielle.

Si la pression est raisonnable, nous avons des piqures naissantes qui se stabilisent et ne troublent en rien le fonctionnement de l'engrenage ou bien de la machine.

Si par contre la pression est élevée, les piqures continuent à se développer et peuvent devenir destructives, ce phénomène affecte la fréquence d'engrènement.

- **Le grippage :**

Il peut se produire pour des conditions de fonctionnement données (vitesse de glissement, de pression superficielle) une élévation de la température très élevée au contact qui provoque la rupture du film de huile, il se produit alors un contact métal contre métal qui engendre le grippage. Le grippage se manifeste par des arrachements de du métal dans la direction du glissement. Ce phénomène se traduit donc par une élévation de la température et par l'apparition de chocs à l'engrènement.

III.6.6/ Accouplements et leurs défauts :

Les défauts de ce type d'accouplement sont principalement :

- un mauvais centrage des plateaux.
- un défaut de parallélisme (non perpendicularité d'un des plateaux par rapport à l'axe de rotation).

Ces deux défauts créent un balourd et donc des vibrations à la fréquence de rotation.

On peut aussi avoir des glissements des plateaux en cours de fonctionnement. Leur effet sera une évolution brutale des vibrations.

III.6.7/ Jeu, desserrage, mauvaise fixation :

Cette classe de défauts concerne les fixations des machines sur leurs supports ou massifs. Si le montage est défectueux, on pourra observer différents phénomènes.

S'il y a du jeu, le fonctionnement ne sera pas linéaire, et le mouvement vibratoire sinusoïdal se transformera en un mouvement périodique d'autant plus riche en harmoniques que le signal sera déformé.

Si la fixation a une raideur insuffisante c'est par des mesures de déformées qu'on pourra la mettre en évidence. Les points faibles d'une structure y apparaissent comme des singularités de forme (déformation locale excessive, dissymétries de comportement vibratoire). De la même façon on pourra mettre en évidence des résonances de structures, ou des modifications dans le temps des ancrages par une évolution des déformées.

III.7/ Classement « VIS » des machines tournantes :

Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant :

- ✓ Machines Vitales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables ;
- ✓ Machines Importantes : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi ;
- ✓ Machines Secondaires : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production. [27]

Chapitre IV : Etude théorique et Cas pratique

IV.1/ Introduction :

Le principe de tout système mécanique est de transmettre et d'adapter une énergie mécanique depuis une source d'énergie vers une application donnée. Les premières machines construites afin de modifier des vitesses angulaires étaient des roues de friction ; ces roues étaient lisses et construites dans une matière qui avait un fort coefficient de frottement. Elles étaient maintenues en pression l'une contre l'autre, et le frottement qui se créait entre ces deux roues assurait la rotation des roues. Mais ce système ne permettait pas de contrôler correctement le rapport qui existait entre les vitesses angulaires d'entrée et de sortie. En effet les frottements qui existaient entre les roues n'étaient pas constants et le rapport entre les deux vitesses variait lui aussi. D'où, l'idée de mettre autour de la roue des "obstacles", des dents pour augmenter la précision de la transmission de l'effort entre les roues. Ainsi naissent les engrenages dotés de dents et qui permettent d'obtenir des rapports de transmission très précis.

Les engrenages constituent des organes de transmission et de puissance qui se sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique. 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. La large extension des engrenages est favorisée par leur rendement élevé, leur faible encombrement, leur sécurité de service, leur simplicité d'exploitation. Du fait de la diversité des conditions d'exploitation, la forme des éléments des engrenages et la construction des transmissions est très variée.

La forme du profil de la denture dans la section perpendiculaire à l'axe de rotation permet de distinguer la denture à développante de cercle, la plus usitée et d'autres dentures auxquelles sont associés notamment les profils circulaires établis par M. Novikov. Généralement, les engrenages à développante de cercle sont obtenus par taillage sur des

machines-outils spéciales par un des deux procédés : taillage par reproduction ou taillage par génération. [28]

IV.2/ Définition et classification des engrenages :

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact et on dit que les deux roues sont conjuguées.

La petite roue se nomme le pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue, la grande roue intérieure s'appelle la couronne. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors une crémaillère.

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

- 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, etc....



Figure IV.1: Denture droite



Figure IV.2: Denture hélicoïdale

- 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.



Figure IV.3: Engrenage conique à denture droite

- 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.

IV.3/ Caractérisation des engrenages :

IV.3.1/ Engrenages cylindriques à denture droite :

C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale. C'est ce système qui permet de transmettre le maximum d'effort, mais son principal défaut est d'être bruyant. [20]

IV.3.1.1/ Denture extérieure :

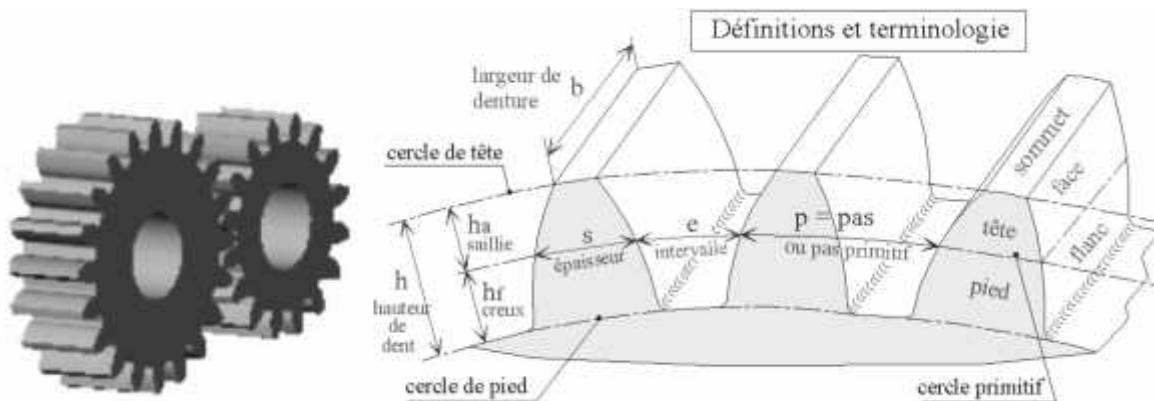


Figure IV.4 : Engrenage cylindrique à denture droite extérieure

IV.3.1.2/ Denture intérieure :

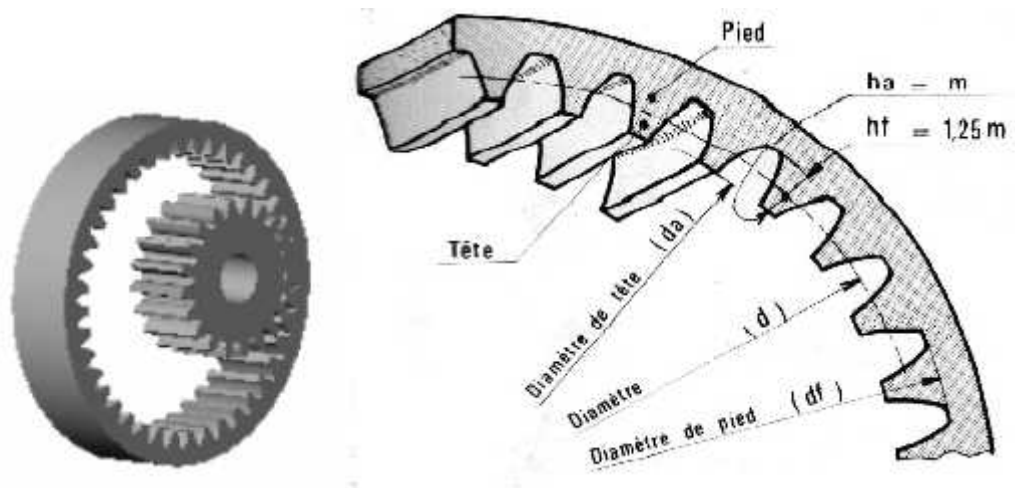
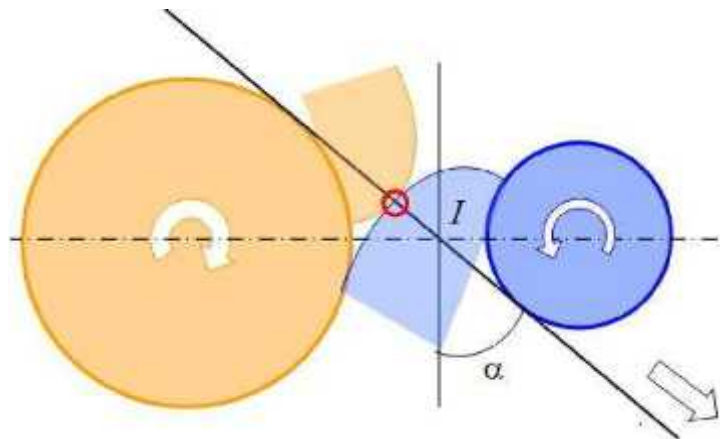


Figure IV.5: Engrenage cylindrique à denture droite intérieure

IV.3.1.3/ Angle de pression :

Dans le cas de l'engrenage classique, et plus particulièrement des engrenages standards, les cercles de base sont rapprochés de telle sorte que l'angle de pression vaut 20° . Alors les dents sont limitées à une zone autour du point I, dit point d'engrènement, où les vitesses de glissement des dents sont infimes, ce qui contribue à un rendement optimal de l'engrenage. [29]



FigureIV.6: Angle de pression

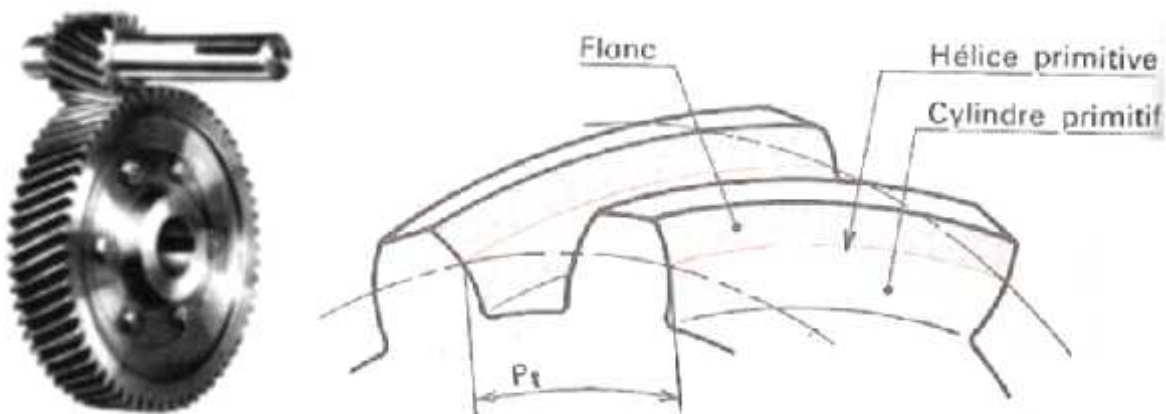
IV.3.1.4/ Tableau des caractéristiques :

Désignation	Symbole	Formule
Module	m	calcul de RDM
Nombre de dents	Z	rapport de vitesse
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5m$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1.25m$
Hauteur de dent	h	$h = 2.25m$
Pas	p	$P = m$
Angle de pression		valeur usuelle 20°
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$

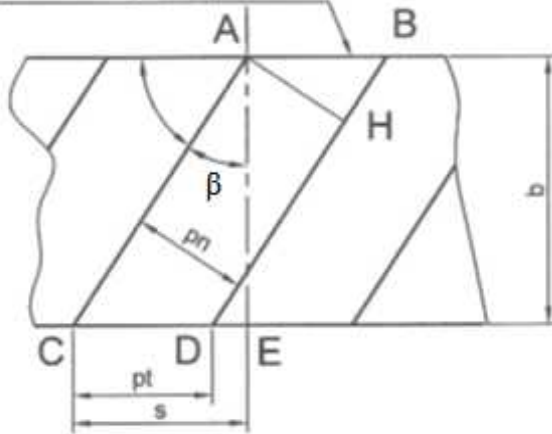
Tableau IV.1: caractéristiques des engrenages cylindriques à denture droite

IV.3.2/ Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale :

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent une transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante que les engrenages à dentures droite, La transmission des efforts est plus importante (nombres de dents en contacts plus élevés), y compris aux vitesses élevées, ils sont notamment utilisés dans les boîtes de vitesses d'automobiles, les réducteurs et les multiplicateurs de vitesses.[30]



développement du cylindre primitif



AB : pas apparent : p_t
 AH : pas réel : p_n
 β : angle d'hélice.
 Relation entre p_t et p_n
 ABH triangle rectangle en H
 $AH = AB \cdot \cos$
 $p_n = p_t \cdot \cos$
 avec
 $p_n = .m_n$ (m_n : module réel)
 $p_t = .m_t$ (m_t : module apparent)

Figure IV.7 : Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

IV.3.2.1/ Tableau des caractéristiques :

Désignation	Symbole	Formule
Module	m_n	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos$
Pas apparent	p_t	$p_t = p_n / \cos$
Pas réel	p_n	$p_n = .m_n$
Diamètre primitif	d	$d = m_t Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m_n$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5m_n$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$
Creux	h_f	$h_f = 1.25 m_n$
Hauteur de dent	h	$h = 2.25m_n$
Largeur de denture	b	$b = m_n / \sin$
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$

Tableau IV.2: Caractéristiques des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

IV.3.2.2/ Avantages de ce type par rapport à la denture droite:

- Transmission plus souple
- Moins de bruit
- 2, 3 ou 4 dents toujours en prise ; efforts transmis plus importants
- Variation d'entraxe en faisant varier l'angle d'hélice

IV.3.2.3/ Inconvénients de ce type d'engrenage : [31]

- Des efforts supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers et augmentation des efforts de flexion).
- Rendement un peu moins bon.
- Utilisation impossible en montage "baladeur" (ces engrenages doivent rester en contact permanent).
- Plus couteux

IV.3.3/ Engrenages coniques :

Les roues de ces engrenages ne sont pas des cylindres, mais des cônes. Il existe des roues dentées coniques à denture droite et des roues dentées coniques à dents obliques et à dents spirales. Tous ces engrenages servent à transmettre la rotation entre des arbres dont les axes sont concourants, avec un rapport de vitesse rigoureux. Ceux à dents spirales, c'est-à-dire dont les dents ont la forme d'un arc de cercle, sont les plus utilisés, car ils sont plus silencieux.

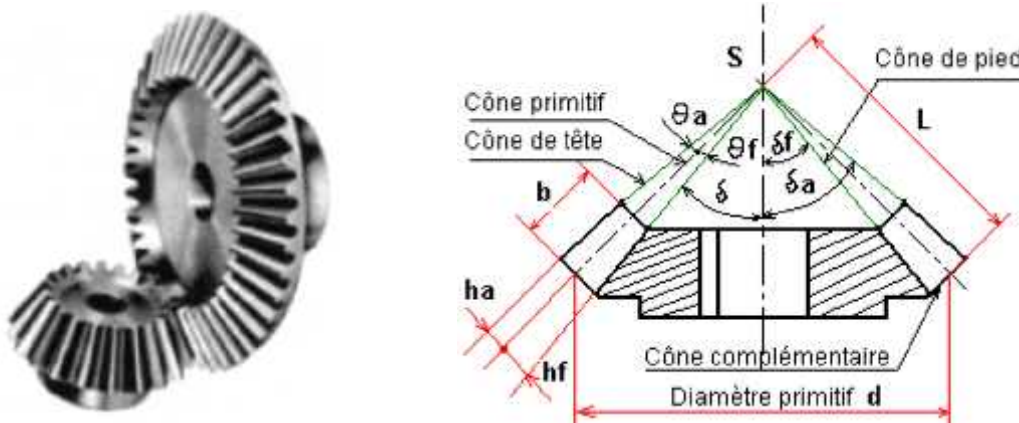


Figure IV.8: Engrenage conique à denture droite

IV.3.3.1/ Tableau des caractéristiques :

Désignation	Symbole	Formule
Module	m	calcul de RDM
Nombre de dents	z	rapport de vitesse
Angle primitif		$\tan \alpha = Z_1/Z_2$
Diamètre primitif	d	$d_1 = m Z_1$ et $d_2 = m Z_2$
Diamètre de tête	da	$da_1 = d_1 + 2m \cos \alpha$
Diamètre de pied	df	$df_1 = d_1 - 2.5m \cos \alpha$
Saillie	ha	ha=m
Creux	hf	hf= 1.25 m
Hauteur de dent	h	h= 2.25m
Angle de saillie	a	a=m/L
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2)/2$
Angle de creux	f	$f = 1.25m/L$
Angle de tête	a	$\alpha_1 = \alpha + \alpha$
Angle de pied	f	$f_1 = \alpha - f$

Tableau IV.3 : Caractéristiques des engrenages coniques**IV.3.3.2/ Avantages de ce type d'engrenage :**

- Transmission de puissance entre arbres concourants
- Très grande puissance

IV.3.3.3/ Inconvénients de ce type d'engrenage :

- Les roues coniques ne vont que par paire
- Réglage précis pour la coïncidence des sommets (S)
- La présence d'efforts axiaux importants ce qui entraîne l'utilisation de butée, de roulement à contact oblique

IV.3.4/ Engrenages gauches :

IV.3.4.1/ Système roue - vis sans fin :

La vis sans fin est constituée d'un long cylindre étroit, présentant une denture hélicoïdale continue, analogue au filetage d'une vis cylindrique, se mettant en prise avec une roue à denture hélicoïdale. Les engrenages à vis sans fin diffèrent des engrenages à roues à denture hélicoïdale. En effet, les dents de la vis sans fin s'engagent continûment en glissant sur celles de la roue menée, mais ne leur appliquent pas directement un effort de rotation. Les vis sans fin servent principalement à transmettre une rotation, avec une forte réduction de vitesse, entre deux arbres orthogonaux.

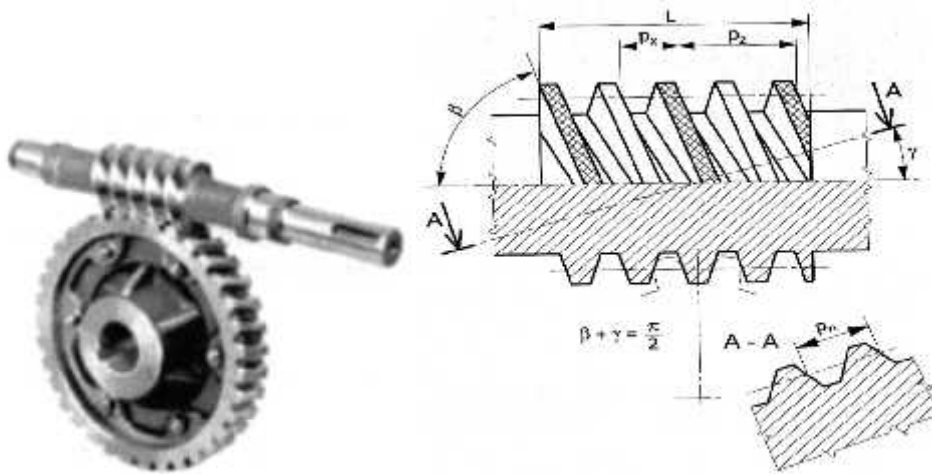


Figure IV.9: Système roue - vis sans fin

IV.3.4.1.1/ Tableau des caractéristiques :

Désignation	Symbole	Formule
Module	m_n	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Angle d'hélice		$< 5^\circ, + = 90^\circ$
Module axial	m_x	$m_x = m_n / \cos$
Pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos$
Pas réel	p_n	$p_n = .m_n$
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos$
Pas apparent	p_t	$p_t = p_n / \cos$
Pas réel	p_n	$p_n = .m_n$
Pas de l'hélice	p_z	$P_z = p_x . z$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / . \tan$
Diamètre extérieure	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre intérieure	d_f	$d_f = d - 2.5 m_n$
Longueur de la vis	L	$4 p_x < L < 6 p_x$

Tableau IV.4 : Caractéristiques de système roue-vis sans fin

IV.3.4.2/ Engrenage gauche hélicoïdale :

Les engrenages gauches hélicoïdaux sont composés de deux roues à denture hélicoïdale. Mais contrairement aux engrenages hélicoïdaux à axes parallèles, le sens des hélices primitives est le même pour les deux roues.

Dans le cas d'axes orthogonaux on a souvent $\beta_1 = \beta_2$. Le sens de rotation est le même pour les deux roues.

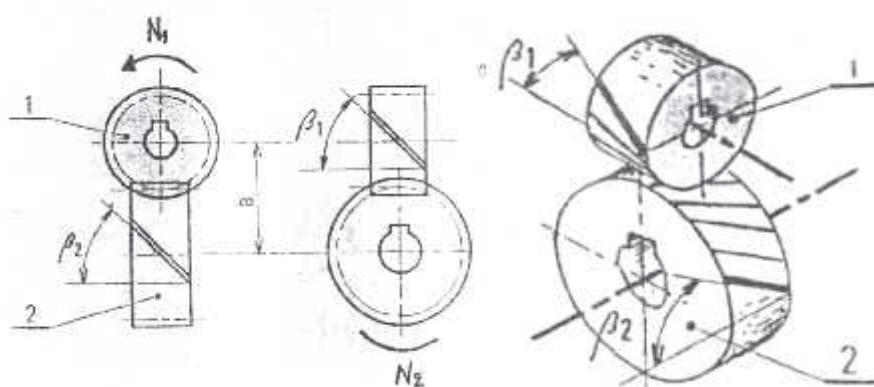


Figure IV.10: Engrenage gauche hélicoïdale

Ce type d'engrenage a les mêmes caractéristiques que celles des engrenages à denture hélicoïdale à axes parallèles, sauf que le sens des hélices est le même pour les deux roues.

IV.3.5/ Engrenages pignons-crémaillères :

Le système de pignon-crémaillère est principalement utilisé pour transformer un mouvement rotatif en mouvement de translation ou le contraire. Il est constitué d'une roue dentée 'Pignon' et d'une barre elle aussi dentée 'crémaillère'. La roue dentée, en tournant, entraîne les dents de la barre qui se déplace, alors, en translation. Ce mécanisme est couramment utilisé dans les systèmes d'automobiles. Ce type d'engrenage a les mêmes caractéristiques que celles des engrenages à denture droite.



Figure IV.11: Engrenage pignon-crémaillère

IV.4/ Techniques d'ébauche des dentures :

Les techniques d'ébauche des dentures sont multiples. Elles vont de la méthode artisanale à la méthode de production de masse, car cette phase est commune à toutes les gammes de fabrication de dentures. Il est possible de distinguer les techniques suivantes :

- Taillage par reproduction :
 - Fraisage à la fraise disque «module».
 - Fraisage à la fraise en bout.

- Taillage par génération :
 - Taillage à l'outil crémaillère.
 - Taillage à l'outil pignon.
 - Taillage à la fraise-mère.

Généralement on obtient les engrenages à développante de cercle par taillage, sur machines-outils spéciales, par reproduction ou par génération.

IV.4.1/Taillage par reproduction :

IV.4.1.1/Fraisage à la fraise module :

Cette technique fait partie des techniques les plus simples. 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. [19]

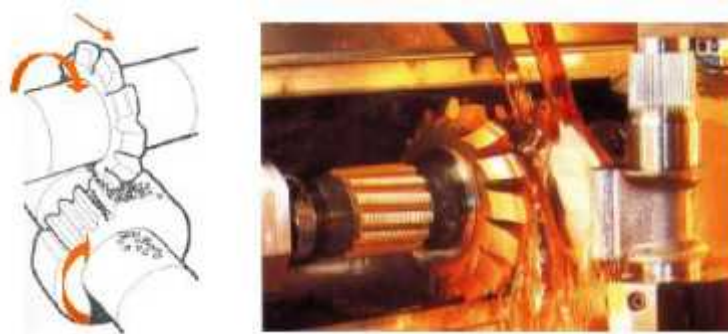


Figure IV.12: Taillage à la fraise disque

IV.4.1.2/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.

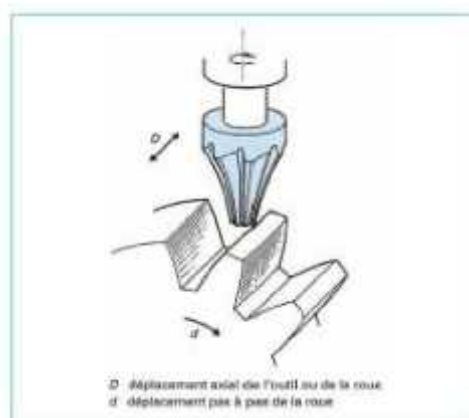


Figure IV.13: Taillage à la fraise en bout

IV.4.2/ Taillage par génération :

IV.4.2.1/ Taillage à l'outil crémaillère :

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. 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. 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.).[19]

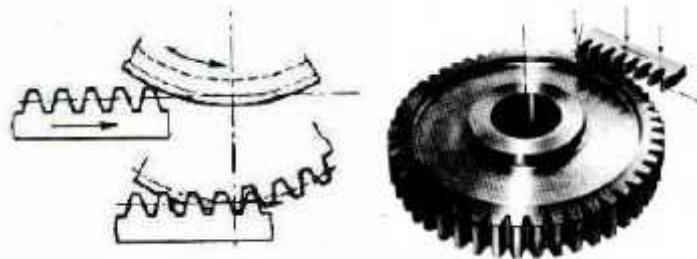


Figure IV.13: Taillage à l'outil crémaillère

IV.4.2.2/Taillage à l'outil pignon :

Ce principe de taillage utilise le principe de l'engrènement de deux roues dentées. L'outil est un pignon droit ou hélicoïdal muni d'un mouvement alternatif de mortaisage. La rotation de la pièce et de l'outil est synchronisée selon le rapport du nombre de dents outil/pièce. Dans le cas d'un taillage hélicoïdal, l'outil effectue en plus un mouvement de vissage lors des courses travail et retour. La pénétration de l'outil dans la pièce peut se faire sur une portion de tour ou bien sur plusieurs tours.

Les flancs des dents sont dépouillés pour obtenir les arêtes de coupe. Le diamètre extérieur évolue en fonction de l'épaisseur de la dent résultant de la dépouille latérale. Les paramètres de définition sont ceux d'un pignon : nombre de dents, épaisseur de base, diamètre extérieur maxi. Le principal avantage de l'outil pignon est de pouvoir être utilisé dans un

espace réduit. Il faut un peu de distance en entrée pour mettre l'outil à vitesse souhaitée et un peu d'espace en sortie pour l'arrêter.

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.

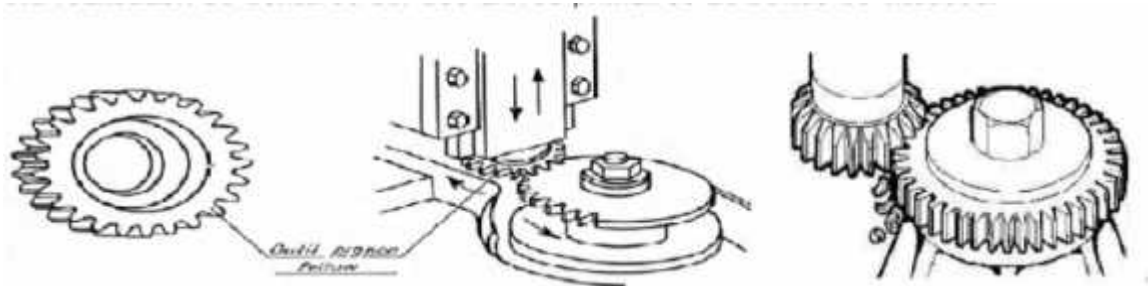


Figure IV.14 : Taillage à l'outil pignon

IV.4.2.3/ 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. 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. Si par exemple la fraise est une vis à un filet et que la roue à tailler doit avoir Z dents, la fraise devra faire Z tours pendant que la roue à tailler ne fera qu'un seul tour. Si la fraise est à Z_0 filets, elle devra faire Z/Z_0 tours pendant que la roue à tailler ne fera qu'un seul tour. Lors du taillage, les deux objets sont en rotation à vitesse constante selon un rapport :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_0}{Z}$$

Avec

1 : vitesse de rotation de la pièce à tailler (tr/min),

2: vitesse de rotation de la fraise-mère (tr/min) ;

Les dents possèdent une dépouille (un détalonnage) afin de ne pas frotter sur les surfaces usinées. La fraise-mère est munie d'un mouvement d'avance selon la génératrice de la denture à tailler.

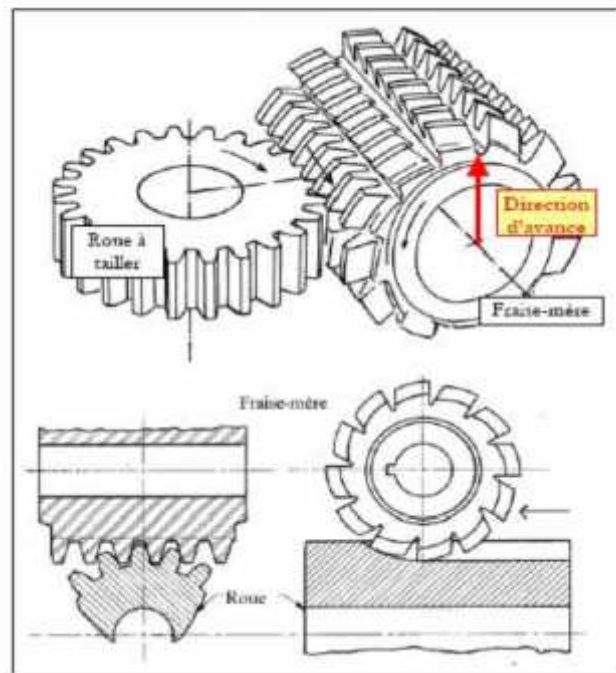


Figure IV.15: Taillage à la fraise mère

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.

IV.5/Techniques de finition des dentures :

Tout d'abord, il faut distinguer les techniques de finition avant traitement thermique (rasage) et les techniques de finition après traitement thermique (rectification, rodage, etc.).

IV.5.1/Rasage ou Shaving :

Le shaving est une méthode d'usinage par enlèvement de copeaux sur les flancs de dents des engrenages (surépaisseur de 0.03 à 0.05 mm). C'est une technique d'usinage par copeau 'gratté' qui s'apparente au travail de l'alésoir monobloc. Il permet d'améliorer la forme et l'état de surface, ainsi que d'atténuer le battement et l'erreur de division. Des classes

de précision de l'ordre de 5 à 6 sont atteintes. Celles-ci deviennent des classes 7 à 8 après le traitement thermique. Au cours de l'usinage, la pièce est entraînée par le couteau sans synchronisation par la machine. Le couteau et la pièce ont un angle d'hélice, et forment un engrenage à axes croisés. Le rasage est basé sur une propriété de ce type d'engrenage : le glissement longitudinal. Il faut déplacer le point de croisement des axes par un mouvement longitudinal ou transversal de la pièce par rapport au couteau sur toute la largeur de la denture ou bien corriger l'outil afin d'obtenir une épaisseur uniforme de la dent.

La géométrie des dentures après rasage devra tenir compte des déformations de traitement thermique, valeurs et sens des déformations étant obtenus après une série d'essais. C'est un procédé très simple et très performant. Son seul inconvénient est de ne pas s'appliquer après un traitement thermique. Il ne peut donc pas s'appliquer lorsque les dispersions de déformation sont trop importantes.

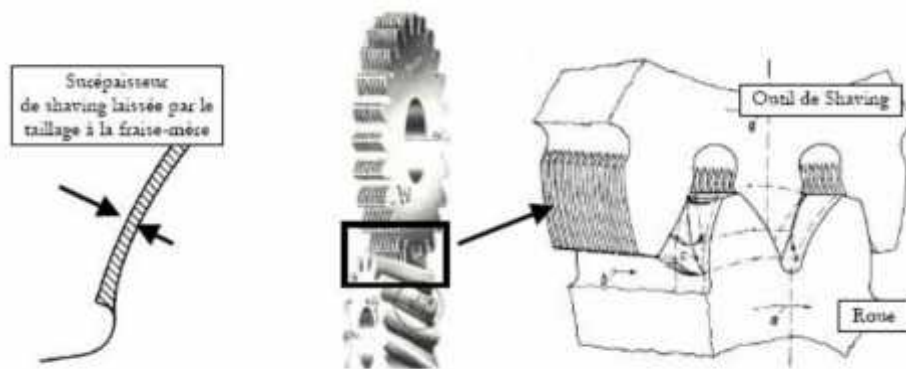


Figure IV.16: Rasage des dentures

IV.5.2/Rectification :

C'est une opération de finition des dentures qui s'effectue après traitement thermique et qui permet de rattraper les déformations dues au traitement thermique. La rectification permet d'appliquer les corrections de denture demandées au plan. La surépaisseur enlevée est très supérieure à la surépaisseur enlevée en shaving : environ 0.1 mm par flanc, ce qui autorise de récupérer des déformations importantes. Par voie de conséquence, il est nécessaire d'appliquer des profondeurs supérieures de traitement thermique.



Figure IV.17: Rectification des dentures

Plusieurs procédés existent :

- Par meule-mère, principe identique au taillage par fraise-mère, l'outil est une meule de grand diamètre. C'est le procédé le plus courant et le plus productif ;
- Par meule-assiette, le travail est effectué flanc par flanc, comme en taillage par crémaillère. Cette technique est réservée à la rectification de dentures de très petites séries dans des géométries spéciales ;
- Par meule-module, principe identique au fraisage à la fraise-module. Cette technique a retrouvé de l'intérêt en production de moyenne série.

La technique de rectification par meule-mère est de loin la technique la plus répandue. Ses limites techniques sont liées à l'utilisation d'outils de grands diamètres pour obtenir les vitesses de coupe suffisantes. Il faut donc de l'espace autour de la denture à rectifier. Le principal inconvénient de la rectification est son investissement initial, son entretien, ainsi que son prix de revient très élevé.

IV.5.3/Rodage ou Honing :

C'est une opération de finition après traitement thermique. La qualité obtenue est intermédiaire entre le rasage et la rectification. L'outil comporte une denture intérieure qui engrène à axes croisés avec le pignon à usiner. Comme pour le rasage, la surépaisseur est faible, de l'ordre de 0.02 à 0.04 mm . Il n'est donc pas possible de rattraper des défauts trop importants. Ce procédé peut s'utiliser seul, en alternative à la rectification, ou en complément de celle-ci pour améliorer les défauts de surface, nuisibles à l'acoustique.



Figure IV.18: Rodage des dentures

IV.6/ Cas pratique :

IV.6.1/ Introduction :

Pour notre exemple, on a choisi l'exemple d'un moulin. On se propose d'exposer un cas pratique vécu dans une usine. Notre cas concerne un déchiqueteur de papiers.

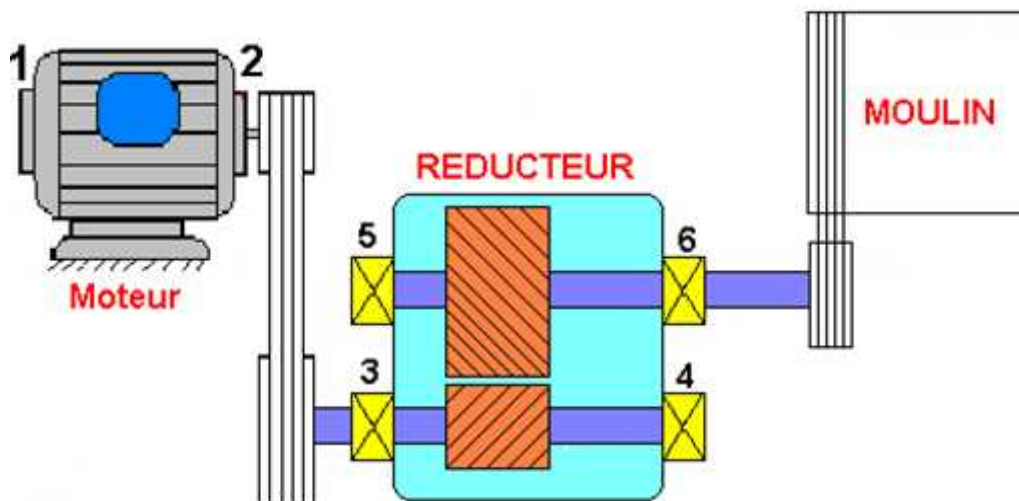


Figure IV.19: Exemple pratique

Avec :

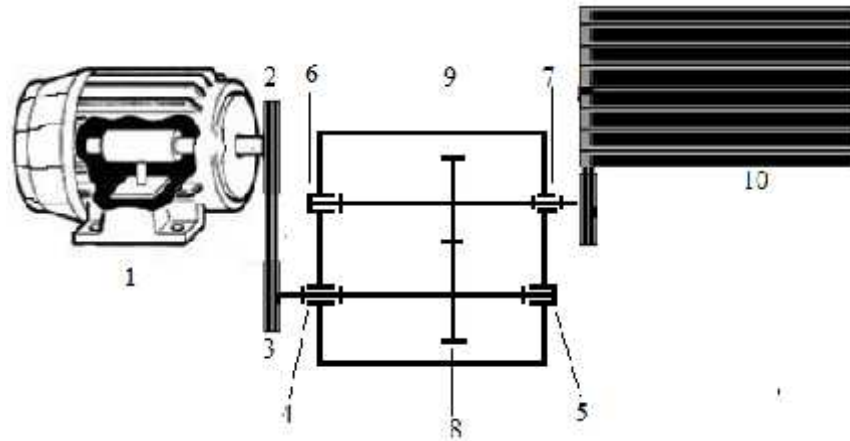


Figure IV.20: Chaîne cinématique du moulin

- 1- Moteur électrique : vitesse $N=1485\text{tr/min}$; puissance de 150 KW
- 2- Poulie motrice : $d=260\text{mm}$; largeur= 240mm ; nombre de gorge= 13
- 3- Poulie réceptrice : $D=1360\text{mm}$; largeur= 240mm ; nombre de gorge=13
- 4,5,6,7-Roulement
- 8-Pignon d'attaque : $Z1=19\text{dents}$; $d1=156.37\text{mm}$
- 9-Roue dentée: $Z2=66\text{dents}$; $d2=543.18\text{mm}$
- 10-Moulin



Figure IV.21: moulin



Figure IV.22: Partie d'engrenage endommagé



Figure IV.23: Roue dentée endommagée

➤ **Calcul des caractéristiques d'engrenages :**

On a comme données :

➤ Pignon : $Z_1 = 19$

$$d_{a1} = 167,5 \text{ m}$$

$$d_{f1} = 136 \text{ m}$$

➤ Roue : $Z_2 = 66$

$$d_{a2} = 558,4 \text{ m}$$

$$d_{f2} = 519,4 \text{ m}$$

➤ Angle d'hélice : $\beta = 13^\circ$

- On cherche d'abord le module réel ' mn ' et le module apparent ' mt ' ;

On a :

$$\begin{cases} da1 = Z1 * mt + 2 * mn & \longrightarrow 1 \\ da2 = Z2 * mt + 2 * mn & \longrightarrow 2 \end{cases}$$

$$1-2 \Rightarrow da1 - da2 = Z1 * mt - Z2 * mt + 2 * mn - 2 * mn = (Z1 - Z2) * mt$$

$$\Rightarrow mt = (da1 - da2) / (Z1 - Z2)$$

$$\text{A.N: } m_1 = (167,5 - 558,4) / (19 - 66) = 8,31$$

On a aussi :

$$\begin{cases} df1 = Z1 * m - 2,5m & \longrightarrow 3 \\ df2 = Z2 * m - 2,5m & \longrightarrow 4 \end{cases}$$

$$3-4 \Rightarrow df1 - df2 = Z1 * m - Z2 * m - 2,5m + 2,5m = (Z1 - Z2) * m$$

$$\Rightarrow m = (df1 - df2) / (Z1 - Z2)$$

$$\text{A.N: } m_2 = (136 - 519,4) / (19 - 66) = 8,15$$

Alors le module apparent mt donner par : $m = (m_1 + m_2) / 2$

$$\text{A.N: } m = (8,31 + 8,15) / 2 \longrightarrow m = 8,23$$

Pour calculer le module réel ' m ' , on le sort de l'équation suivante :

$$\Rightarrow mt = mn/c \quad m = m * c$$

$$\text{A.N: } m = 8,23 * c \quad 13 \longrightarrow m = 8,01$$

Calcul des diamètres primitif ; $d = Z * m$

$$d1 = Z1 * m \quad \longrightarrow \quad d1 = 19 * 8,23 = 156,37m$$

$$d2 = Z2 * m \quad \longrightarrow \quad d2 = 66 * 8,23 = 543,18m$$

- le pas réel ;

$$P = \pi * m \quad \longrightarrow \quad p = \pi * 8,23 = 25,16m$$

- le pas apparent ;

$$P = p / c \quad \longrightarrow \quad p = 25,16 / c \quad 13 = 25,82m$$

- la saillie ;

$$ha = m \quad \longrightarrow \quad ha = 8,01m$$

- Le creux ;

$$hf = 1,25 * m \quad \longrightarrow \quad hf = 1,25 * 8,01 = 10,01m$$

- La Hauteur de dent ;

$$h = 2,25 * m \quad \longrightarrow \quad h = 2,25 * 8,01 = 18,02m$$

- La Largeur de dent ;

$$b = (\pi * m) / \sin \beta \quad \longrightarrow \quad \beta = (\pi * 8,01) / \sin 13 = 111,86m$$

- L'Entraxe ;

$$a = (d1 + d2) / 2 \quad \longrightarrow \quad a = (156,37 + 543,18) / 2 = 349,77m$$

- Le rapport ;

$$r = Z1 / Z2 \quad \longrightarrow \quad r = 19 / 66 = 0,28$$

- L'angle d'inclinaison de denture ;

$$\beta + \gamma = 90^\circ \quad \longrightarrow \quad \gamma = 90^\circ - \beta = 77^\circ$$

➤ Calcul de vitesse pour les poulies

Donner : Vitesse de rotation moteur : N=1500tr/min

 Diamètre de poulie motrice : d=260mm

 Diamètre de poulie réceptrice : D=1360mm

➤ Calcul de la vitesse de rotation

- On sait que : $N / N = d / D \quad \longrightarrow \quad N = (N * d) / D$

$$\longrightarrow N = (1500 * 260) / 1360 = 286,76 \text{ tr / m}$$

➤ Calcul de vitesse de rotation angulaire

On a: $W = (2 * \pi * N)/60$

- Vitesse de poulie motrice : $W = (2 * \pi * N)/60$

$$\longrightarrow W = (2 * \pi * 1500)/60 = 157,07 \text{ r/s}$$

- Vitesse de poulie réceptrice : $W = (2 * \pi * N)/60$

$$\longrightarrow W = (2 * \pi * 286,76)/60 = 30,02 \text{ r/s}$$

➤ Calcul de vitesse pour l'engrenage

➤ Calcul de la vitesse de rotation

$$r = Z1/Z2 = N2/N1$$

On a: $N1=ND \longrightarrow N2 = N * (\frac{Z1}{Z2})$

$$\longrightarrow N2 = 286,76 * (19/66) = 82,55 \text{ r/m}$$

➤ Calcul de vitesse de rotation angulaire

$$W1 = W = 30,02 \text{ r/s}$$

$$W2 = (2 * \pi * N2)/60 \longrightarrow W2 = (2 * \pi * 82,55)/60 = 8,64 \text{ r/s}$$

➤ Calcul de la fréquence de système

$$W = 2 * \pi * f \longrightarrow f = w/2\pi$$

$$f1 = w1/2\pi \longrightarrow f1 = 30,02/2\pi = 4,77 \text{ H}$$

$$f2 = w2/2 \longrightarrow f2 = 8,64/2\pi = 1,375 \text{ H}$$

IV.6.2 : Etude dynamique

IV.6.2.1: Système libre non amortie à 1ddl:

On cherche d'abord l'équation du mouvement de ce train d'engrenage par la méthode lagrangienne ;

Avec : k la raideur des paliers

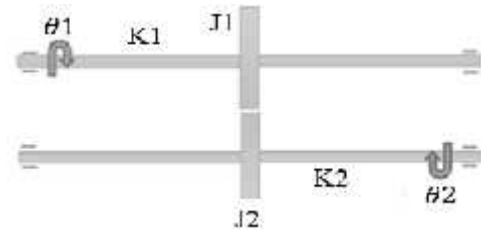


Figure IV.24: système libre à 1ddl

$$\text{L'énergie cinétique de ce système est : } T = \frac{1}{2}J_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\theta}_2^2 \quad (1)$$

$$\text{L'énergie potentielle de ce système est : } U = -\frac{1}{2}K_1\theta_1^2 + \frac{1}{2}K_2\theta_2^2 \quad (2)$$

$$\text{On sait que le rapport de transmission est : } r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{\dot{\theta}_2}{\dot{\theta}_1} \quad (3)$$

$$\longrightarrow \theta_2 = \theta_1 * \frac{N_2}{N_1} = \theta_1 * r \quad (4)$$

On remplace (4) dans (1) et (2) on trouve :

$$T = \frac{1}{2}J_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}J_2r^2\dot{\theta}_1^2 = \frac{1}{2}(J_1 + J_2 r^2) \dot{\theta}_1^2 \quad (5)$$

$$U = -\frac{1}{2}K_1\theta_1^2 + \frac{1}{2}K_2r^2\theta_1^2 = \frac{1}{2}(-K_1 + K_2 r^2) \theta_1^2 \quad (6)$$

$$L = T - U = \frac{1}{2}(J_1 + J_2 r^2) \dot{\theta}_1^2 - \frac{1}{2}(-K_1 + K_2 r^2) \theta_1^2 \quad (7)$$

$$\text{L'équation de Lagrange donner par : } \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_1} = 0 \quad (8)$$

$$\longrightarrow ((J_1 + J_2 r^2) \ddot{\theta}_1 + (-K_1 + K_2 r^2)\theta_1 = 0 \quad (9)$$

$$\longrightarrow \ddot{\theta}_1 + \frac{(-K_1 + K_2 r^2)}{(J_1 + J_2 r^2)} \theta_1 = 0 \quad \longleftrightarrow \quad \ddot{\theta}_1 + \check{S}_0^2 \theta_1 = 0 \quad (10)$$

$$\text{Avec : } \check{S}_0 = \sqrt{\frac{(-K_1 + K_2 r^2)}{(J_1 + J_2 r^2)}} \quad (11)$$

\check{S}_0 : c'est la pulsation propre du système

D'après l'équation du mouvement, on peut modeler le système précédent comme suit :



Figure IV.25 : système libre à 1ddl modelé

Avec : $J = J_1 + J_2 \cdot r^2$; $\bar{K}_2 = K_2 \cdot r^2$

La solution de ce système est : $X(t) = X_0 \sin(\omega_0(t) + w)$ (12)

IV.6.2.2/ Système libre amortie à 1ddl :

L'énergie cinétique de ce système est :

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\theta}_2^2 \quad (1)$$

L'énergie potentielle de ce système est :

$$U = -\frac{1}{2} K_1 \theta_1^2 + \frac{1}{2} K_2 \theta_2^2 \quad (2)$$

L'énergie de dissipation de ce système est :

$$D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{\theta}_1^2 - \dot{\theta}_2^2) \quad (3)$$

$$r = \frac{\theta_2}{\theta_1} \longrightarrow \theta_2 = r * \theta_1 \quad (4)$$

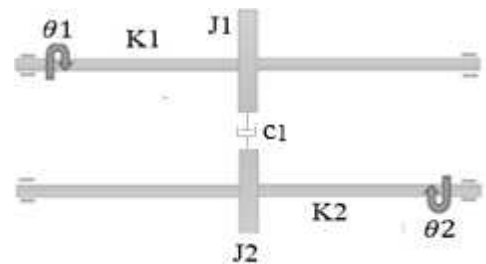


Figure IV.26 : système libre amortie à 1ddl

On la remplace (4) dans les équations (1,2 ,3) on trouve :

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 * r^2 \dot{\theta}_1^2 = \frac{1}{2} (J_1 + J_2 * r^2) \dot{\theta}_1^2 \quad (5)$$

$$U = -\frac{1}{2} K_1 \theta_1^2 + \frac{1}{2} K_2 * r^2 \theta_1^2 = \frac{1}{2} (-K_1 + K_2 * r^2) \theta_1^2 \quad (6)$$

$$D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{\theta}_1^2 - r^2 \dot{\theta}_1^2) = \frac{1}{2} c_1 (1 - r^2) \dot{\theta}_1^2 \quad (7)$$

Le système modelé devient :

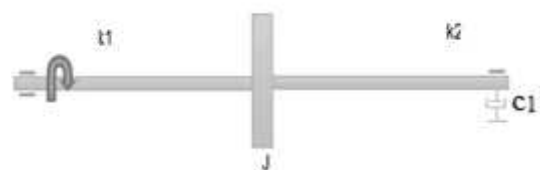


Figure IV.27: système libre amortie à 1ddl modelé

$$L=T-U=\frac{1}{2}(J_1 + J_2 * r^2)\dot{\theta}_1^2 - \frac{1}{2}(-K_1 + K_2 * r^2) \theta_1^2 \quad (8)$$

Lagrangienne est donnée par : $\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_1} + \frac{\partial L}{\partial t} = 0$

$$(J_1 + J_2 * r^2)\ddot{\theta}_1 + (-K_1 + K_2 * r^2)\theta_1 + c_1(1 - r^2)\dot{\theta}_1 = 0 \quad (9)$$

L'équation de mouvement de ce système est :

$$\ddot{\theta}_1 + \frac{c_1(1-r^2)}{(J_1+J_2*r^2)}\dot{\theta}_1 + \frac{(-K_1+K_2*r^2)}{(J_1+J_2*r^2)}\theta_1 = 0 \quad (10)$$

Avec : $2\xi\omega_0 = \frac{c_1(1-r^2)}{(J_1+J_2*r^2)} \quad (11) \quad \text{et} \quad \omega_0^2 = \frac{(-K_1+K_2*r^2)}{(J_1+J_2*r^2)} \quad (12)$

$\xi = \frac{c}{c_c}$ C'est le taux d'amortissement

L'équation (10) devient : $\ddot{\theta}_1 + 2\xi\omega_0\dot{\theta}_1 + \omega_0^2\theta_1 = 0 \quad (13)$

On cherche la solution sous la forme suivante :

$$\theta_1 = c_0 e^{\lambda t} ; \dot{\theta}_1 = c_0 \lambda e^{\lambda t} ; \ddot{\theta}_1 = c_0 \lambda^2 e^{\lambda t}$$

On les remplace dans l'équation du mouvement (13) on trouve :

$$c_0 \lambda^2 e^{\lambda t} + 2\xi\omega_0 c_0 \lambda e^{\lambda t} + \omega_0^2 c_0 e^{\lambda t} = 0$$

$$\longrightarrow [\lambda^2 + 2\xi\omega_0\lambda + \omega_0^2]c_0 e^{\lambda t} = 0 \quad (14)$$

L'équation caractéristique du système est : $\lambda^2 + 2\xi\omega_0\lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (15)$

On remplace l'équation (11) dans (14) on trouve : $\lambda^2 + \frac{c_1(1-r^2)}{(J_1+J_2*r^2)}\lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (16)$

Le discriminant de l'équation caractéristique est : $\Delta = \left[\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2*r^2)} \right]^2 - \omega_0^2 \quad (17)$

Donc les racines de cette équation sont :

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2*r^2)} \pm \sqrt{\left[\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2*r^2)} \right]^2 - \omega_0^2} \quad (18)$$

D'après on distingue trois cas d'amortissement :

1^{er} cas d'amortissement faible: $\Delta < 0$

$$\text{Dans ce cas: } \frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)} < \omega_0 \quad \longrightarrow \quad c_1 < \frac{2\omega_0(J_1+J_2+r^2)}{(1-r^2)} = c_c \quad (19)$$

Avec : c_c est l'amortissement critique.

$$\text{Si on pose } \delta^2 = \omega_0^2 - \left[\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)} \right]^2 \quad (20)$$

Avec : δ Pulsation propre amortie du système

Donc les racines de l'équation caractéristique deviennent :

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)} \pm i\delta \quad (21)$$

La solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières :

$$\theta_1 = A_1 e^{\lambda_1 t} + A_2 e^{\lambda_2 t} \quad (22)$$

Avec : A_1, A_2 sont les racines complexes dépendant des conditions initiales, nous nous intéressons aux solutions réelles (elles ont une importance pratique). Pour cela, il faut que les constantes A_1, A_2 soient des complexes, donc :

$$A_1 = a + i\delta \quad \text{e} \quad A_2 = \overline{A_1} = a - i\delta$$

On remplace $\lambda_1, \lambda_2, A_1, A_2$ dans la solution générale on trouve :

$$\begin{aligned} \theta_1 &= (a + i\delta) e^{\left(-\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)} + i\delta\right)t} + (a - i\delta) e^{\left(-\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)} - i\delta\right)t} \\ &= e^{\left(-\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)}\right)t} [(a + i\delta) e^{i\delta t} + (a - i\delta) e^{-i\delta t}] \\ &= e^{\left(-\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)}\right)t} [a(e^{i\delta t} + e^{-i\delta t}) + i\delta(e^{i\delta t} - e^{-i\delta t})] \end{aligned} \quad (23)$$

$$\text{On sait que : } \cos \delta t = \frac{e^{i\delta t} + e^{-i\delta t}}{2} \quad \text{et} \quad \sin \delta t = \frac{e^{i\delta t} - e^{-i\delta t}}{2i}$$

$$\text{Alors la solution générale sera : } \theta_1 = e^{\left(-\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)}\right)t} [2a \cos \delta t - 2b \sin \delta t] \quad (24)$$

$$\text{D'où : } \theta_1 = A * e^{\left(-\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2+r^2)}\right)t} \sin(\delta t + \beta) \quad (25)$$

avec : A : amplitude maximale de vibration

β : Déphasage

Pour chercher le résultat de la solution de système, on calcul d'abord le moment d'inertie, la masse et le volume de la roue et le pignon

➤ Calcul de volume :

Le pignon : $V = \frac{\pi}{4} * b * d^2 = \frac{\pi}{4} * 111.86 * 156.37^2 = 2148184 \text{mm}^3$

➔ $V = 2.148 \text{d} \text{ } ^3$

La roue : $V = \frac{\pi}{4} * b * D^2 = \frac{\pi}{4} * 111.86 * 543.18^2 = 25921028.99 \text{mm}^3$

➔ $V = 25.921 \text{d} \text{ } ^3$

➤ Calcul de la masse : $m = \rho * V$ avec $\rho = 7.85 \text{ k /d } ^3$

Le pignon : $m = \rho * V = 7.85 * 2.148$

➔ $m = 16.86 \text{k}$

La roue : $m = \rho * V = 7.85 * 25.921$

➔ $m = 203.48 \text{k}$

➤ Calcul des moments d'inerties : $J = \frac{1}{2} * m * R^2$

Le pignon : $J_1 = \frac{1}{2} * m_p * R_p^2 = \frac{1}{2} * 16.86 * 78.185^2$

➔ $J_1 = 0.05153 \text{k} . \text{m}^2$

La roue : $J_2 = \frac{1}{2} * m_r * R_r^2 = \frac{1}{2} * 203.48 * 271.59^2$

➔ $J_2 = 7.5044 \text{k} . \text{m}^2$

➤ Calcul des rigidités :

Moment de torsion : $m_t = G . \theta . I_G$

Avec : - Angle unitaire de torsion $\theta = \alpha / L$;

- module d'élasticité $G = 0,4 . E$

-Module de Young $E = 2.1 * 10^{11} \text{ N/m}^2$,

-Moment quadratique $I_G = \frac{\pi * d^4}{32}$,

-Longueur des arbres $L_1 = L_2 = L = 700 \text{m}$

➔ $m_t = G . \theta . I_G = \frac{G . J_G . \alpha}{L} = K . \alpha$ ➔ $K = \frac{G . J_G}{L}$

Le pignon : $K_1 = \frac{0,4 * E * I_G}{L} = (0,4 * 2,1 . 10^{11} * (\frac{\pi * 0,1^4}{32})) / 0,7$

➔ $K_1 = 6,97 . 10^6 \text{ N /r}$

La roue : $K_2 = \frac{0,4 * E * I_G}{L} = (0,4 * 2,1 . 10^{11} * (\frac{\pi * 0,5^4}{32})) / 0,7$

➔ $K_2 = 1,02 . 10^9 \text{ N /r}$

➤ Calcul de la pulsation propre du système $\omega_0 = \sqrt{\frac{-K_1 + K_2 r^2}{(J_1 + J_2 r^2)}}$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(-6,9 \cdot 10^4 + 1,0 \cdot 10^4 \cdot (\frac{8,5}{2 \cdot 7})^2)}{(0,0 + 7,5 \cdot (\frac{8,5}{2 \cdot 7})^2)}} \rightarrow \omega_0 = 1,07 \cdot 10^4 \text{ rad/s}$$

➤ Calcul de l'amortissement critique $c_c = \frac{2\omega_0(J_1 + J_2 r^2)}{(1 - r^2)}$

$$c_c = \frac{2 \cdot 1,0 \cdot 10^4 \cdot (0,0 + 7,5 \cdot (\frac{8,5}{2 \cdot 7})^2)}{(1 - (\frac{8,5}{2 \cdot 7})^2)} \rightarrow c_c = 1,55 \cdot 10^4 \text{ N.m}$$

➤ Calcul d'amortissement c_1 :

On a fait une expérience sur notre moulin pour faire sortir l'amortissement, d'après l'équation du décrément logarithmique

$$\Lambda = \ln(\varphi(t)) / \ln(\varphi(t + T))$$

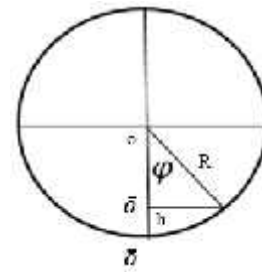
Rayon du moulin : R=1500mm

$$h = \overline{O\bar{O}} - \overline{O\bar{O}} = R - R \cdot \cos \varphi$$

$$h = R(1 - \cos \varphi)$$

Avec: $1 - \cos \varphi = \frac{h}{R} \rightarrow \cos \varphi = 1 - \frac{h}{R}$

$$\rightarrow \varphi = \arccos(1 - \frac{h}{R})$$



temps(s)	t	t+T _A	t+2T _A	t+3T _A	t+4T _A	t+5T _A
h (mm)	500	450	400	300	200	100
φ (degré)	48.18	45.57	42.83	38.86	29.92	21.03
φ (rad)	0.84	0.79	0.74	0.67	0.52	0.36

$$\Lambda_1 = \ln(\varphi(t)) / \ln(\varphi(t + T_A)) = \frac{\ln 4,1}{\ln 4,5} = 0,73$$

$$\Lambda_2 = \ln(\varphi(t + T_A)) / \ln(\varphi(t + 2T_A)) = \frac{\ln 4,5}{\ln 4,8} = 0,78$$

$$\Lambda_3 = \ln(\varphi(t + 2T_A)) / \ln(\varphi(t + 3T_A)) = \frac{\ln 4,8}{\ln 3,8} = 0,75$$

$$\Lambda_4 = \ln(\varphi(t + 3T_A)) / \ln(\varphi(t + 4T_A)) = \frac{\ln 3,8}{\ln 2,9} = 0,61$$

$$\Lambda_5 = \ln(\varphi(t + 4T_A)) / \ln(\varphi(t + 5T_A)) = \frac{\ln 2,9}{\ln 2,0} = 0,64$$

Le décrément logarithmique moyen: $\Lambda_m = (\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3 + \Lambda_4 + \Lambda_5) / 5 = 0,702$

On sait que : $2\lambda = 2\xi\omega_0 \longrightarrow \lambda = \frac{c_1}{c_c} \cdot \omega_c$ avec $\xi = \frac{c_1}{c_c}$

$$\Lambda = \frac{\lambda \cdot 2\pi}{\sqrt{\omega_0^2 - \lambda^2}} = \frac{\xi \cdot \omega_0 \cdot 2\pi}{\sqrt{\omega_0^2 - (\xi \cdot \omega_0)^2}} = (\xi \cdot 2\pi) / \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$\Lambda^2 \cdot (1 - \xi^2) = (\xi \cdot 2\pi)^2 \iff \Lambda^2 - \Lambda^2 \xi^2 = 4\xi^2 \pi^2 \iff \Lambda^2 = (\Lambda^2 + 4\pi^2) \xi^2$$

$$\longrightarrow \xi = \sqrt{\frac{\Lambda^2}{\Lambda^2 + 4\pi^2}} \quad ; \text{ C'est la nouvelle équation de taux d'amortissement}$$

Avec : $\Lambda = \lambda \cdot T_a$

T_a : La période d'oscillation d'amortissement

Pour : $\Lambda_m = 0,702 \longrightarrow \xi = 0,111 = \frac{c_1}{c_c} \longrightarrow c_1 = \xi \cdot c_c = 0,111 \cdot 1,55 \cdot 10^4$

$$c_1 = 1,72 \cdot 10^3 \text{ N}$$

- La pulsation propre amortie du système : $\delta = \sqrt{\omega_0^2 - \left[\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2*r^2)} \right]^2}$

$$\longrightarrow \delta = \sqrt{(1,07 \cdot 10^4)^2 - \left[\frac{1,7 \cdot 10^3 \left(1 - \left(\frac{8,5}{2 \cdot 7}\right)^2\right)}{2(0,0 + 7,5 \cdot \left(\frac{8,5}{2 \cdot 7}\right)^2)} \right]^2} = 1,06 \cdot 10^4 \text{ r/s}$$

Donc les racines de l'équation caractéristique deviennent :

$$\lambda_1 = -\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2*r^2)} + i\delta = -1,18 \cdot 10^3 + i1,06 \cdot 10^4$$

$$\lambda_2 = -\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2*r^2)} - i\delta = -1,18 \cdot 10^3 - i1,06 \cdot 10^4$$

La solution générale est: $\theta_1 = A * e^{-\frac{c_1(1-r^2)}{2(J_1+J_2*r^2)}t} \sin(\delta t + \beta)$

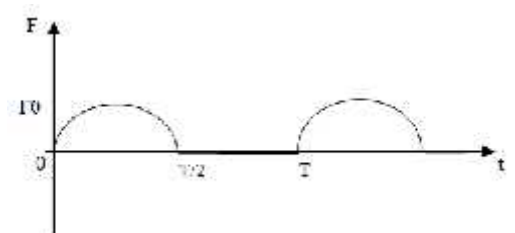
$$\theta_1 = A * e^{-1,1 \cdot 10^3 t} \sin(1,06 \cdot 10^4 t + \beta)$$

- Pour calculer l'amplitude 'A' on propose un système amorti forcé

L'équation de mouvement du système forcé est donner par :

$$(J_1 + J_2 * r^2)\ddot{\theta}_1 + (-K_1 + K_2 * r^2)\theta_1 + c_1(1 - r^2)\dot{\theta}_1 = F \tag{26}$$

Avec :
$$F = \begin{cases} F_0 \cdot s & \text{si } 0 < t < T/2 \\ 0 & \text{si } T/2 < t < T \end{cases}$$



On va considérer l'action du force extérieure dans l'intervalle, $]0, T/2[$, l'équation du mouvement sera donc :

$$\ddot{\theta}_1 + 2\xi\omega_0\dot{\theta}_1 + \omega_0^2\theta_1 = \frac{F_0}{J_1+J_2*r^2} \cdot S \quad (27)$$

Avec :

$$\omega : C'est la pulsation de pigne excitatrice ; \omega = \frac{2\pi}{6} = 2\pi = 30,02 \text{ rad/s}$$

F : fréquence de rotation

N : nombre de tour par minute

La solution particulier de cette équation peut s'exprimé donc sous la forme

$$\theta_1 = A \cdot \sin(\omega t - \phi) \quad (28)$$

A: Amplitude de la vitesse

ϕ : Déphasage

On remplace cette solution dans l'équation (26), on aura :

$$-A\omega^2 \cdot \sin(\omega t - \phi) + 2\xi\omega_0 A\omega \cdot \cos(\omega t - \phi) + \omega_0^2 A \cdot \sin(\omega t - \phi) = \frac{F_0}{J_1+J_2*r^2} \cdot S \quad (29)$$

$$\longrightarrow A[(\omega_0^2 - \omega^2) \sin(\omega t - \phi) + 2\xi\omega_0\omega \cdot \cos(\omega t - \phi)] = \frac{F_0}{J_1+J_2*r^2} \cdot S \quad (30)$$

Donc on distingue deux équations :

$$\begin{cases} \sin(\omega t - \phi) = s; \quad \omega t \cdot c; \quad \phi - c; \quad \omega t \cdot s; \quad \phi \\ \cos(\omega t - \phi) = c; \quad \omega t \cdot c; \quad \phi + s; \quad \omega t \cdot s; \quad \phi \end{cases} \quad (31)$$

$$\begin{cases} \sin(\omega t - \phi) = s; \quad \omega t \cdot c; \quad \phi - c; \quad \omega t \cdot s; \quad \phi \\ \cos(\omega t - \phi) = c; \quad \omega t \cdot c; \quad \phi + s; \quad \omega t \cdot s; \quad \phi \end{cases} \quad (32)$$

On remplace (31) et (32) dans l'équation (30) on obtient :

$$\begin{cases} A[(\omega_0^2 - \omega^2) \cos \phi + 2\xi\omega_0 \cdot \omega \cdot s; \quad \phi] = \frac{F_0}{J_1+J_2*r^2} \\ A[(\omega_0^2 - \omega^2) \sin \phi - 2\xi\omega_0 \cdot \omega \cdot c; \quad \phi] = 0 \end{cases} \quad (33)$$

$$\begin{cases} A[(\omega_0^2 - \omega^2) \cos \phi + 2\xi\omega_0 \cdot \omega \cdot s; \quad \phi] = \frac{F_0}{J_1+J_2*r^2} \\ A[(\omega_0^2 - \omega^2) \sin \phi - 2\xi\omega_0 \cdot \omega \cdot c; \quad \phi] = 0 \end{cases} \quad (34)$$

Maintenant on introduit le rapport (γ) de la pulsation excitatrice (ω) et de la pulsation propre (ω_0) du système conservatif

$$\gamma = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{3,0}{1,0 \cdot 1,4} = 2,8 \cdot 10^{-3} \quad (35) \quad : c'est la pulsation réduite$$

D'après les équation (33),(34) on a : $(1 - \gamma^2) \cdot s; \quad \phi - 2 \gamma \cdot \xi \cdot c; \quad \phi = 0$

$$\longrightarrow t; \quad \phi = \frac{2 \gamma \cdot \xi}{1 - \gamma^2} \quad (36)$$

$$\longrightarrow s; \quad \phi = \frac{t \cdot \phi}{\sqrt{1 + t \gamma^2 \phi}} \quad ; \quad c; \quad \phi = \frac{1}{\sqrt{1 + t \gamma^2 \phi}} \quad (37)$$

On remplace (37) dans (33), on trouve :

$$A \cdot \sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + 4 \cdot \gamma^2 \cdot \xi^2} = \frac{F_0}{(J_1+J_2*r^2)\omega_0^2} \quad (38)$$

$$\text{On a : } F_t = \frac{2 \cdot M_t \cdot K}{d} = \frac{2 \cdot 1,54,9}{1,3} = 95,734 K \quad (40)$$

D'où : k : facteur de service, $k=1,5$

d : diamètre primitif

M_t : Moment transmit par la roue

La force axiale : $F_a = F_t \cdot \tan \alpha_n$

La force radiale : $F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{c}$

Ou:

β : C'est l'angle d'hélice et $\alpha_n = 20^\circ$

On a: $P = F \cdot v = M_t \cdot \omega \quad \longrightarrow \quad M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{1}{3,0} = 4,99K \cdot m$

Tant-que F_a et $F_r \ll \ll F_t$ alors on prend $F_0 = F_t$

D'après l'équation (38) :
$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + 4\gamma^2 \cdot \xi^2 \cdot (J_1 + J_2 \cdot r^2)} \omega_0^2}$$

$$A = \frac{9,7 \cdot 10^3}{\sqrt{(1-2,81 \cdot 10^{-3})^2 + 4 \cdot 2,81 \cdot 10^{-3} \cdot 0,111^2 \cdot (J_1 + J_2 \cdot 0,082)^2} (1,07 \cdot 10^4)^2} = 0,0012m = 1,2m$$

IV.6.3/ Réducteur Commande Moulin :

Le Moulin est un équipement situé dans la zone de préparation dans une céramique. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 1485 tr/min, et de puissance de 150 KW, le mouvement est transmis par courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice vers un réducteur à un seul étage à denture hélicoïdale supporté par des roulements, tournant à la vitesse de sortie de 80 tr/min.

Le Moulin est une machine stratégique dans la chaîne de production de l'usine, son contrôle par la technique de l'analyse de vibrations est commencé le : 18 janvier 2014, en réponse d'une sollicitation du service de maintenance, suite à l'apparition des vibrations sur la machine. L'interprétation spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique de la machine à l'aide d'un capteur des donner movilogue2 qui nous a donner les graphe et les résultats, a révélé la présence d'un choc sur l'ensemble des paliers du réducteur, en particulier sur la ligne d'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur comme l'indique la composante d'amplitude prépondérante liée à la fréquence d'engrènement qui est 85 Hz sur les spectres prélevés sur les quatre paliers N°03, 04, 05 & 06 du réducteur dans le sens radial oblique respectivement dans les figures IV.24, IV.25, IV.26, IV.27, générant des vibrations d'un niveau de 11.46 mm/s sur le palier N°04 dans la direction radiale oblique, jugé Danger d'après les normes internationale VDI 2056. Ces spectres révèlent la présence d'un défaut d'engrènement sur le train d'engrenage, suite à une usure approfondie au niveau des flans de la denture entre le pignon d'attaque et la roue dentée. A cet effet, et vu la stratégie que représente cet équipement dans la chaîne de production, nous avons recommandé le contrôle de l'usure des flans en particulier sur le pignon d'attaque (voir photo 2-1). En juin 2014, le train d'engrenage à été changé, et un diagnostic vibratoire s'est réalisé au niveau du réducteur, ou nous avons détecté un léger défaut d'engrènement sur le nouveau train d'engrenage, dû à un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 & 04 portant le pignon d'attaque du réducteur. Le changement du train d'engrenage à été effectué deux (02) fois, et ce en juin 2014 et en Août 2014, comme l'indique les courbes de tendances enregistrés sur les paliers N°03, 04, 05 & 06 respectivement dans les figures IV.28, IV.29, IV.30 et IV.31. Après chaque intervention nous avons réalisé des diagnostics vibratoires sur le réducteur et prélevé des niveaux globaux de vibration (voir tableau IV.5), afin de juger la bonne exécution et la réussite du montage et la bonne marche du réducteur, qui pourra engendré l'arrêt intempestif de la machine et par la suite l'arrêt de l'outil de production.

Point de mesure de vibrations	Palier 02	Palier 03	Palier 04	Palier 05	Palier 06
Niveau globale en (mm/s)	01.92	05.29	11,46	05.28	05.85

Tableau IV.5: Prélèvements de mesures du 18 Janvier 2014

Point de mesure de vibrations	Palier 02	Palier 03	Palier 04	Palier 05	Palier 06
Niveau globale en (mm/s)	-	-	-	03.47	03.12

Tableau IV.6: Prélèvements de mesures du 21 Juin 2014

Point de mesure de vibrations	Palier 02	Palier 03	Palier 04	Palier 05	Palier 06
Niveau globale en (mm/s)	-	02,14	01,29	02.46	01.52

Tableau IV.7: Prélèvements de mesures du 09 Août 2014

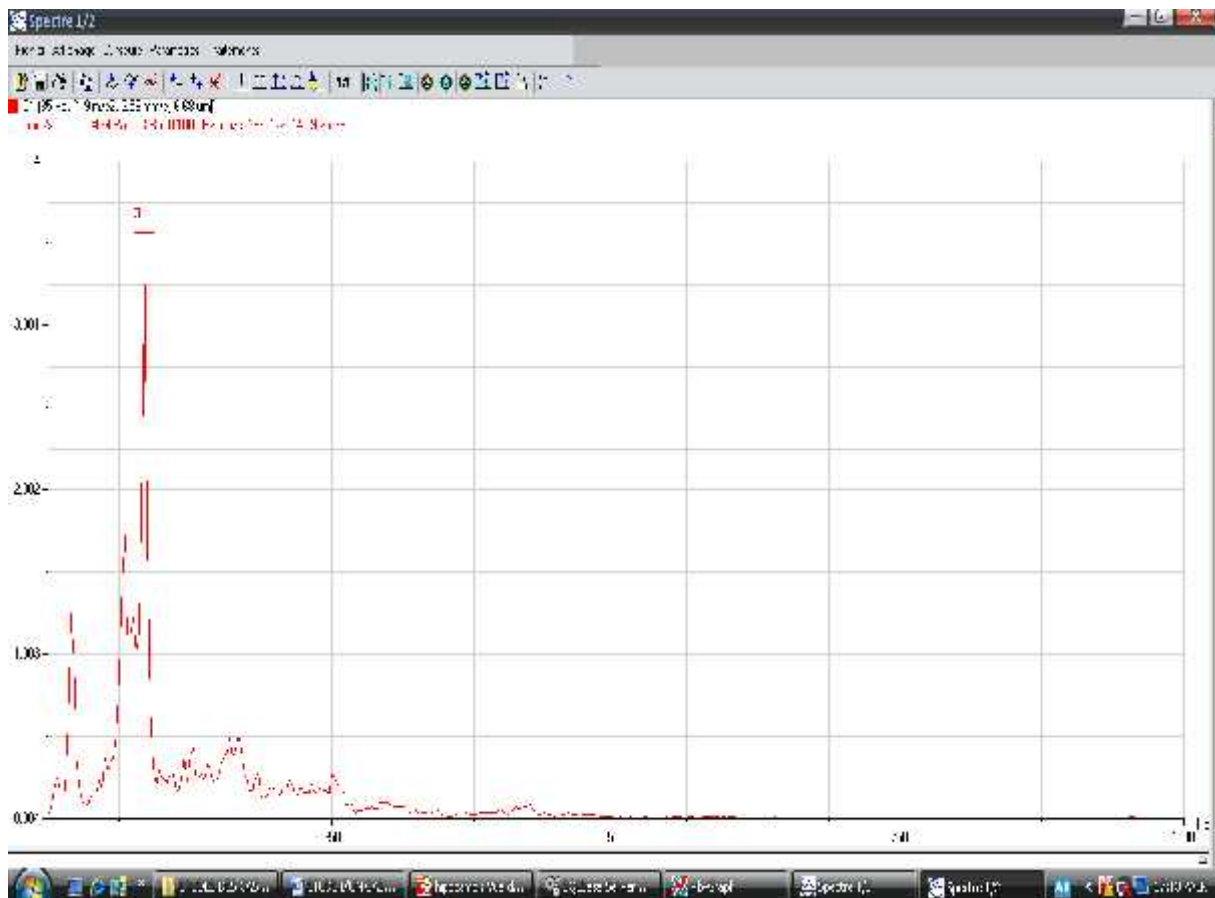


Figure IV.28: Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°03 dans le sens radial oblique

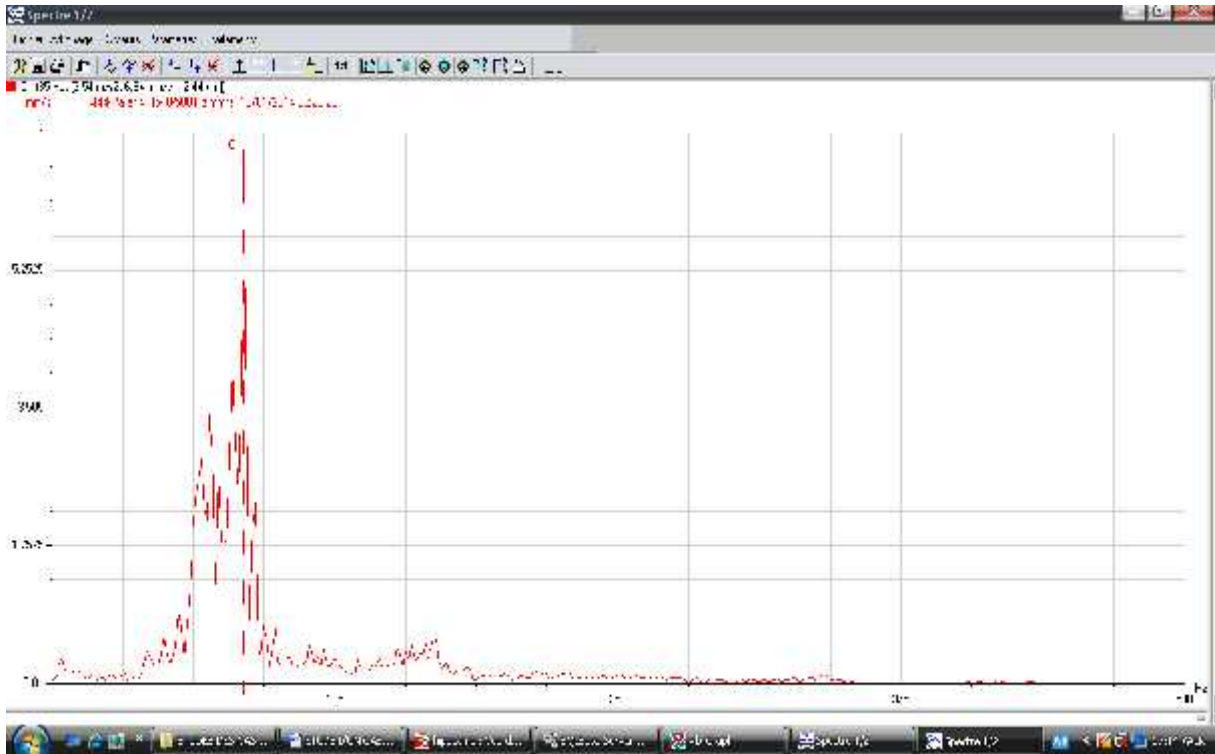


Figure IV.29: Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°04 dans le sens radial oblique

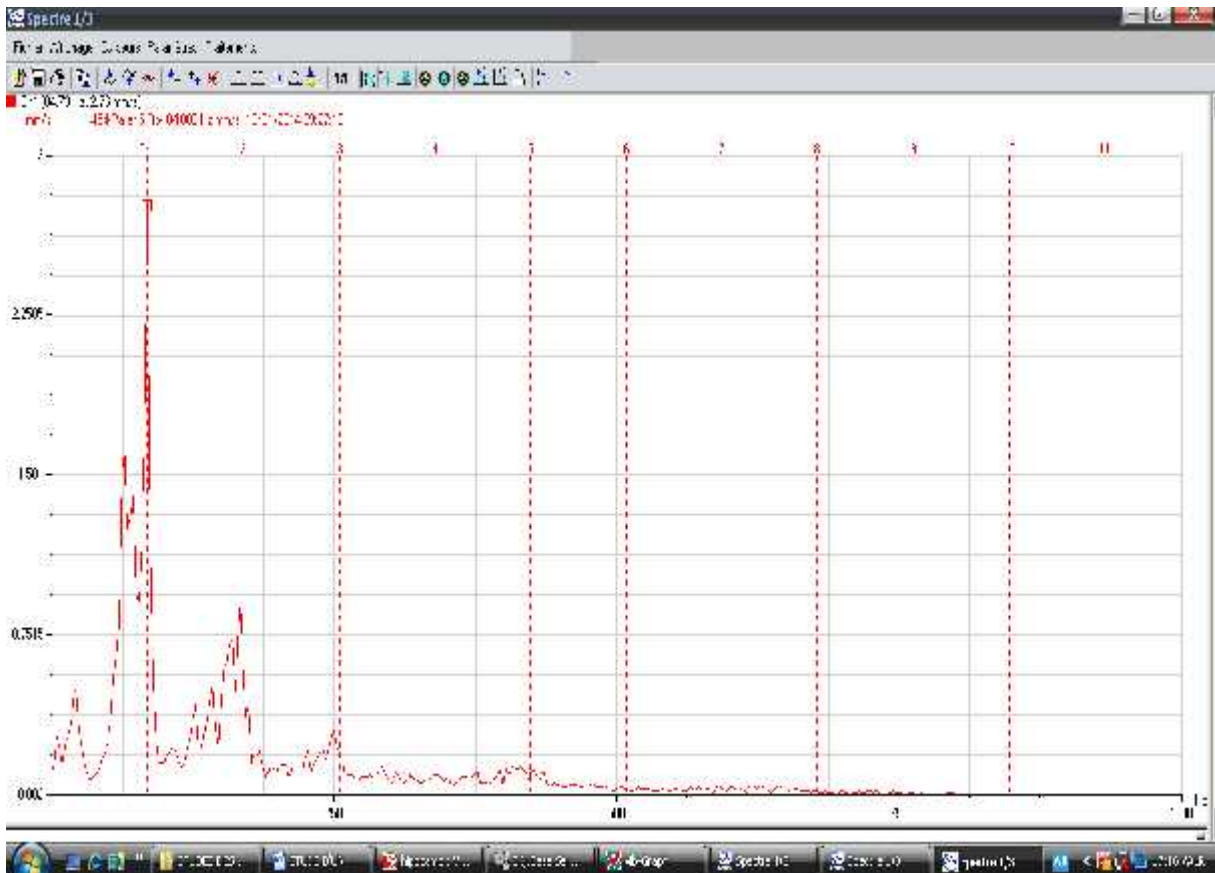


Figure IV.30: Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°05 dans le sens radial oblique



Figure IV.31: Spectre pris le 18/01/2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique

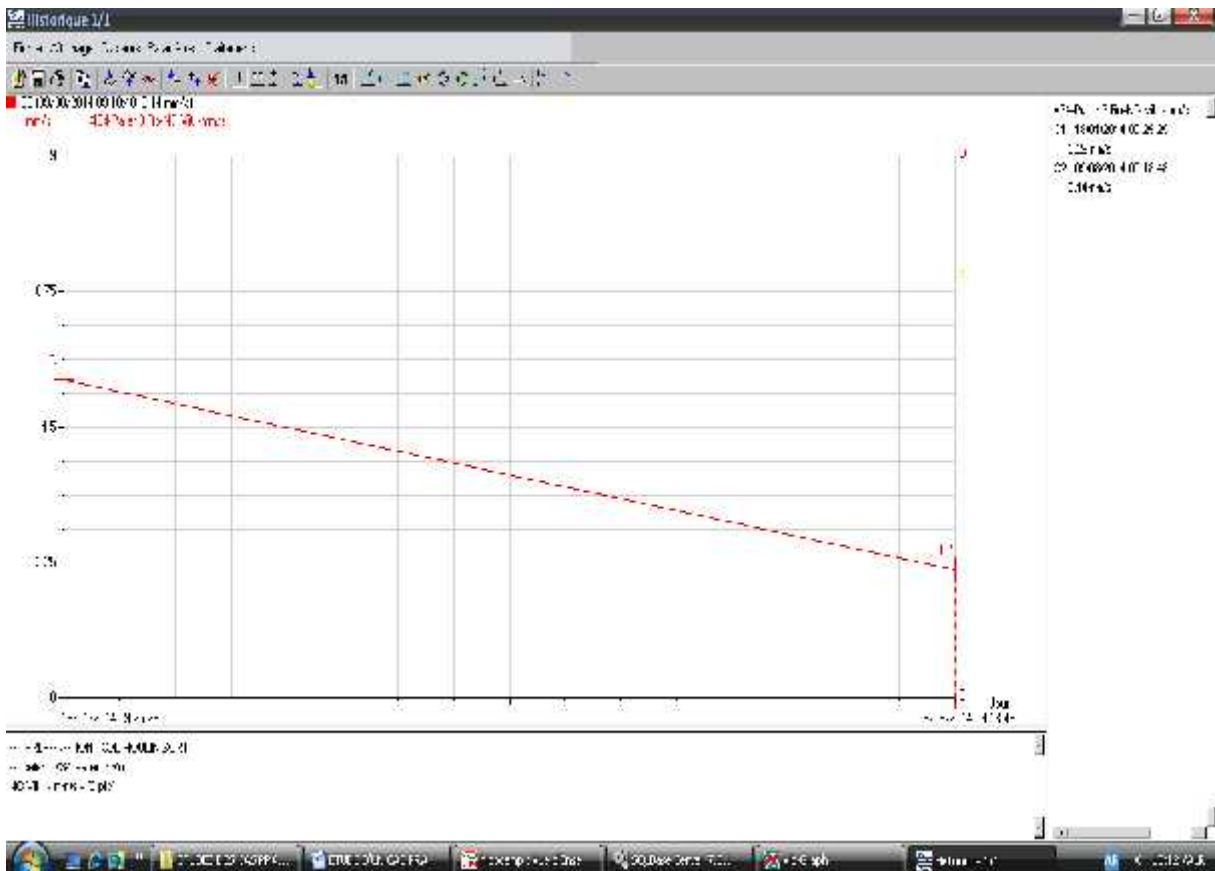


Figure IV.32: Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens radial oblique

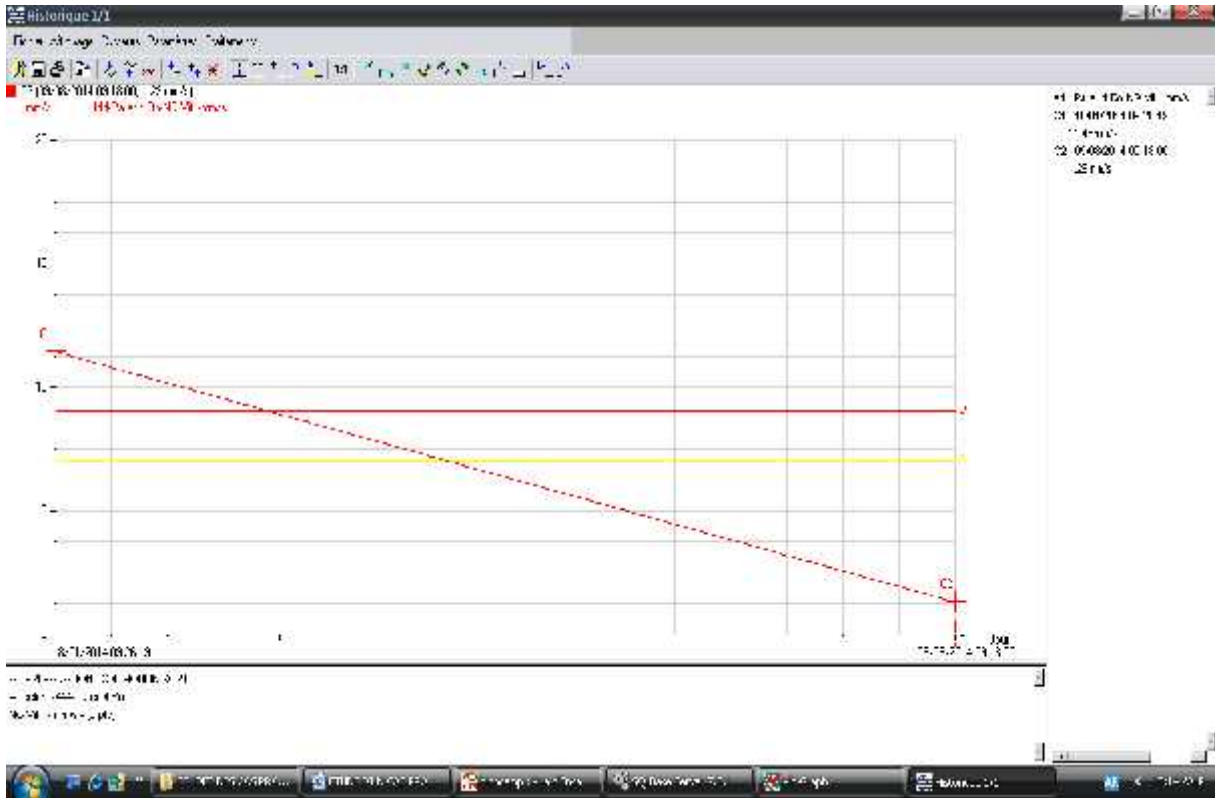


Figure IV.33: Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens radial oblique

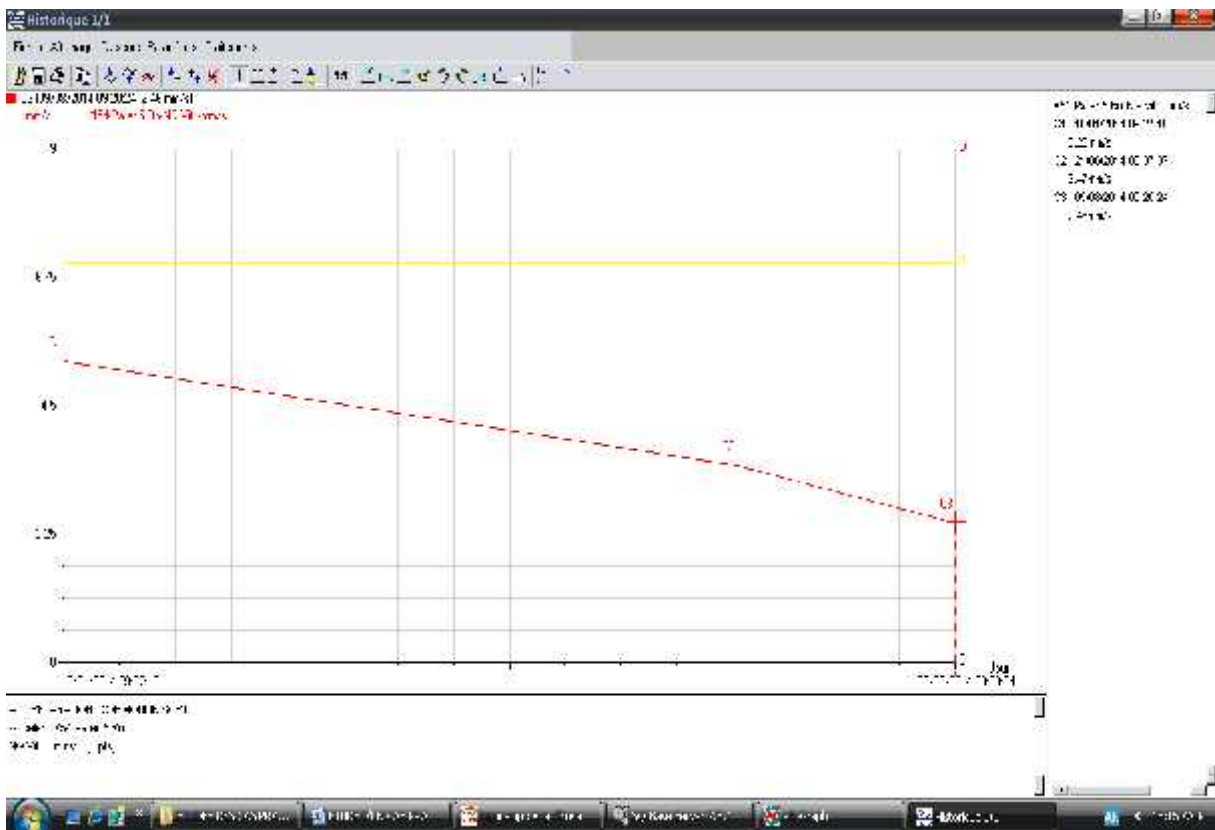


Figure IV.34: Courbe de tendance prise sur le palier N°05 dans le sens radial oblique

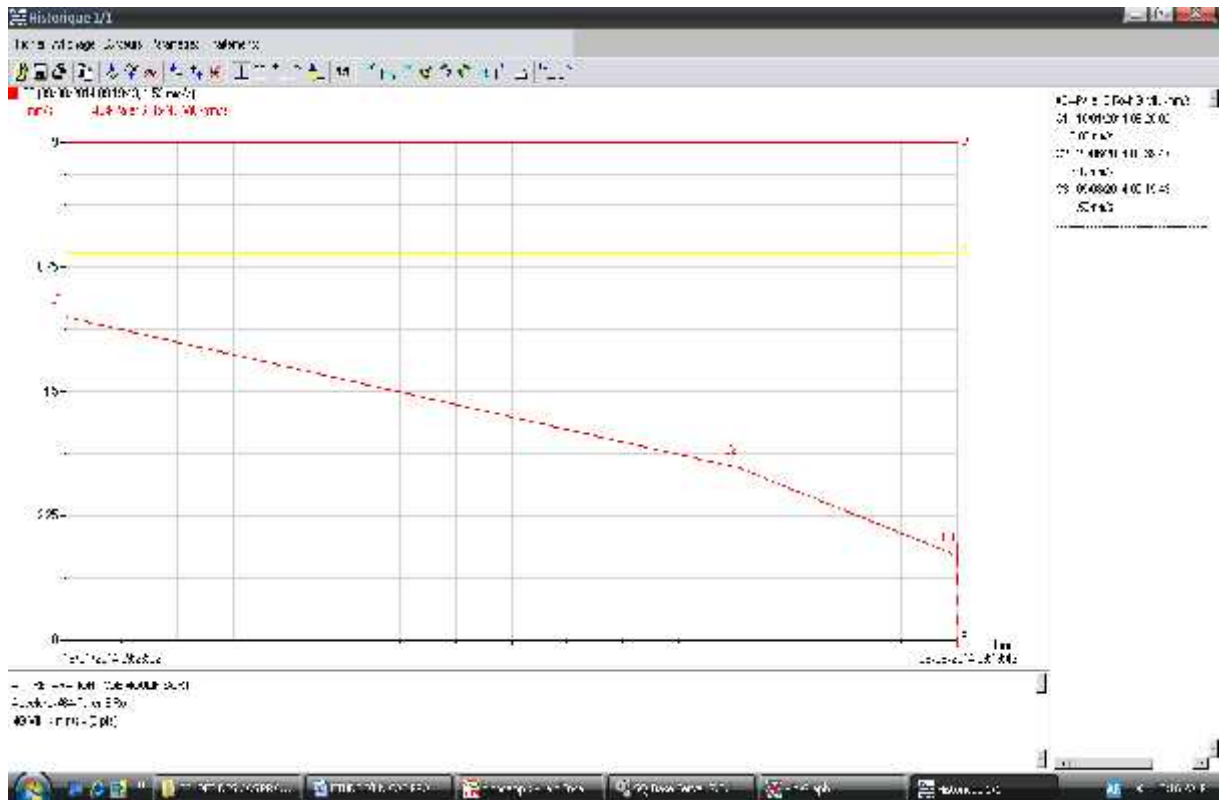


Figure IV.35: Courbe de tendance prise sur le palier N°06 dans le sens radial oblique

IV.6.4/ Diagnostic et Analyse des résultats du 21 Juin 2014 :

Suite à nos recommandations relatives aux contrôles de l'usure au niveau des flancs de la denture sur le pignon d'attaque et la roue dentée du train d'engrenage du réducteur, l'équipe de maintenance a procédé au changement de ce train d'engrenage en Juin 2014, de ce fait, nous avons pris des mesures de vibrations et des spectres juste après cette intervention afin de contrôler la sévérité vibratoire de l'équipement et ce le 21 Juin 2014. Le diagnostic vibratoire sur le réducteur comme l'indique le schéma de la chaîne cinématique de la machine, révèle la présence d'un léger défaut d'engrènement sur le train d'engrenage, comme l'indique l'ensemble le spectres prélevé sur le palier N°05 dans la direction radiale oblique, qui présente un peigne de raies à la fréquence dominante liée à la fréquence d'engrènement de 85 Hz, sur une bande de fréquence de 1000 Hz, d'après le spectre présenté dans la figure IV.32. Tandis que, le spectre pris sur le palier N°06 à la sortie du réducteur et sur une bande de fréquence de 500 Hz représenté dans la figure IV.33, nous avons remarqué la présence d'une modulation de fréquence d'engrènement qui est de 85 Hz, modulée à 03,75 Hz liée à la vitesse de rotation de la ligne d'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur relative à 240 tr/min, indiquant la présence d'un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 & 04 portant le pignon d'attaque.

A cet effet, nous avons signalé ce problème au service concerné afin de vérifier en urgence le degré d'usure au niveau de la portée de roulement dans les deux paliers sus indiqués, car ce défaut peut provoquer un engagement important de la denture pendant le fonctionnement, vu la grandeur de la machine et la puissance et le couple important transmis par ce réducteur vers le Moulin. Malheureusement, notre recommandation n'a pas été prise en considération, ce qui a engendré la détérioration de la denture du pignon d'attaque du réducteur, et qui a causé par la suite l'arrêt imprévu de la machine. Des travaux d'intervention ont été déclenchés immédiatement pour le changement pour la deuxième fois du train d'engrenage, ainsi que les roulements du réducteur, ou un autre diagnostic vibratoire est réalisé le 09 Août 2014, qui nous a permis de conclure que le défaut d'engrènement persiste toujours d'après les spectres sur l'ensemble des paliers du réducteur, représentés dans les figures IV.34, IV.35, IV.36 et IV.37, indiquant la présence d'un choc relatif à la composante prépondérante liée à la fréquence d'engrènement de 85 Hz, avec un peigne de raies de composante d'ordre 1,2,3,...etc, seulement les niveaux globaux de vibrations provoqués par cette défaillance et qui sont illustrés dans le tableau IV.7 sont jugés acceptables d'après les normes internationales VDI 2056.

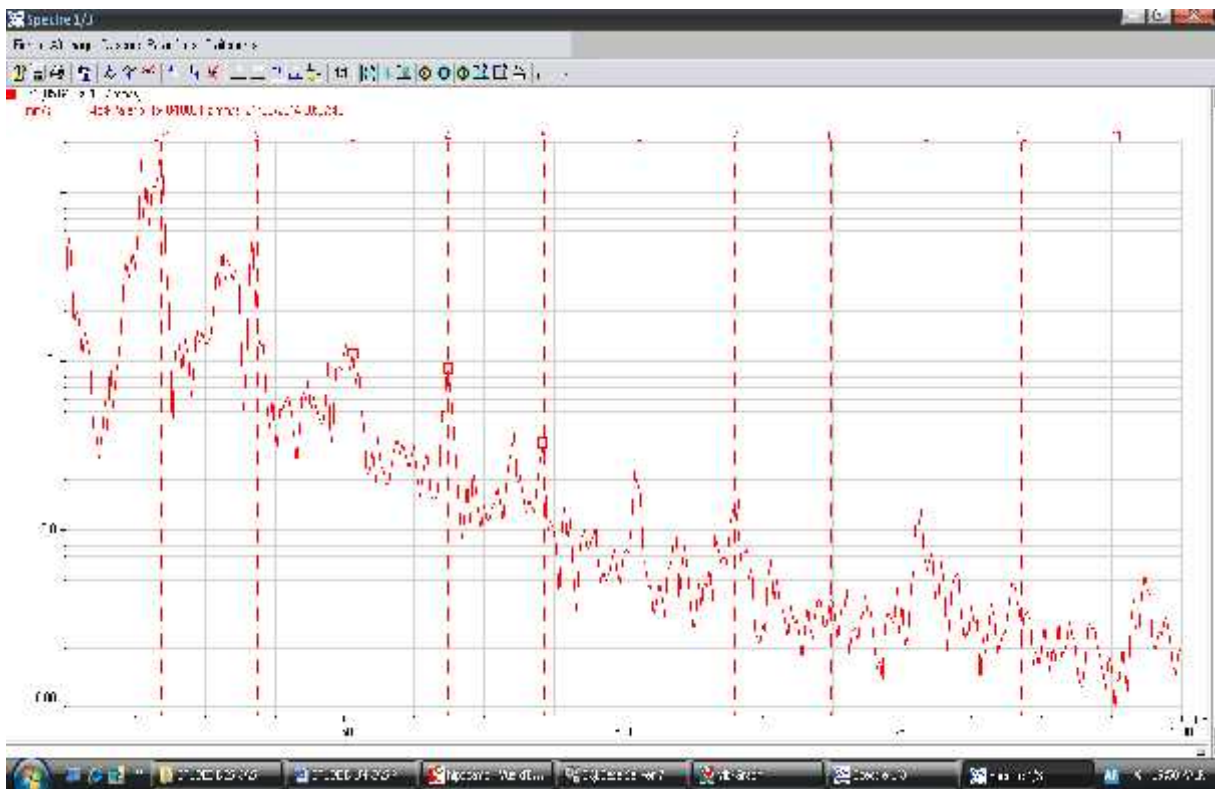


Figure IV.36: Spectre pris le 21/06/2014 sur le palier N°05 dans le sens radial oblique

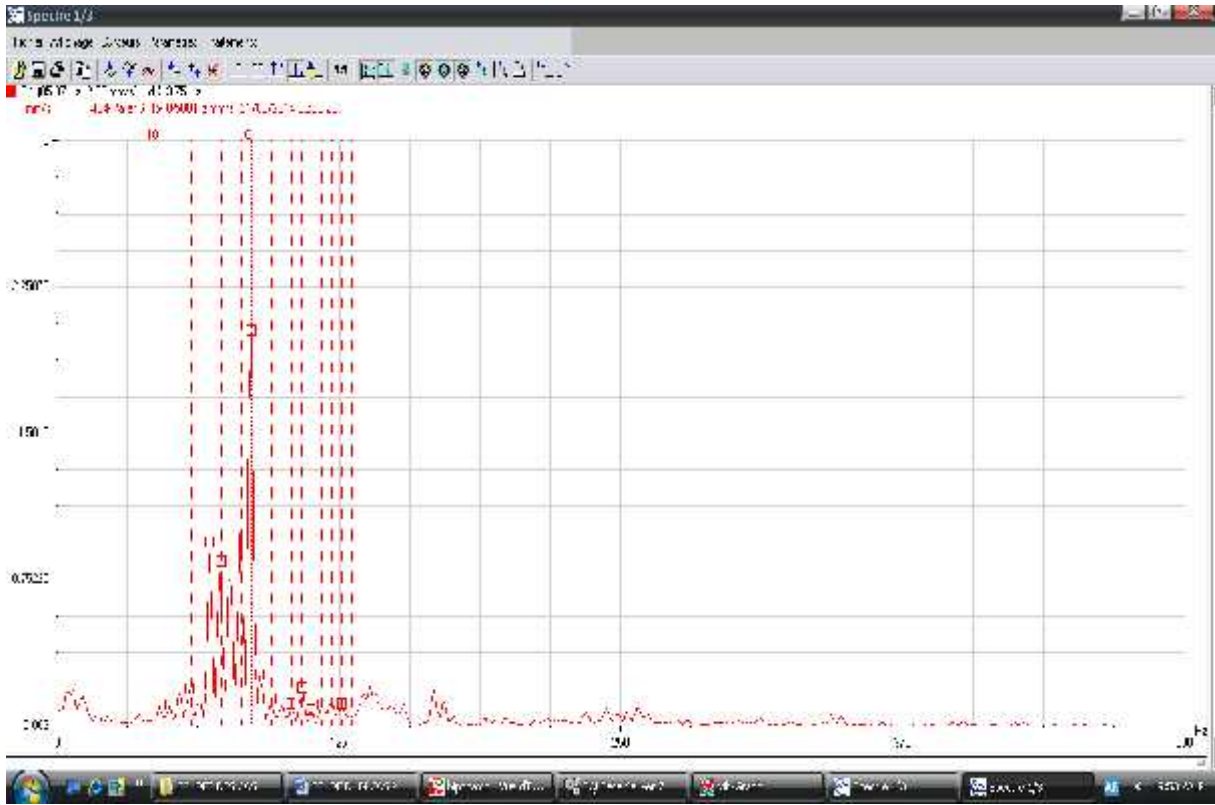


Figure IV.37: Spectre pris le 21/06/2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique

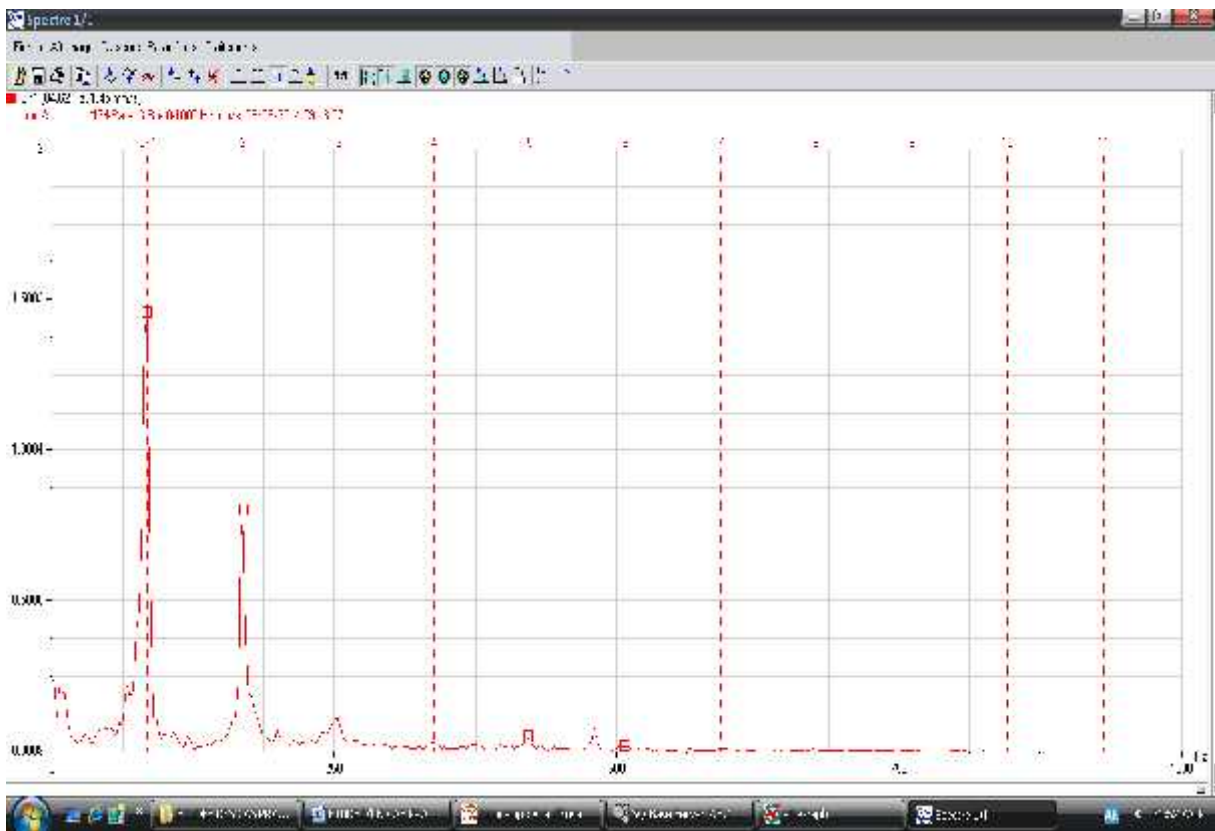


Figure IV.38: Spectre pris le 09/08/2014 sur le palier N°03 dans le sens radial oblique

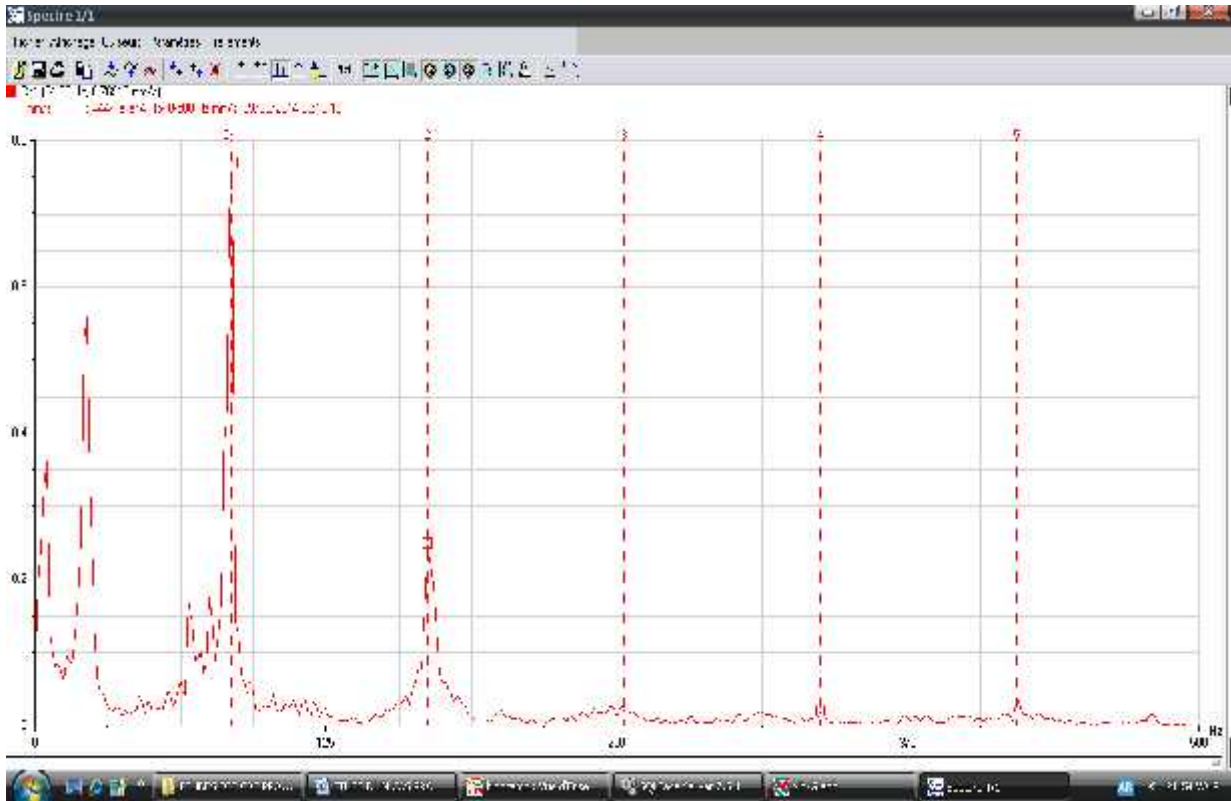


Figure IV.39: Spectre pris le : 09/08/2014 sur le palier N°04 dans le sens radial oblique

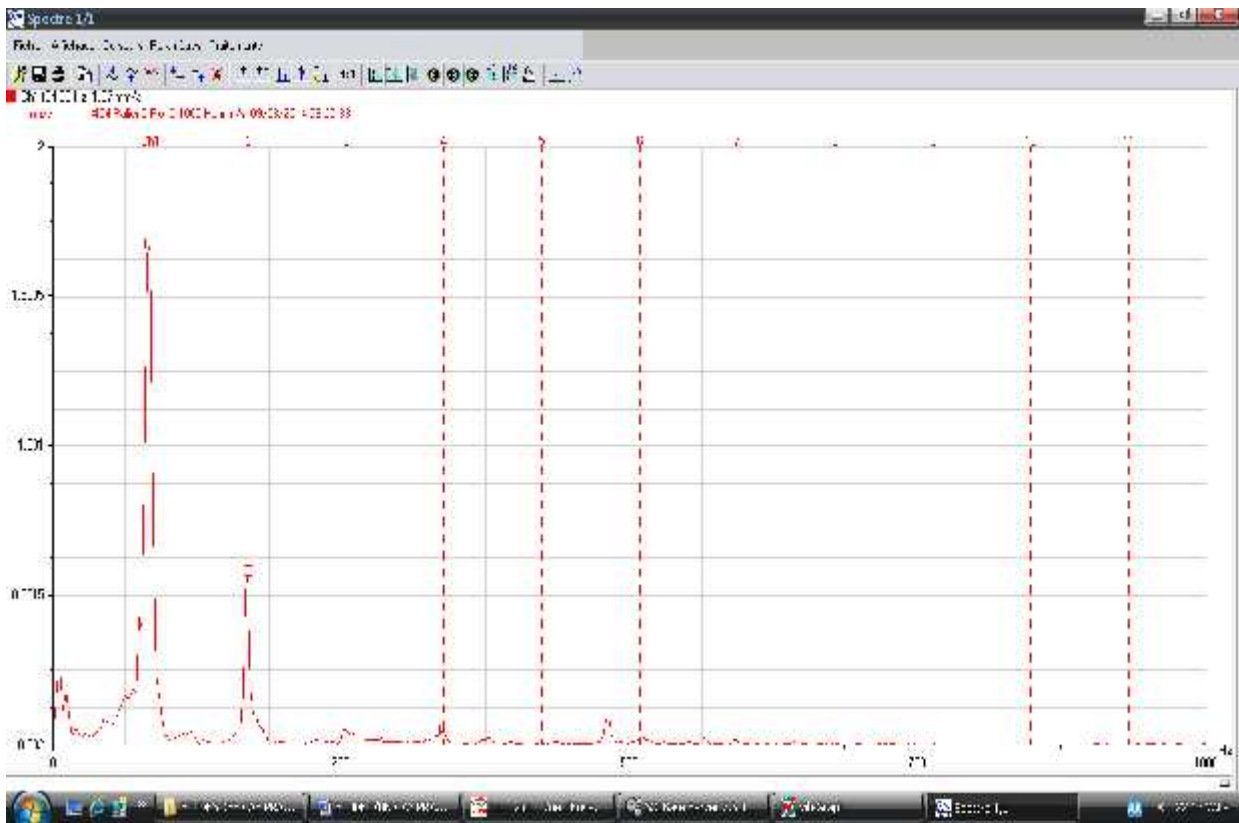


Figure IV.40: Spectre pris le 09/08/2014 sur le palier N°05 dans le sens radial oblique

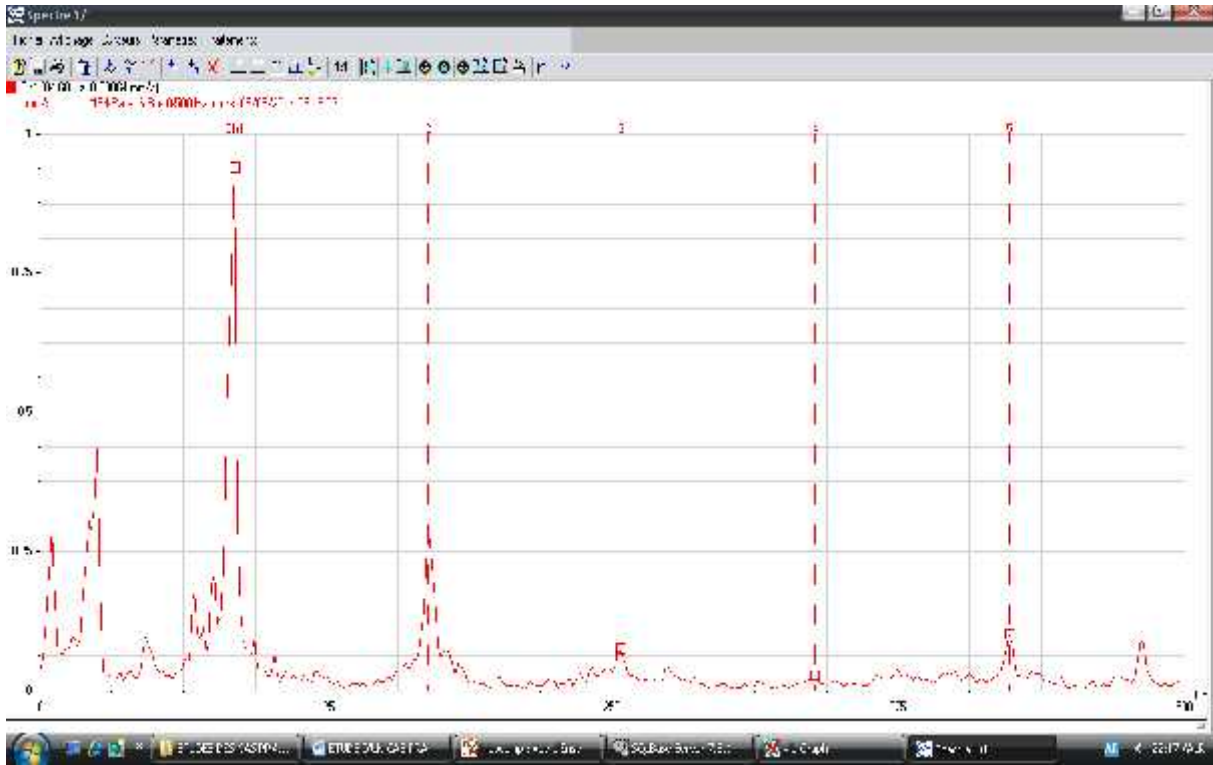


Figure IV.41: Spectre pris le 09/08/2014 sur le palier N°06 dans le sens radial oblique

IV.6.5/ Conclusion :

La surveillance vibratoire est indispensable pour ce genre de machine traitée. On augmente ainsi leurs disponibilités et planifier des interventions pour d'éventuelles réparations. Par ailleurs, une surveillance vibratoire permet de suivre l'évolution du défaut et de prendre les dispositions nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechange en cas de besoin comme le défaut d'engrènement traité et l'engrenage correspondant. L'analyse des vibrations, nous a permis de faire le diagnostic des défaillances mécaniques et de proposer des solutions pour les corriger. On signale que nos conseils ne sont pas toujours pris en considération, ce qui engendre des conséquences catastrophiques pour les machines et les différentes installations, provoquant des arrêts intempestifs des usines de production et un manque à gagner très important. L'analyse de vibrations nous a aidé, non seulement à détecter avec précision ces problèmes, mais aussi de contrôler le montage pendant l'installation de certaines machines neuves. Encore une fois, et grâce à cette nouvelle technique de maintenance par l'analyse de vibrations, on pourra éviter des catastrophes, comme dans le cas du réducteur traité avec son défaut d'engrènement à l'état précoce, si et seulement si notre recommandation de remédier au problème de jeu sur les portées de roulements sera pris en considération.

Conclusion générale

Notre étude a consisté à étudier une modélisation du comportement vibratoire d'un système d'engrenage du fait que les engrenages constituent des organes de transmission et de puissance qui se sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique. Dans les nombreuses machines comme les machines-outils, les véhicules, les appareils de levage et les installations de puissance des navires, les engrenages font partie de leurs mécanismes principaux et auxiliaires.

Aussi, et dans notre étude, on a opté pour un cas pratique : Le Moulin. Ce dernier est une machine stratégique dans la chaîne de production de l'usine.

Au début de notre travail, une recherche bibliographique a introduit les notions nécessaires sur la maintenance du fait qu'elle est l'affaire de tous et doit être omniprésente dans les entreprises et les services. Après avoir démontré la rentabilité de son action dans les diverses entreprises, elle occupe maintenant sa place dans le monde industriel sans cesse en évolution. Par la suite, on s'est étalé sur la définition de la vibration et à l'étude du comportement vibratoire du système. Une vibration est une oscillation et ou la quantité est un paramètre définissant le mouvement d'un système mécanique. Cette oscillation est une variation prise dans le temps en regard d'une référence spécifiée.

Pour mieux maîtriser notre travail, on devait introduire les notions nécessaires sur la maintenance du fait qu'elle est l'affaire de tous et doit être omniprésente dans les entreprises et les services. Après avoir démontré la rentabilité de son action dans les diverses entreprises, elle occupe maintenant sa place dans le monde industriel sans cesse en évolution. De la maintenance, on a définit la vibration et l'étude du comportement vibratoire du système sachant qu'une vibration est une oscillation et ou la quantité est un paramètre définissant le mouvement d'un système mécanique. Cette oscillation est une variation prise dans le temps en regard d'une référence spécifiée.

Notre exemple pratique a été le me moulin. Ce dernier est un équipement situé dans la zone de préparation dans une céramique. Cette machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 1485 tr/min, et de puissance de 150 KW, le mouvement est transmis par courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice vers un réducteur à un seul étage à denture hélicoïdale supporté par des roulements, tournant à la vitesse de sortie de 80 tr/min. après des heures de travail, des vibrations sont apparues. L'interprétation spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique de la machine a révélé la présence d'un choc sur l'ensemble des paliers du réducteur, en particulier sur la ligne d'arbre portant le pignon d'attaque du réducteur. De ce fait, on a fait des prélèvements et on les a analysés par la suite. Les résultats ont montré que la surveillance vibratoire est indispensable pour ce genre de machine traitée. On augmente ainsi leurs disponibilités et planifier des interventions pour d'éventuelles réparations. Par ailleurs, une surveillance vibratoire permet de suivre l'évolution du défaut et de prendre les dispositions nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechange en cas de besoin comme le défaut d'engrènement traité et l'engrenage correspondant. L'analyse des vibrations, nous a permis de faire le diagnostic des défaillances mécaniques et de proposer des solutions pour les corriger. On signale que nos conseils ne sont pas toujours pris en considération, ce qui engendre des conséquences catastrophiques pour les machines et les différentes installations, provoquant des arrêts intempestifs des usines de production et un manque à gagner très important. L'analyse de vibrations nous a aidé, non seulement à détecter avec précision ces problèmes, mais aussi de contrôler le montage pendant l'installation de certaines machines neuves. Encore une fois, et grâce à cette nouvelle technique de maintenance par l'analyse de vibrations, on pourra éviter des catastrophes, comme dans le cas du réducteur traité avec son défaut d'engrènement à l'état précoce, si et seulement si notre recommandation de remédier au problème de jeu sur les portées de roulements sera pris en considération.

Bibliographie

- [1]. C.Hazard, Guide la maintenance, Edition Nathan, 1987
- [2]. J.L.Fanchon, Guide des Sciences et technologiques industrielles, Edition, Nathan, 1994
- [3]. S.Bensaada, D.Feliachi, la maintenance industrielle, polycopié de l'OPU, 2002
- [4]. J.Héng, Pratique de la maintenance préventive, Edition Dunod, 2002
- [5]. Chaib Rachid, contribution à l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire, thèse de magister de l'Université Mentouri de Constantine
- [6]. Jacky Dumas & Bruno Bennevault., débiter la mesure vibratoire ,01 db-stell, février 2001
- [7]. Guy Marie. R.R, méthode numériques pour la caractérisation vibratoire de structure complexe, thèse de doctorat de l'université paris est Créteil, septembre 2010
- [8]. Etude des vibrations pour la maintenance conditionel-vibration.maintenance.doc
- [9]. Chaib Rachid, contribution à l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire, thèse de magister de l'Université Mentouri de Constantine
- [10]. F.Champavier, analyse vibratoire des machines tournantes, 01dB-stell MVI technologies group version juin 2002
- [11]. J.Philippe , Savoir ausculter les machines tournantes, Laboratoire d'analyse des signaux et des processus industriels, Université Jean Monnet, Paris
- [12]. S.Teyar , Diagnostic de l'état des machines tournantes par l'analyse vibratoire, thèse de magister de l'Université Mentouri de Constantine, 2003
- [13]. Chaib Rachid, contribution à l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire, thèse de magister de l'Université Mentouri de Constantine
- [14]. Etude des vibrations pour la maintenance conditionel-vibration.maintenance.doc
- [15].Guy Marie. R.R, méthode numériques pour la caractérisation vibratoire de structure complexe, thèse de doctorat de l'université paris est Créteil, septembre 2010,
- [16].M.Elbadaoui, contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale, thèse de doctorat de l'université Jean-Monnet, juillet 1999
- [17].M.Elbadaoui, contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale, thèse de doctorat de l'université Jean-Monnet, juillet 1999
- [18].M.Elbadaoui, contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale, thèse de doctorat de l'université Jean-Monnet, juillet 1999

- [19].M.El badaoui, contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale, thèse de doctorat de l'université Jean-Monnet, juillet 1999
- [20].Frédéric Bonnardot .Comparaison entre les analyses angulaire et temporelle des signaux vibratoires de machines tournantes. Institut National Polytechnique de Grenoble 10/12/2004
- [21].JS Rao. History of rotating machinery dynamics ISBN 978-94-007-1164-8 Springer Science and Business Media B.V. 2011
- [22].Gheribi Mohamed, Analyse de quelques défaillances mécaniques d'une machine tournante industrielle et solutions proposées, thèse master de l'université Saad Dahleb de Blida 2012/2013
- [23]. Lakehal Abdelaziz. Prédiction d'avaries et maîtrise du comportement dynamique des machines tournantes, thèse de doctorat de l'Université Badji Mokhtar de Annaba 2013
- [24]. Lakehal Abdelaziz. Prédiction d'avaries et maîtrise du comportement dynamique des machines tournantes, thèse de doctorat de l'Université Badji Mokhtar de Annaba 2013
- [25]. Lakehal Abdelaziz. Prédiction d'avaries et maîtrise du comportement dynamique des machines tournantes, thèse de doctorat de l'Université Badji Mokhtar de Annaba 2013
- [26]. David Augeix. Analyse vibratoire des machines tournantes technique d'ingénieur BM5 145 INSA 2012
- [27].Christophe Palermo. Les machines électriques tournantes. Cours d'électricité2-électrotechnique université de montpellier2 année 2008-2009
- [28].Bechkri Bouchra. Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenage, thèse de magister de l'université de Constantine, 2007.
- [29]. Transmission. Engrenages, Département GMP.
- [30]. L.P. Aulnoye/Transmission de mouvement par Engrenages cylindriques à denture droite obstacle/cour
- [31]. Transmission. Engrenages, Département GMP.